

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

02/11/2017

Projekttitle: SolarHybrid

Projektnummer: 843 855

e!Mission.at - 4. Ausschreibung

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

Ausschreibung	4. Ausschreibung e!Mission.at
Projektstart	01/03/2014
Projektende	28/02/2017
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	36 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	Universität Innsbruck, Institut für Konstruktion und Materialwissenschaften, Arbeitsbereich Energieeffizientes Bauen
AnsprechpartnerIn	Daniel Neyer
Postadresse	Technikerstr. 13, 6020 Innsbruck
Telefon	0512 507 63652
Fax	0512 507 63699
E-mail	daniel.neyer@uibk.ac.at
Website	https://www.uibk.ac.at/bauphysik/

Solare Hybridsysteme zum Heizen und Kühlen

Mit Optimierungen zu minimierten und kostengünstigen Systemkonzepten

AutorInnen:

Daniel Neyer ^{1,2}, Manuel Ostheimer, ¹
Alexander Thür, Florian Gritzer, Norbert Hauer, Jacqueline Neyer, Streicher Wolfgang, ¹
Hilbert Focke, Patrik Kefer, Harald Kirchsteiger, ³
Jürgen Furtner, Stefan Luger, Karl Guldenschuh, ⁴
Christian Halmdienst, Werner Pink, ⁵

¹Universität Innsbruck, AB Energieeffizientes Bauen

² daniel neyer brainworks

³FH Oberösterreich F&E GmbH

⁴Engie Kältetechnik GmbH

⁵Pink GmbH

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	5
2	Inhaltliche Darstellung.....	8
2.1	Stand der Technik.....	8
2.1.1	Solares Heizen und Kühlen.....	8
2.1.2	Kältemaschinen und Wärmepumpen.....	11
2.1.3	Reglerentwicklung.....	12
2.1.4	Modelle und Modellierung.....	13
2.1.5	Bewertung.....	14
2.2	Verwendete Methoden.....	14
2.3	Vorgangsweise.....	16
2.3.1	Modelle & Modellierung.....	16
2.3.2	Automatisierte Reglerentwicklung.....	21
2.3.3	Lastprofile.....	24
2.3.4	Funktionsmusterbau.....	28
2.3.5	Vermessungen/Hardware-in-the-Loop (HiL).....	31
2.3.6	Bewertung.....	38
2.3.7	Solarthermische Systeme.....	43
2.3.8	Solarelektrische Systeme.....	45
2.3.9	Solarhybrid.....	46
3	Ergebnisse und Schlussfolgerungen.....	51
3.1	Simulationsergebnisse.....	51
3.1.1	Solarthermie.....	51
3.1.2	Solarelektrisch.....	52
3.1.3	Solarhybrid.....	55
3.2	Automatisierte Reglerentwicklung.....	65
3.3	Hardware-in-the-Loop.....	66
3.3.1	Stationäre Messungen: Kompressionskältemaschine.....	66
3.3.2	Stationäre Messungen: Absorptionskältemaschine - AKM.....	68
3.3.3	Dynamische Messungen.....	69
4	Ausblick und Empfehlungen.....	74
4.1	Systemkonzepte.....	74
4.2	Automatisierte Reglerentwicklung.....	76
4.3	Funktionsmuster und Vermessung.....	77
5	Literaturverzeichnis.....	79
6	Kontaktdaten.....	84
7	Anhang.....	85

1 Einleitung

In der Bereitstellung von Wärme und Kälte im Gebäude- und Gewerbesektor können mit hohen solaren Deckungsgraden große Primärenergieeinsparungen erreicht werden. Die Substitution von nicht-erneuerbaren Energieträgern sollte dabei immer der grundlegenden Prämisse, zuerst den Energiebedarf zu reduzieren, bevor erneuerbare Systeme eingeführt werden, folgen. Bei richtigem Design und Einsatz sind hohe Deckungsgrade mit solarthermischen oder solarelektrischen Systemen möglich. Derzeit wird eine sehr kontroverse Diskussion bezüglich dieser beiden Technologien und deren energetische und wirtschaftliche Aspekte geführt. Beide Solartechnologien können abhängig von den Randbedingungen und dem Verhältnis von Heiz- zu Warmwasserbedarf energetische und/oder wirtschaftliche Vorteile bieten.

Ebenso bieten beide Technologien nicht ausgeschöpfte Potentiale und offene Fragestellungen, welche zuerst betrachtet werden. Es werden die Verbesserung der Einzelkomponenten bzw. der getrennt betrachteten Technologien, die gezielte Abstimmung auf die jeweilige Nutzung und damit die Erhöhung der Primärenergieeffizienz und Wirtschaftlichkeit angestrebt. Im weiteren Verlauf werden die optimierten Komponenten zu Gesamtlösungen zusammengestellt und innovative, radikal minimierte solare Hybridlösungen erarbeitet. Kern dieser Lösungen sind je nach Anforderungen (Wärme, Kälte, Strom) aufeinander abgestimmte Komponenten, wie elektrisch und thermisch angetriebene Wärmepumpen, Solarthermie und Photovoltaik, sowie optimierte Regelungs- und Steuerungskonzepte.

Die wirtschaftliche und energetische Optimierung der solarthermischen Konzepte wird durch angepasste Hydraulik-Layouts, radikal minimierte Komponenten-Anzahl und verbesserte, leistungsfähigere Regelungen erreicht. Das technische wie auch ökonomische Potential wird durch ausgefeilte, schnell und dynamisch agierende Regelungen und radikal vereinfachte Systemansätze ausgereizt. Dabei wird auf eine, aus dem Forschungsprojekt DAKTris (DAKTris 2013) vorhandene Absorptionskältemaschine in Hardware-in-the-Loop Labormessungen zurückgegriffen.

Die generelle Betrachtung der solarelektrischen Lösungen mit der Thematik der Speicherung (Netzkoppelung, dezentrale Batterien, thermische Speicherung, etc.) wird in Form von ausführlichen Recherchen aufbereitet. Daraus ergeben sich mögliche Anlagenlayouts mit verschiedenen Komponenten, welche auf ihre Teillastcharakteristik und Regelfähigkeit bzw. Auswirkungen auf das Stromnetz (PV Überproduktion, Lastreduktion durch KKM Betrieb, etc.) hin untersucht werden.

Die Untersuchungen werden mit geeigneten Modellen in dynamischen Simulationen und mit realistischen Kennzahlen durchgeführt. Dazu sind Dimensionierung und Auslegung der unterschiedlichen Systeme mit z.B. reversiblen Wärmepumpen (WP) oder Kompressionskältemaschinen (KKM) mit Gaskessel für Heizanforderungen, etc. nötig. Es werden entsprechende Layouts und Regelungsstrategien, die einen hohen PV-Strom Eigenverbrauchsanteil forcieren, entwickelt. Die Ansätze reichen von einer Überdimensionierung der Kältemaschine bzw. Wärmepumpe und Energiespeicherung in Pufferspeichern, über die Verwendung von Energiemanagementsystemen und Stromspeicher, bis hin zur modulierenden Wärmepumpe über eine Verdichter-Drehzahlregelung. Auch die

direkte Verwendung des Solarstroms zur Warmwasserbereitung (DHW) wird mit unterschiedlicher Dimensionierung berechnet und untersucht.

Zur Untersuchung, Entwicklung und Optimierung der Einzel- wie auch hybriden Systeme werden ein Verwaltungsgebäude, ein Hotel und eine Potentialstudie (Erzeugerprofil) herangezogen. Die Anforderungen an die Energiebereitstellung setzen sich aus Heizung (SH), Warmwasser (DHW), Kühlung (C) und den Anforderungen aus Lüftungsanlagen wie entfeuchten und nachheizen, etc. zusammen. Die Anforderungen können zur gleichen Zeit auftreten (parallel: z.B. im Hotel gleichzeitig DHW & C bzw. C & SH) oder saisonal hintereinander (seriell: z.B. Verwaltungsgebäude, Sommer C, Winter SH).

Erst mit den optimierten Einzelkonzepten und ausgereiften Regelungsstrategien werden zuverlässige und kostengünstige Hybridsysteme entworfen. In Summe erfolgt für die hybriden Systeme eine energetische und wirtschaftliche Optimierung. Die entsprechenden Hydraulikkonzepte werden für die ausgewählten Nutzungen (seriell und parallel) und dem Kredo der radikal minimierten Konzepte entwickelt. Es werden so wenige Komponenten wie möglich zum Einsatz kommen und wenn möglich, ist eine gemeinsame Nutzung von Komponenten betrachtet worden. Des Weiteren sind auch andere Komponenten, wie z.B. kombinierte thermische und elektrische (PV/T) Kollektoren untersucht worden. Wenn es das Lastprofil bzw. der Anwendungsfall erlaubt, werden Kaskadennutzungen betrachtet, so kann beispielsweise die Abwärme der Kältemaschine als Heizenergie (z.B. DHW-Vorwärmung) verwendet werden.

Solarhybrid trägt zu folgenden Zielen von e!Mission bei:

- Ziel 1: Solare Hybridsysteme leisten einen großen Beitrag zur Erfüllung der energie-, klima und technologiepolitischen Vorgaben der österreichischen Bundesregierung. Der Anteil an erneuerbaren Energien am Energiemix kann im Bereich der Wärme-, Kälte- und Stromversorgung von Wohn- und Gewerbebauten erhöht werden. Die aufeinander abgestimmten Komponenten und optimierten Regler steigern die (nicht erneuerbare Primär-) Energieeffizienz.
- Ziel 2: Die Wirtschaftlichkeit der hybriden Lösungen wird durch die radikal minimierten Anlagenlayouts, gemeinsam genutzte Komponenten, intelligente Hydraulikkonzepte und effektive Regelungen erhöht. Einerseits können Investitionskosten eingespart, aber auch die Betriebs- und Wartungskosten reduziert werden. Das solare Hybridsystem hat das Potential kostengünstig eine beschleunigte Marktdurchdringung zu erreichen.
- Ziel 3: Das Projekt trägt mit seinen national und international aktiven und anerkannten Projektpartnern zur Stärkung der Wettbewerbsfähigkeit, sowie zum Ausbau und zur Sicherung der Technologieführerschaft im Bereich der Kühlung (solarthermisch bzw. solarelektrisch), der hybriden Heiz- und Kühlsysteme, aber auch im Bereich der Solarthermie bei.

Verwendete Methoden

Die wissenschaftliche Vorgangsweise und gewählte Methodik der Modellierung, Optimierung der Einzelkomponenten, Abstimmung der Komponenten und Entwicklung der radikal minimierten Hybridkonzepte inklusive der automatisierten Reglerentwicklung führen zu zuverlässigen und effizienten Hybridsystemen für Heizung, Lüftung, Kühlung und Stromerzeugung. Abbildung 2.5 zeigt den schematischen Ablauf des Projekts.

Das Projekt stützt sich auf ausführliche Recherchen zu den Komponenten und Systemen, deren Modellierung bzw. Optimierung sowie den unterschiedlichen Lastprofilen. Die systematische Analyse der Simulationsansätze und der Einzelmodelle auf deren Teillastfähigkeit und Anwendungsgrenzen bilden die notwendige Grundlage zur Modellierung. Durch die geeignete Wahl der einzelnen Komponenten Modelle und wo notwendig der Erstellung neuer bzw. Erweiterung dieser Modelle werden umfangreiche dynamische Simulationsmodelle für Gesamtsysteme erstellt. Alle Systeme werden mit minimaler Komponentenanzahl ausgelegt und anhand einer automationsgestützten Reglerentwicklung, mit Hilfe der dynamischen Anlagensimulationen, optimiert.

Aufbauend aus den Erkenntnissen der Optimierung der Einzelsysteme werden die solarhybriden Systeme entwickelt und optimiert. Zusätzlich wird eine Anlagenkonfiguration (hybride Lösung für Absorptionskältemaschine und elektrische Kältemaschine) für die Hardware-in-the-Loop Messungen gebaut, getestet und optimiert.

Die Bewertung erfolgt methodisch nach technischen, wirtschaftlichen und ökologischen Aspekten nach internationalen Standards des IEA SHC Task 48 bzw. 53, welche auf Arbeiten des Projektkonsortiums basieren. Durch umfangreiche Sensitivitätsanalysen werden die Auswirkungen geänderter technischer und wirtschaftlicher Randbedingungen auf die Key Performance Indikatoren (KPIs) festgehalten.

Aufbau der Arbeit

Im Folgenden wird die Arbeit zu SolarHybrid in zwei Kapiteln beschrieben.

Zunächst wird in Kapitel 2.1 der Stand der Technik zu Solarem Heizen und Kühlen, Kältemaschinen und Wärmepumpen, der Automatisierten Reglerentwicklung und der Bewertungsmethodik beschrieben. In Kapitel 2.2 werden die verwendeten Methoden näher beleuchtet und erläutert. In Kapitel 2.3 werden alle Schritte des Projektes, die letztlich zu den präsentierten Resultaten in Kapitel 3 führen, erläutert. Die verschiedenen Schritte beinhalten die Modellierung der Komponenten und Systeme, die Lastprofil-erstellung, den Funktionsmusterbau, die Vermessung mittels Hardware-in-the-Loop Messungen, der Bewertung der Systeme und die solarthermischen, solarelektrischen und solarhybriden Überlegungen und Systemvarianten.

In Kapitel 3 wird in Simulationsergebnisse für die Einzel- und die Solarhybriden Systeme sowie in die Ergebnisse bzgl. der Reglerentwicklung und der Messergebnisse im Labor unterschieden. Kapitel 4 fasst den Ausblick/Empfehlungen für dieselbe Unterteilung wie in Kapitel 3 zusammen.

2 Inhaltliche Darstellung

2.1 Stand der Technik

Der Stand der Technik hat sich im Laufe des Projekts, speziell im Hinblick auf die solar thermische Kühlung, weiterentwickelt. Dennoch wird hier versucht einen Gesamtüberblick von der Ausgangslage vor dem Projekt bis zu den aktuellen Entwicklungen zu geben. Nach wie vor werden dem solaren Kühlen in technischer und ökonomischer Sicht Vorbehalte entgegengehalten, die aus Sicht der Projektergebnisse großteils widerlegt werden können.

2.1.1 Solares Heizen und Kühlen

Solarthermische Kühlung hat aus energiestrategischer Sicht Wachstumspotential, ökonomisch aber noch kaum Marktreife (vgl. Technology Roadmap Solar Heating and Cooling (SHC 2012) oder Roadmap Solarthermische Kühlung (Preisler, et al. 2012)).

Die Performance der bisher gebauten Anlagen kann nicht immer überzeugen. Immer noch werden Anlagen falsch dimensioniert bzw. sind diese durch schlechte Hydrauliksysteme und zusätzlich schlechte Regelstrategien sogar primärenergetisch fragwürdig. Viele solarthermische Kälteanlagen erreichen nur elektrische Arbeitszahlen (engl. seasonal performance factor - SPF) von 3 bis 7 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{kWh}_{\text{kälte}}$ oder sogar noch niedriger (Wiemken 2013). Ziel aus primärenergetischer Sicht, und was sich auch in Best Practice Beispielen realistisch umsetzen lässt (z.B. Neyer 2016b), sind $\text{SPF}_{\text{el}} > 10$. Im Vergleich mit Referenzsystemen können dadurch bis zu 80% Primärenergieeinsparung erzielt werden. Um solch energetisch hochwertige Anlagen zu forcieren, wurden nicht zuletzt eigene internationale IEA SHC Tasks zu diesem Thema eingerichtet (IEA SHC Task 38/48/53).

Wirtschaftlichkeit muss einerseits durch kostengünstigere Komponenten (u.a. solarthermische Kollektoren, Rückkühlsysteme, Kältemaschinen, etc.) und andererseits durch radikalere Anlagenlayouts ermöglicht werden. Derzeitige Investitionskosten liegen für kleine Anlagen bei ca. 4.000 €/kW_{kälte} und bei 2.500 €/kW_{kälte} für größere Anlagen (vgl. Mugnier 2012). Auch durch Mehrfachnutzung der Komponenten, wie der Solarthermie zusätzlich zur Brauchwassererwärmung und Heizungsunterstützung, können Kostenreduktionen erreicht werden. Dies geht sogar so weit, dass Anlagen, die nur zum Zwecke der Kühlung gedacht sind, in Mitteleuropa nicht empfohlen werden.

Solares Kühlen ist intuitiv eine gute Kombination, denn die Nachfrage nach Klimaanlage korreliert oft recht gut mit der Verfügbarkeit der Sonne. Je heißer und sonniger der Tag ist, desto mehr Klimatisierung ist erforderlich. Die Hauptvorteile sind:

- Es kann Strom gespart und damit die Verwendung konventioneller Primärenergieträger bzw. der Ausstoß an Treibhausgasemissionen reduziert werden.
- Es können Strom Peaks reduziert werden und wenn solares Kühlen in der Breite Anwendung findet lassen sich auch Kosten der Stromnetzinfrastruktur reduzieren.

Das Interesse an Solarem Kühlen hat die letzten 10 Jahre stetig zugenommen. Laut einer Umfrage im Jahr 2014 (vgl. Abbildung 2.2) sind weltweit 1.200 Systeme in Betrieb (Mugnier 2014).

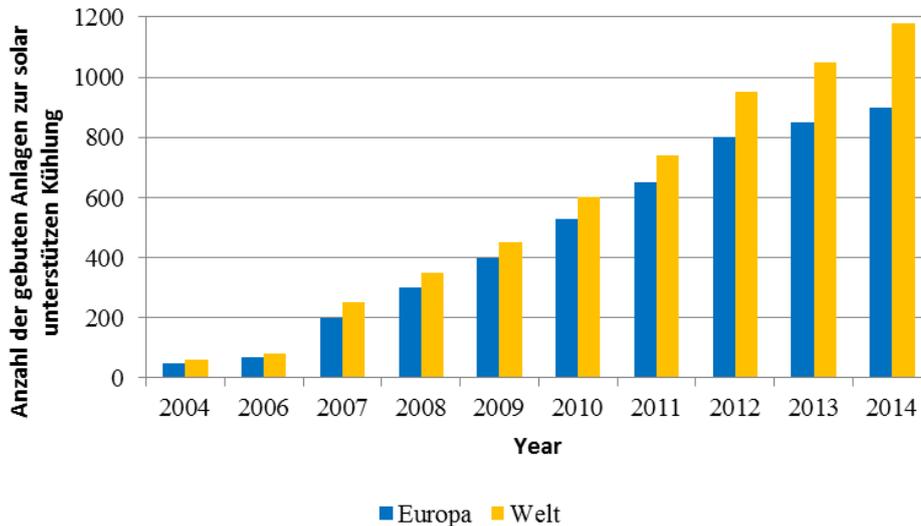


Abbildung 2.1: Geschätzte Anzahl der weltweit gebauten Anlagen zur solar unterstützten Kühlung (Mugnier 2014)

Solare Klimatisierung kann entweder als eine mit Photovoltaik betriebene Kompressionskältemaschine, oder eine solar thermisch betriebene Absorptionskältemaschine ausgeführt werden. Mehrere Studien in den letzten Jahren zeigen die Wettbewerbsfähigkeit von solarthermischen und PV-getriebenen Systemen. Je nach Randbedingung zeigt die eine oder andere Systemkonfiguration entsprechende Vorteile.

Bestehende vereinfachte Studien (z.B. Streicher et al. (2010), aber auch detailliertere Studien (z. B. Henning (2010), Eicker (2012), Wiemken et al. (2013)) bewerten beide Technologien unter verschiedenen Randbedingungen. Die Ergebnisse dieser Studien hängen von den klimatischen Bedingungen (Umgebungstemperatur, Einstrahlung), der Art der Anwendung (Brauchwarmwasser – DHW, Raumeizung – SH, Kühlung – C, etc.), der Größe, der Betriebsstunden des Systems usw. ab. Darüber hinaus zeigen sie, dass Systemkonfigurationen (Basis- oder Spitzenlast-Design) und unterschiedliche Kontrollstrategien einen entscheidenden Einfluss auf die erreichbaren nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsparungen haben. Auch unter verschiedenen ökonomischen Erwägungen können sich die Ergebnisse erheblich unterscheiden.

Beiden Technologien wird in etwa das gleiche Potential zur Primärenergieeinsparung ausgestellt, solange bei der thermischen Kühlung nur einstufige Prozesse berücksichtigt werden. Bei hohen Vollaststunden können die Solartechnologien sogar wirtschaftlich mit den Referenzanlagen mithalten. Aber im Allgemeinen erhalten in der Diskussion PV-getriebene Systeme mehr positive Anmerkungen als solarthermisch angetriebene Systeme. Oft zitierte Argumente betreffen Effizienz, Kosten und Handling von überschüssiger Energie.

Vor allem die stark sinkenden Kosten der PV-Module bzw. der Systemkosten (vgl. BSW 2017) und zusätzliche Fördermodelle tragen zur raschen Verbreitung des PV-unterstützten Heizens und Kühlens bei. Für Österreich existieren Studien der PV-Wärmepumpenkopplung in Kombination bzw. im Vergleich

zu Solarthermie-Anlagen im Bereich der Wärmeversorgung (Warmwasser und Heizung) der Wohngebäude. Diese unterschiedlichen Studien (z.B. Becke 2013, Ochs 2013, etc.) kommen durch die unterschiedlichen Randbedingungen zu unterschiedlichen Ergebnissen. Wichtig ist aber im Allgemeinen immer das Verhältnis von Heizungs- zu Warmwasserbedarf. Je höher der Bedarf an Wärme auf einem höheren Temperaturniveau (für Warmwasser) ist, desto eher hat die Solarthermie Vorteile. Klare Grenzen zur Anwendung der einen oder anderen Technologie gibt es nicht.

In Abbildung 2.3 werden die technischen (nicht-erneuerbare Primärenergieeinsparungen ($f_{sav,NRE}$) des SHC-Systems im Vergleich zu einem Referenzsystem) und die ökonomischen Ergebnisse (als Kostenverhältnis, welches das Verhältnis der Lebenszykluskosten der SHC-Variante zu einem Referenzsystem darstellt) für eine Handvoll ausgewählter gemessener und simulierter Beispiele aus dem IEA SHC Task 53 (Neyer, et al. 2016) gegenübergestellt.

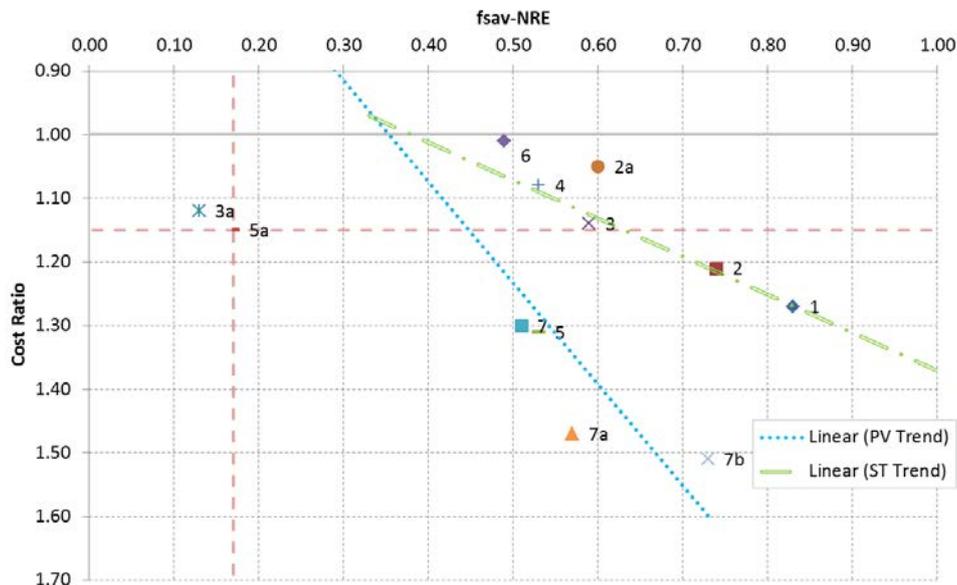


Abbildung 2.2: Kosten-Verhältnis (CostRatio) gegenüber nicht-erneuerbarer Primärenergieeinsparung ($f_{sav,NRE}$) von 7 analysierten Anlagen und Trends, die von PV- und ST-getriebenen Systemen unter verschiedenen Anwendungen, Systemgrößen und klimatischen Bedingungen erreicht werden (Neyer et al. 2016)

Die präsentierten Anlagen (ST und PV angetrieben) zeigen eine gute Performance, die zu nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsparungen von mehr als 50% führen. Keine der Anlagen kann ein Kosten Verhältnis unter 1 erreichen (bedeutet, Referenz ist günstiger). Der Trend zeigt, dass mehr Einsparungen zu höheren Kostenverhältnissen und damit zu teureren Anlagen führen. Die vier Solarthermie Anlagen (#1, #2, #3, #4) zeigen im Vergleich einen geringeren Gradienten als die drei PV-getriebenen Systeme (#5, #6, #7), was zu höheren Kosten bei gleicher Einsparung führt. Eine Sensitivitätsanalyse der Randbedingungen der Studie zeigt, dass PV und ST überschneidende Bereiche aufweisen. Um ökonomisch wettbewerbsfähig zu werden, müssen zuerst die Investitionskosten reduziert und dann die Effizienz der Systeme erhöht werden. Kostenwettbewerbsfähigkeit ist für beide Technologien erreichbar und beide Technologien haben ihre Vorteile und sind in zukünftigen Systemen notwendig.

Solares Kühlen (speziell solar thermisches Kühlen) weist aufgrund der notwendigen Investitionen in die Infrastruktur (Solarkollektoren usw.), höhere Investitionskosten als herkömmliche Kühlsysteme auf. Im Gegensatz dazu müssen konventionelle Systeme stattdessen die jährlichen Kosten für ihre Primärenergieversorgung zahlen. Die höheren Kosten eines solar betriebenen Systems müssen sich durch die reduzierten Betriebs- und Wartungskosten amortisieren.

Die annualisierte Lebenszykluskostenverteilung für ein solar thermisches System im Vergleich zu einem konventionellen System ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Die Hauptkosten des SHC-Systems sind auf die Investitionskosten zurückzuführen, welche inklusive den Wiederbeschaffungskosten bis zu 65% ausmachen. Im Gegensatz dazu sind die Haupt-Kostentreiber für das konventionelle System Energie- und Stromkosten, welche sich in diesem Beispiel zu 60% summieren.

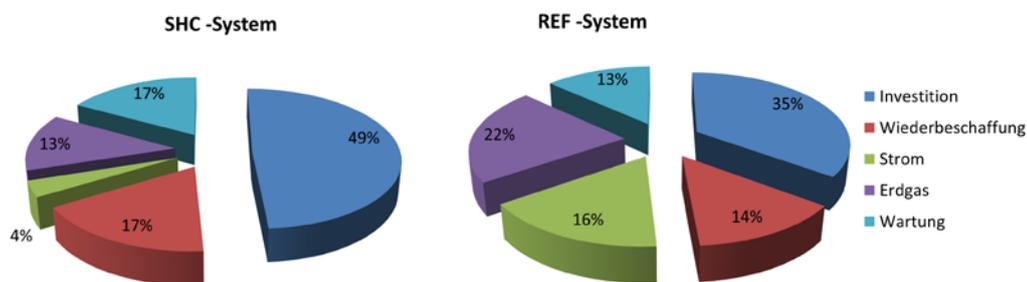


Abbildung 2.3: Vergleich der Kosten (Mugnier, et al. 2017) eines solarthermisch betriebenen (links) mit denen eines herkömmlich betriebenen HLK- System (rechts)

Zusammenfassend können die drei wesentlichen technischen Schachpunkte auf Systemebene bei der Umsetzung von solarem Kühlen (Mugnier, 2014) wie folgt benannt werden.

- Effiziente Rückkühlwerke
- Energiemanagement (Speicherung, Systemdesign & Regelung)
- Engpass: gut ausgebildete Techniker fast nicht verfügbar

2.1.2 Kältemaschinen und Wärmepumpen

Von zentraler Bedeutung bei den solarelektrischen Systemen ist die energetischen Effizienz konventioneller Kälte- und Wärmepumpentechnik, sowie deren Teillastverhalten und die Regelcharakteristik der Systeme.

Die erreichbaren Leistungszahlen (engl. COP) bzw. Arbeitszahlen (engl. SCOP) von Wärmepumpen hängen stark von der Wärmequelle (Luft, Erdreich, Grundwasser) ab. SCOP Werte >5 sind heute unter günstigen Bedingungen durchwegs erreichbar und können durch eine Verdichter-Drehzahlregelung, vor allem bei den häufig eingesetzten Luft-Wärmepumpen, durch eine Erweiterung des Regelbereichs noch verbessert werden.

Die Kennwerte „energy efficiency ratio“ (EER, Leistungszahl) bzw. „seasonal energy efficiency ratio“ (SEER, Arbeitszahl) von Kompressionskältemaschinen hängen stark von den geforderten Temperaturniveaus ab (Verdampfung, Kondensation). Eine Leistungsregelung erfolgt nur in hochwertigen Anlagen in Abhängigkeit der Kaltwasser-Rücklauftemperatur. Als Kompressoren kommen in der Reihenfolge steigender Kälteleistung Rollkolben-, Scroll-, Hubkolben-, Schrauben- und Turbo-

Verdichter zum Einsatz. Alle Verdichtertypen sind durch Frequenzumrichter-Technologie (Drehzahlregelung), aber auch mittels Verdichter-Verbundkonfigurationen, für den effizienten Teillastbetrieb geeignet. Bei Schraubenverdichtern können auch Steuer- bzw. Überströmschieber eingesetzt werden. Die Entscheidung, welche Art der Teillastregelung angewendet wird, kann nur nach einer rechnerischen Überprüfung der Anlagenkonfiguration in Bezug auf Leistung, Leistungszahl und Investitionskosten getroffen werden.

Sowohl Wärmepumpen als auch Kompressionskältemaschinen weisen ein günstiges Teillastverhalten auf, weil die Hauptkomponenten Verdampfer und Kondensator auf den Vollastfall ausgelegt sind. Im Teillastfall wird durch die bessere Flächenausnutzung der Wärmetauscher der Temperaturhub zwischen Quelle und Senke verringert.

Außerdem muss die Ökodesign und Effizienzrichtlinie der EU (2012) berücksichtigt werden. Die Auswirkungen der Umsetzungen in Nationales Recht müssen bei aktuellen Projekten unbedingt beachtet werden. Zukünftig werden für die Kategorie „Room Air Conditioners“ je nach Leistungsgröße und System (Klimaanlagen, Split und Multisplit Geräten) hohe Anforderungen an den EER und COP bzw. SEER und SCOP gestellt. Die Effizienz soll dabei deutlich gesteigert werden, was in einen SEER von 4 bis zu 6 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{kWh}_{\text{kälte}}$ münden soll. Standardmäßig erreichen Referenzsysteme einen SPF (incl. System) von 2,8 (vgl. IEA SHC TASK 38, Sparber et al (2009) und Wiemken (2013)). Im Unterschied zum gewichteten stationären Normwert des SEER, ergibt sich der SPF aus Messungen oder Simulationen über die gesamte Kühlperiode inklusive der dynamischen Zustandsänderungen und Regelungsverhalten der Maschinen.

2.1.3 Reglerentwicklung

Während die solarhybriden Systeme Gegenstand grundsätzlicher Forschungsarbeit sind, hat sich der zeiteffiziente automatisierte Reglerentwurf und die Kopplung von Regelung (Software) mit dem zu regelnden System in einer Simulationsumgebung in praktisch allen Industrie-Branchen durchgesetzt. Diese Vorgehensweise wird mit den Schlagworten „Rapid-Prototyping“ sowie „Software-in-the-loop“ (SiL) bezeichnet, wird aber noch selten in der Entwicklung dynamisch geregelter Heizsysteme eingesetzt.

Die automatisierte Reglerentwicklung bietet den Vorteil, dass Reglereinstellungen, -algorithmen und -architektur schnell gefunden werden können. Dabei werden keine Beschädigungen an den Systemen verursacht und fehlerhafter oder ineffizienter Betrieb wird schon zu Beginn erkannt. Dieser Zeitvorteil ist gerade bei der Entwicklung von Heizsystemen ausschlaggebend, wo oft erst nach einer oder sogar mehreren Heizperioden ein schlecht eingestelltes Regelungssystem bemerkt und entsprechend adaptiert wird.

Der Entwurf von energieoptimalen Reglern ist für einfache (sogenannte lineare) Systeme durch unterschiedliche methodische Ansätze (Levine 1996: LQR – linear quadratic controller, PI-LQR oder ähnliche) möglich. Die in diesem Projekt behandelten Systeme sind komplexer und lassen sich im Allgemeinen nicht auf lineare Systeme reduzieren. Daher wird im Rahmen dieses Projektes der Weg der Betriebspunkt-Linearisierung und der LQR-Reglerentwürfe für unterschiedliche Arbeitsbereiche gewählt. Dies ist in ähnlicher Form in der Literatur als Gain Scheduling bekannt.

Gerade LQR-Regler benötigen im Allgemeinen viele Systemzustände der zu regelnden Komponenten, die zwar in der Simulation, aber üblicherweise nicht am realen System verfügbar sind. Diesem Umstand wird dadurch Rechnung getragen, dass bei der Reglerentwicklung dynamische Zustandsbeobachter (sogenannte Kalman-Filter (Gelb 2006)) in das Regelungskonzept mit integriert werden.

Alle verwendeten Verfahren bedienen sich der Lösung von Optimierungsproblemen, indem eine Kostenfunktion unter der Einhaltung von Nebenbedingungen minimiert werden muss (vgl. Wood & Wollenberg, 1996, Momoh et al., 1999a, Momoh et al., 1999b). Ein optimaler Betrieb von Systemen lässt sich somit prinzipiell auf die Lösung eines allgemeinen Optimierungsproblems zurückführen. Für komplexere (reale) Aufgabenstellungen wird zur Lösungsfindung meist eine Diskretisierung durchgeführt, d.h. man unterteilt den Zeitverlauf z.B. in Stundenwerte, wo Umgebungsbedingungen, Wärmebedarf und -lieferung konstant angenommen werden.

Daraus ergeben sich dann oft so genannte nichtkonvexe diskrete Optimierungsprobleme hoher Ordnung. Da auch diese meist sehr schwierig zu lösen sind, kommen für den Betrieb von Energieversorgungssystemen sehr oft linguistische Regeln („Expertenwissen“, wie z.B. „wenn die Einstrahlung hoch ist und der Speicher nicht geladen, dann ...“) zum Einsatz, dessen Wirkungsweise messtechnisch bestätigt ist.

In diesem Projekt werden diese Verfahren zur Konvexifizierung eingesetzt, um die diskreten Optimierungsprobleme der hohen Ordnung zu lösen. Diese Verfahren wurden im Projektkonsortium in abgeänderter Form bei der energieoptimalen Steuerung von Hybridfahrzeugen, sowie beim Energiemanagement einer solarthermischen Fernwärmeunterstützung bereits erfolgreich eingesetzt (vgl. Steinmaurer, 2003; Steinmaurer, 2007).

2.1.4 Modelle und Modellierung

Die eingesetzten Modelle der Komponenten beruhen meist auf Kennlinien. Damit wird eine Jahressimulation in kleinen Zeitschritten und annehmbaren Rechenzeiten überhaupt erst möglich. Um das Teillastverhalten adäquat abbilden zu können, sind genaue Modelle und die Quantität der Kennlinien entscheidend. Aus diesem Grund ist im Projekt SolarCoolingOpt (SCOpt 2010) u.a. ein neues Absorptionskältemaschinen-Modell (AKM) entwickelt worden. Dieses kann das Teillastverhalten der Maschine in entsprechender Genauigkeit abbilden.

Andere Kernkomponenten, wie z.B. der Kühlturm (KT) und die Kompressionskältemaschine sind noch unzureichend durchleuchtet worden. Wichtig dabei ist, wie die Modelle Teillast bzw. Teildurchströmung abbilden. Einerseits in der AKM bzw. KKM und andererseits im Kühlturm wasser- bzw. luftseitig. Bei allen drei Modellen sind in SolarHybrid Adaptierungen und Verbesserungen durchgeführt worden.

Eine fundierte Abschätzung des elektrischen Einsparpotentials im teillastbetriebenen Rückkühlkreis (MT-Kreis; Pumpe und Ventilator) bei korrektem thermischen Verhalten des Nass-KT-Modells hinsichtlich Kühlleistung (Luftströmung, Wasserverteilung über Rieselskörper, Verdunstungsrate, etc.) ist oft, auf Grund unzureichender Berücksichtigung von Teillast-Situation in der Modellierung, nicht möglich.

2.1.5 Bewertung

Ganzheitliche Bewertungen von Heizen, Kühlen und Stromerzeugung bzw. -verbrauch sollten als Standard gelten. Dennoch wird oft nur eine Anforderung betrachtet und dann nur einzelne Effizienzen angegeben (z.B. elektrische Arbeitszahl – SPF_{el}).

In diesem Projekt liegt der Fokus auf der nicht-erneuerbaren Primärenergie, da zeitgleich verschiedene Energieträger (Strom, Gas, etc.) im Einsatz sind. Dabei sind die sich in Zukunft ändernden Primärenergiefaktoren zu beachten. Die Auswirkungen auf die Kernaussagen zu den ausgearbeiteten Systemen müssen überprüft werden.

Die Wirtschaftlichkeit wird nach dem Stand der Technik mit Investitions-, Betriebs-, Wartungs- und Instandhaltungskosten berücksichtigt. Die aussagekräftigste Größe zur Bewertung sind die CO_2 Vermeidungskosten und die, mit der Annuitätenmethode berechneten, Wärme-/Kältegestehungskosten. Es müssen verschiedene, zukünftig mögliche Kostenszenarien zur Berücksichtigung der Investitionskosten und der Einspeisevergütung entwickelt werden. Die Herausforderung liegt in der richtigen Abschätzung der Lebensdauern der einzelnen Komponenten.

2.2 Verwendete Methoden

Das Projekt wurde in 5 Arbeitspakete gegliedert, Abbildung 2.5 zeigt den schematischen Ablauf des Projekts und den Zusammenhang der Arbeitspakete.

AP 1 Projektmanagement

Das gegenständliche Projekt wurde strukturiert abgearbeitet und mit Projektmanagement Tools geplant. In AP 1 wurde zusätzlich die Verbreitung der Ideen und Ergebnisse koordiniert.

AP 2 Stand der Technik

Es wurden ausführliche Recherchen und vorhandenes Wissen aus Vorprojekten zu folgenden Themen aufgearbeitet.

Modellierung von Systemen: Die systematische Analyse der Simulationsansätze und der Einzelmodelle auf deren Teillastfähigkeit und Anwendungsgrenzen bilden die notwendige Grundlage zur simulationstechnischen Abbildung und stellen die Basis zur automatisierten Reglerentwicklung und Optimierung dar.

Lastprofile: Eine weitere Grundlage bilden die Profile der Anwendungsfälle. Durch gezielte Auswahl und Aufbereitung werden die solarhybriden Konzepte für verschiedene Einsatzbereiche ausgelegt, optimiert und getestet. Der umgekehrte Weg, zuerst die Erzeugerprofile mit optimaler Abstimmung der Komponenten zu simulieren und dann die Anwendungen zu finden und ggf. den Restenergiebedarf zu decken, wird parallel beschritten.

AP 3 Einzelsysteme

Basierend auf dem Stand der Technik erfolgen die Optimierung der Einzelsysteme und das parallele Ausarbeiten von bisher noch offenen Fragestellungen. Alle Systeme werden mit minimaler

Komponentenanzahl ausgelegt und einer automationsgestützten Reglerentwicklung, mit Hilfe der dynamischen Anlagensimulationen, unterzogen.

Solarthermisches Heizen und Kühlen: Auf SCOpt (Endbericht: Nocke et al. 2014) basierend werden die entsprechenden vertiefenden Betrachtungen gestartet. Die weitere Anpassung der Regelungsstrategien auf die minimierten Komponenten und andere wirtschaftlich interessante Komponenten liegen im Fokus der Optimierung. Eine im Labor vorhandene AKM wird in Hardware-in-the-Loop Messungen an die speziellen Anforderungen angepasst und unter diesen Bedingungen getestet.

Solarelektrisches Heizen und Kühlen: Die Regelungsentwicklung und Hydraulik schemata zielen auf die Maximierung des Stromeigenverbrauchs ab. Aber auch das Teillastverhalten ist von zentraler Bedeutung.

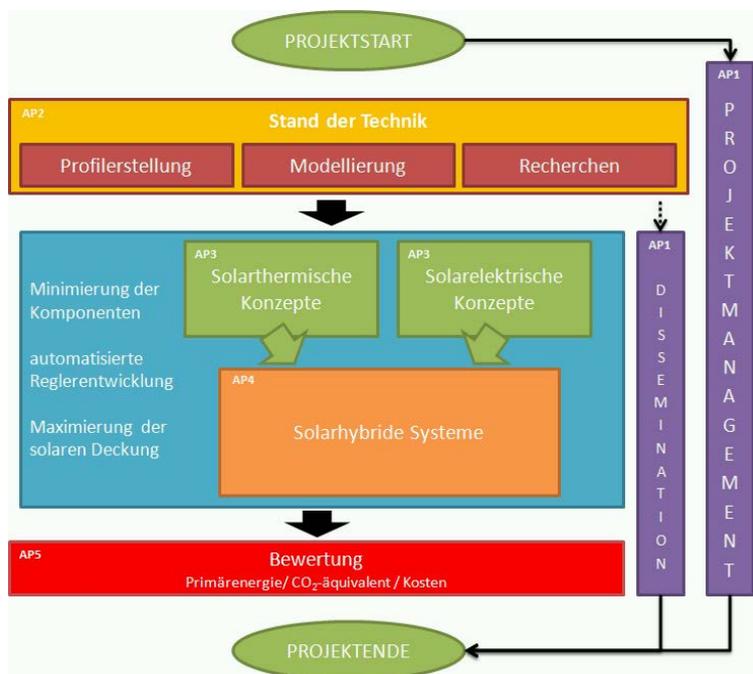


Abbildung 2.4: AP Struktur und übergreifende Arbeiten während des Projekts

AP 4 Hybridsysteme

Die methodische Herangehensweise ist dieselbe wie bei den Einzelsystemen. Durch geeignete Modelle werden umfangreiche dynamische Simulationsmodelle erstellt, welche als Grundlage zur automatisierten Reglerentwicklung und automationsgestützten Optimierung dienen. Wichtigster Ausgangspunkt sind dabei die optimierten Einzeltechnologien. Zusätzlich wird eine Anlagenkonfiguration (hybride Lösung für AKM/AWP und KKM/WP) für die Hardware-in-the-Loop Messungen gebaut, getestet und optimiert.

AP 6 Bewertung

Die Bewertung erfolgt methodisch nach technischen, wirtschaftlichen und ökologischen Aspekten entsprechend internationalen Standards des IEA SHC Task 48 bzw. 53, welche auf Arbeiten des Projektkonsortiums basieren. Durch umfangreiche Sensitivitätsanalysen werden die Auswirkungen geänderter technischer und wirtschaftlicher Randbedingungen auf die Key Performance Indikatoren (KPIs) festgehalten.

2.3 Vorgangsweise

2.3.1 Modelle & Modellierung

Die Regelstrategien von Anlagen zum solaren Kühlen sind, neben der korrekten Auslegung, für eine erfolgreiche und primärenergetisch sinnvolle Umsetzung entscheidend. Fortschrittliche Regelstrategien gehen speziell auf den, in vielen Fällen oft auftretenden, Teillastbereich ein. Eine der Möglichkeiten auf Teillast zu reagieren ist die dynamische Leistungsanpassung der Kältemaschine (AKM wie KKM) an den Kühllastgang. Die Modelle müssen daher speziell auch in diesem Teillastbereich ein realistisches Verhalten abbilden und detailliert auf die sich ändernden Randbedingungen reagieren.

- **Absorptionskältemaschine**

Das Betriebsverhalten einer single-/half-effect (SE/HE) Ammoniak/Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) Absorptionskältemaschine (AKM) ist im Vorgänger Projekt DAKTris (vgl. Neyer et al. 2016c) detailliert vermessen worden. Weitere Adaptierungen und Optimierungen der AKM für den Betrieb in hybriden Systemen sind im Zuge von SolarHybrid durchgeführt worden (Details in Kapitel 2.3.4 bzw. 3.3). Die Labormessungen beinhalten umfangreiche stationäre und dynamische Messreihen. Die Messergebnisse wurden zur Beschreibung der Charakteristik der Anlage ausgewertet und in ein Simulationsmodell, welches in Jahressimulationen verwendet wird, übergeführt.

Vor der Umsetzung des Modells in TRNSYS (Version 17.1) wurde eine Analyse von möglichen Modellansätzen durchgeführt. Ein Kriterium für die Bewertung der Modellansätze ist eine geringe Rechenzeit bei möglichst hoher Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Dies ist wesentlich, um eine Jahressimulation zu ermöglichen und gleichzeitig realitätsnahe Leistungsverläufe, wie auch Energiebilanzierungen abzubilden. Ein weiteres Kriterium ist die Variationsmöglichkeit der verwendeten Inputparameter (z.B. thermodynamische Eigenschaften, Geometrie von internen Komponenten), was zu verallgemeinerten Modellen führt und somit die Anpassung der Modelle an das dynamische Verhalten des PinkChillers PC19 zulässt.

Aufbauend auf einem semi-physikalischen EES-Modell (Engineering Equation Solver) der SE-AKM (Hannl et al. 2012) und der HE-AKM (Zotter et al. 2016) werden Kennlinienmodelle für die Jahressimulationen in TRNSYS abgeleitet. Die SE-AKM ist im Type 1002 (Neyer et al. 2013) und die Kombination SE/HE in Type 1005 (Neyer et al. 2015) integriert.

Hinter dem Kennlinienmodell steckt eine Matrix mit simulierten Leistungen (\dot{Q}_{LT} , \dot{Q}_{MT} , \dot{Q}_{HT}) bei unterschiedlichen Betriebsparametern (T , \dot{V}). Die beiden Konzepte können noch nicht im gleichen Detaillierungsgrad dargestellt werden. Das SE-Konzept wurde sehr detailliert ausgearbeitet und kann sechs unabhängige Inputs (6D) berücksichtigen. Das HE-Konzept bezieht die Abhängigkeit der Volumenströme von den Kennlinien noch nicht mit ein (3D). Die Eigenschaften bzw. Kennfelder der beiden Modelle sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

Tabelle 2.1: Eigenschaften und Grenzwerte der SE- und HE-AKM Kennlinienmodelle

Eigenschaft / Bereich	SE	HE
T_{HT} [°C]	75 – 80 – 85 – 90 – 95	75 – 80 – 85 – 90 – 95
T_{MT} [°C]	24 – 28 – 32 – 36	25 – 28 – 31 – 34 – 37 – 40
T_{LT} [°C]	6 – 9 – 12 – 15	-6 – -3 – 0 – 3 – 6 – 9 – 12
\dot{V}_{HT} [m³/h]	1 – 2 – 3 – 4 – 6	2 (GEN1 und GEN2)
\dot{V}_{MT} [m³/h]	1 – 1,5 – 3 – 4,5 – 6 – 9	5/4/3 (ABS1, ABS2, CON)
\dot{V}_{LT} [m³/h]	1 – 2 – 4,5 – 7	3,25
Betriebsparameter	9600	280
An-/Abfahrverhalten	Ja	Nein
Dynamik	Ja	Nein

Zusammenfassend steht ein Simulationsmodell zur Verfügung, welches neben einem breiten Kennfeld mit unterschiedlichen Temperaturen und Volumenströmen auch dynamische Effekte (im SE) realitätsnah abbilden kann. Mit diesem Modell werden die Jahressimulationen unter Berücksichtigung des On/Off-Verhaltens und von dynamischen Lastwechseln bzw. variablen Massenströmen in den externen Kreisen realisiert.

- **Kompressionskältemaschine**

Ähnlich wie bei thermisch angetriebenen Kältemaschinen werden für Jahressimulationen auch bei Kompressionskältemaschinen (KKM bzw. Wärmepumpen WP) häufig Kennfeldmodelle eingesetzt. Diese Kennfelder können durch ein geeignetes Verfahren mit einem Polynomansatz angenähert werden (Schwamberger 1991). Die Simulationsumgebungen CARNOT-Blockset, sowie TRNSYS beinhalten Modelle dieses Typs. In der Regel besitzen diese Modelle nur ein Vollastkennfeld für die vom Hersteller vorgegebenen Massenströme.

Es gibt vereinfachte Ansätze um das Teillastverhalten, zumindest bei Nennmassenstrom, abzubilden. Dabei ergibt sich der Teillast-EER je nach tatsächlich benötigter Kälteleistung. Häufig kommt es dabei aber zu einer Vermischung von Teillastverhalten und Temperaturabhängigkeit (z.B. in Breidenbach, 2009), wodurch das Modell diese Effekte nicht korrekt abbildet. Bei geänderten Temperaturbedingungen (vgl. Eurovent Bedingungen) wird gleichzeitig von (klimatisierungsbedingter) Teillast gesprochen.

Um dies zu verhindern und diese Effekte besser abzubilden, sind für mehrere KKM neue Kennlinienmodelle entwickelt worden. Anhand dieser können genauere Aussagen bezüglich der Effizienz der KKM im Jahresbetrieb getroffen werden. Im Zuge von SolarHybrid wurde das Modell vom Projektpartner ENGIE (ehemals COFELY) für KKM von vier Leistungsklassen (15, 20, 100, 250 kW mit jeweils angepassten internen Kreislaufdesign und Komponenten z.B. Kompressor, etc.) detailliert analysiert und in Kennlinien übergeführt.

Für kleine Kompressionskältemaschinen (20 kW) ohne Leistungsregelung (Taktbetrieb bei Teillast) kann eine einzige Teillastkennlinie (Part Load Ratio - PLR, beschreibt das Verhältnis der aktuellen Leistung zur nominellen Kapazität) für alle Betriebspunkte angenommen werden (Abbildung 2.6, links). Der PLF wird dann mit der nominellen elektrischen Leistungsaufnahme multipliziert und ergibt die in der jeweiligen Teillast benötigte Antriebsleistung.

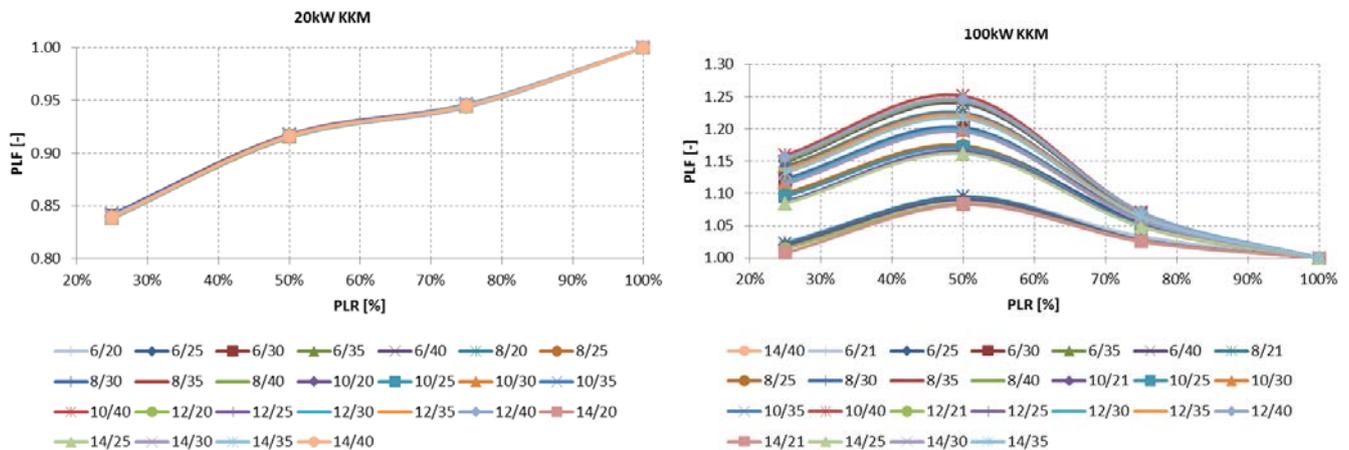


Abbildung 2.5: Teillastfaktor (PLF) für eine kleine (20 kW) und eine mittlere (100 kW) Kompressionskältemaschine bei unterschiedlichen Betriebsparameter (T_{LTaus} / T_{MTein})

Aus dem Datensatz für die leistungsgeregelte 100 kW KKM wird deutlich, dass sich der Teillastfaktor für veränderte Temperaturbedingungen unterschiedlich auswirkt (Abbildung 2.6, rechts). Die Kaltwassertemperatur hat einen vergleichsweise kleinen Einfluss auf den PLF und eine vereinfachte Kennlinie mit zwei unabhängigen Parametern (Kühlwassertemperatur, PLR) wäre ausreichend. Da aber keine passenden Standardkomponenten (Modelle) in TRNSYS verfügbar sind, wird ein komplettes (3D) Kennfeld in Abhängigkeit von Kalt- und Kühlwasser, sowie dem Teillastfaktor aus den Herstellerdaten interpoliert.

Das dynamische Verhalten (bei Start/Stopp bzw. Betriebspunktwechsel) wird vereinfacht mit Gliedern erster Ordnung abgebildet. Eine Abhängigkeit der Leistung bzw. des EER vom Volumenstrom ist derzeit nicht vorgesehen, kann aber, wenn die Datenlage des Herstellers es erlaubt, durch eine Erweiterung des Kennfeldes implementiert werden.

Auch für das im Zuge von SolarHybrid gebaute NH_3 -Kompressionskältemaschinen Funktionsmuster (vgl. Kapitel 2.3.4 und Kapitel 3.3) wurden entsprechende Kennlinienmodelle entwickelt. Das semi-physikalisches Modell der KKM wurde in EES (Luger 2017) erstellt und daraus ein 5D Kennfeld (LT-, MT-Temperaturen und Massenströme, Teillastfaktor) abgeleitet. Das abgeleitete Kennfeld wurde mit den stationären Messdaten (vgl. Kapitel 3.3.1) verglichen und für die Jahressimulationen angepasst. Die Abweichungen des 5D Modells liegen über die Testtage der dynamischen Lastgänge (vgl. Kapitel 3.3.3) der Hardware-in-the-Loop (HiL) Messungen bei 1-5%.

Folgend (Abbildung 2.7) sind die LT-Leistungen (Kaltwasser) und Effizienzen (EERs) der KKM in der geläufigen, oben beschriebenen, normierten Form dargestellt. Dafür werden Leistungen und EERs auf die maximale Leistung (100% Drehzahl, Heißgasbypass geschlossen) normiert. Die Darstellungen zeigen diese normierten Werte (x-Achse: PLR- Teillast, y-Achse: PLF - EER) bei unterschiedlichen Kaltwassereintritts- (LT_{RL} links: $12^\circ C$, rechts: $22^\circ C$) und unterschiedlichen Rückkühleintritts Temperaturen (MT_{VL} – Linien entsprechend Legende). Durch die Normierung des EERs ist dieser bei 100% Leistung 1, steigt bis circa 50% Leistung aufgrund der Drehzahlreduzierung und der besseren Ausnutzung der Wärmetauscher auf ein Maximum an und sinkt bei weiterer Reduzierung durch öffnen des Heißgasbypass auf ein Minimum.

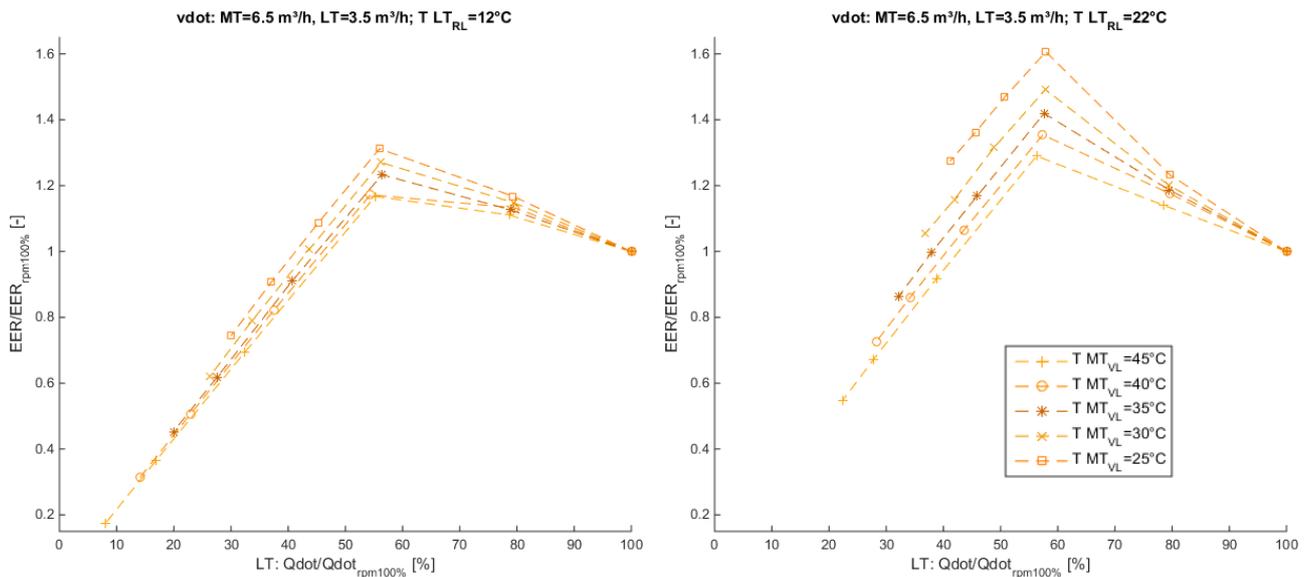


Abbildung 2.6: Normierte Kennfelder des Funktionsmusters in Bezug auf die maximale Leistung für unterschiedliche LT_{RL} Temperaturen (links 12°C, rechts 22°C) sowie MT_{VL} Temperaturen (Linien entsprechend Legende)

- **Kühlturm (KT)**

In TRNSYS existieren mit Type 510 und Type 821 zwei Modelle für geschlossene Nasskühltürme. Der Vorteil des Type 510 (typisches Grey Box Modell) besteht darin, dass das Modell anhand nur eines Betriebspunktes parametrieren kann, dies führt allerdings teilweise zu numerischen Problemen. Im Falle solcher Probleme ist ein Fit an Messdaten nötig. Type 510 wurde für den CARNOT-Blockset (für Simulationen in Matlab/Simulink) adaptiert, mit allen Vor- und Nachteilen des ursprünglichen TRNSYS-Modells.

Type 821 ist in die Gruppe der physikalischen Modelle einzuordnen. Zur Parametrierung ist eine Matrix aus Messdaten aus dem gesamten Betriebsbereich des Kühlturms notwendig. Das Modell bildet sowohl den Betrieb mit aktivierten als auch deaktivierten Sprühdüsen ab. Die mathematische Basis bildet das Merkel-Verfahren (VDI 2006). Durch Vereinfachung wird eine iterative Lösung möglich, was die Ausführungsgeschwindigkeit deutlich steigert.

Im CARNOT-Blockset wurde zusätzlich das Merkel-Verfahren ohne weitere Vereinfachung, für einen Nasskühlturm abgebildet. Die Ausführungsgeschwindigkeit ist niedriger als bei den TRNSYS Modellen, da hier in jedem Iterationsschritt eine numerische Integration stattfindet. Es besteht aber die Möglichkeit ein Kennfeld für alle relevanten Betriebspunkte vorab zu berechnen und dieses für die Simulation zu verwenden. Bei bekannten Konstruktionsdaten des Kühlturms sind, wie auch beim Type 821, grundsätzlich keine Messdaten zur Parametrierung für dieses Modell nötig. Gründe eine Parametrierung dennoch durchzuführen sind eine Erhöhung der Genauigkeit und die meist nicht bekannte Kennlinie des eingebauten Füllkörpers. Bei Verwendung einer typischen Füllkörperkennlinie liegt die Genauigkeit laut Literaturangaben bei -5%/+8% (Quasuk 2003). Die Genauigkeit bei, mit Hilfe von Messdaten parametrisierten Simulationen lag bei den bisher verfügbaren Betriebspunkten unter 5% Abweichung. Der geringe Fehler ist auf die, für das Modell günstigen Validierungsdaten zurückzuführen.

In SolarHybrid wird mit dem erweiterten Messdatensatz für den Kühlturmtyp GFD 090.1D/2x3-NS1C/4P.E der Firma Engie das Parameter Fitting durchgeführt. Es handelt sich dabei um einen Trockenkühlturm mit einer nominellen Leistung von 300 kW, welcher dann in den Simulationen skaliert verwendet wird. Es liegen Daten für 4 Leistungsbereiche jeweils bei Lufttemperaturen zwischen 15 und 35°C vor. In diesem Bereich konnte eine Genauigkeit von +/-2% der Kühlleistung erreicht werden. Der Fehler bei der Modellierung der elektrischen Leistung kann vernachlässigt werden.

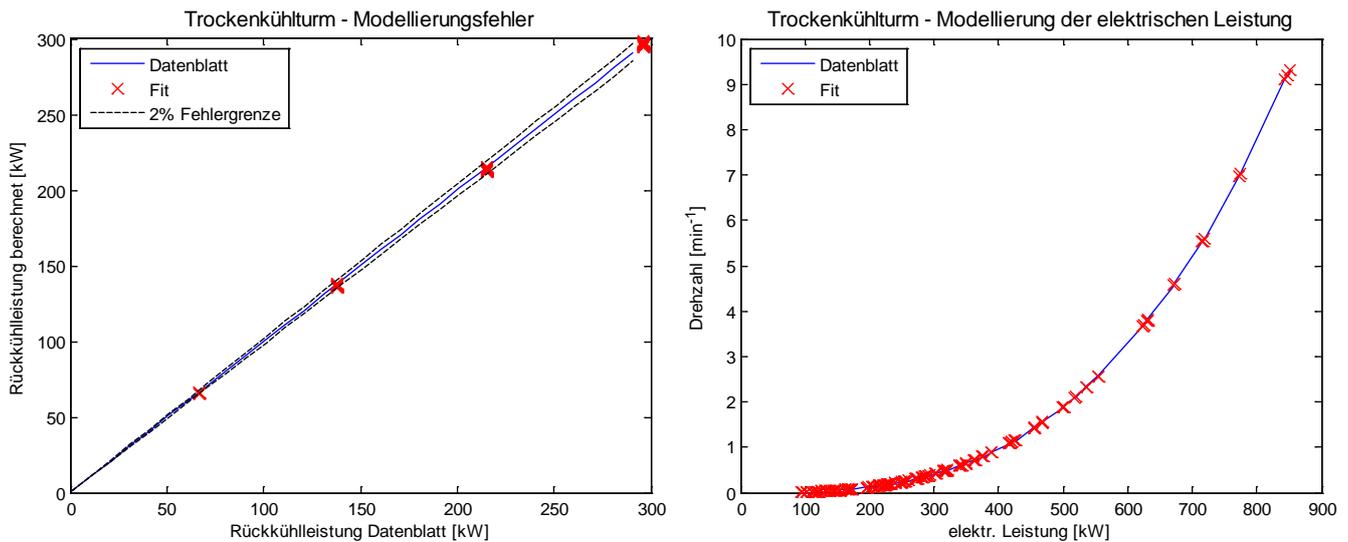


Abbildung 2.7: Modellfehler Rückkühl- (links) und der elektrische Leistung (rechts) des Kühlturms

- **Gesamtmodell (TRNSYS & Matlab)**

Allgemein ist hier ein Lastfile Ansatz umgesetzt worden. Eine vorangegangene Studie zum Vergleich des Lastfile Ansatzes und der gekoppelten Gebäude- und Anlagen Simulation zeigt übliche Abweichungen von 10-20% zwischen den beiden Ansätzen auf.

Durch geeignete Maßnahmen (z.B. Überprüfung, dass die geforderten Energien eingehalten werden) kann jedoch die Vergleichbarkeit zwischen unterschiedlichen Varianten mit dem Lastfileansatz besser erarbeitet werden. Deshalb und aufgrund der kürzeren Rechenzeit wurde der Lastfile Ansatz für alle Varianten verwendet. Dabei werden die zuvor berechneten Profile (siehe Kap. 2.3.3) als Datenreihen bestehend aus Leistungen und Temperaturniveaus eingelesen. Die Leistungen werden entsprechend der Vorgaben der Abgabesysteme (Temperaturspreizung) in einen Massenstrom umgelegt, etwaige minimale Anforderungen berücksichtigt und ins HVAC System geschickt. Das System versucht die geforderten Temperaturniveaus zu erreichen, etwaige Schwankungen bleiben unberücksichtigt bzw. ohne Rückwirkungen.

Für eine rasche Konvergenz ist bei diesem Modell die Reihenfolge der Einzelmodelle entscheidend. Erstens wird die Simulationszeit und zweitens die Genauigkeit wesentlich beeinflusst. Gerade wenn komplexe Kaskadennutzungen simuliert werden, ist ein besonderes Augenmerk auf das Konvergenzverhalten zu legen.

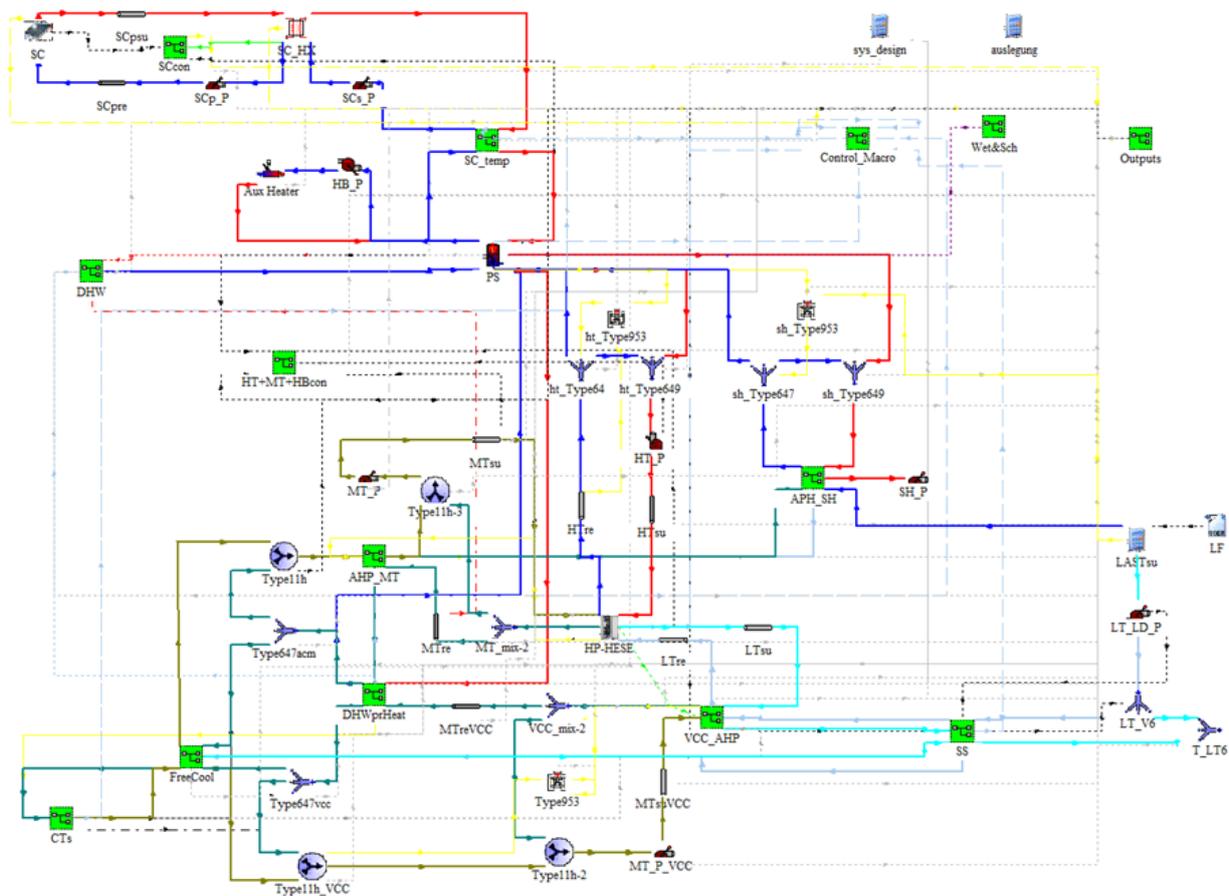


Abbildung 2.8: Systemsimulation in TRNSYS

Die hydraulischen Verschaltungen und Regelstrategien (vgl. Kapitel 2.3.7bis 2.3.9) sind in einem Gesamt-Simulationsmodell umgesetzt und die wichtigsten Plausibilitätsprüfungen durchgeführt worden. Es wurde ein sehr flexibles und schnell adaptierbares Simulations-Deck entwickelt, um alle in dem Projekt aufgelisteten Fragestellungen abarbeiten zu können. Ein Überblick des Modells und den darin enthaltenen Einzelmodellen (nach Kapitel 2.1.4) zeigt Abbildung 2.9.

2.3.2 Automatisierte Reglerentwicklung

Unter einer automatisierten Reglerentwicklung ist hier die Verwendung von mathematischen Optimierungsverfahren zur Auffindung eines Optimums einer mathematischen Kostenfunktion zu verstehen. Diese Kostenfunktion muss von den von der Regelung einstellbaren Parametern (den freien Parametern wie z.B. Pumpendrehzahlen) abhängen und in eindeutiger Art und Weise die zu minimierende Größe (z.B. Primärenergieaufwand) abbilden.

Die Optimierung wird während der Laufzeit des Systems in fixen Zeitintervallen mit jeweils aktuellen Messdaten ausgeführt, um die optimale Betriebsstrategie, welche die Kostenfunktion minimiert zu erhalten. Die berechnete optimale Betriebsstrategie wird solange verwendet, bis nach Ablauf des Zeitintervalls eine erneute Berechnung erfolgt.

Grundvoraussetzung für die Anwendung einer derartigen „Receding Horizon“ Regelung sind mathematische Modelle der verwendeten Komponenten. Falls die Komponenten mit ausreichender

Genauigkeit durch lineare Modelle beschrieben werden können, so ergibt sich ein lineares Optimierungsproblem welches mit Standardverfahren gelöst werden kann. Eine eindeutige Lösung kann garantiert in einer abschätzbaren Zeit gefunden werden. Falls die Beschreibung der Komponenten mit linearen Modellen nicht ausreichend genau ist, müssen nichtlineare Modelle verwendet werden, was die Optimierungsaufgabe ungleich komplexer macht. Es existieren zwar eine Vielzahl an Optimierungsverfahren für die Lösung nichtlinearer Optimierungsprobleme, eine Garantie zur Auffindung des (globalen) Optimums sowie eine Abschätzung der dafür erforderlichen Zeit kann jedoch im Allgemeinen nicht gegeben werden.

Die automatisierte Reglerentwicklung wird für ein konkretes System entworfen. Zunächst wurden aus der Literatur bekannte Verfahren analysiert um die prinzipielle Anwendbarkeit und etwaige Probleme abzuschätzen. Aus den in der Literatur verfügbaren Ergebnissen können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden

- Die Modellierung von solarthermischen Systemen resultiert in nichtlinearen Beschreibungen da sich die Energien aus der Multiplikation von Massenströmen und Temperaturen ergeben.
- Die Linearisierung der Modelle um einen Arbeitspunkt ist möglich, allerdings kann das System dann nur in einem sehr begrenzten Bereich (der Temperaturen und Massenströme) um einen Nominalwert betrieben werden.
- Bei der Integration eines Schichtspeichers muss abhängig von der Schichthöhe linearisiert werden, d.h. es ergeben sich mehrere gekoppelte lineare Modelle.
- Bei der Verwendung einer prädiktiven Regelung werden die Modelle zur Vorhersage zukünftiger Szenarien eingesetzt. Da die zukünftigen Werte stark von dem ursprünglich zur Linearisierung angenommenen Nominalwerten abweichen, ist eine fortlaufende Linearisierung entlang einer Trajektorie notwendig (kein einfacher Gain Scheduling Ansatz)
- Obwohl dieser Ansatz der fortlaufenden Linearisierung prinzipiell möglich ist, ist bekannt, dass hierbei die Rechenzeiten erheblich steigen.

Es wurde entschieden für die weiteren regelungstechnischen Betrachtungen ein System aufzubauen, bestehend aus

- Solarthermischer Anlage
- Geschichtetem Warmwasserspeicher
- Externem Wärmetauscher
- Nachheizung
- Warmwasserverbrauch, hinterlegt durch Verbrauchsprofile d.h. kein math. Modell
- Absorptionskältemaschine

Zunächst wurde versucht, die einzelnen Komponenten möglichst gut durch lineare Modelle abzubilden. Es wurde allerdings nicht der Ansatz einer physikalischen Modellbildung basierend auf Erhaltungssätzen verfolgt, sondern die Modellierung mittels aufgenommenen Messdaten an realen Systemen. Da die realen Systeme nicht zur Verfügung standen, wurden Daten mit „komplexen“ Simulationsmodellen

generiert, die anschließend zur Identifikation von vereinfachten, zur Regelung verwendbaren, Modellen zur Anwendung kommen.

Schlussfolgerung Kollektormodell

Das datenbasierte lineare Kollektormodell beschreibt das nichtlineare Simulationsmodell mit Abweichungen bei der Ausgangstemperatur im Bereich von 10°C. Die Fehlerverteilung zeigt, dass hohe Abweichungen selten auftreten. Um das Modell zu bestimmen sind zunächst genügend lange und ausreichend informative Messungen notwendig. Das Modell scheint geeignet, um in einer Receding Horizon Optimierung verwendet zu werden.

Schlussfolgerung Schichtspeichermodell

Bei wenigen Schichten (ca. kleiner 6) lässt sich auch hier mit linearen Modellen, abgestimmt auf Messdaten, eine genügende Modellqualität erzielen. Für reale Anwendungen und vor allem bei größeren Speichern sind allerdings wesentlich größere Anzahl an Schichten erforderlich.

Das Problem besteht darin, dass mit steigender Anzahl Schichten die Anzahl der zu bestimmenden Parameter überproportional ansteigt. Um diese Parameter dann bestimmen zu können sind längere Datensätze notwendig. Diese Vielzahl an Datenpunkten und Parametern führt aber zu einer schlechten Konditionierung des zugeordneten Optimierungsproblems zur Bestimmung der Schätzwerte, d.h. die Parameter können numerisch nicht mehr bestimmt werden.

Es scheint daher nicht möglich für die Receding Horizon optimale Regelung ein lineares Modell eines Schichtspeichers verwenden zu können. Dies wird durch das Fehlen entsprechender Ergebnisse in der Literatur bestätigt.

Regelstrategie für die Jahressimulationen

Ziel der prädiktiven Regelung ist, die Nutzungsdauer der AKM zu erhöhen. Bei der Standard Regelung wird die AKM eingeschaltet, falls die Temperatur im Speicher auf 80% der Höhe 75°C übersteigt und läuft, bis diese Temperatur unterhalb von 65°C fällt. Der Solarkreis wird aus der untersten Schicht des Speichers gespeist, wodurch sich der bestmögliche Wirkungsgrad der Solaranlage ergibt.

An manchen Tagen reicht die Einstrahlung nicht aus bzw. ist der Verbrauch an Warmwasser zu groß, um die geforderten 75°C zu erreichen. Falls diese Temperatur nur sehr knapp nicht erreicht wird, besteht die Möglichkeit den Solarkreis mit einer höheren Eingangstemperatur aus dem Speicher zu versorgen, um eine höhere Ausgangstemperatur zu erzielen. Dadurch verschlechtert sich zwar der Wirkungsgrad, es besteht jedoch die Möglichkeit die AKM in Betrieb zu nehmen. Durch diese potentielle Erhöhung der Vollaststunden der relativ gesehen teureren Komponenten kann die gesamte Wirtschaftlichkeit erhöht werden.

Die Regelstrategie wurde folgendermaßen implementiert:

- Prädiktion der nächsten 24 Stunden mit perfekter Wettervorhersage und einem Prädiktionsmodell, das auch der später simulierten "Wirklichkeit" entspricht (beides sind idealisierte Annahmen und in weiteren Untersuchungen muss die Robustheit gegenüber Fehlern in den Prognosen und Modellfehlern noch abgeschätzt werden).

- Der Solarkreis wird aus der untersten Schicht des Speichers versorgt.
- Im Zeitraum zwischen 07:00 und 16:00 wird die Temperatur des Speichers auf 80% Höhe (T_{T80}) bewertet.
- Falls $65^{\circ}\text{C} < T_{T80} < 76^{\circ}\text{C}$ wird die Temperaturvorgabe des Solarkreises abgeändert.
- Falls $T_{T80} \leq 65^{\circ}\text{C}$ oder $T_{T80} \geq 76^{\circ}\text{C}$ wird an der Temperaturvorgabe nichts geändert.
- Bei einer geplanten Änderung der Temperaturvorgabe wird der Zeitpunkt der maximalen Temperatur von T_{T80} ermittelt und 2 Stunden vorher die Temperatur des Zulaufs der Solaranlage vom Speicher auf 70°C gemischt. Dadurch besteht die Möglichkeit, den Speicher höher aufzuheizen und die AKM in Betrieb zu setzen.

Anmerkung: falls der Speicher ohnehin so weit aufgewärmt wird, dass $T_{T80} \geq 76^{\circ}\text{C}$, muss an der ursprünglichen Regelstrategie nichts geändert werden. Falls die Temperatur im Speicher $T_{T80} \leq 65^{\circ}\text{C}$ ist, kann auch eine geänderte Betriebsführung nicht dazu führen dass die AKM in Betrieb gesetzt wird (dieser Temperaturlevel hängt natürlich von der erwarteten Einstrahlung ab, wird hier aber als konstant angenommen); da der Solarkreis Massenstromgeregelt ist wird bei einer Vorlauftemperatur von 70°C eine Rücklauftemperatur von 80°C eingeregelt.

2.3.3 Lastprofile

Bei der Definition der Lastprofile (Wärme, Kälte, Warmwasser und Strombedarf) wurden zwei unterschiedliche Methoden angewandt.

- (1) Definition und Simulation von Lastprofilen und Anpassung der Haustechnik-Systeme an diese Profile.
- (2) Das Hybridsystem wird sinnvoll zusammengestellt und es wird überprüft, welche Energiemengen geliefert werden können (erstellen eines Erzeugerprofils/Potentialstudie), um anschließend die passende Anwendung zu finden.

Als **Lastprofil** wurde einerseits ein Verwaltungsgebäude und andererseits ein Hotel in detaillierten 3D-Gebäudesimulationen abgebildet und die resultierenden Lastgänge in den Anlagensimulationen verwendet. Die Profile wurden jeweils unter verschiedenen Randbedingungen analysiert (Standort, interne Lasten, DHW-Bedarf, etc.) und die Einzelanlagen sowie hybriden Anlagenkonfigurationen entsprechend angepasst eingesetzt.

Hinter der Erstellung des Lastfiles, welches die spezifischen Profile für Heizen, Warmwasser, Kühlen und Strom beinhalten, steckt eine 3D TRNSYS Gebäudesimulation mit entsprechenden Annahmen und hinterlegten Lastreihen und Regelstrategien. Die Definitionen der Randbedingungen erfolgen nach verschiedenen Normen (u.a. SIA 2024, ÖNORM EN 12464, ÖNORM EN 15193, etc.) und Erfahrungswerten aus früheren Arbeiten (z.B. SolarCoolingOpt, etc.). Entscheidend für die Lastprofile ist letztlich die Auslastung bzw. Gleichzeitigkeit der unterschiedlichen Verbraucher bzw. Lasten.

- Hotelprofil

Unter anderem sollen in dieser Arbeit die Auswirkungen von unterschiedlichen Profilen (z.B. mit/ohne DHW) auf die technischen und wirtschaftlichen Kennzahlen erörtert werden. Ein geeignetes Profil dafür stellt ein Hotel dar. Es bietet ganzjährige zeitgleiche Anforderungen an Wärme und Kälte auf unterschiedlichem Niveau. Zu diesem Zweck wurde von Gritzer (2017) ein entsprechendes Gebäude-Simulationsmodell erstellt.

Es wurde das Profil für ein 4-Stern 240 Betten Hotel nach den Standard Regelwerken Heisel (2013) und Neufert & Kister (2012) entworfen. Sowohl die Geometrie (Abbildung 2.10), die Konstruktionen als auch Regelstrategien bestimmen die Lastenreihen bzw. den Energiebedarf. Das Gebäude ist nach Süden orientiert und besteht aus sechs unterschiedlichen Nutzungszonen (Zimmer, Rezeption, Lobby, Bar/Restaurant, Küche, Spa incl. Pool). Die Gesamtfläche des Gebäudes beträgt 10'080 m², das Volumen 38'304 m³. Die Gebäudehülle repräsentiert einen guten Baustandard (aber nicht Passivhaus) mit U-Werten um 0,2 W/(m².K) für opake Bauteile und ca. 1 W/(m².K) für Fenster. Es erfolgt eine konstruktive Verschattung durch Balkone und zusätzlich eine aktive Verschattung.

Je Zone werden zwei zeitabhängige interne Lastreihen eingebracht. Eine für Personen und eine für elektrische Verbraucher (Licht, Geräte, etc.). Alle Lasten wirken konvektiv und radiativ, die Aufteilung erfolgt entsprechend der jeweiligen Eigenschaften der Lasten. Die Profile sind tageweise definiert und ändern sich monatlich. Die Lüftung ist mit einer Wärmerückgewinnung ausgestattet und die Luftwechselraten für jede Nutzung definiert. Auch die gewählten Min/Max Temperaturen bzw. Solltemperaturen sind für die Zonen unterschiedlich.

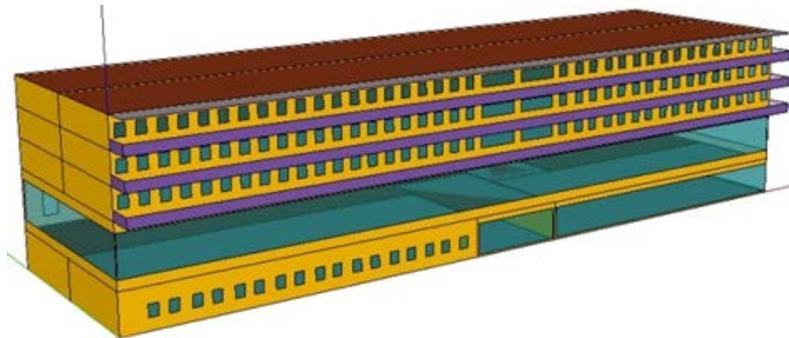


Abbildung 2.9: Referenzgebäude des Hotelprofils (Gritzer, 2017)

Mit den genannten Randbedingungen ergeben sich abhängig vom Klimata (z.B. Innsbruck, Sevilla, etc.) die entsprechenden maximalen Heiz- bzw. Kühllasten. Diese Lasten werden für die Auslegung der Gebäudetechnik herangezogen. Einen Überblick zu den wichtigsten Werten der Klimazonen, Lasten und Energiebedarfe gibt Tabelle 2.2. Dabei werden Wetterdaten verwendet, die mit Meteonorm (2015) erstellt wurden. Es wird jeweils die Periode 1991-2010 für die Strahlungsdaten und die Periode 2000-2009 für die Temperatur mit den Standardmittelwerten zur Berechnung des Jahresprofils an den jeweiligen Standorten herangezogen.

Tabelle 2.2: Zusammenfassung der Klimadaten (Meteonorm, 2015), Lasten und des Energiebedarfs an den gewählten Standorten nach

Eigenschaft		Innsbruck (IBK)	Sevilla (SEV)
Klima nach Köppen		Dfb	Csa
Mittlere Jahrestemperatur	°C	9,2	19,8
Durchschn. relative Feuchte	%	72,6	60,8
Mittlere Feuchtkugeltemperatur	°C	6,6	14,5
Einstrahlung auf horizontale Ebene	kWh/(m ² .a)	1140	1929
Heizlast	kW	190	38
Pool	kW	208	205
DHW	kW	260	260
Kühllast Klimatisierung	kW	80	135
HWB	kWh/(m ² .a)	26,9	0,7
Pool	kWh/(m ² .a)	76	64,9
DHW	kWh/(m ² .a)	55,8	55,8
KB (Kühlraum)	kWh/(m ² .a)	2,4	2,4
KB (Klimatisierung)	kWh/(m ² .a)	8,5	31,3
Strom (Haushalt incl. Beleuchtung)	kWh/(m ² .a)	51,3	46,9

Selbst in Innsbruck ist durch die Küche bzw. das Restaurant ganzjährig ein Kühlbedarf gegeben. Die Hauptkühlsaison liegt allerdings klar zwischen den Stunden 3000 und 7000. Der Heizbedarf ist in der restlichen Zeit ordentlich ausgeprägt. Pool und Warmwasserbedarf sind recht konstant und nur von der monatsweisen Schwankung der Belegung abhängig. In Sevilla ist kaum ein Heizbedarf gegeben, dafür ist der Kühlbedarf entsprechend hoch und ganzjährig vorhanden. Warmwasser und Pool verhalten sich ähnlich wie in Innsbruck (gleiches Belegungs-Profil).

- Büroprofi

Das Gebäudemodell baut auf den Simulationen von SolarCoolingOpt (SCopt 2010) auf. Es wird ein 900 m² Büro mit Fenster/Wand-Verhältnis von 0,5 am Standort Wien betrachtet. Das Gebäudemodell wird pro Stockwerk in vier Umfangszonen und eine Kernzone unterteilt. Dies ist ein gängiger Ansatz um sowohl solare Gewinne, abhängig der Ausrichtung als auch die Speichermassen im Kern des Gebäudes richtig abzubilden. Es wird für das 3-stöckige Bürogebäude hinsichtlich Nutzung in 30 % Empfangsbereich im EG, 10 % Sitzungszimmer im EG und die sonstigen Flächen als Einzel- und Gruppenbüros aufgeteilt.

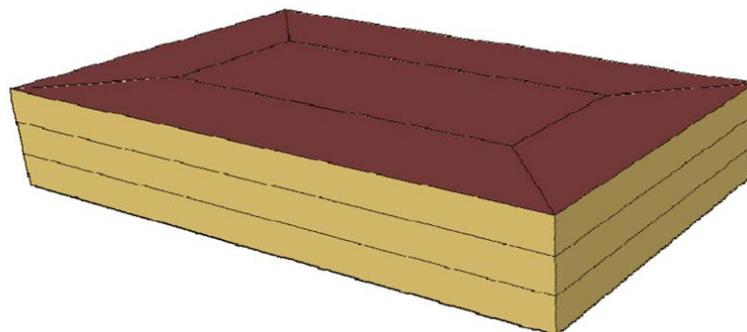


Abbildung 2.10: Vereinfachtes Modell eines Bürogebäudes mit den entsprechenden Zonen (Nocke et al. 2014)

Als Gebäudestandard sind die definierten U-Werte aus Nocke et al. (2014) übernommen worden. Für die Hüllflächen gelten U-Werte von 0,15 bis 0,25 W/(m².K) und für die Dreifach-Verglasung ein Wert von 0,7 W/(m².K). Die Verschattung erfolgt geregelt und ist extern positioniert. Eine Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung (WRG, 85%) mit 36 m³/(h.Person) ist aktiv, was einen nominellen Luftwechsel von 1,44 h⁻¹ ergibt. Die Solltemperaturen sind auf 21°C (Sommer) bzw. 26°C (Winter) gesetzt und werden mit einer idealen Heizung/Kühlung erfüllt. Das fünf Tage Lastprofil (Wochenende ohne Betrieb) setzt sich aus Personen, Beleuchtung, Geräte, etc. zusammen und teilen sich in radiative (bis ca. 6 W/m²), konvektive (bis ca. 10 W/m²) und Feuchte (bis ca. 5 g/m²) Lasten.

Um den Gesamtenergiebedarf der Gebäude zu vervollständigen, wird auf Strom Lastprofile von EVUs zurückgegriffen. Es handelt sich dabei um gemessene 1/4 stündliche Leistungsangaben die vom jeweiligen Netzbetreiber erfasst werden. Für Verbraucher mit einem Jahresverbrauch von mehr als 100.000 kWh/a werden die Lastgänge separat gemessen. Für alle anderen Verbraucher existieren Standardlastprofile (SLP). Es stehen die SLP von 2011-2014 zur Verfügung (E-Control 2015). Hier wird das zeitliche Verhalten eines typischen Endverbrauchers durch normierte branchenbezogene Verbrauchsmuster ersetzt. Durch die gemessene Jahresenergiemenge wird das Lastprofil im Nachhinein für die Verbrauchergruppen angepasst. Nach Bayer et al. (2011) liegt der Stromverbrauch in Büros zwischen 30 und 150 kWh/(m².a), als Benchmark gilt ein Verbrauch kleiner 30. Ein Anfangswert von 25 kWh/(m².a) wurde angenommen und das Profil (G1 von SLP) entsprechend skaliert und als interne Last integriert.

Die übergeordneten Randbedingungen für den Heiz- bzw. Kühlbetrieb sind:

Kühlung ON: Mo bis Fr von 8 – 18 Uhr, über Fancoil (10/15°C)

Heizung ON: Mo bis Fr von 6 – 20 Uhr, über Fancoil (52/42°C)

Fünf alternative Heiz- und Kühlbedarfsvarianten werden durch Veränderung der internen Lasten und Schattierungsfaktoren erreicht. Alle Variationen sind für dasselbe Bürogebäude mit Wiener Klima simuliert worden, die spezifische jährliche Heiz-/Kühlanforderungen für jede Variante ergeben sich zu

- Ca. 10/25 kWh/(m².a) ... (BUI10/25)
- Ca. 25/15 kWh/(m².a) ... (BUI25/15)
- Ca. 35/10 kWh/(m².a) ... (BUI35/10)
- Ca. 40/5 kWh/(m².a) ... (BUI40/05)
- Ca. 45/1 kWh/(m².a) ... (BUI45/01)

Das **Erzeugerprofil/Potentialstudie**: verschiedene Temperaturniveaus und Anwendungen zeigen sowohl für Solarthermie, PV und die hybriden Anlagen die maximal produzierbaren Energiemengen und erreichbaren Effizienzen auf. Folgende Varianten werden bei unterschiedlichen Temperaturniveaus, Regelstrategien sowie klimatischen Bedingungen betrachtet:

- a) **Kältebetrieb AKM und KKM**: Der Generator (HT-Kreis) der AKM ist direkt mit Solarthermie gekoppelt (ohne Speicher), KKM (kälteseitig in Serie geschaltet) kühlt den AKM Kälte (LT) - Austritt bei zu geringer Leistung der AKM weiter auf die gewünschte Soll-Vorlauftemperatur zum Verbraucher. Die MT-Kreise (Rückkühlung) von AKM und KKM sind dabei parallel

verschaltet und werden mittels trockenem Kühlturm rückgekühlt. Der notwendige Strom wird vom Netz bezogen.

- b) **Wärmepumpenbetrieb AKM** (ohne KKM): der HT-Kreis der AKM ist direkt mit Solarthermie gekoppelt, der Kältekreis (LT-Kreis) wird mit konstanter Eintrittstemperatur sowie konstantem Massenstrom betrieben, um das maximale WP-Potential zu ermitteln (vereinfachte Regelung, da keine konstante Austrittstemperatur); der MT-Kreis wird mit konstanter Eintrittstemperatur aber mit variablem Massenstrom betrieben, damit eine konstante Austrittstemperatur erreicht wird (Nutzen zur Beheizung). AKM wird im Single- sowie Half-Effekt (SE/HE) betrieben.
- c) **Wärmepumpen- sowie Kältebetrieb mittels AKM und KKM**: die AKM Verschaltung entsprechend Variante b), allerdings wird sowohl MT- als auch LT-seitig die KKM in Serie zur AKM geschaltet. Dabei stellt die KKM die notwendige Kälte bereit, um eine Soll-Austrittstemperatur des LT-Kreises zu erreichen und die Massenstromregelung des MT-Kreises regelt auf eine Soll-Austrittstemperatur aus der KKM, welche für Heizzwecke dient.
- d) **Kältebetrieb KKM**: in dieser Variante wird die KKM direkt mit einer Photovoltaik-Anlage gekoppelt und die maximal erreichbare Kälte erzeugt. Die Rückkühlung ist mit einem trockenen Rückkühler umgesetzt.

2.3.4 Funktionsmusterbau

Im Zuge des Projekts SolarHybrid wurden Funktionsmuster für eine Ammoniak/Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) Single-/Half-Effekt (SE/HE) Absorptionskältemaschine aufbauend auf dem Vorgängerprojekt DAKtris adaptiert und eine NH_3 Kompressionskältemaschine neu gebaut.

Die beiden Funktionsmuster sind entsprechend im Labor eingebaut worden und werden in einzelnen und hybriden Betriebsweise stationären und dynamischen Test unterzogen. Die beiden Funktionsmuster sind in Abbildung 2.12 zu sehen.



Abbildung 2.11: Im Labor des Arbeitsbereichs Energieeffizientes Bauen der Universität Innsbruck eingebauten Funktionsmuster der AKM (links) und KKM (rechts)

- Absorptionskältemaschine – AKM

Eine Absorptionskältemaschine ist eine thermisch angetriebene Kältemaschine, welche die Temperaturabhängigkeit von Absorption und Desorption eines Stoffpaares in Flüssigkeit nutzt. Das bedeutet, dass sie einen deutlich geringeren Hilfsstrombedarf als eine elektrisch angetriebenen Kompressionskältemaschine haben.

Das Absorptionsprinzip für den Single Effekt Kreislauf (Abbildung 2.13, links) ist nachfolgend erläutert:

- Das anfangs flüssige Kältemittel gelangt in den Verdampfer (EVA). Dort siedet es bei entsprechend niedrigem Druckniveau, nimmt Wärme auf und kühlt dadurch das Kaltwasser (LT) ab.
- Das vom Verdampfer kommende dampfförmige Kältemittel wird dann in einem Absorber (ABS) von einem Lösungsmittel unter Abgabe von Wärme absorbiert (reiche Lösung). Die im Absorber entstehende Wärme muss über den Kühlkreislauf (MT) abgeführt werden.
- Diese reiche Lösung wird von einer Pumpe auf ein hohes Druckniveau gebracht. Dem Lösungsmittel muss das Kältemittel dann wieder entzogen werden. Hierfür wird es über den Lösungs-Wärmetauscher (SHX) in den Austreiber gebracht. Die Löslichkeit des Kältemittels im Lösungsmittel ist bei höherer Temperatur geringer. Das Austreiben erfolgt daher durch Zufuhr von Hochtemperaturwärme (HT).
- Das wieder gasförmige Kältemittel kommt zum Kondensator, wo es kondensiert und die Kondensationswärme über den Kühlturm (MT) abgibt und dann über ein Druckreduktionsventil (Drossel) wieder in den Verdampfer gelangt. Das Lösungsmittel wird im Wärmetauscher abgekühlt und gelangt wieder zum Absorber.

Bei Anwendungen mit niedrigen Antriebstemperaturen (Beispiel BHKW-Rückkühlung) kann der einstufige Kälteprozess (Single-Effekt) hinsichtlich der maximalen Rückkühltemperaturen sehr begrenzt sein. Um einen Betrieb bei höheren Rückkühltemperaturen zu ermöglichen kann der Half-Effekt angewandt werden

Im Zuge des Projektes DAKTris wurde ein Funktionsmuster, welches zwischen SE und HE Effekt umschaltbar ist, gebaut. Die bestehende Kältemaschine PC19 (Pink, 2015) wird dabei komplett neu mit Plattenwärmetauscher, neuem Einspritzventil für das Kältemittel und neuer interner Regelung aufgebaut. Die Performance der SE & HE AKM (EER und \dot{Q}_{LT}) wird in detaillierten Labor-Messungen analysiert.

Beim Half-Effekt Kreislauf wird der Lösungsmittelkreislauf in zwei Stufen angelegt. Der Verdampfer (EVA) und Absorber (ABS1) der ersten Stufe arbeiten auf dem niedrigsten Drucklevel. Der Austreiber (GEN1) des ersten Kreises und der Absorber (ABS2) des zweiten Kreises arbeiten auf mittlerem Druckniveau. Der Generator (GEN2) der zweiten Stufe und der Kondensator (CON) auf höchstem Drucklevel. Im Half-Effekt reduziert sich der EER, auf Grund der doppelten Generator Leistung bei gleicher LT Leistung, um ca. die Hälfte.

Der SE-Kreislauf kann bis 35°C MT_{VL} betrieben werden, der HE bis 45°C. Über diesen Temperaturen sind keine für diese stationären und automatisiert erfassten Kennfelder stabile Betriebspunkte erzielt worden. Je nach Randbedingungen bricht der Kreislauf bei unterschiedlichen MT-Temperaturen (46-50°C) zusammen.

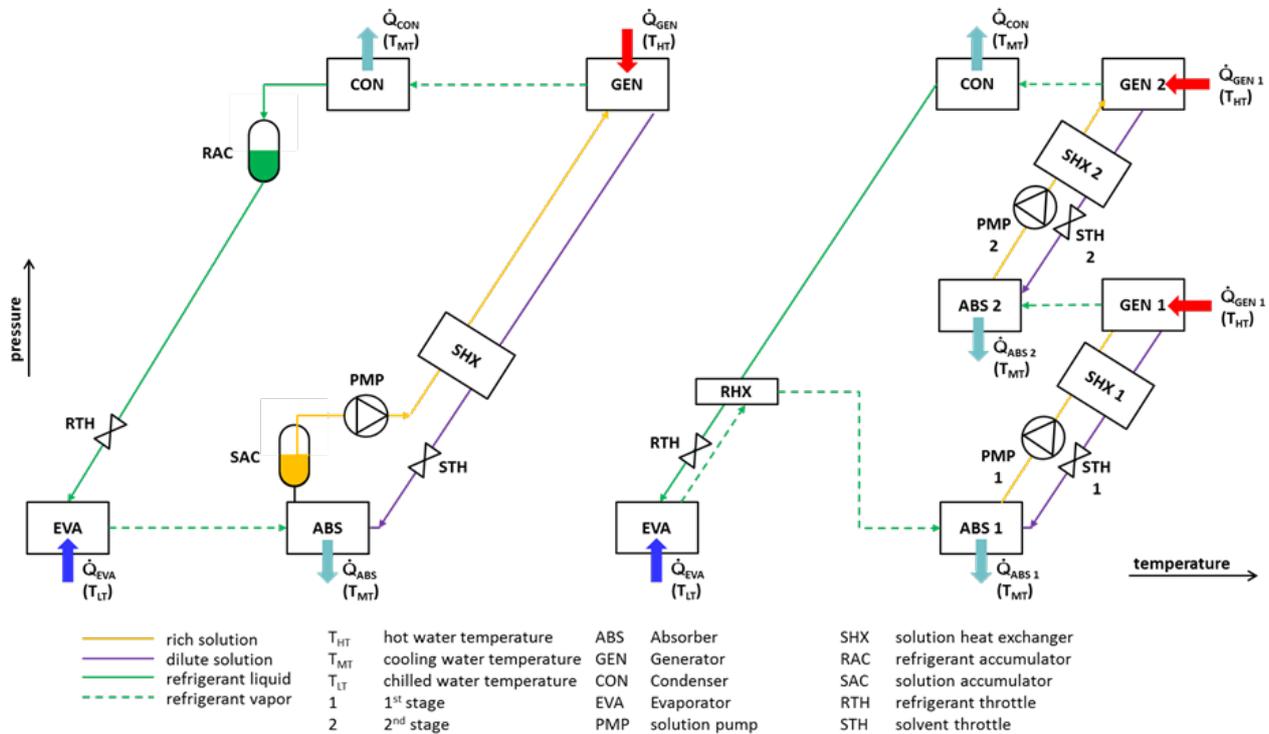


Abbildung 2.12: Kreislauf der Single Effekt (SE, links) und der Half-Effekt (HE- rechts) Absorptionskältemaschine (Neyer, et al., 2016c)

- Kompressionskältemaschine – KKM

Für den Bau der Kompressionskältemaschine diente der bestehende Pink-Absorber hinsichtlich der Auslegungskriterien (Kälteleistung, Temperaturniveaus,...) als Grundlage. Ziel war es, die KKM hydraulisch sowohl in Reihenschaltung als auch in Parallelschaltung zum Pink-Absorber zu betreiben. Für den Bau der Kompressionskältemaschine wurde für eine bessere Vergleichbarkeit das Kältemittel Ammoniak (R717) gewählt. Des Weiteren wird mit dem natürlichen Kältemittel den Kältemittelverordnungen entsprochen (1.1.2015, Nr. 517/2014).

Es wurde ein offener Hubkolbenverdichter gewählt und, um eine bestmögliche Energieeffizienz bei stufenloser Leistungsregulierung zu erreichen, mit einem Permanentmagnetmotor mit dazugehörigem Frequenzumformer ausgerüstet. Um auch Teillasten unter der minimal freigegeben Verdichterdrehzahl von 750 U/min zu ermöglichen, befindet sich im Kältekreis der Kompressionskältemaschine zusätzlich ein Heißgasbypass-Ventil. Der Verdampfer wurde überflutet im Thermosiphon mit einem darüber befindlichen Behälter zur Abscheidung des Kältemittels (Gas und Flüssigkeit) verbaut. Dadurch wird der Stromverbrauch der KKM weiter reduziert.

Da für den Betrieb eines Hubkolbenverdichters zur Schmierung ein Kältemaschinenöl notwendig ist, welches bei einer überfluteten Anlage im Verdampfer liegen bleibt, musste ein Weg gefunden werden, um das Öl ohne hohe Investitionskosten aus dem Verdampfer zurück in den Verdichter zu bringen. Da die Investitionskosten einer Ölrückführung mit einem Mineralöl bei dieser Baugröße im Verhältnis zu größeren Anlagen hoch sind, wurde stattdessen ein Öl gewählt, welches in Ammoniak teilweise löslich ist. Mit Hilfe eines in Ammoniak löslichen Öles kann durch Unterkühlung des flüssigen Ammoniaks (kältemittelseitig nach dem Verflüssiger) das Ammoniak-Ölgemisch aus dem Verdampfer zurück in die

Saugleitung zum Verdichter ausgedampft werden. Nachteil eines in Kältemittel löslichen Öles ist, dass bei falscher Handhabung der Verdichter durch fehlende Schmierung Schaden nehmen kann.

Nach ersten Versuchen am Prüfstand wurde ein Sammler am Austritt des Verflüssigers inkl. einer Niveausonde am Verdampferzulauf nachgerüstet. In Summe konnte ein stabiler Betrieb über einen weiten Bereich an Betriebsbedingungen erreicht werden.

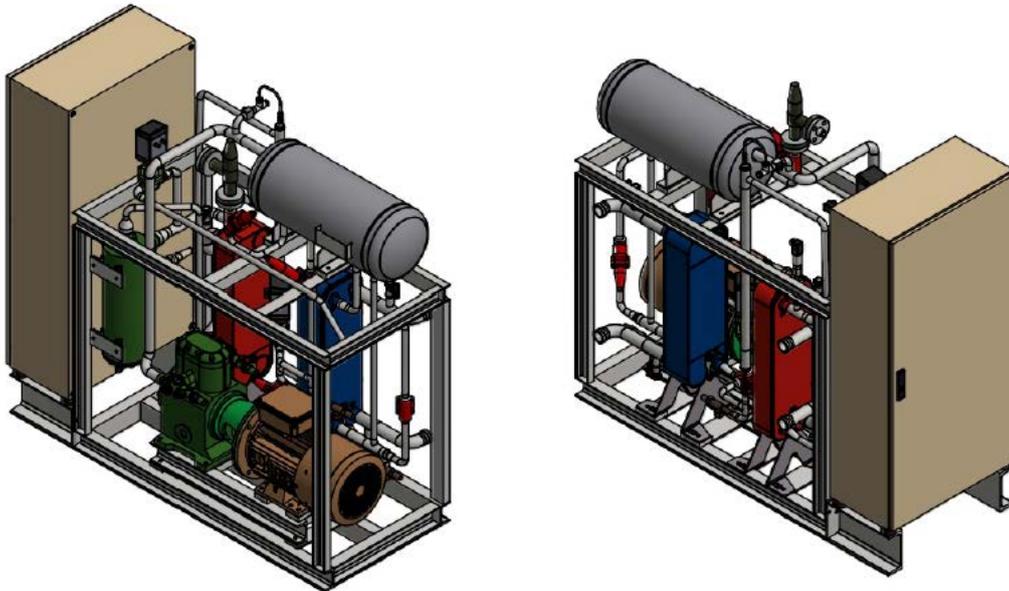


Abbildung 2.13: 3D Modell der L7KW 2T PP KKM

2.3.5 Vermessungen/Hardware-in-the-Loop (HiL)

Im Zuge des Projektes SolarHybrid werden Konfigurationen solarer Hybridsysteme zum Heizen und Kühlen untersucht, wobei der Fokus auf die Minimierung von Systemkomponenten und somit Kostenreduktion gelegt wird. Diese Untersuchungen beinhalten unterschiedlichste Simulationsstudien, die Vermessung realer Maschinen im Labor sowie die wirtschaftliche und die ökologische Betrachtung der Systeme.

Zu Beginn der Messungen werden die zu vermessenden hybriden Verschaltungen sowie Systemkonfigurationen unter dem Fokus der radikalen Einsparung von Komponenten sowie Mehrfachnutzen festgelegt, wobei dafür die Auslegungskennzahlen der Maschinen herangezogen werden. Anschließend werden diese Verschaltungen mit möglichst hoher Flexibilität im Labor realisiert, damit beispielsweise auch die Vermessung der einzelnen Maschinen möglich ist.

Mit diesem Aufbau werden erst stationäre Messungen der Kompressionskältemaschine (KKM) durchgeführt um ein möglichst vollständiges Kennfeld dieser zu erhalten, welches die realen Kennzahlen sowie Grenzen der Maschine aufzeigt und für Umsetzung der Folgemessungen entsprechende Aufschlüsse gibt. Das Kennfeld der eingesetzten Absorptionskältemaschine (AKM) ist im Zuge des Projekts DAKTris vermessen worden, allerdings wird nach einigen Optimierungen an der Maschine (beispielsweise automatisierter Lösungsausgleich) ein neues Kennfeld aufgenommen.

Darauf aufbauend werden dynamische Hardware-in-the-Loop (HiL)-Messungen gemacht, wobei der zu testende Versuchsaufbau mit einer entsprechenden TRNSYS-Simulation gekoppelt und deren Zusammenspiel untersucht wird. Anschließend werden die erhaltenen Daten zur Validierung der

Jahressimulationen in TRNSYS verwendet, deren Resultate dann anschließend in die wirtschaftliche sowie ökologische Bewertung einfließen.

Das Wärmequellen/-senken Labor des Arbeitsbereiches Energieeffizientes Bauen an der Universität Innsbruck bietet ideale Voraussetzungen, um diverse Komponenten der Heizungs-, Lüftungs-, Klima- und Kältetechnik (HLKK) zu testen. Diverse Arbeiten und auch textliche Beschreibungen stammen aus Ostheimer (2017):

Der hydraulische Aufbau ist in Abbildung 2.15 dargestellt und inkludiert einen kalten sowie einen warmen Kreislauf. Deren Hauptkomponenten sind jeweils ein 5 m³ Pufferspeicher, ein druckloser Verteiler sowie vier Abgänge zum Anschluss der zu testenden Komponenten. Der kalte Kreis (Senke) ist mit Wasser-Propylenglykol gefüllt und kann bis -10°C gekühlt werden. Zur Kühlung wird eine Kompressionskältemaschine mit einer Kälteleistung von 45 kW eingesetzt. Bei entsprechenden Umgebungsbedingungen wird der Kühlkreislauf automatisch umgeschaltet und der trockene Rückkühler der Kältemaschine direkt zum Free-Cooling verwendet. Der warme Kreis (Quelle) ist mit aufbereitetem Wasser gefüllt und kann mit Hilfe von drei 15 kW Elektroheizpatronen (45 kW_{el} gesamt) auf bis zu 95°C aufgeheizt werden. Um Aufheiz- oder Abkühlvorgänge in den Kreisläufen in alle Richtungen realisieren zu können, stehen zwischen den Speichern ein Wärmeübertrager, sowie im kalten Speicher ebenso Elektroheizpatronen zur Verfügung.

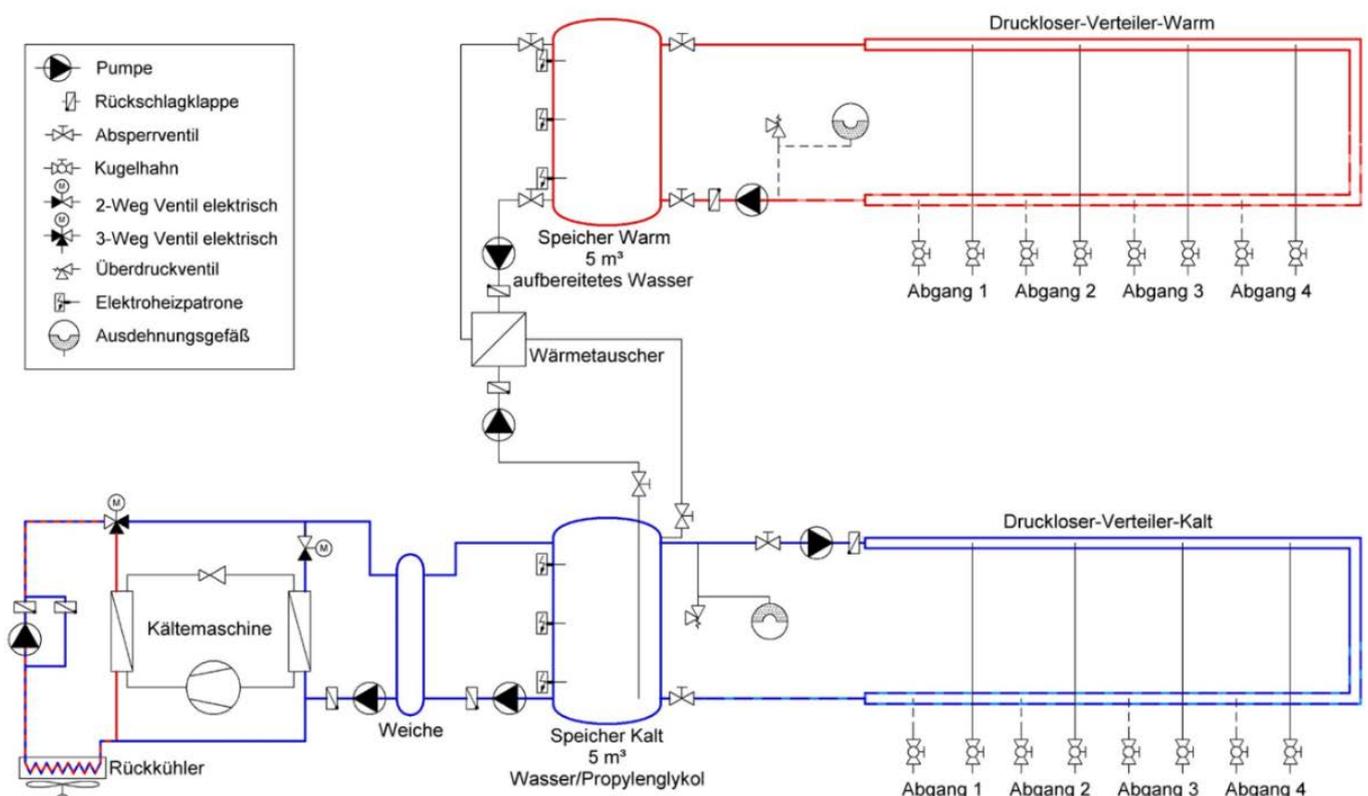


Abbildung 2.14: Schema Wärmequellen/-senken Labor AB Energieeffizientes Bauen (Hauer et al. 2016)

Je nach Versuch muss der passende Abgang gewählt werden, da diese unterschiedlich aufgebaut und dimensioniert sind. Zwei Abgänge sind für eine Leistung von 30 kW_{th} pro Kreis (Quelle/Senke) und die anderen beiden für 10 kW_{th} ausgelegt. In Abbildung 2.16 ist der Aufbau der Abgänge dargestellt. Dieser

Aufbau ist für den warmen Kreis immer derselbe; der kalte Kreis ist aber je Leistungsbereich einmal mit und einmal ohne Wärmeübertrager ausgeführt. Dies bietet die Möglichkeit von Wasser-Propylenglykol auf ein anderes Wärmeträgermedium (z.B. Wasser) zu wechseln.

Es steht eine Beimisch-Schaltung zur Regelung der Temperatur an jedem Abgang zur Verfügung. Die Pumpen sind drehzahlregelt und dienen zusammen mit den teilweise vorhandenen elektrischen 2-Weg-Ventilen zum Regeln des Volumenstromes, welcher mit einem magnetisch-induktiven Durchflussmesser (MID) ermittelt wird.

Jeder Abgang hat zur Regelung einen echtzeitfähigen compactRIO-Controller (cRIO) der Firma National Instruments integriert. Dieser kann je nach Sensorik und Aktuatorik mit unterschiedlichsten Modulen (analoge/digitale In- und Outputs) bestückt werden. Zur Kommunikation bieten die Controller eine TCP/IP Schnittstelle. Diese ermöglicht die Kommunikation anhand des Modbus Protokolls zu den Pumpen, der Kältemaschine, dem Rückkühler und diversen anderen Komponenten. Weiters wird anhand dieser Schnittstelle mit anderen Controllern sowie PCs und darauf laufender Software kommuniziert.

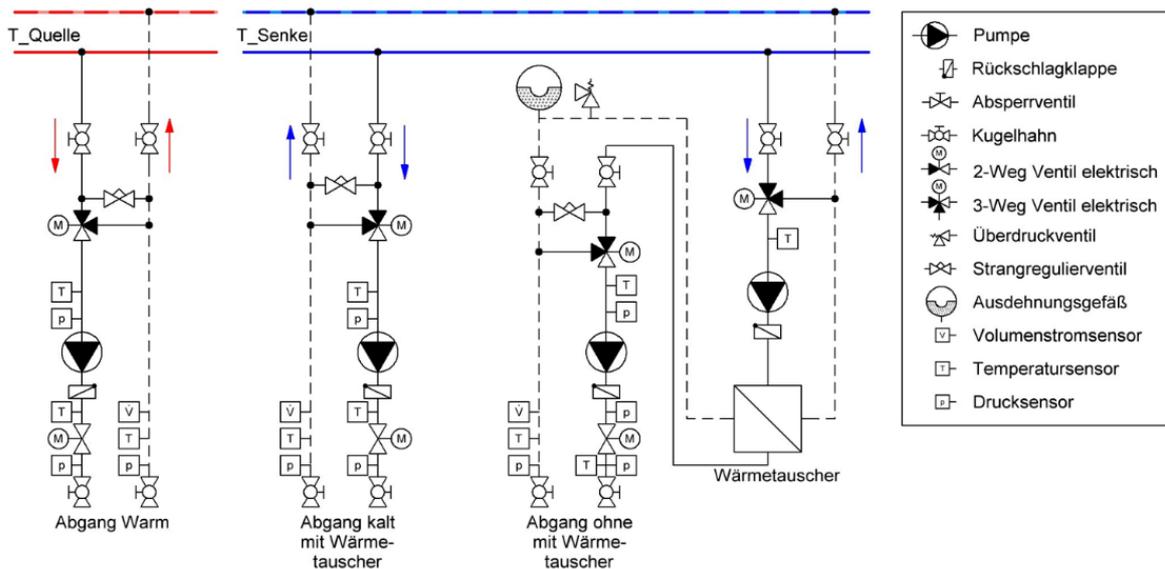


Abbildung 2.15: Schema Abgänge WQS Labor (Hauer et al. 2016)

- Labor-Software

Die Software zur Regelung des Labors ist im Programm LabView (NI 2011) von National Instruments umgesetzt. Die Bedienung erfolgt anhand eines grafischen Nutzer-Interfaces (GUI) am PC, obwohl die Programme (Virtuelle Instrumente, abgekürzt VIs) auf den cRIOs ausgeführt werden; die Kommunikation basiert auf TCP/IP. Um die Software möglichst flexibel nutzen zu können, wurde eine modulare Struktur gewählt. Dies bedeutet, dass am cRIO ein Hauptprogramm (Main VI) und je nach Bedarf diverse Unterprogramme (Sub-VIs) ausgeführt werden. Je nach Sub-VI kann es ein zugehöriges Nutzer-Interface geben, wie in Abbildung 2.17 dargestellt ist. Allerdings können GUIs sowie VIs auch ohne zugehöriger Pendant auftreten.

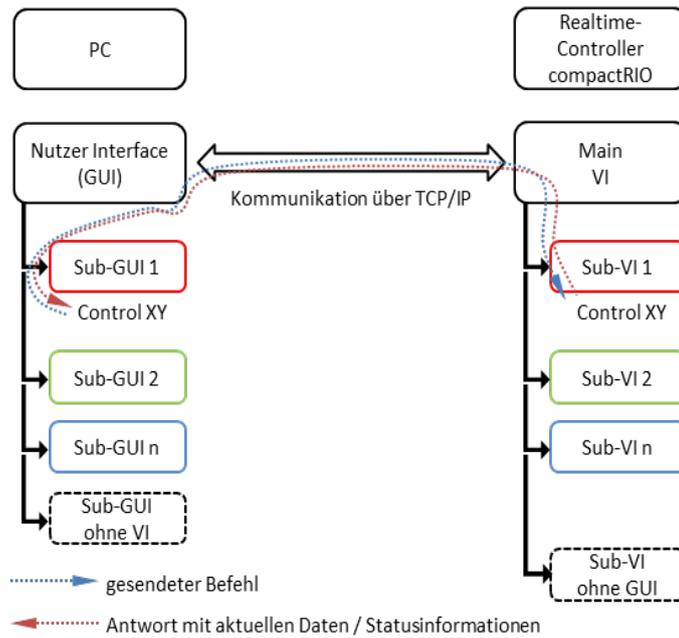


Abbildung 2.16: Softwarestruktur cRIO-PC (Hauer et al. 2016)

- Kommunikation mit dem Labor

Zur Kommunikation mit den compactRIO-Controllern (cRIO) im Labor wird immer dasselbe Interface verwendet, sei es von einer grafischen Nutzer-Oberfläche oder von einer externen Software, welche auf das Labor zugreift. Es wurde eine DLL (Dynamic Link Library) als Schnittstelle zwischen Kommunikations-Interfaces am cRIO und externer Software gewählt. Die Einbindung der DLL wurde bereits in Matlab, Excel, BCVTB und TRNSYS umgesetzt. In Abbildung 2.18 ist ein Schema der Kopplung mit TRNSYS dargestellt, in welchem TRNSYS mittels der DLL Sollwerte ins Labor sendet und aktuelle Messwerte, sowie seine Taktung (Heartbeat) vom Labor erhält. (Hauer et al. 2016)

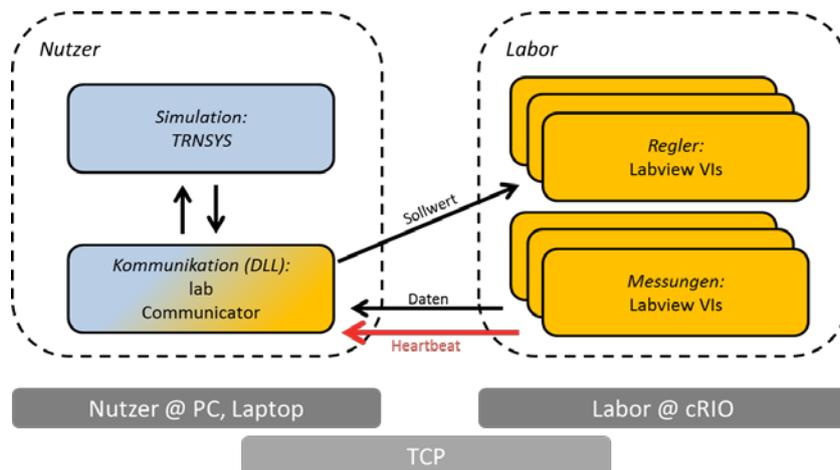


Abbildung 2.17: Schema Kommunikation Nutzer-Labor mittels DLL (Hauer et al. 2016)

- Stationäre Messungen

Stationäre Messungen dienen zur Feststellung des Verhaltens diverser Komponenten bei konstanten Randbedingungen. Dabei werden definierte Betriebspunkte angefahren und vermessen, wobei je nach Zeitkonstante des Testobjektes eine Einschwingphase zu berücksichtigen ist. Speziell bei

- (1) Der cRIO setzt den Heartbeat zum Zeitpunkt t auf WAHR und übermittelt dies, sowie die aktuellen Daten des Labors an die Simulation.
- (1-2) Diese Übertragung nimmt die Zeitspanne Δt_{COM} (immer wechselnd, da auf TCP/IP basierend) in Anspruch.
- (2-3) Die Simulation liest die Daten ein und führt den folgenden Simulationszeitschritt Δt_{SIM} aus.
- (3-4) Am Ende dieses Zeitschrittes sendet die Simulation die Daten zurück ins Labor und setzt dabei den Heartbeat zurück auf FALSCH; diese Übertragung dauert Δt_{COM} .
- (4-5) Anschließend pausiert die Simulation für Δt_{WAIT} . Das Labor setzt den Heartbeat zurück, wertet die erhaltenen Daten aus und reagiert entsprechend darauf (z.B. mit einer Sollwertänderung), was die Einschwingphase Δt_{TRANS} in Anspruch nimmt. Anschließend wartet es während Δt_{STEADY} auf den nächsten Zeitschritt.
- (5 = 1) Nach Ablauf der Zeitspanne Δt_{TS} wird überprüft, ob der Heartbeat zurückgesetzt wurde. Ist dies nicht der Fall, wird ein Fehler (als Heartattack bezeichnet) registriert. Unabhängig davon beginnt allerdings auf Grund der Echtzeit der nächste Schritt. Wird eine bestimmte Anzahl an Heartattacks erreicht bricht der HiL-Test ab.

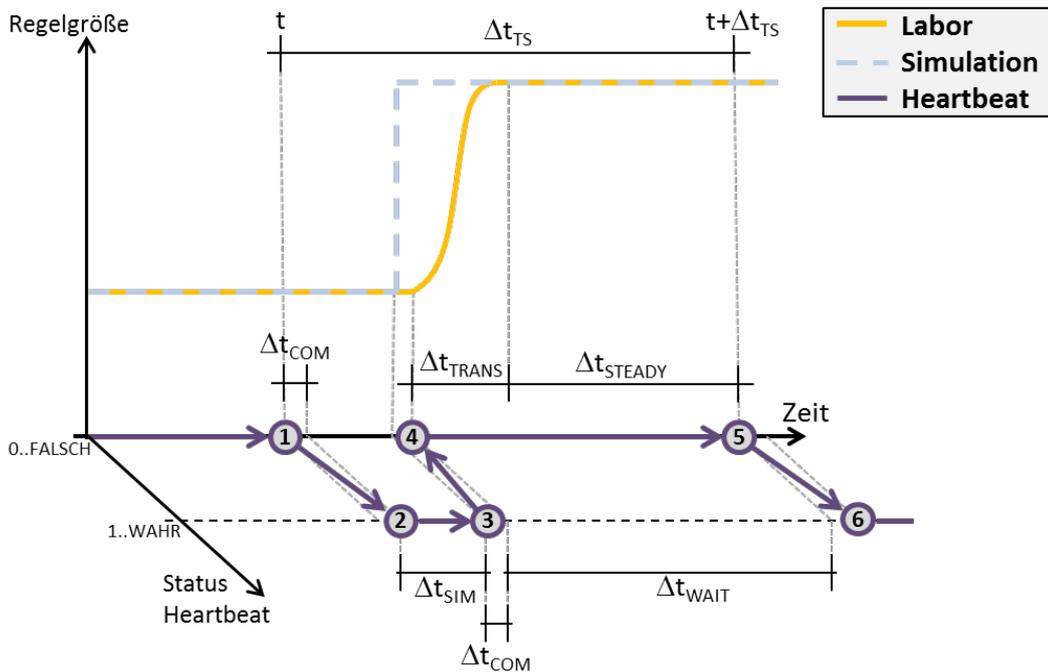


Abbildung 2.19: Ablauf eines HiL-Zeitschrittes

Die aufgezeichneten Daten des Labors weisen meist eine viel geringere Zeitschrittweite als ein Simulationszeitschritt auf. Deshalb werden die Daten vor der Übertragung an die Simulation über die entsprechende Dauer gemittelt. Bei der Auswertung solcher Tests müssen die Daten der Simulation mit jenen des Labors verglichen werden. Die dabei ermittelten Differenzen lassen Rückschlüsse auf die Aussagekraft der Messung zu.

• **Vermessung AKM und KKM**

Die beiden reversibel nutzbaren Maschinen (AKM/AWP und KKM/WP, allerdings keine Umschaltung im Kältekreis) werden in dynamischen Tests vermessen. Dabei werden Tagesverläufe aufgenommen, anhand derer Daten die Simulationen mittels linearer Faktoren angeglichen werden. Diese justierten Simulationen werden dann zur Durchführung von Jahressimulationen eingesetzt, deren Ergebnisse dann der ökonomischen als auch ökologischen Bewertung dienen.

Die dynamischen Messungen (HiL-Messungen) werden für die Systemkonfigurationen aus Kapitel 2.3.3 durchgeführt. Anhand dieser Konfigurationen werden die in Anhang A angeführten Varianten mit definierten Randbedingungen abgefahren. Die Varianten sind für unterschiedliche Standorte (Sevilla – SEV und Innsbruck – IBK) jeweils für einen wechselhaften (cloudy day – cd) und einen schönen (sunny day – sd) Tag durchgeführt worden. Die Tage sind im Frühjahr angesiedelt, um die Systemperformance auch bei geringerer Solarstrahlung abzubilden. Die Wetterdaten sind in Meteoronorm (Meteoronorm 2015) generiert worden, die gewählten Tage entsprechen den in Tabelle 2.3 angegebenen Zeitpunkten des Jahres (gesamtes Jahr: Stunde 1–8760).

Tabelle 2.3: Zeitpunkte der vermessenen Tage im Jahr in Stunden

Standort	Schöner Tag (sd)	Wechselhafter Tag (cd)
Innsbruck (IBK)	1201–1224 (20. Feb.)	1969–1992 (24. Mrz.)
Sevilla (SEV)	3145–3168 (12. Mai)	2065–2088 (28. Mrz.)

Für den Standort Sevilla wurde im Kältebetrieb von AKM und KKM zusätzlich ein Wochenverlauf (Stunde 1993–2160, 25.–31. Mrz., Abkürzung: wk) vermessen um eine längere Messperiode zum Abgleich/Auswertung der Daten (auch mit mehreren Starts der Maschinen) heranziehen zu können.

Tabelle 2.4: Schema Bezeichnung Varianten

Komponenten (AKM, AWP, KKM, WP, PV)	Standort mit Tag (IBK, SEV, cd, sd, wk)	Kreis/e (LT, MT) mit T_{in} (XX) und T_{out} (xx)
z.B. AKM-KKM	z.B. SEVcd	z.B. LTXXxx oder LTXX

Der HT-Kreis der AKM ist bei allen Messungen direkt (ohne Speicher) mit einer in der Simulation abgebildeten Solarthermie Anlage gekoppelt (konstanter Massenstrom 4500 kg/h, Eintrittstemperatur: minimal 60°C, maximal 95°C). Die MT-Eintrittstemperaturen sind im Falle des Einsatzes eines Kühlturms von der Umgebungstemperatur abhängig, dies ist mit der Abkürzung „Amb“ gekennzeichnet. Bei der AKM (bzw. AWP) ist die Umschaltung zwischen Single- und Half-Effekt möglich, wobei im HE durch den Einsatz eines zweistufigen Lösungskreises der Einsatz der AKM bei höheren Rückkühltemperaturen (allerdings bei ca. halbem EER) möglich ist. Die KKM (bzw. WP) kann einerseits im Automatikbetrieb (auto) verwendet werden, wobei die Maschine eigenständig versucht die Leistung hinsichtlich der gewünschten Austrittstemperatur anzupassen. Andererseits kann auf Hand-Betrieb (hand) umgeschaltet werden, bei welchem die Leistung (in Form von Drehzahl Kompressor bzw. Einsatz Heißgasbypass) durch den Nutzer vorgegeben wird.

Die mit „*“ markierten Varianten werden zusätzlich in einem Zeitraffer (halbe bzw. viertel der Zeit) vermessen. Bedeutet, dass der gesamte Tag in der Simulation durchlaufen wird, allerdings die Messungen gewähltem Verhältnis dazu verkürzt werden. Anhand dieser Ergebnisse soll ermittelt werden, inwieweit solche verkürzten Messungen adäquate Ergebnisse liefern, da diese zu weiter reduzierten Zeit- und somit Kostenersparnissen führen können.

2.3.6 Bewertung

Das Excel-Tool zur technischen und ökonomischen Bewertung aus IEA SHC Task 48 (Neyer et al. 2015a) wurde im Zuge von DAKtris, SolarHybrid bzw. IEA SHC Task 53 erweitert. Die Erweiterung des T53E4 Tools beinhaltet neue Komponenten wie z.B. BHKWs, Kompressionswärmepumpen, Absorptionswärmepumpen, Fernwärme, Fernkälte und den Haushaltsstrom. Die Gleichungen zur Berechnung der Primärenergieeffizienz wurden entsprechend adaptiert und Default-Werte für die Primärenergiefaktoren der einzelnen Energiequellen auf die neuesten Standards der jeweiligen Länder gebracht. Für alle Komponenten bzw. möglichen Inputs in das System (Strom, Gas, Pellets, etc.) wurden monatliche Kennwerte der Primärenergiefaktoren implementiert. Teilweise sind diese Faktoren von der gelieferten Energiemenge abhängig und werden daher im jeweiligen Tabellenblatt neu berechnet (Stadler 2015).

Die Berechnung erfolgt auf Monatsbilanz-Basis und unter Berücksichtigung der verschiedenen Systemgrenzen. Für jedes Subsystem werden die technischen Kennzahlen des solaren Beitrags berechnet. Solare Nutzung im Sinne von Task 53 ist Solarthermie und/oder Photovoltaik Strom.

Für das Gesamtsystem werden vereinfacht alle Nutzenergien und der Aufwand für deren Bereitstellung summiert. D.h. es werden der Bedarf für Brauchwarmwasser, Raumheizung, Kälte, Fernwärme- bzw. Fernkälte Einspeisung und der Strombedarf addiert. Als Aufwand wird der nicht-erneuerbare Primärenergieaufwand für Strom, Gas und sonstige Energieträger summiert. Den Subsystemen werden die Hilfsenergien (Strom) nach den prozentualen Anteilen der jeweiligen Nutzenergien zugeordnet. Nach diesen Prozentsätzen werden auch Verluste im System verteilt.

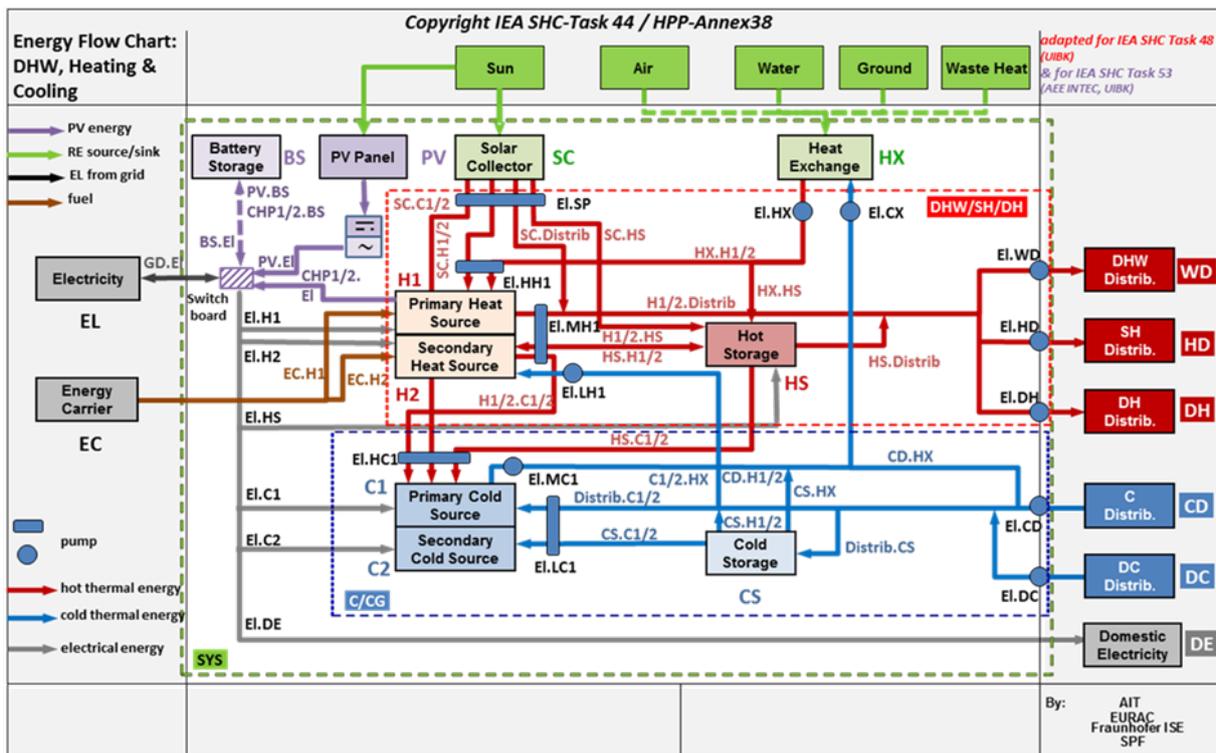


Abbildung 2.20: Energieflussdiagramm des Gesamtsystems im Task 53 (Neyer et al. 2016)

Wird Strom (PV, BHKW) über die Systemgrenze exportiert, wird dies primärenergetisch nicht bewertet. Da nur das Heiz-/Kühlsystem betrachtet wird, bleibt der mögliche Nutzen (positiv oder negativ) von Netzeinspeisung unberücksichtigt. Es kommt auch bei erneuerbarem Strom zu keiner Primärenergiegutschrift, es wird nur der Strom-Eigenverbrauch entsprechend bewertet.

Unter anderem bleiben Effekte wie geänderte Temperaturbedingungen für unterschiedlichen Nutzen unberücksichtigt. Der Anteil an den Speicherverlusten könnte z.B. für thermische Kältebereitstellung höher angerechnet werden, da die Solltemperatur (z.B. 85°C gegenüber 65°C für DHW) für diese Anwendung höher ist als für andere. Auch der Effekt durch eine geänderte Rücklauftemperatur zum solarthermischen Kollektor bleibt unberücksichtigt. Durch die höhere Solltemperatur würde sich eine höhere Rücklauftemperatur im System ergeben und der Wirkungsgrad des Kollektors sinken.

Dennoch stellt das Berechnungstool und die darin gewählte Methode ein brauchbares und effizientes Bewertungsschema zu Verfügung. Tendenzen und Ursachen von positiven oder negativen Effekten auf die Primärenergieverwendung werden berechnet und können somit detailliert analysiert und dargestellt werden.

Die vereinfachte Präsentation der Systeme erfolgt in sogenannten „EF-charts“ (Energie-Fluss-Diagramme). Dabei werden die Systeme und ihre Komponenten mit den entsprechenden Energieströmen in Flussdiagrammen abgebildet (Abbildung 2.21). Hier ist auf einen Blick ersichtlich, wie die Energieflüsse verlaufen und für welche Zwecke diese verwendet werden. Es können dabei auch die Subsysteme einfach herausgearbeitet und dargestellt werden (strichlierte Umrandungen).

- PER- Primary Energy Ratio

Um die unterschiedliche Qualität der Energie zu berücksichtigen erfolgt die Auswertung nur auf Basis der nicht-erneuerbaren Primärenergie (NRE). Mit dem Primärenergieverhältnis (PER_{NRE}) wird die nicht-erneuerbare Primärenergieeffizienz vom Gesamt-System (sys) bzw. den Subsystemen Kühlung, Brauchwarmwasser, Raumwärme, Fernwärme- bzw. Kälte quantifiziert. Berechnet wird der PER aus dem Verhältnis der Nutzenergie zum nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsatz an den jeweiligen Systemgrenzen. Die zur Umrechnung nötigen Primärenergiefaktoren (ϵ) sind abhängig von der Energieform, vom Standort der Anlage und der Jahreszeit. Diese Werte sind im IEA SHC Task 53 Tool hinterlegt und basieren mehrheitlich auf den Normen EN 15316 (2007) und EN 15603 (2008).

Glg. (1) zeigt die Berechnung des PER_{NRE} für das Gesamtsystem ($PER_{NRE,sys}$). Im Zähler werden die Nutzenergien und im Nenner der nicht-erneuerbare Primärenergieaufwand summiert. Die beiden ersten Terme im Nenner fassen die beiden Wärmequellen (H1 und H2) sowie deren Brennstoffe (ϵ_{EC}) zusammen. Im restlichen Term wird anteilig der Strombezug aus dem Netz (GD.sys) und von Photovoltaik (PV.el) mit den jeweiligen Primärenergiefaktoren bewertet und summiert. Der Primärenergieaufwand des Stroms aus einem BHKW wird bereits über die Brennstoffquellen berücksichtigt. Des Weiteren werden auch die Stromüberproduktion bzw. die Netzeinspeisung über $Q_{el,sys}$ berücksichtigt.

$$PER_{NRE,sys} = \frac{Q_{CD,sys} + Q_{DC,sys} + Q_{HD,sys} + Q_{WD,sys} + Q_{DH,sys} + Q_{el,DE}}{\frac{Q_{EC,H1}}{\epsilon_{EC1}} + \frac{Q_{EC,H2}}{\epsilon_{EC2}} + Q_{el,sys} \cdot \left(\frac{\%GD,el}{\epsilon_{el}} + \frac{\%PV,el \cdot TPV}{\epsilon_{PV,el}} \right)}$$

Glg (1)

Tabelle 2.5: Nomenklatur bei der Berechnung des PER_{NRE.sys}

Abkürzung	Bezeichnung	Abkürzung	Bezeichnung
CD	Nutzkälte (Cold Distribution)	H1	Primäre Wärmequelle
DC	Fernkälte (District Cooling)	H2	Sekundäre Wärmequelle
DE	Haushaltstrom (Domestic Electricity)	HD	Heizwärme (Heat Distribution)
DH	Fernwärme (District Heating)	PV	Photovoltaik
ε	Primärenergie Faktor	Q	Energie [kWh]
EC	Endenergie (Energy Carrier)	sys	System
el	Elektrisch	TPV	Logikabfrage - PV vorhanden (1/0)
GD	Netzstrom (Grid)	WD	Warmwasser (Water Distribution)

Der PER_{NRE} ist zwar eine geeignete Form, um die primärenergetische Effizienz der Systeme zu beschreiben, wird aber in der Praxis kaum verwendet. Werte des PER_{NRE} bewegen sich im Bereich von 0,5 bis 5. Die Umrechnung in den äquivalenten elektrischen SPF (SPF_{equ}, siehe weiter unten) soll den PER_{NRE} besser interpretierbar machen.

- Referenz und Einsparungen

Um die Einsparungen quantifizieren zu können, muss ein Referenzsystem zur Deckung des Heiz-, Kühl- und Stromenergiebedarfs definiert werden. Das standardisierte IEA SHC Task 53 (Neyer et al. 2016) Referenzsystem ist eine luftgekühlte Kompressionskältemaschine (KKM) und ein modulierender Erdgas Kessel. Das Referenzsystem kann aber auch ein beliebiges (auch erneuerbares) Heiz- und Kühlsystem sein. Dieses kann für die gleiche Nutzenergie (Zähler Glg. (2)) mit den entsprechenden Primärenergiefaktoren das PER_{NRE.ref.sys} bzw. analog die Referenzkennzahlen für die Subsysteme berechnet werden.

$$PER_{NRE.ref.sys} = \frac{Q_{CD.sys} + Q_{HD.sys} + Q_{WD.sys} + Q_{DC.sys} + Q_{DH.sys} + Q_{el.DE}}{Q_{HD.sys} + Q_{WD.sys} + Q_{DH.sys} + Q_{loss.ref} + \frac{Q_{CD.sys} + Q_{DC.sys} + Q_{el.ref} + Q_{el.DE}}{SPF_{C.ref} * \epsilon_{el}} + \frac{Q_{el.ref} + Q_{el.DE}}{\epsilon_{el}}} \tag{2}$$

Tabelle 2.6: Nomenklatur bei der Berechnung des PER_{NRE.ref.sys}

Abkürzung	Bezeichnung	Abkürzung	Bezeichnung
CD	Nutzkälte (Cold Distribution)	HB	Hotbackup
DC	Fernkälte (District Cooling)	HD	Heizwärme (Heat Distribution)
DE	Haushaltstrom (Domestic Electricity)	η	Wirkungsgrad
DH	Fernwärme (District Heating)	loss	Verluste
ε	Primärenergie Faktor	PV	Photovoltaik
EC	Endenergie (Energy Carrier)	Q	Energie [kWh]
el	Elektrisch	ref	Referenz
GD	Netzstrom (Grid)	sys	System
H1	Primäre Wärmequelle	SPF	Arbeitszahl
H2	Sekundäre Wärmequelle		

Aus dem Verhältnis von PER_{NRE.ref} zu PER_{NRE.sys} des jeweiligen (Sub-) Systems können die Einsparungen an nicht-erneuerbarer Primärenergie berechnet werden. Die gewonnene Kennzahl wird „non renewable primary energy savings“ (f_{sav.NRE}) genannt (Glg. (3)).

Der f_{sav} wird im Task 53 für ein Labelling der (Sub-) Systeme herangezogen. In 10%-Schritten werden die Einsparungen in Klassen von A⁺⁺⁺ (f_{sav.NRE}= 100 bis 90 %) bis G (f_{sav.NRE}= 10 bis 0 %) eingeteilt und die Systeme entsprechend zugeordnet und gewertet.

$$f_{sav.NRE} = \frac{PER_{NRE.sys} - PER_{NRE.ref}}{PER_{NRE.sys}} = 1 - \frac{PER_{NRE.ref}}{PER_{NRE.sys}}$$

Glg (3)

- SPF_{equ} – (strom-) äquivalente Arbeitszahl

Die äquivalente Arbeitszahl rechnet den Aufwand von nicht-erneuerbarer Primärenergie in eine stromäquivalente Arbeitszahl (eng. Seasonal Performance Factor) um. Dies dient dazu, dass der SPF_{equ} verwendet werden kann, um das jeweilige System mit herkömmlichen Kennzahlen für Wärmepumpen bzw. Kompressionskältemaschinen zu vergleichen, auch wenn der Aufwand ein Mix aus thermischer und elektrischer Energie ist.

Dazu wird der $PER_{NRE.sys}$ durch den Primärenergiefaktor für Netzstrom (ϵ_{el}) dividiert. Für einen Vergleich kann dann der SEER bzw. SCOP (seasonal Energy Efficiency Ratio bzw. seasonal Coefficient of Performance, entsprechen normierten Jahresarbeitszahlen) herangezogen werden. Es muss aber beachtet werden, dass diese trotzdem nicht direkt vergleichbar sind. Die normierten stationären und nach Bin-Methode für einige Temperaturen (LT und MT) zusammengesetzten Kennzahlen (SEER/SCOP) werden mit instationären und aus Jahressimulationen gewonnenen Zahlen verglichen.

$$SPF_{equ.sys} = \frac{PER_{NRE.sys}}{\epsilon_{el}}$$

Glg (4)

Die Interpretation des Wertes kann auf den Primärenergiebedarf bezogen werden. Liefern zwei Systeme dieselbe Kennzahl bedeutet das denselben nicht-erneuerbaren PE-Aufwand.

- Energiegestehungskosten

Zur Beurteilung der ökonomischen Auswirkung werden die Energiegestehungskosten für das jeweilige System und für die Referenzanlage berechnet (Neyer et al. 2015a). In diesen Kosten werden Investment- (IC_{an}), Wiederbeschaffungs- (IR_{an}), Wartungs- (MC_{an}), Strom- (EL_{an}), Energie- (EC_{an}), Wasser- (WC_{an}) als Bezugskosten wie auch Einspeisevergütungen (FT_{an}) berücksichtigt (Glg. (5)). Die Kosten werden nach der Annuitätenmethode diskontiert und auf Jahresbasis (annualisiert – an) summiert. In die Berechnung der Annuitäten fließen Zinssätze für Kredite, Eigenkapitalquote, Kreditlaufzeit und der Betrachtungszeitraum ein. Des Weiteren werden die Inflationsraten für Strom und Brennstoff getrennt berücksichtigt.

$$C_{an} = IC_{an} + IR_{an} + MC_{an} + EL_{an} + EC_{an} + WC_{an} - FT_{an}$$

Glg (5)

Da die Investitionskosten für einzelne Komponenten (Kollektoren, Speicher, etc.) nicht auf den verschiedenen Nutzen (Heizen, Kühlen, Warmwasser, Strom) umgelegt werden können, werden nur die, für das Gesamtsystem entstehenden, Energiegestehungskosten (C_{use}) berechnet (Glg. 6).

$$C_{use} = \frac{C_{an}}{Q_{CD.sys} + Q_{DC.sys} + Q_{HD.sys} + Q_{WD.sys} + Q_{DH.sys} + Q_{el.DE}}$$

Glg(6)

Die Investitionskosten werden für jede Hauptkomponente getrennt berücksichtigt. Dazu stehen Kostenkurven aus Task 48 und Task 53 zur Verfügung. Diese Kurven repräsentieren Mittelwerte aus verschiedenen Literaturangaben, berücksichtigen eine Kostendegression und sind für Neubauten gültig. Beispielhaft sind in Abbildung 2.22 die Kosten für Kompressions- und Absorptionskältemaschinen dargestellt. Höhere Kosten bzw. Abweichungen zu diesen Werten können naturgemäß bei Sanierungen oder bei spezifischen Projekten entstehen. Es sollen lediglich Richtwerte berechnet und die Ergebnisse auch als solche verstanden werden. Bei den Investitionskosten können auch Einmalzuschüsse bzw. Investitionsförderungen berücksichtigt werden.

Es werden die Wiederbeschaffungskosten und die Restwerte der Komponenten berechnet. Dabei wird auf die Lebensdauerangaben der VDI 2067 (2012) zurückgegriffen. Die Kosten für die Wartung, den Service und die Inspektion basieren auch auf der VDI-Richtlinie. Die Sätze beziehen sich auf die Investitionskosten und werden entsprechend der Annuitätenmethode diskontiert. In der Praxis werden diese Kostensätze eher für kleinere Anlagen als zutreffend gesehen. Großanlagen können mit weit geringeren Sätzen auskommen, wenn die Anlagen entsprechend sinnvoll ausgelegt und aufgebaut sind (Neyer 29.09.2014).

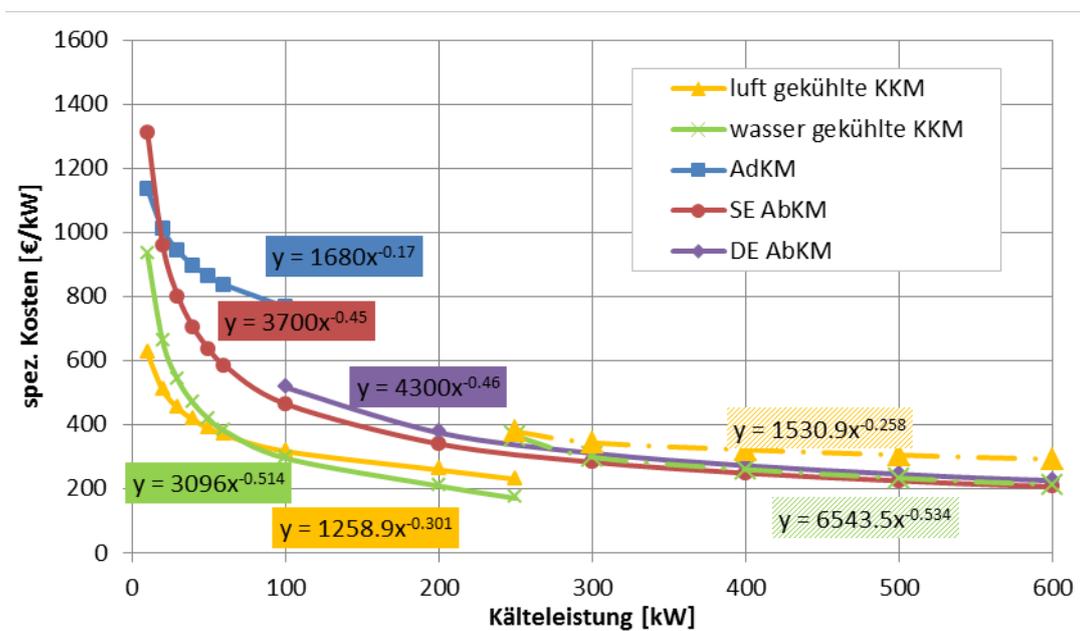


Abbildung 2.21: Beispielhafte Kostendegression für Kompressions- (KKM) - und Ab-/Adsorptionskältemaschinen (AbKM/AdKM) (Neyer et al. 2015a)

Die verbrauchsgebundenen Kosten setzen sich aus den Kosten für die Energieträger (Gas, Biomasse, etc.), Elektrizität und Wasser zusammen. Die Größen ergeben sich aus den Monatsbilanzen bzw. den zugrundeliegenden Simulationen. Unterschieden wird dabei in jährliche Fixkosten, wie z.B. Leistungspreise, Lieferkosten, etc. und die verbrauchsgebundenen Kosten basierend auf Energiemengen und Wasserverbrauch.

Die Einspeisevergütung wird für Photovoltaik- oder BHKW-Strom berücksichtigt. Es werden die Kosten entsprechend gutgeschrieben. Dabei werden die maximale Dauer eines fixen Einspeisetarifs (z.B.: 13 a

für PV, 15 a für BHKW), die Höhe der Vergütung und die Tarife für die restliche Betrachtungsperiode beachtet.

Die Grundlagen zur Berechnung basieren auf einer unsicheren Datenlage. Um Diskussionen über diese zu vermeiden, werden deshalb als Ergebnis in diesem Bericht nur die relativen Kosten angegeben. Es wird immer ein Kostenverhältnis (CostRatio, CR) vom betrachteten (erneuerbaren) System ($C_{use.SHC}$) zur Referenz ($C_{use.REF}$) berechnet (Glg. (7)).

$$CR = \frac{C_{use.SHC}}{C_{use.Ref}} = \frac{C_{an.SHC}}{C_{an.Ref}} CR = \frac{C_{an.SHC}}{C_{an.Ref}} C = \frac{C_{use.SHC}}{C_{use.REF}} \quad \text{Glg (7)}$$

Wird dieses Verhältnis 1, so sind die Energiegestehungskosten über den Betrachtungszeitraum (hier 25 a) gleich. Werte >1 bedeutet Mehrkosten für das betrachtete System, Werte <1 weisen auf kostengünstigere Energiebereitstellung durch das betrachtete System hin.

2.3.7 Solarthermische Systeme

Hier werden die Einzelvarianten für die Optimierung der solarthermischen Varianten beschrieben. Diese dienen einerseits als Grundlage für die solarhybriden Systeme, aber auch der Optimierung der solar direkt betriebenen Varianten. Die Optimierungen werden Schritt für Schritt erreicht und entsprechend in angepasste Varianten übernommen. Folgend werden nur die wesentlichen beschrieben, in Summe sind mehrere dutzend Optimierungen (Auslegung, Regelung, etc.) vorgenommen worden.

- Dynamische Lastregelung

Die Regelstrategien von Anlagen zum solarthermischen Kühlen sind, neben der korrekten Auslegung, für eine erfolgreiche und primärenergetisch sinnvolle Umsetzung entscheidend. Gute Regelstrategien gehen speziell auf den, in vielen Fällen oft auftretenden, Teillastbereich ein. Eine der Möglichkeiten auf Teillast zu reagieren ist die dynamische Leistungsanpassung der Absorptionskältemaschine (AKM) an den Kühllastgang. Um eine hohe elektrische Effizienz zu erreichen, werden die externen Kreise der AKM drehzahl geregelt ausgeführt.

Eine solche Regelstrategie ist u.a. in Anlagen in Gleisdorf, bei den Feistritzwerken oder dem Büro der AEE INTEC, erfolgreich umgesetzt worden (Vukits 2012). Die bereits effizienten Anlagen konnten durch Monitoring und der daraus folgenden Umsetzung von Verbesserungsmaßnahmen noch weiter optimiert werden. Mittlere elektrische Arbeitszahlen (SPF_{el}) von >10 (Tagesmittelwert) können erzielt werden.

Das Gesamtmodell ist als direkt gekoppelte Gebäude- und Anlagensimulation ausgeführt. Es sollen die Wechselwirkungen zwischen Gebäude und Kälteerzeugung bzw. Wärmelieferung berücksichtigt werden. Die Gesamtanlage schaltet ein/aus, wenn der, über eine Hysterese festgesetzte, Temperaturbereich im Gebäude über- bzw. unterschritten wird. Der Luftvolumenstrom in den Fancoils wird zur Regelung der Heiz-/Kühlleistung mit einem PID-Regler geregelt. Die Fancoils werden im Winter aus dem Solar-speicher (Heizen) und im Sommer aus dem Kaltwasserspeicher (bzw. in der optimierten Version aus der AKM direkt; Kühlen) gespeist.

Für den thermischen Antrieb der Kühlung (AKM), sowie für die Heizungsunterstützung sind 64 m² Hochleistungs-Flachkollektoren vorgesehen, die über einen externen Wärmetauscher einen 2 m³-Solar-speicher beladen. Ein geringer, als konstant angenommener Warmwasserbedarf (200 l/d bei 45°C), wird ebenfalls aus dem Solarspeicher gedeckt. Für die Rückkühlung des Kälteprozesses kommt ein offener Nasskühlturm (Leistung 57 kW_{th}) zum Einsatz.

Es wird eine lineare Drehzahlregelung der Pumpen im Rückkühl- (MT) und im Generator-Kreis (HT) berücksichtigt. Denkbar sind aber auch nichtlineare und verschiedenen kombinierte Massenstrom- und Temperaturregelungskonzepte. In der Simulation wurde beobachtet (wie auch in bestehenden Anlagen), dass die Kaltwasservorlauftemperatur ($T_{LT_{VL}}$) häufig unter die Soll-Temperatur ($T_{LT_{VL,set}}$) sinkt, die AKM also mehr leistet als erforderlich. Dies führt bei Regelungen mit einem Sensor im Kaltwasserspeicher zu einem häufigen Aus- und Einschalten der Maschine. Für eine Leistungsanpassung wurde folgender linearer, vereinfachter Ansatz gewählt. Wenn $T_{LT_{VL}} < T_{LT_{VL,set}}$, wird der HT- und MT-Massenstrom entsprechend reduziert. Das Maß der Reduzierung wird durch den „Part Load Indicator“ (PLI) bestimmt.

$$PLI = 1 \text{ wenn } T_{LT_{VL}} \geq T_{LT_{VL,set}}$$

$$PLI < 1 \text{ wenn } T_{LT_{VL}} < T_{LT_{VL,set}}$$

Außerdem wird der Ventilator im Kühlturm dem PLI entsprechend proportional geregelt. In den PLI-Konfigurationen kommen drehzahlgeregelt Pumpen in allen Kreisen zum Einsatz. Als Varianten zu obiger Basiskonfiguration werden unterschiedliche Standorte, Anlagenkonfigurationen und Regelungsvarianten simuliert und verglichen (Anhang B). Mehr Details zu der dynamischen Leistungsregelung sind in Neyer et al. (2014b) oder Mugnier et al. (2017) zu finden.

- Kaskadennutzung/Warmwasser Vorwärmung (Details in Gritzer 2017)

Die Wärmerückgewinnung (WRG) der MT-Kreise erfolgt mit zwei unterschiedlichen Hydraulik-schaltungen. Prinzipiell wird dabei in WRG mittels Durchlaufprinzip und mittels Umlaufprinzip unterschieden. Dabei erfolgt die WRG mit Wärmeübertrager (WÜ) im MT-Kreis der AKM beziehungsweise im MT-Kreis der KKM.

Durchlaufprinzip (DHW-Vorwärmung)

Im Falle der WRG über den DHW-Kreis wird das Wasser, bei DHW-Bedarf und gleichzeitigem Vorliegen von Abwärme der Kältemaschinen, vorgewärmt bevor es in den Warmwasserspeicher (WWS) gelangt. Die Vorwärmung erfolgt mittels der Wärmeübertrager des AKM- oder KKM- bzw. beider Kreise. Somit ist die Kalt-Wassereintrittstemperatur in den WWS bei gleichzeitig vorhandener Abwärme höher als diese bei der Variante ohne WRG ist.

Umlaufprinzip

Im Falle des Umlaufprinzips erfolgt ist die WRG direkt in den Warmwasser Speicher eingebunden. Dabei gelangt das Frischwasser direkt mit 12°C in die unterste Schicht des WWS. Bei dieser Verschaltung ist die WRG immer aktiv, wenn Abwärme auf entsprechendem Temperaturniveau im Speicher genutzt werden kann.

Je Kältemaschine (AKM bzw. KKM) wird ein Hysterese-Regler eingesetzt. Dieser regelt jeweils anhand einer Temperaturdifferenz zwischen MT_{RL} und der untersten Speicher Temperatur. Wenn diese Temperaturdifferenz größer 5 K ist, schaltet die WRG ein und bleibt solange aktiv, bis diese Differenz kleiner 3 K wird.

- Radikale Konzepte – Solar thermisch direkt

Die Potentiale der solar direkt betrieben Absorptionskältemaschine (thermisch) werden sowohl in HiL-Messungen (vgl. Kapitel 0) als auch Simulationen untersucht.

Der Generator (HT-Kreis) der AKM ist bei diesen Varianten direkt mit der Solarthermie gekoppelt (ohne Speicher). Um das maximale Potential des Systems zu ermitteln wird der Kältekreis (LT-Kreis) mit konstanter Eintrittstemperatur sowie konstantem Massenstrom betrieben (vereinfachte Regelung, da keine konstante Austrittstemperatur). Für die Variante AWP (Absorptionswärmepumpe) wird der MT-Kreis mit konstanter Eintrittstemperatur aber mit variablem Massenstrom betrieben, damit eine konstante Austrittstemperatur erreicht wird (Nutzen zur Beheizung). Die MT-Austrittstemperatur wird je nach Variante auf 32°C, 40°C, 45°C oder 60°C geregelt (vgl. Anhang C). Die AWP wird im Singe- sowie Half-Effekt (SE/HE) betrieben. Aus diesen Varianten ergeben sich solare Deckungsgrade (SD) von 100%.

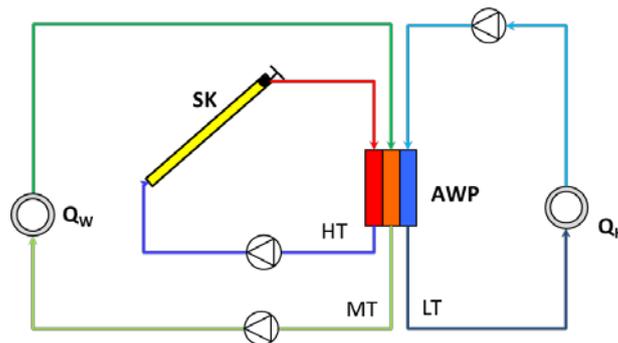


Abbildung 2.22: solar thermisch direkt betriebene Wärmepumpenbetrieb (MT-Nutzung), AWP im SE bzw. HE mit optionaler Kältenutzung

2.3.8 Solarelektrische Systeme

- PV-System Optimierung

Die Einbindung der PV Anlage in das öffentliche Stromnetz kann prinzipiell mit Volleinspeisung oder als Überschusseinspeisung erfolgen. Die Volleinspeisung wird aus Mangel an lokalen Abnehmern für große Solarparks durchgeführt und war in Zeiten hoher Förderung auch für kleinere private Anlagen relevant. Mit aktuellen Förderungen oder für ungeforderte Anlagen ist nur mehr eine Überschusseinspeisung als sinnvoll zu erachten. Inselanlagen sind ein seltener Sonderfall. Die Wirtschaftlichkeit wird hierbei durch den Einsatz von Batterien bzw. nicht möglicher Einspeisung von Überschüssen begrenzt.

Etwas anders sieht die Situation aus, wenn als Inselanlage ausgelegte PV-Anlagen, zur elektrischen Warmwasserbereitung betrachtet werden. Üblicherweise existiert hier eine Netzanbindung des Gebäudes, nicht aber der PV-Anlage. Hier kann, je nach Auslegung und Preis für den konventionellen Energieträger, ein wirtschaftlicher Betrieb erreicht werden. Dieser Betrieb wird in der Simulation unter dem Begriff Power to Heat (P2H) behandelt.

Für die Auslegung des PV Systems wurde von Überschusseinspeisung ausgegangen. Die PV unterstützt die KKM sowie das restliche Haustechniksystem (Backup, Kollektorpumpen etc.). Zur Analyse der Auswirkung unterschiedlicher PV-Leistungen wird das T53E4 Bewertungstool (vgl. Kapitel 2.3.6) verwendet. Die Hauptfragestellung im ersten Schritt bezieht sich auf die optimale Ausrichtung der Anlage, da auf Grund des Hotel Lastprofils mit Morgen und Abendspitzen der Kühlung auftreten. Des Weiteren werden in diesem Schritt die Auswirkungen verschiedener Verdichter Technologien für die Kältemaschine (Screw, Turbo) verglichen.

- Radikale Konzepte – Solar elektrisch direkt

In dieser Variante wird die KKM direkt mit einer Photovoltaik-Anlage gekoppelt und mit unterschiedlichen Kollektorgrößen und Regelkonzepten betrieben. Die KKM wird entweder mit maximaler (100%) oder mit variabler (55–100%) Drehzahl betrieben. Bei der 100% Regelung wird die maximal erreichbare Kälte erzeugt, der Strombezug aus dem Netz wird zugelassen. Ist die Drehzahl entsprechend der solaren Einstrahlung geregelt, stellt sich ein solarer Deckungsgrad (SD) von fast 100% ein. Wird aber beispielsweise auf eine Soll-Austrittstemperatur geregelt, verringert sich die SD folglich. Die Rückkühlung erfolgt mit einem trockenen Kühlturm. Ein Schema zu dieser Variante ist folgend in Abbildung 2.24 zu sehen.

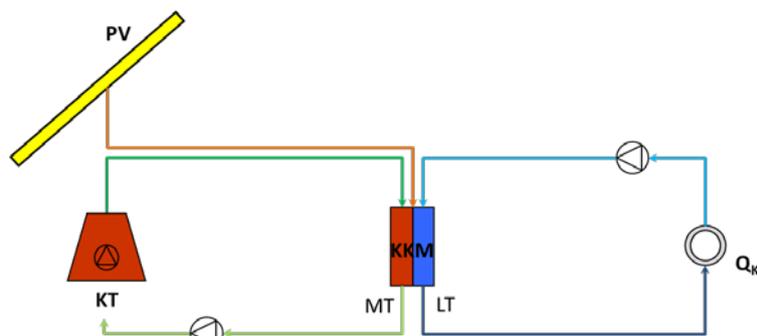


Abbildung 2.23: Solar elektrisch direkt betriebene KKM

2.3.9 Solarhybrid

In die hybriden Systeme fließen die Erkenntnisse aus den bisherigen Messungen und Simulationen ein. Unter den solarhybriden Systemen wird jeweils ein Solarthermie-, Photovoltaik- und PVT-Konzept mit unterschiedlichen Auslegungen und Regelstrategie betrachtet. Dazu werden folgend zwei durchgeführte Studien beschrieben.

- **Komplexe Gesamtanalysen - Hotel**

Aus dem zugrundeliegendem Hotel Profil (vgl. Kapitel 2.3.3) wird zunächst nur das DHW Profil (DHW), im weiteren Schritt zusätzlich die Kühlung (DHW+C) und schließlich das volle Profil mit Pool- sowie Raumheizung (DHW+C+SH) betrachtet. Die Variationen sind in nachfolgender Tabelle 2.7 aufgelistet, wobei beachtet werden sollte, dass die Simulationen und Auslegungen durch verschiedene Partner mit unterschiedlichen Tools durchgeführt wurde und die Flächenvariationen für die einzelnen betrachteten Fälle unterschiedlich sein können.

Tabelle 2.7: Variationen des Hotelprofils und der Systemkonfigurationen;
¹TRNSYS Simulationen, ²Matlab Simulationen

Verbrauchsprofil	Bezeichnung	Bedarf [MWh]	ST ¹ [m ²]	PV ¹ [kW _p]	PVT ² [m ² & kW _p]	PV only ² [kW _p]
Brauchwarmwasser	DHW	562	220	26	420 & 5,0	25
Brauchwarmwasser + Kühlung	DHW+C	562	420	50	420 & 12,5	46
		82	720	73	420 & 25	100
Brauchwarmwasser + Kühlung + Raum-/Poolheizung	DHW+C+SH	562	820	85	420 & 50	150
		82	920	94	420 & 75	200
		546	1120	130	420 & 100	300

Zur Evaluierung dieser Profile werden nachfolgende Systeme eingesetzt:

- Solarthermie

Die ST speist einen Heißwasserspeicher, über welchen mit einem Gas-Backup (nur für DHW, nicht für C) die Wärmeversorgung und der Betrieb der AKM sichergestellt werden. Die AKM dient der Grundlastdeckung (19 kW Kälte), der Restbedarf wird über eine konventionelle KKM (70 kW Kälte) abgedeckt. Beide Kältemaschinen arbeiten mit trockener Rückkühlung (da wartungsarm). Im Rückkühlkreis ist jeweils ein Wärmeübertrager für die Wärmerückgewinnung (zugunsten unterschiedlicher Systeme, z.B. Poolheizung) eingebaut.

System ST

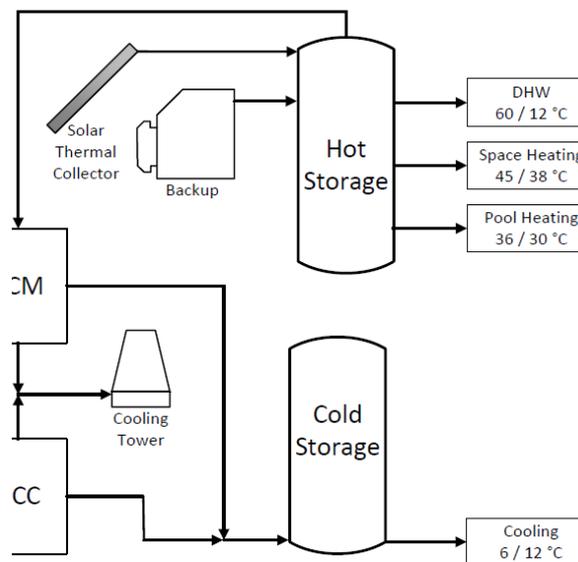


Abbildung 2.24: Prinzip Schema der solarhybriden Lösung mit Solarthermie

- Photovoltaik

Die Wärmepumpe arbeitet reversibel und speist einerseits den Warmwasser- und andererseits den Kaltwasserspeicher. Als Quelle dient Grundwasser, die Kosten für die Bohrungen und ein entsprechender COP/EER sind vereinfacht berücksichtigt. Eine PV-Fläche, welche ausschließlich zum Betrieb der WP ausgelegt wird, ergänzt das System. Die WP ist nicht speziell geregelt, d.h. ergibt sich nur eine teilweise Gleichzeitigkeit von Last und Einstrahlung, die Differenz resultiert in

Netzbezug bzw. Einspeisung des Überschusses an PV Strom. Der Bedarf an elektrischer Energie für den Hotelbetrieb sowie Lastverschiebungen (wie z.B. in TheBat (Thür 2017)) werden hier nicht betrachtet. Als Variante wird der überschüssige PV-Strom zur Wassererwärmung im Speicher genutzt (power to heat).

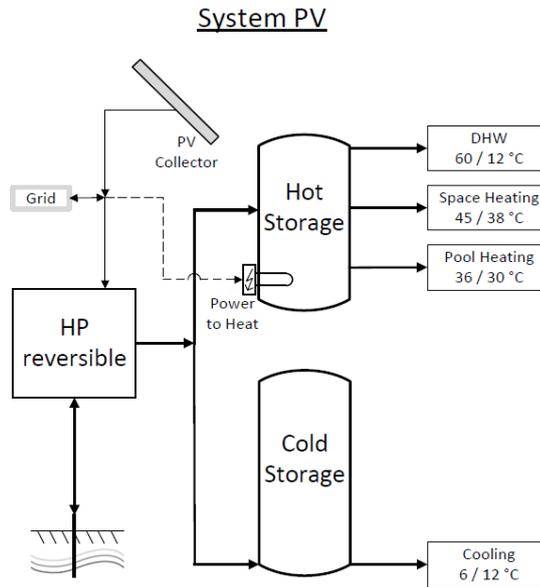


Abbildung 2.25: Prinzip Schema der solarhybriden Lösung mit Photovoltaik

- PVT

Das System besteht aus einer Solarthermie Anlage zur Deckung des DHW Bedarfs sowie einem zusätzlichen Gasbackup. Der PVT Kollektor wird eingesetzt, um das Frischwasser vorzuwärmen und damit die PV entsprechend zu kühlen. Die Kälteversorgung erfolgt über eine wassergekühlte konventionelle KKM (trockener Rückkühlung). Die Systemvariante wurde mit und ohne SH gerechnet. In einer zweiten Variante wird der überschüssige PVT-Strom zur Wassererwärmung im Speicher genutzt.

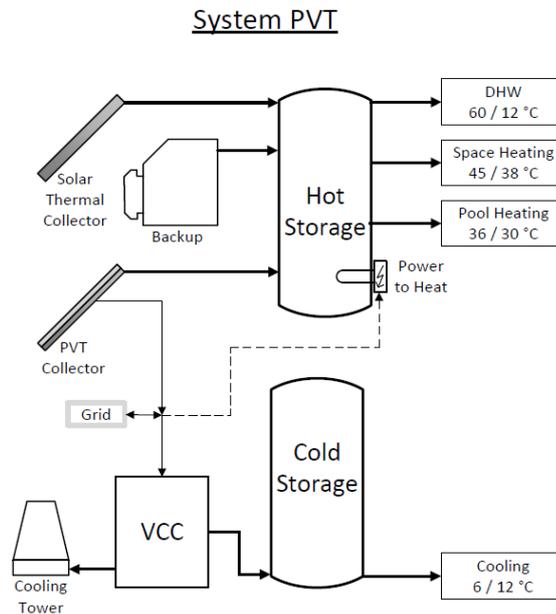


Abbildung 2.26: Prinzip Schema der solarhybriden Lösung mit PVT Kollektoren

• **Potentialanalyse – Radikal minimierte Varianten**

Potentialstudien werden einerseits für die reinen Solarthermie- bzw. Photovoltaik-Varianten und andererseits für die hybriden Konzepte durchgeführt. Folgend sind zwei mögliche hybride Varianten, welche aus der Kombination von Absorptions- und Kompressionskältemaschine bestehen, beschrieben. Je nach Betriebsweise der KKM bzw. WP ergeben sich unterschiedliche solare Deckungsgrade (SD). Wird nur die AKM bzw. AWP betrieben (vgl. Kapitel 2.3.7) ergeben sich 100% SD. Wird die Leistung der KKM/WP auf eine bestimmte Soll-Austrittstemperatur geregelt (55-100% der Drehzahl) ergeben sich Werte für den SD von ca. 50%, bei maximaler Drehzahl der KKM/WP (somit maximale Kälteerzeugung) wird ein SD von ca. 35% erreicht.

• Kältebetrieb AKM und KKM

Der Generator (HT-Kreis) der AKM ist direkt mit der Solarthermie gekoppelt (ohne Speicher). Die KKM ist kälteseitig (LT) in Serie zur AKM geschaltet und kühlt, wenn die gewünschte Soll-Vorlauftemperatur zum Verbraucher nicht erreicht ist, diese auf den definierten Sollwert. Die MT-Kreise (Rückkühlung) von AKM und KKM sind dabei parallel verschaltet (Abbildung 2.28). Der konstante Massenstrom durch den Kühlturm wird in fixem Verhältnis auf beide Maschinen aufgeteilt (anhand des Umschaltventils – y-Position). Die Kältemaschinen werden mittels trockenem Kühlturm rückgekühlt. Der notwendige Strom der elektrischen Verbraucher wird vom Netz bezogen.

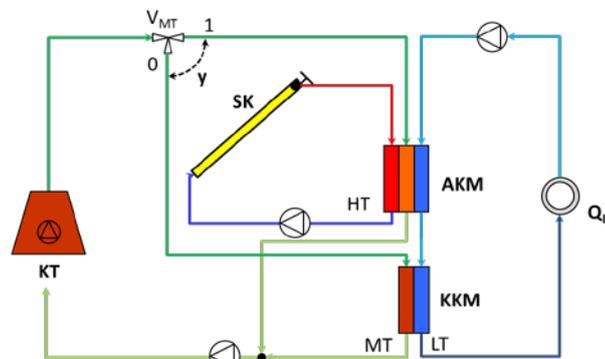


Abbildung 2.27: Schema AKM und KKM, LT-Kreise in Serie, MT-Kreise parallel (rechts)

• Wärmepumpenbetrieb AKM und KKM (optional mit Kältenutzen)

Die AWP (AKM reversibel) und WP (KKM reversibel) Verschaltung wird in Abbildung 2.29 dargestellt. Es wird sowohl MT- als auch LT-seitig die WP in Serie zur AWP geschaltet. Dabei stellt die WP die notwendige Kälte bereit um eine Soll-Austrittstemperatur des LT-Kreises zu erreichen und die AWP erzeugt Kälte solange der Solarkollektor (SK) genügend Energie liefert um im HT-Kreis die gewünschte Temperatur einhalten zu können. Die Massenstromregelung des MT-Kreises regelt auf eine Soll-Austrittstemperatur aus der WP, welche für Heizzwecke dient. Beim Wärmepumpenbetrieb werden die folgenden zwei Fälle betrachtet. Einerseits wird ausschließlich die MT-Seite und andererseits die MT- plus der LT-Seite als Nutzen betrachtet.

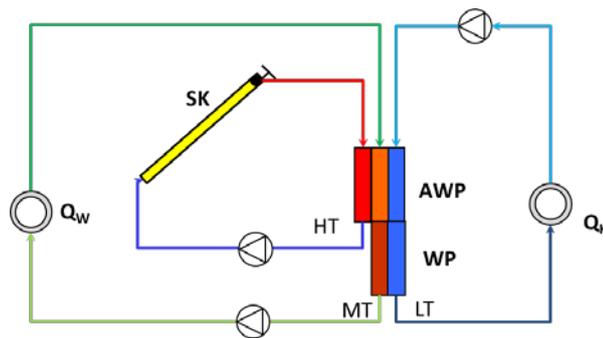


Abbildung 2.28: Schema AWP und WP, LT- und MT-Kreise jeweils seriell, LT- und MT-Seite als Nutzen

Die AWP und WP Verschaltung als Luftwärmepumpe erfolgt entsprechend Abbildung 2.30 (links). Wie bereits in vorheriger Schaltung beschrieben, sind die MT- und LT-Kreise (AWP, WP) jeweils in Serie geschaltet. Bei dieser Ausführung ist der Nutzen ausschließlich die MT-Seite, die LT-Seite ist mit einem trockenen Kühlturm verbunden, welcher als Quelle dient.

Die Einbindung der AWP und WP als Grundwasserwärmepumpe ist in Abbildung 2.30 (rechts) zu sehen. Die MT- als auch LT-Kreisläufe der AWP und der WP, sind wie bei der Luftwärmepumpe in Serie geschaltet. Der Unterschied zur Luftwärmepumpe ist, dass die LT-Seite hier einen Grundwasserbrunnen als Quelle nutzt.

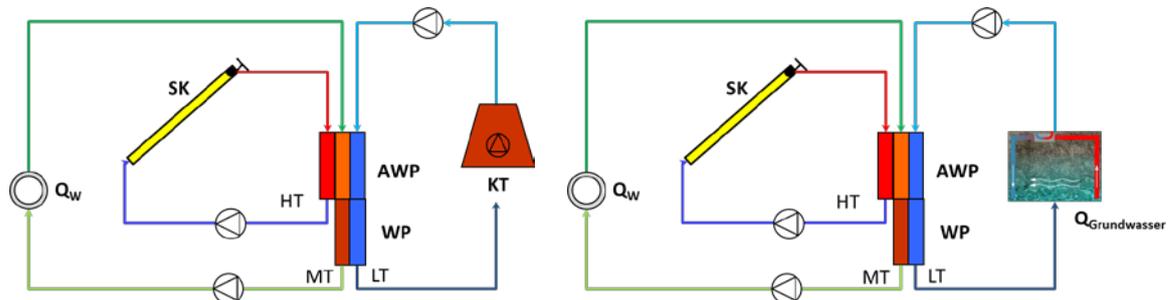


Abbildung 2.29: Luftwärmepumpe (links) bzw. Grundwasserwärmepumpe (rechts)

3 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

3.1 Simulationsergebnisse

3.1.1 Solarthermie

Hier werden nur die Ergebnisse der dynamischen Lastregelung (vgl. Kapitel 2.3.7) der Absorptionskältemaschine für das Büroprofil (vgl. Kapitel 2.3.3) erläutert. Die weiteren Optimierungen fließen direkt in die solarhybriden Varianten ein und werden nicht getrennt analysiert. Der Unterschied zwischen zwei Regelstrategien der AKM und der drei externen Kreise (LT, MT, HT) und die Auswirkungen des Kältebedarfs (Variation des Lastprofile) bzw. der Kaltwassertemperaturen (T_{LT} 12/6°C vs. 22/16°C) auf die elektrische Effizienz (SPF_{el}) der solarthermischen Kältebereitstellung (als Subsystem der gesamten Wärme- und Kältebereitstellung) wird in Abbildung 3.1 gezeigt. Es wird eine EIN/AUS-Regelung mit der dynamisch geregelten PLI-Variante (MT- & HT-Pumpe und Kühlturm Ventilator – vgl. Kapitel 2.3.7) verglichen. Die durchgezogenen Linien beziehen sich auf die gleiche Auslegung der Anlage (75 m² Kollektorfläche), die strichlierten stellen eine Erweiterung der Kollektorfläche auf 100m² dar.

Bei allen Varianten steigt der SPF_{el} mit steigender Kälteanforderung (dargestellt durch die unterschiedlichen Punkte der jeweiligen Linie, bzw. höheren Volllaststunden) massiv an. Es wurden bei allen vier Varianten dieselben Einstellungen (Auslegung, Volumenströme, Solltemperaturen, etc.) eingesetzt. Durch die Auslegung (Kälteleistung zu Kollektorfläche) ist die maximal bereitstellbare Energiemenge begrenzt. Die beiden letzten Ergebnisse (der durchgezogenen Linien) sind trotz massiv größerem Kältebedarf fast identisch. Wird die Kollektorfläche bei sonstig gleicher Auslegung erhöht kann deutlich mehr Kältemenge durch das solarthermische System bereitgestellt werden.

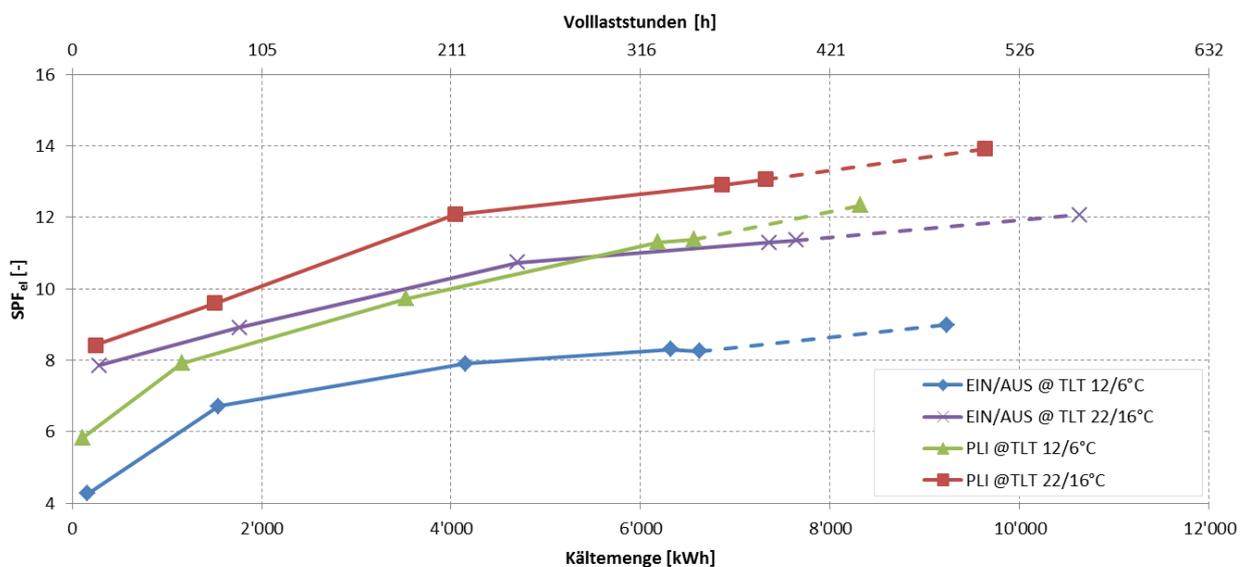


Abbildung 3.1: Vergleich der elektrischen Effizienz (SPF_{el}) zwischen EIN/AUS-Regelung und dynamisch geregelten (PLI) Konzepten bei verschiedenen Kältemengen, die durch die Variation des Profile entstehen

Das Verhältnis von maximaler Kälteleistung zu elektrischem Bedarf ist durch die Auslegung fixiert. Die maximale Kälteleistung ist aber auch von den Betriebsbedingungen abhängig (LT und MT Temperatur). Wird eine EIN/AUS Regelstrategie verwendet, die diese Randbedingungen nicht berücksichtigt, bleibt der Strombedarf konstant, auch wenn die bereitgestellte Kälteleistung bereits sinkt. Somit ist vor allem bei den EIN/AUS Varianten, zufolge der klimatischen Bedingungen (MT-Temperatur) und der Systemauslegung, trotz steigender Kältebereitstellung die elektrische Effizienz des Systems begrenzt (bei T_{LT} 12/6°C SPF_{el} ca. 8,4). Diese maximal erreichbare Effizienz ist an den abflachenden Kurven in Abbildung 3.1 für alle Varianten zu erkennen. Bei den EIN/AUS Varianten ist dies deutlich ausgeprägter als bei den PLI Varianten, ebenso ist es bei niedrigeren LT Temperaturen (12/6°C) deutlicher als bei hohen (22/16°C).

Wenn der Kältebedarf zu sehr sinkt, steigen die Standby-Verluste der Speicher bei gleichzeitigem Strombedarf für die solare Kältebereitstellung. Der Kaltwasser-Speicher wird immer wieder in kurzen EIN-Zyklen beladen. Dies bringt Anfahrverluste und auch höhere Standby-Verluste im Warmwasserspeicher mit sich. Das wiederum wirkt sich mit dem Anteil des Stromverbrauchs der Solarpumpen auf die Effizienz aus. Durch Anpassen der Regler-Einstellungen kann auch die EIN/AUS-Strategie höhere Effizienzen erreichen.

Die PLI-Strategie liefert über den gesamten Bereich eine höhere Performance als die EIN/AUS Varianten. Dies liegt vor allem an den sich automatisch an den Bedarf anpassenden Stromverbrauchern (MT- & HT-Pumpe und Kühlturmventilator). Auch bei höheren Kälteanforderungen kommt es aufgrund der PLI Regelung zu einer Reduktion des Strombedarfs gegenüber den Ein/Aus Regelung, was sich wiederum positiv auf den SPF_{el} auswirkt. Die Existenz eines Maximums der Teilsystemeffizienz (wie bei EIN/AUS) ist hier nicht ersichtlich, müsste aber noch über die hier gewählten Randbedingungen hinaus überprüft werden. Abhängig von der Kühlenergiemenge ($Q_{CD,HP}$) bzw. den Volllaststunden und dem Temperaturniveau der Kältemaschine sind $SPF_{el} > 10$ erreichbar.

3.1.2 Solarelektrisch

Folgend werden die Ergebnisse der PV Fragestellungen präsentiert, dies beinhaltet die Auslegung der PV Anlage und die Betrachtung verschiedener Verdichter Technologien der KKM für das Hotelprofil am Standort Innsbruck und Sevilla.

Die in Abbildung 3.2 dargestellten Diagramme zeigen den Einfluss des Standortes (links Innsbruck/Österreich), rechts Sevilla/Spainien) auf die PV-Produktion und die direkt nutzbare Energie. In beiden Diagrammen ist auf der linken Achse der Eigennutzungsgrad (PV-Strom Eigenverbrauch zu Einspeisung ins Netz) und auf der rechten Achse der Deckungsanteil (PV-Anteil am gesamt Haushaltsstrombedarf) jeweils in Abhängigkeit der installierten PV Leistung (1,25 – 625 kWp) dargestellt. An beiden Standorten wird die KKM mit einem leistungsmäßig an die Kältelast angepassten Screw-Verdichter (IBK 80 kW, SEV 140 kW) abgebildet. Die Kennlinien dieser Verdichter basieren auf den Daten einer 100 kW Maschine, welche entsprechend der Nennleistung skaliert wurden. Für die Berechnung des Eigennutzens wurde nur die elektrische Energie der Systemkomponenten (KKM, Hilfsaggregate, Haustechnikstrom für Solarthermie, etc.) betrachtet. Würde der Haushaltsstrom des Hotels mitberücksichtigt, ergeben sich höhere Eigennutzungsquoten bei geringeren Deckungsanteilen.

Aufgrund des höheren solaren Ertrags in Südeuropa (SEV) ist deutlich erkennbar (vgl. Abbildung 3.2), dass der Eigennutzungsgrad sowie der Deckungsanteil mit dem gegebenen Hotel-Profil entsprechend höher ist, als in Mitteleuropa (IBK). In Innsbruck werden mit einer 100 kWp PV-Anlage ca. 20% Eigennutzungsquote und ca. 75% Deckungsanteil erreicht. In Sevilla wird mit derselben Größe ca. 38% Eigennutzung und 85% Deckungsanteil erreicht. Am Knick im Deckungsgrad ist erkennbar ab welcher Anlagengröße, der zusätzliche PV-Ertrag hauptsächlich der Netzeinspeisung dient. Dieser liegt für IBK bei 50 – 70 kWp und für den Standpunkt SEV etwas höher bei 80 – 100 kWp. Der deutlich größere Kühl- und somit Strombedarf der KKM in südlichen Regionen wirkt sich entsprechend in einer Erhöhung der Eigennutzungsquote und auf den Deckungsanteil aus.

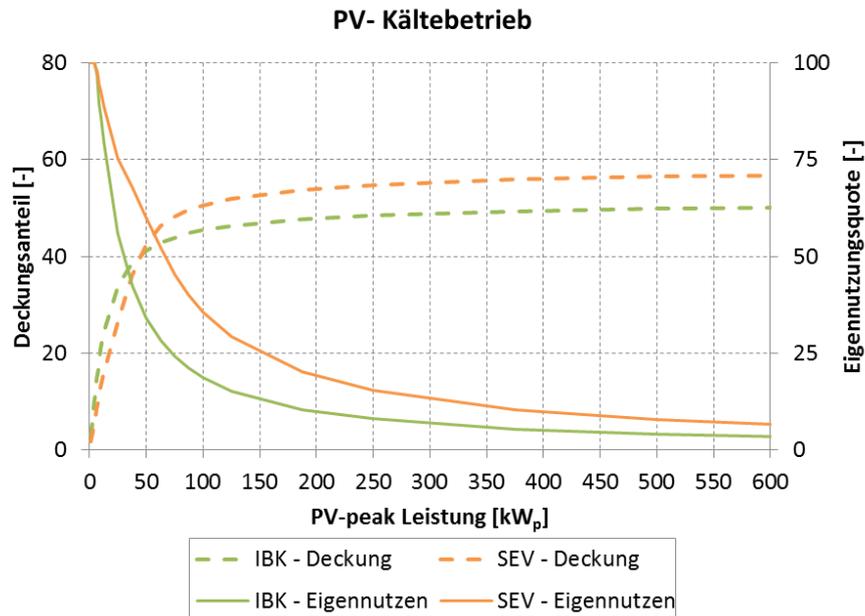


Abbildung 3.2: Abhängigkeit des Eigennutzungsgrades und Deckungsanteils von der Größe der PV-Anlage am Standort Innsbruck (links) und Sevilla (rechts)

Abbildung 3.3 zeigt das Verhältnis von nicht-erneuerbarer Primärenergieeinsparung ($f_{sav.NRE}$) zum Kostenverhältnis (Cost Ratio – CR) des PV-Systems mit Screw-Verdichter zur Referenz für Innsbruck und Sevilla. Das CR ist dabei in umgekehrter Reihenfolge dargestellt. Ein CR von 1 bedeutet, auf den Lebenszyklus des Systems berechnete, Kostenparität gegenüber dem definierten Referenzsystem. Die Punkte der Linien entsprechen einer Variation der PV Leistung (1,25–625 kWp), wobei sie von links nach rechts immer größer werden.

In Sevilla ist die Erhöhung der nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsparung bis ca. 49% kostenneutral bzw. bei leicht fallendem CR möglich, danach steigen die Kosten rapide an. Bei den kleineren Anlagengrößen ergibt sich ein CR von ca. 0,85, was 15% geringere Lebenszykluskosten gegenüber dem Referenzsystem bedeutet. Der Knick ergibt sich aufgrund der gewählten Randbedingungen der Einspeisetarife, welche nur bis zu einer PV Größe von < 200 kWp berücksichtigt wird. Bei kleinen Leistungen wird am Standort Innsbruck ein CR von ca. 0,95 erreicht, dieses steigt bis ca. 42% nicht-erneuerbarer primärenergetischer Einsparungen nur leicht an, darüber hinaus wird das System teurer als das Referenzsystem und CR steigt rapide. In Sevilla können höhere Werte als in Innsbruck erreicht werden, was auf die vorteilhaften klimatischen Bedingungen (hohe solare Einstrahlung) zurückzuführen ist

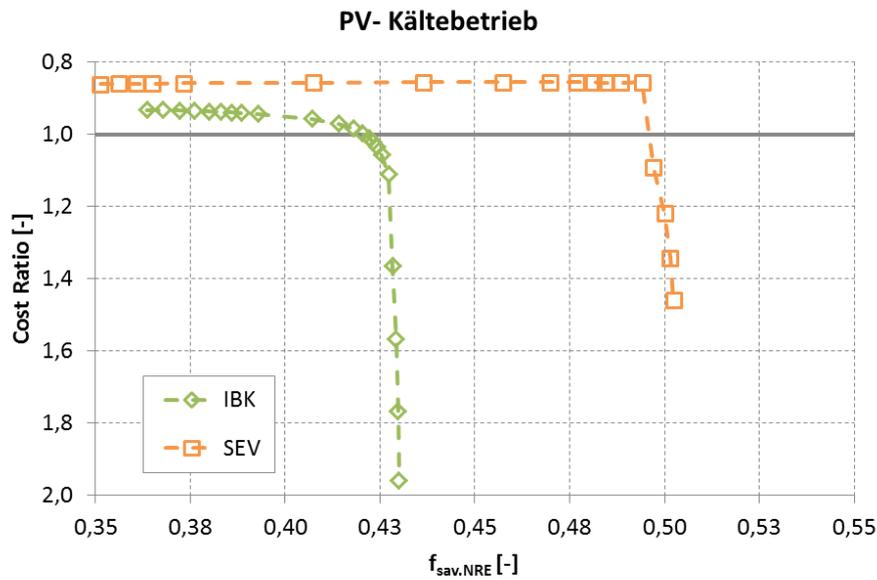


Abbildung 3.3: Auswirkung der Variation der PV-Leistung hinsichtlich CR und $f_{sav,NRE}$ an den Standorten Innsbruck und Sevilla

Der Unterschied zwischen Screw- und Turbo Verdichter ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Im Unterschied zu obiger Auswertung (Abbildung 3.2) ist die Eigennutzungsquote des Screw-Verdichters geringer, da hier nur der Strombedarf der KKM selbst berücksichtigt wurde. Mit dem Turboverdichter werden bei geringen Kühllasten geringere Eigennutzungsquoten erreicht, da dieser Bereich unter der Minimalleistung der Maschine liegt und diese deshalb takten muss. Die höhere Effizienz des Turboverdichters gegenüber des Screw Verdichters spiegelt sich in einem höheren Deckungsanteil wider.

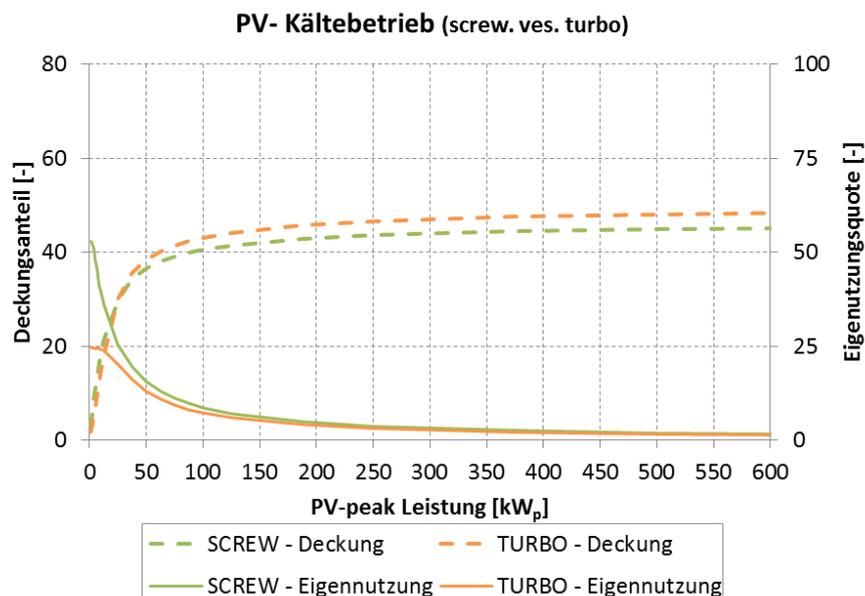


Abbildung 3.4: Vergleich Taktbetrieb (rechts, Turboverdichter) und kontinuierlicher Betrieb (links, Screw-Verdichter)

3.1.3 Solarhybrid

- Hotelprofil – komplexe Gesamtsysteme

In Tabelle 3.1 sind die wichtigsten Ergebnisse aller fünf simulierten Systeme (im Vergleich zur Referenz) für die gesamte Gebäudelast (DHW+C+SH) bei einer Kollektorgröße von 720 m² von PV bzw. ST und einer Fläche von 420 m² ST + 326 m² PVT dargestellt. Es wird der Endenergiebedarf als Jahresenergiebilanz für das Gesamtsystem aufgelistet, die Nutzenergien (Verbräuche) sind bei allen Systemen dieselben (DHW: 562 MWh, C: 85 MWh, SH: 542 MWh).

Der Solarertrag ist für die Solarthermie am höchsten (423 MWh thermisch), bei der PVT Varianten setzt sich der Ertrag aus ST + PVT_{th} (220 + 46 MWh) und PVT_{el} (61 MWh) zusammen. Die PV Variante liefert einen Ertrag von 112 MWh elektrisch. Entsprechend dem Ertrag reduziert sich der Bedarf an Backupbetrieb (Gas) bzw. Netzstrombezug. Bei den PV/PVT Varianten wird der überschüssig erzeugte Strom ins Netz eingespeist (entsprechend bei den Kosten berücksichtigt, es erfolgt keine Gutschrift von nicht-erneuerbarer Primär Energie). Je nach Variante ergibt sich ein entsprechender nicht-erneuerbarer Primärenergieeinsatz (PE_{NRE}), welcher im Verhältnis zum Referenzeinsatz als Einsparung (f_{sav.NRE}) dargestellt wird.

Tabelle 3.1: Vergleich der Energiebilanzen, Kosten und Ergebnisse aller fünf Varianten für die komplette Gebäudelast (DHW+C+SH / 562 + 82 + 542 MWh) bei ähnlicher Kollektorfläche am Standort Innsbruck; ¹TRNSYS Simulationen, ²Matlab Simulationen

		REF ¹	ST ¹	WP ¹	WP+PV ¹	PVT ²	PV(P2H) ²
Systemkomponenten		Gas, KKM	Gas, ST, AKM, KKM	Rev. WP	Rev. WP, PV	Gas, ST, KKM, PVT	Gas, KKM, PV
Kollektorfläche	[m ²]	-	720	-	720	420 (ST) + 326 (PVT)	652
Solarertrag	[MWh/a]	-	423	-	112	220/46/61	113
Gas	[MWh/a]	1210	795	-	-	880	1071
Strom Bezug	[MWh/a]	48	32	518	408	33	30
Strom Einspeisung	[MWh/a]	-	-	-	2	39	0
Summe PE _{NRE}	[MWh/a]	1498	963	1295	1020	1060	1265
Spez. Investment pro kW Gesamtleistung	[€/kW]	330	1200	500	890	1397	890
Verhältnis Invest SHC/REF	-	-	3,6	1,5	2,7	4,2	2,7
f _{sav.NRE}	-	-	0,36	0,14	0,32	0,29	0,16
Kostenverhältnis (CR)	-	-	1,00	1,01	1,03	1,06	1,05

Zur Analyse der Kosten sind in Tabelle 3.1 die spezifischen Investmentkosten der Gesamtanlage pro kW (Kälte + Wärme incl. evtl. Backups) angeführt. Diese setzten sich aus den standardisierten Werten des T53E4-Tools (der einzelnen Komponenten) zusammen. Das Verhältnis der Investitionskosten des betrachteten Systems gegenüber der Referenz reicht vom 1,5- (Wärmepumpen-Variante) bis zum 4-fachen für die PVT-Variante. Neben den Investitionskosten werden aber auch die Kosten für Wiederbeschaffung/Restwert, verbrauchsgebundene Kosten (Strom, Gas, Wasser), Kosten für Wartungsaufwand und die Einspeisevergütung bilanziert. Abbildung 3.5 zeigt eine Gegenüberstellung der Verteilung dieser Kostenkategorien – Bezug auf Referenzkosten (vgl. CR).

Beim Referenzsystem überwiegen die Energiekosten für Gas (73%), bei den erneuerbaren Varianten nimmt der Anteil an Investition deutlich zu, trotzdem sind bei den solarthermischen Systemen die Kosten für Gas und bei den Wärmepumpen Systemen die Strombezugskosten die größten Positionen.

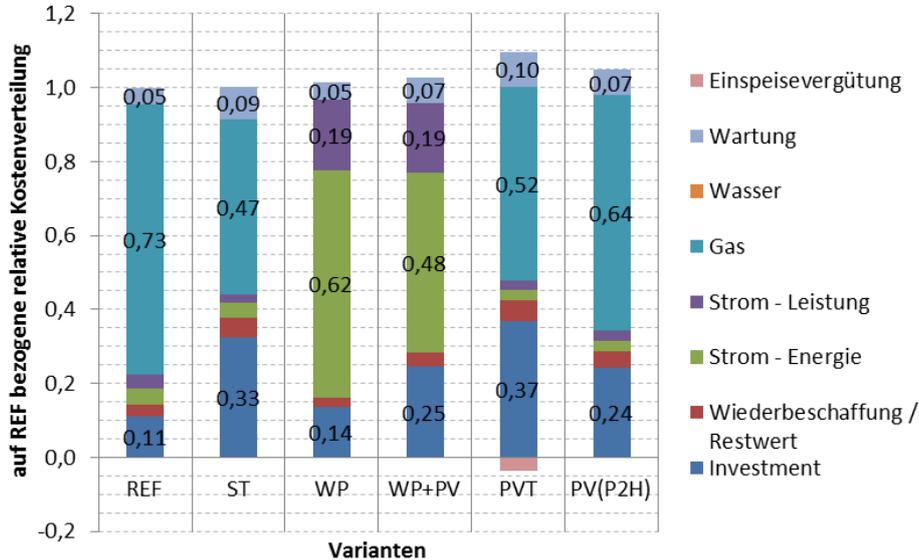


Abbildung 3.5: Auf die Referenz (REF) bezogene relative Kostenverteilung für die komplette Gebäudelast (DHW+C+SH / 562 + 82 + 542 MWh) bei Kollektorflächen entsprechend Tabelle 3.1

Alle Ergebnisse der techno-ökonomischen Analyse (in Kapitel 2.3.7 – 2.3.9 beschriebene Varianten mit unterschiedlichen Kollektorflächen von ca. 200 – 1200 m²) sind zusammenfassend in Abbildung 3.6 gegenübergestellt. Diese zeigt einerseits die Kostenverhältnisse (CR) und andererseits die Einsparungen an nicht-erneuerbarer Primärenergie ($f_{sav.NRE}$). Die Linien stellen die einzelnen Varianten dar, wobei die Marker der Variation der solaren Flächen (ST/PV/PVT) entspricht. Je größer die Fläche desto größer werden die nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsparungen, allerdings bei steigendem Kostenverhältnis (CR).

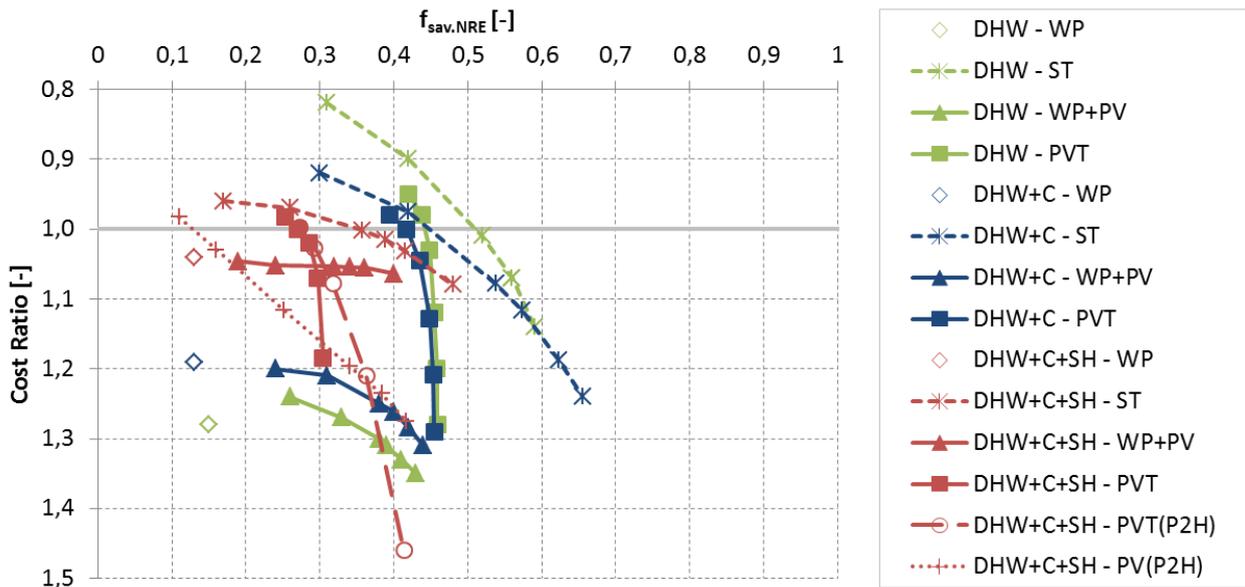


Abbildung 3.6: Technischer und wirtschaftlicher Vergleich der Anlagenkonfigurationen Solarthermie (ST), Wärmepumpe (WP), WP + Photovoltaik (WP+PV) nach Verbrauchern (DHW, C, SH) in Innsbruck

In Abbildung 3.6 wird der Unterschied zwischen den einzelnen Profilen aber auch zwischen den Varianten deutlich. Bei den reinen DHW Varianten werden die größten Einsparungen ($f_{\text{sav.NRE}}$) erzielt (geringste Energiemenge, höchste solare Deckung bei gleicher Fläche). Das gesamte Profil DHW+C+SH ergibt für alle Varianten die flachsten Kurven (max. Energiemenge). Das Verhalten bei größer werdenden Flächen ist für die PV-, PVT- und ST-Variante ähnlich. Die PVT erreicht mit steigender Größe schnell ein Maximum an Einsparungen ($f_{\text{sav.NRE}}$) trotz weiter steigenden Kosten. Das liegt zum einen daran, dass ab einer gewissen PV-Leistung die Eigennutzung nicht mehr erhöht wird, der Stromverbrauch ist dafür zu gering. Zum anderen steigt mit der Fläche auch die Leistung der PVT zur Vorwärmung des DHW und somit zufolge gleichbleibender Last die mittlere Kollektortemperatur. Da PVT-Kollektoren ohne Abdeckung üblicherweise niedrige Stagnationstemperaturen aufweisen, kann steigende Temperatur zu einem weiter reduzierten thermischen Ertrag führen.

Unter den PVT Varianten ist bei der DHW – PVT Variante die relative Einsparung ($f_{\text{sav.NRE}}$) am größten. Wird die Kühlung miteinbezogen ergeben sich höhere CRs und geringere $f_{\text{sav.NRE}}$. Bei der Variante DHW+C+SH ergeben sich niedrigere $f_{\text{sav.NRE}}$ da die solare Deckung durch die deutlich größere Last sinkt. Die PVT Variante wurde auch mit zusätzlicher P2H Option (Strom Überschuss erhitzt direkt mittels Heizstab den Speicher) untersucht. Es können durch diese Option leicht erhöhte Einsparungen bei größeren PVT-Flächen bei ähnlichen CRs erzielt werden. Die reine PV und P2H Variante ist bei allen Kollektorgößen am teuersten und am wenigsten effektiv. Erst bei großen Flächen werden diese Varianten gegenüber der PVT Variante interessant.

Im Vergleich zur Referenz erreicht die Wärmepumpe mit den getroffenen Annahmen eine maximale nicht-erneuerbare Primärenergieeinsparung ($f_{\text{sav.NRE}}$) von 15% bei Mehrkosten (CR) von ca. 28% (rein DHW). Je mehr Energiebedarf vorhanden ist, desto günstiger wird die WP. Es kann beim kompletten Profil ein CR von 1,04 erreicht werden. Ausschlaggebend ist hier das Verhältnis der Investitionskosten zu den Energiekosten, welches beim kompletten Profil (DHW+C+SH) einen Anteil von 80% erreicht (vgl. Abbildung 3.5, gesamter Strompreis – Energie + Leistung). Einsparpotential ist dadurch vor allem durch Steigerung der Effizienz des Systems (inkl. Hilfsstrombedarf) zu erreichen. Bei den kleineren Anlagen (nur DHW) ist eine Einsparung aber auch in der Systemausführung und damit bei den Investitionskosten möglich.

Wird die Wärmepumpe um die PV erweitert, ergeben sich bei kleinen Flächen kaum erkennbare Erhöhungen des CR, bei der DHW Variante ergibt sich sogar ein geringeres CR. Bei größeren PV-Flächen erhöhen sich die Kosten entsprechend. Dieses Ergebnis lässt sich im Wesentlichen auf den ungeregelten Eigenbedarf und den Verlauf des Profils zurückführen (keine weitere Steigerung der Eigennutzung).

Die ST-Varianten weisen die größten Unterschiede zwischen den Profilen und auch bei den unterschiedlichen Kollektorgößen auf. Bei den kleinen Flächen sind die Einsparungen an nichterneuerbarer Primärenergie geringer als bei der PV und PVT Varianten, allerdings bei niedrigeren Kosten. Mit steigenden Kollektorgößen erzielt die ST mehr Einsparungen, wobei sich die Kosten an die der PV Variante annähern. Die Resultate (CR, $f_{\text{sav.NRE}}$) stimmen mit Analysen anderer gemessener und simulierter Anlagen im SHC Task 53 (Neyer 2016) zusammen.

In Summe zeigt sich, dass je nach Auslegung und Randbedingungen ST, PV oder sogar PVT zu bevorzugen ist. Von den hier gewählten Systemen weisen die ST-Varianten durch den vorhandenen

Pufferspeicher und die zeitliche Auflösung des Profils die besten Ergebnisse hinsichtlich Kosten und nicht-erneuerbaren primärenergetischen Einsparungen auf.

Dieselbe Varianten wurde auch für den Standort Sevilla berechnet. Die Ergebnisse dazu sind in Abbildung 3.7 dargestellt. Alle Ergebnisse verschieben sich durch die höheren Solarerträge aufgrund des Standortwechsels hin zu höheren Einsparungen bei niedrigeren Kosten. Bei den meisten Kurven ergeben sich deutlich ausgeprägte, maximal erreichbare nicht-erneuerbare Primärenergieeinsparungen, was auf Abnahme, Speicherung bzw. Ertrag zufolge der Anlagenkonfiguration rückzuführen ist. Der Großteil der Ergebnisse weist ein CR von < 0,9 auf.

Die Unterschiede zwischen den Profilen (DHW, DHW+C, DHW+C+SH) fallen im Vergleich zum Standort Innsbruck deutlich geringer aus. Dies wird auch durch die Änderung in den Lastverhältnissen aufgrund des Klimas (DHW: 562 MWh, C: 315 MWh, SH: 7 MWh) beeinflusst.

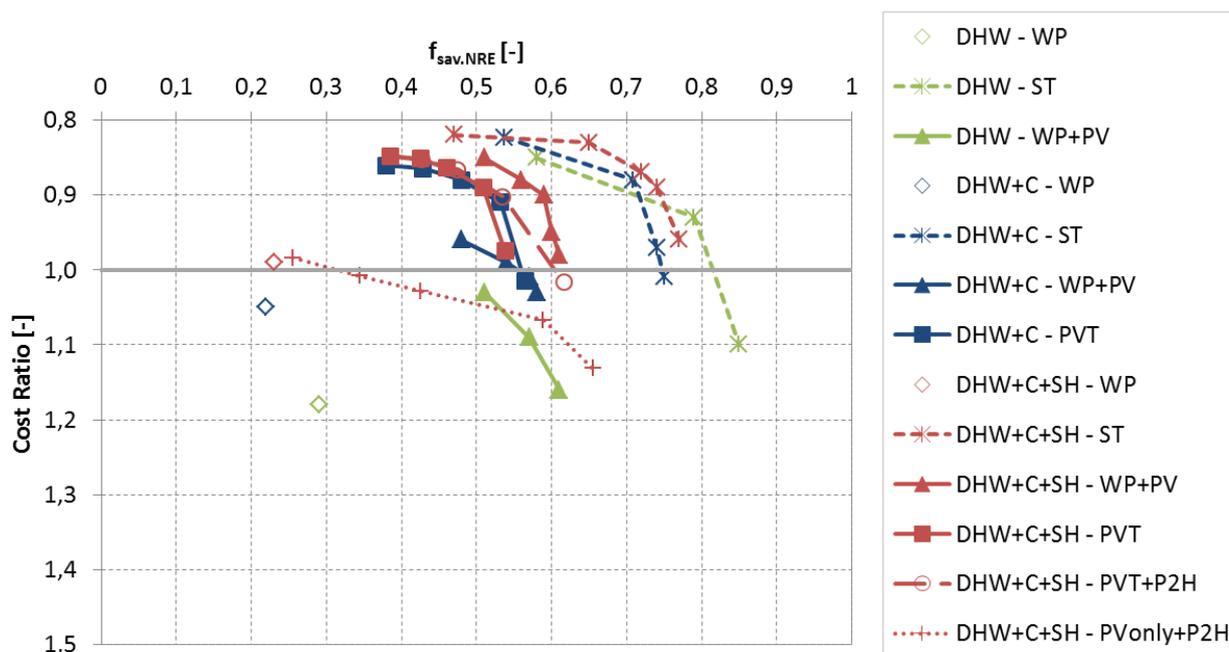


Abbildung 3.7: Technischer und wirtschaftlicher Vergleich der Anlagenkonfigurationen Solarthermie (ST), Wärmepumpe (WP), WP + Photovoltaik (WP+PV) je nach Verbrauchern (DHW, C, SH) in Sevilla

In Sevilla weisen die solarthermischen Varianten die höchsten Einsparungen bei den geringsten Kosten auf. Dies ist wie in Innsbruck auf den Pufferspeicher und den Lastverlauf zurückzuführen. Das Maximum der nicht-erneuerbaren primärenergetischen Einsparung liegt zwischen 75 und 85%. Dem gegenüber liegt bei kleineren Flächen das CR mit 0,8 bis 0,9.

Bei der WP+PV Variante ist die Eigennutzung der erzeugten Energie aufgrund des fehlenden Speichers begrenzt, was mittels Netzbezug ausgeglichen werden muss. Dies erklärt die deutliche Sättigung der nicht-erneuerbaren primärenergetischen Einsparungen bei größer werdenden PV-Flächen. Das Maximum der Einsparung liegt hier bei ca. 60%. Das CR ist bei der WP+PV Variante aufgrund des Profils stärker von der Last (DHW, C, SH) abhängig, liegt aber mit Ausnahme der reinen DHW Variante auch unter 1.

Die Ergebnisse der PVT erreichen geringere Einsparungen im Vergleich zur ST und der WP+PV Varianten bei etwas höheren Kosten. Die P2H Variante erzielt bei größerer Auslegung noch leichte

Erhöhung der nicht-erneuerbaren primärenergetischen Einsparung. Die reine PV Variante mit P2H Option ist neben der reinen WP Variante mit Abstand die teuerste Variante und erreicht erst bei großer Dimensionierung der Kollektorfläche ähnlich große nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsparungen.

- Potentialstudien

In den folgenden Abbildungen sind die Kostenverhältnisse gegenüber der Referenz (CostRatio) und die nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsparungen ($f_{sav,NRE}$) der unterschiedlichen Varianten der Potentialstudien zur Kälteerzeugung und Wärmepumpenbetrieb dargestellt.

Die Varianten sind anhand der Linien dargestellt und die Marker entsprechen unterschiedlichen Betriebszuständen. Es werden jeweils 3 Punkte mit den gleichen Randbedingungen (z.B. Temperaturlevel, Standort, etc.) zu einer Kurve zusammengefasst. Die AKM ist bei allen drei Zuständen rein solar (ST) betrieben, der solare Deckungsanteil ändert sich aber infolge der Betriebsart der KKM. Von links nach rechts steigt die solare Deckung, d.h. die ersten beiden Punkte sind die Ergebnisse des hybriden AKM+KKM Betriebs (links jeweils mit maximaler Leistung der KKM, in der Mitte jeweils mit geregelter KKM-Leistung), der Dritte (rechts) entspricht dem reinen Solarbetrieb (ST oder PV).

Tabelle 3.2: Ausgewertete Varianten der Potentialstudien und deren wichtigste Randbedingungen (Betriebsweise der AKM bzw. KKM)

	Betriebsweise	SD 37%	SD 50%	SD 100%
ST	Kälte-/Wärmepumpen	AKM + ST direkt KKM maximal	AKM + ST direkt KKM geregelt	AKM + ST direkt
PV	Wärmepumpen	PV + Netz KKM maximal	PV + Netz KKM geregelt	PV + KKM

- AKM + KKM Kältebetrieb

In Abbildung 3.8 sind die Ergebnisse für die Standorte Innsbruck und Sevilla jeweils zu zwei unterschiedlichen LT Eintrittstemperaturen (Austritt ergibt sich entsprechend der Betriebsart) dargestellt. Im Diagramm sind die Standorte mit denselben Symbolen und die Temperaturen mit derselben Farbe gekennzeichnet. Im Kältebetrieb wird nur die solarthermisch direkt betriebe AKM bzw. der hybride Betrieb von AKM + KKM analysiert.

Mit der gewählten Anlagenkonfiguration ergeben sich maximale Einsparungen an nicht-erneuerbarer Primärenergie zwischen 80 und 85%. Die Differenz zwischen 100% (solare Deckung) und den erzielten Einsparungen ergibt sich durch den Hilfsstrombedarf. Eine weitere Optimierung der nicht-erneuerbaren Primärenergie Einsparung wäre denkbar, dabei muss auf das Verhältnis von bereitgestellter (nutzbarer) Kälte zu elektrischer Systemeffizienz geachtet werden. Die $f_{sav,NRE}$ könnte zu Lasten des CR durch eine größere Dimensionierung der Solarthermie Anlage (hier spezifisch ca. $3,5 \text{ m}^2/\text{kW}_{\text{Kälte}}$) sowie der AKM weiter gesteigert werden.

Die 12°C (LT-Rücklauf) Varianten ergeben ein weit auseinandergesogenes Bild bei den nicht-erneuerbaren primärenergetischen Einsparungen (40 – 80%) und höhere CR als bei den 22°C Varianten. Die 22°C Varianten zeigen einen steileren und kompakteren Verlauf. Dies ist vor allem auf die Performance der KKM zurückzuführen, da diese bei höheren LT-Temperaturen deutlich effizienter

arbeitet (steigender EER, vgl. Abbildung 3.13). Dies führt im Vergleich zur 12°C Variante zu deutlich gesteigerten nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsparungen (ca. +20% $f_{sav.NRE}$) und einem Mehrertrag, was sich positiv auf das CostRatio auswirkt (CR – 0,1). Die Marker der Varianten mit 100% solarer Deckung (rechts) am selben Standort zeigen, dass der Einfluss der LT Temperatur auf die Performance der AKM deutlich geringer ist als auf die KKM.

Es wird der Unterschied an den Standort Sevilla und Innsbruck deutlich. In Sevilla können mit gleicher Konfiguration, aufgrund der höheren Einstrahlung, höhere solare Deckungsgarde als in Innsbruck erreicht werden. Das CostRatio ist in Sevilla entsprechend geringer als in Innsbruck. Beim gleichem $f_{sav.NRE}$ zeigt sich der solare Mehrertrag nur in den SD 100% Varianten, hier liegen die Ergebnisse für Sevilla weiter oben (geringere Kosten). Die Ergebnisse mit hybriden Betrieb liegen für die Sevilla Fälle immer weiter links oben (geringere Einsparungen bei geringeren Kosten). Dies ist auf die schlechtere Performance bei höheren Rückkühltemperaturen der KKM am Standort in Sevilla zurückzuführen.

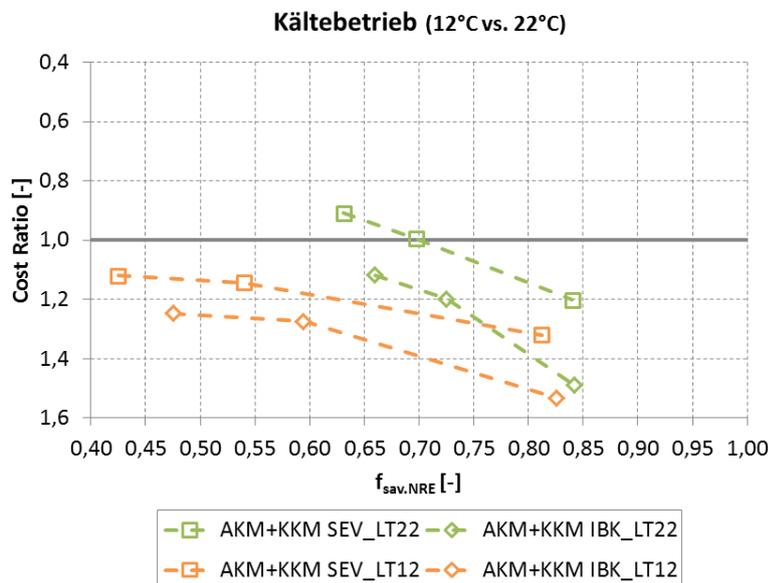


Abbildung 3.8: Vergleich der Simulationsvarianten von Sevilla und Innsbruck für den AKM+KKM Kältebetrieb bei LT Vorlauftemperaturen von 12°C bzw. 22°C

– Wärmepumpenbetrieb

Wird vom reinen Kältebetrieb auf Wärmepumpenbetrieb umgestellt, ergeben sich die in Abbildung 3.9 dargestellten Ergebnisse. In dieser Abbildung sind links die Ergebnisse für die beiden Standorte bei reinem Wärmepumpenbetrieb (MT-Austritt auf 40°C Nutz-Temperatur, LT-Seite entspricht Quelle) bzw. kombiniertem Betrieb mit zusätzlichem Kältenutzen (LT-Rücklauf 12°C) und rechts ein Vergleich von PV- und ST-unterstützten Wärmepumpenbetrieb dargestellt. Die drei Punkte pro Kurve ergeben sich für die solarthermischen Varianten wiederum aus reinem solar Betrieb (SD = 100%), einer geregelten Kombination (AKM+KKM) bzw. des maximalen Betrieb beider Komponenten. Für die PV Varianten gilt prinzipiell dasselbe, wobei hier immer nur die KKM betrieben wird und das elektrische Netz als „Backup“ verwendet wird. Bei der 100% solaren Variante wird die KKM so geregelt, dass für die Kältebereitstellung nur PV Strom verwendet wird (ohne Hilfsstrom). Wird die eine Mindestdrehzahl fixiert (hier 55%) ergibt sich über den Tag ein geringerer solarer Deckungsgrad. Der geringste ergibt sich naturgemäß wenn die KKM immer mit voller Drehzahl betrieben wird.

In der Abbildung sind jeweils die Marker für den Standort und die Farbe für den Betriebsmodus dieselben. Können beide Seiten der Wärmepumpe genutzt werden ergeben sich naturgemäß niedrigere Kosten und etwas höhere Einsparungen an nicht-erneuerbarer Primärenergie (vgl. linkes Diagramm). Der Unterschied fällt bei den 100% solaren Varianten deutlich mehr ins Gewicht als bei der hybriden Verwendung. Zwar kann der $f_{sav.NRE}$, welcher schon > 95% liegt, kaum mehr erhöht werden, dagegen werden die Kosten durch den großen Anteil an MT-Energie erheblich gesenkt. Am Standort Innsbruck sinkt das CR von ca. 1,4 auf 0,8 und in Sevilla von ca. 0,8 auf 0,45, was jeweils in etwa (aufgrund der Energiebilanz der AKM) einer Multiplikation mit den EER (~0,6) entspricht. Auch für die hybriden Varianten ergibt sich eine Reduktion des CR um ca. 0,2, bei einer gleichzeitigen Verbesserung des $f_{sav.NRE}$ um ca. 5%Pkt.

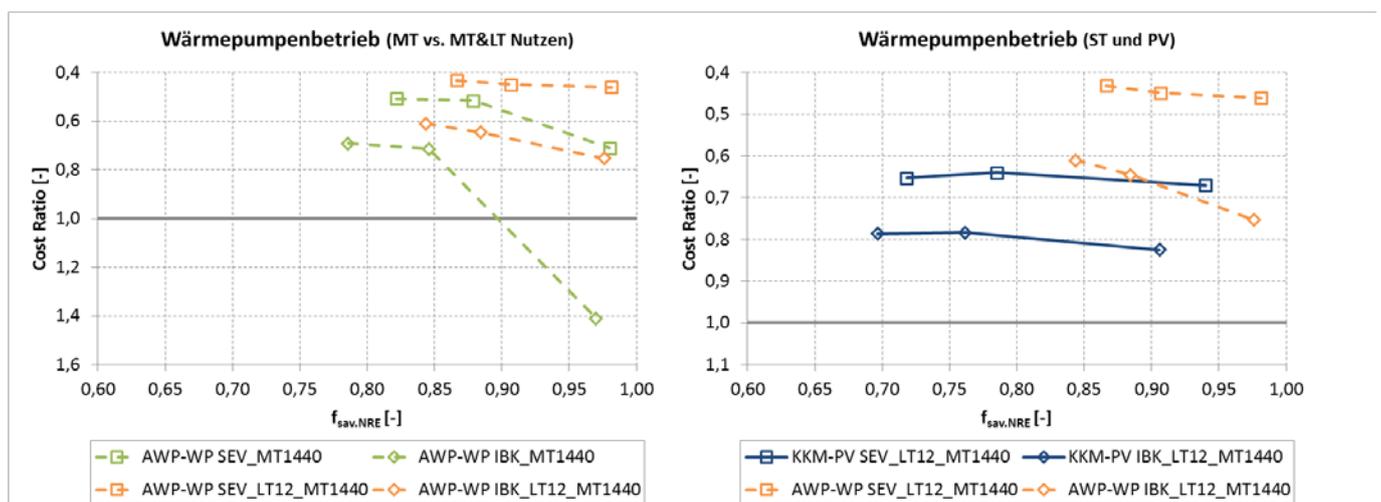


Abbildung 3.9: Vergleich der Simulationsvarianten von Sevilla und Innsbruck für den Wärmepumpenbetrieb, links Vergleich MT/MT< Nutzen, rechts ST und PV

Der Vergleich zwischen PV und ST betriebenen System (Abbildung rechts) darf hier nicht mit absoluten Zahlen geführt werden! Die Anlagen unterscheiden sich in der Leistung bei der 100% solaren Deckung (KKM vs. AKM) und vor allem die Betriebspunkte mit hybridem Betrieb (AKM + KKM vs. KKM + Netz). Des Weiteren ist die Auslegung der PV bzw. ST Flächen immer in Bezug auf die Leistungsfähigkeit der Wärmepumpen erfolgt. Einen fairen Vergleich kann nur erzielt werden, wenn zumindest die Nennleistung der Maschinen dieselbe ist und die Kollektorflächen so angepasst werden, dass dieselben Einsparungen ($f_{sav.NRE}$) erzielt werden können (siehe Ergebnisse zu Hotelbetrieb weiter oben).

Der Verlauf der PV-WP Varianten ist beinahe horizontal, die 100% solaren Varianten liegen kostenmäßig nur wenige %Pkt. über der mit voller Drehzahl und maximalem Netzbezug. Die Differenzen in den Standorten sind nicht ganz so ausgeprägt wie bei den ST Varianten. Für den Standort Innsbruck ergeben sich CostRatios von ca. 0,8 bei Einsparungen an nicht-erneuerbarer Primärenergie von 70–90%, für Sevilla liegt das CR bei ca. 0,65 bei leicht höheren Einsparungen.

In Summe zeigt diese Potentialstudie eine sehr interessante Ausgangslage um hocheffiziente und wirtschaftliche Systeme zu entwickeln. Die offene Frage bleibt, welche Randbedingungen die Ergebnisse in welcher Intensität beeinflussen. Dazu wird im nächsten Schritt eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt.

- Sensitivitäten

Um den Einfluss unterschiedlicher Randbedingungen auf die oben beschriebenen Ergebnisse darzustellen, wurden für alle Ergebnisse Sensitivitätsanalysen durchgeführt, folgend sind zwei Auszüge daraus abgebildet. Es wird immer von der simulierten und im T53E4 Tool bewerteten Anlagenkonfiguration (Kosten und Energiebilanzen) ausgegangen und die einzelnen Parameter in sieben vordefinierten Schritten geändert. Im Gegensatz zu oben ist hier aber ein anderes Referenzsystem betrachtet worden, es wird das solarthermische bzw. -hybride System gegenüber einem einfachen System mit Kompressionskältemaschinen bzw. -wärmepumpe verglichen. Das führt zu einer leicht verschobenen Ausgangslage (in den Diagrammen immer farbig und mit 100% gekennzeichnet)

Die fünf Parameter, die zugehörigen Ausgangswerte sowie die Variationen sind:

- Investitionskosten	1'200 €/kW	40/55/70/85/100/115/130%
- Strompreis	10 ct/kWh	50/100/150/200/250/300/350%
- Thermische Arbeitszahl (SPF _{th})	~0,58	80/90/100/110/120/130/140%
- Elektrische Arbeitszahl (SPF _{el})	~10	90/100/110/125/140/170/200%
- Arbeitszahl Referenz System (SPF _{ref})	~3,0	50/75/100/125/150/175/200%

Bei den letzten drei Varianten wird im T53E4 Tool die bereitgestellte Kälte der AKM (SPF_{th}) bzw. der Strombedarf für AKM+KKM (SPF_{el}) bzw. des Referenz Systems (SPF_{ref}) in den monatlichen Bilanzen entsprechend angepasst.

Die Abbildungen enthalten pro Sensitivität ein Diagramm, welches sieben Linien (Variation des Parameters) mit jeweils 3 Markern zeigt. Diese Marker beziehen sich auf die je nach Betriebsweise erreichbaren solaren Deckungsgrade (SD). Wird nur die AKM betrieben, ergibt sich ein SD von 100%. Im hybriden Betrieb der AKM + KKM wird bei geregelterm Betrieb der KKM ein SD von 50% und bei maximalem KKM Betrieb ein SD von 37,5% erreicht. Im ersten Diagramm (links oben) ist eine generelle Übersicht der Sensitivitäten (aller Parameter) bei SD = 50% hinsichtlich des CR abgebildet. Die 5 weiteren Diagramme stellen den Einfluss der einzelnen Parameter auf das CR sowie die nicht-erneuerbare Primärenergieeinsparung dar.

Die Variation der Kosten wirkt sich nur auf das CostRatio aus, entsprechend verschieben sich die Kurven vertikal. Die drei Effizienzen wirken sich auf beide KPIs aus, es ändern sich die Kosten aufgrund höherer bzw. geringerer Energieverbrauchs und die Einsparung an nicht-erneuerbarer Primärenergie wird entsprechend steigen/sinken.

Abbildung 3.10 zeigt die Sensitivitäten (hinsichtlich der 5 Hauptparameter) der in Kapitel 2.3.9 beschriebenen Variante des reinen Kältebetrieb der AKM und KKM (Abbildung 2.28). Es wird deutlich, dass mit keinem der einzelnen Faktoren (Ausnahme Investitionen) ein CR < 1 erreicht werden kann. Den größten Einfluss haben die Investitionskosten, gefolgt vom Strompreis. Eine Kombination aus den beiden (z.B. 70% Investitionskosten & 200% Stromkosten (20 ct/kWh)) ist realistisch erreichbar und könnte zu einem CR = 1 für die Variante SD = 100% führen. Die Anderen Parameter wirken sich vor allem auf die 100% solare Variante aus, der Effekt im hybriden Betrieb mit KKM ist deutlich geringer.

Werden die Investitionen bis auf 40% gesenkt, wird ein CR von 1,09 bei der 100% solaren Variante erreicht. Bei Änderung auf ca. 55% wird bei den hybriden Varianten Kostenparität gegenüber der Referenz erreicht. Die Änderung der Stromkosten von 100% auf 350% führt zu einer Änderung des CR

um 0,5 (SD 100%) bzw. 0,25 (bei hybrid), diese Änderung reicht nicht aus um Kostenparität zu erreichen.

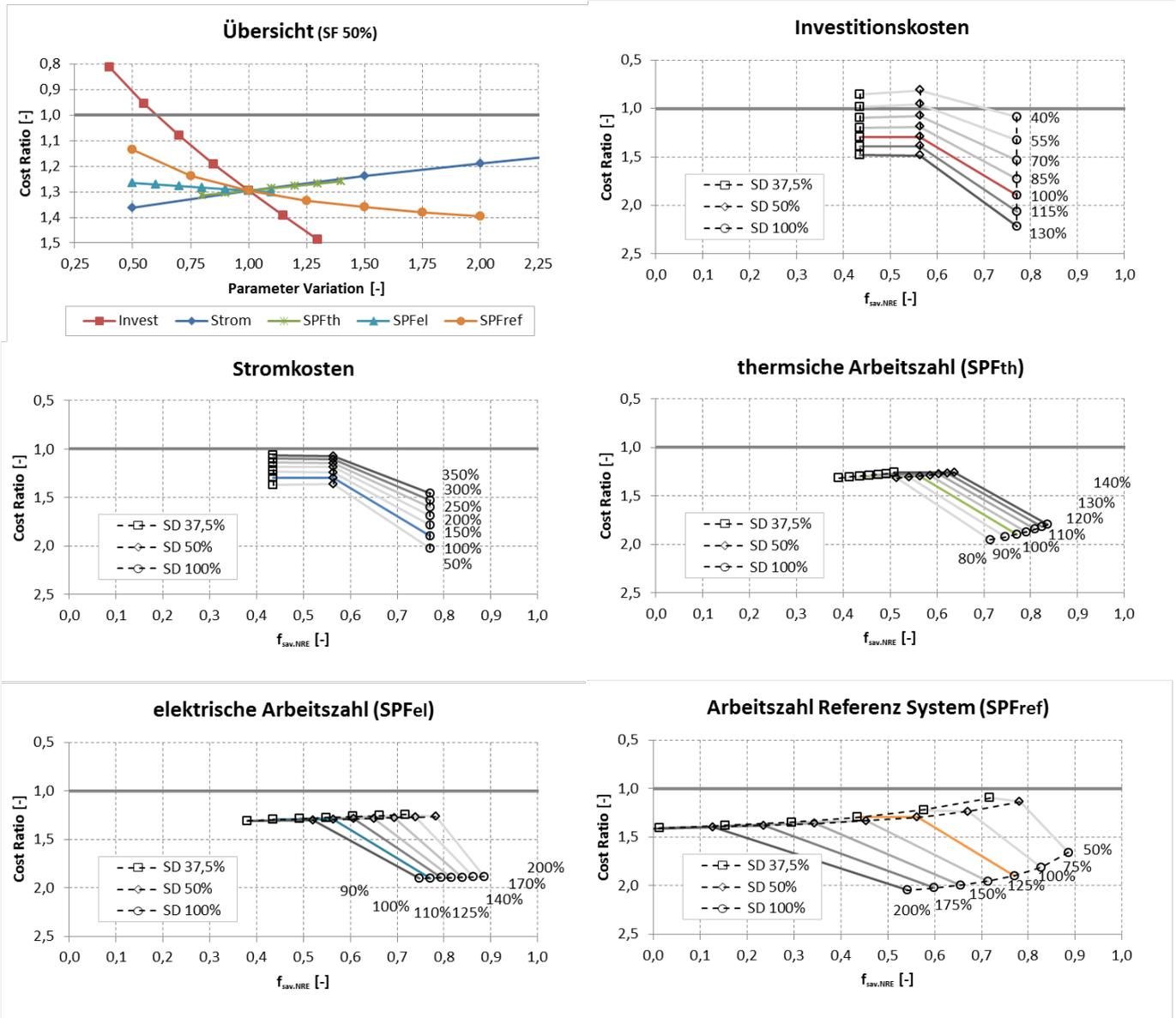


Abbildung 3.10: Sensitivität für Potentialanalyse des Kältebetriebs der AKM und KKM am Standort Innsbruck bei einer Kaltwasser Eintrittstemperatur von 12°C

Die Änderung der thermischen Arbeitszahl der AKM hat vor allem Auswirkungen bei der 100% solaren Variante, das f_{sav.NRE} variiert um ± 5%Pkt bei einer Änderung des CR um +6 bzw. -10%Pkt. Bei den hybriden Varianten liegt die Änderung unter 5%Pkt. der Kosten bei selber Änderung des f_{sav.NRE} (±5%Pkt.). Die Änderung der elektrischen (System-) Arbeitszahl, hat aufgrund des geringen Stromkostenanteils an den gesamt Kosten, einen vernachlässigbaren Einfluss auf das CostRatio. Allerdings würde das f_{sav.NRE} im hybriden Betrieb um +25%Pkt. (da KKM der größte Verbraucher ist) und in der 100% solaren Variante um ca. 10%Pkt. verbessert werden. Die Änderung der Effizienz des Referenzsystems (KKM mit SPF_{el} = 3) wirkt sich auf beide Parameter massiv aus. Hier ist der Blick auf die 100% solare Variante wichtiger, da bei einer Steigerung der Effizienz der Referenz KKM auch von einer Steigerung der Effizienz der im System verwendeten KKM ausgegangen werden kann. Wird die

Effizienz auf der Referenz doppelt so groß, liegt die Einsparung an nicht-erneuerbarer Primärenergie immer noch bei 50% (SHC SPF_{el} ca. 12), bei einer Erhöhung des CR um ca. 1%Pkt.

Abbildung 3.11 zeigt die Auswertungen für die Nutzung der Kombination AKM + KKM als Wärmepumpe (MT-Nutzen, vgl. Abbildung 2.30, rechts) am Standort Innsbruck. Die Übersicht der Sensitivität (für SD = 50%) des hybriden Betriebs zeigt bereits im Ausgangspunkt einen CR von ca. 0,8. Die Variation der 5 Parameter zeigt vor allem das Potential anhand der 100% solaren Lösung ein CR < 1 zu erreichen. Würden die Investitionen um ca. 30% gesenkt, oder die Stromkosten auf ca. 200% steigen, würde jeweils die Kostenparität erreicht werden. Eine Kombination aus beiden mit geringeren Änderungen ist durchaus realistisch. Wird eine Anwendung gefunden, in der die LT+MT Energie als Nutzen dienen, sind sehr hohe Einsparungen an nicht-erneuerbare Primärenergie bei sehr ökonomischem Bedingungen zu erreichen.

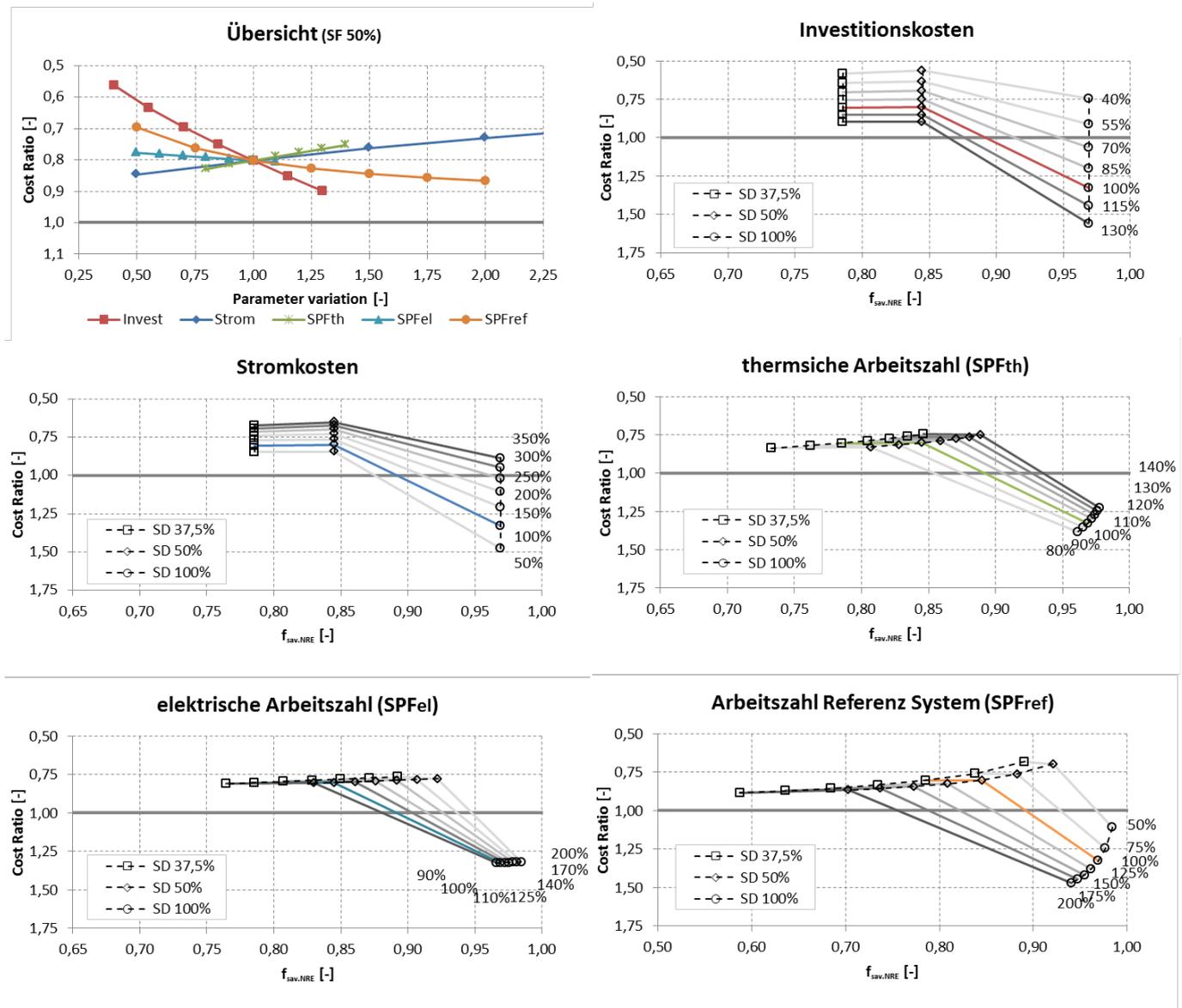


Abbildung 3.11: Sensitivität für Potentialanalyse des Wärmepumpenbetriebs der AKM und KKM am Standort Innsbruck bei einer Warmwasser Solltemperatur 14/40°C und einer Quelltemperatur (LT) von 12°C

Können die Investitionen bis auf 60% gesenkt werden, wird Kostenparität für die 100% solare Variante erreicht, die hybriden Varianten erreichen dabei ein CR von ca. 0,7. Auch mit der Variation der Stromkosten kann mit einer Erhöhung auf 250% (25 ct/kWh) die Parität erreicht werden.

Die Verbesserung der thermischen Effizienz der AWP erhöht bei der 100% solaren Variante vorrangig das CR (~10%Pkt.) bei den hybriden Varianten kann das $f_{sav.NRE}$ aufgrund der günstigen Ausgangslage (75–80%) nur um ca. 5%Pkt. erhöht werden. Die elektrische Arbeitszahl wirkt sich wiederum hauptsächlich auf die Einsparungen an nicht-erneuerbarer Primärenergie bei den hybriden Varianten mit einem Plus von ca. 10%Pkt. aus. Eine Änderung der Effizienz des Referenzsystems wirkt sich bei beiden Parameter, Kosten und Primärenergieeinsparung, deutlich aus.

Insgesamt zeigt sowohl die Sensitivitätsanalyse des Kühl- als auch des Wärmepumpenbetriebs ein hohes Potential zur weiteren Verbesserung des Cost Ratios und Erhöhung der $f_{sav.NRE}$. Dieses Potential ist relativ robust gegenüber einer Optimierung des Referenzsystems und stellt somit eine vielversprechende Ausgangslage für weiterführende Arbeiten dar.

3.2 Automatisierte Reglerentwicklung

Ziel der prädiktiven Regelung ist, die Nutzungsdauer der AKM zu erhöhen. Bei der Standard Regelung wird die AKM eingeschaltet, falls die Temperatur im Speicher auf 80% der Höhe 75°C übersteigt und läuft, bis diese Temperatur unterhalb von 65°C fällt. Der Solarkreis wird aus der untersten Schicht des Speichers gespeist, wodurch sich der bestmögliche Wirkungsgrad der Solaranlage ergibt.

An manchen Tagen reicht die Einstrahlung nicht aus bzw. ist der Verbrauch an Warmwasser zu groß, um die geforderten 75°C zu erreichen. Falls diese Temperatur nur sehr knapp nicht erreicht wird, besteht die Möglichkeit den Solarkreis mit einer höheren Eingangstemperatur aus dem Speicher zu versorgen, um eine höhere Ausgangstemperatur zu erzielen. Dadurch verschlechtert sich zwar der Wirkungsgrad, es besteht jedoch die Möglichkeit die AKM in Betrieb zu nehmen. Durch diese potentielle Erhöhung der Vollaststunden der, in Relation zu den restlichen Komponenten, teureren AKM soll die gesamte Wirtschaftlichkeit erhöht werden.

Es wurden Jahressimulationen mit den Wetterdaten von Innsbruck und dem Hotel Verbrauchsprofil durchgeführt. Zuerst wird die Simulation mit der Standardregelung und anschließend mit der prädiktiven Regel ausgeführt.

Bei den Jahressimulationen am Standort Innsbruck ergeben sich folgende Gesamtenergien in MWh laut Tabelle 3.3. Wie geplant werden im Vergleich zur Standardregelung mit der prädiktiven Regelung 6212 kWh mehr Kälte-Energie seitens der AKM erreicht. Gleichzeitig muss allerdings das Backup (Gas) um 7301 kWh mehr Energie aufbringen und die Solaranlage kann zufolge des schlechteren Wirkungsgrades 2363 kWh weniger Energie in den Speicher liefern.

Die gewählten Randbedingungen und das aufgestellte Modell zeigen die positive Auswirkung der prädiktiven Regelung an der bereitgestellten Kältemenge seitens der AKM, allerdings bei unverändertem Gesamtergebnis (CR, $f_{sav.NRE}$). Dies liegt am geringen Anteil der Kälte an der gesamt umgesetzten Energie, weshalb eine detaillierte Untersuchung folgen müsste. Diese würde ein komplexeres Gesamtmodell (mit KKM als Backup, etc.) und eine optimierte Regelung hinsichtlich des Anlagenlayouts (z.B. Vermeidung von Gasbackup, etc.) enthalten, um die tatsächlichen Vorteile ausarbeiten zu können

(aufgrund von Zeitmangel innerhalb dieses Projektes nicht möglich). Andererseits ist zu erwarten, dass durch eine Erweiterung der Standardregelung ähnlich gute Ergebnisse erzielt werden können, wie in den Simulationsstudien (vgl. Kapitel 3.1). Abschließend eine interessante Ausgangslage, die noch deutlichen Mehraufwand zur Klarstellung erfordert.

Tabelle 3.3: Energiebilanz und abgeleitete Kennzahlen der Jahressimulationen mit/ohne prädiktiver Regelung

	Standard Regelung [MWh]	Prädiktive Regelung [MWh]	Differenz	
			[kWh]	[%]
ST	342	340	-2363	-0,9
Backup (Gas)	269	276	+7301	+2,7
DHW	561	561	-	-
AKM (Kälte)	31	38	+6212	+19,4
CR	0,80	0,81	-	-
$f_{sav.NRE}$	0,63	0,63	-	-

3.3 Hardware-in-the-Loop

3.3.1 Stationäre Messungen: Kompressionskältemaschine

Die Vermessung der Kompressionskältemaschine wird entsprechend der Matrix in Anhang D durchgeführt. Ein ausgewähltes Kennfeld ist in Abbildung 3.13 dargestellt, es zeigt die Kälte-Leistungen mit den zugehörigen Leistungszahlen (EER) bei den gewählten Betriebspunkten. Die unterschiedlichen Linien sind entsprechend der Legende (Abbildung 3.12) gekennzeichnet und zeigen die Variation der Leistung der Maschine (100–50% Drehzahl geregelt, < 50% zusätzlich mit Heißgasbypass).

Beim Vergleich der Kennlinien ist ersichtlich, dass die Maschine bei höherer LT Temperatur höhere Leistungen sowie bessere EERs erreicht. Hinsichtlich der MT-Temperatur ist das Verhalten umgekehrt, es steigen Leistung und EER mit sinkender MT-Temperatur. Die Leistung der Maschine wird bis 50% durch Drehzahlreduktion des Verdichters verringert, wobei sich der EER der Maschine erhöht (aufgrund besserer Ausnutzung der Wärmetauscherflächen). Eine weitere Reduktion der Leistung kann durch Einsatz des Heißgasbypass erreicht werden, allerdings bei sinkendem EER.

— + —	rpm _{comp} = 100%, bypass=0%
— ⊖ —	rpm _{comp} = 75%, bypass=0%
— * —	rpm _{comp} = 50%, bypass=0%
— ✖ —	rpm _{comp} = 50%, bypass=20%
— ⊞ —	rpm _{comp} = 50%, bypass=40%
— ⊕ —	rpm _{comp} = 50%, bypass=60%

Abbildung 3.12: Legende für die Kennfelder der KKM (Abbildung 3.13)

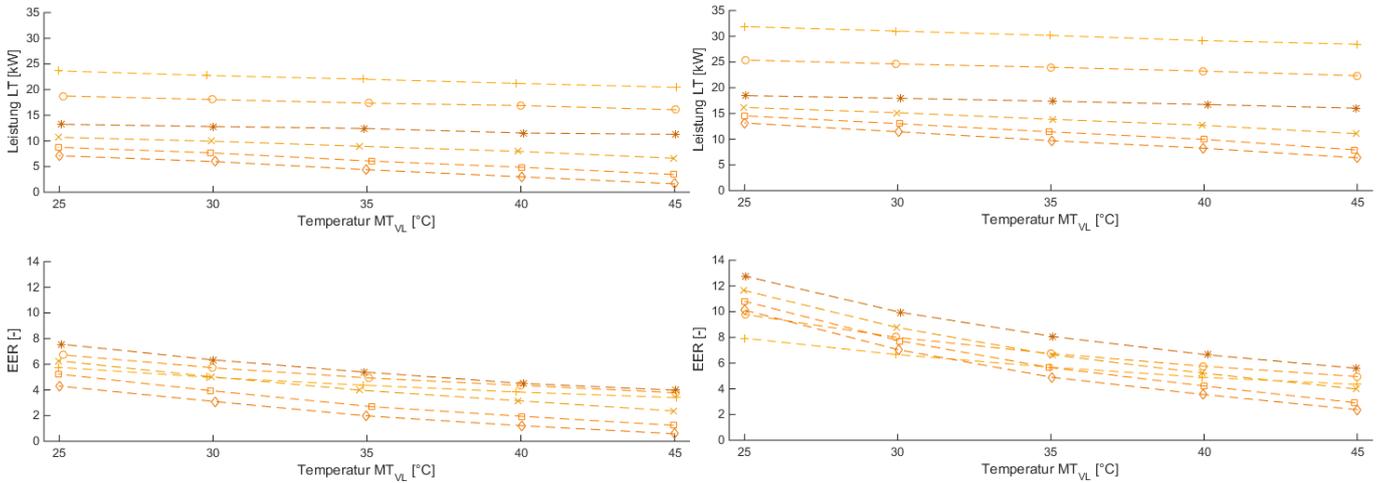


Abbildung 3.13: Kennfelder KKM bei hohem Durchfluss ($MT=6,5 \text{ m}^3/\text{h}$; $LT=3,5 \text{ m}^3/\text{h}$) bei unterschiedlichen LT_{RL} Temperaturen (links 12°C , rechts 22°C); in der oberen Darstellung sind jeweils die Leistungen und in der unteren die EERs abgebildet; die unterschiedlichen Varianten/Linien (Drehzahl sowie Heißgas-Bypass) sind in der Legende (Abbildung 3.12) beschrieben

Folgend (Abbildung 3.14) sind die Leistungen und EERs der KKM in einer geläufigeren Form dargestellt. Dafür werden Leistungen und EERs anhand der Werte bei maximaler Leistung (100% Drehzahl, Heißgasbypass geschlossen) normiert. Die Darstellungen zeigen diese normierten Werte (x-Achse: Leistungen, y-Achse: EERs) bei unterschiedlichen LT_{RL} - (links: 12°C , rechts: 22°C) und unterschiedlichen MT_{VL} - Temperaturen (Linien entsprechend Legende, $25\text{--}45^\circ\text{C}$). Durch die Normierung des EERs ist dieser bei 100% Leistung 1, steigt bis circa 50% Leistung auf ein Maximum an und sinkt bei weiterer Reduzierung durch öffnen des Heißgasbypass auf ein Minimum ab.

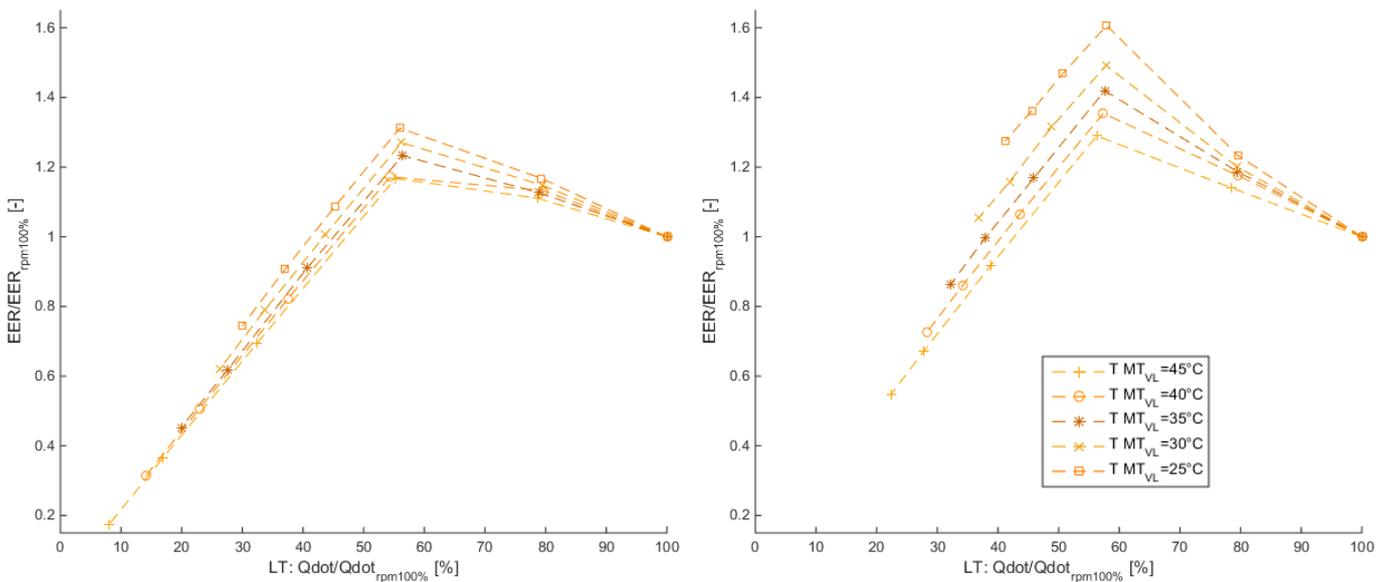


Abbildung 3.14: Kennfelder bezüglich der Werte bei maximaler Leistung (Drehzahl 100%, Heißgasbypass geschlossen) normiert; hoher Durchfluss ($MT=6,5 \text{ m}^3/\text{h}$; $LT=3,5 \text{ m}^3/\text{h}$) bei unterschiedlichen LT_{RL} Temperaturen (links 12°C , rechts 22°C) sowie MT_{VL} Temperaturen (Linien entsprechend Legende)

3.3.2 Stationäre Messungen: Absorptionskältemaschine - AKM

Die Vermessung der Absorptionskältemaschine wird entsprechend der Matrix in Anhang D durchgeführt. Folgende selektierte Kennfelder zeigen die Änderung der LT-Leistung sowie des EER bei sich ändernder MT-Temperatur; je ein Kennfeld pro LT_{RL} -Temperatur (12, 22°C). Die dargestellten Punkte entsprechen dem Betrieb bei hohem Durchfluss von HT 4,5 m³/h, MT 6,5 m³/h und LT 3 m³/h. Die unterschiedlichen Linien repräsentieren unterschiedliche HT_{VL} Temperaturen (80, 85, 90°C) im single- (SE) und half- (HE) Effekt Betriebsmodus.

Der SE-Betrieb kann bis 35°C MT_{VL} betrieben werden, der HE bis 45°C. Mit steigender Rückkühltemperatur sinkt die Kälteleistung für SE und HE. Der SE hat bei einer MT-Temperatur von 20°C eine Leistung von ca. 19 kW, der HE mit ca. 11 kW etwas mehr als die Hälfte (LT_{RL} 12°C). Die Leistung des SE-Konzepts sinkt schneller als das des HE. Je nach HT-Temperatur ergibt sich ein Schnittpunkt der LT-Leistung zwischen 30 und 35°C. Der EER im SE liegt je nach HT-Temperatur zw. 0,5 und 0,6 und sinkt entsprechend mit steigenden MT-Temperaturen. Je niedriger die HT Temperatur ist, desto größer ist der Einfluss der MT Temperatur und der EER sinkt schneller ab. Der EER des HE-Konzepts zeigt einen EER von 0,25 bis 0,28 und bleibt annähernd konstant bzw. steigt leicht an.

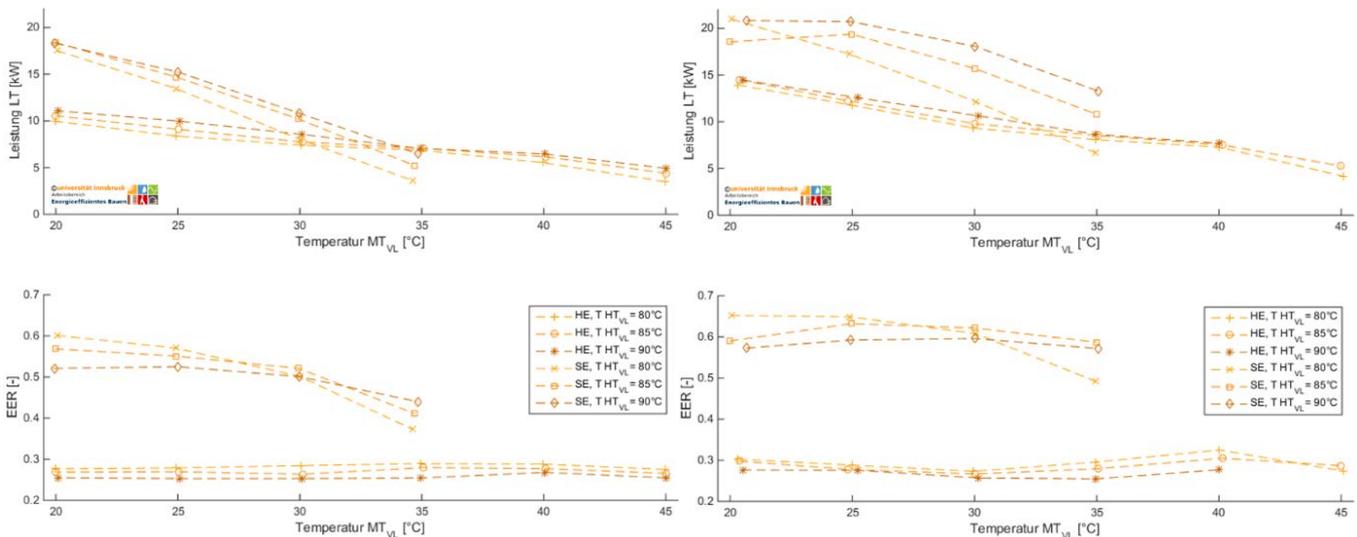


Abbildung 3.15: AKM Kennfeld bei hohem Durchfluss (HT 4,5 m³/h, MT 6,5 m³/h, LT 3 m³/h), unterschiedlichen LT_{RL} Temperaturen (links 12°C, rechts 22°C) und HT_{VL} Temperaturen/Betriebsmodus (Legende)

Bei einer LT Eintrittstemperatur in die Maschine von 22°C ist eine Rückkühlung mit 20°C möglich, diese Messung erfolgt aber in erster Linie um einheitliche Kennfelder der gesamten Messmatrix darstellen zu können. Die Sinnhaftigkeit im realen Betrieb diesen Punkt anzufahren, muss je nach Fall für sich entschieden werden. Für eine BHKW Rückkühlung, eine AWP Nutzung oder bei kurzen dynamischen Bedingungen könnte es trotzdem Sinn machen. Bei anderen Anwendungen, wie Gebäudekühlung würde dann wohl eher ein Free-Cooling Betrieb Sinn machen.

Das folgende Kennfeld (Abbildung 3.16) zeigt den Verlauf der LT-Leistung sowie des EERs bei hohem Durchfluss, einer MT_{VL} Temperatur von 25°C und einer sich ändernder LT_{RL} Temperatur (6–22°C). Dies zeigt den Vergleich der ersten Kennfelder (Abbildung 3.15, links – rechts), woran ersichtlich ist, dass die Leistung sowie der EER bei steigender LT Temperatur ebenso steigen.

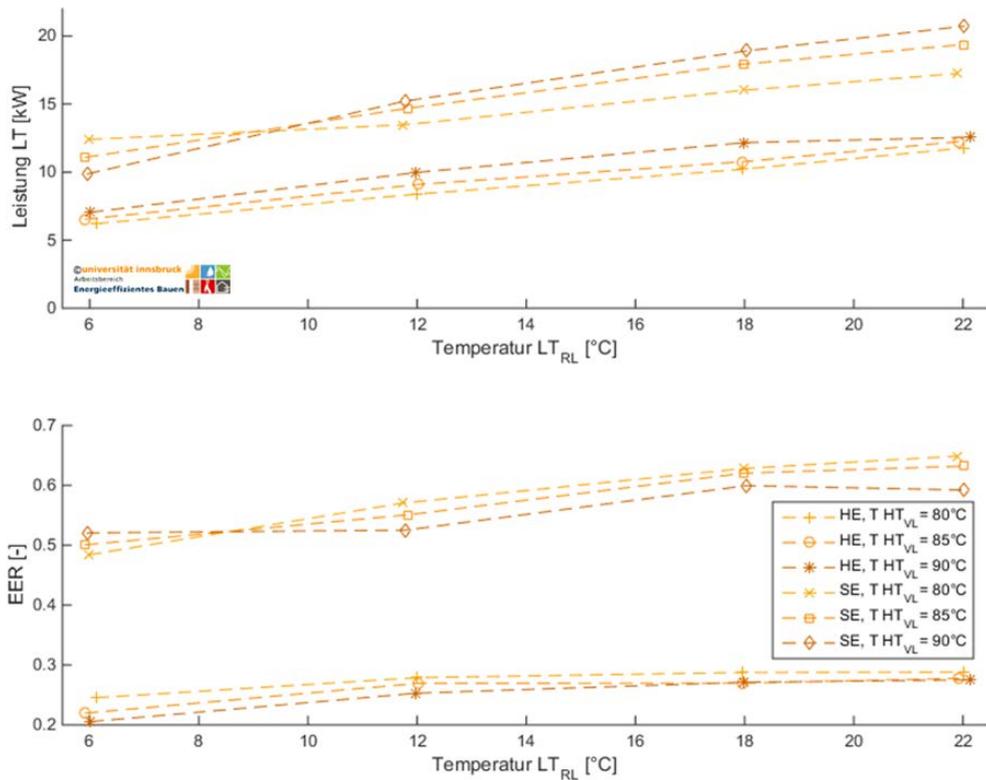


Abbildung 3.16: KKM Kennfeld bei hohem Durchfluss (HT 4,5 m³/h, MT 6,5 m³/h, LT 3 m³/h), einer MT_{VL} Temperatur von 25°C und HT_{VL} Temperaturen/Betriebsmodus entsprechend der Legende

Die Kennfelder des neuen SE/HE Konzepts mit neuen (kostengünstigeren und skalierbaren) Komponenten und neuem Design des internen Kreises zeigen eine gute Ausgangsposition für weitere Optimierungen. Durch weitere Maßnahmen (Auslegung Wärmetauscher, Anpassung interne Regelung, etc.) wird vor allem eine Verbesserung der Effizienz erwartet.

Für den Einsatz der NH₃/H₂O-AKM in Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungs Anlagen (KWKK), aber auch in solarthermischen Systemen ist durch die umgesetzten Maßnahmen ein wichtiger Schritt Richtung Erweiterung des Einsatzbereichs (speziell auch Richtung Einsatz eines trockenen Rückkühlers und somit bei höheren Rückkühltemperaturen), Kostensenkung und Steigerung der (System-) Effizienz erzielt worden.

3.3.3 Dynamische Messungen

Bei den dynamischen Messungen werden einerseits die definierten Tagesverläufe abgefahren bzw. zur Veranschaulichung geplottet und andererseits werden die erzielbaren Energiemengen aufsummiert. Anhand dieser Energiebilanzen werden unterschiedliche Systemarbeitszahlen (SPF: Seasonal Performance Factor) berechnet.

Der SPF_{th} (thermisch) zeigt das Verhältnis von Nutzenergie (unterschieden in LT, MT oder beides erzeugt von der AKM) zu eingesetzter Wärme (HT-Kreis der AKM). Der SPF_{el} stellt das Verhältnis von Nutzenergie zu eingesetztem elektrischem Strom des gesamten Systems dar. Nutzenergien sind in diesem Fall LT, MT oder LT + MT von AKM/KKM (je nach Variante). Die eingesetzte elektrische Energie wird vereinfacht anhand folgender Hilfs-Leistungen berechnet.

- AKM
 - o Lösungspumpe: 50 W
 - o HT-Pumpe: 250 W
 - o MT-Pumpe: 400 W
 - o LT-Pumpe: 150 W
- KKM
 - o Kompressor: reale Messung
 - o MT-Pumpe: 400 W
 - o LT-Pumpe: 150 W

Bis auf den Kompressor werden alle Leistungen zur vereinfachten Auswertung als fixe Werte definiert. Die Systemlaufzeiten zur Berechnung der umgesetzten Energien ergeben sich je nach Variante aus den gemessenen Zeiträumen, in welchen ausreichend solare Einstrahlung zum Betrieb des Systems vorhanden ist. Die LT- sowie MT-Pumpen werden immer in die Systemarbeitszahl mit eingerechnet, obwohl diese je nach Nutzen (LT, MT oder beides) dem Verteilnetz zuzuordnen wären.

Die Messungen werden für alle 4 Systemkonfigurationen (vgl. Kapitel 2.3.3) entsprechend der Matrix aus Anhang A durchgeführt. Folgend wird aber nur auf die wichtigsten Ergebnisse sowie einen Tagesverlauf im Detail eingegangen.

In Abbildung 3.18 ist ein Tagesverlauf von Variante c (Wärmepumpen- sowie Kältebetrieb mittels AKM und KKM) an einem wechselhaften Tag dargestellt. Der abgebildete Tagesverlauf besteht aus zwei Grafiken, die Obere zeigt die Leistungen der Maschinen sowie die solare Einstrahlung (mit dem Faktor 10 multipliziert, damit sich diese mit den Leistungen in einer Grafik darstellen lässt) auf die Kollektorfläche (Süd, 60° aufgeständert). Die untere Grafik zeigt die Temperaturverläufe der unterschiedlichen Kreise sowie die Umgebungstemperatur T_{amb} . Die HT Temperatur ist zur besseren Abbildbarkeit mit einem Faktor 0,1 multipliziert. Abbildung 3.17 zeigt die Legende zu den Graphiken.

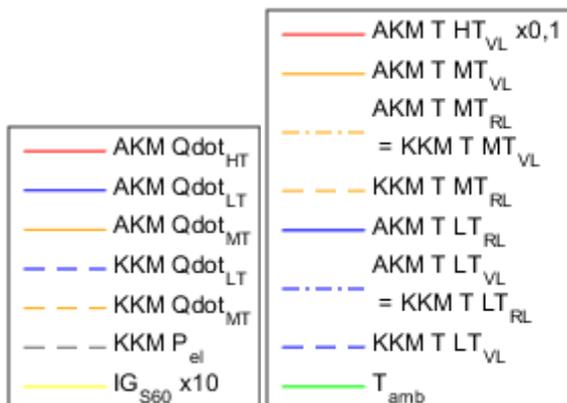


Abbildung 3.17: Legende (links Leistungen, rechts Temperaturen) Abbildung 3.18

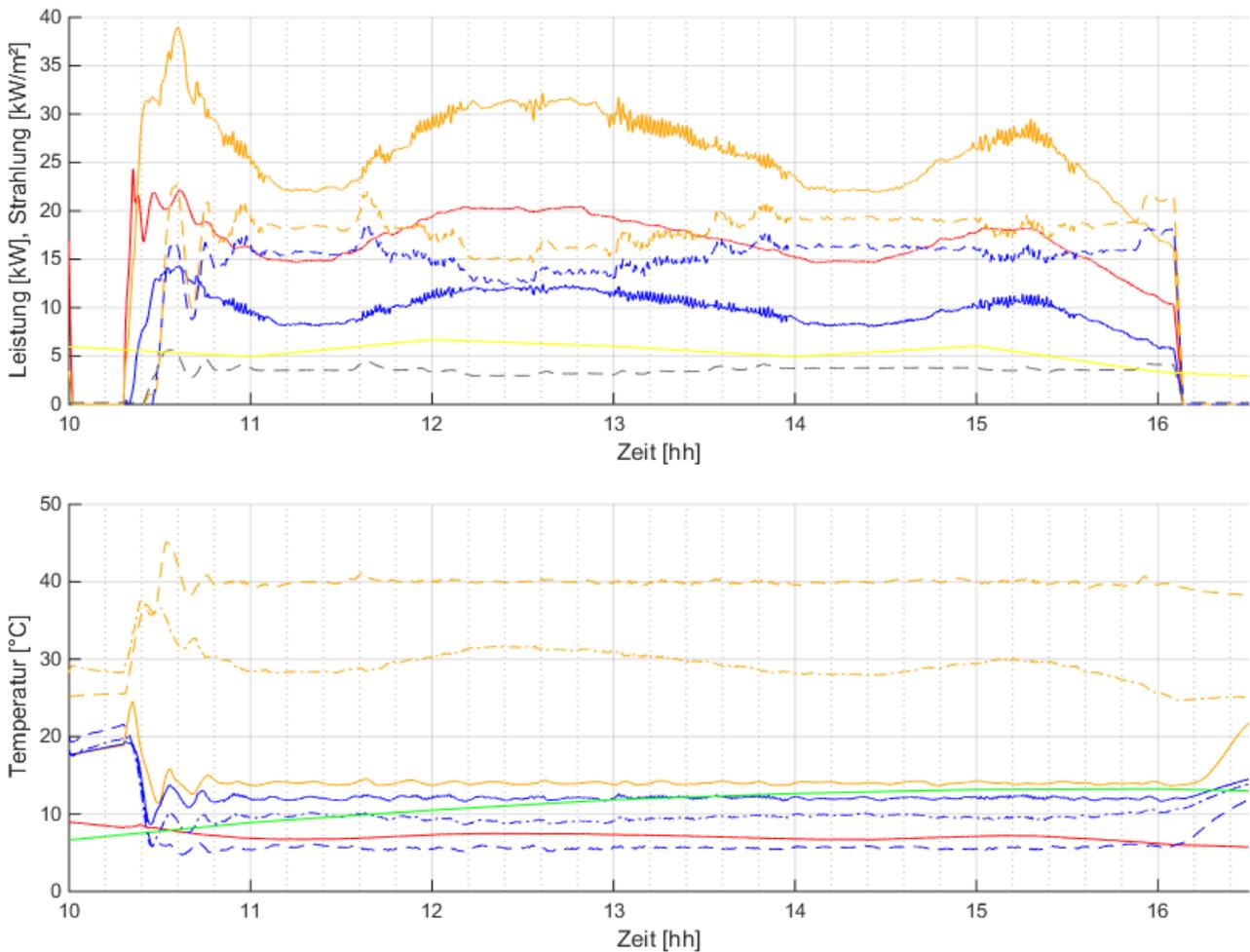


Abbildung 3.18: Wärmepumpenbetrieb AKM und KKM mit optionaler Kältenutzung, wechselhafter Tag Innsbruck, LT Temperatur 12/6°C, MT Temperaturen 14/40°C

Am Tagesverlauf ist zu sehen, dass an dem gewählten wechselhaften Tag um 10:15 Uhr die solare Einstrahlung ausreicht, damit das Gesamtsystem losstarten kann. Ein solarer Betrieb kann bis ca. 16:00 aufrechterhalten werden. Die durchgezogenen Linien in der oberen Grafik zeigen die Leistungen (HT, MT, LT) der AKM, wobei gut ersichtlich ist, dass diese an die solare Einstrahlung gekoppelt sind und somit über den Tag einer Schwankung unterliegen. Die strichlierten Linien sind die Leistungen (MT, LT, P_{ei}) der KKM, diese verlaufen entgegengesetzt derer der AKM um entsprechend der Regelung die Schwankungen der solaren Einstrahlung auszugleichen. In der unteren Grafik sind die Temperaturen im System (durchgezogen Eintritt AKM, strichpunktierte AKM Austritt bzw. KKM Eintritt, strichliert KKM Austritt) sowie die Außentemperatur dargestellt.

Es ist zu sehen, dass die gewünschten Austrittstemperaturen (LT 6°C, MT 40°C) über den gesamten Tag erreicht werden. An den Temperaturen ist zu sehen, dass anfangs eine kurze Zeit zum Einschwingen des Systems benötigt wird, aber anschließend ein sehr konstanter Verlauf erreicht werden kann. Weiters ist durch Vergleich der Leistungen (oben) und speziell den Austrittstemperaturen der AKM bzw. der Eintrittstemperaturen der KKM (strichpunktierte Linien) der direkte Zusammenhang zuerkennen.

Zusammenfassend sind die Energiebilanzen ausgewählter Messungen der verschiedenen Betriebsmodi bei festgelegten Randbedingungen in untenstehenden Tabellen aufgeschlüsselt. Optimierungspotential

der elektrischen Arbeitszahlen ist auf Systemebene durch drehzahlregelte Pumpen etc. in allen 4 Fällen gegeben. In die Ergebnisse der jeweiligen Jahressimulationen sind solche Optimierungen miteingeflossen, siehe Kapitel 3.3.3.

- Kältebetrieb AKM und KKM

In Tabelle 3.4 sind die über die beiden Tage erzielten Energiemengen und die Systemarbeitszahlen für den hybriden AKM und KKM Betrieb mit unterschiedlichen LT-Solltemperaturen (12/06°C bzw. 22/14°C) aufgelistet. Je nach Tag (sonnig - sd, wechselhaft - cd) und Solltemperatur werden zwischen 40 und 60% solare Deckung (Verhältnis Q_{LT} AKM zu AKM + KKM) erreicht.

Die AKM erreicht trotz der hohen Rückkühltemperaturen mit trockenem Kühlturm in Sevilla thermische Arbeitszahlen zwischen 0,55 und 0,65. An den wechselhaften Tagen werden durch die niedrigeren MT- bzw. bei den höheren LT Temperaturen höhere thermische Effizienzen erreicht. Die elektrische Arbeitszahl ergibt sich aus der bereitgestellten Kälte und dem Hilfsstrombedarf beider Maschinen (vgl. oben). Wird nur die AKM betrachtet ergeben sich für alle 4 Tage $SPF_{el} > 10$, wird die KKM inkludiert ergeben sich die in der Tabelle dargestellten Systemkennzahlen zw. 7 und 11 (inkl. Verteilpumpen!).

Tabelle 3.4: Energiebilanzen sowie Systemarbeitszahlen Kälteerzeugung AKM und KKM

	Summe Energiemengen		Systemarbeitszahlen nach Nutzen	
	AKM	KKM	LT	
	Q_{LT} [kWh]	Q_{LT} [kWh]	SPF_{th} [-]	SPF_{el} [-]
AKM-KKM_SEVsd_LT1206	130	100	0,55	8,0
AKM-KKM_SEVsd_LT2214	153	149	0,63	10,5
AKM-KKM_SEVcd_LT1206	69	70	0,58	7,1
AKM-KKM_SEVcd_LT2214	78	106	0,63	8,9

- Wärmepumpenbetrieb AKM

In Tabelle 3.5 werden die Ergebnisse für die solar-direkt befeuerte AKM im Wärmepumpenbetrieb dargestellt. Bei der Auswertung wird zwischen Nutzen als reine WP (MT-Kreis) und gleichzeitige Kälte-nutzung (MT+LT Kreis) unterschieden. Die Nutzttemperatur des Warmwassers der Wärmepumpe liegt bei 40 oder 60°C. Im letzteren Fall wird die AKM im HE betrieben.

Tabelle 3.5: Energiebilanzen sowie Systemarbeitszahlen Wärmepumpenbetrieb AKM

	AKM Energiemengen			Systemarbeitszahlen nach Nutzen			
	Q_{HT} [kWh]	Q_{LT} [kWh]	Q_{MT} [kWh]	MT+LT		MT	
				SPF_{th} [-]	SPF_{el} [-]	SPF_{th} [-]	SPF_{el} [-]
AWP_IBKsd_LT12_MT1440	208	106	305	1,98	60,5	1,47	44,9
AWP_IBKsd_LT12_MT1460	121	29	129	1,31	23,3	1,07	19,0
AWP_IBKcd_LT12_MT1440	91	45	127	1,89	31,1	1,40	23,0
AWP_IBKcd_LT12_MT1460	85	21	93	1,35	20,6	1,09	16,8

Die beiden Typ-Tage unterscheiden sich im Wesentlichen in der zur Verfügung stehenden Generator Wärme (Q_{HT} von ST) und die dadurch bereitgestellte LT Kälte bzw. anfallende MT Wärme (hier Nutzen).

Der Betrieb im HE-Modus (bei 60°C MT-Austritt) ist an den LT Energiemengen zu erkennen (ca. halber EER, geringere Kälteerzeugung zufolge ungünstigerer Temperaturniveaus und somit stark reduzierte Q_{LT} gegenüber SE).

Die thermische Arbeitszahl für den SE liegt bei reiner MT Nutzung bei > 1,4 und beim HE bei > 1,07. Die elektrischen Systemarbeitszahlen (inkl. Wärmeverteilung) liegen für den HE bei ca. 17 (cd) bzw. 19 (sd) und für den SE bei ca. 23 (cd) und 45 (sd). Können beide Seiten gleichzeitig genutzt werden (MT+LT) ergeben sich deutlich höhere Arbeitszahlen, die Thermische ergibt sich beim SE zu fast > 1,9 und im HE zu > 1,3, die Elektrische im SE zu 31 bzw. 60 und im HE zu 20 bzw. 23.

- Wärmepumpenbetrieb AKM und KKM

Wird der Wärmepumpenbetrieb im hybriden Betrieb mit AKM + KKM betrieben, ergeben sich die Resultate in Tabelle 3.6. Durch den hybriden Betrieb wird neben der gezielten MT-Nutztemperatur auch die LT-Temperatur auf 6°C geregelt.

Im Gegensatz zum reinen solaren Betrieb (nur AKM) erhöht sich die thermische Arbeitszahl bei MT-Nutzen auf > 1,5, bei gleichzeitigem MT+LT nutzen sogar auf > 2. Dies liegt an den günstigeren Rückkühltemperaturen der AKM, da der obere Temperaturbereich zu den 40°C von der KKM übernommen wird. Allerdings sinkt die elektrische System-Arbeitszahl durch den Einsatz der KKM deutlich. Bei reinem MT-Nutzen ergeben sich aber immer noch System-Arbeitszahlen > 8 an dem wechselhaften Tag und > 13 am sonnigen Tag. Bei gleichzeitigem MT- und LT-Nutzen ergeben sich Arbeitszahlen > 12 bzw. > 20.

Tabelle 3.6: Energiebilanzen und Systemarbeitszahlen Wärmepumpenbetrieb AKM und KKM

	Summe Energiemengen		Systemarbeitszahlen nach Nutzen			
			MT+LT		MT	
	Q_{MT} [kWh]	Q_{LT} [kWh]	SPF_{th} [-]	SPF_{el} [-]	SPF_{th} [-]	SPF_{el} [-]
AWP-WP_IBKsd_LT1206_MT1440	445	205	2,03	20,2	1,50	13,8
AWP-WP_IBKcd_LT1206_MT1440	254	143	2,04	12,3	1,49	7,9

- Kältebetrieb KKM mit PV

Der Ergebnisse des Kältebetriebs der KKM mit PV sind in Tabelle 3.7 aufgelistet. Die KKM wird nur dann betrieben, wenn genügend PV-Strom zum Betrieb zur Verfügung steht. Die Energiemenge an dem sonnigen Tag ist entsprechend größer als am wechselhaften Tag. Die Systemarbeitszahlen sind einerseits für den Gesamtstrombedarf (SPF_{el}) und unter Berücksichtigung des PV-Ertrags für die KKM und Netzbezug für den Hilfsstrom ($SPF_{el,PV}$). Es ergeben sich Arbeitszahlen um ca. 5 und unter Berücksichtigung des PV Ertrags um ca. 40.

Tabelle 3.7: Energiebilanzen sowie Systemarbeitszahlen Kältebetrieb KKM mit PV

	KKM Energiemengen	Systemarbeitszahlen nach Nutzen	
	Q_{LT} [kWh]	SPF_{el} [-]	$SPF_{el,PV}$ [-]
KKM-PV_SEVsd_LT12	217	5,2	41,5
KKM-PV_SEVcd_LT12	139	4,9	36,2

4 Ausblick und Empfehlungen

4.1 Systemkonzepte

- Solarthermisches Heizen und Kühlen

Die solar direkt betriebene AWP/AKM zeigt ein sehr hohes Potential zur Erzielung von hohen Primärenergieeinsparungen. Die Anlagen sind derzeit zwar für die klimatischen Bedingungen von Innsbruck deutlich teurer als ein Standard Referenzsystem, die Ausgangslage ist allerdings hinsichtlich sinkender Investitionskosten durch sinnvolle Systemintegration und weitere Optimierungen vielversprechend.

Es können im System elektrische Arbeitszahlen von > 10 auch an Wintertagen bei mittlerer bis großer SD erreicht werden. Wenn auch hier das Konzept ohne Speicher demonstriert wurde, liegt in der einfachen Möglichkeit der Speicherung ein großer Vorteil der Solarthermie gegenüber der PV. Die Systemintegration von Speichern kann auf verschiedenen Temperaturniveaus bzw. Positionen erfolgen. Eine Doppelnutzung von Kälte- und Rückkühlenergie ist immer von Vorteil, dabei bietet die SE/HE AKM eine ideale Voraussetzung, da für unterschiedliche Lasten sinnvoll nutzbare Temperaturniveaus (z.B. 35°C SH, 60°C DHW) bereitgestellt werden können. Das Gesamtsystem muss dabei gezielt ausgelegt werden und speziell das Kollektorfeld und die AKM müssen richtig aufeinander abgestimmt sein. Für den AWP Betrieb werden niedrige Frischwassertemperaturen notwendig, um die hohen Brauchwassertemperaturen erreichen zu können (MT-seitig geringe mittlere Temperaturen). Die Massenströme können auf MT und LT Seite geregelt werden, die AKM reagiert sehr unempfindlich auf solare Schwankungen.

Weiteres Potential wird vor allem hinsichtlich Regleroptimierung, automatischer Umschaltung SE/HE (je nach Temperaturniveau) und Abstimmung der vorhandenen Leistungen im System (Bsp. Stagnationsvermeidung) gesehen. Vor allem bei mitteleuropäischem Klima und entsprechendem Profil kann der multiple Einsatz der solar direkt befeuerten AKM (im Sommer für Kälte und DHW, im Winter für Heizen und DHW) eine interessante Option sein.

Um diesbezüglich weitere Fortschritte zu erzielen, sind folgende Maßnahmen notwendig:

- Die Optimierung auf Komponentenebene,
- Weitere Ausarbeitung auf System Ebene zur Integration der Absorptionswärmepumpe mit Doppelnutzen, vor allem auch hinsichtlich der Brauchwarmwassererwärmung,
- Betrachtung weiterer Lastfälle mittels Hardware-in-the-Loop Messungen,
- Betrachtung der Auswirkung der Skalierung der Anlagen,
- Testen der Ideen in Feldanlagen.

- Solarelektrisches Heizen und Kühlen

Bei den betrachteten solarelektrischen Systemen ist wegen fehlender Speichermöglichkeit (da Batterien derzeit zu unwirtschaftlich sind) die Gleichzeitigkeit der solaren Einstrahlung und des Verbrauchs von großer Bedeutung. Am Beispiel des Hotelprofils ist die negative Auswirkung der Morgen- und Abendspitzen der elektrisch betriebenen Wärme- und Kälteerzeugung zu erkennen. Ein Taktbetrieb von elektrischen Wärmepumpen/Kältemaschinen sollte nach Möglichkeit vermieden, oder zumindest bei der Anlagenauslegung berücksichtigt werden, da dies den Eigennutzungsgrad stark beeinflussen kann.

Für Standorte in Mittel- und Südeuropa gelten im Allgemeinen die gleichen Grundsätze. Durch den höheren Solarertrag ist man in südlichen Regionen dem Ziel der kostenneutralen Primärenergieeinsparung gegenüber dem Referenzsystem deutlich näher.

Auch die direkte Kopplung der PV mit der KKM wird betrachtet. Durch die gute Regelbarkeit und den großen Regelbereich der KKM können durch so eine Kopplung vielversprechende Ergebnisse erzielt werden.

Weitere Potentiale liegen in:

- Der Entwicklung von Regelkonzepten zur Kopplung von KKM und PV,
- Betrachtung der Systemintegration.

- PVT - Kollektoren

PVT Solarkollektoren (Kombination ST und PV in einem Kollektor) ermöglichen die Gewinnung elektrischer und thermischer Solarenergie auf derselben Fläche, dies führt zu flächenspezifisch höheren Solarerträgen.

Grundsätzlich gelten bei der Anlagendimensionierung die gleichen Überlegungen wie bei klassischen PV Anlagen. Zusätzlich ist aber die Gleichzeitigkeit der Rückkühlung des PVT Kollektors (Wärmebedarf) von großer Bedeutung. Eine Anwendung bei Morgen- und Abendspitzen (wie im Hotelprofil) wirkt sich auf die Energieerträge, speziell auf den elektrischen Ertrag aufgrund fehlender Modulkühlung negativ aus. Sinnvoll einsetzbar sind PVT-Kollektoren z.B. im Niedertemperaturbereich (Brauchwarmwasser Vorwärmung). Für die hier betrachteten Fälle sind die PVT Kollektoren schwierig in das System integrierbar.

Bei kleinen Anlagen kann hier mit einer Erhöhung des elektrischen Ertrags um 2-3% gegenüber reinen PV-Anlagen gerechnet werden. Wegen des hohen thermischen Widerstandes am Übergang von PV-Zelle zu Absorber wird bei Ausnutzung des thermischen Potentials dieser Mehrertrag aber stark eingeschränkt, es kann sogar eine elektrische Ertragsminderung eintreten.

Potential liegt

- In der Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads des Kollektors
- Der Systemintegration und der Regelungskonzepten.
- Der Untersuchung in anderen Bereichen in Kombination mit Wärmepumpen wie z.B. im Quellen bzw. Rückkühlkreis.

- Solarhybrid Wärme- und Kältebereitstellung

Das Potential des gezielten Designs von Absorptions- (für hohe MT Temperaturen) und Kompressionskältemaschinen (hohe Teillasteffizienz und Regelbarkeit) zeigt sich sowohl in der Betrachtung des Verwaltungsgebäudes, des Hotels als auch in der Potentialanalyse.

Die hybriden Systeme bringen die Vorteile der hohen Effizienz der KKM und die Robustheit wie auch die hohe elektrischen System Effizienz der AKM zusammen. Die teure Komponente, der thermische Kollektor, wird im System hocheffizient und möglichst lange eingesetzt und mit der variablen WP/KKM wird der Rest ergänzt. Die Studien zeigen unter allen Randbedingungen, dass Einsparungen an nicht-erneuerbarer Primärenergie > 50 bei CostRatios kleiner 1 erzielt werden können. Im Allgemeinen ist ST sehr gut für die betrachteten Profile geeignet, auch ein solar autonomer Betrieb mit zusätzlicher PV ist denkbar.

Insgesamt zeigt sowohl die Sensitivitätsanalyse des Kühl- als auch des Wärmepumpenbetriebs ein hohes Potential zur weiteren Verbesserung des CostRatios und Erhöhung der $f_{sav,NRE}$. Dieses Potential ist relativ robust gegenüber einer Optimierung des Referenzsystems und stellt somit eine vielversprechende Ausgangslage für weiterführende Arbeiten dar.

Um diesbezüglich weitere Fortschritte zu erzielen, sind folgende Maßnahmen notwendig:

- Kostensenkung der Investition durch Gesamtanlagenbau AKM + KKM
- Systemintegration (+ DHW)
- Regler zur Umschaltung von SE/HE
- Skalierung der Anlagen
- Gesamtoptimierung von Anlage und Gebäude, geringer Bedarf bzw. Lasten (vor allem sensibel) sind mit einem effizienten Gebäude erreichbar, dies kann dann auch eine solare (beinahe) 100% Lösung interessant machen
- Weiterentwicklung der Modelle durch gekoppelte Gebäude-/Anlagensimulation und parametrisiertes simulieren der Gebäude und Anlagen
- Feldversuche mit trockenem Kühlturm und realen Lasten

4.2 Automatisierte Reglerentwicklung

Ein zentraler Punkt der im Kontext dieses Forschungsprojektes untersuchten automatisierten Reglerentwicklung ist die Verfügbarkeit von geeigneten mathematischen Modellen welche die Komponenten des Energiesystems mit ausreichender Genauigkeit beschreiben. In der wissenschaftlichen Literatur sind mitunter sehr detaillierte Modelle für Einzelkomponenten verfügbar, welche allerdings in den meisten Fällen nicht für den unmittelbaren Einsatz in einer Regelung entwickelt wurden. Entscheidend für den Einsatz in einer modellbasierten Regelung ist das Erfassen der wesentlichen Dynamiken und möglichen Stellgrößen bei gleichzeitiger Komplexitätsreduktion.

Die hier analysierten und entwickelten regelungstechnischen Modelle sind für alle relevanten Komponenten nichtlinear und können nur teilweise mit ausreichender Genauigkeit über den nötigen

Einsatzbereich linearisiert werden. Bei einigen Komponentenmodellen (z.B. thermischer Wasserspeicher) ist die nichtlineare Beschreibung notwendig, bzw. kann nur lokal um einen sich zeitlich ändernden Arbeitspunkt linearisiert werden. Die Struktur dieser Modelle führt unmittelbar zur Struktur des mathematischen Optimierungsproblems in der automatisierten Reglerentwicklung: während für lineare Modelle ein lineares Optimierungsproblem folgt, resultiert aus der nichtlinearen Beschreibung ein allgemeines nichtlineares Optimierungsproblem.

Daraus resultiert die Problematik, automatisierte Regelungsansätze für solarhybride Anwendungen einzusetzen: vereinfachte, lineare Beschreibungen sind zu ungenau und vollständige, nichtlineare Beschreibungen sind mit den verfügbaren Optimierungsverfahren nicht in der für eine Echtzeitanwendung nötigen Geschwindigkeit lösbar. Mögliche Lösungsansätze für zukünftige Anwendungen der automatisierten Reglerentwicklung bei solarhybriden Systemen sollten sich daher auf zwei Punkte konzentrieren:

- Der systematischen und fortwährenden Linearisierung der nichtlinearen Modelle um beliebige Arbeitspunkte mit anschließender automatisierter Formulierung des mathematischen Optimierungsproblems als linearen Code, welcher mit verfügbaren Solvern in kurzer Zeit eindeutig gelöst werden kann. Da bei manchen Systemarchitekturen ein Umschalten zwischen mehreren Betriebsmodi vorgesehen bzw. möglich ist kommt auch die Systemklasse des „mixed integer linear program“ in Frage.
- Anwendung neuer Optimierungsmethoden. In den letzten Jahren wurden eine Vielzahl neuartiger Ansätze zur Minimierung nichtlinearer Optimierungsprobleme präsentiert und es wurden stetig Fortschritte bezüglich Detektion des globalen Optimums und Zeitersparnis zum Auffinden des Minimums erreicht. Ähnlich, wie die technische Entwicklung auf diesem Gebiet den Einsatz der (linearen) modellprädiktiven Regelung in Systemen mit Zeitkonstanten bis in den ms-Bereich ermöglichte, kann eine algorithmische Weiterentwicklung auch zur Anwendung nichtlinearer Optimierer in solarhybriden Systemen führen.

4.3 Funktionsmuster und Vermessung

- Stationäre und dynamische Vermessungen mit Hardware-in-the-Loop

Im Allgemeinen ist die Vermessung von HLK Komponenten in Hardware-in-the-Loop Messungen Zeit und kostensparend. Es können umfangreiche Tests in verschiedensten Gesamtsystemen gemacht und Systemoptimierung erreicht werden.

Im Zuge des Projekts wurde die Vermessung der einzelnen Komponenten (Kennlinien), wie auch des hybride Betrieb von AKM und KKM erfolgreich durchgeführt. Erste Test mit verkürzten Zeiten (Skalierung) wurden durchgeführt, so konnte ein Tagesverlauf mit hinreichender Genauigkeit in einem Viertel der Zeit abgebildet werden. Diese Zeitersparnis bietet vor allem hinsichtlich der Messung bzw. Skalierung auf Jahresergebnisse ein hohes Potential. Wichtig dabei die Reproduzierbarkeit der Randbedingungen und die Ermittlung der Zeitkonstanten diverser HLK Komponenten.

Die Hardware-in-the-Loop Messungen an der Universität Innsbruck sollen zukünftig

- Durch regelungstechnische Optimierung der Hardware-in-the-loop Infrastruktur schneller und präziser werden.
- Der Aufbau von Standardtests/Softwarepaketen soll die Einsatzfähigkeit erhöhen und die Vorlaufzeit bei neuen Messungen verringern.
- Untersuchung der Potentiale von zeitverkürzten Test (Skalierung) und Einsatzmöglichkeit zur Extrapolation der Messergebnisse auf Jahresarbeitszahlen

- Kompressionskältemaschine

Durch den Betrieb des KKM-Funktionsmusters in Kombination mit dem restlichen System und den daraus ermittelten Messwerten stellt sich heraus, dass die KKM noch weiter an das System optimiert werden kann. Die Versuche an der KKM zeigen, dass die Kältemittelfüllmenge und Verteilung im System einen Einfluss auf den COP hat. Durch Verwendung einer Regelungsstrategie, welche den Kältemittelinhalt im Verdampfer der KKM optimal regelt, kann die Effizienz noch weiter verbessert werden und zudem der Kältemittelinhalt reduziert werden.

Das KKM-Funktionsmuster verwendet einen Heißgas-Bypass, um ein möglichst großes Leistungsspektrum gewährleisten zu können. Der Heißgas-Bypass hat allerdings den Nachteil, dass die Effizienz bei Minimaldrehzahl des Verdichters mit weiter sinkender Leistung abnimmt. Eine Optimierung dahingehend ist z.B. durch Verwendung eines Hubkolbenverdichters mit einem größeren Drehzahlbereich bzw. die Verwendung von zwei oder mehreren Verdichtern möglich.

Zusammenfassend sollte folgende Arbeiten weitergeführt werden

- Verbesserung der Effizienz und Regelbarkeit im Teillastbereich
- Optimierte Auslegung im Hinblick auf das System
- Weitere Untersuchung der direkten PV-Kopplung in Kombination mit elektrischen Speichern.

- Absorptionskältemaschine

Der Umbau der AKM (z.B. Einsatz von Plattenwärmetauschern für alle Komponenten, SE/HE Konzept mit manueller Umschaltmöglichkeit, etc.) erfolgte im Vorgängerprojekt DAKTris weitere Optimierungen des internen Kreislaufs im Zuge von SolarHybrid. In Summe konnte ein erfolgreicher und robuster Betrieb der Maschine (speziell des SE/HE) erzielt werden. Das Ziel trockene Rückkühler für die kleinen Anlagen sinnvoll einsetzen zu können ist erreicht worden und bringt damit in realen Anlagen wesentliche Vereinfachungen mit sich.

Zusammenfassend sollte folgende Arbeiten weitergeführt werden

- Optimierung der internen Regelung, bzw. der Komponenten (Auslegung der WT, ...)
- Theoretisch ist die AKM skalierbar, diese Skalierbarkeit sollte getestet werden, da hier auch wirtschaftliches Optimierungspotential gehoben werden kann.
- Erweiterung der Kreislaufumschaltungen zu SE/HE/DE

5 Literaturverzeichnis

Bayer et al 2011

Bayer; Gerhard; Sturm, Thomas; Hinterseer, Simon, 2011. Kennzahlen zum Energieverbrauch in den Bereichen "Lebensmitteleinzelhandel", "Nichtlebensmitteleinzelhandel", "Beherbergung", "Gastronomie", "Bürogebäude" und "Krankenhäuser". Hg. v. Klima- und Energiefonds. Wien.

Becke 2013

Becke, W., Schmitzberger, S., 2013. Wärmeversorgung mit Photovoltaik oder Solarthermie? Wirtschaftliche und Ökologische Betrachtung, Workshop SolPumpEff, Eberstallzell, April 2013

BSW 2017

Bundesverband Solarwirtschaft, 2017.Preisindex Photovoltaik, <https://www.solarwirtschaft.de/preisindex.html>, zuletzt besucht: 01.11.2017

DAKtris 2013

DAKtris: Dynamisches Betriebsverhalten von AKM im gebäudeübergreifenden TRI-Generation Betrieb (FFG Projekt Nr. 840650). Wien: Österreichische Förschungsförderungsgesellschaft - FFG.

Eicker 2012

Eicker, U., 2012. Solar thermal or Photovoltaic Cooling?, presentation at Intersolar Europe 2012, Munich, Germany

EES

EES, 2015. Engineering Equation Solver, V9.948. Madison, USA: F-Chart Software.

Effizienzrichtlinie 2012

RICHTLINIE 2012/27/EU DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 25. Oktober 2012, zur Energieeffizienz, zur Änderung der Richtlinien 2009/125/EG und 2010/30/EU und zur Aufhebung der Richtlinien 2004/8/EG und 2006/32/EG Bmwfj: Umsetzung der Ökodesign-Richtlinie in Österreich, <http://www.bmwfj.gv.at/ENERGIEUNDBERGBAU>, zuletzt besucht: 01.11.2017

E-Control 2015

E-Control, 2015. Sonstige Marktregeln Strom. Kapitel 6. Zählwerte, Datenformate und standardisierte Lastprofile (Version 3.4).

Gelb 2006

Gelb, A, 2006. Applied Optimal Estimation. 16. Auflage. M.I.T. Press, Cambridge 2001, ISBN 978-0-262-57048-0, Cambridge, Mass.

Gritzer 2017

Gritzer, Florian; Streicher, Wolfgang; Neyer, Daniel: Solarhybride Energiebereitstellung für Hotelgebäude (2015 - 2017), Masterarbeit an der Universität Innsbruck.

Hannl et al. 2012

Hannl, D.; Moser, H.; Rieberer, R., 2012. Experimental analysis and simulation of the operating behavior of an ammonia/water absorption chiller. Hg. v. 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Delft, Niederlande.

Henning 2010

Henning, H-M., 2010. Solar air-conditioning and refrigeration – achievements and challenges, keynote at Eurosun 2010, Sept.28th -Oct.2nd 2010,Graz

Hauer et al. 2016

Hauer, Norbert; Brychta, Markus; Ostheimer, Manuel, 2016. Wärmequellen / -senken Labor. Infrastruktur, Kommunikation, Software. Interne Dokumentation. Hg. v. Universität Innsbruck, Institut für Konstruktion und Materialwissenschaften, AB Energieeffizientes Bauen. Innsbruck.

Heisel 2013

Heisel, J. P., 2013. Planungsatlas - Praxishandbuch Bauentwurf. 3rd Hrsg. Berlin, Wien, Zürich: Beuth.

Neufert & Kister 2012

Neufert, E. & Kister, J., 2012. Bauentwurfslehre. 40., überarbeitete und aktualisierte Auflage Hrsg. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag.

IEA SHC Task 48

International Energy Agency (IEA) - Solar Heating & Cooling Programme, Quality Assurance & Support Measures for Solar Cooling Systems. 10/2010-04/2015, <http://task48.iea-shc.org/>

IEA SHC Task 53

International Energy Agency (IEA) - Solar Heating & Cooling Programme, New generation solar cooling & heating systems (PV or solar thermally driven systems). 03/2014-06/2018, <http://task53.iea-shc.org/>

Luger 2017

Luger, Stefan; Giovanni, Aldo, 2017. Analyse einer Kompressionskältemaschine zur Kaltwassererzeugung mit kleiner Leistung im überfluteten Thermosiphonbetrieb mit Drehzahl- und Heißgasbypass- Leistungsregulierung mit dem natürlichen Kältemittel Ammoniak, Bachelorarbeit am MCI Innsbruck, Juli 2017

Levine 1996

William S. Levine, 1996. "The Control Handbook", CRC Press, ISBN- 978-0849385704, Boca Raton, Fla.

Mugnier 2012

Mugnier, D., Jakob, U., 2012. Keeping cool with the sun, International Sustainable Energy Review, V. 6, Issue 1, 2012

Mugnier 2014

Mugnier, D. and Solem Consulting/TECSOL, 2014. Market development of solar thermal cooling. SHC 2014 Conference, Beijing, China, October 2014.

Mugnier, et al. 2017

Mugnier, D., Neyer, D., Stephen W., 2017, The Solar Cooling Design Guide - Case Studies of Successful Solar Air Conditioning Design, Print ISBN: 978-3-433-03125-4, Wilhelm Ernst & Sohn, Verlag für Architektur und technische Wissenschaften GmbH & Co. KG, Berlin, Germany

Meteonorm 2015

Meteonorm, 2015. Meteonorm, V7.1.6.26237,. Bern: MeteoTest.

Momoh et al. 1999a

Momoh, J. A., et.al. 1999a. A review of selected optimal power flow literature to 1993. I. Nonlinear and quadratic programming approaches. IEEE-Transactions-on-Power-Systems, 1999, vol. 14/1

Momoh et al. 1999b

Momoh, J. A., et al. 1999b. A review of selected optimal power flow literature to 1993. II. Newton, linear programming and interior point methods. IEEE-Transactions-on-Power-Systems, 1999, vol. 14/1

Neyer et al. 2013

Neyer, D.; Hannl, D.; Nocke, B.; 2013. Entwicklung eines Simulationsmodells einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine für Jahressimulationen in TRNSYS, 23. Symposium Solar Thermie, Bad Staffelstein

Neyer 29.09.2014

Neyer, Daniel (29.09.2014): Reference Systems and Cost Competiveness of SHC Systems. Interview mit Christian Holter. München.

Neyer et al 2014b

Neyer, Daniel; Thür, Alexander; Nocke, Bettina (2014): Simulationsgestützte Optimierung der dynamischen Leistungsregelung von solarthermischer Kältebereitstellung mittels einer Absorptionskältemaschine. In: Henning, Hans-Martin: 24. Symposium Thermische Solarenergie. 07. bis 09. Mai 2014, Kloster Banz, Bad Staffelstein.

Neyer et al. 2015

Neyer, D.; Thür, A.; Neyer, J.; Zotter, G.; Rieberer, R.; Pink, W.; Halmdienst, C., 2015. Operating Conditions of a NH₃/H₂O Chiller for Tri-Generation Systems – Chiller Adaption and First Results. Hg. v. Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V. (OTTI). Rom

Neyer et al 2015a

Neyer, Daniel; Neyer, Jacqueline; Thür, Alexander; Fedrizzi, Roberto; Vittoriosi, Alice (2015a): Final Deliverable: Collection of criteria to quantify the quality and cost. International Energy Agency.

Neyer et al. 2016

Neyer, D.; Neyer, J.; Thür, A.; Nocke, B.; Vicente, P.; Mugnier, D. (2016): Assessment of Solar Heating and Cooling – Comparison of Best Practice Thermal and PV Driven Systems, 11th ISES EuroSun 2016

Neyer et al. 2016b

Neyer, Daniel; Neyer, Jacqueline; Mugnier, Daniel; White, Stephen (2016): IEA SHC Task 48 - Market Support Measures. In: Energy Procedia 91, S. 815 - 823.

Neyer et al. 2016c

Neyer D., Thür A., Neyer J., Ostheimer M., Hauer N., Streicher W., Zotter G., Hannl D., Archan G., Rieberer R., Halmdienst C., Pink W., 2016. Endbericht: Dynamisches Betriebsverhalten von Absorptionskältemaschinen in gebäudeübergreifenden Trigeneration-Systemen – DAKTris, <http://www.nachhaltigwirtschaften.at>, Wien

Neyer et al 2016d

Neyer, Daniel; Neyer, Jacqueline; Stadler, Katharina; Thür, Alexander (2016): Energy-Economy-Ecology-Evaluation Tool, T53E4-Tool, Tool Description and introductory Manual. Deliverable C3-1, IEA SHC Task 53. International Energy Agency.

Nocke et al. 2014

Nocke et al., 2014, SolarCoolingOpt - Primärenergetische Optimierung von Anlagen zur solaren Kühlung mit eff. Anlagentechnik und innovativen Regelstrategien, <https://www.klimafonds.gv.at/service/studien-blue-globe-reports/erneuerbare-energien/>

Ochs 2013

Ochs, F.; Dermentzis, G.; Feist, W.: Energetische und ökonomische Optimierung der Nutzung erneuerbarer Energien bei mehrgeschossigen Passivhäusern, 23. Symposium "Thermische Solarenergie" 24. bis 26. April 2013, Kloster Banz, Bad Staffelstein

Ostheimer 2017

Ostheimer, Manuel; Streicher, Wolfgang; Neyer, Daniel: 2017. Regelung von BHKW Trigeneration in Simulation und HiL Test. Masterarbeit. Universität Innsbruck, Innsbruck. AB Energieeffizientes Bauen.

Preisler, et al. 2012

Preisler, Selke, Focke, Hartl, Geissegger, Podesser, Thür, 2012. Technologie-Roadmap für solarthermische Kühlung in Österreich, Neue Energien 2020 - 1. Ausschreibung, Wien, Juli 2012

Quasuk 2003

Kaeke, Michael; Keil, Christian; Kren Chriatoph; Schweigler, Christian; Querschnittsauswertung „Solar unterstützte Klimatisierungsanlagen in Deutschland (Quasuk)“ ; FIA-Projekt Forschungs Informations Austausch; Fachinstitut GebäudeKlima e.V.; ZAE Bayern; 2003; ISBN 938210-01-X

SHC 2012

IEA, international energy agency, 2012. Technology Roadmap: Solar Heating and Cooling, <http://www.iea.org/publications>, France, Paris, 2012

Streicher et al. 2010

Streicher, W., Neyer, D., Weissensteiner, T., 2010. Practical experience of two small scale cooling plants and cost comparison to PV driven chillers, Eurosun 2010, Graz, Austria

Stadler 2015

Stadler, Katharina; Neyer Daniel, (2015): Technische und ökonomische Bewertung von Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungen. Masterarbeit. FH Oberösterreich, Wels.

Steinmaurer 2003

Steinmaurer, G., 2003. „Optimierter Betrieb einer Energiequelle mit Zwischenspeicher“, 13. Steirisches Seminar über Regelungstechnik und Prozessautomatisierung, Schloss Retzhof, 2003

Steinmaurer 2007

Steinmaurer, G., 2007. „Optimale Steuerung von Leistungsquellen mit Zwischenspeicher“, VDI-Verlag

Schwamberger 1991

Schwamberger K., Modellbildung und Regelung von Gebäudeheizungsanlagen mit Wärmepumpen, Fortschrittsberichte VDI Reihe 6, Nr. 263, VDI Verlag Düsseldorf 1991

Sparber et al. 2009

Sparber, W., Thuer, A., Streicher, W., Henning, H.-M., Besana, F., (2009), Unified Monitoring Procedure and Performance Assessment for Solar Assisted Heating and Cooling Systems, IEA Task 38, Bolzano

SCOpt 2010

SCOpt, 2010, NE-IF: SolarCoolingOpt – Primaerenergetische Optimierung von Anlagen zur solaren Kuehlung mit effizienter Anlagentechnik und innovativen Regelstrategien, FFG Nr. 825544

TRNSYS

TRNSYS 17.01.0028, 2015. A TRaNsient SYstem Simulation Program. Stuttgart: Transsolar.

VDI 2067

VDI 2067 (2012): CDI 2067, Part 1: Economic efficienca of building installation, Fundamentals and economic calculation. Hg. v. VDI. Berlin.

Vukits 2012

M.Vukits, F. Altenburger, A.Thuer: Betriebserfahrung zweier solarer Heiz- und Kühlanlagen in Gleisdorf, Sept. 12th-14th 2012, Gleisdorf Solar 2012

Wiemken 2013

Wiemken, E., Safarik, M., Zachmeier, P., Hagel, K., Wittig, S., Schweigler, C., Nienborg, B., Petry Elias, A., 2013. EVASOLK – Schlussbericht – öffentlicher Teil, Germany

Wood & Wollenberg 1996

Wood, A. J., Wollenberg, B. F. 1996. „Power Generation, Operation and Control, Second Edition.” John Wiley and Sons, 1996.

Zotter et al. 2016

Zotter, G.; Hannl, D.; Archan, G.; Rieberer, R.; Halmdienst, C.; Pink, W.; Neyer, D.; Thür, A., 2016. Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine für Kraft-Wärme-Kältekopplungen auf Basis von BHKWs kleiner Leistung. Proceedings of a meeting held 18-20 November 2015, Dresden, Germany. Hg. v. Deutscher Kaelte- und Klimatechischer Verein (DKV). Curran Associates, Inc

6 Kontaktdaten

Daniel Neyer



Universität Innsbruck

Institut für Konstruktion und Materialwissenschaften

Arbeitsbereich Energieeffizientes Bauen

Technikerstraße 13, 5. Stock, A-6020 Innsbruck

Telefon **+43 512 507-63652**

Mobil **+43 512 507-976618**

Fax **+43 512 507-63698**

E-Mail daniel.neyer@uibk.ac.at

danielneyerbrainworks

core® | the cybernetics of renewable energy and efficiency.

oberradin 50

6700 bludenz

austria

+43 664 28 26 529

daniel@neyer-brainworks.at

www.neyer-brainworks.at

7 Anhang

Anhang A	Randbedingungen dynamische HiL-Messungen	1 Seite
Anhang B	Randbedingungen dynamische Leistungsregelung	1 Seite
Anhang C	Randbedingungen und Nomenklatur der Potentialanalyse	2 Seiten
Anhang D	Randbedingungen stationären Leistungsmessung	1 Seite

Anhang A Randbedingungen dynamische HiL-Messungen

Tabelle 1: Randbedingungen der HiL-Messungen

Bezeichnung	Konfiguration	AKM						KKM							
		Modus	MT			LT			Modus	MT			LT		
			\dot{m} [kg/h]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\dot{m} [kg/h]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]		\dot{m} [kg/h]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\dot{m} [kg/h]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]
AKM-KKM_SEVsd_LT1206	a	SE	6000	Amb		3500	12		auto	5000	Amb		3500		6
AKM-KKM_SEVsd_LT2214	a	SE	6000	Amb		3500	22		auto	5000	Amb		3500		14
AKM-KKM_SEVcd_LT1206	a	SE	6000	Amb		3500	12		auto	5000	Amb		3500		6
AKM-KKM_SEVcd_LT2214	a	SE	6000	Amb		3500	22		auto	5000	Amb		3500		14
AKM-KKM_SEVwk_LT2214*	a	SE	min 333	Amb		3500			auto	5000	Amb		3500		
AWP_IBKsd_LT12_MT2632	b	SE	min 500	26	32	3000									
AWP_IBKsd_LT12_MT1440	b	SE	min 500	14	40	3000									
AWP_IBKsd_LT12_MT1460	b	HE	min 333	14	60	3000									
AWP_IBKsd_LT06_MT1440	b	SE	min 333	14	40	3500									
AWP_IBKcd_LT12_MT2632	b	SE	min 500	26	32	3000									
AWP_IBKcd_LT12_MT1440	b	SE	min 500	14	40	3000									
AWP_IBKcd_LT12_MT1460	b	HE	min 333	14	60	3000									
AWP_IBKcd_LT06_MT1440	b	SE	min 333	14	40	3500									
AWP_SEVsd_LT22_MT2460	b	HE	min 333	24	60	3500									
AWP_SEVcd_LT22_MT2460	b	HE	min 333	24	60	3500									
AWP_SEVsd_LT22_MT2445	b	SE	min 333	24	45	3500									
AWP_SEVcd_LT22_MT2445	b	SE	min 333	24	45	3500									
AWP-WP_IBKsd_LT1206_MT1440	c	SE	min 500	14		3500			auto	min 500		40	3500		
AWP-WP_IBKcd_LT1206_MT1440*	c	SE	min 500	14		3500			auto	min 500		40	3500		
KKM-PV_IBKsd_LT12	d								hand	5000	Amb		3500		
KKM-PV_IBKcd_LT12	d								hand	5000	Amb		3500		
KKM-PV_SEVsd_LT12	d								hand	5000	Amb		3500		
KKM-PV_SEVcd_LT12*	d								hand	5000	Amb		3500		

Anhang B Randbedingungen dynamische Leistungsregelung

Die gesamte Studie zu dem Bürogebäude findet sich in Mugnier et al. (2017).

Tabelle 2: Untersuchte Anlagenkonfigurationen zur dynamischen Leistungsregelung

Komponente	Kommentare / Größe/ Variante / etc.
Solar Kollektor	Zwei alternative Hochtemperatur Flachkollektoren Flächen, jeweils nach Süden ausgerichtet und 40° aufgeständert - 65 m ² Kollektorfeld (3.4 m ² /kW _C), ... (SC ₆₅) - 100 m ² Kollektorfeld (5.3 m ² /kW _C) ... (SC ₁₀₀)
Warmwasser Speicher	2,000 l (ca. 30 l/m ² Kollektor SC ₆₅)
Kaltwasser Speicher	Zwei Varianten - Kein Kältespeicher mit kontinuierlicher Regelung ... (SS ₀) - 500 l Kaltwasser Speicher mit 2 Temperaturfühler oben bzw. unten mit einer Ein/AUS Regelstrategie ... (SS ₅₀₀)
Heizwärme- und Kühlbedarf	Fünf alternative Heiz- und Kühlanforderungsvarianten durch Änderung der internen Lasten und Verschattungsfaktoren. Alle Varianten sind für ein 900 m ² großes Bürogebäude im Wiener Klima (mit Meteororm-Daten), mit einem Fenster / Wand-Verhältnis von 0,5 berechnet worden. Spezifische jährliche Heiz- / Kühlanforderungen für jede Variante sind wie folgt: - Ca. 10 kWh/m ² .a / 25 kWh/m ² .a ... (BUI _{10/25}) - Ca. 25 kWh/m ² .a / 15 kWh/m ² .a ... (BUI _{25/15}) - Ca. 35 kWh/m ² .a / 10 kWh/m ² .a ... (BUI _{35/10}) - Ca. 40 kWh/m ² .a / 5 kWh/m ² .a ... (BUI _{40/05}) - Ca. 45 kWh/m ² .a / 1 kWh/m ² .a ... (BUI _{45/01})
Backups	Kälte Backup (Kompressionskältemaschine mit SPF _{ref} von 2.8) Wärme Backup (Erdgas Kessel) wird nur für heizen bzw. DHW verwendet (nicht zur Kühlung)
Abgabesystem	Zwei Alternativen - Fan coils (T _{LT} 6/12°C) ... (CD _{FC}) - Kühldecke (T _{LT} 16/22°C) ... (CD _{CC})
Warmwasserbedarf (DHW)	Drei unterschiedliche DHW Profile - Kein DHW Bedarf ... (DHW ₀) - Konstanter Bedarf mit ca. 85 l/h und 45°C, von 8 bis 17 Uhr, entspricht 5,000 kWh/a ... (DHW ₈₅) - Großer Bedarf ca. 9,000 kWh/a ... (DHW ₁₇₀)
Regelstrategie	Zwei alternative Regelstrategien - Dynamische und kontinuierlich geregelt ... (DPC) - EIN/AUS Hysterese ... (ON/OFF)

Anhang C Randbedingungen und Nomenklatur der Potentialanalyse

Tabelle 3: Randbedingungen und die Nomenklatur Kältebetrieb AKM & KKM

Standort	LT Temp	AKM / KKM	Bezeichnung
IBK	12-6	AKM	AKM_IBK_LT12xx
		AKM + KKM geregelt	AKM-KKM_IBK_LT1206
		AKM + KKM max	AKM-KKM_IBK_LT12xx
	22-14	AKM	AKM_IBK_LT22xx
		AKM + KKM geregelt	AKM-KKM_IBK_LT2214
		AKM + KKM max	AKM-KKM_IBK_LT22xx
SEV	12-6	AKM	AKM_SEV_LT12xx
		AKM + KKM geregelt	AKM-KKM_SEV_LT1206
		AKM + KKM max	AKM-KKM_SEV_LT12xx
	22-14	AKM	AKM_SEV_LT22xx
		AKM + KKM geregelt	AKM-KKM_SEV_LT2214
		AKM + KKM max	AKM-KKM_SEV_LT22xx

Tabelle 4: Randbedingungen und die Nomenklatur Wärmepumpenbetrieb AKM & KKM

Verwendung	Standort	LT Temp	MT temp	Bezeichnung
MT*LT	IBK	6-0	14-40	IBK_LT6_MT1440
		12-6	26-32	IBK_LT12_MT2632
			14-40	IBK_LT12_MT1440
			14-60	IBK_LT12_MT1460
		(AMB+3K)-6	14-40	IBK_LTamb_MT1440
	SEV	12-6	14-40	SEV_LT12_MT1440
			14-45	SEV_LT12_MT1445
			14-60	SEV_LT12_MT1460
		22-14	24-40	SEV_LT22_MT2440
		MT	IBK	6-0
12-6	26-32			IBK_LT12_MT2632
	14-40			IBK_LT12_MT1440
	14-60			IBK_LT12_MT1460
(AMB+3K)-6	14-40			IBK_LTamb_MT1440
SEV	12-6		14-40	SEV_LT12_MT1440
			14-45	SEV_LT12_MT1445
			14-60	SEV_LT12_MT1460
	22-14		24-40	SEV_LT22_MT2440

Tabelle 5: Randbedingungen und die Nomenklatur Kühlbetrieb KKM & PV

Standort	LT Temp	KKM & PV	Bezeichnung
IBK	12-6	KKM PV	IBK_LT12
		KKM geregelt	IBK_LT1206
		KKM max	IBK_LT12xx
	22-14	KKM PV	IBK_LT22
		KKM geregelt	IBK_LT2214
		KKM max	IBK_LT22xx
SEV	12-6	KKM PV	SEV_LT12
		KKM geregelt	SEV_LT1206
		KKM max	SEV_LT12xx
	22-14	KKM PV	SEV_LT22
		KKM geregelt	SEV_LT2214
		KKM max	SEV_LT22xx

Anhang D Randbedingungen stationären Leistungsmessung

Für die stationäre Vermessung der KKM ist die in Tabelle 6 dargestellte Messmatrix definiert worden. Für die Durchflüsse und die Betriebsmodi sind Stufen definiert worden. Diese Stufen werden in jeglicher Kombination untereinander sowie zu den unterschiedlichen Temperaturen vermessen.

Tabelle 6: Messmatrix Kompressionskältemaschine, Temperaturen, Durchflüsse sowie Betriebsmodi werden in allen möglichen Kombinationen durchfahren

Temperaturen	LT	[°C]	12 – 22					
	MT	[°C]	25 – 30 – 35 – 40 – 45					
Durchflüsse	Stufe		minimal		mittel		maximal	
	LT	[m³/h]	2		2,5		3,5	
	MT	[m³/h]	3,5		4,5		6,5	
Betriebsmodus KKM	Stufe		1	2	3	4	5	6
	Drehzahl	[%]	100	75	50	50	50	50
	Bypass	[%]	0	0	0	20	40	60

Folgend zeigt Tabelle 7 die festgelegte Messmatrix, wobei alle möglichen Kombinationen der dargestellten Werte abgefahren werden, einzig die Variation der Durchflüsse erfolgt in Stufen (vgl. Tabelle 8).

Tabelle 7: Messmatrix AKM-Kennfeld

AKM-Modus	AKM-Kreis	Parameter	Einheit	Sollwerte
SE / HE	LT	\dot{v}	m³/h	3 – 2 – 1,5
		T_{RL}	°C	6 – 12 – 18 – 22
	MT	\dot{v}	m³/h	6,5 – 5 – 4,25
		T_{VL}	°C	20 – 25 – 30 – 35 / 20 – 25 – 30 – 35 – 40 – 45
	HT	\dot{v}	m³/h	4,5 – 3,5 – 3 – $\Delta T = 20$ K
		T_{VL}	°C	90 – 85 – 80

Tabelle 8: Volumenstromkombinationen Messungen AKM

	Einheit	HT-Kreis	MT-Kreis	LT-Kreis
\dot{v}_{max}	m³/h	4,5	6,5	3
\dot{v}_{mid}		3,5	5	2
\dot{v}_{min}		3	4,25	1,5