



Schlussbericht vom 29.11.2019

---

# Neuartige reversible Luft/Wasser Wärmepumpe mit natürlichem Kältemittel (Propan) für ein energieeffizientes Bürogebäude



Quelle: 3-Plan Haustechnik 2018



**Datum:** 09.03.2020

**Ort:** Winterthur

**Subventionsgeberin:**

Bundesamt für Energie BFE  
Sektion Energieforschung und Cleantech  
CH-3003 Bern  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Subventionsempfänger:**

3-Plan Haustechnik AG  
Albert-Einstein-Strasse 15, CH-8404 Winterthur  
[www.3-plan.ch](http://www.3-plan.ch)

Scheco AG  
In der Euelwies 17, CH-8408 Winterthur  
[www.scheco.ch](http://www.scheco.ch)

Institut für Energiesysteme und Fluid-Engineering  
ZHAW School of Engineering  
Technikumstrasse 9, 8400 Winterthur  
[www.zhaw.ch](http://www.zhaw.ch)

SPF Institut für Solartechnik  
HSR Hochschule für Technik Rapperswil  
Oberseestrasse 10, CH-8640 Rapperswil  
[www.spf.ch](http://www.spf.ch)

**Autoren:**

Michael Benz, Stefan van Velsen, Tufan Öztürk, 3-Plan Haustechnik AG, [stefan.vanvelsen@3-plan.ch](mailto:stefan.vanvelsen@3-plan.ch)  
Rolf Löhner, Ciril Schiess, Stefan Rohrer, Scheco AG, [rolf.loehrer@scheco.ch](mailto:rolf.loehrer@scheco.ch)  
Prof. Dr. Frank Tillenkamp, Silvan Steiger, Martin König, ZHAW Winterthur, Institut für Energiesysteme und Fluid-Engineering, [frank.tillenkamp@zhaw.ch](mailto:frank.tillenkamp@zhaw.ch)  
Igor Mojic, Sascha Cramer, Institut für Solartechnik - SPF, [igor.mojic@spf.ch](mailto:igor.mojic@spf.ch)

**BFE-Ansprechperson:** Men Wirz, [men.wirz@bfe.admin.ch](mailto:men.wirz@bfe.admin.ch)  
**BFE-Projektbegleitung:** Stephan Renz, [renz.btr@swissonline.ch](mailto:renz.btr@swissonline.ch)  
**BFE-Vertragsnummer:** SI/501405-01

**Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.**



## Zusammenfassung

Aufgrund des gestiegenen Komfortbedürfnisses werden neue Bürobauten heutzutage vermehrt gekühlt. Gleichzeitig sind die gesetzlichen Anforderungen an die Energieeffizienz sowie an die Ökologie von Gebäudesystemen stark gestiegen. So dürfen ab einer gewissen Anlagengrösse bereits keine in der Luft stabilen Kältemittel mehr eingesetzt werden.

Im vorliegenden Projekt wird eine neuartige reversible Luft/Wasserwärmepumpe entwickelt. Diese wird mit dem natürlichen Kältemittel Propan betrieben und in Kombination mit einem reversiblen Verteil- und Abgabesystem als Demonstrationsanlage in ein Minergie-P Bürogebäude implementiert. Um einen sehr geringen Endenergiebedarf des Gesamtsystems zu erreichen, wird mit einer Reihe von passiven und aktiven Massnahmen wie einer hochwärmegedämmten Gebäudehülle oder einer wirksamen Nachtauskühlung der Wärme- und Kältebedarf minimiert. Zusätzlich ist eine klare Trennung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb erzielt worden. Die Warmwasserbereitstellung erfolgt mit einer separaten Luft/Wasser-Wärmepumpe, welche gleichzeitig den Serverraum im Untergeschoss kühlt. Die Propan-Wärmepumpe wird nur für die Klimatisierung und die Deckung des Heizwärmebedarfs verwendet.

Aufgrund der Verwendung eines brennbaren Kältemittels ist aus Sicherheitsgründen eine Aussenaufstellung der Wärmepumpe die zielführendste Lösung. Zusammen mit dem Verflüssiger respektive Verdampfer ist die Gesamtanlage aussenaufgestellt. Die Umschaltung des Kältemittelkreises von Heizen auf Kühlen wird mit Umschaltventilen im Kältekreislauf realisiert. Für einen teillast-optimierten Betrieb der Gesamtanlage ist die Wärmepumpe mit vier Verdichtern ausgestattet, womit die Leistung von 15-100% moduliert werden kann. Die Wärmepumpe konnte sehr kompakt realisiert werden. Die Hydraulik auf der Heiz- respektive Kaltwasserseite konnte trotz Reversibilität sehr einfach und kosteneffizient umgesetzt werden. Die Problematik der Schmierung aufgrund der Löslichkeit des Propans in den Schmierstoffen konnten in allen Betriebspunkten mittels hoher Sauggasüberhitzung und einem hocheffizienten Ölabscheide- und Rückführsystem gelöst werden.

Mittels detailliertem Monitoring wurde sowohl das Gesamtsystem als auch die Wärmepumpe analysiert und in einem zweiten Schritt verbessert. Der Wärmeverbrauch für die Raumwärme und Lüftung ist mit 42'131 kWh (klimakorrigiert, 13.9 kWh/m<sup>2</sup>) und der Kälteverbrauch mit 3'156 kWh (1.0 kWh/m<sup>2</sup>) für die ausgewertete Messperiode sehr gering. Der Elektrizitätsverbrauch der Lüftung ist mit 1.8 kWh/m<sup>2</sup> geringfügig tiefer als der SIA-Zielwert von 2.0 kWh/m<sup>2</sup>.

Im Rahmen der durchgeführten Verbesserungsmaßnahmen an der Wärmepumpe konnte die elektrische Energie der Sekundäraggregate halbiert und die mittlere Rücklauftemperatur der Heizung um 1.5 K gesenkt werden. Es resultiert eine Arbeitszahl der Wärmepumpe im Heizbetrieb von 3.0. Die Leistungsreduktion der Sekundäraggregate sowie eine verbesserte Hochhalteregelung bewirkte zusätzlich eine höhere Effizienz in der Kühlperiode. Mittels dieser Massnahmen konnte die Arbeitszahl der Wärmepumpe im Kühlbetrieb in den verglichenen Sommer-Zeitabschnitten von 1.9 auf 2.8 gesteigert werden.

Im Projekt konnte gezeigt werden, dass umschaltbare Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel in der heutigen Praxis verwendbar sind und das Sicherheitsdispositiv einer aussenaufgestellten Anlage mit einem vertretbaren Aufwand umgesetzt werden kann. Aufgrund der Anforderungen Schallschutz ist die Anlage in einem explosionsgeschützten Maschinengehäuse untergebracht. Die erreichten Arbeitszahlen im Winterfall sind als hoch zu bezeichnen. Insbesondere, wenn man berücksichtigt, dass die Anlage aufgrund der tiefen Heizgrenze bei sehr tiefen respektive sehr hohen mittleren Aussenbedingungen betrieben wird. Das führt dazu, dass die Anlage häufig in nicht energieoptimalen Betriebspunkten arbeiten muss.

Das Gesamtsystem zeigte sich jedoch als sehr effektiv und der erreichte Komfort darf in allen Zonen als sehr gut beurteilt werden.



## Summary

Nowadays, more and more office buildings are cooled due to the increased needs in terms of comfort. At the same time, the legal requirements concerning energy efficiency and sustainability in building systems have increased as well. Therefore, the use of air-stable refrigerants is no longer legal for sites exceeding a certain capacity.

Within the scope of this project a novel, reversible air-to-water heat pump system has been developed. The system introduces the use of the natural cooling refrigerant propane combined with a reversible heat distribution system. The demonstration unit is implemented at a Minergie-P-labeled office building. A range of passive and active measures, such as a highly insulated building envelope or an effective night cooling ensure a very low final energy demand of the building system. Additionally, a sharp distinction between heating and cooling mode has been accomplished. The demand for hot water is covered by a separate air-to-water heat pump that is also cooling server room. The propane heat pump is solely used to ensure the air-conditioning and heating of the building.

Due to the use of propane, the heat pump is installed outside of the building to guarantee safety. The entire unit including condenser and evaporator is installed outside. The switching between cooling and heating circuit is enabled by change-over valves within the refrigerant circuit. To allow for partial-load operation the heat pump is equipped with four compressors. This measure enables the modulated power output in the range of 15 to 100% of the total capacity. A very compact design of the heat pump could be achieved. Despite the reversibility, the unit's hydraulics on both, the hot as well as the cold-water side, are simple and cost-efficiently realized. The problem of lubrication due to the solubility of the propane in the lubricants could be solved at all operating points by means of high suction gas superheating and a highly efficient oil separation and recirculation system.

A detailed screening of the building and the heat pump system has been conducted and allowed for optimization in a subsequent step. The heat demand regarding the room heating and ventilation amounts to 42'131 kWh (adjusted for heating degree days, 13.9 kWh/m<sup>2</sup>), the cooling demand to 3'156 kWh/m<sup>2</sup>, respectively. Considering the evaluation period, these values are low. The electricity demand for the ventilation system is with 1.8 kWh/m<sup>2</sup> slightly lower than the 2.0 kWh/m<sup>2</sup> targeted by SIA.

Within the optimization of the heat pump system, the electrical energy demand of the secondary aggregates could be halved, and the average return flow temperature could be decreased by 1.5 K. The result is a COP in heating mode of approximately 3.0. An increased efficiency during cooling could be achieved by lowering the power of the secondary aggregates as well as improving the regulation to upkeep the temperature levels needed. Thanks to these measurements, the EER of the heat pump during cooling could be increased from 1.9 to 2.8 during the compared summer periods.

The project shows that reversible heat pump systems using propane as refrigerant are already applicable in today's building systems. The safety level of an outdoor installed heat pump is achieved with reasonable efforts. Due to the legal requirements of sound protection, the unit is being placed within a machine body.

The achieved COPs during winter are high. This is especially impressive, considering the low heat limit meaning that the heat pump only runs at very low and high outside temperatures. This leads to the system often working at non-efficient operation points.

However, the system as a whole is very efficient. The achieved level of comfort in all zones is excellent.



## Resumé

Aujourd'hui, en raison des exigences élevées dans le domaine du confort, plus en plus bâtiments de bureaux sont climatisés. En même temps, les obligations légales posées à l'efficacité énergétique et à l'écologie dans les systèmes du bâtiment ont aussi augmenté. De cette manière, dans les installations dépassant une certaine capacité, il n'est plus permis d'utiliser les fluides frigorigènes qui contiennent des substances stables dans l'air.

Dans ce projet, une nouvelle pompe à chaleur air-eau réversible a été développée. Cette pompe est opérée avec propane comme réfrigérant naturel en combinaison avec un système de distribution et diffusion réversible. L'usine de démonstration est installée dans un bâtiment de bureaux certifié Minergie-P. Pour atteindre une demande finale d'énergie basse, une variété des mesures actives et passives, comme l'isolation thermique d'enveloppe du bâtiment ou le refroidissement nocturne, a été implémentée. En plus, une séparation nette entre mode chauffage et mode refroidissement a été réalisée. La demande d'eau chaude est couverte par une pompe à chaleur air-eau séparée qui refroidit simultanément la salle de serveurs au sous-sol. Le pompe à chaleur propane est uniquement utilisé pour la climatisation et le chauffage des locaux.

À cause d'utilisation du propane, une substance inflammable, le pompe à chaleur est installé en plein air pour assurer la sécurité. Avec le condenseur respectivement évaporateur, l'installation complète se trouve à l'extérieur. La commutation du circuit de refroidissement entre mode refroidissement et mode chauffage est réalisée par des vannes de commutation. Le pompe à chaleur a quatre compresseurs. Cela permet le système à moduler sa puissance dans la gamme de 15 à 100% pour une utilisation optimisée en régime de charge partielle. La conception de la pompe est très compacte. Malgré la réversibilité, ses systèmes hydrauliques des circuits du côté chauffant respectivement refroidissant sont réalisées très simplement et efficacement.

À travers une surveillance détaillée, aussi bien le pompe à chaleur que le système entier a été analysés et améliorés. La consommation de chaleur et ventilation est 42'131 kWh (méthode degré-jour, 13.9 kWh/m<sup>2</sup>), cela de refroidissement 3'156 kWh (1.0 kWh/m<sup>2</sup>). En considérant la période de mesure, ces valeurs sont extrêmement basses. La consommation d'électricité pour l'aération est de 1.8 kWh/m<sup>2</sup> qui est faible plus basse que la valeur cible de SIA de 2.0 kWh/m<sup>2</sup>.

Dans le cadre des mesures d'optimisations de la pompe à chaleur le besoin en énergie électrique des mécanismes secondaires a été réduit de moitié et la moyenne température retour diminué de 1.5 K. Il résulte un COP de 3.0 en mode chauffage. Une efficacité accrue en mode refroidissement a été réalisée en réduisant la puissance des mécanismes secondaires et améliorant la régulation technique pour maintenir les températures. Grâce à ces mesures, le COP de la pompe à chaleur en mode refroidissement a été élevé de 1.9 à 2.8 durant la période estivale comparé.

Ce projet a montré que les pompes à chaleur réversibles avec propane comme réfrigérant peuvent être utilisés dans les systèmes du bâtiment actuels. Le dispositif de sécurité peut être atteint avec un investissement raisonnable. En raison de les exigences spécifiques à l'insonorisation, l'installation est placée dans un boîtier antidéflagrant. Les valeurs de COP atteints en hiver sont hautes. Particulièrement en considérant que le système, à cause de la limite de température basse, fonctionne à des températures extérieures extrêmement basses et hautes. Il en résulte que le système souvent ne travaille pas au point de fonctionnement optimal.

Le système entier est toutefois très efficace et le confort atteint est exceptionnellement bon dans toutes les zones.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>3</b>
<b>Summary</b> .....	<b>4</b>
<b>Resumé</b> .....	<b>5</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>6</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>8</b>
<b>Symbolverzeichnis</b> .....	<b>9</b>
<b>Management Summary</b> .....	<b>11</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>15</b>
1.1 Ausgangslage und Hintergrund .....	15
1.2 Motivation des Projekts .....	15
1.2.1 Vorstudie.....	15
1.3 Projektziele .....	16
1.4 Literaturstudie und Marktumfeld .....	17
1.4.1 Marktpotential Wärmepumpen .....	17
1.4.2 Marktpotential natürlicher Kältemittel .....	20
1.4.3 Stand der Technik .....	21
<b>2 Anlagenbeschreibung</b> .....	<b>22</b>
2.1 Bürogebäude AE15 .....	22
2.2 Reversible Propan-Wärmepumpe .....	24
2.2.1 Sicherheitstechnische Anforderungen der Demonstrationsanlage .....	25
2.2.2 Auslegungsdaten der Demonstrations-Anlage reversible Wärmepumpe .....	25
2.3 Wärme- und Kälteverteilung .....	28
2.4 Wärme- und Kälteabgabe.....	31
2.5 Funktionsbeschreibung .....	33
2.5.1 Funktionsbeschreibung Leistungsregulierung reversible Wärmepumpe .....	33
2.5.2 Funktionsbeschreibung Hauptverteilung .....	34
2.5.3 Funktionsbeschreibung Wärmeabgabe (reversible Heizkörper) .....	34
2.5.4 Funktionsbeschreibung Sonnenschutz und Nachtauskühlung .....	35
2.6 Gebäudeautomation .....	35
2.7 Monitoring System .....	36
2.7.1 Messsystem Gesamtsystem.....	36
2.7.2 Messsystem Kältekreislauf .....	38
2.8 Fazit Bau und Inbetriebnahme der Demonstrationsanlage.....	40
<b>3 Vorgehen und Methode</b> .....	<b>41</b>
3.1 Projektierung .....	41
3.1.1 Auslegung Gesamtsystem.....	41



3.1.2	Konzeptentwicklung und Auslegung Kältekreis der WP .....	42
3.1.3	Lärm- und Schallschutzanforderungen .....	44
3.1.4	Dokumentation Bewilligungsverfahren Propan-Wärmepumpe .....	44
3.1.5	Sicherheitskonzept (Explosionsschutzdokument) der WP .....	46
3.2	Realisation, Inbetriebnahme und Unterhalt .....	49
3.3	Auswertung der Messdaten des Kältekreislaufs .....	49
3.3.1	Winterbetrieb .....	49
3.3.2	Sommerbetrieb .....	51
3.4	Methodik Betriebsoptimierung .....	53
3.5	Vergleich mit herkömmlichen Luft- / Wasser-Wärmepumpen .....	53
<b>4</b>	<b>Ergebnisse und Diskussion .....</b>	<b>55</b>
4.1	Resultate Betriebsanalyse Gesamtsystem und reversible WP .....	55
4.1.1	Analyse Komfort .....	55
4.1.2	Analyse des Energieverbrauchs und des Leistungsbedarfs .....	59
4.1.3	Schlussfolgerungen Analyse Gesamtsystem .....	64
4.2	Resultate Betriebsoptimierung Gesamtsystem .....	65
4.2.1	Lüftungsanlagen .....	65
4.2.2	Wärme- und Kälteverteilung .....	65
4.2.3	Aktivkomponenten Gebäudehülle .....	65
4.3	Resultate Betriebsanalyse reversible Wärmepumpe .....	65
4.3.1	Winterbetrieb .....	65
4.3.2	Sommerbetrieb .....	71
4.4	Resultate Betriebsoptimierungen reversible Wärmepumpe .....	74
4.4.1	Winterbetrieb .....	74
4.4.2	Sommerbetrieb .....	77
4.5	Vergleich mit herkömmlichen Luft/Wasser-Wärmepumpen .....	81
4.6	Beurteilung Wirtschaftlichkeit .....	83
<b>5</b>	<b>Schlussfolgerungen und Fazit .....</b>	<b>85</b>
<b>6</b>	<b>Ausblick und zukünftige Umsetzung .....</b>	<b>86</b>
6.1	Konzept AE15 .....	86
6.2	Reversible Propan WP .....	86
<b>7</b>	<b>Kommunikation und Publikationen .....</b>	<b>88</b>
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>89</b>
	<b>Anhang 1 Unsicherheitsberechnung Messsystem Kältekreislauf .....</b>	<b>90</b>
	<b>Anhang 2 Details Messsystem Kältekreislauf .....</b>	<b>94</b>



## Abkürzungsverzeichnis

<i>Abkürzung</i>	<i>Begriff</i>
HP	Heizperiode
KM	Kältemaschine
KP	Kühlperiode
NTB-WPZ	Wärmepumpen-Testzentrum der Interstaatlichen Hochschule NTB in Buchs
R&I-Schema	Rohr- und Instrumentierungsschema
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau
WP	Wärmepumpe
KNX	Feldbus
BIM	Building Information Model



## Symbolverzeichnis

<i>Symbol</i>	<i>Begriff</i>	<i>Einheit</i>
$A_e$	Energiebezugsfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_{th}$	Thermische Gebäudehüllfläche	[m <sup>2</sup> ]
COP	Leistungszahl über Sekundärseite	[ - ]
$c_p$	Spezifische isobare Wärmekapazität	[J/kgK]
EER	Leistungszahl Kältemaschinebetrieb über Sekundärseite	[ - ]
$h$	Enthalpie	[kJ/kg]
$\Delta h$	Enthalpiedifferenz	[kJ/kg]
HGT	Heizgradtage	[K*d/a]
AZ	Arbeitszahl über angegebene Periode	[ - ]
$\dot{m}$	Massestrom	[kg/s]
$p$	Druck	[bar]
$\Delta p$	Differenzdruck	[bar]
$P_{el}$	Elektrische Leistung	[kW]
$\dot{Q}$	Wärmeleistung	[kW]
$Q_k$	Kältebedarf	[MJ/m <sup>2</sup> a]
$Q_{h,eff}$	Effektiver Heizwärmebedarf	[MJ/m <sup>2</sup> a]
r.H.	Relative Feuchtigkeit	[%]
$T$	Temperatur	[°C]
$t_{am,j}$	Tagesmitteltemperatur	[°C]
$t_i$	Raumtemperatur	[°C]
$t_{gr}$	Heizgrenztemperatur	[°C]
$u$	Kombinierte Unsicherheit	Div.
$\dot{V}, V$	Volumenstrom	[m <sup>3</sup> /s]
$W_{el}$	Elektrische Arbeit	[kWh]
$w_{t1,2}$	Spezifische technische Arbeit	[kW/kg]
$u$	Messmittelunsicherheit	Div.
$\varepsilon_H$	Wärmepumpenleistungszahl (Prozess-Seite)	[-]
$\varepsilon_K$	Kältemaschinenleistungszahl (Prozess-Seite)	[-]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi(x,y)$	Funktion der Zielgrösse aus den Messgrössen	

<i>Index</i>	<i>Begriff</i>
0	Verdampfer
0,p	Verdampfer Prozessseite
0,s	Verdampfer Sekundärseite
1..6	Prozesspunkte
A	Abtauung
C	Verflüssiger
CA	Verflüssiger Austritt
CE	Verflüssiger Eintritt
C,p	Verflüssiger Prozessseite
C,s	Verflüssiger Sekundärseite
IWT	Integrierter Wärmetauscher
KM	Kältemaschinenbetrieb



KM,Sek	Kältemaschinenbetrieb inkl. Sekundärleistungen
KM,Stby	Kältemaschinenbetrieb inkl. Standby-Betrieb
U	Umgebung
VA	Verdampfer Austritt
VE	Verdampfer Eintritt
Sek	Sekundär
Stby	Standby-Betrieb
WP	Wärmepumpenbetrieb
WP,A	Wärmepumpenbetrieb inkl. Abtaubetrieb
WP,Sek	Wärmepumpenbetrieb inkl. Sekundärleistungen



# Management Summary

## Projekthinhalt

Im Rahmen des Projektes „Neuartige reversible Luft/Wasser-Wärmepumpe mit natürlichem Kältemittel (Propan) für ein energieeffizientes Bürogebäude“ wurde eine teillastoptimierte reversible Wärmepumpe in Kombination mit einem reversiblen Verteil- und Abgabesystem entwickelt. Im Rahmen der Konzeptionierung des Gesamtsystems wurde einem geringen Energiebedarf eine hohe Bedeutung beigemessen. Deshalb wird zusätzlich mit einer Reihe von passiven und aktiven Massnahmen wie zum Beispiel einer hochwärmegedämmten Gebäudehülle sowie einer wirksamen Nachtauskühlung der Wärme- und Kältebedarf minimiert. Mittels Simulationen wurde aufgezeigt, dass das Bürogebäude AE15 während eines grossen Teils des Jahres auf eine technische Klimatisierung komplett verzichten kann.

Mit einer zusätzlichen Wärmepumpe wird der geringe Warmwasserbedarf (Bürogebäude, nur Kaltwasser in den WC-Anlagen auf den Bürogeschossen) sowie die Kühlung der technischen Räume sichergestellt. So ist es möglich, die reversible Wärmepumpe, die Verteilung und das Abgabesystem entweder im Heiz- respektive im Kühlmodus zu betreiben. Ein gleichzeitiger Kühl- und Heizbedarf tritt nicht auf. Während mehreren Monaten im Jahr ist die reversible Wärmepumpe im Standby-Betrieb. Die Hydraulik kann aufgrund des Wärme- und Kälteanschlusses stark vereinfacht werden und die gesamte Verteilung in einem Zweileiter-System mit einer einfachen Change-Over-Schaltung realisiert werden. Die Wärme- und Kälteabgabe erfolgt mit den neuartigen Heizkörpern „Zehnder Nova Neo“, welche eine hohe Abgabeleistung auch bei minimalen Temperaturunterschieden zwischen dem Raum und der Wassertemperatur ermöglicht. Der Heizkörper stellt mit Temperaturfühlern autonom fest, ob er sich im Heiz- oder Kühlmodus befindet, entsprechend werden die Zusatzlüfter des Heizkörpers betrieben.

Aufgrund der Verwendung eines brennbaren Kältemittels ist aus Sicherheitsgründen eine Aussenaufstellung der Wärmepumpe die zielführendste Lösung. Zusammen mit dem Verflüssiger respektive Verdampfer ist die Gesamtanlage aussenaufgestellt. Der Schaltschrank steht in der angrenzenden Technikzentrale. Mit einem zweckmässigen Sicherheitsdispositiv wird verhindert, dass ein zündfähiges Gemisch entstehen kann. Bei einer Leckage wird das gesamte Maschinengehäuse, welches aufgrund des Lärmschutzes notwendig ist, stromlos geschaltet. Das Bewilligungsverfahren für eine solche Disposition ist mit einem vertretbaren Aufwand möglich. Es entstehen keine zusätzlichen brandschutztechnischen Vorkehrungen.

Bei der Planung der Propan-Wärmepumpe sind die Schwierigkeiten im Detail analysiert und die notwendigen technischen Lösungen abgeleitet worden. Grundsätzlich sind alle notwendigen Komponenten für die Erstellung einer solchen Anlage am Markt erhältlich. Die unterschiedlichen thermodynamischen Eigenschaften von Propan im Vergleich zu herkömmlichen Kältemitteln sind bei der Auslegung zu berücksichtigen. Bei einer sorgfältigen Dimensionierung kann aber eine hohe Gesamteffizienz der Anlage erreicht werden. Mit einem zusätzlichen internen Wärmetauscher wird aus Effizienzgründen die hohe, für einen robusten Betrieb, notwendige Sauggasüberhitzung erreicht. Die Problematik der Schmierung aufgrund der Löslichkeit des Propans in den Schmierstoffen konnten in allen Betriebspunkten mittels hoher Sauggasüberhitzung und einem hocheffizienten Ölabscheide- und Rückführsystem gelöst werden.

Für die Übertragung der Wärme und Kälte werden unterschiedliche Wärmeüberträger eingesetzt, welche in beiden Betriebsmodi optimal durchströmt werden. Die Umschaltung des Kältemittelkreises von Heizen auf Kühlen kann mit zwei Dreiwegeventilen im Kältekreislauf umgesetzt werden. Für einen teillast-optimierten Betrieb der Gesamtanlage ist die Wärmepumpe mit vier Verdichtern ausgestattet, wobei einer der Verdichter mit einem Frequenzumrichter ausgestattet ist, so dass die Leistung von 15-100% moduliert werden kann. Die Leistungsregulierung erfolgt mit einem PI-Regler anhand der mittleren Speichertemperatur.



Zur Performancemessung der neuartigen reversiblen Luft- / Wasser-Wärmepumpe wurde ein Messkonzept erarbeitet, mit welchem sich auf der Prozessseite die im Kondensator resp. Verdampfer übertragenen Wärmeströme sowie die Leistungszahlen mit einer geringen Unsicherheit bestimmen lassen.

Der Bau der Demonstrationsanlage konnte erfolgreich abgeschlossen werden. Die erhöhten Sicherheitsanforderungen an die Einbindung einer Propanwärmepumpe konnte mit der aussenliegenden Aufstellung des Maschinengehäuses und der Aufstellung der gesamten Steuerung in der Technikzentrale einfach gelöst werden. Für die Inbetriebnahme der Anlage sind alle Komponenten vorgängig zur Befüllung mit Propan ausführlich getestet worden.

Die Schallschutzproblematik spielte im vorliegenden Projekt eine untergeordnete Rolle. Mittels des schallgedämmten Maschinengehäuses und des hochwertigen Luft-/Kältemittels-Tauschers sind aber sehr tiefe Schalldruckpegel erreicht worden. Ein Einsatz in einem lärmempfindlichen Gebiet (ES II) ist grundsätzlich bei Spezialanlagen möglich, da sehr tiefe Schalldruckpegel erreichbar sind.

### **Resultate**

Die Erfahrungen der ersten Betriebsmonate zeigen, dass die gewünschte hohe Trägheit infolge der optimierten Speichermasse zusammen mit der hochwärmegedämmten Gebäudehülle sehr geringe Temperaturschwankungen in den Bürozone zur Folge hat und somit ein sehr angenehmes Raumklima vorliegt. Die detaillierten Analysen zeigen, dass sehr tiefe Wärmebedarfswerte des Gesamtsystems erreicht werden. Die gewünschte klare Trennung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb wird sichergestellt. Umschaltvorgänge des Change-Over-Ventils werden so minimiert. Dank der hohen Modulationsfähigkeit der Wärmepumpe konnte mehrheitlich ein kontinuierlicher Betrieb der Wärmepumpe erreicht werden, wodurch eine hohe Lebensdauer der Verdichter ermöglicht wird, da Ein- und Ausschaltvorgänge minimiert werden.

Die im Vergleich zur Heizleistungsberechnung nach SIA 384.201 bereits stark reduzierte Erzeugungsleistungsberechnung hat sich immer noch als zu hoch herausgestellt. Dies ist vor allem auf die reduzierten Luftwechselraten und die höheren internen Lasten im Vergleich zur SIA 384.201 Berechnung zurückzuführen.

Der Vergleich des Wärmebedarfs zwischen Messung (klimakorrigiert, 13.9 kWh/m<sup>2</sup>) und Planung (15.8 kWh/m<sup>2</sup>) zeigt, dass die Planung gut mit dem realen Betrieb übereinstimmt. Der gesamte Kälteverbrauch ist mit 3'156 kWh (1.0 kWh/m<sup>2</sup>) für die Messperiode sehr gering, da auch noch zu betonen ist, dass der Sommer 2018 ungewöhnlich warm und lang war. Damit werden die Zielwerte SIA 2024 (2015) von 11 kWh/m<sup>2</sup> deutlich unterschritten. Der Kälteverbrauch ist um den Faktor 15 kleiner als der Heizwärmeverbrauch was für einen Neubau sehr gering ist, da der Kältebedarf von neuen Verwaltungsgebäuden nicht selten in einer ähnlichen Grössenordnung wie der Wärmebedarf ausfällt. Der Elektrizitätsverbrauch der Lüftung ist mit 1.8 kWh/m<sup>2</sup> geringfügig tiefer als der SIA-Zielwert von 2.0 kWh/m<sup>2</sup>, jedoch deutlich tiefer als der Standardwert von 4.0 kWh/m<sup>2</sup>.

Die detaillierte Betriebsanalyse der Wärmepumpe während der Heizperiode 2017/2018 hat gezeigt, dass durch eine tiefe Auslastung der Wärmepumpe verhältnismässig viel elektrische Energie für die Sekundäraggregate (Pumpen und Ventilatoren) und den Abtaubetrieb aufgewendet wird. Aus der Analyse konnten drei Massnahmen abgeleitet werden:

- Senkung der Rücklauftemperatur der Wärmeverteilung
- Reduktion der Leistungsaufnahme der Sekundäraggregate
- Optimierung des Abtaubetriebs



Die Analyse der Kühlperiode 2018 lässt ähnliche Problematiken erkennen. Durch die tiefe Betriebsauslastung fällt im Sommer die Arbeitszahl mit 1.77 tief aus. Aus der Analyse der Kühlperiode konnten somit ebenfalls drei Verbesserungsmassnahmen ermittelt werden:

- Anhebung der Rücklauftemperatur der Kälteverteilung
- Reduktion der Leistungsaufnahme der Sekundäraggregate
- Senkung der Verflüssigungstemperatur

Mit diesen Massnahmen konnte die elektrische Energie der Sekundäraggregate halbiert und die mittlere Rücklauftemperatur der Heizung um 1.5 K gesenkt werden. Jedoch wurde in der zweiten Heizperiode (2018/2019) aufgrund anderer Wetterverhältnisse mehr Energie für die Abtauung aufgewendet. Dies führte schlussendlich nur zu einer Arbeitszahl-Erhöhung von 2.95 auf 3.00. Grundsätzlich ist dies ein guter Wert, da das Bürogebäude AE15 eine sehr tiefe Heizgrenze aufweist und somit die Wärmepumpe nur bei tiefen Aussentemperaturen überhaupt betrieben wird. Zusätzlich erfolgt die Wärmeabgabe mit Niedertemperatur-Heizkörpern. Auch mit konventionellen Kältemitteln würden im System keine höheren Arbeitszahlen erreicht. Im Gegenteil, Propan zeigt sich als sehr gutes Kältemittel insbesondere auch was die Energieeffizienz anbelangt.

Die Betriebsdaten der Kühlperiode 2018 werden direkt mit denjenigen der Kühlperiode 2019 verglichen. Durch Herabsetzen der mittleren Verflüssigungstemperatur von 40 °C auf 33 °C resultiert ein effizienterer Kreisprozess während der Kälteerzeugung. Die Leistungsreduktion der Sekundäraggregate bewirkt zusätzlich eine höhere Effizienz in der gesamten Kühlperiode. Mittels dieser Massnahmen konnte die Arbeitszahl in den verglichenen Sommer-Zeitabschnitten von 1.94 auf 2.77 gesteigert werden.

### **Fazit und Take-Home Messages**

Im Projekt konnte gezeigt werden, dass umschaltbare Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel in der heutigen Praxis verwendbar sind. Durch die vorteilhaften Stoffeigenschaften von Propan können damit betriebene Maschinen eine hocheffiziente Wärme- und Kälteerzeugung sicherstellen. Die untersuchte Propan-WP kann bei günstigen Umweltbedingungen einen COP bis zu 7 erreichen. Hocheffiziente Wärmepumpen sind jedoch nur ein Teil der Lösung, eine korrekte Dimensionierung ist gleichermassen von Bedeutung. Die signifikante Überdimensionierung der untersuchten Maschine bewirkt eine sehr geringe Auslastung, was sich den Arbeitszahlen (3.0 im Heizbetrieb, 2.8 im Kühlbetrieb) während der analysierten Perioden bemerkbar macht. Speziell in Verbindung mit neuen, energieeffizienten Gebäudesystemen muss die Auslegung noch präziser ausgeführt werden damit diese bestmöglich dem realen Bedarf des Gebäudes entspricht.

Aus den Erkenntnissen, welche im Rahmen des Projektes erzielt werden konnten, lassen sich die folgenden Hauptpunkte in zukünftige Projekte übertragen:

- Wärmepumpen und Kältemaschinen mit Propan als Kältemittel sind umsetzbar und können mindestens so hohe oder höhere Leistungszahlen erzielen wie Anlagen mit konventionellen Kältemitteln (siehe Vergleich Abschnitt 3.5).
- Bei energieeffizienten Gebäuden ist die korrekte Auslegung der Wärme-/Kälteerzeugung sowie der Verteilung grundlegend. Die aktuellen Normen sind für energieeffiziente Gebäude nur bedingt geeignet, da die hohen Wärmegewinne zum Beispiel durch die solare Einstrahlung sehr geringen Transmissionsverlusten gegenüberstehen.
- Die Dimensionierung der Wärmepumpe/Kältemaschine ist massgebend für einen effizienten Betrieb. Eine Überdimensionierung ist zu vermeiden, dies gilt insbesondere auch bei leistungsregulierten Anlagen.



- Bei optimierter Dimensionierung sind Jahresarbeitszahlen zwischen 3.3 bis 3.5 im Heizbetrieb möglich
- Leistungsregulierte Wärmepumpen können bei allen Betriebsbedingungen eine hohe Gesamteffizienz erreichen.
- Propan als Kältemittel ist energieeffizient und umweltschonend. Die Investitionskosten sind aktuell jedoch höher, da es sich aktuell noch um Einzelanlagen handelt.
- Die Problematik der Schmierung aufgrund der Löslichkeit des Propans in den Schmierstoffen kann in allen Betriebspunkten mittels hoher Sauggasüberhitzung und einem hocheffizienten Ölabscheide- und Rückführsystem gelöst werden.
- Die sicherheitstechnischen Vorkehrungen sind bei aussenaufgestellten Anlagen mit vertretbarem Aufwand umsetzbar.
- Die Ausbildung des technischen Personals ist wichtig um die Sicherheit beim Bau, im Betrieb und bei Wartungsarbeiten zu gewährleisten.
- Die sicherheitstechnischen Anforderungen der diversen Normen und Merkblätter sind teilweise widersprüchlich. Ein Merkblatt für Planende mit Hinweisen zum sicheren Einsatz von Propan als Kältemittel als Grundlage wäre daher hilfreich.
- Tiefe Heizgrenzen führen bei Luft/Wasserwärmepumpen zu tieferen Jahresarbeitszahlen, da die Wärmepumpe nur bei tiefen Aussentemperaturen betrieben wird.
- Bei Luft/Wasser-Wärmepumpen ist der Anteil des Energiebedarfs für die Abtauung sowie die Nebenaggregate wesentlich. Eine sorgfältige Auslegung und objektspezifische Einstellung der Sollwerte/Parameter sind ein wesentlicher Faktor für einen energieeffizienten Betrieb
- Trotz der Reversibilität der Wärmepumpe kann eine hohe Effizienz sowohl im Heiz- als auch im Kühlbetrieb erreicht werden.
- Dank einer durchdachten Gebäudeplanung kann auch bei Bürobauten mit hohen internen Lasten und einem heissen Sommer wie im Jahr 2018 über passive Massnahmen der normativ geforderte Komfort eingehalten werden.
- Eine gute Gebäudehülle in Kombination mit einer sehr gut gedämmten Fassade, interner Speichermasse sowie und einer automatischen Fensterlüftung für die Nachtauskühlung, führen gerade in Bezug auf die steigenden Temperaturen aufgrund des Klimawandels, zu einem resilienten Gebäude. Die aktive Kühlung kann dank diesen Massnahmen auf ein Minimum reduziert werden.
- Eine Analyse der Messdaten mit anschliessender Betriebsoptimierung ist bei energieeffektiven Gebäudesystemen zwingend vorzusehen.
- Die Lärmschutzvorschriften können auch bei einer Aussenaufstellung in einem Maschinengehäuse sowie einer lärmoptimierten Luft/Kältemittel-Tauschereinheit eingehalten werden.



# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangslage und Hintergrund

Das Bürogebäude Albert-Einstein-Strasse 15 (kurz „AE15“) ist der neue Firmensitz der 3-Plan Haustechnik AG in Winterthur. Das Ziel des Projekts ist es, ein kostengünstiges und energieeffizientes Gebäudesystem zu planen und zu fertigen. Mit seinem einfachen und ganzheitlichen Konzept soll eine grosse Breitenwirkung erreicht werden.

Das Besondere am Bürogebäude AE15 ist, dass es ohne Erdöl, Erdgasanschluss sowie auch ohne Möglichkeit auf Erdwärme-, Fernwärme- oder Grundwassernutzung auskommen muss, da diese Energieträger am Standort nicht möglich (Erdsonden, Grundwassernutzung) respektive nicht erwünscht (Gaslösung) sind. Das AE15 soll technisch betrachtet an einem beliebigen Standort funktionieren und eignet sich daher besonders gut als replizierbare Standardlösung für Bürobauten. Für das AE15 soll eine besonders zukunftsweisende und umweltschonende Energielösung entwickelt werden, welche neue und innovative Wege geht. Kernpunkt soll eine reversible hocheffiziente Luft/Wasser-Wärmepumpe sein, welche das umweltschonende Kältemittel Propan verwendet. Dank einer intelligenten Steuerung der aktiven Gebäudehülle sowie dem architektonischen Grundkonzept resultiert ein tiefer Energiebedarf, mit dem Ziel eine klare Trennung des Heiz- und Kühlbetriebes zu erreichen. Dazu muss ein konsequent umschaltbares Wärme- und Kälteverteilsowie Abgabesystem geplant werden, welches die teillastoptimierte Propan-Wärmepumpe bestmöglich ergänzt.

## 1.2 Motivation des Projekts

Die immer weiter verschärften Vorschriften hinsichtlich des Energiebedarfs von Gebäuden haben dazu geführt, dass Wärmepumpensysteme bei Neubauten eine hohe Marktverbreitung haben. Zusätzlich hat der Komfortbedarf insbesondere bei Verwaltungsbauten stark zugenommen, so dass heutige Bürogebäude in den Sommermonaten oft gekühlt werden. Gleichzeitig wird der Einsatz synthetischer Kältemittel mit hohen Treibhausgaspotentialen (FKWs) langfristig stark eingeschränkt werden, so dass neue Anlagentypologien auf Basis natürlicher Kältemittel entwickelt werden müssen. Diese sind insbesondere für kleinere bis mittlere Gebäudegrössen im Moment nicht verfügbar.

Im Rahmen dieses Demonstrationsprojektes wird eine neuartige reversible Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Propan als Kältemittel entwickelt und in einem energieeffizienten Bürogebäude einem Praxistest unterzogen. Mit einem zusätzlichen reversiblen Abgabesystem kann ein grösstmöglicher Komfort bei niedrigen Betriebs- und Investitionskosten für die Nutzer erzielt werden. Die Hydraulik sowie das Wärme- und Kälteabgabesystem werden so ausgelegt, dass der Ansatz der Reversibilität konsequent weitergeführt wird und so eine Musterlösung realisiert werden kann.

### 1.2.1 Vorstudie

Im Rahmen einer Vorstudie wurden bereits mögliche Energieversorgungskonzepte evaluiert, welche am Standort des Bürogebäudes in Frage kommen. Aufgrund der Lage sind weder eine Grundwassernutzung noch die Erstellung von Erdsonden, Erdkörpern oder Erdregistern möglich, so dass als Wärmequelle nur Aussenluft in Frage kommt. Aus Komfortgründen und bedingt durch zu erwartende interne Lasten wurde beschlossen die Büroräumlichkeiten und die Sitzungszimmer in den Sommermonaten leicht zu kühlen. In erster Linie kommen passive Massnahmen zum Einsatz. So wird das Gebäudesystem mit einer Hülle gemäss Minergie-P Standard gebaut und zertifiziert. Ein bestmöglicher Sonnenschutz, eine gute Wärmespeicherfähigkeit sowie eine effiziente Nachtauskühlung mittels mechanischer Fensterflügel minimieren den benötigten Heiz- und Kältebedarf. So ist es mit



diesem System möglich, während einer langen Übergangszeit auf eine aktive Beheizung oder Kühlung des Gebäudes komplett zu verzichten.

Die Vorstudie zeigte, dass unter diesen Randbedingungen die benötigte Kälte- und Wärmeenergie sowohl ökonomisch als auch ökologisch am sinnvollsten mit einer reversiblen Wärmepumpe gedeckt wird. Dank den vorher erwähnten passiven Massnahmen sollte es zudem möglich sein, auf einen gleichzeitigen Kühl- und Heizbetrieb zu verzichten. In der Konzeptphase wurde daher ein zur reversiblen Erzeugung passendes reversibles Abgabesystem angedacht. Zusammen mit der Hydraulik soll dieses System weiterentwickelt und für einen effizienten Betrieb der reversiblen Wärmepumpe optimiert werden. Im Rahmen einer Marktanalyse wurden mögliche Wärmepumpensysteme diverser Hersteller analysiert. Im benötigten Spektrum bieten diverse Anbieter Lösungen an, diese weisen aber Einschränkungen auf:

- Keine natürlichen Kältemittel verfügbar
- Geringe Effizienz im Kühlfall aufgrund Vereinfachung des Kältemittelkreislaufes zur Reduktion der Herstellungskosten
- Nicht auf moderate Vorlauftemperaturen optimiertes Gesamtsystem (Wärmepumpe und Ausseneinheit)
- Keine stufenlose Leistungsregulierung und somit wenig effizienter Teillastbetrieb sowie geringe Lebensdauer des Aggregates aufgrund von ständigen Ein- und Ausschaltvorgängen.

### 1.3 Projektziele

Im Rahmen dieses P+D Projektes wird ein reversibles Wärmepumpensystem entwickelt, welches in ein Gesamtsystem Gebäude integriert wird. Die Performance des Gesamtsystems wird im Rahmen des Projektes detailliert vermessen. Das System soll die im vorhergehenden Abschnitt erwähnten Einschränkungen eliminieren, und sowohl aus ökologischen als auch ökonomischen Gesichtspunkten die am Markt bereits bestehenden Lösungen deutlich übertreffen.

Im Rahmen des Projektes werden folgende Hauptpunkte behandelt:

- Entwicklung und Bau einer reversiblen Wärmepumpe mit Propan als Kältemittel
- Performance-Analyse und Betriebsoptimierung der Wärmepumpe sowie des reversiblen Gesamtsystems mittels des installierten detaillierten Monitoring-Konzeptes
- Durch die Vermessung des Kältekreislaufes ein detailliertes Verständnis des Arbeitsprozesses zu erhalten und Optimierungsmassnahmen gezielt ableiten zu können.

Gemäss dem aktuellen Stand der Technik (siehe auch Kap.1.4.3) werden im Rahmen des Projektes diese drei Hauptschwachpunkte eliminiert:

1. Mit der Leistungsmodulation wird insbesondere die Teillasteffizienz deutlich gesteigert.
2. Durch den optimierten reversiblen Betrieb und ein abgestimmtes Abgabesystem erreicht die Wärmepumpe sowohl im Heiz- als auch im Kühlbetrieb beste Arbeitszahlen.
3. Mit Propan als Kältemittel wird der Einsatz klimaschädlicher Gase (FKWs) vermieden.

Als wichtigster Punkt wird der Einsatz des natürlichen Kältemittels Propan angesehen, mit dem eine nachhaltige und ökologische Wärme- respektive Kälteerzeugung über den gesamten Lebenszyklus der Anlage sichergestellt ist. Die sicherheitstechnischen Herausforderungen sind dabei ein wesentlicher Bestandteil des Projektes.



### Die Ziele des Projektes sind:

1. Hochwertige und ökologische Kälte- und Wärmeerzeugung zur Versorgung eines Bürogebäudes durch den Einsatz von natürlichen Kältemitteln und der Nutzung von erneuerbaren Energien
2. Optimale Systemeinbindung der Erzeugung und abgestimmtes Abgabesystem
3. Reduktion der Investitionskosten für zukünftige Bürogebäude bei gleichem klimatischen Komfort (Kombination der Kälte- und Wärmeversorgung)
4. Reduktion der Unterhaltskosten zu einem System mit getrennter Kälte- und Wärmeversorgung
5. Reduktion der Energiekosten infolge der Effizienzsteigerung des Gesamtsystems und dem Einsatz von Propan als Kältemittel
6. Dank der optimierten Betriebsstrategien kann trotz der geringen Kälte- und Wärmeleistung des Erzeugungssystem ein hoher Komfort für die Nutzer gewährleistet werden (<30 h ausserhalb der Komfortgrenzen gemäss SIA)
7. Gewinn von Know-How zur Vermessung des Kältekreises von Propan-Wärmepumpen

## 1.4 Literaturstudie und Marktumfeld

Im Rahmen des Projektes ist eine Literaturstudie erstellt worden, um das Marktumfeld für Propan-Wärmepumpen zu analysieren.

### 1.4.1 Marktpotential Wärmepumpen

Seit der Jahrtausendwende haben Wärmepumpen eine hohe Verbreitung am Markt erreicht (siehe nachfolgende Abbildung) und sind heutzutage der am meisten eingesetzte Wärmeerzeuger zur Bereitstellung von Raumwärme bei Neubauten.

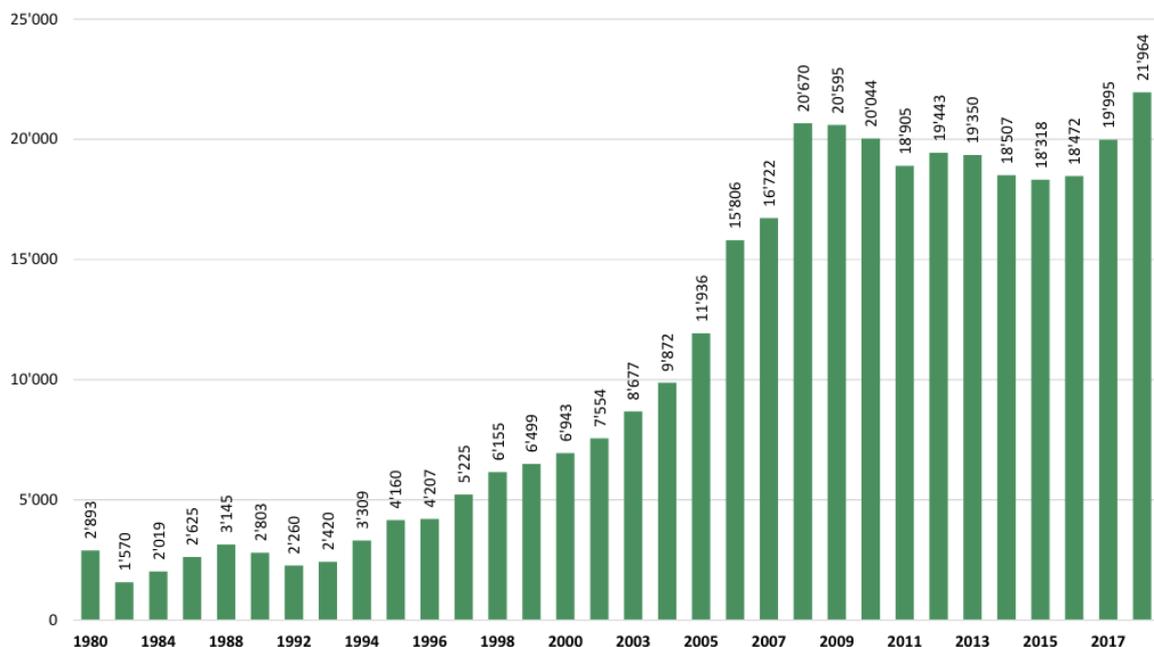


Abbildung 1: Anzahl installierte Wärmepumpen, Quelle: Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz; Statistik 2018



Ein Grossteil der eingesetzten Wärmepumpen sind Luft/Wasserwärmepumpen, da sie aufgrund ihrer geringen Investitionskosten insbesondere im Marktsegment Einfamilienhaus eine hohe Verbreitung haben. Ein Grossteil der installierten Wärmepumpen hat daher eine Leistung zwischen 5-13 kW. Auf den Bereich mittelgrosse Mehrfamilienhäuser und Verwaltungsgebäude entfallen ca. 15-20% der installierten Wärmepumpen (Leistungsspektrum 20-100 kW). In der nachfolgenden Abbildung ist die Aufteilung in die verschiedenen Leistungsklassen dargestellt.

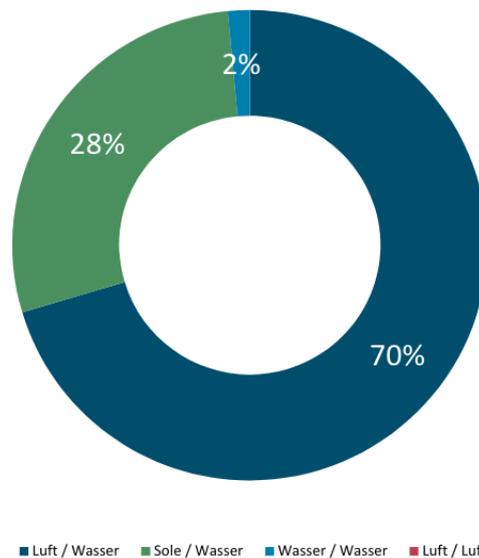


Abbildung 2: Aufteilung nach der Wärmepumpensystem nach Wärmequelle, Quelle: Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz; Statistik 2018

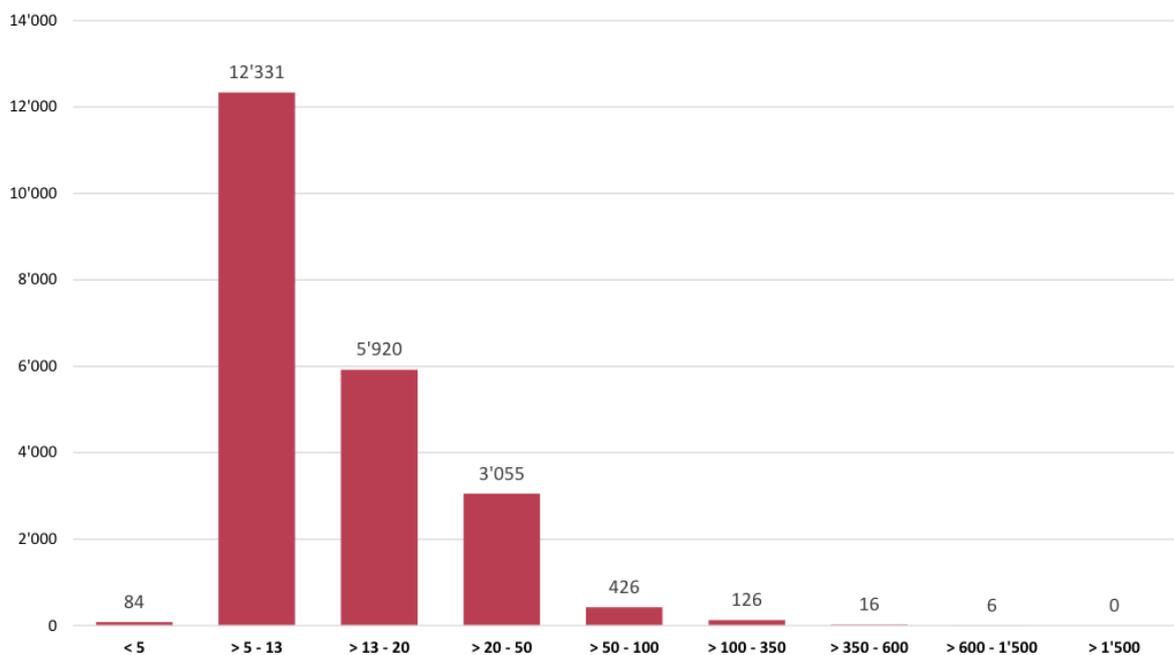


Abbildung 3: Aufteilung der neu erstellten Wärmepumpensysteme nach Leistungsgrösse in kW, Quelle: Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz; Statistik 2018



Analysiert man nun den Gebäudepark in der Schweiz sieht man, dass Wohngebäude mit einem Anteil von ca. 65% mengenmässig den grössten Anteil haben. Werden hingegen die Gebäudevolumina betrachtet haben jedoch auch die Verwaltungsbauten einen beträchtlichen Anteil und konsumieren dementsprechend ca. 25% des Energiebedarfs für die Raumwärme. Dies entspricht ca. einer Energiemenge von 62.5PJ. Details dazu sind in den nachfolgenden Abbildungen dargestellt.

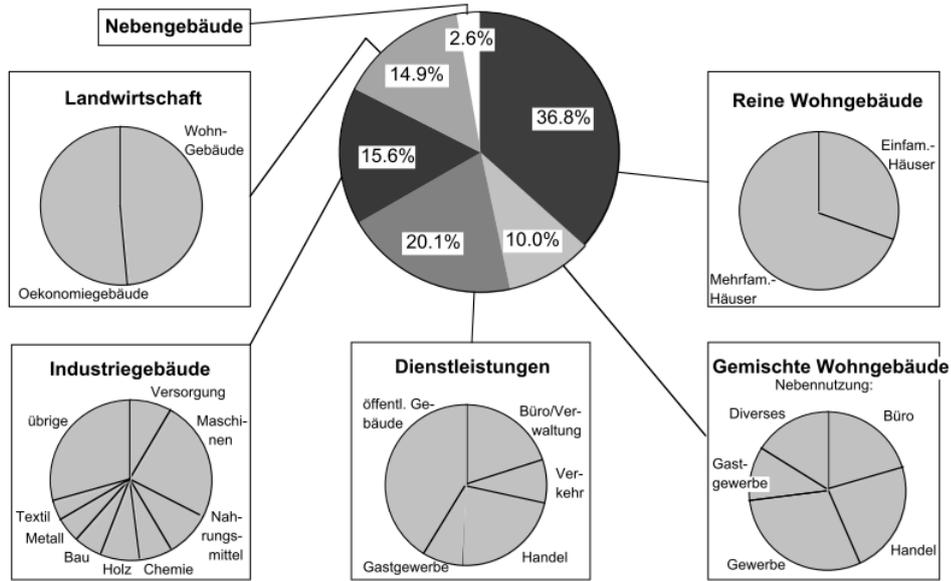


Abbildung 4: Gebäudepark der Schweiz nach Volumen, Quelle: Gebäudedatenbank W & G, Basisdaten: Gebäudezählung BfS, Erhebung über die Wohnbautätigkeit BfS, kantonale Gebäudeversicherungen 2013

	2000	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	Δ '00 - '12
Raumwärme	268.5	281.7	249.7	274.2	266.6	298.3	231.4	261.4	-2.6%
Warmwasser	46.3	46.3	46.4	46.7	46.6	47.0	45.4	46.2	-0.2%
Prozesswärme	93.4	101.9	100.6	101.1	94.1	98.8	97.9	96.2	+3.0%
Beleuchtung	24.9	26.3	26.5	26.8	26.5	26.9	26.8	26.7	+6.9%
Klima, Lüftung, HT	19.3	21.3	19.7	20.8	21.2	22.0	20.9	21.9	+13.5%
I&K, Unterhaltung	8.5	9.4	9.8	10.0	10.2	10.4	10.2	10.1	+18.8%
Antriebe, Prozesse	67.3	69.9	71.6	72.0	69.3	71.5	71.3	70.9	+5.3%
Mobilität Inland	229.7	233.8	235.7	236.3	235.8	237.1	238.3	239.9	+4.4%
sonstige	12.6	15.3	15.8	16.0	15.8	16.8	17.3	17.8	+41.9%
inländ. Energieverbrauch	770.5	805.9	775.7	803.8	785.9	828.9	759.5	791.1	+2.7%
sonstige Treibstoffe	74.7	62.3	69.7	72.8	68.9	68.9	69.6	71.0	-5.0%
Total Endenergieverbrauch	845.2	868.2	845.4	876.6	854.8	897.7	829.0	862.0	+2.0%

Abbildung 5: Endenergieverbrauch nach Verwendungszwecken in PJ, Quelle: Bundesamt für Energie 2013

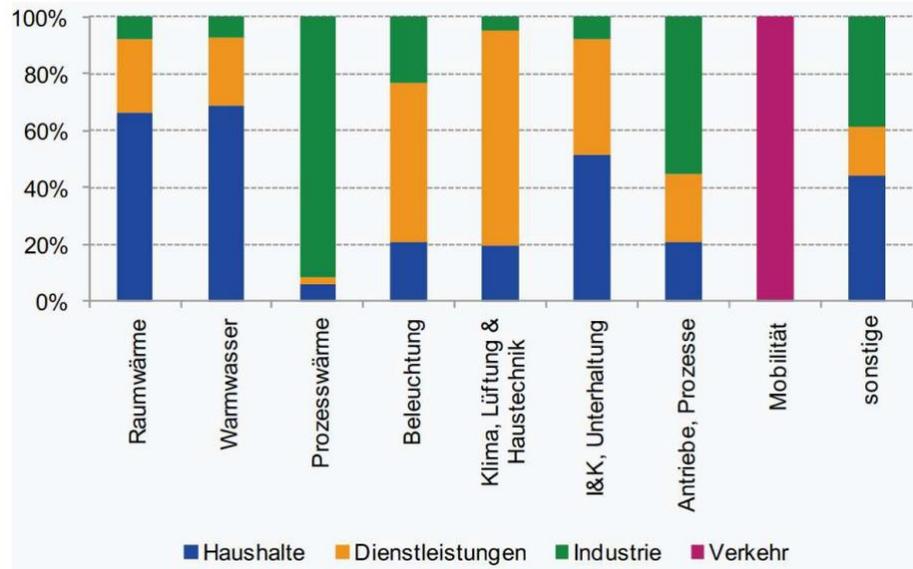


Abbildung 6: Aufteilung des Endenergiebedarfs auf die vier Sektoren, Quelle: Bundesamt für Energie 2013

#### 1.4.2 Marktpotential natürlicher Kältemittel

Im Moment werden bei kleinen bis mittelgrossen Wärmepumpenanlagen praktisch keine natürlichen Kältemittel eingesetzt, wie nachfolgende Abbildung zeigt. Infolge der verschärften Vorschriften hinsichtlich des Einsatzes von nicht natürlichen Kältemitteln (siehe nachfolgende Abbildung), hat die Entwicklung und der Einsatz von Wärmepumpensystemen basierend auf natürlichen Kältemittel mittelfristig ein sehr hohes Marktpotential.

Verwendete Kältemitteltypen bei Sole-Wasser-WP

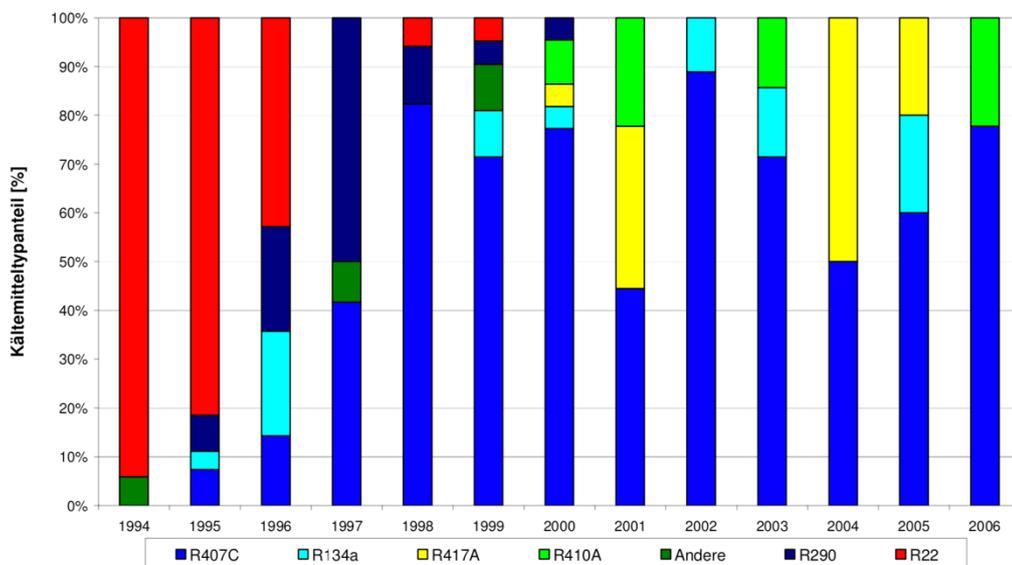


Abbildung 7: Verwendete Typen von Kältemitteln in Luft-Wasser-Wärmepumpen, Quelle: Schlussbericht, Qualitätsprüfung von Kleinwärmepumpen mittels Norm- und ausgewählten Feldmessungen, BFE 2007



### In der Luft stabilen Kältemittel in:

#### **Klimakälteanlagen und Wärmepumpen (Komfort [max. 8 Monate/Jahr inkl. Freecooling])**

GWP < 1900	zulässig	Luftgekühlt nicht zulässig wenn Kältemittel Menge > 0.4 kg/kW oder > 0.48 kg/kW mit WRG	nicht zulässig*
GWP > 1900	zulässig	Luftgekühlt nicht zulässig wenn Kältemittel Menge > 0.18 kg/kW oder > 0.22 kg/kW mit WRG	nicht zulässig*
	$Q_0 \leq 100 \text{ kW}$	$100 \text{ kW} < Q_0 \leq 600 \text{ kW}$	$Q_0 > 600 \text{ kW}$

Abbildung 8: Auszug aus der Regelung der in der Luft stabilen Kältemittel in stationären Kälteanlagen und Wärmepumpen gemäss Chemikalien-Risikoreduktions-Verordnung (ChemRRV SR 814.81), Graphische Zusammenfassung, Stand Januar 2016

Es ist davon auszugehen, dass weitere Verschärfungen den Einsatz von in der Luft stabilen Kältemittel mit einem hohen GWP Index in Zukunft vermehrt einschränken. Für grössere Anlagen mit einer Kälte- oder Wärmeleistung von mehr als 600kW sind diese bereits nicht mehr zulässig respektive nur mit einer Ausnahmegewilligung realisierbar, wenn technisch der Einsatz von natürlichen Kältemittel nicht möglich ist.

Für grössere Kältemaschinen (> 300kW) sind dadurch bereits Lösungen auf Basis natürlicher Kältemittel respektive HFO am Markt vorhanden. Bei kleineren Anlagen sind aufgrund der weniger restriktiven Vorschriften natürliche Kältemittel noch wenig verbreitet. Ausnahme sind die Klimaanlage in Fahrzeugen, welche bereits heute aufgrund einer EU-Vorschrift mehrheitlich mit HFO Kältemittel betrieben werden. HFO Kältemittel bauen sich in der Luft zwar ab und haben einen tiefen GW-Wert, bei einem Unfall kann aber im Brandfall gefährliche Flusssäure entstehen. Langzeitstudien zu deren ökologischen Einfluss sind noch wenige vorhanden und entsprechend können noch keine Aussagen zur langfristigen Umweltverträglichkeit solcher Kältemittel gemacht werden.

Natürliche Kältemittel haben im Gegensatz dazu deutliche ökologische Vorteile und sind auch einfacher verfügbar im Vergleich zu den synthetischen Kältemittel, welche meist nur von wenigen Anbieter hergestellt werden.

#### 1.4.3 Stand der Technik

Die heutigen am Markt verfügbaren Wärmepumpen im Leistungsbereich 40-100kW werden meist mit ein oder zwei Verdichtern bestückt. Diese verfügen über eine ungenügende Leistungsmodulation, so dass zum zuverlässigen Betrieb grössere Speicher notwendig sind. Aufgrund der meist überdimensionierten Anlagen resultieren im realen Betrieb aufgrund des ineffizienten Taktbetriebes relativ tiefe Jahresarbeitszahlen. Die eingesetzten Kältemittel sind grösstenteils in der Luft stabile Kältemittel wie R134a respektive R407c.

Reversible Wärmepumpen sind grundsätzlich am Markt erhältlich. Meist wird aber im Kühlbetrieb die Wärmetauscherrichtung nicht umgedreht, wodurch in diesem Betriebsmodus deutlich tiefere EER-Werte resultieren als mit einem optimierten Kältekreislauf erzielt werden könnten.



## 2 Anlagenbeschreibung

Der Bezug des Gebäudes ist im August 2017 erfolgt. Im nachfolgenden Abschnitt ist das Bürogebäude AE15 inklusive der relevanten technischen Anlagen beschrieben.

### 2.1 Bürogebäude AE15

Die in der Konzeptphase vorgesehenen passiven und aktiven Massnahmen sind in das Projekt eingeflossen und umgesetzt (siehe Abbildung 9) worden. Die Planung des Projektes erfolgte konsequent im BIM-Ansatz, um eine hohe Qualität sowohl in der Planungs- als auch in der Realisationsphase sicherstellen zu können.

#### Kenndaten für das Bürogebäude AE15:

Anzahl Arbeitsplätze:	150 Personen
Energiestandard:	MINERGIE-P
Energiebezugsfläche $A_e$ :	3'031 m <sup>2</sup>
Heizwärmebedarf $Q_{h,eff}$ :	56 MJ/m <sup>2</sup> a (berechnet, Standardnutzung)
Kältebedarf $Q_c$ :	7.2 MJ/m <sup>2</sup> a (berechnet, Standardnutzung)
Gebäudehüllzahl $A_{th}/A_e$ :	1.0
Leistung der PV-Anlage:	22 kWp



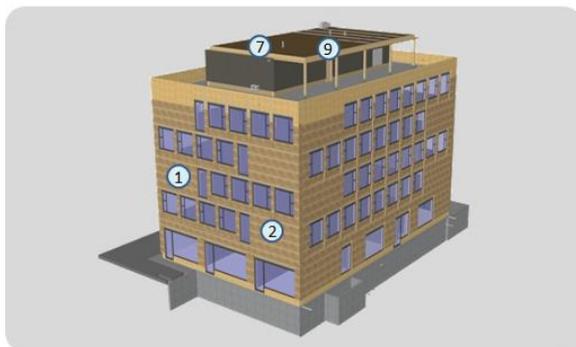
Innenansicht Büro mit Technik- und Bauelementen

#### Passive Massnahmen

- ① Ausgewogener Fensteranteil
- ② Hochwärmedämmte Gebäudehülle
- ③ Optimierte Speichermasse Decke und Boden

#### Aktive Massnahmen

- ④ Intelligenter Sonnenschutz mit Tageslichtfunktion
- ⑤ Kippflügel für automatisierte Nachtauskühlung
- ⑥ Fensterflügel für individuelle Fensterlüftung
- ⑦ Automatisierte Kernauskühlung
- ⑧ Optimierte LED-Leuchten und KNX-Steuerung
- ⑨ PV-Anlage mit hoher Eigenstromnutzung



Leichtbaufassade in Holz, Darstellung ohne Verschalung

Abbildung 9: Grundkonzept Raummodul sowie passive und aktive Massnahmen des Bürogebäudes AE15 zur Sicherstellung eines hohen Komforts bei gleichzeitig minimalem Energiebedarf.



Im Jahrgang präsentiert sich die Energiebilanz gemäss aktuellen Planungsdaten und Simulationsresultaten wie in nachfolgender Abbildung qualitativ dargestellt.

### Das Bürogebäude «AE15» im Jahrgang

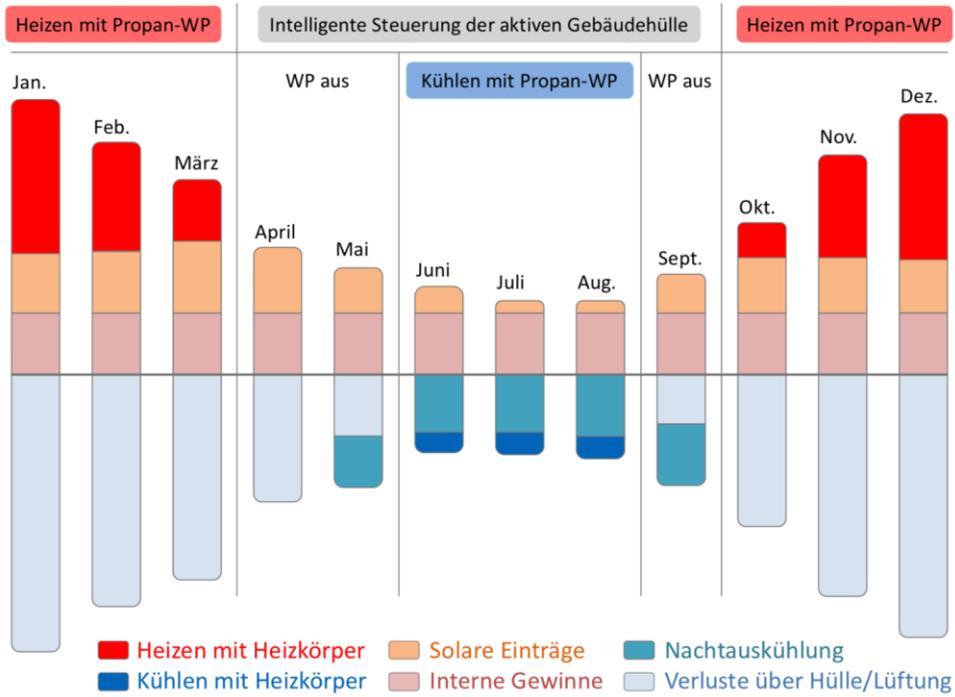


Abbildung 10: Energiebilanz und Einsatz der aktiven Massnahmen zur Sicherstellung des Komforts

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen das Bürogebäude «AE15».



Abbildung 11: Bürogebäude «AE15»



## 2.2 Reversible Propan-Wärmepumpe

Die Maschine besteht aus vier Hubkolbenverdichter (A, B, C und D) mit einem Hochdruck Ölabscheide- und Rückführsystem. Es werden halbhermetische Hubkolben des Herstellers Bitzer verwendet. Diese wurden einer Risikobewertung (nach Gefährdungszone 2) durch eine benannte Stelle unterzogen. Die Bewertung erfolgte auf Grundlage der innerhalb der EU gültigen Richtlinien 94/9/EG (ATEX 95) und 1999/92/EG (ATEX 137) sowie weiterer Verordnungen zur Produktsicherheit, Betriebssicherheit, Unfallverhütung und den entsprechenden Normen. BITZER halbhermetische Verdichter für R290 sind speziell für den Betrieb mit Kohlenwasserstoffen konzipiert und unterscheiden sich deshalb in der technischen Ausführung von den Verdichtern für HFKW- und HFCKW-Kältemittel. Dies betrifft die elektrische Ausrüstung, Sicherheitseinrichtungen, die Ölfüllung sowie das Schmieresystem. Über einen Plattenverflüssiger (WT1) wird das Kältemittel verflüssigt und die Energie ans Heizwassernetz abgegeben. Das verflüssigte Kältemittel wird via Sammler 100% flüssig über den Intern-Wärmeübertrager (WT4) geführt. Der WT4 (im Schema nicht eingezeichnet) wirkt als Überhitzer des Sauggases und gleichzeitig wird die Flüssigkeit unterkühlt.

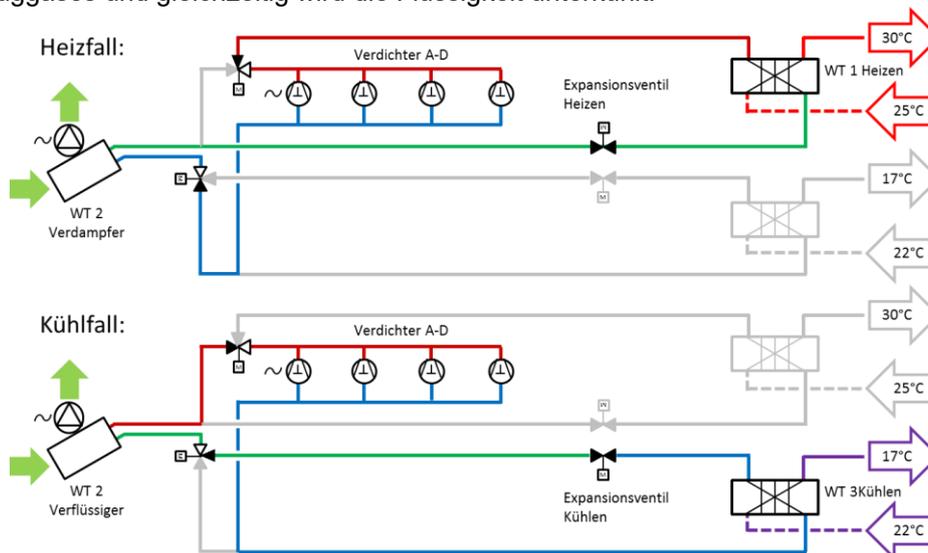


Abbildung 12: Kältemittelkreislauf und Umschaltung Heizen / Kühlen (ohne WT4).

Als Quelle für die Wärmepumpe dient der Aussenluftverdampfer (WT2). Über das Expansionsventil wird das Kältemittel entspannt und über den WT2 verdampft. Über den WT4 und den Flüssigkeitsabscheider wird es den Verdichtern wieder zugeführt. Der Verdampfer wird bedarfsgerecht mit Heissgas abgetaut. Für den Kühlbetrieb sind zwei Motorkugelhähne eingebaut, welche den Kältemittelkreislauf umschalten. Der Aussenluftkühler (WT1) wird in diesem Falle als Verflüssiger betrieben und ein dritter Plattentaucher (WT3) arbeitet als Verdampfer und erzeugt Kaltwasser. Somit ist in allen Betriebspunkten eine hohe Effizienz der Anlage sichergestellt.

Neben den Sicherheitstechnischen Anforderungen bei der Nutzung von brennbaren Kältemitteln ist vor allem der genügenden Verdichter-Schmierung Beachtung zu schenken. R290 hat eine sehr hohe Löslichkeit mit dem Kälteöl. Deshalb sind einige konstruktive Massnahmen notwendig, die unter anderem eine Sauggasüberhitzung von  $>20\text{K}$  im Betrieb sicherstellen. Die wurde bei der Demonstrationsanlage wie folgt berücksichtigt:

- Hocheffizienten Ölabscheide- und Rückführsystem zur Vermeidung zur Sicherstellung der Schmierung der Verdichter
- Geregelter Internwärmeübertrager für möglichst hohe Sauggasüberhitzung in allen Betriebspunkten, begrenzt nach maximaler Druckgastemperatur



- Flüssigkeitsabscheider zur Vermeidung von Flüssigkeitsschlägen
- Vermeidung von abrupt ändernden Drücken zur Vermeidung von Flashgasbildung
- Stabile Einspritzregelung mittels elektronischem Expansionsventil
- Pump-Down Schaltung und gedämmtes Cartersystem

Ansonsten wurden nur für R290 zugelassene Komponenten eingesetzt.

Für die Vermessung des Kältemittelkreislaufes sind zusätzlich Sensoren und Messstellen eingebaut worden (siehe auch Kap. 2.7.2).

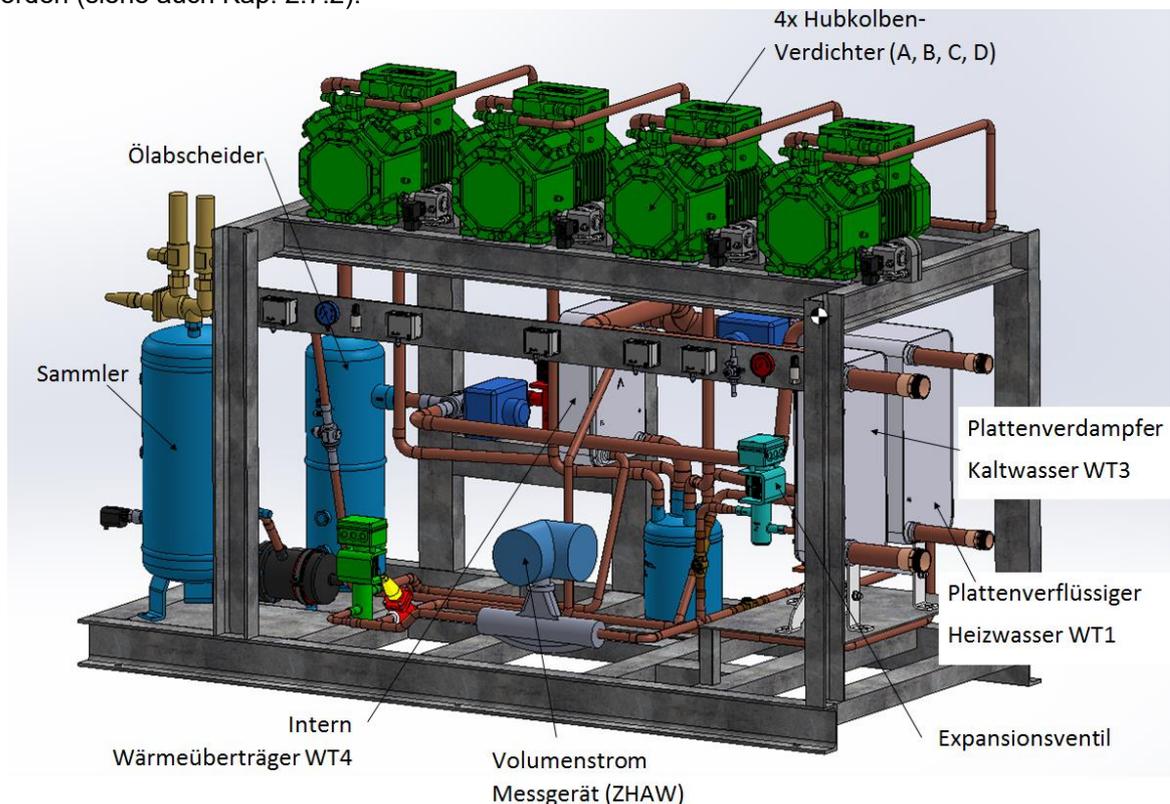


Abbildung 13: Kältemittelkreislauf und Maschinenlayout

### 2.2.1 Sicherheitstechnische Anforderungen der Demonstrationsanlage

Für die Ausführung, den Betrieb und die Wartung von Kälteanlagen mit brennbaren Kältemitteln der Sicherheitsgruppe A3 gelten besondere Sicherheitsbestimmungen. Dazu gehören u.a. spezielle Schutzeinrichtungen gegen Drucküberschreitung und Besonderheiten in Ausführung und Anordnung elektrischer Betriebsmittel. Ausserdem wurden Massnahmen getroffen, die im Falle eines Kältemittelaustritts eine gefahrlose Entlüftung gewährleisten, damit kein zündfähiges Gasgemisch entstehen kann.

### 2.2.2 Auslegungsdaten der Demonstrations-Anlage reversible Wärmepumpe

Die finalen Auslegungsdaten der Wärmepumpe sind wie folgt:

#### Heizbetrieb:

Heizleistung	62kW bei 25/30°C
Volumenstrom Heizwasser	10.7 m3/h
Elektrische Leistungsaufnahme	18kW



Aussenluftbedingungen	-8°C / 90% RH
<b>Kühlbetrieb:</b>	
Heizleistung	55kW bei 22/17°C
Volumenstrom Kaltwasser	9.5 m3/h
Elektrische Leistungsaufnahme	13.1kW
Aussenluftbedingungen	35°C

**Einsatzgrenzen:**

Aussenluft	-20...40°C
Heizwasser Heizen	25...50°C
Heizwasser Kühlen	5...17°C

Die technische Umsetzung ist auf den nachfolgenden Abbildungen dargestellt. Aus Sicherheitsgründen wurde die Anlage für eine Aussenaufstellung konzipiert. Das Maschinengehäuse wurde entsprechend ausgeführt. Das Maschinengehäuse inkl. Ausseneinheit wurden auf einem Rahmen platziert und konnte so in einem Stück auf der Baustelle angeliefert werden. Die Wärmepumpe ist auf einem abgesperrten Bereich auf dem Dach platziert welches nur durch sachkundiges Personal betreten werden kann.

Folgende Sicherheitseinrichtungen (Ventilator mit Ex-Schutz, Propandetektor) sind installiert worden:

- Propandetektor
- Ventilator mit Ex-Schutz.
- Stromlos-Schaltung gesamtes Maschinengehäuse und Ausseneinheit

Bei einem Gasaustritt wird der Ventilator auf maximaler Stufe betrieben. Die Speisung erfolgt ab dem Schaltschrank in der Lüftungs- und Heizzentrale innerhalb des Gebäudes. Das gesamte Maschinengehäuse wird ansonsten stromlos geschaltet, um Zündquellen zu vermeiden.



Abbildung 14: Technische Komponenten der Demonstrationsanlage



Abbildung 15: Positionierung der Wärmepumpe inkl. Ausseneinheit (Verdampfer / Verflüssiger je nach Betriebsart)



## 2.3 Wärme- und Kälteverteilung

Dank der passiven und aktiven Massnahmen zur Verringerung des Energiebedarfs kann auch eine Gleichzeitigkeit des Wärme- und Kältebedarfs in den Büroflächen verhindert werden. Somit ist es möglich das gesamte Bürogebäude AE15 entweder im Heiz- oder im Kühlmodus zu betreiben. Hohe Kosten für ein Vierleiter-System entfallen, trotzdem kann jederzeit ein angenehmes Raumklima garantiert werden. Die reversible Wärmepumpe wechselt den Wärmeüberträger im Heiz- und Kühlmodus. Deswegen braucht es für die Speicherladung zwei Hauptpumpen auf der Sekundärseite. Die Leistungsregulierung der Wärmepumpe erfolgt mittels eines PID-Reglers, welche die Abweichung der mittleren Speichertemperatur vom Sollwert regelt. Die Austrittstemperatur der Wärmepumpe auf den aktuellen Sollwert wird mit dem geförderten Massenstrom der beiden Hauptpumpen auf der Sekundärseite geregelt. Infolge des grossen Bereiches, in welcher die Wärme- und Kälteerzeugung auf Standby-Betrieb ist, vergehen mehrere Tage zwischen einem Wechsel des Betriebsmodus.

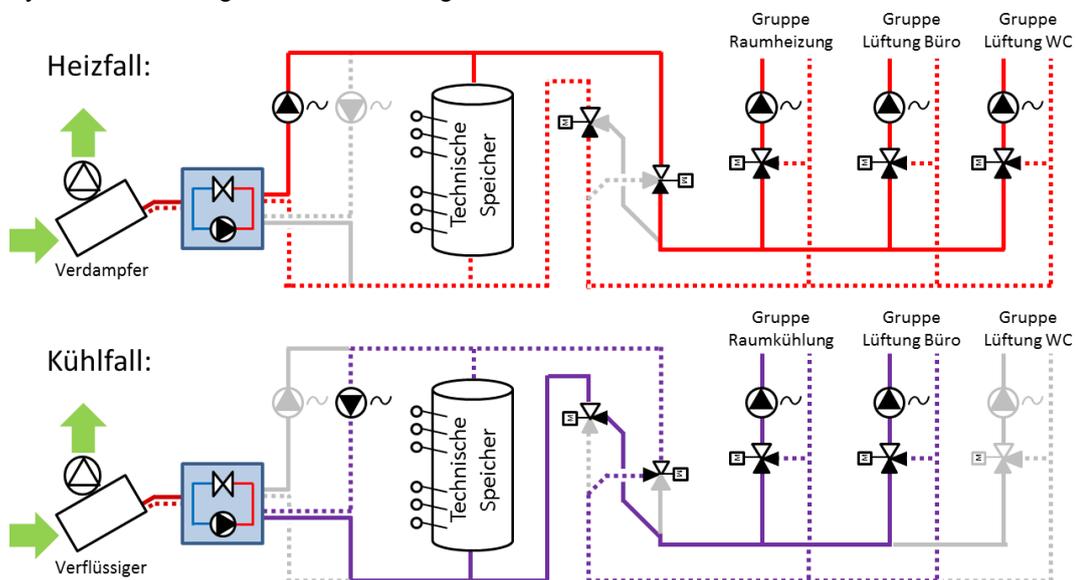


Abbildung 16: Vereinfachtes Hydraulikschema und Einbindung Wärmepumpe

In diesem Fall erfolgt eine einfach hydraulische Umschaltung im Hauptvorlauf auf die Heiz- und Kältegruppe mit zwei Dreiwege-Ventile. Die Heiz- und Kältegruppen benötigen keine Anpassungen während der beiden Betriebsmodi, da die Temperaturdifferenzen im Heiz- und Kühlfall sehr ähnlich ausgelegt wurden.





Ein Schwerpunkt bei der Einbindung der Wärmepumpe liegt auf einer einfachen und zweckmässigen Hydraulik. In nachfolgender Abbildung sind die beiden Hauptpumpen der Sekundärseite ersichtlich. Die beiden Energiezähler sind werden einerseits genutzt um die produzierte Kälte- und Wärmemenge zu erfassen, andererseits verfügt die Auswerteeinheit über zwei schnelle Analogausgänge, welche für die Analyse des Kältemittelkreises benötigt werden.



Abbildung 18: Hydraulik Sekundärseite mit Zuleitung zu dem technischen Speicher

Der technische Speicher wurde aus Platzgründen in zwei seriell geschalteten Speichern realisiert. Die Grösse der Speicher ergibt sich aufgrund der Sperrzeiten für die Wärmepumpe. Während der Sperrzeiten werden nur die Lüftungsanlagen mit Wärme versorgt. In der nachfolgenden Abbildung sind die beiden Change-Over Ventile ersichtlich, mit denen die Verteilung von Heiz- auf Kühlbetrieb umgeschaltet wird.



Abbildung 19: Change-Over Schaltung in der Hauptzuleitung zu den Heiz- und Kältegruppen (unisoliert (links) und isolierter Zustand (rechts))



## 2.4 Wärme- und Kälteabgabe

Das letzte Puzzleteil des Gesamtsystems sind die neuartigen «Zehnder Nova Neo»-Heizkörper im klassischen Design. Der Heizkörper erkennt selbstständig, ob er sich im Kühl- respektive Heizmodus befindet und schaltet bei Bedarf einen Ventilator zu.

Minimale Vorlauftemperaturen im Heiz-, respektive hohe Vorlauftemperaturen im Kühlfall stellen einen effizienten Wärmepumpenbetrieb sicher. Zusätzlich erhält der Nutzer die Möglichkeit, mit der Wahl der Ventilator-Stufe, ein für ihn optimales Komfortklima einzustellen.

Die Heizkörper werden sternförmig von einem zentralen Heizverteiler je Halbgeschoss versorgt, ähnlich einer Fussbodenheizung. Die Steuerung der Klimatisierung (Change-Over Heizen/Kühlen) erfolgt mittels eines KNX-basierten Systems, wobei jeder Heizkörper über einen eigenen Stellantrieb verfügt. Das KNX-System steuert zusätzlich die Lüftung, die Storen, die Nachtauskühlung sowie die Beleuchtung. Jeder Raum meldet zusätzlich seinen Heiz- und Kühlbedarf an das übergeordnete Leitsystem, um einen unnötigen Betrieb der Erzeugungsanlage zu verhindern.

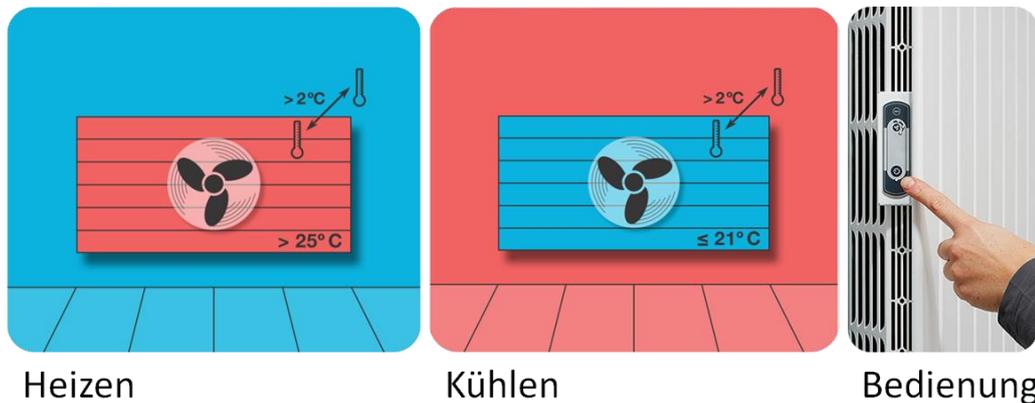


Abbildung 20: Betriebsmodi und Bedienung des Heizkörpers «Zehnder Nova Neo»

### Kenndaten des Heizkörper Zehnder Nova Neo:

Fabrikat: Zehnder  
Typ: VRX-059-100/BS  
L/H/T: 1500/592/117mm

Bei den Auslegungspunkten sind die Heiz- und Kälteleistungen wie folgt:

#### Heizleistung:

VL 30/ RL 25/ Raum 21°C (6.5K)  
Stufe 0: 60 Watt  
Stufe 1: 176 Watt  
Stufe 2: 234 Watt  
Stufe 3: 301 Watt

#### Kälteleistung:

VL 19/ RL 24/ Raum 28°C (6.5K)  
Stufe 0: 60 Watt  
Stufe 1: 176 Watt  
Stufe 2: 234 Watt  
Stufe 3: 301 Watt

Mit dieser hydraulischen Einbindung der Heizkörper entsteht ein vollreversibles Abgabesystem, das optimal mit der reversiblen Erzeugung zusammenarbeitet.

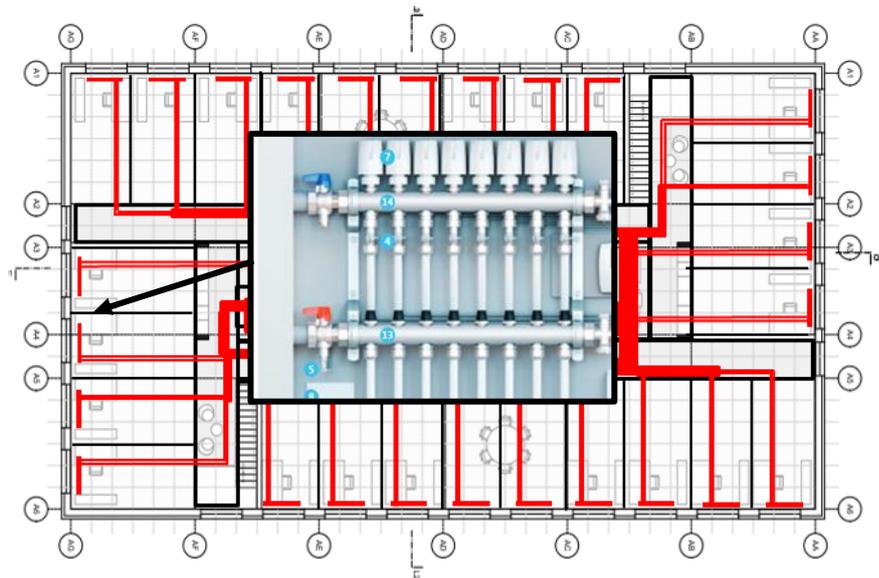


Abbildung 21: Hydraulischer Anschluss der reversiblen Wärmeabgabe

Die Heizkörper „Zehnder Nova Neo“ werden von einem Fussbodenheizverteiler mit Wärme respektive Kälte versorgt. Mit diesem System ist eine einfache Verkabelung der KNX-Stellantriebe möglich, so dass die Umschaltung zwischen Kühl- und Heizbetrieb ohne erhöhte Kosten möglich ist. Dank dem Zweileiter-System ist auch die Hydraulik der Abgabeseite sehr einfach gehalten und verursacht keine hohen zusätzlichen Kosten für die Kühlung der Bürozone. In der nachfolgenden Abbildung ist der Fussbodenheizverteiler ersichtlich.

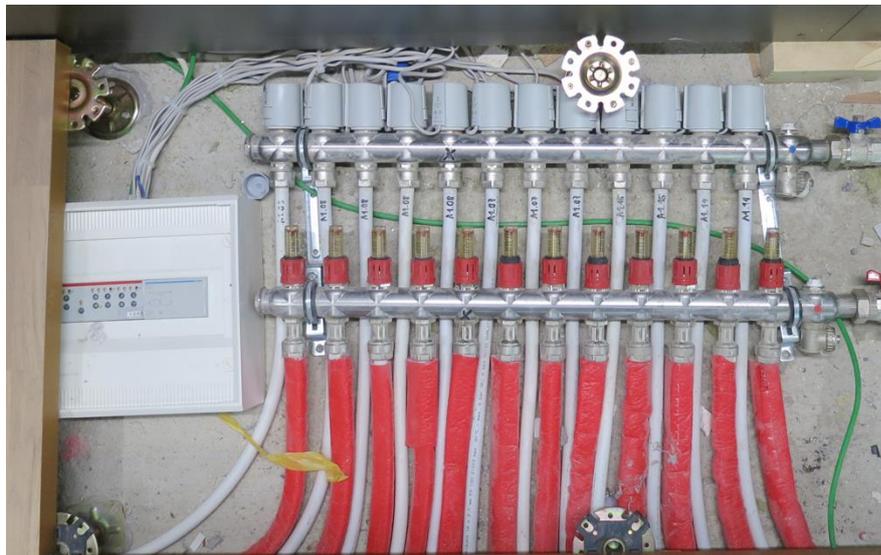


Abbildung 22: Fussboden-Heizverteilung zur sternförmigen Versorgung der Heizkörper inkl. KNX Ansteuerbox

Die reversiblen Heizkörper sind je Raster an der Fassade angeordnet. Dem Nutzer steht je Raster ein Lüftungsflügel zur Verfügung. Oberhalb des Lüftungsflügels befindet sich der mechanisierte Fensterflügel für die Nachtauskühlung, welche durch den Nutzer nur geschlossen werden kann. Mit dem massvollen Glasanteil der Fassade (keine Übereckverglasungen) wird der Kältebedarf minimiert. Wirksame Rafflamellen-Storen mit einem tiefen totalen g-Wert verhindern den solaren Eintrag in den



Sommermonaten. Für eine gute Lichtsituation in den Bürozone sorgt eine Tageslichtstellung der Storen.



Abbildung 23: Fassadenraster der Bürozone und Integration Heizkörper Zehnder Nova Neo

## 2.5 Funktionsbeschreibung

### 2.5.1 Funktionsbeschreibung Leistungsregulierung reversible Wärmepumpe

Im folgenden Abschnitt wird die grobe Funktionsweise der Wärmepumpe beschrieben.

#### **Freigabe Wärmepumpe**

Betriebsart Heizen (Winterbetrieb) wird freigegeben falls die Aussentemperatur die Heizgrenze unterschreitet und eine Bedarfsmeldung der Wärmeabgabe besteht.

Die Wärmepumpe schaltet über Speicherfühler Ein/Aus nach Heizkurve gemäss den aktuell benötigten Hauptvorlauftemperaturen. Die Betriebsart Kühlen (Sommerbetrieb) wird analog freigegeben.

#### **Heizbetrieb**

Die Wärmepumpe schaltet immer auf kleinster Stufe ein, wenn die Freigabe seitens Gebäudeleitsystems ansteht und der Sollwert der Speichertemperatur unterschritten wird. Die beiden kaskadierten Speicher sind dazu mit 6 Temperaturfühlern ausgestattet.

Die Regulierung der Heizleistung der Wärmepumpe erfolgt mittels eines PI-Reglers mit Neutralzone. Dafür wird die mittlere Speichertemperatur berechnet und mit dem Sollwert verglichen. Falls der Ist-Wert zu stark vom aktuellen Sollwert abweicht wird die Leistung der teillastoptimierten Wärmepumpe erhöht respektive verringert.

Für einen effizienten Betrieb der Gesamterzeugung ist auch der Betrieb der Umwälzpumpen auf der Sekundärseite entscheidend. Diese Pumpe wird mit einer Durchflussregulierung betrieben, um den elektrischen Energiebedarf zu minimieren.



Die Ventilator-Drehzahl der Ausseneinheit wird je nach Verdichterleistung und aktueller Aussentemperatur optimiert gewählt.

### **Kühlbetrieb**

Die Regulierung im Kühlbetrieb erfolgt analog dem Heizbetrieb. Der interne Kältekreislauf wird entsprechend umgeschaltet.

### **Abtauung**

Die Heissgas-Abtaufunktion wird eingeschaltet, wenn die Abtaubedingungen erreicht werden. Bedarfsgerecht wird zwischen Heissgasabtauung und Umluftabtauung gewählt.

## 2.5.2 Funktionsbeschreibung Hauptverteilung

### *Konzeptvorgaben Heizbetrieb:*

Vorlauftemperatur: 30°C

Rücklauftemperatur: 25°C

### *Konzeptvorgaben Kühlbetrieb:*

Vorlauftemperatur: 19°C

Rücklauftemperatur: 24°C

Die Dimensionierung der Speicher gewährleistet eine minimale Laufzeit der WP und verhindert zu häufige Schaltungen (Ein/Aus). Während den Sperrzeiten der WP werden zudem die Lüftungsanlagen mit Wärme aus den Speichern versorgt.

Die Leistungsregulierung der WP erfolgt über die interne Leistungsregulierung der WP-Steuerung (siehe Kap. 2.5).

### **Heiz/Kühlgrenze**

Es wird ein vom Bediener umschaltbarer 12/48h Mittelwert der Aussentemperatur gebildet und dieser mit einer einstellbaren Heiz- und Kühlgrenze abgeglichen.

Heizgrenze: Durchschnitt 48h AT < 8-10°C → Heizbetrieb freigegeben

Kühlgrenze: Durchschnitt 48h AT > 16-20°C → Kühlbetrieb freigegeben

Oberhalb der Heizgrenze werden die Heizgruppen gesperrt.

Unterhalb der Kühlgrenze werden die Kühlgruppen gesperrt.

Die WP wird jedoch nur bei Anforderung eines Heiz- und Kältebedarfs freigegeben.

## 2.5.3 Funktionsbeschreibung Wärmeabgabe (reversible Heizkörper)

Falls die Heizgrenze unterschritten ist und eine Bedarfsanforderung Heizbedarf Raum (KNX) ansteht:

- Change-over-Ventil auf Stellung ‚Heizen‘
- Regulierung Ventil freigegeben
- Gruppenpumpe Ein
- aussentemperaturabhängige Vorlauftemperaturregulierung

Falls die Kühlgrenze überschritten ist, und eine Bedarfsanforderung Kühlbedarf Raum (KNX) ansteht:

- Change-over-Ventil auf Stellung ‚Kühlen‘



- Regulierung Ventil freigegeben
- Gruppenpumpe Ein
- Aussentemperaturabhängige Vorlauftemperaturregulierung

Für eine Anforderungen Heizen/Kühlen müssen mindestens zwei Zonen einen Wärme- respektive Kältebedarf haben.

## 2.5.4 Funktionsbeschreibung Sonnenschutz und Nachtauskühlung

Alle aktiven Komponenten zur Sicherstellung der Konditionen in den Bürozonen (Sonnenschutz, mechanisierte Fensterflügel) sind ebenfalls auf einen energieoptimierten Betrieb ausgelegt.

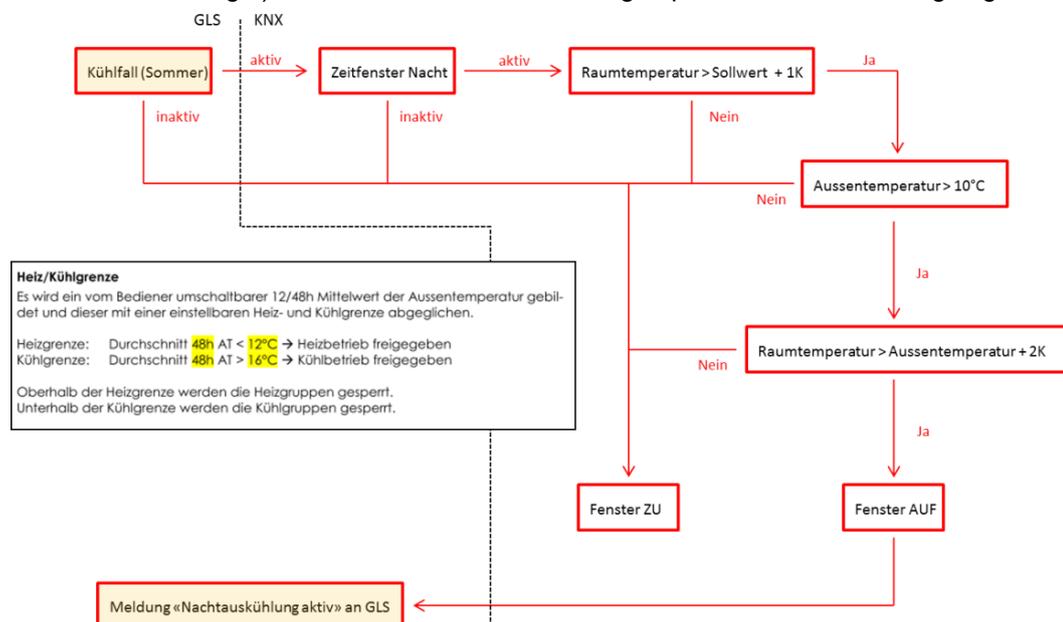


Abbildung 24: Detailliertes Funktionsschema der Nachtauskühlung (KNX-Steuerung)

## 2.6 Gebäudeautomation

Der Steuerung des Gesamtsystems kommt für einen effizienten Gesamtbetrieb eine grosse Bedeutung zu. Um eine hohe Flexibilität sicherstellen zu können, wird das Gebäudeleitsystem sowie die Steuerung der Wärmeerzeugung und -verteilung sowie der Lüftungsanlagen durch den Wärmepumpenlieferanten programmiert. So ist eine integrale Steuerung der reversiblen Wärmepumpe inkl. Verteilung sichergestellt.

Zusätzlich wird mit einem KNX-Gateway die Kommunikation der ansonsten komplett autonomen Steuerung der Bürozonon gewährleistet. Die KNX-Steuerung wird mittels eines frei programmierbaren KNX Servers umgesetzt.

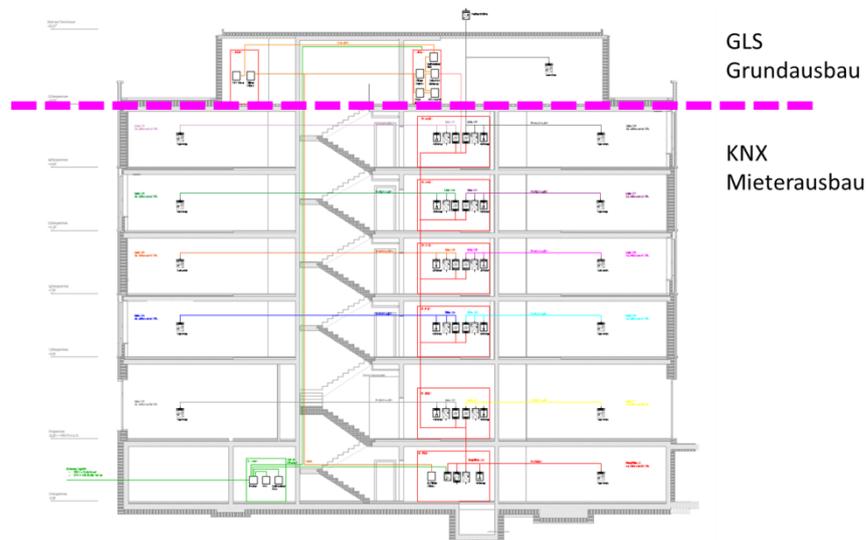


Abbildung 25: Topologie Gebäudeautomation

## 2.7 Monitoring System

Die Messdaten bilden die Grundlage für die Betriebsanalyse und -optimierung nach Inbetriebnahme des Gebäudesystems. Zusätzlich werden zur Beurteilung des Komforts die relevanten Grössen betreffend der Behaglichkeit langfristig erfasst.

Alle gemessenen Datenpunkte werden zentral in einer Datenbank mit einer Frequenz von 15 Minuten aufgezeichnet. Zusätzlich werden die Daten zur Sicherung täglich auf einem Netzwerkspeicher im Excel-Format zur einfachen Auswertung abgespeichert. Alle Daten werden für mindestens 2 Jahre gespeichert. Die Hauptenergieflüsse des Systems werden langfristig archiviert.

Zusätzlich wird der interne Kältekreislauf der Wärmepumpe detailliert vermessen. Durch diesen vertieften Einblick ist es möglich, die Wärmepumpe gezielt zu analysieren und Optimierungspotentiale abzuleiten. Zudem lassen sich die Performance und Leistungswerte der Maschine in allen Betriebspunkten und Betriebsmodi bestimmen.

Alle relevanten technischen Parameter und Zustände der Anlage zur Analyse und Beurteilung der Performance werden aufgezeichnet. Eine hohe Beachtung hat insbesondere die korrekte Auswertung der Jahresarbeitszahlen der Propan-Wärmepumpe im Heiz- als auch im Kühlbetrieb.

Um den Nutzerkomfort infolge des reversiblen Abgabesystems ebenfalls aufzeigen zu können, werden die Raumtemperaturen und Luftqualitätsdaten zusätzlich aufgezeichnet.

### 2.7.1 Messsystem Gesamtsystem

Die Messmittel und Messstellen im Messkonzept wurden so ausgelegt, dass alle relevanten Punkte des Gesamtsystems messtechnisch erfasst werden.

Die elektrische Einspeisung wird mit einem 4-Quadranten-Zähler gemessen, um ebenfalls die Rückspeisung eines allfälligen Photovoltaikstromüberschusses festgehalten wird. Zusätzlich wird der Stromertrag der Photovoltaikanlage gemessen.

Auf der HLK-Seite wird der elektrische Energiebedarf der Verdichter der Wärmepumpe je nach Betriebsmodus in einem separaten Register (Hoch- und Niedertarif) erfasst. Somit kann die Effizienz sowohl im Kälte- als auch Heizbetrieb einzeln erfasst werden. Mit einem zusätzlichen Elektrozähler werden die Hilfsaggregate inkl. Steuerung, die Ausseneinheit und die beiden Förderpumpen auf der Sekundärseite messtechnisch erfasst.



Ebenfalls wird der Strombedarf der Lüftungsanlagen (inkl. Verteilpumpen Heizung- und Kältegruppen) und der Warmwasser-Wärmepumpe aufgezeichnet. So kann eine Aussage gemacht werden über den gesamten Strombedarf der Haustechnik, sowie den allgemeinen elektrischen Energiebedarf des Bürogebäudes AE15.

Zusätzlich sind folgende Energiezähler installiert:

- Energiezähler Wärmerzeugung Wärmepumpe
- Energiezähler Kälterzeugung Wärmepumpe
- Energiezähler Hauptversorgung Wärme/Kälte (2 Register je nach Temperaturdifferenz)
- Energiezähler Wärme/Kälte-Gruppe Heizkörper (2 Register je nach Temperaturdifferenz)
- Energiezähler Wärme/Kälte-Gruppe Bürolüftung (2 Register je nach Temperaturdifferenz)
- Energiezähler Heizgruppe Lüftung Nebenräume

Die Energiemenge der Sekundär-/ Hydraulikseite und der Abgabeseite werden durch Magnetisch-induktive Volumen-Durchflussmessgeräte des Typ AMFLO MAG Smart gemessen. Als Auswerteeinheit dient ein „CALEC ST II Netz PT100 M-Bus“. Die Temperaturfühler sind PT100 Elemente der Genauigkeitsklasse B.

Die Energieflüsse des Bürogebäudes AE15 sind im folgenden Schema dargestellt.

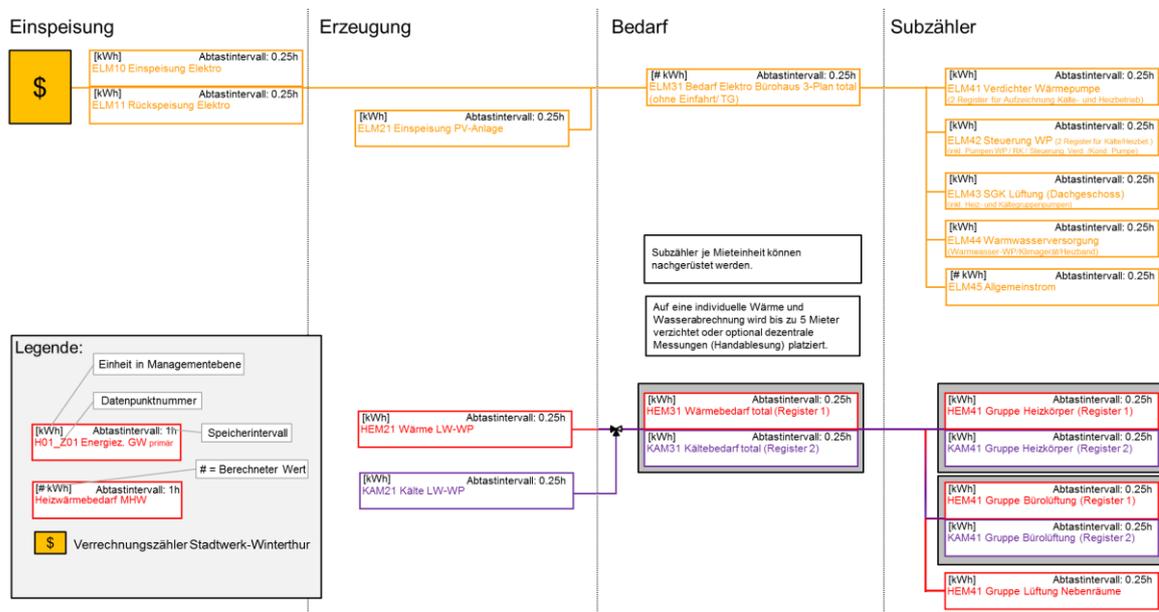


Abbildung 26: Messkonzept Gesamtsystem

Die Volumenströme der Sekundär-/ Hydraulikseite und der Abgabeseite werden durch magnetisch-induktive Volumen-Durchflussmessgeräte des Typ AMFLO MAG Smart gemessen.



Zur Beurteilung der Behaglichkeit werden je Raumzone die Komfortbedingungen erfasst (Temperatur, VOC). Zusätzlich werden folgende technischen Parameter der Anlage erfasst:

- Der Betriebsmodus der Luft/Wasser-WP wird erfasst (Heizen, Kühlen, Standby)
- Die Aussentemperatur und Einstrahlungswerte je Fassade werden aufgezeichnet
- Die Temperaturen und Feuchtigkeitswerte der Aussen-, Zu-, Ab-, und Fortluft werden aufgezeichnet
- Der Betriebsmodus der Nachtauskühlung wird erfasst.

### 2.7.2 Messsystem Kältekreislauf

Zur Performancemessung der neuartigen reversiblen Luft- / Wasser-Wärmepumpe wurde ein entsprechendes Messkonzept erarbeitet. Dieses beinhaltet die Auswahl und Positionierung der Sensoren sowie eine Unsicherheitsberechnung (Siehe Anhang 1). Mit dem geplanten Konzept lassen sich auf der Prozessseite die im Kondensator resp. Verdampfer übertragenen Wärmeströme ( $\dot{Q}_{C,p}$  und  $\dot{Q}_{0,p}$ ) mit einer Unsicherheit von 0.53% bestimmen. Die Prozessleistungszahlen im Wärmepumpen- und Kältemaschinenbetrieb ( $\varepsilon_H$  und  $\varepsilon_K$ ) werden mit einer Unsicherheit von 1.13% ermittelt. Zusätzlich ist die Sekundär- / Hydraulikseite zur Performancemessung der Wärmepumpe (WP) instrumentiert. Damit können die auf das Wasser übertragenen Wärmeströme im Kondensator resp. Verdampfer ( $\dot{Q}_{C,s}$  und  $\dot{Q}_{0,s}$ ) mit einer Unsicherheit von 4.18% bzw. 3.80% berechnet werden. Für die Bestimmung der Leistungszahl im Heiz- resp. Kühlfall (COP und EER) besteht eine Unsicherheit von 4.30% und 3.93%. Die Unsicherheitsberechnung hat gezeigt, dass die Berechnungen der Wärmeströme und Leistungszahlen auf der Sekundär-/ Hydraulikseite kritischer sind als auf der Prozessseite. Um grosse Messunsicherheiten zu vermeiden, muss auf die korrekte Erfassung der Messwerte besonderes Augenmerk gelegt werden.

#### **Messkonzept**

Die Messmittel und Messstellen wurden so ausgelegt, dass alle relevanten Punkte des Prozesses abgebildet werden. Es können die grundlegenden Grössen wie die Wärmeströme am Kondensator WT1 ( $\dot{Q}_{C,p}$ ) und am Verdampfer WT3 ( $\dot{Q}_{0,p}$ ), sowie die aufgenommene elektrische Leistung des Kompressors ( $P_{el}$ ) bestimmt werden (siehe Abbildung 27 und Abbildung 28). Alle relevanten Kenngrössen, wie die Leistungs- und Arbeitszahlen, lassen sich somit berechnen. Zusätzlich wurde die Instrumentierung so gewählt, dass eine Bestimmung des Druckverlusts über die Wärmetauscher WT1, WT2 und WT4 ( $\Delta p_{C,p}$ ,  $\Delta p_{IWT}$ ) möglich ist. Auf der Sekundärseite werden die auf das Abgabesystem übertragene Wärmeleistung der Wärmetauscher WT1 und WT3 ( $\dot{Q}_{C,s}$  und  $\dot{Q}_{0,s}$ ) mittels Temperatur- und Magnetisch-Induktiver-Volumenstrommessung bestimmt.

#### **Prozesspunkte im log(p)-h Diagramm**

Abbildung 27 bietet einen Überblick über die einzelnen Prozesspunkte im log(p)-h Diagramm und dient der Verständlichkeit des folgenden R&I-Schemas (siehe Abbildung 28). Neben der Prozesspunkt-nummerierung sind jeweils die Messgrössen aufgelistet, mit denen der Prozesspunkt errechnet werden kann.

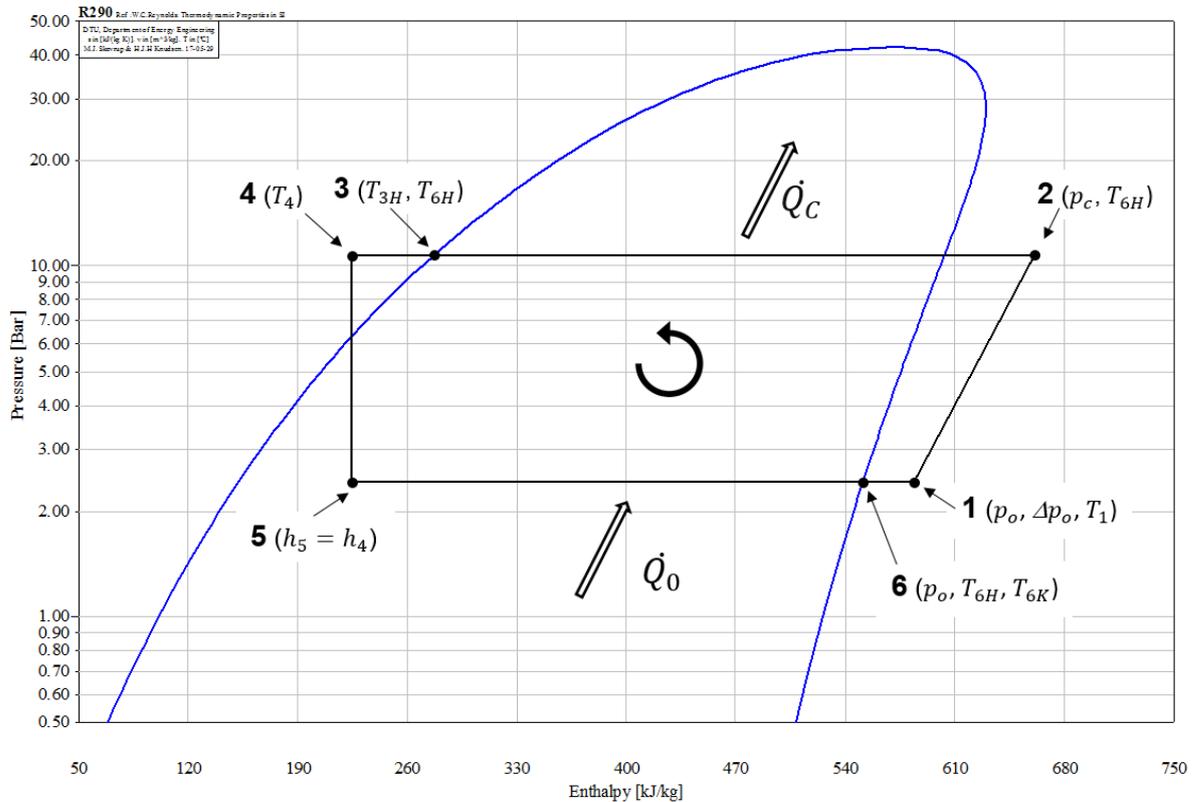


Abbildung 27: log(p)-h Diagramm des Kreisprozesses

### R&I-Schema

Im vereinfachten R&I-Schema (siehe Abbildung 28) sind zur Übersicht alle Messstellen aufgeführt. Die Messpunkte der Sekundärseite sind gestrichelt dargestellt. Es ist sowohl der Wärmepumpen- (siehe Abbildung 28, rot) als auch der Kältemaschinenbetrieb (siehe Abbildung 28, blau) abgebildet. Gewisse Rohrleitungen werden für beide Betriebsarten verwendet.

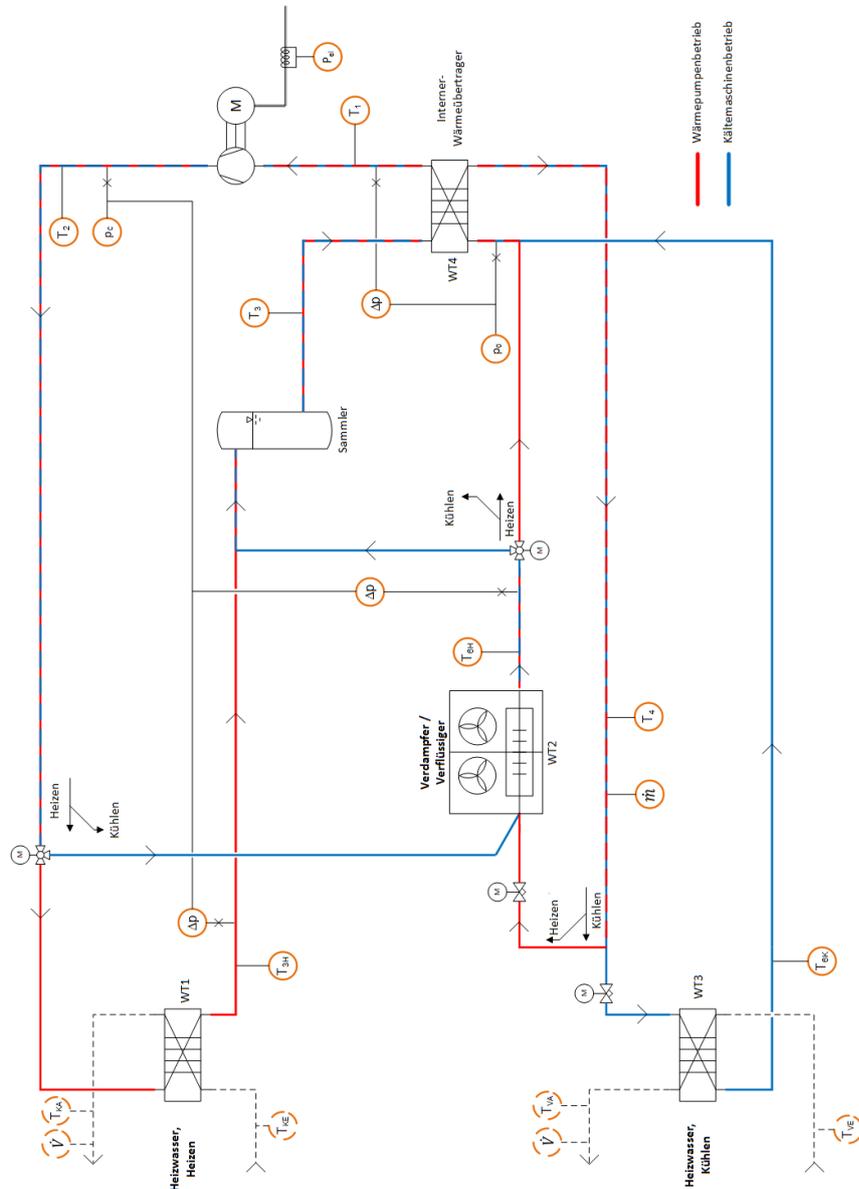


Abbildung 28: Vereinfachtes R&I-Schema

## 2.8 Fazit Bau und Inbetriebnahme der Demonstrationsanlage

Die erhöhten Sicherheitsanforderungen an die Einbindung einer Propanwärmepumpe konnte mit der aussenliegenden Aufstellung des Maschinengehäuses und der Aufstellung der gesamten Steuerung in der Technikzentrale einfach gelöst werden.

Für die Inbetriebnahme der Anlage sind alle Komponenten vorgängig zur Befüllung mit Propan ausführlich getestet worden. Die beteiligten Projektleiter und Servicetechniker haben zusätzlich mehrere Kurse betreffend sicheren Umgang mit dem Kältemittel Propan besucht.

Erste Messdaten sind ab Beginn der Heizperiode im November 2017 zur Verfügung. Ab Mai 2018 sind alle Messpunkte plausibilisiert worden und konnten für die Auswertungen verwendet werden.



## 3 Vorgehen und Methode

Das Projekt kann in folgende Phasen unterteilt werden:

1. Vorstudie, Machbarkeitsprüfung
2. Konzeptentwicklung Gesamtsystem, Wärmepumpe, Einreichung Fördergesuch Demonstrationsalage
3. Projektierung Anlage und Gebäude,
4. Realisation Anlage und Gebäude
5. Inbetriebnahme Gesamtsystem
6. Betriebsanalyse Heiz- und Kälteversorgung
7. Umsetzung Optimierungsmassnahmen
8. Erfolgskontrolle der Massnahmen

In den folgenden Abschnitten wird detaillierter auf die einzelnen Phasen eingegangen.

### 3.1 Projektierung

Die reversible Luft-Wasser-WP mit natürlichem Kältemittel als zentraler Baustein gilt es optimal in das Gesamtsystem Gebäude einzufügen. Dank der vier Kolbenverdichter kann die Heiz- und Kühlleistung jederzeit auf den Bedarf des Gebäudes angepasst werden. Der Betrieb aller Pumpen sowie der Ausseneinheit werden konsequent auf den Teillastbetrieb angepasst (siehe auch Kap. 2.5).

#### 3.1.1 Auslegung Gesamtsystem

Für die Auslegung der reversiblen Wärmepumpe sind in der Planungsphase Simulationen mit dem SIA Tec-Tool als auch mit TRNSYS durchgeführt worden. Ziel der Simulationen war es den benötigten Heiz- und Kälteleistungsbedarf sowie die Betriebszeiten der Wärmepumpe genau bestimmen zu können. Für einen effizienten Betrieb der Anlage ist eine Überdimensionierung möglichst zu vermeiden.

Dabei sind die passiven und aktiven Massnahmen zur Verringerung des Kälte- und Wärmebedarfs im Detail analysiert worden. Die resultierenden Raumtemperaturen für einen typischen Büroraum sind in der nachfolgenden Abbildung dargestellt. Es zeigt sich, dass mit der hochwärmedämmten Gebäudehülle, der mechanisierten Fensterflügel zur Nachtauskühlung und optimierten Steuerung des Sonnenschutzes nur während wenigen hundert Stunden im Jahr überhaupt eine Klimatisierung der Räumlichkeiten notwendig sind.

Für das Gesamtgebäude und die typischen internen Lasten (Personen, Geräte und Beleuchtung) ergeben sich für die Klimatisierung in etwa die in Abbildung 30 dargestellten Betriebszeiten.

Um einen effizienten Jahresbetrieb und eine kostengünstige Hydraulik zu ermöglichen, wird die reversible Wärmepumpe nur für die Klimatisierung der Räumlichkeiten eingesetzt. Die geringe Menge an Warmwasser wird mit einer zusätzlichen Wärmepumpe, welche gleichzeitig den Server- und Elektroraum kühlt, erzeugt. Falls kein Warmwasserbedarf respektive Klimatisierungsbedarf im Technikraum vorliegt, wird die entstehende Kondensationswärme respektive Verdampfungskälte in die Tiefgarage abgeben.

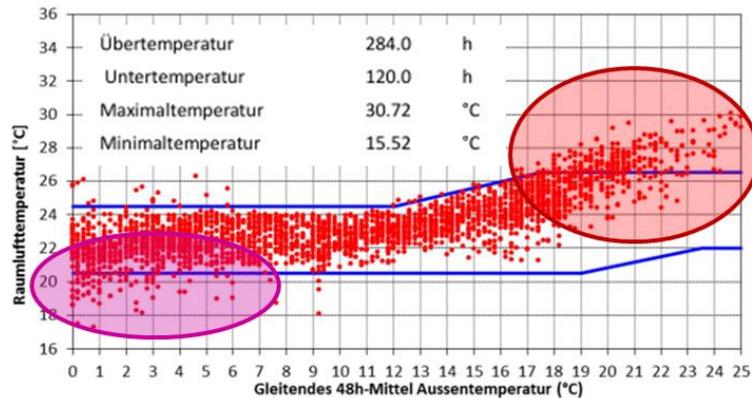


Abbildung 29: Simulationsergebnisse der Raumtemperaturen eines typischen Büros ohne Kühlung und Heizung

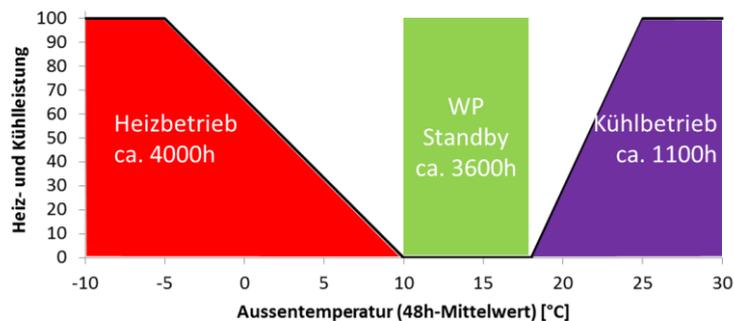


Abbildung 30: Betriebszeiten und Heiz- und Kühlgrenze des Bürogebäudes AE15.

### 3.1.2 Konzeptentwicklung und Auslegung Kältekreis der WP

Eine einfache Anlagentechnik und geringe Sicherheitsauflagen bei HFKWs führten zu einer dominierenden Stellung dieser Kältemittelgruppe in allen Bereichen der gewerblichen Kälte- und Klimatechnik. Aufgrund der Brennbarkeit und den daraus resultierenden Anforderungen wurden Kohlenwasserstoffe bisher meist nur in Sonderanlagen, z.B. in der Petrochemie, eingesetzt.

Propan als Kältemittel hat aber den wesentlichen Vorteil, dass es kein Ozon-Abbaupotential (ODP) und ein vernachlässigbares Treibhauspotenzial bei gleichzeitig günstigen thermodynamischen Eigenschaften hat. Hinzu kommt die gute Verträglichkeit mit üblichen Werkstoffen, die auch den Einsatz von speziell ausgeführten hermetischen und halbhermetischen Verdichtern ermöglicht.

Im Vergleich zu den meisten HFKW ist die Brennbarkeit von Kohlenwasserstoffen allerdings ein wesentlicher Nachteil. Es gelten daher für Planung, Bau und Betrieb solcher Anlagen besondere Sicherheitsvorschriften, die eine allgemeine Anwendung einschränken.

Die ausserordentliche hohe Löslichkeit in allen üblichen Schmierstoffen, führt zur Minderung der Ölviskosität im Verdichter, vor allem bei niedrigen Temperaturen und hohem Saugdruck. Die Folgen davon sind ein starker Ausgasungseffekt in Ölsumpf und Schmierpalten bei Druckabsenkung.

Folgende Massnahmen sind deshalb zu treffen:

- Einsatz von Öl mit hoher Grundviskosität und guten Schmiereigenschaften
- Einsatz eines hocheffizienten Ölabscheide- und Rückführsystem
- Möglichst geringe Kältemittelfüllung vorsehen
- Reichlich dimensionierte Carterheizung verwenden



- Magnetventil in Flüssigkeitsleitung zur Verhinderung von Kältemittelverlagerungen während der Abschaltperiode
- Ausreichend hohe Sauggasüberhitzung gewährleisten (Druckgastemperatur muss mind. 20 K über Verflüssigungstemperatur liegen)
- Zur Effizienzsteigerung Wärmeüberträger zwischen Sauggas- und Flüssigkeitsleitung einsetzen
- Betrieb gegen "Nassbetrieb" absichern
- Bei elektronischen Expansionsventilen, nach Abtauung u.a. einen spezifischen Öffnungsgrad einstellen und Flüssigkeitsabscheider verwenden

Kohlenwasserstoffe sind gute Lösungsmittel für Ablagerungen und Öle im Rohrnetz. Als Folge besteht die Gefahr von Schmutzablagerungen im Verdichter und in Regelgeräten. Bei der Planung sind folgende Massnahmen zu treffen:

- Lötten unter Schutzgas
- Reinheitsanforderungen nach DIN 8964
- Kältemittel mit wenig Fremdgasen und ohne Zusatzstoffe verwenden
- Eintritt von Fremdgasen und Feuchtigkeit vermeiden
- Reichlich dimensionierten Trockner einbauen

Die thermodynamisch guten Eigenschaften von R290 ermöglichen einen niedrigen Energiebedarf bei der Verdichtung. Drucklagen und volumetrische Kälteleistung sind den Werten von R22 sehr ähnlich, allerdings gibt es grössere Abweichungen bei Enthalpie, Dichte, Massenstrom und Isentropenexponent welche bei der Auslegung zu berücksichtigen sind. Nachfolgend sind die wesentlichen Unterschiede aufgelistet:

- Hohe Verdampfungsenthalpie (bei -10/40°C etwa 2,5-fach gegenüber R404A/R507A)
- Niedriger Kältemittel-Massenstrom (bei identischer Kälteleistung ca. 55-60% im Vergleich zu R22 und ca. 40% im Vergleich zu R404A/R507A)
- Sehr niedrige Dampf- und Flüssigkeitsdichte
- Geringe Druckverluste in Rohrleitungen und Wärmeüberträgern
- Äusserst niedrige Druckgas- und Öltemperatur (Isentropenexponent R290 = 1,12 / R22 = 1,18)
- Bei geringer Sauggasüberhitzung und/oder Betrieb mit kleinen Druckverhältnissen besteht die Gefahr hoher Kältemittelanreicherung im Öl
- Hohe Überhitzungsenthalpie in Relation zur Volumenänderung

Daraus resultieren folgende Auslegungskriterien und Massnahmen für die Planung einer effizienten Kältemaschine / Wärmepumpe mit dem Kältemittel Propan:

- Identische Dimensionen der Flüssigkeitsleitung wie bei R22
- Potential für minimale Kältemittelfüllung (Masse ca. 40-60% gegenüber fluorierten Kältemitteln), bedingt durch geringe Flüssigkeitsdichte und die Möglichkeit reduzierter Querschnitte in Wärmeüberträgern, Sauggas- und Druckgasleitung
- Wärmeüberträger, Expansionsorgane und sonstige Armaturen an Massen- und Volumenverhältnisse anpassen

Vorzugsweise Wärmeüberträger zwischen Flüssigkeits- und Sauggasleitung einbauen für Sauggasüberhitzung (am Verdichtereintritt) von ca. 20 K bei Auslegungsbedingungen.



### 3.1.3 Lärm- und Schallschutzanforderungen

Die geforderten Schallschutzanforderungen konnten mittels eines schallgedämmten Maschinengehäuses und eines hochwertigen Aussenluft/Kältemittel-Tauschers erreicht werden. Grundsätzlich können bei Spezialanlagen bei entsprechender Auslegung sehr tiefe Werte erreicht werden.

### 3.1.4 Dokumentation Bewilligungsverfahren Propan-Wärmepumpe

Im folgenden Unterkapitel wird behandelt, welche Unterlagen eingereicht werden müssen bei der Aufstellung einer Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Kältemittel Propan, wie sie im Bürogebäude AE15 zum Einsatz kommt, sowie allgemeingültige Vorschriften betreffend des Einsatzes von Propan-Wärmepumpen.

#### **Für den Betrieb einer Propan-Wärmepumpe einzureichende Unterlagen:**

Die Erstellung und der Betrieb von Wärmepumpen mit brennbaren Kältemitteln wie Propan R290 setzen gemäss Weisung der Gebäudeversicherung Kanton Zürich (GVZ) eine Bewilligung der Gemeinde oder der Gebäudeversicherung Kanton Zürich voraus.

Die Kontrollen und Abnahmen der Anlagen haben durch die Gemeindefeuerpolizei zu erfolgen.

Das „Gesuch für die baurechtliche und allfällige feuerpolizeiliche Bewilligung“ von Wärmepumpen mit brennbaren Kältemitteln ist zusätzlich an die Gemeindefeuerpolizei einzureichen. Diese prüft, ob die brandschutz- und sicherheitstechnischen Anforderungen eingehalten werden. Da das Kältemittel Propan brennbar ist, genügt ein Installationsattest nicht.

Teil des Formulars ist auch eine private Kontrolle gemäss §4 BBV I (Besondere Bauverordnung 1 des Kanton Zürich). Damit bestätigt eine private Fachperson, die Anlage den Vorschriften entspricht und bewilligungsfähig ist.

<b>Private Kontrolle</b> gemäss § 4 BBV I, Fachbereich Heizungsanlagen (Anhang 3.3 zur BBV I)	
Ich bestätige/Wir bestätigen, dass die beschriebene Anlage den Vorschriften entspricht und somit bewilligungsfähig ist:	
Befugte Person (Name, Adresse): <b>3-Plan Haustechnik AG, Milos Antic, Fröschenweidstrasse 10, 8404 Winterthur</b>	
Ort/Datum <b>Winterthur, 21.01.2016</b>	Unterschrift 

Abbildung 31: Formular "Private Kontrolle"

Zusätzlich benötigt die Gemeindefeuerpolizei im vorliegenden Fall für die Erteilung einer Bewilligung ein Sicherheitsdatenblatt des Kältemittels mit den Angaben zu der Umweltverträglichkeit und der Brennbarkeit sowie für offen aufgestellte Anlagen einen Lärmschutznachweis.

Die Schweizerische Unfallversicherungsanstalt (SUVA) hat im August 2015 ihr Merkblatt 2153 „Explosionsschutz“ überarbeitet.

Gemäss SUVA-Merkblatt 2153 muss zum Auswählen verschiedener Explosionsschutz-Massnahmen für jeden Einzelfall ein Explosionsschutzkonzept sowie eine Risikoanalyse durch den Hersteller erarbeitet werden.

Das Explosionsschutzkonzept mit den ausgewählten Massnahmen, die Risikoanalyse sowie sicherheitstechnische Kenndaten des Kältemittels sind im Explosionsschutzdokument festzuhalten.

Wichtige Hinweise zu den sicherheitstechnischen Anforderungen sind ebenfalls im SUVA-Merkblatt 66139 «Kälteanlagen und Wärmepumpen sicher betreiben» zu finden.

Aus Sicht der Autoren sind aktuelle Hinderungsgründe für den Einsatz von Propan als Kältemittel unterschiedliche Interpretation der Vorschriften und Gewichtung der Gefahren/Risiko-Analyse.



Wichtig ist nebst den folgenden Vorschriften, Richtlinien und Normen immer die örtlichen Behörden frühzeitig hinzuzuziehen.

- Arbeitsgesetz, z.B. SECO Wegleitung Fluchtwege
- EKAS-Richtlinie 6517 «Flüssiggas»
- SUVA-Merkblatt 66139 «Kälteanlagen und Wärmepumpen sicher betreiben»
- VKF-Normen und Richtlinien
- SN EN 378 Teile 1-4 «Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen»

#### **Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen:**

Aufstellungsorte von Wärmepumpen und Kälteanlagen und die Sicherheit von Personen sind in der Norm SN EN 378-3:2018-04 geregelt und müssen je nach Objekt und dessen Rahmenbedingung individuell geprüft werden. Kältetechnische Komponenten dürfen grundsätzlich in einem Technikraum, in einem Personenaufenthaltsbereich oder ausserhalb des Gebäudes im Freien aufgestellt werden.

Für den vorliegenden Fall einer Propan-Wärmepumpe gelten aus sicherheitstechnischen Überlegungen diverse Einschränkungen. Ausgenommen aus den nachfolgenden Überlegungen sind Anlagen, welche unbedenklich geltenden Füllmenge für brennbare Kältemittel enthalten.

#### **Aufstellung im gezeichneten Maschinenraum:**

Aufgrund der hohen Anforderungen hinsichtlich Sicherheit, ist diese Variante aus wirtschaftlichen Überlegungen für Büro- und Wohnbauten wenig sinnvoll.

#### **Aufstellung im Freien:**

Als im Freien gilt jeder nicht umschlossene, überdachte oder nicht überdachte Bereich. Ein Raum, von dessen längsten Wänden mindestens eine nach aussen hin zu 80% offen oder mit Luftschlitzen versehen ist, gilt ebenfalls als im Freien.

Dabei muss die Anlage so angeordnet sein, dass kein Kältemittel in das Gebäude oder angrenzende Gebäude gelangen oder auf andere Weise Personen gefährden kann. Falls Kälteanlagen auf dem Dach aufgestellt werden, muss ein Eindringen des Kältemittels in Belüftungsöffnungen, Türöffnungen, Bodenklappen oder ähnliche Öffnungen bei einem Leck verhindert werden.

Eine Aufstellung im Freien ermöglicht mit einem vernünftigen Sicherheitstechnischen Aufwand ein solche Anlage zu realisieren. Falls die Anlage aus lärmschutztechnischen Gründen in einem Gehäuse untergebracht wird, ist dieses zu belüften. Zusätzlich braucht es in diesem Fall einen EX-Schutz.

#### **Kältetechnische Komponenten für die Aufstellung in einem belüfteten Gehäuse in einem Technikraum:**

Aus Sicht der Autoren ist dieser Fall gleichbedeutend betreffend Ex-Schutz Anforderungen wie eine Ausstellung in einem Technikraum zu beurteilen, da bei Service und Unterhaltsarbeiten das Gehäuse offen ist und bei Arbeiten das Kältemittel in den Technikraum gelangen kann.

#### **Fazit/Empfehlung für die Aufstellung einer Propan-Kälteanlage:**

Zu den Eigenschaften des Kältemittels Propan gehören ein tiefer praktischer Grenzwert und eine tiefe untere Explosionsgrenze. Die Bauart der Kälteanlage (Luft-Wasser) hat eine grosse Propan-Füllmenge zur Folge. Aufgrund dessen ist für Büro- und Wohnbauten aus Sicht der Autoren nur eine Aufstellung im Freien wirtschaftlich sinnvoll umsetzbar. Die Wartung von Kälteanlagen darf grundsätzlich nur durch gut ausgebildetes Fachpersonal durchgeführt werden.



Zudem wird empfohlen den Aufstellungsort nicht öffentlich zugänglich vorzusehen. Von einer Innenaufstellung mit mehr als 0.5kg R290 wird grundsätzlich abgeraten. Ausnahme bilden Anlagen im Industrieumfeld mit entsprechendem Fachpersonal und Sicherheitseinrichtungen.

### 3.1.5 Sicherheitskonzept (Explosionsschutzdokument) der WP

#### **Ausgangslage**

Das eingesetzte Kältemittel R290 (Propan) gehört zu den umweltfreundlichen, natürlichen Kältemittel. Jedoch ist es der Sicherheitsgruppe «A3- brennbare Kältemittel» zugeordnet. Diese Einteilung erfordert zusätzliche Sicherheitsmassnahmen in Bezug auf Bedienung, Havariefall und Brandschutz.

Stoffdaten R290 (Propan):

Zündtemperatur	470 °C (DIN 51794)
Untere Explosionsgrenze	1,7 Vol.% in Luft
Obere Explosionsgrenze	10,9 Vol.% in Luft
Toxizität (MAK)	1000 ppm

#### **Konzept der vorliegenden Anlage**

Die kältemittelführenden Anlageteile befinden sich aufgrund von lärmschutztechnischen Überlegungen in einem belüfteten Maschinengehäuse. Der Verflüssiger befindet sich ausserhalb des Maschinengehäuses. Die ganze Anlage wiederum wird auf das Gebäudedach im Freien aufgestellt und unterliegt daher nicht einer ATEX Zone. Da die Zündtemperatur (100K Sicherheitsabstand) von R290 in keinem Falle in der Anlage erreicht werden kann, sind keine explosionssicheren Betriebsmittel erforderlich.

Zur Vermeidung einer zu hohen Kältemittelkonzentration im Havariefall wird eine Gaswarnüberwachung installiert. Diese misst mit einem Gasfühler die Konzentration innerhalb des Maschinengehäuses. Die Gaswarnanlage und die Steuerung der Sturmöffnung sind im Mastersteuerschrank untergebracht. Bei einer ansteigenden Konzentration kann die Wärmepumpe komplett vom elektrischen Netz getrennt werden (Stromlosschaltung). Damit wird sichergestellt, dass keine Zündquelle innerhalb des Gehäuses entstehen kann.

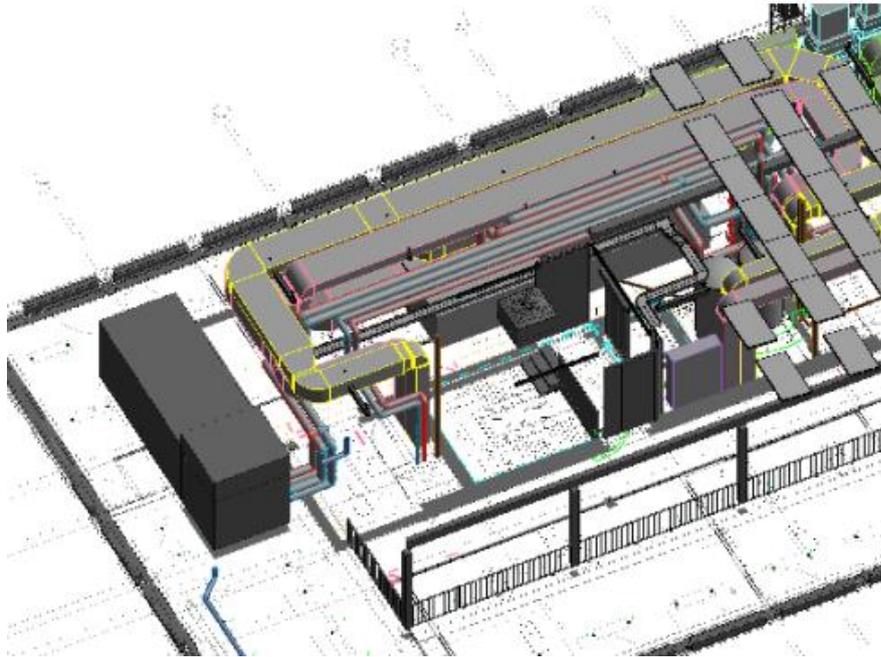


Abbildung 32: Aussenaufstellung der Wärmepumpe und der Ausseneinheit

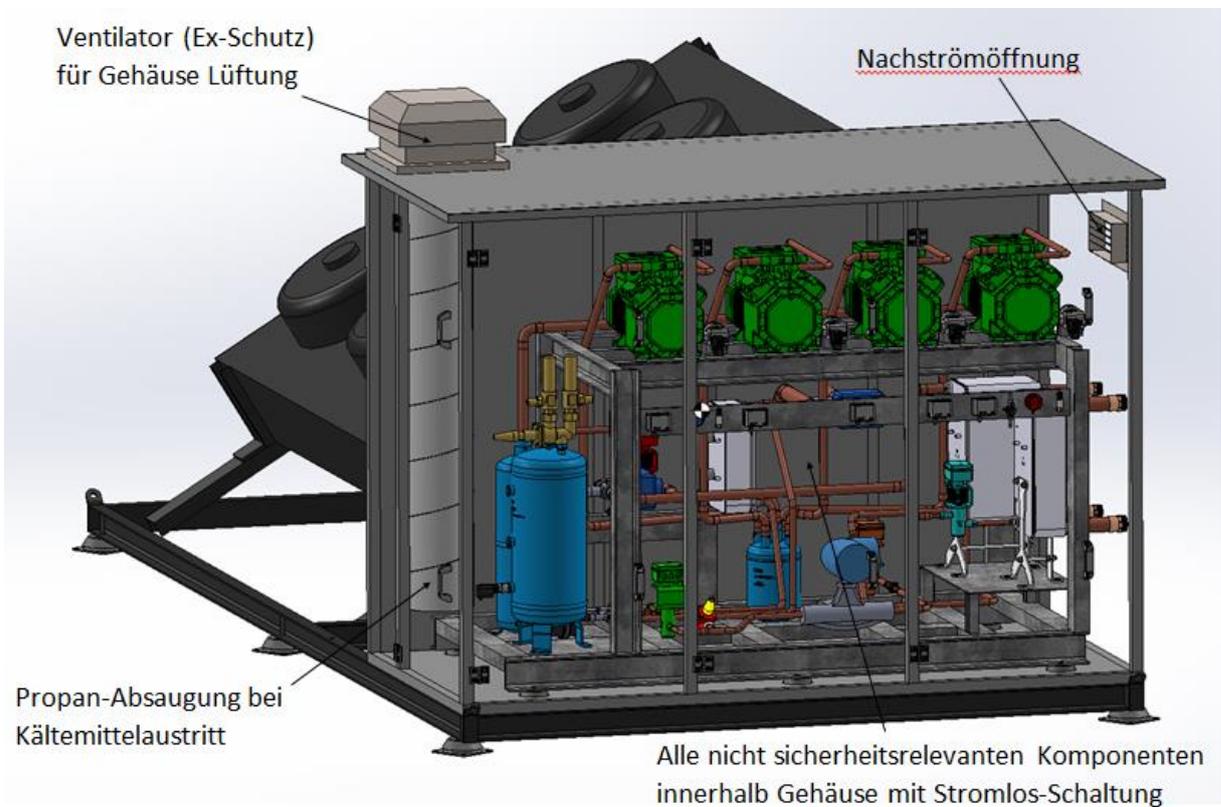


Abbildung 33: Maschinengehäuse mit den Sicherheitseinrichtungen

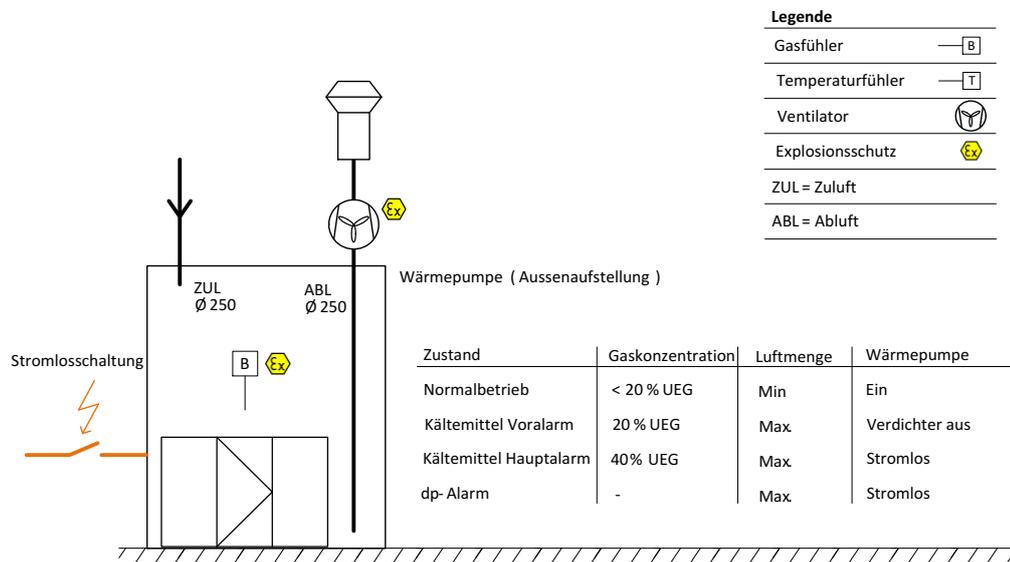


Abbildung 34: Lüftungskonzept des Maschinengehäuses und Sicherheitskonzept der Wärmepumpe

Das Maschinengehäuse wird mittels Ventilator (Ex) belüftet. Ein Ventilatorüberwachung ( $\cos \varphi$ ) stellt sicher, dass das Gehäuse immer unter Unterdruck steht. Im normalen Betrieb fließt eine minimale Luftmenge. Bei einem Kältemittelvoralarm wird die Luftmenge sofort auf die max. Luftmenge erhöht. Steigt die Konzentration weiter an, wird die gesamte Wärmepumpe stromlos geschaltet.

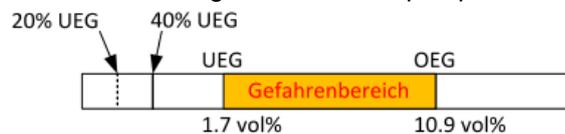


Abbildung 35: Explosionsgrenzen von Propan und Definition der sicherheitsrelevanten Gemische

Beim Ausfall von zentralen Sicherheitselementen werden folgende Massnahmen je Störung eingeleitet:

Störung Lüftung:

1. Ausfall Zuluft oder  $\cos \varphi$ -Wächter des Frequenzumrichters spricht an
2. Störung wird an das Hausleitsystem abgesetzt (Prio.1)
3. Verdichter laufen weiter
4. Gasüberwachung bleibt aktiv für weitere Intervention
5. Behebung der Störung so rasch wie möglich

Störung Gasmeldeanlage:

1. Ausfall des Gassensors, Ausfall Gasmeldeanlage, Drahtbruchsichere Ausführung
2. Störung wird an das Hausleitsystem abgesetzt (Prio.1)
3. Sturmlüftung läuft an (max. Luftmenge)
4. Verdichter werden gestoppt bei Meldung Voralarm
5. Stromlosschaltung Wärmepumpe bei Meldung Hauptalarm

Ausfall Gasmeldeanlage:

1. Stromlosschaltung Wärmepumpe
2. Störung wird an das Hausleitsystem abgesetzt (Prio.1)
3. Sturmlüftung läuft an (max. Luftmenge)



## 3.2 Realisation, Inbetriebnahme und Unterhalt

Die geltenden Sicherheitsanforderungen müssen auch während der Inbetriebnahme und dem Unterhalt beachtet werden. Arbeiten an der Anlage dürfen nur durch geschultes Personal durchgeführt werden. Es gelten dabei die einschlägigen Verordnungen, Richtlinien und Normen (DGV, EKAS, SUVA, SN EN 378, etc.). Eine Weiterbildung des Personals ist dabei unumgänglich. Erforderliche Weiterbildungskurse bietet z.B. der Schweizerische Verband für Kältetechnik (SVK) an.

## 3.3 Auswertung der Messdaten des Kältekreislaufs

### 3.3.1 Winterbetrieb

Der Kreisprozess während der Wärmeerzeugung wird durch die Betrachtung von stationären Betriebspunkten ausgewertet. Die Performance der Maschine mit sämtlichen Hilfsaggregaten wird mittels summierter Messgrößen analysiert. Die wichtigsten Größen zur Analyse des Winterbetriebs sind die Wärmeleistungen ( $\dot{Q}_C$ ), die elektrischen Leistungen ( $P_{EL}$ ) sowie die dazugehörigen summierten Werte der Wärmemenge ( $Q_C = \int \dot{Q}_C dt$ ) und der elektrischen Arbeit ( $W_{EL} = \int P_{EL} dt$ ). Die elektrische Arbeit wurde in vier Anteile aufgeteilt (siehe Tabelle 1).

Tabelle 1: Aufteilung der elektrischen Arbeit im Winterbetrieb

<b>Ausgewertete Grösse</b>	<b>Symbol</b>
Elektrische Arbeit des Verdichters im Wärmepumpenbetrieb (während der Wärmeerzeugung)	$W_{EL,WP}$
Elektrische Arbeit des Verdichters im Abtaubetrieb	$W_{EL,A}$
Elektrische Arbeit der Sekundäraggregate <sup>1</sup>	$W_{EL,Sek}$
Elektrische Arbeit der Maschine im Standby	$W_{EL,Stby}$

Zur Bewertung des Wärmepumpenbetriebs wurden vier Arbeitszahlen gebildet (siehe Abbildung 36). Zielgrösse der Optimierung ist die Arbeitszahl der Maschine im Winterbetrieb  $AZ_{Winter}$ , welche die gesamte elektrische Arbeit  $W_{EL}$  während der Heizperiode beinhaltet. Die restlichen Werte dienen der Klärung von verschiedenen Einflüssen auf die Arbeitszahl der gesamten Maschine.

Die elektrische Leistung im Standby-Modus wird nur als solche ausgewiesen, wenn kein Wärmepumpen-, Kältemaschinen-, oder Abtaubetrieb herrscht. Dementsprechend ist dessen Anteil verschwindend klein. Eine erste Auswertung zeigte, dass dieser Anteil unter 1% des Gesamtstromverbrauchs liegt, weshalb  $W_{EL,Stby}$  bei der Arbeitszahlbildung im Winterbetrieb nicht berücksichtigt wird.

Zur Auswertung von stationären Betriebspunkten im Wärmepumpenbetrieb wurde zusätzlich die Leistungszahl Coefficient of Performance (COP) berechnet:

$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{P_{EL,WP}}$$

$\dot{Q}_C$  = Abgegebene Wärmeleistung im stationären Wärmepumpenbetrieb

$P_{EL,WP}$  = Aufgenommene elektrische Leistung des Verdichters im stationären Wärmepumpenbetrieb

<sup>1</sup> Sekundär-Aggregate: Lüfter der Ausseneinheit (WT2), Carterheizungen, Heisswasserpumpe, Steuerung und Schaltschrank, Begleitheizbänder

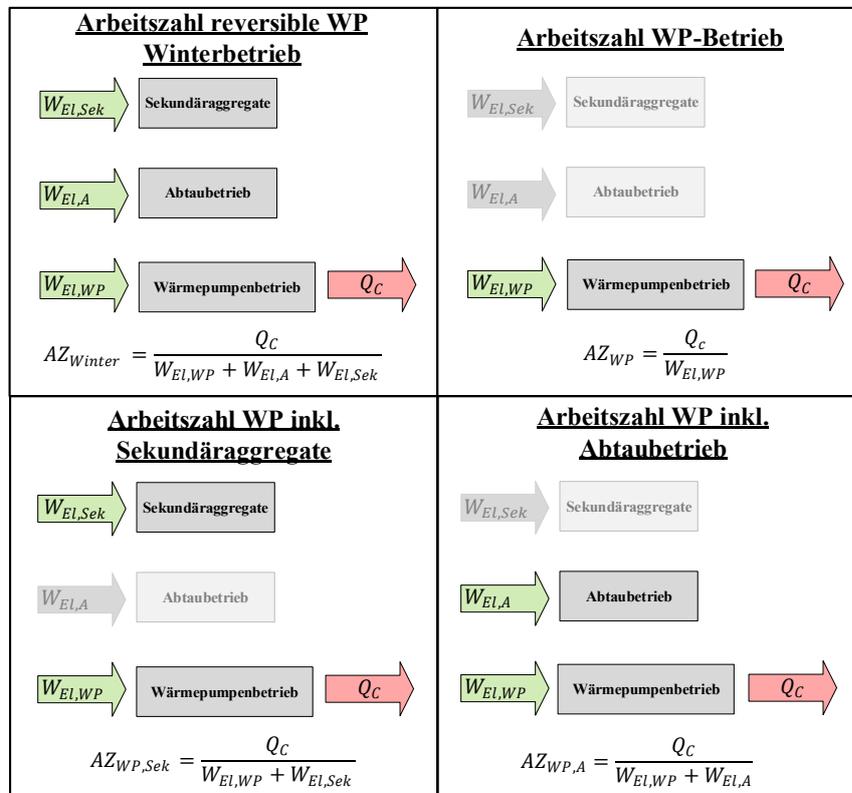


Abbildung 36: Übersicht der Arbeitszahlen im Winterbetrieb

Die Berechnung des sekundärseitigen Wärmestroms im Verflüssiger ist definiert durch:

$$\dot{Q}_{C,s} = \dot{V}_{C,s} \rho c_p (T_{CA} - T_{CE})$$

$\dot{Q}_{C,s}$  = Abgegebene Wärmeleistung im Verflüssiger auf der Sekundärseite

$\dot{V}_{C,s}$  = Sekundärseitiger Volumenstrom im Verflüssiger

$\rho$  = Dichte des Wärmeträgers der Sekundärseite

$c_p$  = Spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgers der Sekundärseite

$T_{CA}$  = Temperatur im Verflüssiger Austritt sekundär

$T_{CE}$  = Temperatur im Verflüssiger Eintritt sekundär

Zur Berechnung des prozessseitigen Wärmestroms im Verflüssiger  $\dot{Q}_{C,p}$  wird folgende Gleichung verwendet:

$$\dot{Q}_{C,p} = \dot{m}_p (h_3 - h_2)$$

$\dot{Q}_{C,p}$  = Abgegebene Wärmeleistung im Verflüssiger auf der Prozessseite

$\dot{m}_p$  = Prozessseitiger Massenstrom

$h_2$  = Enthalpie im Prozesspunkt 2

$h_3$  = Enthalpie im Prozesspunkt 3

Aufgrund geringer Temperaturdifferenzen auf der Sekundärseite (siehe Abschnitt 4.3.1) ist der dort gemessene Wärmestrom mit einer hohen Messunsicherheit behaftet (siehe Anhang 1). Deshalb wurde die Berechnung über die prozessseitigen Größen durchgeführt.

Zum besseren Verständnis der Umgebungsbedingungen während den Heizperioden wurde die Berechnung von Heizgradtagen  $HGT$  hinzugezogen. Diese berechnen sich nach SIA 381-3 [1] wie folgt:



$$HGT = \sum_{j=1}^n (t_i - t_{amj})$$

An jedem Tag  $j$ , an dem die Tagesmitteltemperatur  $t_{amj}$  unter der gesetzten Heizgrenze  $t_{gr} = 12 \text{ °C}$  liegt, wird diese von der Raumlufttemperatur  $t_i = 20 \text{ °C}$  abgezogen. Die Differenz bildet die Heizgradtage für den entsprechenden Tag. Diese werden über eine bestimmte Anzahl Tage  $n$  summiert und geben so eine Aussage über das herrschende Klima. Die definierte Heizgrenze und Raumtemperatur stimmen nicht mit den Werten dieses Projekts überein. Da die Heizgradtage jedoch nur dem besseren Verständnis der Heizperioden dienen, haben diese Abweichungen keinen Einfluss auf das Resultat.

### 3.3.2 Sommerbetrieb

Der Kreisprozess im Kältemaschinenbetrieb wurde ebenfalls durch Betrachtung stationärer Betriebspunkte analysiert. Analog dem Winterfall untersuchte man die Maschine mit sämtlichen Hilfsaggregaten im Sommerbetrieb durch die Auswertung der summierten Messgrössen.

Zu den wichtigsten Grössen in der Betriebsanalyse vom Sommerbetrieb gehören die Kälteleistungen ( $\dot{Q}_0$ ), die elektrischen Leistungen ( $P_{El}$ ) sowie die dazugehörigen summierten Werte der Kältemenge ( $Q_0 = \int \dot{Q}_0 dt$ ) und der elektrischen Arbeit ( $W_{El} = \int P_{El} dt$ ). Da im Sommerbetrieb keine Abtauung durchgeführt wird, wird die elektrische Arbeit hier in drei Komponenten aufgeteilt (siehe Tabelle 2).

Tabelle 2: Aufteilung der elektrischen Arbeit im Sommerbetrieb

Ausgewertete Grösse	Symbol
Elektrische Arbeit des Verdichters im Kältemaschinenbetrieb (während der Kälteerzeugung)	$W_{El,KM}$
Elektrische Arbeit der Sekundäraggregate <sup>2</sup>	$W_{El,Sek}$
Elektrische Arbeit im Standby-Betrieb	$W_{El,Stby}$

Zur Bewertung des Sommerbetriebs wurden ebenfalls vier Prozesszahlen gebildet (siehe Abbildung 37). Zielgrösse der Optimierung ist die Arbeitszahl der Maschine im Sommerbetrieb  $AZ_{Sommer}$ , welche die komplette elektrische Arbeit  $W_{El}$  für den Betrieb während der Kühlperiode beinhaltet. Die restlichen Werte dienen auch der Klärung von verschiedenen Einflüssen auf die Arbeitszahl der gesamten Maschine. Da im Sommer keine Abtauung stattfindet und somit der Standby-Betrieb einen grösseren Einfluss hat, wurde als vierte Grösse die Arbeitszahl im Kältemaschinenbetrieb inkl. Standby eingeführt.

Für die Auswertung von stationären Betriebspunkten im Kältemaschinenbetrieb wird zusätzlich die Leistungszahl Energy Efficiency Ratio (EER) berechnet:

$$EER = \frac{\dot{Q}_0}{P_{El,KM}}$$

$\dot{Q}_0$  = Abgegebene Kälteleistung im stationären Kältemaschinenbetrieb

$P_{El,KM}$  = Aufgenommene elektrische Leistung des Verdichters im stationären Kältemaschinenbetrieb

<sup>2</sup> Sekundär-Aggregate: Lüfter der Ausseneinheit (WT2), Carterheizungen, Kaltwasserpumpe, Steuerung und Schaltschrank, Begleitheizbänder

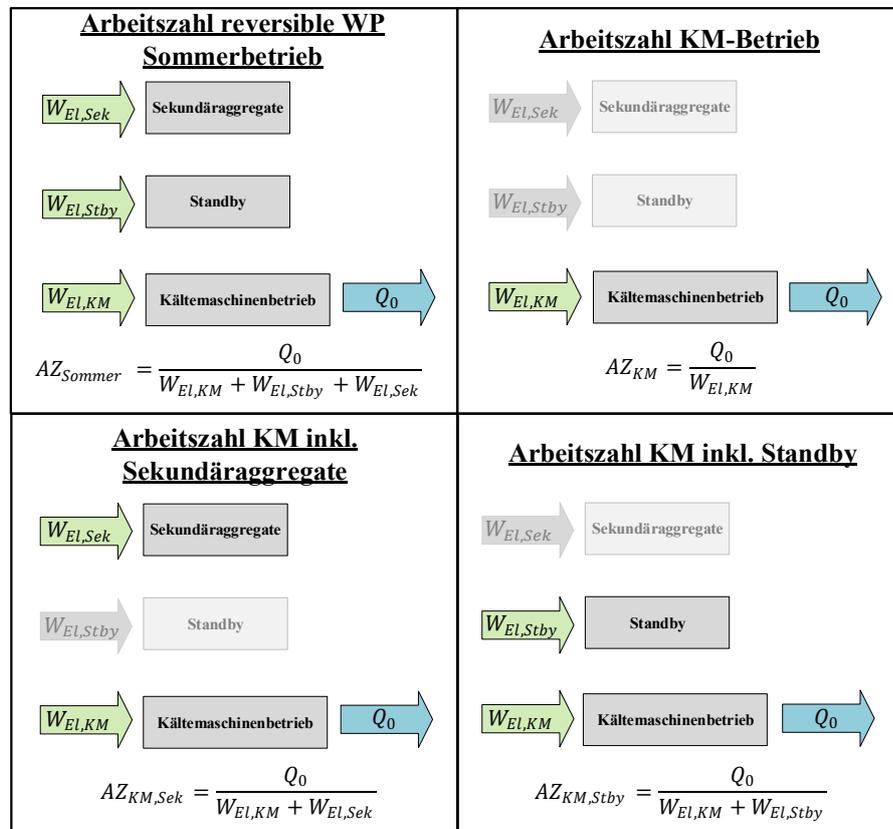


Abbildung 37: Übersicht der Arbeitszahlen im Sommerbetrieb

Die Berechnung des sekundärseitigen Wärmestroms im Verdampfer ist wie folgt definiert:

$$\dot{Q}_{0,s} = \dot{V}_{0,s} \rho c_p (T_{VA} - T_{VE})$$

$\dot{Q}_{0,s}$  = Abgegebene Kälteleistung im Verdampfer auf der Sekundärseite

$\dot{V}_{0,s}$  = Sekundärseitiger Volumenstrom im Verdampfer

$\rho$  = Dichte des Wärmeträgers der Sekundärseite

$c_p$  = Spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgers der Sekundärseite

$T_{VA}$  = Temperatur im Verdampferaustritt sekundär

$T_{VE}$  = Temperatur im Verdampfer Eintritt sekundär

Der prozessseitige Wärmestrom im Verdampfer wird nach untenstehender Gleichung berechnet:

$$\dot{Q}_{0,p} = \dot{m}_p (h_6 - h_5)$$

$\dot{Q}_{0,p}$  = Abgegebene Kälteleistung im Verdampfer auf der Prozessseite

$\dot{m}_p$  = Prozessseitiger Massenstrom

$h_5$  = Enthalpie im Prozesspunkt 5

$h_6$  = Enthalpie im Prozesspunkt 6

Auch im Kühlbetrieb sind teilweise geringe Temperaturdifferenzen auf der Sekundärseite vorhanden (siehe Abschnitt 4.3.2). Dies bedeutet ebenfalls, dass der sekundärseitige Wärmestrom mit einer hohen Messunsicherheit behaftet ist (siehe Anhang 1), weshalb auch hier die Berechnung über die prozessseitigen Größen durchgeführt wurde.



### 3.4 Methodik Betriebsoptimierung

Der Fokus der Betriebsoptimierung liegt auf der Propanwärmepumpe. In den ersten Betriebsmonaten ist der Fokus auf einem zuverlässigen Gesamtbetrieb der Anlage gelegt worden. Zu Beginn musste aufgrund von Störungen und zu Analyse Zwecken die Anlage täglich überwacht werden. Ende Heizsaison 2017/18 ist der Betrieb der Gesamtanlage sehr zuverlässig, so dass der Überwachungsaufwand minimal ist.

Der Fokus der Betriebsoptimierung lag auf folgenden Punkten:

- Leistungsregelung Wärmepumpe
- Optimierung Abtaubetrieb
- Optimierung Sollwerte Kältekreislauf
- Optimierung Nebenaggregate Wärmepumpe

In der ersten Heizperiode wurde insbesondere der Abtaubetrieb laufend optimiert. Da sich die Wetterbedingungen laufend ändern, musste ein guter Mittelwert gefunden werden, wann die Abtauung beginnt und wie lange der Abtauungsprozess dauert. Diese Parameter haben einen grossen Einfluss auf die Leistungszahl der Gesamtanlage. Zum einen sollte genug häufig abgetaut werden um einen allzu grossen Eisansatz am Verdampfer zu verhindern, welcher den Wärmeübergang beträchtlich verschlechtert. Zum anderen reduziert ein zu häufiges Abtauen aufgrund des hohen Energiebedarfs der Heissgasabtauung die Jahresarbeitszahl signifikant. Da sich jede Anlage bezüglich Aufstellungsort, Lage des Verdampfers usw. anders verhält, kann keine allgemein gültige Einstellung für den Abtauregler gefunden werden. Diese Einstellungen sind von Anlage zu Anlage verschieden und müssen im Laufe des Betriebes «eingefahren» werden, wenn eine hohe Gesamteffizienz erreicht werden soll.

Dank der detaillierten Instrumentierung und der Sensorik des Kältekreislaufes ist bereits während der Inbetriebnahme eine umfangreiche Anpassung und Optimierung der Sollwerte vorgenommen worden. Der Kältekreisprozess ist dadurch bereits sehr stark optimiert. Die durchgeführte Analyse bestätigt dies. Die in der Planung angestrebten Druckniveaus und Temperaturbereich können so auch in der Realität erreicht werden. Die Nebenaggregate v.a. Ventilatoren und Umwälzpumpen und tragen einen grossen Teil zum Gesamtstromverbrauch bei. Hier liegt das Augenmerk darauf die Leistungen der Nebenaggregate der Wärmepumpenleistung anzupassen. Bei den Ventilatoren des Verdampfers sind hier aber aus Kältemittel- und thermodynamischen Gründen Grenzen gesetzt. So kann die Ventilatorendrehzahl der Ausseneinheit nicht beliebig tief zurückgefahren werden, da sonst die Verdampfung und der ganze Prozess aufgrund des schlechteren Temperaturübergangs im Wärmetauscher instabil werden würde. Die Kennlinie der Ventilatorendrehzahl ist soweit möglich reduziert worden, um einen optimalen Kompromiss zwischen elektrischer Energiebedarf der Lüfter und des Prozesswirkungsgrades zu erreichen.

### 3.5 Vergleich mit herkömmlichen Luft- / Wasser-Wärmepumpen

Die umschaltbare Propan-WP soll hinsichtlich ihrer Performance mit einem vergleichbaren, optimierten Wärmepumpensystem verglichen werden. Dazu wurden mehrere Ansätze verfolgt.

Ein erster Ansatz ist, ein ähnliches System mit marktüblichem Kältemittel als Benchmark zu verwenden und direkte Vergleiche bezüglich Effizienz durchzuführen. Momentan existieren jedoch keine gleichartigen Maschinen auf dem Markt. Das Umkehren der Heiz- / Kühlfunktion wird bei bestehenden Systemen einerseits durch Umschalten im Wärmeträgerfluss realisiert. Dadurch werden die Energiebezüge sowie das Aufnahmesystem zur Umwelt jeweils an die entsprechenden



Wärmetauscher der Maschine angeschlossen. Die Wärmeaufnahme und -abgabe findet immer am gleichen Wärmeübertrager statt, wobei die Flussrichtung vom Kältemittel in beiden Betriebsmodi dieselbe bleibt. Andererseits bestehen Maschinen mit Umschaltung im Kältekreis. Bei diesen wird der Kältemittelfluss und somit auch die Funktion von Verflüssiger sowie Verdampfer gewechselt. Es sind nur zwei Wärmetauscher verbaut. In der Propan-WP dieses Projekts besteht eine Mischform beider genannten Ausführungen. Die Wärmeübertragung bleibt im Verflüssiger und Verdampfer stets gleich, d.h. die Strömungsrichtung des Kältemittels im Wärmetauscher bleibt unverändert. Es weist nur im Luftmodul eine variierende Flussrichtung auf. Die zwei Betriebsmodi werden durch diesen zusätzlichen Wärmeübertrager realisiert.



Abbildung 38: Verdampfer im Winterbetrieb während Abtauung

Als zweiter Ansatz wird der Direktvergleich mit einem optimierten Gesamtsystem inkl. umschaltbarer Wärmepumpe in Betracht gezogen. Da keine den Autoren bekannten Verbünde aus energieeffizientem Gebäude (Minergie-P) und umschaltbarer Propan-WP bestehen, kann diese Variante nicht weiterverfolgt werden.

Der dritte Ansatz ist ein Performancevergleich mit Messungen eines Prüflabors, wie das NTB-WPZ in Buchs (SG). Bisher wurde dort noch kein vergleichbares System vermessen, jedoch ist ein Benchmarking der Propan-WP verglichen mit handelsüblichen Wärmepumpen möglich. Da zudem ähnlich leistungsstarke Wärmepumpen vermessen wurden, wird dieser Ansatz als bestmögliche Lösung weiterverfolgt. Der Vergleich zeigt damit die Positionierung der untersuchten Maschine im Kontext des herrschenden Wärmepumpenmarktes.

Während der gesamten Laufzeit der Datenerfassung wurden wöchentlich die Messwerte überprüft und stationäre Betriebspunkte in einer Datenbank gespeichert. Insgesamt konnten 567 stationäre Wärmepumpen-Betriebspunkte erfasst werden, welche als Datengrundlage dienen. Diejenigen Betriebspunkte, welche am besten die zu prüfenden Normbedingungen abbilden, wurden zum Vergleich eingesetzt. Seitens Vergleichsmessungen wählte man Messdaten von Wärmepumpen mit ähnlicher Bauweise und Leistung. Alle gewählten Vergleichssysteme arbeiten mit dem Kältemittel R410A, was hinsichtlich der besseren Stoffeigenschaften von Propan berücksichtigt werden muss. Eine Propan-Wärmepumpe ist nicht vorhanden.



## 4 Ergebnisse und Diskussion

### 4.1 Resultate Betriebsanalyse Gesamtsystem und reversible WP

Die definitive Inbetriebnahme der Wärmepumpe erfolgte im August 2017. Da die Wärme- und Kälteverteilung und deren Steuerung noch nicht einsatzbereit waren, konnte 2017 der Kühlbetrieb nicht mehr getestet werden. Mitte November 2017 wurde der Heizbetrieb der Anlage aufgenommen. In den weiteren Unterkapiteln sind die Analysen der einzelnen Anlagenkomponenten sowie des Gesamtsystems aufgeführt. Das Monitoring ist seit dem 1. Mai 2018 voll funktionsfähig und liefert zuverlässige Daten für die fortlaufende Auswertung.

Die nachfolgenden Resultate des Gesamtsystems beziehen sich vorwiegend auf den finalen Auswertungszeitraum vom **1. Juli 2018 bis 31. Juni 2019**. Im Vorfeld wurden Messdaten zwischen November 2017 und Juni 2018 ausgewertet, welche für ausgewählte Fragestellungen auch in diesem Kapitel dargestellt werden. In den nachfolgenden Unterkapiteln wird die Analyse der einzelnen Anlagenkomponenten im Detail aufgeführt. Die im Bericht verwendeten Klimadaten beziehen sich auf die nächstgelegene Wetterstation, welche in Dänikon stationiert ist.

#### 4.1.1 Analyse Komfort

Da ein Gebäude in erster Linie dazu dient dem Nutzer ein behagliches Wohnen oder Arbeit zu ermöglichen werden nachfolgend in einem ersten Schritt die Komfortparameter Raumtemperatur und Luftqualität analysiert.

##### **Raumtemperaturen**

Die Raumtemperatur variiert in Abhängigkeit der passiven Wärmeeinträge (Personen, Geräte, Solargewinne) sowie der Außentemperatur. Im idealen Fall kompensiert die Heizwärmeverteilung diese Effekte, was dazu führt, dass die Raumtemperatur zu jedem Zeitpunkt konstant ist. Dies kann in Realität mit vertretbarem Aufwand jedoch nicht erreicht werden. Deshalb wird durch die SIA 180 ein Komfortband vorgegeben, in welchem die Raumtemperatur zu jedem Zeitpunkt in Abhängigkeit der Aussenlufttemperatur zu liegen kommen sollte. Die nachfolgenden Resultate sind auf folgende Zeiträume beschränkt:

- Büroräume: 07.00 Uhr bis 18.00 Uhr, nur Arbeitstage (keine Wochenenden)
- Besprechungsräume: 09.00 Uhr bis 12.00 Uhr und 14.00 Uhr bis 17.00 Uhr, nur Arbeitstage (keine Wochenenden)

Dies ermöglicht eine Auswertung, welche sich nur auf die Zeiten beschränkt in welchen Personen erwartet werden (Kernarbeitszeiten).

In Abbildung 39 sind die stündlichen Raumtemperaturen eines Büros im Süden in Abhängigkeit des gleitenden Mittelwerts von 48 Stunden der Aussentemperatur dargestellt. Dabei wird zwischen drei Zuständen (Kühlen, Heizen, Standby) der Wärmepumpe unterschieden. Der Büroraum weist mehrheitlich Raumtemperaturen im vorgeschriebenen Komfortband auf. Es gibt an wenigen Stunden Temperaturen über 24.5 °C im Winter, was auf die Regelung der Storensteuerung zurück zu führen ist. Die Minimaltemperaturen können zu jeder Zeit eingehalten werden. Die Zufriedenheit der Mitarbeiter bezüglich der Raumtemperaturen ist sehr hoch. Es gibt keine Beanstandungen durch die Gebäudenutzer. Weiter ist zu erkennen, dass das im Gebäude die passiven Wärmegewinne optimal ausgenützt werden, da auch bei einer Unterschreitung der Heizgrenze (Messpunkte < 12.5 °C Aussentemperatur) die Wärmepumpe im Standby-Modus (grüne Messpunkte) verweilt und somit keine Wärme liefern muss (Thermostatventile in den Räumen bleiben geschlossen). Auch die



Nachtauskühlung funktioniert gut, denn auch bei hohen mittleren Aussentemperaturen (Messpunkte > 20 °C Aussentemperatur) bleibt die Wärmepumpe meist im Standby-Modus.

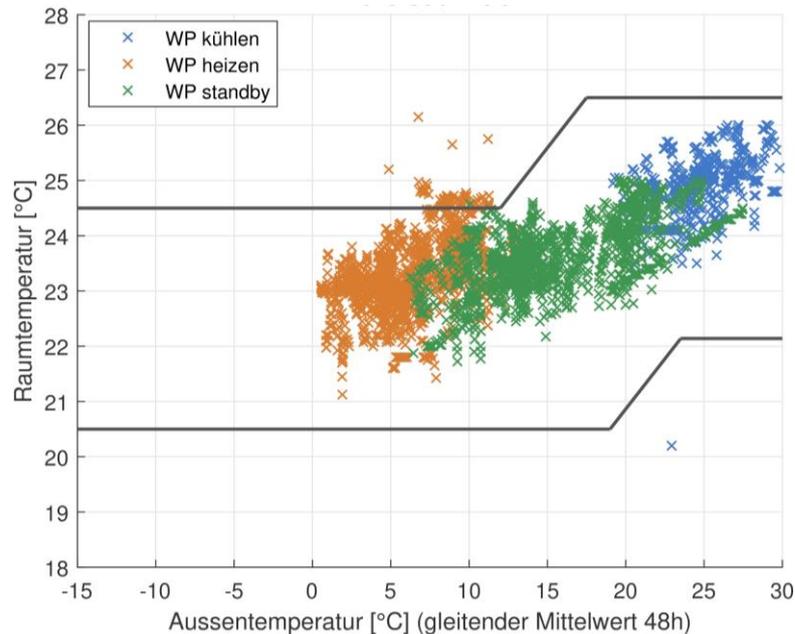


Abbildung 39: Stündliche Innentemperatur über Aussentemperatur Büro Süd 2.OG

Die Auswertung der Besprechungsräume zeigt unterschiedliche Resultate. In Abbildung 40 sind die Raumtemperaturen in Abhängigkeit der Aussentemperatur für das Besprechungszimmer A2.09 dargestellt. Dieses weist keine Übertemperaturen auf und nur an ganz wenigen Stunden eine Unterschreitung der gewünschten Temperaturen. Ein ganz anderes Bild zeigt sich für den Besprechungsraum A4.14 in Abbildung 41. Es fällt auf, dass in der Heizperiode der Grenzwert sowohl häufig unterschritten als auch überschritten wird. Die detaillierte Betrachtung der Messdaten zeigt, dass der Grund dafür nicht eine fehlerhafte Gebäudetechnik ist, sondern auf das Nutzerverhalten und auf die bewusst gewählte Regelung der Fensterverschattung (Storen) zurückgeführt werden kann. In Abbildung 42 ist ein Überhitzungsfall für den Besprechungsraum A4.14 dargestellt. Dabei kann festgestellt werden, dass die Heizleistung vom gesamten Gebäude zwischen 10.00 Uhr und 20.00 Uhr 0 kW beträgt und somit keine Wärme über die Heizung eingebracht wird. Dennoch steigt die Raumtemperatur um 15.00 Uhr über 25 °C. Dies ist auf die bewusst gewählte Storensteuerung zurückzuführen, welche so konfiguriert ist, dass möglichst hohe passive Gewinne über die Fenster erreicht werden. Interne Gewinne (Personen) können ausgeschlossen werden, da die CO<sub>2</sub>-Konzentration im betrachteten Zeitraum abnimmt.

In Abbildung 43 ist ein Fall dargestellt bei welchem die Sollraumtemperatur unterschritten wird. Dabei ist zu erkennen, dass eine Fensterlüftung durch den Nutzer zu einer Temperaturabsenkung führt. Die Fensteröffnung kann mit der schnell sinkenden CO<sub>2</sub>-Konzentration im Raum erkannt werden.

Es ist wichtig anzumerken, dass bei der Planung die Luftmenge in den Besprechungsräumen nicht auf eine maximale Nutzung ausgelegt wurde. Die Besprechungsräume sind als normale Büronutzung ausgelegt und werden für Gruppenbesprechungen genutzt. Es wurde bewusst entschieden, die geforderte Luftqualität bei intensiver Nutzung in Kombination mit einer Fensterlüftung zu erreichen.

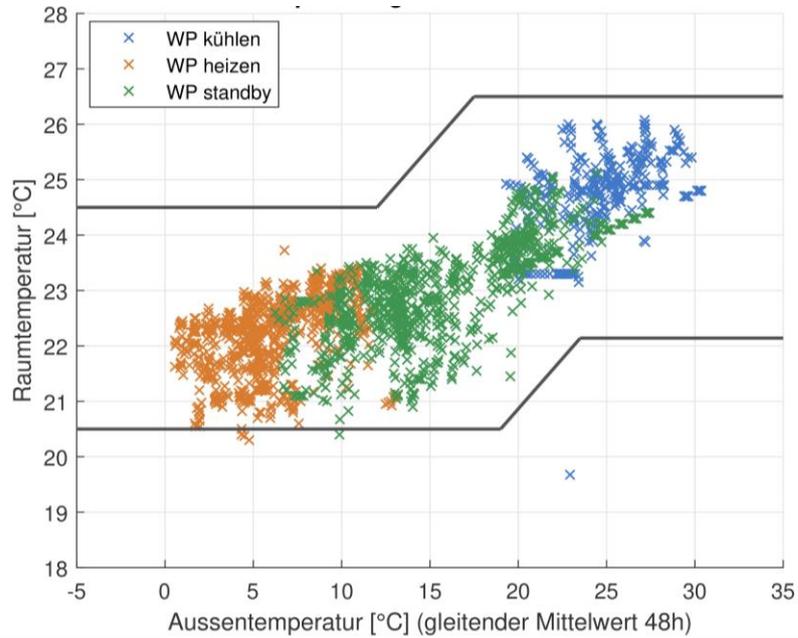


Abbildung 40: Stündliche Innentemperatur über Aussentemperatur Besprechungsraum A2.09 2.OG

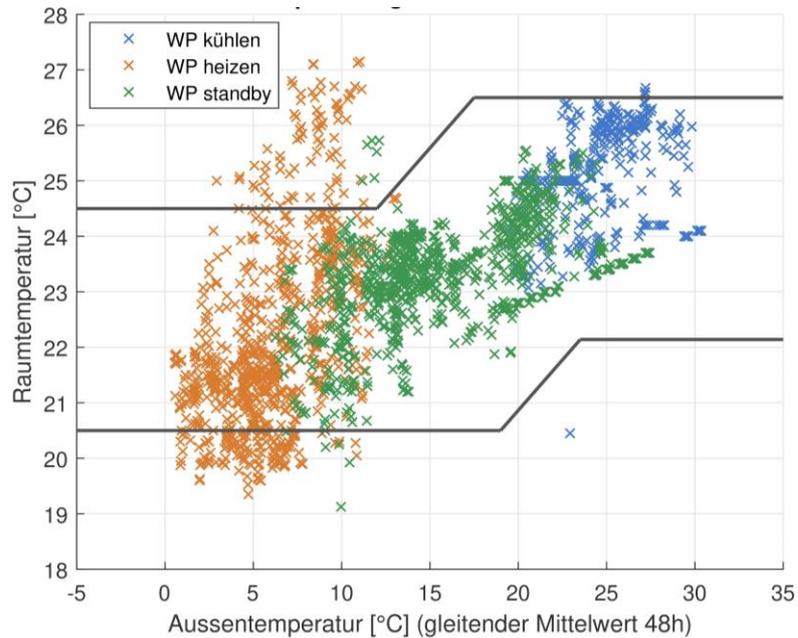


Abbildung 41: Stündliche Innentemperatur über Aussentemperatur Besprechungsraum A4.14 4.OG

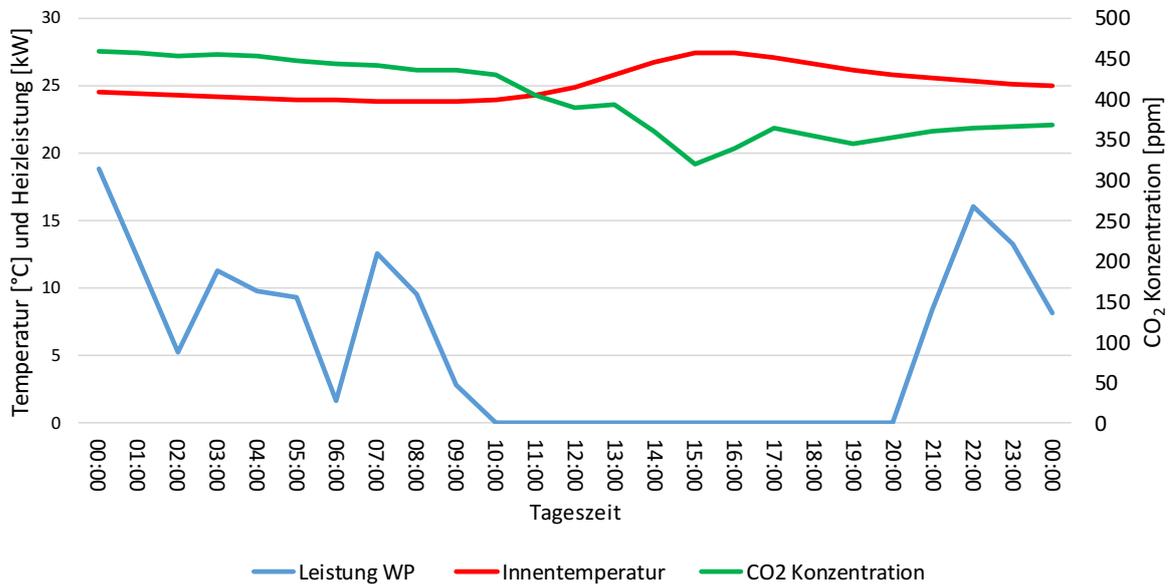


Abbildung 42: Tagesverlauf der Wärmepumpenleistung, Innenraumtemperatur und CO<sub>2</sub>-Konzentration im Besprechungsraum A4.14 im 4.OG für den Tag vom 17.02.2019.

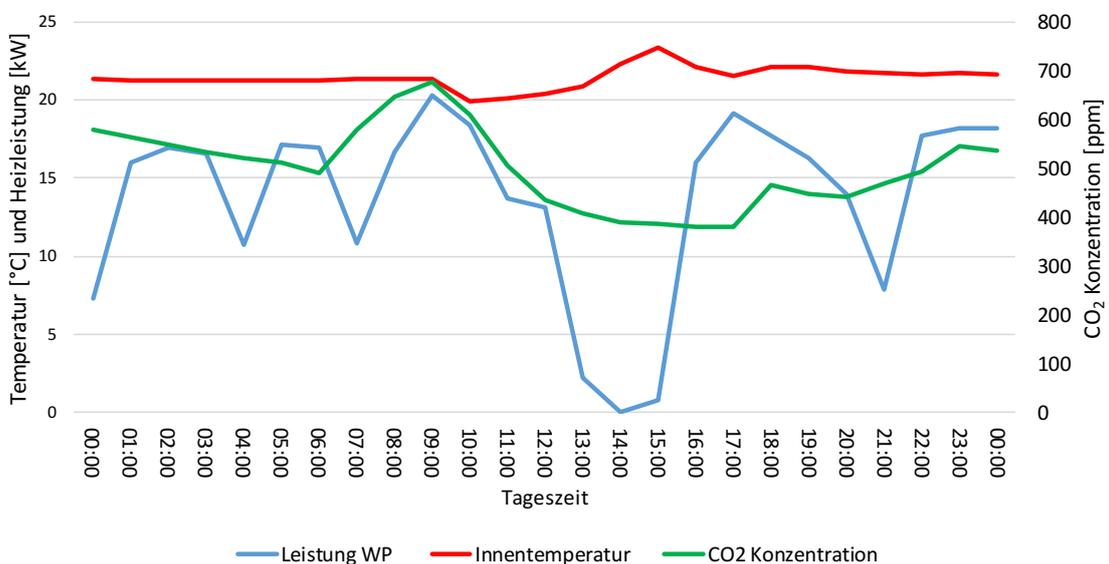


Abbildung 43: Tagesverlauf der Wärmepumpenleistung, Innenraumtemperatur und CO<sub>2</sub>-Konzentration im Besprechungsraum A4.14 im 4.OG für den Tag vom 15.01.2019.

Weiter lässt sich aus den Daten herauslesen, dass der Change-Over Betrieb gut funktioniert. Es ist eine klare Abgrenzung zwischen Heizen und Kühlen zu sehen. Dies zeigt sich in der relativ grossen „Standby-Zone“ (grüne Punkte). Dank der bewusst gewählten hydraulischen Umsetzung kann es keine Fälle geben in denen Räume gekühlt und gleichzeitig geheizt werden, was zum Teil in anderen Bauprojekten festgestellt werden konnte. Die Heizgrenze liegt bei etwa 10.0 °C und die Kühlgrenze bei etwa 19.0 °C bezogen auf einen Temperaturmittelwert von 48 Stunden.



#### 4.1.2 Analyse des Energieverbrauchs und des Leistungsbedarfs

##### Heizwärmeverbrauch

In Abbildung 44 ist der Jahresheizwärmeverbrauch ( $Q_h$ ) für unterschiedliche Berechnungs- und Messmethoden dargestellt. Damit lässt sich abschätzen ob das Gebäude in etwa den Planungsanforderungen entspricht. Nachfolgend sind die einzelnen Methoden kurz beschrieben:

- $Q_h$ , Messperiode: Dieser Wert entspricht der Messung während der Auswertungsperiode.
- $Q_h$ , SIA 380/1 Messwertvergleich: Dieser Wert entspricht der SIA 380/1 Berechnung mit gemessenen Klimadaten, internen Gewinnen und Lüftungsverlusten. Dieser Wert sollte am ehesten dem  $Q_h$ , Messperiode entsprechen.
- $Q_h$ , SIA 380/1 Nachweis: Dieser Wert entspricht der SIA 380/1 Berechnung mit Standardnutzung. Dieser Wert gilt für die Baubewilligung.
- $Q_h$ , SIA 380/1 Optimierung: SIA 380/1 Berechnung mit geplanter Nutzung. Hier werden erwartete Werte für das betreffende Objekt verwendet (z.B.: Raumtemperatur, Lüftungsverluste, interne Gewinne etc.).
- $Q_h$ , klimakorrigiert: Dieser Wert entspricht der witterungsbereinigten Messung. Für die Witterungsbereinigung wurde die HGT20/12 – Methode (Heizgradtage) verwendet.

Der Vergleich der unterschiedlichen  $Q_h$  zeigt, dass die Planung gut mit dem realen Betrieb übereinstimmt. Dies einerseits, weil "Qh, Optimierung" und "Qh, klimakorrigiert" eine Abweichung von nur etwa 14% aufweisen, was eine gute Übereinstimmung darstellt. Auch die monatliche Auswertung in Abbildung 45 zeigt für die meisten Monate eine gute Übereinstimmung zwischen Planung und Messung. Die Auswertung zeigt, dass das Gebäude die Planungswerte in jedem Vergleich unterschreitet, womit Planungs- oder Baumängel am Gebäude diesbezüglich ausgeschlossen werden können.

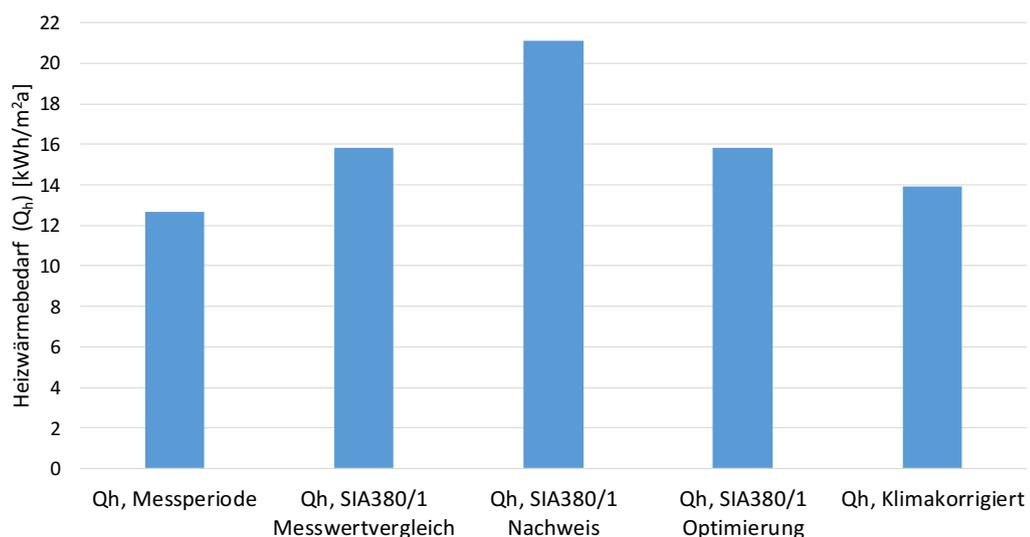


Abbildung 44: Heizwärmebedarf im Vergleich zwischen Messung und Planung für den Untersuchungszeitraum (01.07.2018 – 31.06.2019).

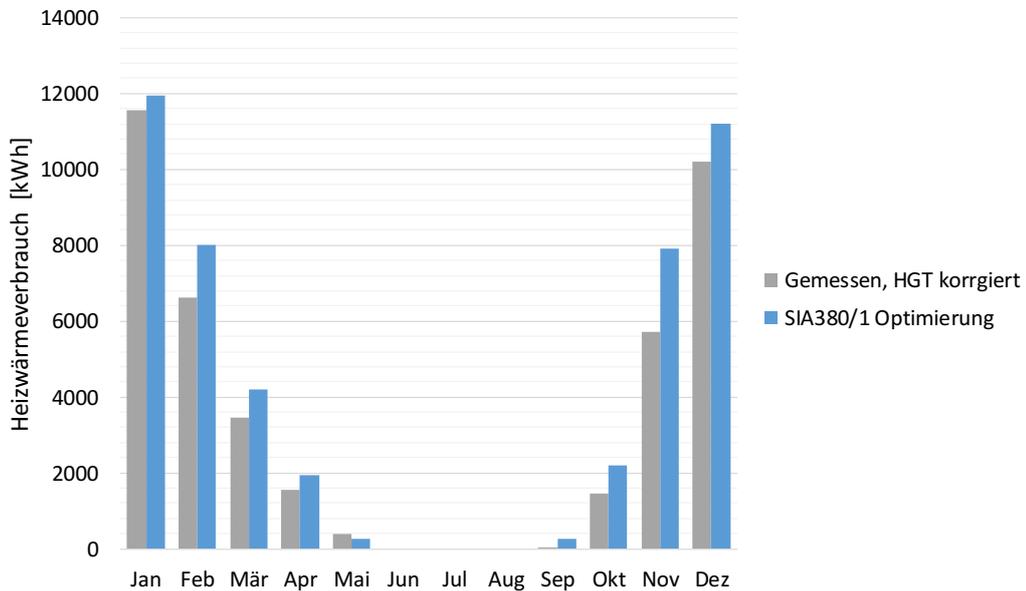


Abbildung 45: Monatsheizwärmebedarf im Vergleich zwischen Messung und Planung für den Untersuchungszeitraum (01.07.2018 – 31.06.2019).

In Abbildung 46 ist die monatliche Wärmebilanz des Gebäudes dargestellt. Der Hauptwärmebedarf entsteht durch die Heizung über die Heizkörper. Die Erwärmung der Zuluft ist mit 7.6% des gesamten Wärmebedarfs gering. Die Wärmeverluste über die Speicher und die Wärmeverteilung sind mit 2.3% des Gesamtwärmebedarfs vorbildlich tief bei diesem Gebäude.

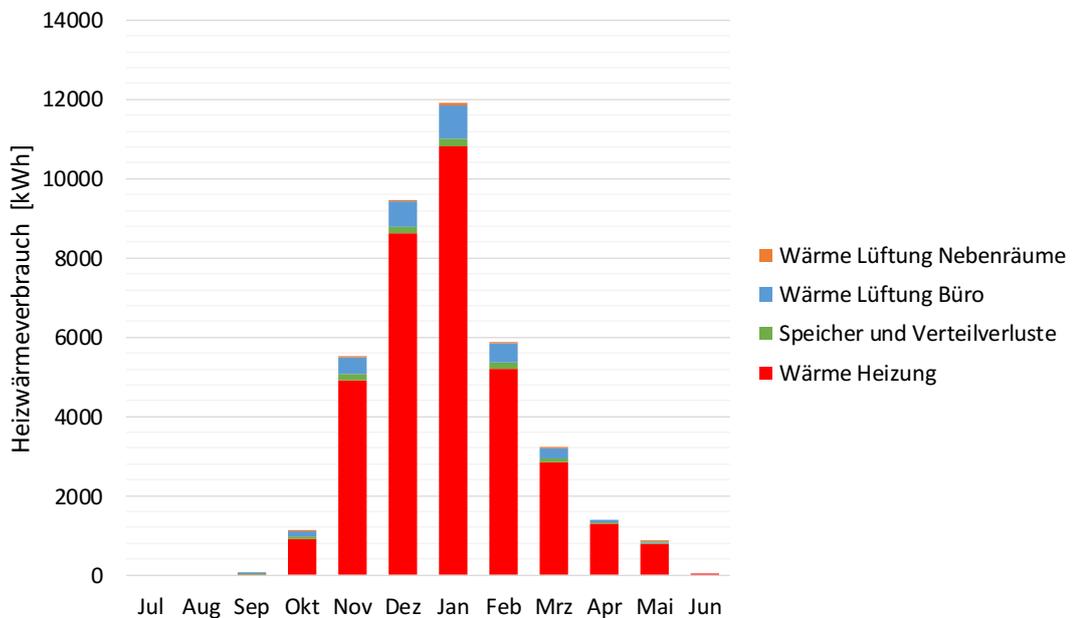


Abbildung 46: Monatliche Wärmebilanz aufgeschlüsselt nach den einzelnen Bedarfsgruppen (01.07.2018 – 31.06.2019).

### Kühlenergieverbrauch

Der gesamte Kälteverbrauch ist mit 3'156 kWh (1 kWh/m<sup>2</sup>(EBF)) für die Messperiode sehr gering. Dies obwohl der Sommer 2018 ungewöhnlich warm und lang war. Damit werden die Zielwerte SIA 2024 (2015) von 11 kWh/m<sup>2</sup>(EBF) deutlich unterschritten. Der Heizwärmeverbrauch ist um den Faktor 13



grösser als der Kälteverbrauch was für ein Neubau ein sehr hohes Verhältnis ist. Der Kältebedarf von neuen Verwaltungsgebäuden ist nicht selten gleich gross wie der Wärmebedarf. Damit wird deutlich, dass die Nachtauskühlung bei diesem Gebäude sehr gut funktioniert. In Abbildung 47 ist die monatliche Kältebilanz für die Auswertungsperiode aufgeführt. Die Verluste sind mit 7.8% vom gesamten Kältebedarf relativ gesehen höher als die relativen Heizwärmeverluste, was jedoch auf den geringen Kältebedarf zurückzuführen ist.

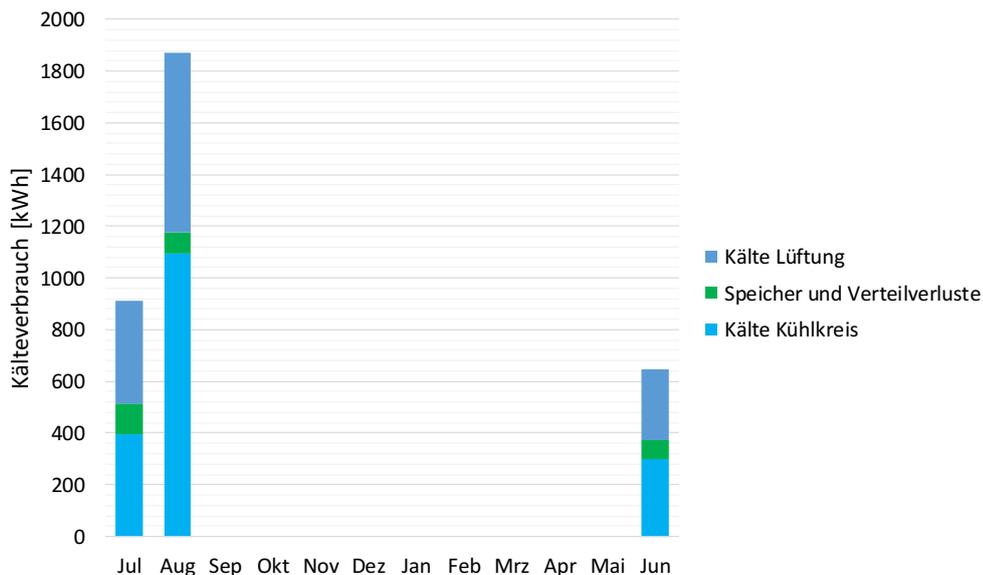


Abbildung 47 Monatskältebedarf aufgeschlüsselt nach Nutzung für die finale Auswertungsperiode (01.07.2018 – 31.06.2019).

### Leistungsbedarf und Betriebsstunden

In Abbildung 48 sind die stündlichen Messpunkte der Wärme- und Kälteleistung der Wärmepumpe im Betrieb in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperatur (gleitender Mittelwert über 48h) dargestellt. Die gestrichelte rote Linie stellt die Heizgrenze dar. Man erkennt, dass es wenige Stunden (13) gibt, in denen die Wärmepumpe in Betrieb ist, obwohl die Aussentemperatur höher ist als die Heizgrenze. Dies kann mit grosser Wahrscheinlichkeit auf die Differenz zwischen der Temperaturmessung vor Ort und der Messung der Meteo-Station in Dänikon zurückgeführt werden.

Der Vergleich zwischen den gemessenen und den geplanten WP-Betriebsstunden (Abbildung 30) zeigt, dass die Wärmepumpe in Realität ca. 23% weniger Stunden im Heizungsbetrieb und ca. 83% weniger Stunden im Kühlbetrieb aufweist. Damit wurden die hohen Ansprüche aus der Planung gar übertroffen. Zu berücksichtigen ist dabei jedoch, dass die Messperiode einen leicht wärmeren Winter gegenüber dem SIA-Referenzjahr (minus 9% Heizwärmebedarf) aufweist.

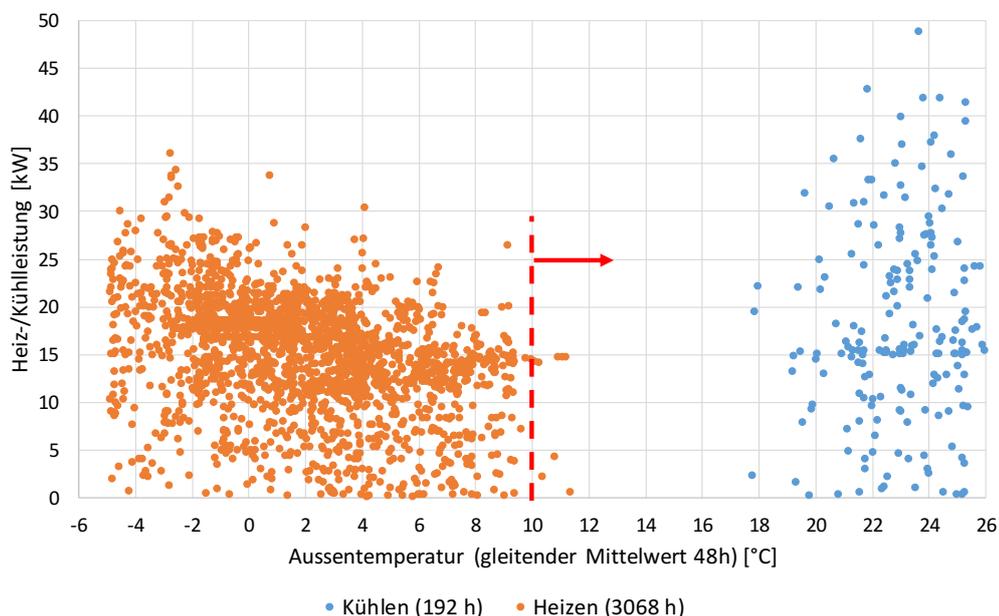


Abbildung 48: Stündliche Messpunkte der Heiz- und Kühlleistung in Abhängigkeit der über 48 Stunden gemittelten Aussentemperatur (finale Auswertungsperiode, 01.07.2018 – 31.06.2019). In Klammern die Anzahl Stunden an denen die Wärmepumpe im Heizungsmodus, respektive im Kühlmodus in Betrieb ist.

### Elektrizitätsverbrauch und PV-Stromproduktion

In Abbildung 49 ist auf monatlicher Basis die Elektrizitätsbilanz für die finale Auswertungsperiode dargestellt. Der gesamte Elektrizitätsbedarf des Gebäudes beträgt 97.8 MWh. Die Beleuchtung, der Server und andere Geräte wie PC etc., zusammengefasst als Allgemeinstrom, haben mit fast 77% den grössten Anteil am Strombedarf. Der Server hat eine elektrische Dauerleistungsaufnahme von 1.9 kW. Zieht man diese vom Allgemeinstrom ab, ergibt sich ohne Server ein spezifischer Stromverbrauch von 19.3 kWh/m<sup>2</sup>(EBF), mit Server beträgt dieser 24.8 kWh/m<sup>2</sup>(EBF).

In der SIA 2024 (2015) wird als Standardwert 36 kWh/m<sup>2</sup>(EBF) angenommen. Dieser Wert wird deutlich unterschritten. Der SIA-Zielwert (15 kWh/m<sup>2</sup>(EBF)) kann jedoch nicht ganz erreicht werden.

Der Elektrizitätsverbrauch der Lüftung ist mit 1.8 kWh/m<sup>2</sup>(EBF) geringfügig tiefer als der SIA-Zielwert von 2.0 kWh/m<sup>2</sup>(EBF), jedoch deutlich tiefer als der Standardwert von 4 kWh/m<sup>2</sup>(EBF).

In Tabelle 3 sind die Jahresarbeitszahlen (JAZ) der Wärmepumpe für den Winter- und Sommerfall zusammengefasst. Die detaillierte Auswertung der Wärmepumpe im speziellen folgt im Kapitel 4.3.

Tabelle 3: Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpe für die Auswertungsperiode mit und ohne Speicher- und Verteilverluste. Aufteilung der JAZ mit und ohne Sekundäraggregate (Lüfter, Carterheizung, HW-Pumpe, KW-Pumpe, Schaltschranksteuerung, Abtaubetrieb).

<b>Mit Speicher- und Verteilverluste:</b>				
	<b>Th. Energie (kWh)</b>	<b>El. Energie (kWh)</b>	<b>WP JAZ inkl. Sek. Aggregate</b>	<b>WP JAZ exl. Sek. Aggregate</b>
Wärmebetrieb	38'455	14'410	2.7	3.5
Kältebetrieb	3'156	1'328	2.4	4.7
<b>Ohne Speicher- und Verteilverluste:</b>				
Wärmebetrieb	40'138	14'410	2.8	3.7
Kältebetrieb	3'507	1'328	2.6	5.2

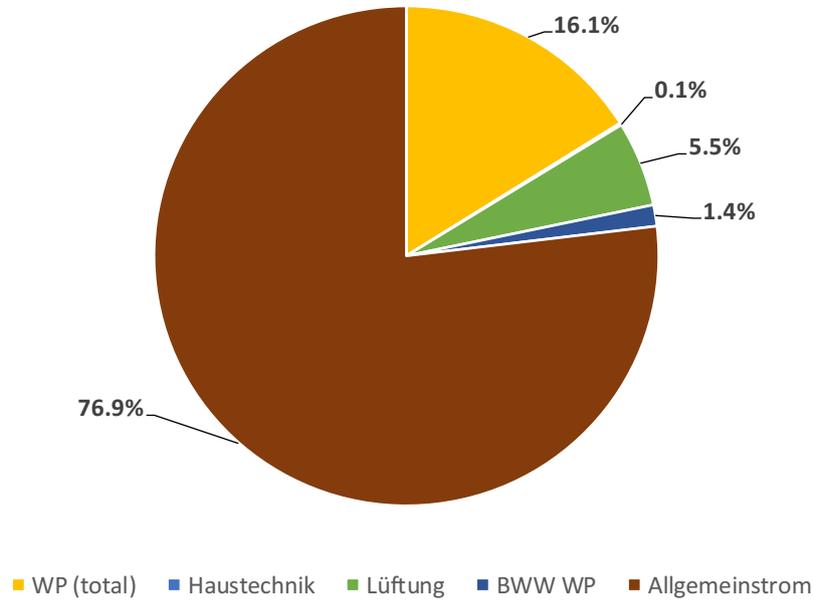


Abbildung 49: Aufteilung des Jahresstromverbrauchs nach Nutzung (01.07.2018 – 31.06.2019).

Die 22 kWp PV-Anlage produzierte im Betrachtungszeitraum 21.9 MWh elektrische Energie. Davon konnten 91% direkt im Gebäude selber verwendet werden, was einem hohen Eigenverbrauch entspricht. Dies ist auf die im Verhältnis zum Gesamtbedarf relativ kleine PV-Anlage zurück zu führen. Aufgrund der Terrasse auf dem Dach war die überbaubare Dachfläche eingeschränkt. Die PV-Anlage deckt damit 20% des Gesamtstrombedarfs des Gebäudes. Eine detaillierte monatliche Aufschlüsselung des Netzbezuges und der Eigenproduktion ist in Abbildung 50 dargestellt.

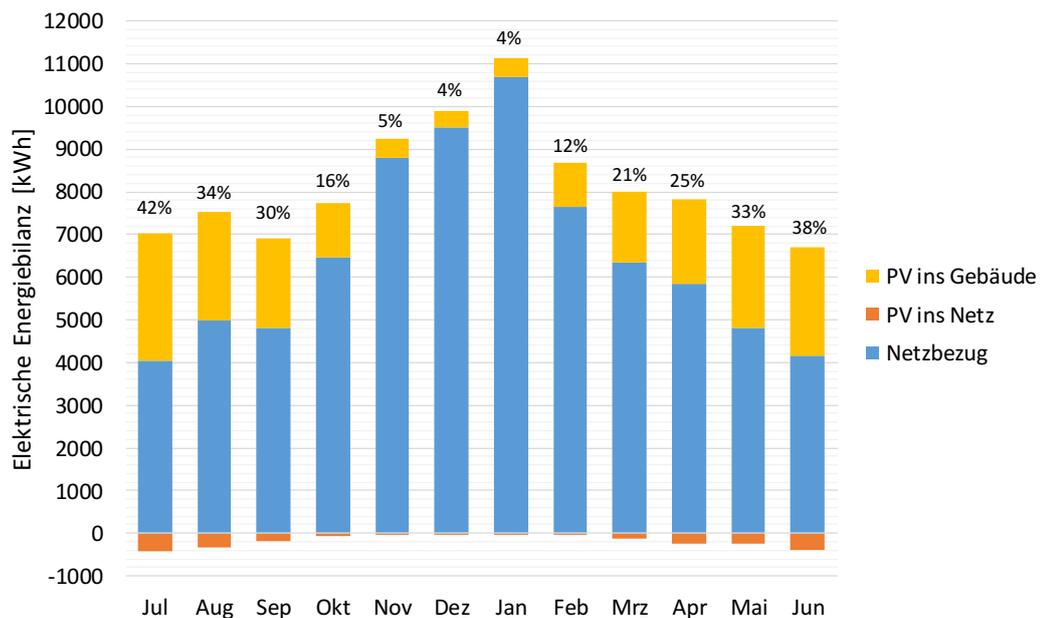


Abbildung 50: Monatliche Bilanz des Netzstrombezuges und der Eigenstromproduktion über die PV-Anlage mit Angabe des Autarkiegrades in Prozent (01.07.2018 – 31.06.2019).



#### 4.1.3 Schlussfolgerungen Analyse Gesamtsystem

Die Auswertung der gemessenen Komfortwerte und Energiedaten zeigen, dass das untersuchte Gebäude den Erwartungen aus der Planung mehr als gerecht wird und dass damit das Gebäude vorbildlich ist. Der Kältebedarf ist mit 1.0 kWh/m<sup>2</sup>a für ein Bürogebäude sehr tief, obwohl die Auswertungsperiode (2018-2019) aussergewöhnlich warm war. Dieser tiefe Kältebedarf wird durch eine geschickte Gebäudearchitektur und die automatische Nachtauskühlung erreicht. Zu beachten ist jedoch auch, dass die Gebäudeausnutzung während der Messperiode bei etwa 70% lag. Eine Erhöhung auf 100% wird auch zu einem etwas höheren Kältebedarf, im Gegenzug jedoch auch zu einem noch tieferem Heizwärmebedarf, führen. Der prognostizierte Heizwärmebedarf wird bereits mit dieser Auslastung um etwa 14-20% unterschritten, was ein Hinweis auf eine sehr gute Planung und Bauausführung ist (kein Performance Gap). Der klimakorrigierte Heizwärmebedarf von 13.9 kWh/m<sup>2</sup>a ist tief, was dazu führt, dass die Minergie-P Anforderungen (Q<sub>h</sub> = 27.6 kWh/m<sup>2</sup>a) bei weitem erreicht werden.

Der Elektrizitätsbedarf des Gebäudes ist generell tief, denn in allen Fällen werden die SIA 2024 Standardwerte unterschritten. Verbesserungspotenzial ist am ehesten im Bereich des Allgemeinstroms zu finden. Hier werden zwar die Standardwerte der SIA 2024 unterschritten, jedoch die Zielwerte um etwa 29% überschritten. Im Vergleich zum Allgemeinstrom unterschreitet der elektrische Bedarf der Lüftung sogar die Zielwerte um etwa 10%. Dies konnte durch eine Betriebsoptimierung erreicht werden. In diesem Fall wurden die Luftmengen so eingestellt, dass diese die Komfortanforderungen erfüllen, aber ansonsten keinen unnötigen Luftaustausch verursachen. In Zukunft wird auch hier ein leicht höherer Strombedarf erwartet, wenn die Ausnützung steigt (mehr Mitarbeiter).

Durch den hohen Anteil des Allgemeinstroms am Gesamtstrombedarf (77%) kann ein hoher Eigenverbrauchsanteil des PV-Stroms von 91% erreicht werden.

Die Auswertung der Raumtemperaturen zeigt, dass im gesamten Gebäude die Komfortansprüche überwiegend den Normanforderungen entsprechen. Bewusst wurde entschieden, die Luftmengen für die Besprechungsräume nicht auf eine maximale Nutzung auszulegen. Hier wird erwartet, dass die Nutzer entsprechend die Fenster für eine Stosslüftung nutzen. Die Auswertung der Temperaturen in den Büroräumen hat gezeigt, dass dank der hohen thermischen Masse des Gebäudes und die hochwärmegeämmte Gebäudehülle nur geringe Temperaturschwankungen auftreten. Damit wird auch bestätigt, dass der Change-Over-Betrieb (klare Trennung zwischen Winter und Sommer) sehr gut funktioniert.



## 4.2 Resultate Betriebsoptimierung Gesamtsystem

Die nachfolgend aufgeführten Optimierungen wurden aufgrund der ersten Resultate aus dem ersten Betriebsjahr durchgeführt. Die Resultate im Kapitel 4 zeigen das optimierte Gebäude mit den finalen Gebäudeparametern.

### 4.2.1 Lüftungsanlagen

Die Luftmengen der Bürogeschosse und der Nebenräume sind der Nutzung entsprechend angepasst worden, die Lüftungsanlagen laufen derzeit meist bei ca. 50-60% der maximalen Luftmenge. Der elektrische Energiebedarf der Lüftungsanlagen ist mit 1.8 kWh/m<sup>2</sup> (EBF) sehr gering. Zusätzlich wird ein sehr hoher Wärmerückgewinnungsgrad erreicht, wodurch ein sehr geringer Heizleistungsbedarf der Lüftungsanlagen resultiert (2.0 kWh/m<sup>2</sup> (EBF)). Da das Gebäude für eine steigende Anzahl Mitarbeiter ausgelegt wurde, muss in regelmässigen Abständen der Komfort (1-2 Jahresrhythmus) überprüft werden und bei Bedarf die Luftmenge erhöht werden. Das Gebäude ist für eine steigende Anzahl Mitarbeiter ausgelegt. Durch die CO<sub>2</sub>-Steuerung passt sich der Luftwechsel automatisch an.

### 4.2.2 Wärme- und Kälteverteilung

Die Heizgrenze und Kühlgrenze sind leicht angepasst worden. Rückmeldung seitens Gebäudenutzer zeigen, dass die minimalen Raumtemperaturen bei 22°C liegen müssen. Die Anzahl unzufriedener Gebäudenutzer kann so minimiert werden. Aufgrund der Grossraumbürostruktur können die Raumtemperaturen innerhalb einer Zone nicht individuell angepasst werden.

Im ersten Betriebsjahr wurden sehr geringe Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf festgestellt (< 2°K). Dies ist vor allem auf den sehr geringen Leistungsbedarf zurück zu führen, welcher deutlich geringer ist als in der Planung vorgesehen. Der Volumenstrom der Förderpumpen wurde reduziert, um die Temperaturdifferenz zu erhöhen.

Bei den Niedertemperaturheizkörpern ist ein Grossteil der Lüfter aktuell ausgeschaltet. In Folge dessen resultieren auch höhere Rücklauftemperaturen. Im Heizbetrieb ist die Wärmeabgabe auch ohne Lüfter ausreichend leistungsfähig. In den Sommermonaten sind die Nutzer instruiert worden bei Bedarf die Lüfter einzuschalten, um die Kälteabgabeleistung zu erhöhen.

### 4.2.3 Aktivkomponenten Gebäudehülle

Die Fensterlüftung hat nach anfänglichen Schwierigkeiten mit der Steuerung die gewünschte Wirkung. Hier zeigt es sich, dass solche Komponenten zwingend einer detaillierten Funktionskontrolle unterzogen werden müssen. Ebenfalls ein zentrales Element ist der optimierte Betrieb des Sonnenschutzes. So zeigt es sich, dass nach den Optimierungen der Heizgrenzen hohe solare Gewinne erzielt werden und der Heizwärmebedarf gut mit den Projektierungswerten gemäss SIA 380/1 übereinstimmt.

## 4.3 Resultate Betriebsanalyse reversible Wärmepumpe

Mit der detaillierten Instrumentierung der umschaltbaren Wärmepumpe inkl. des Kältemittelkreislaufes kann der Betrieb der Wärme- und Kälteerzeugung in allen Modi analysiert werden. Im ersten Betriebsjahr wurde die Maschine hinsichtlich des Kreisprozesses sowie ihrer Performance vermessen und daraus Verbesserungsmassnahmen abgeleitet. Die Zeitspanne der Heiz- und Kühlperiode ist jeweils durch den ersten und letzten Betrieb im entsprechenden Modus definiert.

### 4.3.1 Winterbetrieb

Die Erkenntnisse für den Winterbetrieb während der ersten Heizperiode 2017/2018 sind in den folgenden Abschnitten beschrieben.



### Auswertung interner Kältekreislauf

Im Zeitraum vom 01. November 2017 bis 07. April 2018 wurden die erfassten Messdaten für eine erste Bewertung der Wärmepumpen-Performance ausgewertet. Durch die Analyse von stationären Punkten konnte der Kreisprozess im Winterbetrieb unter den gegebenen Randbedingungen (Umgebungstemperatur  $T_U$  und Verdampfer-Austrittstemperatur sekundär  $T_{CA}$ ) bewertet werden. Untersucht wurde unter anderem der Verdichtungsprozess, die Überhitzung und Unterkühlung des Kältemittels, die Kühlgrenzabstände der Verdampfungs- und der Verflüssigungstemperatur, der Druckverlust über den Verflüssiger sowie die Performance des Wärmepumpenprozesses. Die Werte der Verdampfungstemperatur  $T_0$  und der Verflüssigungstemperatur  $T_C$  liegen im Bereich der anzustrebenden Werte gem. VDMA 24247-8 [2] (siehe Abbildung 51 & Abbildung 52). Daraus lässt sich schliessen, dass die vorgegebenen Randbedingungen korrekt im Kreisprozess umgesetzt wurden.

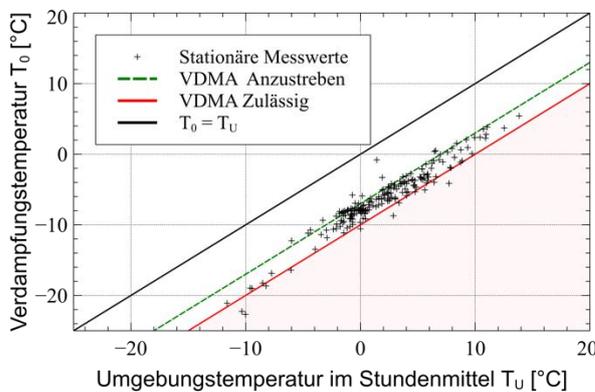


Abbildung 51: Verdampfungstemperatur im stationären Wärmepumpenbetrieb in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur mit Vergleich der Richtlinien nach VDMA 24247-8 [2], Heizperiode 2017/2018

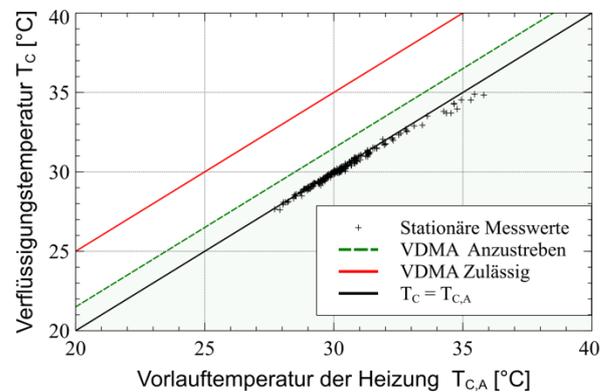


Abbildung 52: Verflüssigungstemperatur im stationären Wärmepumpenbetrieb in Abhängigkeit der sekundären Verdampfer-Austrittstemperatur mit Vergleich der Richtlinien nach VDMA 24247-8 [2], Heizperiode 2017/2018

Wird der  $COP$  in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur  $T_U$  (siehe Abbildung 53) betrachtet, kann die Performance vom Kreisprozess beurteilt werden. Die Auswertungen zeigen, dass der Wärmepumpenprozess die in der Auslegung definierten Betriebspunkte unter den gegebenen Umgebungsbedingungen abbildet und die definierten Leistungsmerkmale erreicht werden.

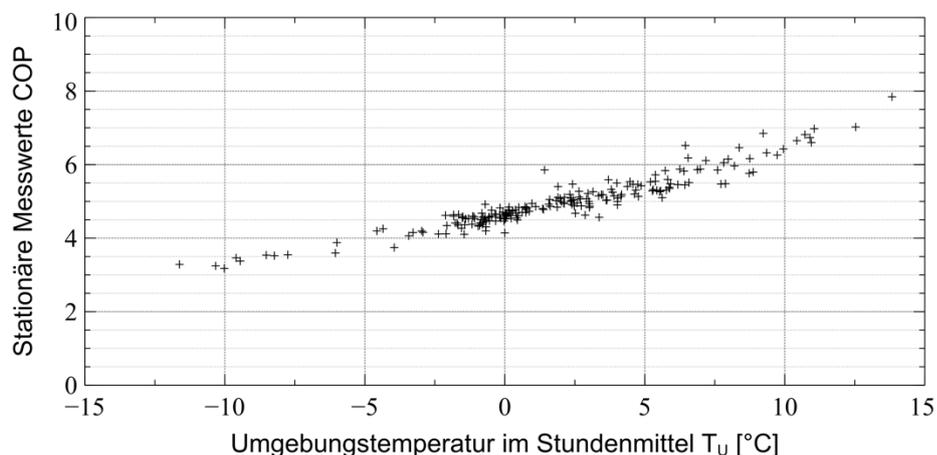


Abbildung 53:  $COP$  im stationären Wärmepumpenbetrieb in Abhängigkeit der Aussentemperatur, Heizperiode 2017/2018



Die Analyse des  $COP$  lässt jedoch nur einen Rückschluss auf den Prozess bei gegebenen Temperaturen zu. Für einen optimalen Betrieb müssen auch die Randbedingungen mit einbezogen werden. Abbildung 54 & Abbildung 55 zeigen die Häufigkeitsverteilungen der Vor- und Rücklauftemperaturen der Heizung ( $T_{CA}$  und  $T_{CE}$ ) während des Wärmepumpenbetriebs. Auffallend ist, dass die in der Auslegung definierte Rücklauftemperatur der Heizung von  $25\text{ °C}$  im Mittel um ca.  $3\text{ K}$  überschritten wird. Dies hat zur Folge, dass in einigen Betriebspunkten die festgelegte Vorlauftemperatur der Heizung von  $30\text{ °C}$  nicht eingehalten werden kann. Dadurch wird infolge Erhöhung der Verflüssigungstemperatur auch die Performance des Kreisprozesses im Wärmepumpenbetrieb negativ beeinflusst.

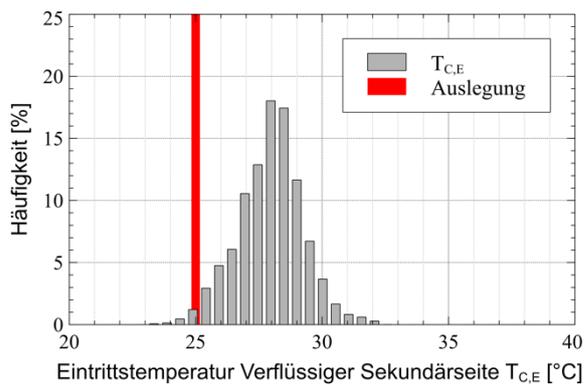


Abbildung 54: Häufigkeitsverteilung der sekundärseitigen Eintrittstemperatur im Verflüssiger  $T_{C,E}$ , Heizperiode 2017/2018

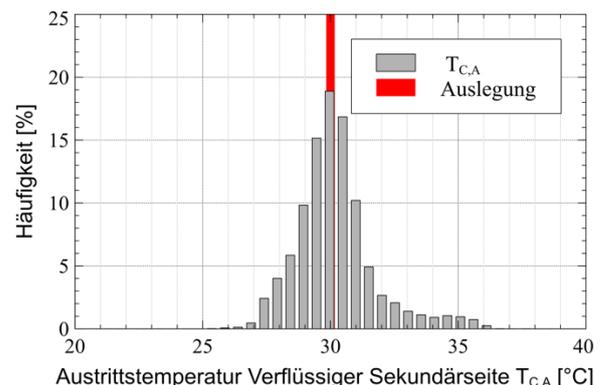


Abbildung 55: Häufigkeitsverteilung der sekundärseitigen Austrittstemperatur im Verflüssiger  $T_{C,A}$ , Heizperiode 2017/2018

Während der Auswertung sind zudem die Messwerte der elektrischen Leistung im Wärmepumpenbetrieb  $P_{EL,WP}$  sowie der gemessene Wärmestrom am Verflüssiger  $\dot{Q}_C$  aufgefallen. Im Mittel befindet sich die Wärmeleistung des Verflüssigers bei rund  $13\text{ kW}$ , was weit unter der ausgelegten Heizleistung von  $65\text{ kW}$  liegt. Beim Stromverbrauch zeichnet sich dasselbe Bild ab: Die geplanten  $18\text{ kW}$  elektrische Leistung werden mit einer tatsächlichen Leistungsaufnahme von durchschnittlich  $2.5\text{ kW}$  deutlich unterschritten. Die Maschine wird dementsprechend sehr häufig auf Minimalast betrieben. Einzelne Leistungsniveaus von  $\dot{Q}_C$  bis zu  $50\text{ kW}$  kommen vor, welche auf das jeweilige Anfahren der Wärmepumpe in einem Betriebszyklus zurückgeführt werden können. Die Analyse des Leistungsverlaufs über einen Zyklus hat ergeben, dass die Wärmepumpe ca.  $15\text{ Minuten}$  lang auf hoher Last betrieben wird, worauf sie anschliessend mehrere Stunden auf Minimallast läuft. Der überaus tiefe Heizbedarf bewirkt, dass im Betrieb die Speicher nach  $15\text{ Minuten}$  geladen sind. Daraufhin fließt heisses Speicherwasser zurück in den Verflüssiger und die Maschine arbeitet mit Minimallast auf konstant erhöhten Kondensationstemperaturen, bevor sie abschaltet.

#### Auswertung der Performance der Maschine im Winterbetrieb

Zur Beurteilung der Systemperformance müssen nebst dem Kreisprozess auch die diversen Hilfsenergien miteinbezogen werden. Tabelle 4 zeigt die summierten Werte der abgegebenen Wärmemenge und den Aufwand an elektrischer Arbeit über die gesamte Heizperiode. Auffallend sind die Anteile der elektrischen Arbeit, welche für den Abtaubetrieb ( $11.4\text{ %}$ ) und für die Sekundäraggregate ( $23.8\text{ %}$ ) aufgewendet werden müssen.



Tabelle 4: Summenwerte der Wärme und elektrischen Energie in der Heizperiode 2017/2018 (01. November 2017 bis 07. April 2018)

Ausgewertete Grösse	Summenwert
Abgegebene Wärmemenge des Verflüssigers $Q_C$	52'074 kWh
Elektrische Arbeit total $W_{EL}$	17'039 kWh (100 %)
Elektrische Arbeit WP-Betrieb $W_{EL,WP}$	11'003 kWh (64.6 %)
Elektrische Arbeit Abtau-Betrieb $W_{EL,A}$	1'939 kWh (11.4 %)
Elektrische Arbeit Sekundäraggregate $W_{EL,Sek}$	4'061 kWh (23.8 %)
Elektrische Arbeit Standby $W_{EL,Stby}$	36 kWh (0.2 %)

In Tabelle 5 sind die aus den Summenwerten berechneten Arbeitszahlen aufgelistet. Darin ist sofort zu erkennen, dass die Arbeitszahlen entsprechend den elektrischen Energieaufnahmen beeinflusst werden.

Tabelle 5: Arbeitszahlen der Heizperiode 2017/2018 (01. November 2017 bis 07. April 2018)

Ausgewertete Grösse	Wert
Arbeitszahl WP-Betrieb $AZ_{WP}$	4.73
Arbeitszahl WP Betrieb inkl. Abtaubetrieb $AZ_{WP,A}$	4.01
Arbeitszahl WP Betrieb inkl. Sekundäraggregate $AZ_{WP,Sek}$	3.45
Arbeitszahl Maschine im Winterbetrieb $AZ_{Winter}$	3.06

Zur Analyse der Zusammenhänge zwischen den Arbeitszahlen und den verschiedenen Betriebsmodi wurden Tagesmittelwerte der wichtigsten Parameter ausgewertet. Im betrachteten Zeitraum wurden Tagesmitteltemperaturen von -9.7 °C bis 10.4 °C gemessen. Die Datendichte lässt es zu, Klassen (BINs) mit einer Breite von 1.5 °C im Intervall [-9 °C, 11 °C] zu bilden. Dadurch kann das Verhalten der einzelnen Parameter in Abhängigkeit der Tagesmitteltemperatur  $T_U$  ausgewertet werden. Abbildung 56 zeigt den Verlauf der Wärmeleistung des Verflüssigers  $\dot{Q}_C$ , der elektrischen Leistungsaufnahme  $P_{EL}$  und der Arbeitszahl der Maschine im Winterbetrieb  $AZ_{Winter}$ . Die Arbeitszahl der gesamten Maschine wird wie erwähnt stark durch den Abtaubetrieb und die sekundären Verbraucher beeinflusst.

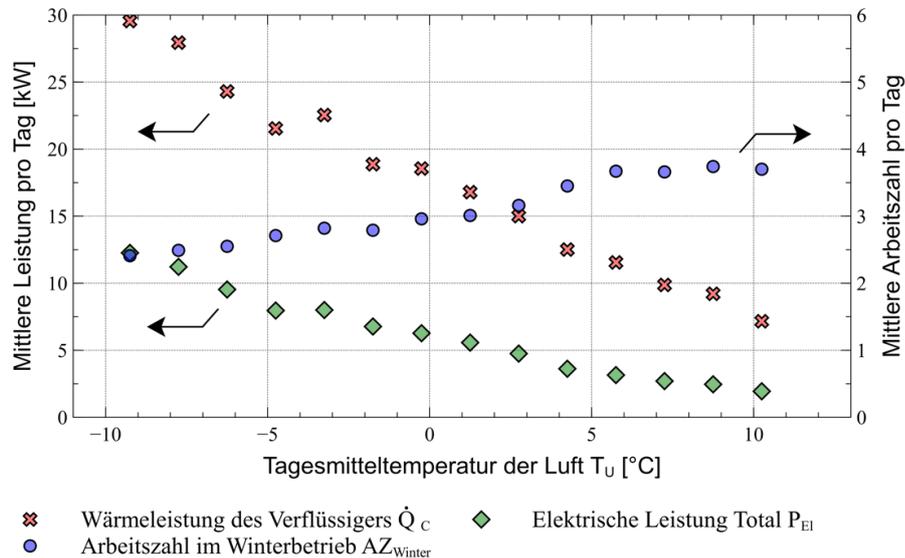


Abbildung 56: Vergleich der Tagesmittelwerte der Wärmeleistung des Verflüssigers, der gesamten elektrischen Leistung und der Arbeitszahl während der Heizperiode 2017/2018, eingeteilt in 1.5 °C BINs

Abbildung 57 zeigt die verschiedenen Anteile der elektrischen Arbeit über der Tagesmitteltemperatur, um deren Einflüsse zu klären. Hierfür wurden zur besseren Vergleichbarkeit mit der nachfolgenden Periode (vgl. Abschnitt 4.4.1) BINs von 2 °C gewählt. Es können zwei Probleme erkannt werden: Zum einen ist der Anteil der elektrischen Leistung für die Sekundäraggregate bei höheren Umgebungstemperaturen sehr hoch und zum anderen wird bei niedrigen Umgebungstemperaturen anteilmässig viel Energie für die Abtauung der Ausseneinheit verwendet.

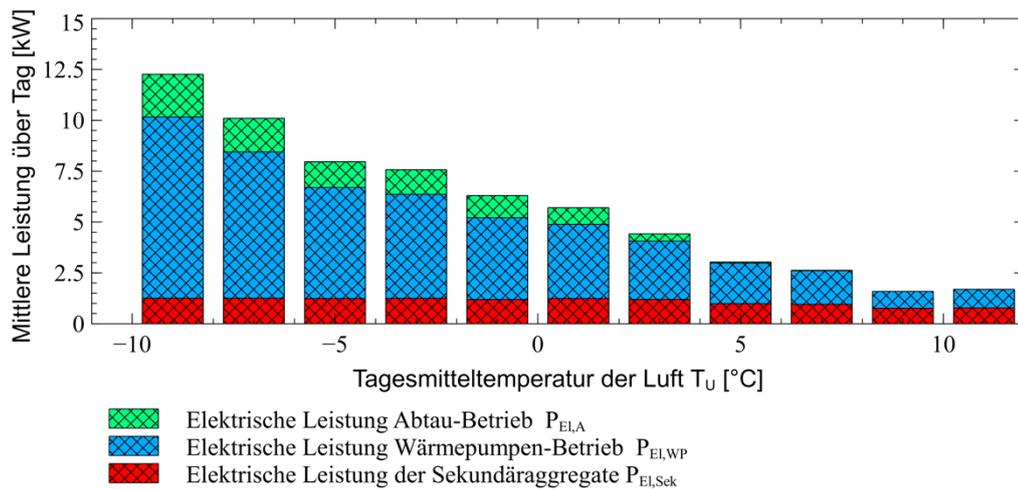


Abbildung 57: Unterteilung der elektrischen Leistung in Anteile für den Wärmepumpenbetrieb, den Abtaubetrieb und die Sekundäraggregate während der Heizperiode 2017/2018, eingeteilt in 2 °C BINs

Verdeutlicht wird dieser Zusammenhang, wenn die mittleren Arbeitszahlen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur aufgetragen werden (siehe Abbildung 58). Sichtbar ist, dass die Arbeitszahl im Winterbetrieb bei einer Tagesmitteltemperatur  $>4$  °C von der elektrischen Leistung der Sekundäraggregate dominiert wird. Bei einer Tagesmitteltemperatur von  $<0$  °C wird die  $AZ_{Winter}$  sowohl durch die Sekundäraggregate wie auch vom Abtaubetrieb beeinflusst. Wird die Häufigkeitsverteilung



der Tagesmitteltemperaturen betrachtet, zeigt sich, dass diese Einflüsse zwischen  $-1\text{ °C}$  und  $4\text{ °C}$  am grössten sind.

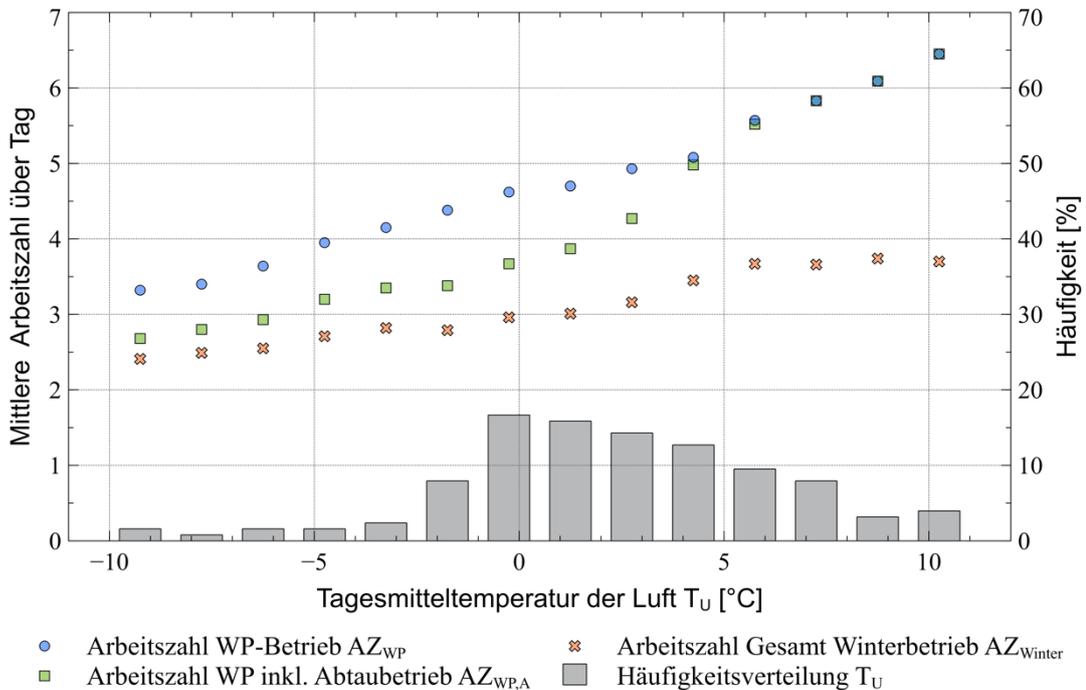


Abbildung 58: Vergleich der verschiedenen Arbeitszahlen während der Heizperiode 2017/2018, eingeteilt in  $2\text{ °C}$  BINs

### Fazit Betriebsanalyse Winterbetrieb

Aus der Betriebsanalyse der ersten Heizperiode können drei Verbesserungsmassnahmen abgeleitet werden:

- Senkung der sekundärseitigen Eintrittstemperatur am Verflüssiger
- Reduktion der Leistungsaufnahme der Sekundäraggregate
- Optimierung des Abtaubetriebes

Die Rücklaufstemperatur der Wärmeverteilung  $T_{CE}$  liegt im Mittel  $3\text{ K} - 4\text{ K}$  über dem statischen Auslegungspunkt. Dadurch kommen in gewissen Betriebspunkten geringe Temperaturunterschiede zwischen Vor- und Rücklauf zustande, was den Kreisprozess negativ beeinflusst. Eine Senkung des Temperaturniveaus im Verflüssigereintritt sollte sich positiv auf die Arbeitszahl im Winterbetrieb auswirken. Um das Temperaturniveau zu senken, müssen hauptsächlich die Regelparameter der Speicherladung angepasst werden.

Die elektrische Leistungsaufnahme der Sekundäraggregate verringert die Arbeitszahl beträchtlich. Den grössten Anteil daran haben die Lüfter der Ausseneinheit sowie die Carterheizungen der Verdichter. Die Leistungsaufnahme der Lüfter wird stufenlos reguliert und dem aktuellen Betriebspunkt angepasst. Durch eine Reduktion der maximalen Drehzahl reduziert sich der Stromverbrauch, jedoch kann dadurch auch die Verdampfungstemperatur sinken, was einen negativen Einfluss auf den Kreisprozess hat. Da diese zwei Effekte gegenläufig sind, gibt es einen optimalen Wertebereich. Der Stromverbrauch der Carterheizungen kann nur durch stilllegen von einigen Aggregaten verringert werden. Da sich Propan im Schmieröl gut löst, kann es beim Anlaufen eines Verdichters in kaltem Öl zu Flüssigkeitsschlägen



und somit zur Havarie führen. Wenn also Carterheizungen abgeschaltet werden, muss auch die Ansteuerung der jeweiligen Verdichter unterbunden werden. Der Entscheid zur Umsetzung dieser Strategie wurde der ersten Kühlperiode definitiv gefällt.

Das Enteisen der Ausseneinheit wird durch eine Heissgasabtauung realisiert. Vor allem bei Tagesmitteltemperaturen von  $-1\text{ °C}$  bis  $4\text{ °C}$  hat der Abtaubetrieb einen wesentlichen Einfluss auf die gesamte Arbeitszahl, da diese Temperaturen am häufigsten auftreten. Zur Verbesserung des Abtaubetriebs wurden verschiedene Massnahmen diskutiert. Die einfachste Massnahme ist die Veränderung des Auslösezeitpunkts. Bei jeder Abtauung wird die aufgewendete Energie zur Erwärmung der Ausseneinheit verwendet, welche heizungstechnisch keinen Nutzen bringt. Dies kann durch eine möglichst kleine Anzahl an Abtauvorgängen minimiert werden. Seltener Abtauvorgänge bedeuten jedoch mehr Eisbildung am Verdampfer, was sich negativ auf die Wärmeübertragung und die Verdampfungstemperatur auswirkt. Dadurch kann im schlimmsten Fall die Performance vom Kreisprozess verschlechtert werden. Auch diese Effekte sind gegenläufig und müssen während dem laufenden Betrieb umgesetzt werden.

#### 4.3.2 Sommerbetrieb

Die Erkenntnisse der Analyse für die Kühlperiode 2018 sind in den folgenden Abschnitten beschrieben.

##### Auswertung interner Kältekreislauf

Die erfassten Messwerte im Zeitraum vom 25. Mai bis 31. August 2018 wurden für eine erste Bewertung des Sommerbetriebs ausgewertet. Auffallend für den Sommerbetrieb ist die geringe Betriebszeit: In der gesamten Kühlperiode 2018 konnten lediglich 26 stationäre Betriebspunkte identifiziert werden. Im Gegensatz dazu sind in der ersten Heizperiode 209 stationäre Betriebspunkte auswertbar. Eine statistische Untersuchung analog dem Winterbetrieb ergibt keine aussagekräftigen Resultate. Die Performance des Kältekreislaufes wird vorrangig über Häufigkeitsverteilungen ersichtlich gemacht.

Abbildung 59 sowie Abbildung 60 zeigen die Häufigkeitsverteilungen der sekundärseitigen Ein- und Austrittstemperaturen im Verdampfer ( $T_{VE}$  und  $T_{VA}$ ) während dem Kältemaschinenbetrieb.

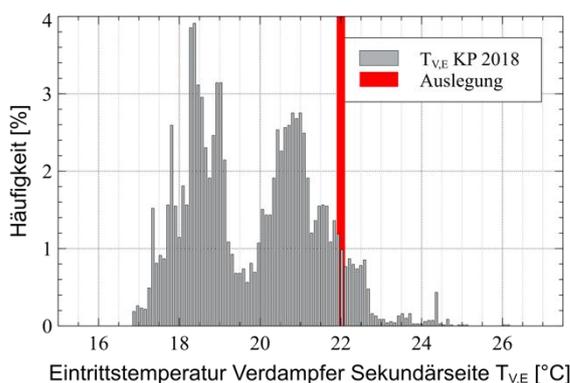


Abbildung 59: Häufigkeitsverteilung der sekundärseitigen Eintrittstemperatur im Verdampfer  $T_{VE}$ , Kühlperiode 2018

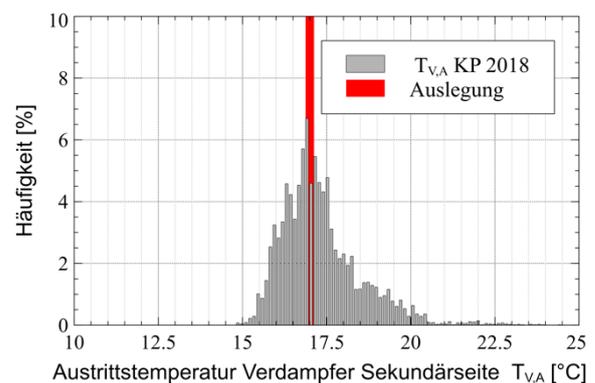


Abbildung 60: Häufigkeitsverteilung der sekundärseitigen Austrittstemperatur im Verdampfer  $T_{VA}$ , Kühlperiode 2018

Es ist auch hier zu erkennen, dass im Rücklauf des Kühlsystems ( $T_{VE}$ ) die Temperatur nicht der Auslegung entspricht. Die ausgelegte Rücklauftemperatur wird im Mittel 3 K bzw. 1 K unterschritten. Dies hat zur Folge, dass in einigen Betriebspunkten die definierte Vorlauftemperatur nicht eingehalten werden kann. Ähnlich der Heizperiode 2017/2018 wurde auch in der ersten Kühlperiode festgestellt, dass die Leistungen niedriger ausfallen als ausgelegt. Durchschnittlich liefert der Verdampfer eine Kälteleistung von rund 17 kW, was unter der ausgelegten Leistung von 55 kW liegt. Bei der



Leistungsaufnahme im Kältemaschinenbetrieb  $P_{EL,KM}$  zeichnet sich dasselbe Bild ab: die durchschnittliche Leistung von 3 kW unterschreitet die 12.5 kW Leistung nach Auslegung deutlich. Auch im Sommerbetrieb wird die Maschine mehrheitlich auf Minimallast betrieben. Ähnlich dem Heizbetrieb ist im Kühlzyklus zu Beginn der Hochlastbetrieb mit 50kW Kälteleistung zu beobachten. Sobald nach ca. 15 Minuten die Pufferspeicher geladen sind, dringt kühles Speicherwasser zum Verdampfer, worauf die Maschine die Leistung drosselt. Anschliessend läuft diese mehrere Stunden auf Minimallast bis zur Abschaltung weiter. Dieses Verhalten erklärt die zwei Temperatur-Maxima in Abbildung 59.

In Abbildung 61 ist die Häufigkeitsverteilung der Verflüssigungstemperatur  $T_c$  während dem Kältemaschinenbetrieb aufgezeigt. Die am häufigsten auftretende Temperatur liegt bei 40 °C, was dem eingestellten Sollwert entspricht. Die erhöhten Verflüssigungstemperaturen treten bei hohen Aussentemperaturen auf, sobald die Maximalleistung der Lüfter erreicht ist. Dasselbe Verhalten widerspiegelt sich bei den tieferen Verflüssigungstemperaturen. Diese kommen vor, sobald die Kältemaschine bei tieferen Aussentemperaturen betrieben werden muss und die minimale Lüfterdrehzahl nicht mehr herabgesetzt werden kann.

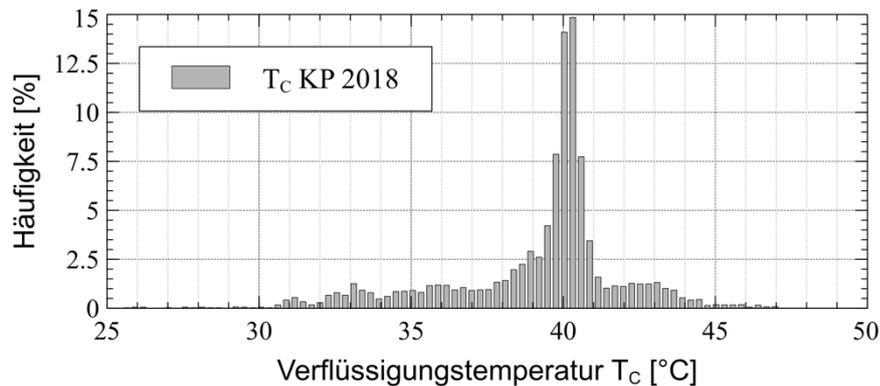


Abbildung 61: Häufigkeitsverteilung der Verflüssigungstemperatur  $T_c$  während dem Kältemaschinenbetrieb

### Auswertung Performance gesamte Maschine im Sommerbetrieb

Auch zur Analyse der Performance im Sommerbetrieb müssen die Hilfsenergien mit einbezogen werden. In Tabelle 6 sind die summierten Werte der Kältemenge sowie der Aufwände an elektrischer Arbeit für die Kühlperiode 2018 aufgelistet. Der Anteil an aufgewendeter Energie für die Sekundäraggregate fällt mit 60.9% sehr hoch aus, was sich negativ auf die Arbeitszahl im Sommerbetrieb auswirkt.

Tabelle 6: Summenwerte der Kühlperiode 2018 (25. Mai bis 31. August 2018)

Ausgewertete Grösse	Summenwert
Abgegebene Kältemenge des Verdampfers $Q_0$	3'685 kWh
Elektrische Arbeit total $W_{EL}$	2'080 kWh (100 %)
Elektrische Arbeit KM-Betrieb $W_{EL,KM}$	694 kWh (33.3 %)
Elektrische Arbeit Sekundäraggregate $W_{EL,Sek}$	1'266 kWh (60.9%)
Elektrische Arbeit Standby-Betrieb $W_{EL,Stby}$	120 kWh (5.8 %)



Tabelle 7 zeigt die Arbeitszahlen, welche aus den Summenwerten berechnet sind. Auch hier ist zu erkennen, dass diese direkt von den elektrischen Energieanteilen geprägt sind. Da im Gegensatz zur Heizperiode der Standby-Betrieb in der Kühlperiode mehr Einfluss auf die Performance hat, wird die entsprechende Arbeitszahl hier ausgewiesen.

Tabelle 7: Arbeitszahlen der Kühlperiode 2018 (25. Mai bis 31. August 2018)

<b>Ausgewertete Grösse</b>	<b>Wert</b>
Arbeitszahl KM-Betrieb $AZ_{KM}$	5.31
Arbeitszahl KM-Betrieb inkl. Standby $AZ_{KM,Stby}$	4.53
Arbeitszahl KM Betrieb inkl. Sekundäraggregate $AZ_{KM,Sek}$	1.88
Arbeitszahl Maschine im Sommerbetrieb $AZ_{Sommer}$	1.77

Anhand der Arbeitszahl im Kältemaschinenbetrieb geht hervor, dass die Effizienz der Maschine während der Kälteerzeugung hoch ist. Jedoch ist auch klar zu erkennen, dass die Arbeitszahl aufgrund von Standby-Energien merklich sinkt. Dies gründet klar auf der geringen Auslastung. Der grösste Einfluss hat auch hier die elektrische Leistungsaufnahme der Sekundäraggregate, welche die Arbeitszahl drastisch senkt. Wird der Einfluss aller elektrischen Leistungen miteinbezogen, erzielt die Maschine im Sommerbetrieb eine Arbeitszahl von 1.77, womit eindeutig Verbesserungspotential vorhanden ist.

Wie erwähnt sind im Sommerbetrieb nur wenige auswertbare Betriebstage vorhanden, womit eine dünne Datendichte besteht. Während den 99 ausgewerteten Tagen der Kühlperiode war die Maschine nur an 37 Tagen in Betrieb. Weitere Auswertungen zu den Zusammenhängen zwischen Messwerten und Tagesmitteltemperaturen sind somit nicht aussagekräftig. Einzig für die elektrische Leistung der Sekundäraggregate sind genügend Messwerte vorhanden, welche im Bezug zur Tagesmitteltemperatur auswertbar sind.

### **Fazit Betriebsanalyse Sommerbetrieb**

Die berechneten Arbeitszahlen lassen erkennen, dass die Maschine während der Kälteerzeugung eine hohe Effizienz aufweist. Durch den sehr tiefen Kältebedarf vom Gebäude wird die Arbeitszahl drastisch gesenkt. Die Betriebsanalyse der Kühlperiode 2018 bestätigt gewisse der in Abschnitt 4.3.1 genannten Verbesserungsmassnahmen.

Die Rücklauftemperatur der Kälteverteilung  $T_{VE}$  liegt im Mittel 3 K bzw. 1 K unter dem Auslegungspunkt. Das Modifizieren von Regelparametern der Speicherladung bewirkt ähnlich dem Winterbetrieb auch hier eine Verbesserung. Durch früheres Abschalten der Maschine wird im Mittel die sekundärseitige Eintrittstemperatur im Verdampfer angehoben.

Im Sommerbetrieb ist der negative Einfluss der Sekundärleistungen stärker spürbar als im Winterbetrieb. Die in Abschnitt 4.3.1 genannten Schritte zur Leistungsreduktion der Sekundäraggregate wirken sich auch hier positiv auf die Arbeitszahl aus.

Der Sollwert zur Verflüssigungstemperatur ist in Anbetracht der herrschenden Aussenbedingungen am Standort eher hoch gesetzt. Bei der Hochhaltung wurde der Sollwert zu Beginn auf 40 °C gesetzt, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Nach Möglichkeit könnte dieser gesenkt werden, um den Kreisprozess im Sommerbetrieb effizienter zu machen.



## 4.4 Resultate Betriebsoptimierungen reversible Wärmepumpe

Die genannten Verbesserungen des Betriebs wurden laufend im Herbst 2018 und während der Heizperiode 2018/2019 umgesetzt. Seit dem 18. Januar 2019 sind alle Massnahmen umgesetzt.

### 4.4.1 Winterbetrieb

#### Beurteilung Verbesserungsmaßnahmen interner Kältekreislauf und Performance

Anhand von Vergleichen zwischen den Heizperioden sollen in den folgenden Abschnitten gezielt die durchgeführten Verbesserungsmaßnahmen untersucht werden. Zur Analyse der getroffenen Massnahmen werden die Daten der gesamten ersten Heizperiode (01.11.2018 - 07.04.2018) mit den Daten aus der verbesserten Periode (18.01.2019 – 30.03.2019) verglichen.

Abbildung 62 und Abbildung 63 zeigen den Vergleich der Häufigkeitsverteilungen der Vor- und Rücklaufemperaturen der Heizung ( $T_{CA}$  und  $T_{CE}$ ) während des Wärmepumpenbetriebs. Darin sind die Auswirkungen der veränderten Speicherladung ersichtlich. Die mittlere Rücklauftemperatur der Heizung ist tiefer, was sich direkt positiv auf die Vorlauftemperatur auswirkt. Abbildung 63 zeigt, dass erhöhte Vorlauftemperaturen nicht mehr vorkommen.

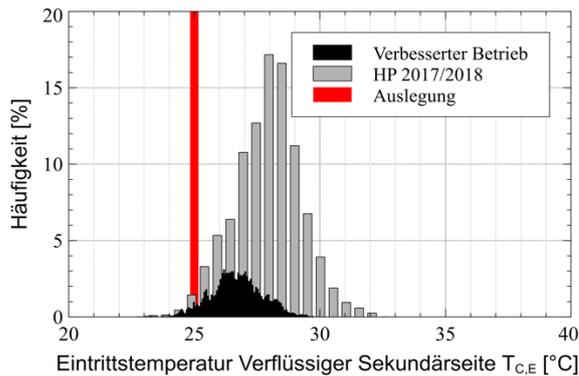


Abbildung 62: Häufigkeitsverteilung der sekundärseitigen Eintrittstemperatur im Verflüssiger  $T_{CE}$ , Vergleich der Heizperiode 2017/2018 mit verbessertem Betrieb

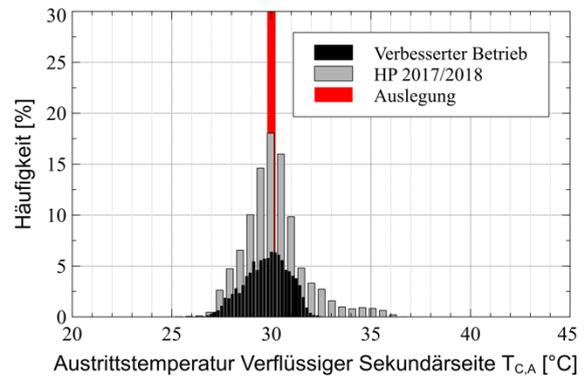


Abbildung 63: Häufigkeitsverteilung der sekundärseitigen Austrittstemperatur im Verflüssiger  $T_{CA}$ , Vergleich der Heizperiode 2017/2018 mit verbessertem Betrieb

Diese Auswirkungen sind auch bei der Verflüssigungstemperatur (siehe Abbildung 64) bemerkbar. Durch tiefere Eintrittstemperaturen am sekundärseitigen Verdampfeintritt sind auch keine erhöhten Verflüssigungstemperaturen mehr präsent, was den Kreisprozess effizienter gestaltet.

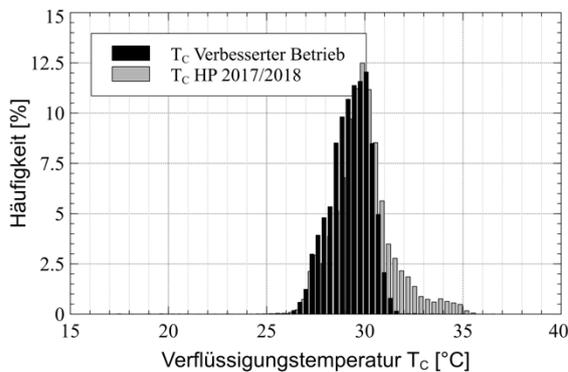


Abbildung 64: Häufigkeitsverteilung der Verflüssigungstemperatur  $T_C$  während dem Wärmepumpenbetrieb, Vergleich der Heizperiode 2017/2018 mit verbessertem Betrieb

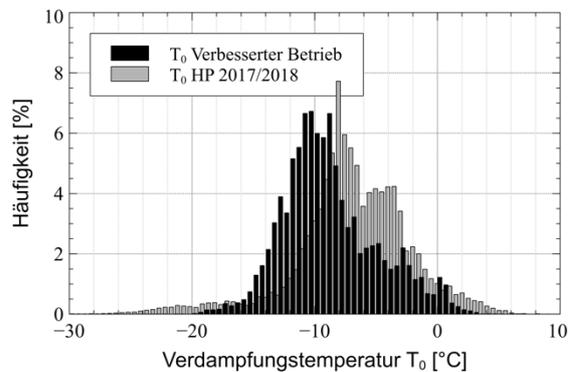


Abbildung 65: Häufigkeitsverteilung der Verdampfungstemperatur  $T_0$  während dem Wärmepumpenbetrieb, Vergleich der Heizperiode 2017/2018 mit verbessertem Betrieb



In Abbildung 65 ist ersichtlich, dass die Reduktion vom Drehzahlbereich der Lüfter die Verdampfungstemperatur leicht gesenkt hat. Das Optimum der Drehzahlbegrenzung ist jedoch noch nicht gefunden, womit die minimale Lüfterdrehzahl zugunsten eines effizienteren Kreisprozesses wieder leicht angehoben wurde.

Aus Abbildung 66 lässt sich die Auswirkung der reduzierten Lüfterdrehzahlen sowie der Ausserbetriebnahme zweier Verdichter ablesen. Die mittlere Leistungsaufnahme der Sekundäraggregate hat sich bei tiefen Aussentemperaturen mehr als halbiert, was sich positiv auf die Arbeitszahl auswirkt.

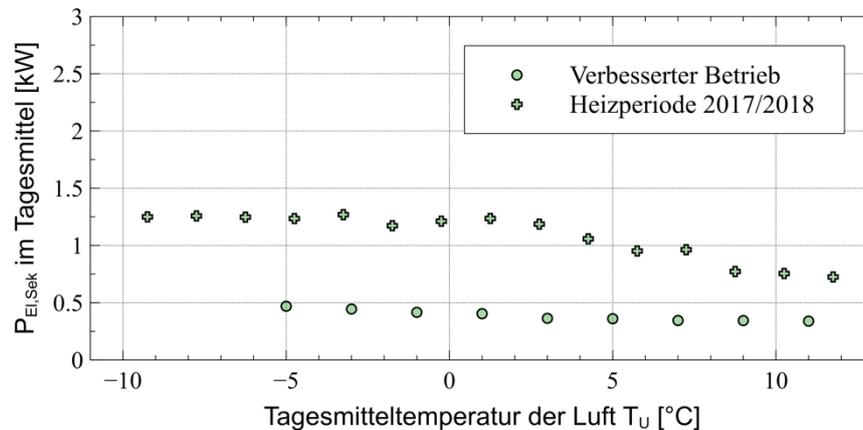


Abbildung 66: Elektrische Leistung der Sekundäraggregate über der Tagesmitteltemperatur der Luft eingeteilt in 2 °C BINs, Vergleich der Heizperiode 2017/2018 mit dem verbesserten Betrieb

Dieser Sachverhalt macht sich ebenfalls in der Verteilung der elektrischen Leistungen bemerkbar (siehe Abbildung 67). Durch die Reduktion der Leistungsaufnahme der Sekundäraggregate sinkt der gesamte Stromverbrauch der Maschine und dadurch auch direkt derjenige während dem Wärmepumpen- sowie Standbybetrieb.

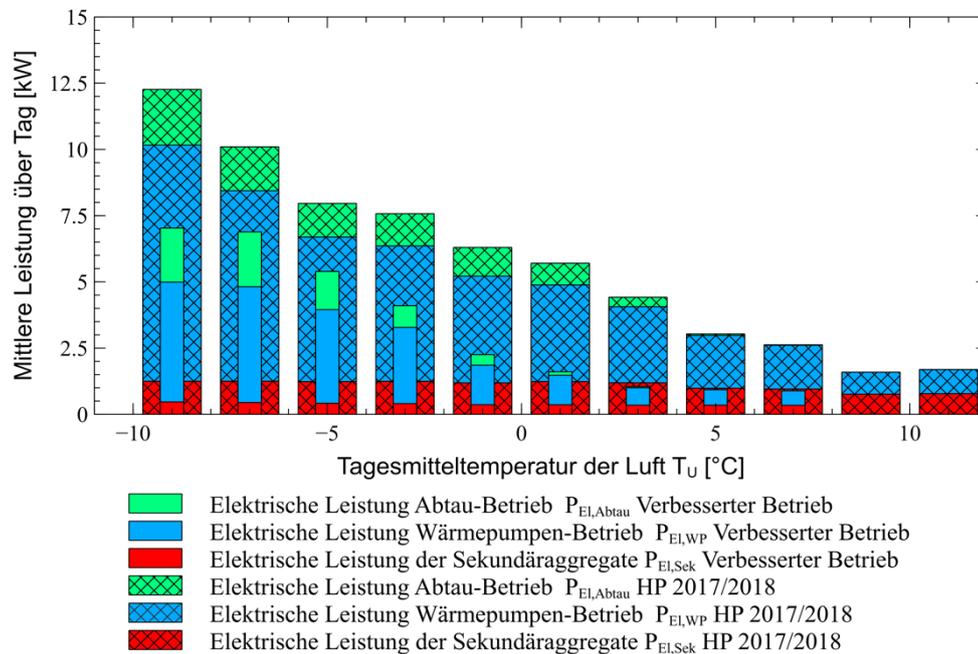


Abbildung 67: Unterteilung der elektrischen Leistung in Anteile für den Wärmepumpenbetrieb, den Abtaubetrieb und die Sekundäraggregate, eingeteilt in 2°C BINs. Vergleich der Heizperiode 2017/2018 mit dem verbesserten Betrieb

Diese Abbildung erweckt den Anschein, als würde nach den Verbesserungsmaßnahmen mehr Leistung für den Abtaubetrieb verwendet werden. Da die gegenübergestellten Auswerteperioden in diesem Diagramm unterschiedliche Umweltbedingungen aufweisen, kann zum Abtaubetrieb keine Aussage gemacht werden. Ein direkter Vergleich wird in der Performancebeurteilung der gesamten Maschine durchgeführt. Daher, dass die Maschine meist im unteren Leistungsbereich läuft, wird ein verhältnismässig grosser Anteil der Abtauenergie für die Erwärmung des grossen Luftwärmetauschers aufgewendet. Bei mehr Vollastbetrieb würde der Abtauanteil kleiner ausfallen.

### Beurteilung Verbesserungsmaßnahmen Winterbetrieb

Da die zweite Heizperiode nicht vollständig im verbesserten Betrieb gefahren wurde, sind hinsichtlich Vergleichbarkeit zwei Zeitspannen definiert:

- Zum Gleichsetzen der elektrischen Leistungsaufnahme wird jeweils die gesamte Heizperiode verwendet. Ein möglichst korrekter Vergleich ist durch Wählen desselben Zeitabschnitts in beiden Heizperioden gegeben. Dieser ist nach der kürzeren der zwei Zeitspannen definiert: Jeweils vom 01. November im Vorjahr bis zum 30. März im Folgejahr.
- Um Veränderungen der Arbeitszahlen zu erkennen, ist ein Direktvergleich von beiden vollständigen Heizperioden ungünstig, da in der Heizperiode 2018/2019 nur teilweise der verbesserte Betrieb stattfand. Ein direkter Vergleich der Zeitspanne im verbesserten Betrieb mit derselben des Vorjahres ist notwendig: 18. Januar – 30. März der entsprechenden Heizperiode.

In Tabelle 8 sind die Summenwerte der Wärmemenge und elektrischen Leistungsanteile in den gesamten Heizperioden aufgelistet. Allgemein ist aufgrund der Heizgradtage ersichtlich, dass in der Heizperiode 2018/2019 weniger Wärmebedarf vorhanden war. Dementsprechend fällt die abgegebene Wärmemenge, die totale elektrische Arbeit  $W_{El}$  sowie diejenige im Wärmepumpenbetrieb  $W_{El,WP}$  tiefer aus. Gleichzeitig ist der Anteil für den Standby-Betrieb  $W_{El,Stby}$  leicht gestiegen, da die Maschine aufgrund geringerem Wärmebedarf eine kürzere Betriebszeit aufweist. Auffallend ist der erhöhte



elektrische Aufwand für den Abtaubetrieb  $W_{EL,A}$ . Ein Grund dafür ist andere Witterung während der zweiten Heizperiode, allen voran feuchtere Luftbedingungen.

Tabelle 8: Vergleich der Summenwerte im Winterbetrieb, vollständige Heizperiode (jeweils 01. November Vorjahr – 30. März Folgejahr)

Ausgewertete Grösse	Summenwerte Heizperiode 2017/2018 (01.11.2017 – 30.03.2018)	Summenwerte Heizperiode 2018/2019 (01.11.2018 – 30.03.2019)
Abgegebene Wärmemenge des Verflüssigers $Q_C$	51'127 kWh	37'471 kWh
Elektrische Arbeit total $W_{EL}$	16'726 kWh (100%)	12'104 kWh (100%)
Elektrische Arbeit WP-Betrieb $W_{EL,WP}$	10'836 kWh (64.8%)	8'113 kWh (67.2%)
Elektrische Arbeit Abtau-Betrieb $W_{EL,A}$	1'934 kWh (11.6%)	2'085 kWh (17.2%)
Elektrische Arbeit Sekundäraggregate $W_{EL,Sek}$	3'926 kWh (23.5%)	1'809 kWh (14.9%)
Elektrische Arbeit Standby-Betrieb $W_{EL,Stby}$	29 kWh (0.2%)	77 kWh (0.6%)
Heizgradtage $HGT$	2'611	2'489

Die Verbesserungsmassnahmen zum Winterbetrieb lassen sich in Tabelle 9 anhand der berechneten Arbeitszahlen erkennen. Die verbesserte Speicherladung, welche im Mittel eine tiefere Verflüssigungstemperatur bewirkt, macht sich in einer erhöhten Arbeitszahl während dem Wärmepumpenbetrieb bemerkbar. Aufgrund der reduzierten Sekundärleistungen hat sich  $AZ_{WP,Sek}$  von 3.36 auf 3.82 erhöht. Wie erwähnt sind die aufgewendeten Energien zur Abtauung gestiegen, was  $AZ_{WP,A}$  verschlechtert. Unter dem Strich haben die in Abschnitt 4.3.1 genannten Massnahmen eine Verbesserung der Arbeitszahl im Winterbetrieb von 1.7% ergeben.

Tabelle 9: Vergleich der Arbeitszahlen vom verbesserten Betrieb mit der entsprechenden Zeitspanne in der Heizperiode 2017/2018

Ausgewertete Grösse	Werte Teil Heizperiode 2017/2018 (18.01.2018 – 30.03.2018)	Werte Verbesserter Betrieb (18.01.2019 – 30.03.2019)
Arbeitszahl WP-Betrieb $AZ_{WP}$	4.50	4.59
Arbeitszahl WP-Betrieb inkl. Abtauung $AZ_{WP,A}$	3.81	3.45
Arbeitszahl WP-Betrieb inkl. Sekundäraggregate $AZ_{WP,Sek}$	3.36	3.82
Arbeitszahl Maschine im Winterbetrieb $AZ_{Winter}$	2.95	3.00

#### 4.4.2 Sommerbetrieb

Die Beurteilung der Verbesserungsmassnahmen im Sommerbetrieb kann direkt per Vergleich zwischen den beiden Kühlperioden gemacht werden, da alle Massnahmen vor der zweiten Kühlperiode abgeschlossen waren. Es wird dieselbe Zeitspanne zwischen beiden Kühlperioden verwendet, um einen möglichst korrekten Vergleich und somit eine möglichst aussagekräftige Analyse sicherzustellen.



Diese bestimmt sich auch hier durch die kleinste gemeinsame Zeitspanne: 25. Juni bis zum 31. August des entsprechenden Jahres.

### Beurteilung Verbesserungsmassnahmen interner Kältekreislauf und Performance

Die Vergleiche der sekundärseitigen Ein- und Austrittstemperaturen im Verdampfer (Abbildung 68 und Abbildung 69) zeigen, dass die Speicherladungsparameter im Kühlbetrieb noch nicht den gewünschten Anforderungen entsprechen. Die sekundäre Eintrittstemperatur am Verdampfer ist häufig zu tief.

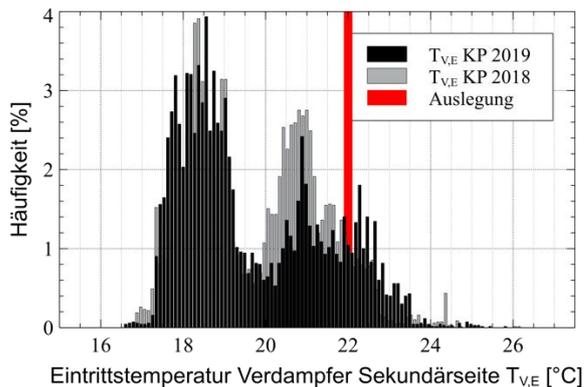


Abbildung 68: Häufigkeitsverteilung der sekundärseitigen Eintrittstemperatur im Verdampfer  $T_{VE}$ , Vergleich der Kühlperioden 2018 und 2019

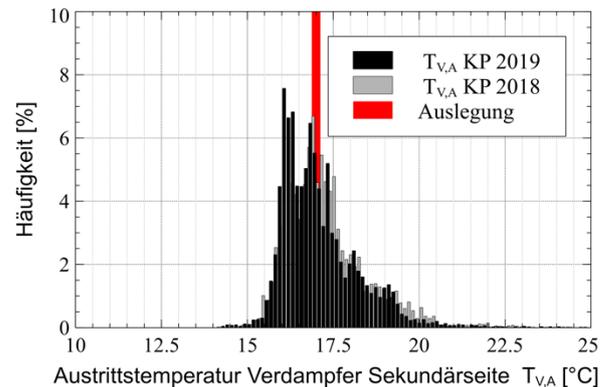


Abbildung 69: Häufigkeitsverteilung der sekundärseitigen Austrittstemperatur im Verdampfer  $T_{VA}$ , Vergleich der Kühlperioden 2018 und 2019

Abbildung 71 zeigt weitere Effekte der noch suboptimalen Speicherladung. Durch das tendenziell tiefere Temperaturniveau der Sekundärseite verringerte sich die mittlere Verdampfungstemperatur geringfügig. Dies macht den Kreisprozess im Kältemaschinenbetrieb leicht ineffizienter. Durch die Reduktion der Regelparameter (Hochhalteregelung) ist eine deutlich tiefere Verflüssigungstemperatur  $T_C$  erreicht worden, was in Abbildung 70 zu sehen ist. Bei rund 33°C wird am meisten kondensiert, wobei alle höheren Temperaturen bei heissen Aussenbedingungen auftreten, bei welchen die maximale Lüfterleistung nicht mehr ausreicht, um das Kältemittel zu kühlen. Zu tiefe Verflüssigungstemperaturen kommen nur noch sehr selten vor. Der Kreisprozess ist dadurch effizienter geworden.

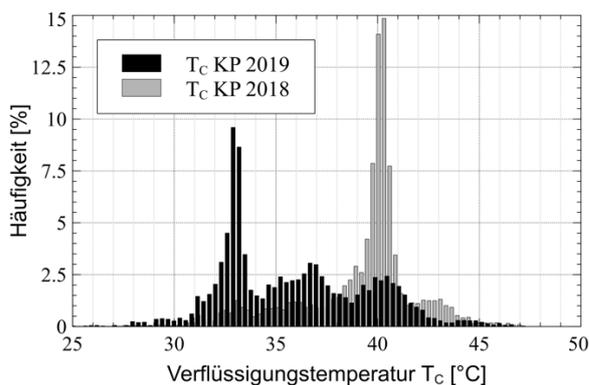


Abbildung 70: Häufigkeitsverteilung der Verflüssigungstemperatur  $T_C$  während dem Kältemaschinenbetrieb, Vergleich der Kühlperioden 2018 und 2019

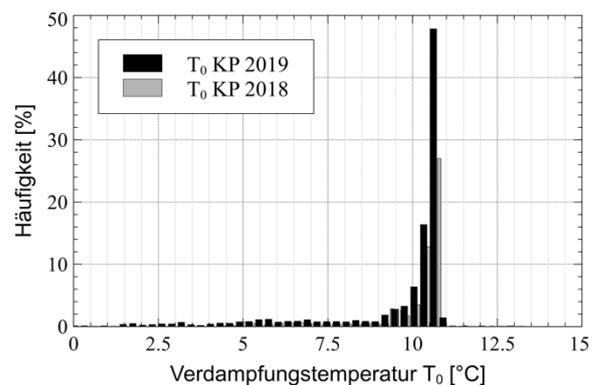


Abbildung 71: Häufigkeitsverteilung der Verdampfungstemperatur  $T_0$  während dem Kältemaschinenbetrieb, Vergleich der Kühlperioden 2018 und 2019

Da die Sekundäraggregate durchgehend betrieben werden, ist zu deren elektrischer Leistungsmessung eine hohe Datendichte vorhanden. Dies erlaubt es, die Messwerte in 1.5 °C-BINs einzuteilen. Abbildung 72 zeigt die elektrische Leistung der Sekundäraggregate im Tagesmittel in Funktion der Tagesmitteltemperatur. Bei milden Aussenbedingungen ist der verringerte Stromverbrauch aufgrund



stillgelegter Verdichter deutlich erkennbar. Je wärmer der Tag ist, desto mehr fällt die Lüfterleistung ins Gewicht. Bei Tagesmitteltemperaturen von rund 26.5°C zeigen die stillgelegten Verdichter keine Wirkung mehr.

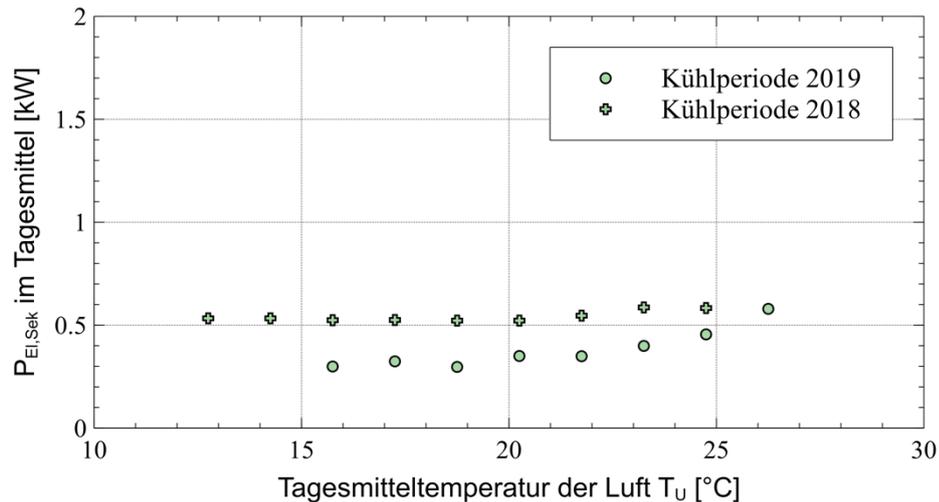


Abbildung 72: Elektrische Leistung der Sekundäraggregate über der Tagesmitteltemperatur der Luft eingeteilt in 1.5 °C BINs, Vergleich der Heizperiode 2017/2018 mit dem verbesserten Betrieb

### Beurteilung Verbesserungsmaßnahmen gesamte Maschine im Kältemaschinenprozess

In Tabelle 10 sind die Summenwerte der thermischen und elektrischen Leistungen beider Kühlperioden aufgelistet. Es fällt auf, dass die elektrische Arbeit der Sekundäraggregate gesenkt werden konnte und dadurch die Verteilung der elektrischen Leistungsaufnahme sich gleichmässiger auf den KM-Betrieb und die Sekundäraggregate aufteilt. In der zweiten Kühlperiode ist mit reduzierter elektrischer Arbeit mehr Kältemenge im Vergleich zum Vorjahr zur Verfügung gestellt worden, was auf tiefere Kondensationstemperaturen zurückgeführt werden kann.

Tabelle 10: Vergleich der Summenwerte im Sommerbetrieb, Kühlperioden (jeweils 25. Juni bis 31. August im entsprechenden Jahr)

Ausgewertete Grösse	Summenwerte Kühlperiode 2018 (25.06.2018 – 31.08.2018)	Summenwerte Kühlperiode 2019 (25.06.2019 – 31.08.2019)
Abgegebene Kältemenge des Verdampfers $Q_0$	2'941 kWh	3'134 kWh
Elektrische Arbeit total $W_{EL}$	1'514 kWh (100%)	1'130 kWh (100%)
Elektrische Arbeit KM-Betrieb $W_{EL,KM}$	533 kWh (36.5%)	542 kWh (47.9%)
Elektrische Arbeit Sekundäraggregate $W_{EL,sek}$	879 kWh (58.1%)	514 kWh (45.5%)
Elektrische Arbeit Standby $W_{EL,Stby}$	82 kWh (5.4%)	74 kWh (6.6%)



Die genannte Auswirkung ist auch im Vergleich der Arbeitszahlen (siehe Tabelle 11) zu sehen. Während dem Kältemaschinenbetrieb ist die Effizienz des Kreisprozesses gestiegen.

Tabelle 11: Vergleich der Arbeitszahlen in den Kühlperioden 2018 und 2019, (jeweils 25. Juni bis 31. August im entsprechenden Jahr)

<b>Ausgewertete Grösse</b>	<b>Werte Kühlperiode 2018 (25.06.2018 – 31.08.2018)</b>	<b>Werte Kühlperiode 2019 (25.06.2019 – 31.08.2019)</b>
Arbeitszahl KM-Betrieb $AZ_{KM}$	5.32	5.79
Arbeitszahl KM Betrieb inkl. Standby $AZ_{KM,Stby}$	4.63	5.09
Arbeitszahl KM Betrieb inkl. Sekundäraggregate $AZ_{KM,Sek}$	2.05	2.97
Arbeitszahl Maschine im Sommerbetrieb $AZ_{Sommer}$	1.94	2.77

Die Ausserbetriebnahme von zwei Verdichtern zeigt sich positiv in der entsprechenden Arbeitszahl  $AZ_{KM,Sek}$ , diese konnte von 2.05 auf 2.97 erhöht werden. Schlussendlich beeinflusst dieser Effekt auch die Arbeitszahl der Maschine im Sommerbetrieb ( $AZ_{Sommer}$ ), welche um rund 43% gesteigert werden konnte.



## 4.5 Vergleich mit herkömmlichen Luft/Wasser-Wärmepumpen

Alle verwendeten Betriebspunkte der Feldmessung halten die vorgegebenen Temperaturen für die Aussenluft (A) und das Heizwasser (W) nach der Norm SN EN 14511 [3] ein. Zudem werden der Wärmestrom und die elektrischen Leistungen Normkonform gemessen. Wie bereits genannt, weicht die Feldmessung von einer Prüfstandsmessung ab:

- Die Heizungs-Vorlauftemperaturen von 30 °C stellen den grössten Bestandteil der Abweichungen zum Prüfverfahren nach Norm SN EN 14511 bzw. 14825 [3], [4] dar. Beispielsweise konnte kein Betriebspunkt bei A7/W35-30 erfasst werden. Jedoch bietet die Datengrundlage drei vergleichbare Betriebspunkte.
- Der Volumenstrom (V) muss nach Normprüfverfahren für alle Punkte derselbe sein. Da dies im laufenden Betrieb nicht möglich ist, kann diese Vorgabe bei der Performance Auswertung der Propan-WP nicht erfüllt werden. Deshalb wird der Volumenstrom für jeden Normpunkt angegeben.
- Ebenfalls muss im Prüfdurchgang die Aussenluft eine bestimmte relative Feuchtigkeit (r.H.) aufweisen, was im Prüflabor nachgebildet wird. Bei der vorliegenden Feldmessung konnte dieser Parameter nicht beeinflusst werden, auch hier ist für jede Messung die vorherrschende relative Feuchtigkeit ausgewiesen.
- Die Norm bestimmt ein bestimmtes Messprogramm. Entsprechend der Betriebsweise der Wärmepumpe und den eingestellten Lufttemperaturen werden Abtauzyklen mitgemessen. Da für die Propan-WP nur stationäre Betriebsdaten verwendet werden, ist deren Effizienz bei Normpunkten mit tiefen Aussentemperaturen besser.

Propan weist im Vergleich zu synthetischen Kältemitteln eine höhere Effizienz auf. Im Messportfolio vom NTB-WPZ [5] wurde bisher noch keine Wärmepumpe mit Propan vermessen. Die gemessenen Leistungszahlen der reversiblen Propan-WP würden somit überdurchschnittlich hoch ausfallen. Um diese Abweichung zu minimieren, wird mit dem Programm CoolPack [6] die COP-Differenz für jeden Normpunkt berechnet. Die Berechnung zeigt, dass Propan im identischen Kältekreislauf wie R410A durchschnittlich einen um 5% höheren COP aufweist. Gegenüber R407C wird eine COP-Verbesserung um 2.5% erzielt.

In einem Vortrag von Herrmann Renz [7] aus dem Jahr 2003 ist diese Thematik schon beschrieben worden. Darin sind Performancevergleiche von verschiedenen Kältemitteln mittels Berechnungen nach EN 12900 dargelegt. Dabei wird ein Verdichter im definierten Kältekreislauf an Referenz-Betriebspunkten vermessen. Anschliessend muss nach bestimmter Berechnungsweise die Performance berechnet und ausgewiesen werden. Diese Referenzpunkte weichen von den hier untersuchten Normpunkten ab, bieten jedoch einen Anhaltspunkt zur Überprüfung des gewählten Rechnungswegs mittels CoolPack.

Vergleicht man die Balken von R290 mit R410A bzw. R407C, ist deutlich zu erkennen, dass die berechneten Werte aus CoolPack plausibel sind und für eine COP-Umrechnung verwendet werden können. Diese Erkenntnisse werden auf den Performancevergleich mit den Messungen des NTB-WPZ angewendet.



In Abbildung 73 ist ein Diagramm aus dem Vortrag dargestellt, es zeigt den Vergleich der relativen Verdichter-Leistungszahl verschiedener Kältemittel. Das Kältemittel R22 dient dabei als Benchmark.

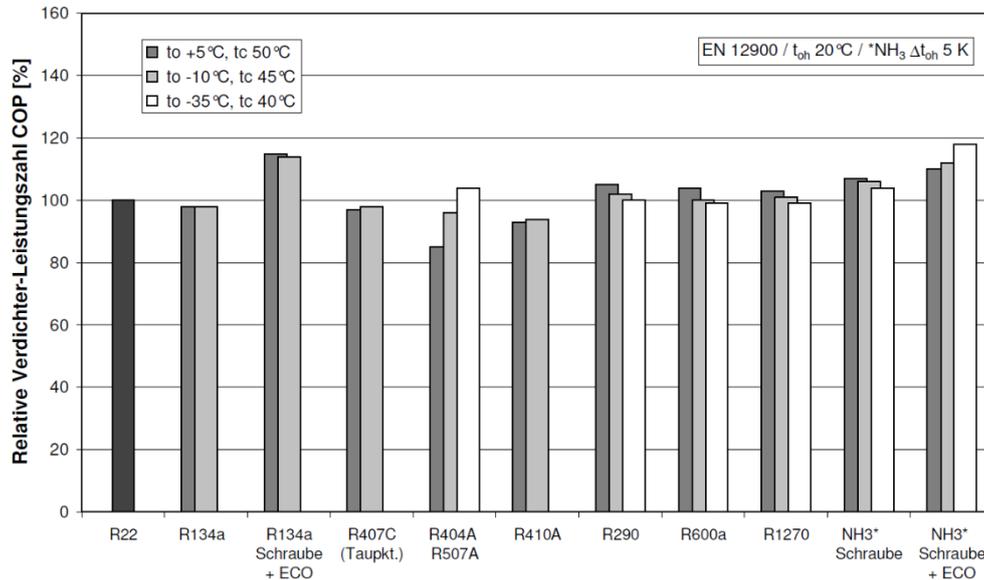


Abbildung 73: Vergleich der relativen Verdichter-Leistungszahl verschiedener Kältemittel mit R22 [7]

In Tabelle 12 sind die Leistungsdaten der reversiblen Propan-WP zu sehen. Im Prüfbericht der NTB-WPZ [5] wird die Bauart einer getesteten Wärmepumpe durch folgende Merkmale beschrieben:

- a Kompaktwärmepumpe für Innenaufstellung
- b Kompaktwärmepumpe für Aussenauflistung
- c Splitwärmepumpe
- d Leistungsgeregelte Wärmepumpe mit Frequenzumformer
- e Leistungsgeregelte Wärmepumpe mit mehreren Kompressoren

Die Bauart der reversiblen Propan-WP kennzeichnet sich mit den Buchstaben b, d und e.

Tabelle 12: Performance der reversiblen Propan-WP an gewissen Normpunkten nach SN EN 14511 & 14825 [3], [4].

Projekt	Gerät	Bauart	Kältemittel		A-10 / W35	A2 / W30	A7 / W27	Volumenstrom	
					[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]		
BFE P&D-Projekt	reversible Propan-WP	Spezialanfertigung	b,d,e	R290	Volumenstrom r.H	6.4	5.0	4.4	Div.
					[%]	66.0	84.5	80.2	
					Heizleistung [kW]	36.38	15.27	13.50	
					El. Leistung [kW]	11.21	3.25	2.38	
					<b>COP (Unbereinigt)</b> [-]	<b>3.2</b>	<b>4.7</b>	<b>5.7</b>	
<b>COP (R290-Bereinigt)</b> [-]	<b>* 3.1</b>	<b>* 4.5</b>	<b>5.4</b>						

\* COP überdurchschnittlich hoch: Elektrische Energien zur Abtauung werden im stationären Betriebspunkt der Feldmessung nicht aufgezeichnet

Aus den erfassten Betriebspunkten der Propan-WP können Vergleiche nur an drei Normpunkten durchgeführt werden: A-10/W35, A2/W30 und A7/W27. Die restlichen sind infolge abweichender Heizungsvorlauftemperaturen der untersuchten Maschine nicht analysierbar. Es ist zu erwähnen, dass die Maschine bei allen dieser Normpunkte in Teillast betrieben wird.



Ein Auszug der Prüfergebnisse vom NTB-WPZ [5] ist in Tabelle 13 dargestellt. Einerseits sind Wärmepumpen aufgelistet, welche an den Normpunkten ähnliche Heizleistungen wie die gezeigten Leistungswerte der Propan-WP aufweisen. Andererseits ist mit der «Belaria dual AR (60)» eine Maschine gezeigt, welche Leistungen aufweist, die die Propan-WP bei höherer Auslastung ebenfalls hätte.

Tabelle 13: Prüfergebnisse von ausgewählten Wärmepumpen an gewissen Normpunkten nach SN EN 14511 & 14825, Messungen des NTB-WPZ [4], [5]

		Gerät	Bauart	Kältemittel		A-10 / W35 (-)	A2 / W30 (84% r.H.)	A7 / W27 (87% r.H.)	Volumenstrom [m <sup>3</sup> /h]
<b>NTB WPZ Testbericht</b>	Arkteos	Zuran 4 120W	c,d	R410A	Heizleistung [kW]	14.7	11.3	12.7	2.07
					El. Leistung [kW]	6.0	3.1	2.6	
					<b>COP [-]</b>	<b>2.4</b>	<b>3.6</b>	<b>4.9</b>	
	Zehnder Group Produktion Gränichen AG	ComfoBox CB- AW-MO14	b,d	R410A	Heizleistung [kW]	14.2	9.5	11.8	1.50
					El. Leistung [kW]	5.9	2.5	2.1	
					<b>COP [-]</b>	<b>2.4</b>	<b>3.8</b>	<b>5.6</b>	
	De Dietrich Thermique	BLW Split 16c	c,d	R410A	Heizleistung [kW]	12.3	8.1	10.0	2.44
					El. Leistung [kW]	4.7	2.1	1.9	
					<b>COP [-]</b>	<b>2.6</b>	<b>3.9</b>	<b>5.3</b>	
	Walter Meier (Klima Schweiz) AG	LSI 230 SHW-SG	c,d	R410A	Heizleistung [kW]	24.1	15.6	16.2	2.89
					El. Leistung [kW]	10.9	4.7	3.1	
					<b>COP [-]</b>	<b>2.2</b>	<b>3.3</b>	<b>5.2</b>	
	Arkteos	AJPAC 245W tri	c,d,e	R410A	Heizleistung [kW]	23.2	20.9	24.5	4.00
					El. Leistung [kW]	9.4	6.0	5.3	
					<b>COP [-]</b>	<b>2.5</b>	<b>3.5</b>	<b>4.6</b>	
	Hoval Aktien- gesellschaft	Belaria dual AR (60)	b,e	R410A	Heizleistung [kW]	43.9	50.1	35.5	11.90
					El. Leistung [kW]	14.8	13.1	7.2	
					<b>COP [-]</b>	<b>3.0</b>	<b>3.8</b>	<b>4.9</b>	

Vergleicht man die Tabellen, sind sofort die überdurchschnittlich hohen Leistungszahlen der Propan-WP an den Punkten A -10/W35 und A2/W30 erkennbar. Diese gründen auf den erwähnten fehlenden Abtauzyklen in der Feldmessung. Am Punkt A7/W27 findet keine Abtauung statt, an diesem ist als einziger ein direkter Vergleich durchführbar. Es ist klar zu sehen, dass die Propan-WP sogar mit einem zurückgerechneten COP von 5.4 zu den effizientesten Maschinen gehört.

#### 4.6 Beurteilung Wirtschaftlichkeit

Im folgenden Unterabschnitt wird die Wirtschaftlichkeit der reversiblen Propan-Wärmepumpe beurteilt.

Die Autoren gehen davon aus, dass die im Projekt entwickelte reversible Propan-Wärmepumpe (62 kW Heizleistung) in einer Kleinserie für ca. 105'000-115'000 CHF (inkl. Steuerung, Montage und Inbetriebnahme) produziert und installiert werden kann. Es kann daher festgehalten werden, dass bei einer aussenaufgestellten reversiblen Luft/Wasser-Wärmepumpe im mittleren Leistungsbereich (20-100kW) bei der Verwendung von R290 mit ca. 15-20% höheren Investitionskosten bei ca. 3-5% besserer Energieeffizienz gerechnet werden kann (Auslegung : A-7/W35). Im Vergleich zu reversiblen Standardanlagen weist das vorliegende Gesamtsystem eine deutlich bessere Effizienz im Kältebetrieb auf, da für die Wärme- resp. Kälteerzeugung zwei unabhängige Wärmeübertrager gewählt wurden. Bei



Standardanwendungen wird der für die Heizung optimierte Wärmeübertrager als Verflüssiger resp. im Kältebetrieb als Verdampfer genutzt. Aufgrund des sehr geringen Kältebedarfs des Gebäudes ist dies jedoch von geringerer Kostenrelevanz. Ein Vergleich mit Standardanlagen ist daher wenig sinnvoll. Durch die Lösung der Reversibilität im Kältekreislauf können zudem die Kosten für die Hydraulik auf der Heizungsseite reduziert werden. Aufgrund der vielfältigen Möglichkeiten der technischen Umsetzung ist die Wirtschaftlichkeit für jedes Gebäudesystem separat zu beurteilen. Je nach Leistungs- respektive Kälte- und Heizwärmebedarfs können andere technische Lösung vorteilhaft sein.

Im vorliegenden Gesamtsystem konnten zusätzlich die Kosten für die Verteil- und Abgabesysteme im Vergleich zu einem Gebäude mit Vierleiter-Verteilung und Kühldecken deutlich reduziert werden.

Die Wirtschaftlichkeit einer solchen Anlage muss daher immer im Kontext des Gesamtsystems beurteilt werden.



## 5 Schlussfolgerungen und Fazit

Im Rahmen des Projektes konnte gezeigt werden, dass mit einem energieoptimierten Konzept für ein Bürogebäude sehr tiefe Werte für den spezifischen Endenergiebedarf für die haustechnischen Anlagen (Raumklimatisierung) erreicht werden können.

Die hochwärmegedämmte Gebäudehülle im Minergie-P Standard in Kombination mit den aktiven und passiven Elemente wie hohe aktive Speichermasse, optimierte Sonnenschutzsteuerung und Nachtauskühlung mittels mechanisierter Lüftungsflügel ermöglichen einen geringen Heizwärme- und Kältebedarf zur Sicherstellung eines komfortablen Raumklimas.

Zusätzlich kann während mehreren Monaten im Jahr ganz auf eine Wärme- und Kälteversorgung verzichtet werden. Dies ermöglicht kosteneffiziente Verteil- und Abgabesysteme. Im vorliegenden Projekt konnte dies mit einem Zweileiter-System mit zentralem Change-Over-Ventil und Niedertemperaturheizkörper entlang der Fassade realisiert werden.

Die Auswertung der Komfort- und Energieverbrauchsdaten zeigt, dass das Gebäude die gesetzlichen Anforderungen deutlich übertrifft. Die Planungswerte und die realen Verbrauchswerte stimmen im Bürogebäude AE15 gut überein.

Das reversible Verteil- und Abgabesystem wurde optimal mit einer reversiblen Luft/Wasser-Wärmepumpe kombiniert. Trotz des hohen Leistungsbereichs von ca. 15% bis 100% der Wärmepumpe zeigt es sich, dass im realen Betrieb die Anlage oft im minimalen Betriebspunkt läuft. Dies ist einerseits auf eine deutliche Überdimensionierung der Anlage andererseits auf das geringe Auftreten der Auslegungsbedingungen bei  $-8^{\circ}\text{C}$  zurückzuführen. Bei Aussentemperaturen von um die  $0^{\circ}\text{C}$  und einer Heizgrenze von ca.  $10^{\circ}\text{C}$  wird die Anlage bereits bei optimaler Auslegung grösstenteils nur bei ca. 50% der Maximalleistung betrieben. Bei einer zusätzlichen Überdimensionierung der Anlage wird die mittlere Leistung nochmals tiefer.

Die Auslegung der Wärmeabgabe und -Erzeugung gemäss den SIA-Vorschriften führte beim vorliegenden sehr träge reagierenden Gebäude in Kombination mit hohen internen und solaren Wärmegewinnen im Vergleich zu den Transmissions- und Lüftungsverlusten zu einer signifikanten Überdimensionierung. In zukünftigen Projekten muss hier ein noch höherer Aufwand während der Projektierungsphase betrieben, respektive bivalente Systeme geprüft werden. Die deutliche Überdimensionierung der untersuchten Maschine bewirkt eine sehr geringe Auslastung, was sich bei den Arbeitszahlen zeigt.

Im Projekt konnte gezeigt werden, dass umschaltbare Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel in der heutigen Praxis verwendbar sind und das Sicherheitsdispositiv einer aussenaufgestellten Anlage mit einem vertretbaren Aufwand umgesetzt werden kann. Dennoch sind gut ausgebildete Monteure sowie Inbetriebnahme- und Servicefachkräfte notwendig, um die Realisierung und den Unterhalt sicher bewerkstelligen zu können. Durch die vorteilhaften Stoffeigenschaften von Propan können damit betriebene Maschinen eine hocheffiziente Wärme- und Kälteerzeugung sicherstellen. Die Reversibilität sowie der hohe Leistungsbereich können auch auf Anlagen mit anderen Kältemittel übertragen werden.

Die Schmierung der Verdichter konnte mit einem hocheffizienten Ölabscheide- und Rückführsystem und einer hohen Sauggasüberhitzung in allen Betriebspunkten gelöst werden.

Die erreichten Jahresarbeitszahlen im Winterfall sind als hoch zu bezeichnen, insbesondere wenn man berücksichtigt, dass die Anlage aufgrund der tiefen Heizgrenze grösstenteils bei sehr tiefen mittleren Aussenbedingungen betrieben wird, wo der Verdampfer zudem häufig abgetaut werden muss.



## 6 Ausblick und zukünftige Umsetzung

### 6.1 Konzept AE15

Aus Sicht der Bauherrschaft sind die Erwartungen an das neue Bürogebäude vollumfänglich erfüllt. Der tiefe Gesamtenergiebedarf ermöglicht tiefe Betriebskosten. Zudem sind aufgrund des einfachen Verteil- und Abgabesystems sowie der kombinierten Wärme- und Kälteerzeugung die Unterhaltskosten minimal.

Insbesondere hat sich auch das architektonisch stringente Layout bewährt und ermöglicht eine kosteneffiziente Realisation bei zukünftigen vergleichbaren Projekten.

Der hohe Aufwand im Rahmen der Projektierung für die Auslegung der aktiven Komponenten der Gebäudehülle lohnen sich, haben Sie einen grossen Anteil am geringen Energiebedarf für die Raumklimatisierung. Die Erfahrung betreffend des optimalen Betriebs dieser Anlagen kann in zukünftige Funktionsbeschreibungen direkt übernommen werden.

Der grosse Vorteil des Konzeptes des Bürogebäude AE15 ist die einfache Übertragbarkeit auf zukünftige Projekte, da es standortunabhängig realisiert werden kann. Die Rückmeldungen auf die Fachberichte und das Interesse von Fachpersonen bestätigen dies.

Bei zukünftigen Projekten ist wie schon mehrfach erwähnt ein Fokus auf die korrekte Auslegung der Wärme- und Kälteerzeugung bei solch neuartigen Gebäudesystemen zu legen, da herkömmliche Tools und Normen dies nur ungenügend abbilden. Allenfalls ist zu prüfen wie mit einem kostengünstigen Zusatzsystem, zum Beispiel eine bivalente Erzeugung oder ein Backupsystem, eine optimale Dimensionierung der reversiblen Wärmepumpe sichergestellt werden kann.

Eine sorgfältige Inbetriebnahme und Funktionskontrolle aller Anlagenkomponenten ist unabdingbar für einen energieeffizienten Betrieb. Eine Betriebsanalyse- und Optimierung ist bei energieeffektiven Gebäudesystemen zwingend.

### 6.2 Reversible Propan WP

Technisch steht der Verwendung von reversiblen Propan Wärmepumpen nichts im Wege. Die Technologie wie z.B. Verdichter ist auf dem Markt verfügbar und wird auch stetig weiterentwickelt.

Durch den Einsatz von Propan ergeben sich einige Chancen aber auch Risiken. Wie bereits angemerkt, bieten die hervorragenden thermodynamischen Eigenschaften eine gute Grundlage zum Bau von effizienten Wärmepumpen und Kältemaschinen. Propan ist ein natürlicher Stoff und somit umweltverträglich und nachhaltig.

Zu den Risiken gehören die Brennbarkeit sowie die Kosten für die deshalb notwendigen, zusätzlichen Sicherheitsmassnahmen. Optimal eignet sich eine Aussenaufstellung, eine kompakte Bauart und möglichst kleine Kältemittelfüllmengen. Die Chancen und Risiken müssen individuell betrachtet und ökologisch wie auch ökonomisch beurteilt werden.

Geltende Verordnungen, Richtlinien und Normen für die Verwendung von brennbaren Kältemitteln werden laufend angepasst. Dadurch ist es unabdingbar die weitere Entwicklung diesbezüglich zu beobachten. So ist in der EU kürzlich die als unbedenklich geltende Füllmenge für brennbare Kältemittel angehoben worden. Dadurch wird die Verwendung von Propan in Klein- und Kleinstgeräten sehr interessant. Hilfreich wäre es zudem für Planende einfache Merkblätter mit «Best Practice»-Beispielen zur Verfügung zu stellen, um den Einsatz solcher Anlagen inklusive adäquate Sicherheitstechnik in der Praxis einsetzen zu können.



Das reversible Konzept der Maschine bietet einige Vorteile im Vergleich zu herkömmlichen reversiblen Systemen und zu Einzelgeräten. Durch die Umschaltung des Kältekreislaufes kann die Maschine optimal auf die verschiedenen Betriebsbedingungen abgestimmt werden. Dadurch wird in allen Betriebspunkten die höchst mögliche Effizienz erreicht.

Im Vergleich zu zwei einzelnen Maschinen bietet das reversible Konzept vor allem ökonomische Vorteile, da die Anlage sehr kompakt gebaut werden kann und sich die hydraulische Anbindung dadurch stark vereinfacht.

Die Herausforderung der Reversibilität liegt bei der Dimensionierung der Maschine. Denn im Unterschied zu nicht reversiblen Maschinen muss der Heiz- und der Kühlbetrieb durch die Maschine abgedeckt werden. Diese stark wechselnden Betriebsbedingungen stellen eine grosse Herausforderung bei der Dimensionierung des Systems dar. Eine Überdimensionierung ist gerade auch bei leistungsregulierten Maschinen zu vermeiden. In den Phasen Konzeptionierung und Projektierung ist in diesen Punkten zukünftig ein hohes Augenmerk zu widmen und muss in zukünftige Projekten vertieft analysiert werden. Bei der vorliegenden Anlage wird davon ausgegangen, dass bei einer optimierten Dimensionierung eine Effizienzsteigerung im Heizbetrieb von ca. 10-15% erreicht werden könnte. Die Jahresarbeitszahlen Heizbetrieb würden in diesem Fall zwischen 3.3 und 3.5 liegen.



## 7 Kommunikation und Publikationen

Im zweiten Projektjahr sind diverse Anstrengung im Bereich Öffentlichkeitsarbeit durchgeführt worden. Zusätzlich sind Beiträge an Fachveranstaltungen eingereicht worden. Eine Übersicht findet sich in folgenden Tabellen.

Tabelle 14: Führungen, Veranstaltungen

Veranstaltung	Publikum	Datum
Winterthurer KMU Anlass, Führung AE15	50 Personen	18. Sept.2017
Tag der offenen Tür AE15	300 Personen, Kunden	26. Aug. 2017
Gebäudetechnik Award	Fachleute	20. Jun. 2017
BIM Award (gewonnen)	Fachleute	27. Okt. 2016
SIA-Tage / Winterthur Architektur	Fachleute	16. Jun. 2018
SPF Industrietag	Fachleute	März 2020

Tabelle 15: Fachartikel, Drucksachen

Veranstaltung	Publikum	Datum
Brenet Statusseminar (Posterbeitrag)	Fachleute	6./7. Sept.2018
Wärmepumpentagung (Fachartikel)	Fachleute Wärmepumpen	27. Jun. 2017
Service-Mailing 3-Plan Haustechnik	Kunden 3-Plan	9. Nov. 2017
Schweizer Ingenieurbaukunst 2017/18 (Buch)	Baubranche Schweiz	28. Nov. 2018
Schweizer Ingenieurbaukunst 2017/18 (Fachartikel)	Baubranche Schweiz	8. Nov 2018
Conference on Advanced Building Skins, Bern (Fachartikel angenommen)	Fachleute, Forschung	1./2. Okt. 2019
Best Architect 19 "Winner best architects 19"	Fachleute	Juli 2018
Artikel HK-Gebäudetechnik "Zum Kopieren: Bürogebäude «AE15»"	Fachleute	Oktober 2018
Fachartikel Zehnder Group (Newsletter)	10'300 Kunden aus HLK-Branche	15. Okt. 2018
Schweizerisches Baublatt "Advanced Building Skins"	Fachleute	23. November 2018
Aramis Datenbank (Kurzbeschreibung Projekt)	Forscher	
Artikel auf waisch.ch	Fachleute	29. September 2018
Minergie Praxisbeispiele	Bauherren, Planer, Unternehmer	27. Juni 2018
Artikel im TEC21 "Sommerhitze: Was braucht's am Bau? "	Bauherren, Planer, Unternehmer	3 Okt. 2019



## 8 Literaturverzeichnis

- [1] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein, «Norm SIA 381-3 - Heizgradtage der Schweiz,» 1982.
- [2] Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbauer, (VDMA), «Energieeffizienz von Klimakälteanlagen. Teil 8: Komponenten - Wärmeübertrager (VDMA 24247-8),» 2011.
- [3] Schweizerische Normen-Vereinigung (SNV), «Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern (SN EN 14511),» 2018.
- [4] Schweizerische Normen-Vereinigung (SNV), «Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung - Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der saisonalen Arbeitszahl (SN EN 14825),» 2016.
- [5] Wärmepumpen Testzentrum, Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, «Prüfresultate Luft/Wasser-Wärmepumpen basierend auf der EN 14511 und EN 14825,» Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, 6 Juni 2019. [Online]. Available: <https://www.ntb.ch/fue/institute/ies/wpz/pruefresultate-waermepumpen/>. [Zugriff am 19 August 2019].
- [6] IPU und Department of Mechanical Engineering, «CoolPack - Simulation tools for refrigeration systems,» Lyngby, 2012.
- [7] Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, Hermann Renz, Anwendung von alternativen Kältemitteln aus Sicht eines Verdichterherstellers – Besonderheiten, Anforderungen, Bingen: KK-Fachtagung, 2003.
- [8] R. Waldi, Statistische Datenanalyse. Grundlagen und Methoden für Physiker, Berlin: Springer Spektrum, 2015.
- [9] ILK - Institut für Luft und Kältetechnik, «Software for calculation of Thermodynamic Data a 2nd Transport properties of Refrigerants REFLIB,» Dresden.
- [10] I. Mojić und M. Haller, OpEEr - Optimierung der Energieeffizienz von Gebäuden durch Einzelraumtemperaturregelung, Ittingen: BFE, 2018.
- [11] BIZER Kältemaschinenbau GmbH, «Einsatz von Propan (R20) und Propen (R1270) mit halbhermetischen Verdichtern,» 2014.
- [12] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein, «Norm SIA 380/1 - Heizwärmebedarf,» 2016.
- [13] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein, «Norm SIA 180:2014 - Wärmeschutz, Feuchteschutz und Raumklima in Gebäuden,» 2017.
- [14] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein, «Norm SIA 2024 - Standard-Nutzungsbedingungen für die Energie- und Gebäudetechnik,» 2006.
- [15] Technisches Komitee CEN/TC 182, «Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen EN378:2016,» Deutschland, 2018.



# Anhang 1 Unsicherheitsberechnung Messsystem Kältekreislauf

## Unsicherheitsberechnung Prozessseite

Zur Beurteilung der Unsicherheit des erarbeiteten Messkonzeptes wurde eine Unsicherheitsberechnung durchgeführt. Ausgewertet wurde die erwartete Unsicherheit ( $2u$ ) der beiden Wärmeströme an den Wärmetauschern WT1 und WT2 auf der Prozessseite ( $\dot{Q}_{c,p}$  und  $\dot{Q}_{o,p}$ ), sowie die Wärme- und Kälteprozesszahlen ( $\varepsilon_{WP}$  und  $\varepsilon_{KM}$ ). Die Wärmeströme berechnen sich gemäss der folgenden Gleichung:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h$$

$\dot{Q}$  = Wärmestrom

$\dot{m}$  = Massenstrom

$\Delta h$  = Enthalpiedifferenz über WT

Die Prozessleistungszahlen berechnet man nach:

$$\varepsilon_{WP,KM} = \frac{\Delta h}{w_{t1,2}}$$

$\varepsilon_{WP,KM}$  = Prozessleistungszahl

$w_{t1,2}$  = spezifische technische Arbeit

$\Delta h$  = Enthalpiedifferenz über WT

Die erwartete Unsicherheit wurde mit Hilfe einer Linearisierung der Berechnungsfunktionen gemäss [8] berechnet. Dabei gilt für eine allgemeine Funktion mit nicht korrelierenden Messwerten:

$$2u(\phi(x, y)) \approx 2 \sqrt{\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)^2 \delta(x)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)^2 \delta(y)^2 + \dots}$$

$u(\phi(x, y))$  = kombinierte Unsicherheit der Zielgrösse

$\phi(x, y)$  = Zielfunktion der Zielgrösse

$x, y$  = Messgrössen

$\delta$  = Messmittelunsicherheit gemäss Tabelle 18



Für die Berechnung der Unsicherheit wurden die folgenden vier Prozesspunkte und Annahmen definiert:

- **Heizbetrieb Auslegung:**
  - Wärmeleistung von  $\dot{Q}_{c,p} = 62 \text{ kW}$
  - $T_c = 32 \text{ °C}$
  - $T_0 = -17 \text{ °C}$
  - Überhitzung total = 20K
  - Druckverlust über Verflüssiger  $\Delta p_c = 0.3 \text{ bar}$
  
- **Kühlbetrieb Auslegung:**
  - Kühlleistung von  $\dot{Q}_{0,p} = 55 \text{ kW}$
  - $T_c = 45 \text{ °C}$
  - $T_0 = 10 \text{ °C}$
  - Überhitzung total = 20K
  - Druckverlust über Verdampfer  $\Delta p_0 = 0.1 \text{ bar}$
  
- **Heizbetrieb Messung:**
  - Wärmeleistung von  $\dot{Q}_{c,p} = 13 \text{ kW}$
  - $T_c = 30 \text{ °C}$
  - $T_0 = -10 \text{ °C}$
  - Überhitzung total = 20K
  - Druckverlust über Verflüssiger  $\Delta p_c = 0.5 \text{ bar}$
  
- **Kühlbetrieb Messung:**
  - Kühlleistung von  $\dot{Q}_{0,p} = 17 \text{ kW}$
  - $T_c = 40 \text{ °C}$
  - $T_0 = 10 \text{ °C}$
  - Überhitzung total = 20K
  - Druckverlust über Verdampfer  $\Delta p_0 = 0.1 \text{ bar}$
  
- Wärmeverluste an die Umgebung werden vernachlässigt.

Für den Kühl- sowie den Heizfall wurden die Unsicherheiten der relevanten Wärmeströme sowie die dazugehörigen Prozessleistungszahlen berechnet (vgl. Tabelle 16). Für die Berechnung der thermodynamischen Zustände wurden Stoffwerte aus der Berechnungssoftware für Kältemittel REFLIB vom Institut für Luft und Kältetechnik ILK [9] verwendet.

Tabelle 16: Ergebnisse Unsicherheitsberechnung Prozessseite

Bezeichnung	Relative Messunsicherheit zu Auslegung [%]	Relative Messunsicherheit zu Messung [%]
$\dot{Q}_{0,p}$	0.53	0.52
$\dot{Q}_{c,p}$	0.53	0.53
$\varepsilon_{WP}$	1.13	1.13
$\varepsilon_{KM}$	1.13	1.13

Man sieht direkt, dass unterschiedliche Betriebspunkte wie beispielsweise Auslegung und Messung keinen signifikanten Einfluss auf die Messunsicherheit haben. Dies gründet vor allem darauf, dass die Wärmeströme durch Berechnung mittels Zustandsgleichungen über REFLIB [9] ermittelt werden.



### Unsicherheitsberechnung Hydraulikseite

Zusätzlich zur Auswertung der Prozessseite wird eine Auswertung der Wärmeströme sekundärseitig beurteilt (siehe Abschnitt 38). Eine Berechnung zur Abschätzung der erwarteten Unsicherheiten der Leistungszahlen im Heizbetrieb ( $COP$ ), im Kühlbetrieb ( $EER$ ) und der Wärmeströme durch die Wärmetauscher WT1 und WT2 ( $\dot{Q}_{C,s}$  und  $\dot{Q}_{0,s}$ ), wurde mit der gleichen Methode wie auf der Prozessseite durchgeführt. Die Leistungszahlen für den Heiz- resp. Kühlbetrieb und die Wärmeströme berechnen sich nach:

$$\dot{Q} = \rho \cdot c_p \cdot \dot{V} \cdot \Delta T$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{P_{el}}$$

$$EER = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}}$$

$\dot{Q}$  = Wärmestrom

$\rho$  = Dichte

$c_p$  = Spezifische Wärmekapazität

$\dot{V}$  = Volumenstrom

$\Delta T$  = Temperaturdifferenz über WT

$\dot{Q}_C$  = Wärmestrom Verflüssiger

$P_{el}$  = Elektrische Leistung

$\dot{Q}_0$  = Wärmestrom Verdampfer

$P_{el}$  = Elektrische Leistung

Bei der Berechnung der Unsicherheit wurden folgende Annahmen getroffen:

- Wärmeverluste an die Umgebung werden vernachlässigt
- $c_p$  = konstant
- $\rho$  = konstant

Auch hier wurden vier Betriebspunkte definiert:

- **Heizbetrieb Auslegung:**
  - o Wärmeleistung von  $\dot{Q}_{C,p} = 62 \text{ kW}$
  - o Elektrische Leistung von  $P_{el} = 18 \text{ kW}$
  - o  $T_{CE} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
  - o  $T_{CA} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
- **Kühlbetrieb Auslegung:**
  - o Kühlleistung von  $\dot{Q}_{0,p} = 55 \text{ kW}$
  - o Elektrische Leistung von  $P_{el} = 13.1 \text{ kW}$
  - o  $T_{VE} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$
  - o  $T_{VA} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$
- **Heizbetrieb Messung:**
  - o Wärmeleistung von  $\dot{Q}_{C,p} = 13 \text{ kW}$
  - o Elektrische Leistung von  $P_{el} = 2.5 \text{ kW}$
  - o  $T_{CE} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$
  - o  $T_{CA} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
- **Kühlbetrieb Messung:**
  - o Kühlleistung von  $\dot{Q}_{0,p} = 17 \text{ kW}$
  - o Elektrische Leistung von  $P_{el} = 3 \text{ kW}$
  - o  $T_{VE} = 18.5 \text{ }^\circ\text{C}$
  - o  $T_{VA} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$

Die Werte der Betriebspunkte zur Messung sind nach den am häufigsten auftretenden Messwerte der ersten Betriebsanalyse (siehe Abschnitte 4.3.1 und 4.3.2) angelehnt. Für den Kühl- sowie den Heizfall wurden die Unsicherheiten der relevanten Wärmeströme sowie die dazugehörigen Leistungszahlen berechnet (siehe Tabelle 17).



Tabelle 17: Ergebnisse Unsicherheitsberechnung Hydraulikseite

<b>Bezeichnung</b>	<b>Relative Messunsicherheit zu Auslegung [%]</b>	<b>Relative Messunsicherheit zu Messung [%]</b>
$\dot{Q}_{0,s}$	3.80	12.28
$\dot{Q}_{c,s}$	4.18	10.57
COP	4.30	10.62
EER	3.93	12.32

Die relativen Messunsicherheiten der Betriebspunkte aus der Messung zeigen sofort, dass zu geringe Temperaturdifferenzen im Verflüssiger negative Auswirkungen auf die Messunsicherheit haben. Solche kommen vor, sobald die Rücklauftemperaturen des Verteilsystems ( $T_{CE}$  und  $T_{VE}$ ) nicht der Auslegung entsprechen. Deshalb wird zur Berechnung von Wärmeströmen immer die primärseitige Berechnungsweise gewählt.



## Anhang 2 Details Messsystem Kältekreislauf

### Sensorik

In Tabelle 18 ist eine Auflistung aller verwendeten Sensoren zur Performancemessung der reversiblen Propan- Wärmepumpe zu sehen.

Tabelle 18: Verwendete Messmittel

Bezeichnung	Unsicherheit 2u	Anzahl
PT100 Temperatursensoren, SAWI 200ZW155210 (DIN EN 60751:2009-05: Typ AA)	$\pm 0,1+0,0017$  T  [°C]	7 Stk.
PT100 Temperatursensoren, SAWI SW102 (DIN EN 60751:2009-05: Typ AA)	$\pm 0,1+0,0017$  T  [°C]	4 Stk.
Absolutdrucksensor, Keller PAA-33XEi	$\pm 1\%$	2 Stk.
Differenzdrucksensor, Keller PD-33XEi	$\pm 1\%$	2 Stk.
Messumformer zur Messung der elektrischen Leistung, Camille Bauer SINEAX M562	$\pm 1\%$	1 Stk.
Coriolis Massen-Durchflussmessgerät, Endress & Hauser Promass 83F15	$\pm 0.5\%$	1 Stk.
Magnetisch-induktiver Volumen-Durchflussmessgerät Aquametro AMFLO MAG Smart	$\pm 0.5\%$	2 Stk.

### Temperatursensoren:

Zur Messung der Prozesstemperaturen ( $T_1 - T_6$ ) werden PT100 Temperatursensoren verwendet (vgl. Tabelle 21)

Tabelle 19: Angaben Temperatursensoren Prozessseite

Bezeichnung	Temperatursensor PT100
Hersteller	sawi Mess- und Regeltechnik AG
Typ	200ZW155210
Unsicherheit	Klasse AA (DIN EN 60751)
Montageart	Anlegefühler
Ausführung	4-Leiter

Da eine Temperaturmessung direkt im Kältemittelstrom nicht möglich ist, sind die Temperatursensoren an die Aussenwand der Kältemittelrohre appliziert. Die folgende Abbildung zeigt die Montage der Temperatursensoren am Beispiel der Messstelle  $T_4$ .



Abbildung 74: Montage der Temperatursensoren auf der Prozessseite vor Isolation (Messstelle  $T_4$  als Beispiel)

**Drucksensoren:**

Die Prozessdrücke ( $p_c$ ,  $p_0$ ,  $\Delta p_c$ ,  $\Delta p_{IWT}$ ) werden mit piezoresistiven Drucktransmittern gemessen. Die Drucktransmitter sind im direkten Kontakt zum Kältemittel. Da es sich beim verwendeten Kältemittel R290 (Sicherheitsgruppe A3) um ein brennbares Medium handelt, musste bei der Auswahl der Sensoren speziell auf die Explosionsgefährdung geachtet werden. Nach Abklärungen mit dem Hersteller wurden Drucktransmitter für den explosionsgefährdeten Bereich gewählt, deren Dichtungen auch für den Kontakt mit Propan geeignet sind. Die Erfassung des Kondensations- und des Verdampfungsdruckes ( $p_c$ ,  $p_0$ ) erfolgt über Absolutdrucksensoren (vgl. Tabelle 20: Angaben Absolutdrucksensoren).

Tabelle 20: Angaben Absolutdrucksensoren

Bezeichnung	Piezoresistiver Absolutdrucksensor
Hersteller	Keller AG
Typ	PAA-33XEi
Messbereich ( $p_c / p_0$ )	0 - 30 bar / 0 - 10 bar
Max. Überdruck ( $p_c / p_0$ )	20 bar / 60bar
Unsicherheit	0.15% FS

Der Differenzdruck über die beiden Wärmetauscher WT1 und WT2 ( $\Delta p_c$ ) und der Differenzdruck über den Wärmetauscher WT4 ( $\Delta p_{IWT}$ ) werden mit Differenzdrucksensoren erfasst (vgl. Tabelle 23).



Tabelle 21: Angaben Differenzdrucksensoren

Bezeichnung	Piezo-resistiver Differenzdrucksensor
Hersteller	Keller AG
Typ	PD-33XEi
Messbereich ( $\Delta p_c + \Delta p_{IWT}$ )	0 - 1 bar
Max. Überdruck ( $\Delta p_c / \Delta p_{IWT}$ )	2 bar / 7 bar
Unsicherheit	0.15% FS

Die Drucksensoren sind über Druckleitungen mit dem Kältemittelkreislauf verbunden. Die Druckleitungen können mit Absperrventilen vom Kältemittelkreislauf getrennt werden. Im Schadensfall ermöglicht dies einen Austausch der Sensoren ohne Verlust von Kältemittel. Abbildung 75 zeigt die Montage der Drucksensoren am Beispiel der Messstelle ( $\Delta p_c$ ).



Abbildung 75: Montage der Drucksensoren (Messstelle  $\Delta p_c$  als Beispiel)

*Durchflussmessgerät:*

Der Massendurchfluss ( $\dot{m}$ ) des Kältemittels wird direkt durch ein Coriolis-Durchfluss-Messgerät gemessen. Dieses Messverfahren erlaubt eine hochgenaue Messung des Massenstroms. Das Messgerät wird von Kältemittel durchflossen und ist somit in direktem Kontakt mit dem Medium. Daher wurde ein Gerät für den Einsatz im explosionsgefährdeten Bereich gewählt (vgl. Tabelle 22)

Tabelle 22: Angaben Durchflussmessgerät

Bezeichnung	Coriolis-Durchflussmessgerät
Hersteller	Endress & Hauser AG
Typ	Promass 83F08, DN8 3/8"
Messbereich	0 - 730 kg/h
Unsicherheit	0.05 %



Das Durchfluss-Messgerät ist direkt vor den beiden Expansionsventilen positioniert. Durch die Unterkühlung des Kältemittels im WT4 ist sichergestellt, dass das Kältemittel vollständig verflüssigt durch das Durchfluss-Messgerät fließt, dies erhöht die Messunsicherheit. Abbildung 76 zeigt die Montage des Durchfluss-Messgerätes.



Abbildung 76: Montage des Durchfluss-Messgeräts

**Messumformer zur Messung der elektrischen Leistung:**

Die den Kompressoren zugeführte elektrische Leistung ( $P_{el}$ ) wird mittels einem Multi-Messumformer gemessen (vgl. Tabelle 25).

Tabelle 23: Angaben Multi-Messumformer

Bezeichnung	Programmierbarer Multi-Messumformer
Hersteller	Camille Bauer Metrawatt AG
Typ	SINEAX M562
Nennstrom	1 - 6 A
Nennspannung	57.7 – 400V
Genauigkeitsklasse	0.2

Der Messumformer befindet sich im Schaltschrank der Wärme- und Kälteerzeugung (Nr. 20483). Das Signal wird an den Schaltschrank der Messdatenerfassung weitergeleitet.

**Sensorik Sekundär-/ Hydraulikseite**

**Temperatursensoren:**

Zur Messung der Temperaturen auf Sekundär-/ Hydraulikseite ( $T_{CE}$ ,  $T_{CA}$ ,  $T_{VE}$ ,  $T_{VE}$ ) werden PT100 Temperatursensoren verwendet (vgl. Tabelle 26).



Tabelle 24: Angaben Temperatursensoren Hydraulikseite

Bezeichnung	Temperatursensor PT100
Hersteller	sawi Mess- und Regeltechnik AG
Typ	SW102-3-15-1PH4-K-6-V2-6-85-20-TTD-250-F
Unsicherheit	Klasse AA (DIN EN 60751)
Montageart	Tauchfühler
Ausführung	4-Leiter

Die Unsicherheitsberechnung hat gezeigt, dass eine genaue Erfassung der Temperaturen auf der Sekundär-/ Hydraulikseite von höchster Wichtigkeit ist. Abbildung 77 zeigt die Montage der Temperatursensoren am Beispiel der Messstellen  $T_{CE}$  und  $T_{CA}$ .



Abbildung 77: Montage der Temperatursensoren auf der Hydraulikseite (Messstellen  $T_{CE}$  und  $T_{CA}$  als Beispiel)

**Volumen-Durchflussmessgerät:**

Die Volumenströme der Sekundär-/ Hydraulikseite ( $\dot{V}_C$ ,  $\dot{V}_V$ ) werden durch Magnetisch-induktive Volumen-Durchflussmessgeräte gemessen (vgl. Tabelle 27).

Tabelle 25: Angaben Volumen-Durchflussmessgeräte

Bezeichnung	Magnetisch-Induktiver-Durchflussmesser
Hersteller	Aquametro AG
Typ	AMFLO MAG Smart
Messbereich	0.12 – 30 m <sup>3</sup> /h
Unsicherheit	0.5 %

Die Durchflussmesser sind im Hydrauliksystem verbaut. Die Signale werden an den Schaltschrank der Messdatenerfassung weitergeleitet.



### Schaltschrank Messdatenerfassung

Sämtliche Messsignale werden in einem separaten Schaltschrank erfasst und weiterverarbeitet. Der Schaltschrank enthält eine Anlogschnittstelle zur Erfassung der Messsignale und ein lokaler Rechner zur weiteren Verarbeitung der Messdaten. Abbildung 78 zeigt den Schaltschrank im Grundaufbau ohne angeschlossene Sensoren und Energieversorgung.

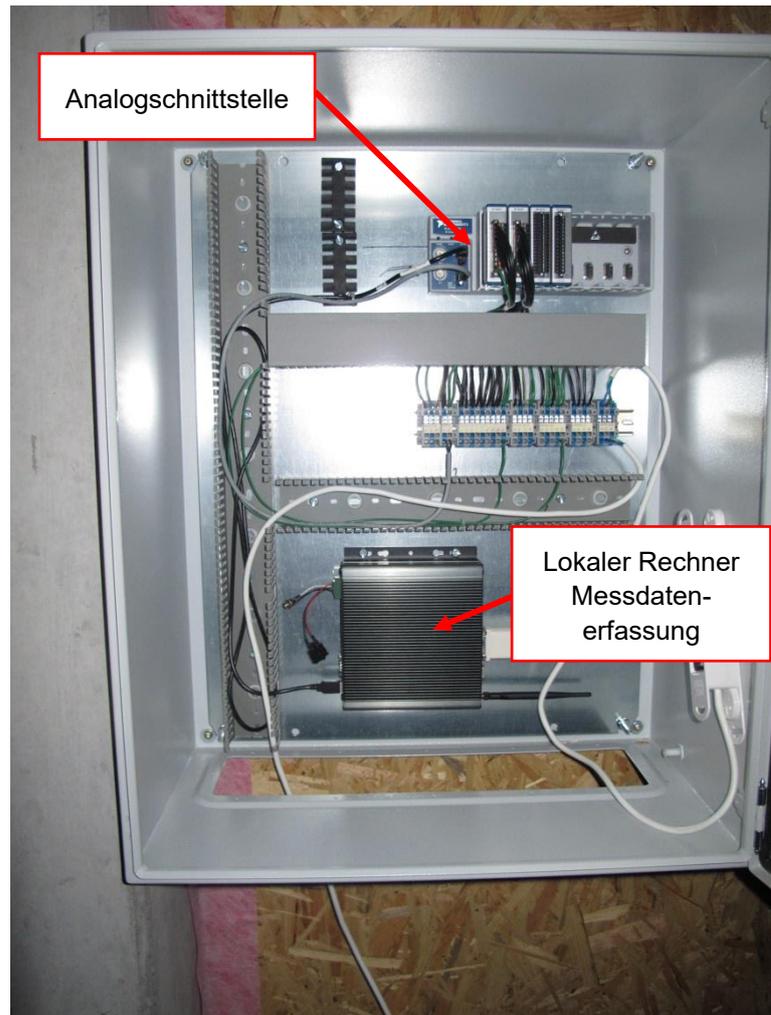


Abbildung 78: Aufbau Schaltschrank Messdatenerfassung

Die Anlogschnittstelle wandelt die analogen Signale in digitale Signale um, welche in LabVIEW weiterverarbeitet werden können. Die Schnittstelle ist modular aufgebaut und so ausgelegt, dass Sie nach Bedarf erweitert werden kann, damit ggf. weitere Messdaten erfasst werden können (vgl. Abbildung 79 und Tabelle 26).



Tabelle 26: Angaben Analogschnittstelle

Bezeichnung	Analogschnittstelle
Hersteller	National Instruments
Grundmodul	cDAQ-9178 CompactDAQ Chassis, 8 Slots
Temperatur-Modul	1x NI 9216 PT100 Modul, 8 Kanäle 1x NI 9217 PT100 Modul, 4 Kanäle
4-20mA-Modul	2x NI 9003 +/-20mA Modul, 8 Kanäle



Abbildung 79: Analog Schnittstelle

Beim Rechner handelt es sich um einen lüfterlosen Industrierechner, welcher für einen 24/7-Betrieb zugelassen ist (vgl. Abbildung 80 und Tabelle 27). Im lokalen Rechner werden die digitalen Messsignale mit Hilfe eines LabVIEW-Programms ausgewertet, weiterverarbeitet und in ein Messdatenfile gespeichert. Auf dem Rechner ist weiter ein Daten-Synchronisations-Programm und ein Programm für den Remote-Zugriff installiert. Das Daten-Synchronisations-Programm schickt die Messdatenfiles einmal täglich per GSM-Verbindung an ein FTP-Server weiter. Durch den Remote-Zugriff können gewisse Störungen per Fernsteuerung behoben werden. Der Remote-Zugriff erfolgt ebenfalls per GSM-Verbindung.

Tabelle 27: Angaben Analogschnittstelle

Bezeichnung	Lokaler Rechner
Hersteller	spo-comm
Typ	MOVE NM 10
CPU	Intel Atom D2550, 2x 1.86 GHz
Arbeitsspeicher	2048 MB
Speicher	500 GB
Betriebssystem	Windows 7 Professional 32-bit
Netzwerkverbindungen	LAN und GSM



Abbildung 80: Lokaler Rechner

### **Elektro-Konzept**

Die Speisung der Messmittel wird über eine 24 V Stromzufuhr des Elektro-Schaltschranks für die Wärme- und Kälteerzeugung (Nr. 20483) realisiert und gesteuert. Die Messmittel können dadurch im Falle einer Propan Leckage simultan mit allen anderen Steuer-, Regel- und Prozess Applikationen stromlos geschaltet werden. Damit wird verhindert, dass bei einer Leckage ein elektrisches Potential an der Maschine anliegt. Die Datenerfassung wird über den Schaltschrank der Lüftung (Nr. 20584) mit 230 V versorgt. Diese Speisung wird auch im Falle einer Propanleckage aufrechterhalten. Dies ermöglicht die Fortsetzung der Messung nach Störungsbehebung ohne lokalen Eingriff.

### **Datenerfassung Performance-Messung**

Die Datenerfassung der Performancemessung ist komplett unabhängig von den restlichen Systemen. Sämtliche Messdaten des Prozesses und die Temperaturen der Hydraulikseite werden mit separaten Sensoren erfasst, welche nur für die Performancemessung eingesetzt werden. Einzig für die Volumenströme der Hydraulikseite und die elektrische Leistung der Kältemittelkompressoren werden die Messsignale von der Steuerung resp. Überwachung der Wärmepumpe zu Verfügung gestellt.

Die Messdaten werden mit Hilfe einer Anlogschnittstelle auf einem lokalen Rechner erfasst und gespeichert. Die lokal gespeicherten Messwerte werden einmal täglich per GSM mit einem Datenserver synchronisiert. Vom Datenserver können die Messdaten schliesslich kopiert und ausgewertet werden. In Abbildung 81 ist der Datenfluss anhand eines Topologie-Schemas dargestellt. In der Folge werden die verschiedenen Ebenen beschrieben

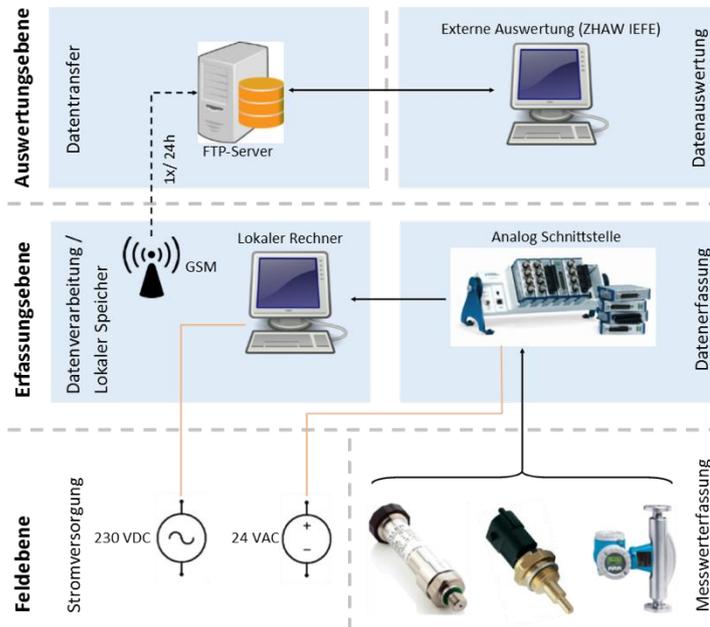


Abbildung 81: MSRL-Topologie

Sämtliche Messsignale werden durch eine Anlogschnittstelle und ein LabVIEW Programm erfasst, ausgewertet und lokal in einem Messdatenfile gespeichert. Einmal täglich wird ein neues Messdatenfile eröffnet und das alte per GSM an ein FTP-Datenserver in der Auswertungsebene versendet. Auf die Erfassungsebene ist ein Remote-Zugriff per GSM-Verbindung möglich. Dadurch lassen sich gewisse Störungen per Fernsteuerung beheben.

Per Internetverbindung kann auf die auf dem FTP-Datenserver hinterlegten Messdatenfiles zurückgegriffen werden. Durch die Übertragung der Messdaten auf den Server wird die Auswertung orts- und zeitunabhängig. Das bedeutet ein lokaler Eingriff ist nur in einem Störfall nötig. Die ausgewerteten Messdaten werden zusätzlich zum lokalen Speicher auf einem Datenserver gespeichert. Die Abbildung 82 zeigt die Datenpunktliste der Datenerfassung für die Performancemessung.

Feldgeräteleiste für Elektroschema und SPS Programmierung

Seite 1 von 1

Objekt 3-Plan AG  
Dossier: 9710.5.12.2 Datenerfassung

BMK-Nr.	1	2	3	SP	Pla	Mod	IQ	ID	Bezeichnung	Fabrikat	Typ	Ansteuerung	Bereich	Spannung	Strom	Leistung	Bemerkungen	AKS-Adresse	VLO
904B2									Drucktransmitter po	Keller	PAA-33X E								
904B4									Drucktransmitter pc	Keller	PAA-33X E								
904B6									Drucktransmitter dpwlt	Keller	PD-33X								
904B8									Drucktransmitter dpc	Keller	PD-33X								
905B2									Durchflussmesser	E&H	Promass83F15								
908B1									Temperaturfühler T1	SAWI	2002W15520								
908B3									Temperaturfühler T2	SAWI	2002W15520								
908B5									Temperaturfühler T3	SAWI	2002W15520								
908B7									Temperaturfühler T3h	SAWI	2002W15520								
909B1									Temperaturfühler T4	SAWI	2002W15520								
909B3									Temperaturfühler T6h	SAWI	2002W15520								
909B5									Temperaturfühler T6x	SAWI	2002W15520								
910B1									Temperaturfühler TcE	SAWI	SW102-3-15-1PH4-K-V2-6								
910B3									Temperaturfühler TcA	SAWI	SW102-3-15-1PH4-K-V2-6								
910B6									Temperaturfühler TcE	SAWI	SW102-3-15-1PH4-K-V2-6								
910B8									Temperaturfühler TcA	SAWI	SW102-3-15-1PH4-K-V2-6								

Abbildung 82: Datenpunktliste der Datenerfassung

Für die Instrumentierung der reversiblen Wärmepumpe wurden Sensoren eingesetzt, welche die Anforderungen des Messkonzeptes erfüllen. Die Positionierung der Sensoren ist im R&I-Schema dokumentiert (vgl. Kap. 2.7.2). In der Folge wird die Sensorik sowie deren Montage beschrieben.