



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

## **Bachelorarbeit**

Hannah Schweichler

# **Energetischer Vergleich verschiedener Raumklimasysteme mit Hilfe der numerischen Simulation**

*Fakultät Technik und Informatik  
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science  
Department of Mechanical Engineering and  
Production Management*

**Hannah Schweichler**

**Energetischer Vergleich verschiedener  
Raumklimasysteme mit Hilfe der  
numerischen Simulation**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau / Energie- und Anlagensysteme (BSc)  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:  
Caverion Deutschland GmbH  
Forschung und Entwicklung  
Uersfeld 24  
52072 Aachen

Erstprüfer/in: Herr Prof. Dr. Thorsten Struckmann  
Zweitprüfer/in: Frau Prof. Dr. Heike Frischgesell

Industrieller Betreuer: Herr Dipl.-Ing. Detlef Makulla

Abgabedatum: 01.12.2016

# Zusammenfassung

**Hannah Schweichler**

## Thema der Bachelorthesis

Energetischer Vergleich verschiedener Raumklimasysteme mit Hilfe der numerischen Simulation

## Stichworte

Gebäudesimulation, Anlagensimulation, Raumklimasysteme, Primärenergiebedarf, Treibhausgasemissionen, Luft-Wasser-Systeme, Nur-Luft-Systeme, Deckensegel, Konvektoren, IDA ICE, EUQA, Tas, EDSL

## Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Berechnung der Jahresendenergiebedarfe vier verschiedener Raumklimasysteme anhand eines Referenzmodelles mit der Simulationssoftware IDA ICE vom Hersteller EQUA. Aus den Jahresendenergiebedarfen werden die Primärenergiebedarfe und Treibhausgasemissionen systemweise bestimmt. Mit den Ergebnissen wird eine vergleichende Bewertung der verschiedenen Raumklimasysteme vorgenommen und ihre Vor- und Nachteile herausgestellt. Die Simulation wird außerdem in einer zweiten Simulationssoftware zur Qualitätssicherung nachgestellt und die Ergebnisse der Programme vergleichend gegenübergestellt. Die Zweitsimulation wird mit dem Programm Tas des Herstellers EDSL durchgeführt. Anhand der Gegenüberstellungen der Simulationen werden Grenzen und Möglichkeiten der verschiedenen Programme bezüglich energetischer Anlagensimulation aufgezeigt.

**Hannah Schweichler**

## Title of the paper

Energy-related comparison of various climate systems by means of numeric simulation

## Keywords

Building simulation, plant simulation, climate systems, primary energy consumption, greenhouse gas emissions, heating panels, cooling panels, convector; IDA ICE, EQUA, Tas, EDSL

## Abstract

Inside this report the end energy consumptions of four different climate systems are calculated by means of the simulation software IDA ICE from EUQA. The calculations are based on a reference building. The computed end energy consumptions are used to determine primary energy consumptions and greenhouse gas emissions for each climate system. The climate systems are compared and evaluated concerning their consumptions. For the quality assurance of the results a second simulation is made with the simulation software Tas from EDSL. The results of both simulations are compared to examine the limits and opportunities of the different programs regarding energy-related simulation.

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich meinen Dank aussprechen. Ich danke den Mitarbeitern der Abteilung Forschung und Entwicklung der Caverion Deutschland GmbH für die herzliche Aufnahme in ihren Reihen und die fortwährende Unterstützung bei meiner Arbeit. Mein besonderer Dank gilt dem Leiter der Abteilung Herr Dipl.-Ing. Detlef Makulla, dass er mir diese Arbeit ermöglicht hat.

Außerdem möchte ich meiner Familie danken. Ich danke meinen Eltern für die Unterstützung und Motivation während meines gesamten Bildungsweges und ich danke meinem Bruder, dass er mir als Vorbild immer einen Schritt vorausgeht.

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	1
1.1	Problemstellung .....	1
1.2	Struktur der Arbeit .....	2
2	Grundlagen .....	4
2.1	Thermisch-energetische Gebäudesimulation .....	4
2.1.1	Entwicklung und Stand der Technik .....	4
2.1.2	Zusammenhang von Gebäude- und Anlagensimulation .....	4
2.1.3	Wärmeströme .....	6
2.2	Raumklimasysteme .....	8
2.2.1	Volumenvariable Systeme .....	9
2.2.2	Luft-Wasser-Systeme .....	9
2.3	Luftaufbereitungszentrale .....	10
2.3.1	Heizregister .....	10
2.3.2	Kühlregister .....	12
2.3.3	Wärmerückgewinnung .....	15
2.3.4	Ventilator .....	16
2.4	Primärsystem .....	17
2.4.1	Brennwert-Heizkessel .....	17
2.4.2	Kältemaschine .....	18
2.5	Primärenergiebedarf und Treibhausgasemissionen .....	21
3	Randbedingungen der Simulationen .....	22
3.1	Referenzmodell .....	22
3.1.1	Standort und Klima .....	22
3.1.2	Geometrie .....	23
3.1.3	Fenster .....	24
3.1.4	Zonenprofil .....	24
3.2	Raumklimasysteme .....	25
3.2.1	AVACS .....	25
3.2.2	LuxCool .....	26
3.2.3	ClimaCeil .....	27

3.2.4	VVS-System .....	27
4	Simulation Hauptmodell.....	29
4.1	Gebäudemodell .....	29
4.1.1	Aufbau .....	29
4.1.2	Zonenprofil.....	31
4.2	Auslegung der Systeme .....	32
4.2.1	Heiz- und Kühllastberechnung .....	32
4.2.2	AVACS.....	33
4.2.3	LuxCool.....	35
4.2.4	ClimaCeil .....	36
4.2.5	VVS-System .....	37
4.3	Raumklimasysteme .....	38
4.3.1	Luftaufbereitungszentrale .....	38
4.3.2	Raumkomponenten .....	41
4.3.3	Primärsystem.....	42
4.3.4	Regelung .....	43
5	Simulation Validierungsmodell .....	47
5.1	3D-Modeller .....	47
5.2	Building Simulator.....	48
5.3	Systems.....	50
6	Ergebnisse und Beurteilungen .....	53
6.1	Simulationsergebnisse Hauptmodell .....	53
6.1.1	Jahresendenergiebedarfe Heizen .....	53
6.1.2	Jahresendenergiebedarfe Kühlen .....	60
6.1.3	Jahresendenergiebedarfe Fördern.....	64
6.2	Primärenergiebedarfe und Treibhausgasemissionen .....	66
6.3	Simulationsergebnisse Validierungsmodell.....	68
6.4	Vergleichende Bewertung der Raumklimasysteme .....	74
6.5	Bewertung der Simulationen .....	78
7	Zusammenfassung .....	80
8	Ausblick .....	84

9	Literaturverzeichnis .....	85
10	Anhang .....	86

## Formelzeichen

### Lateinische Symbole

Symbol	SI-Einheit	Beschreibung
$A$	$m^2$	Fläche
$c$	$J/(kg \cdot K)$	Spezifische Wärmekapazität
$C1$	–	1. Koeffizient der Polynomfunktion
$C2$	–	2. Koeffizient der Polynomfunktion
$C3$	–	3. Koeffizient der Polynomfunktion
$C4$	–	4. Koeffizient der Polynomfunktion
$C_{view}$	–	Sichtfaktor
$EER$	–	Energy Efficiency Ratio (Leistungszahl)
$f_p$	–	Primärenergiefaktor
$f_{CO_2-e}$	–	Kohlenstoffdioxidäquivalent
$h$	$J/kg$	Spezifische Enthalpie
$k$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmedurchgangskoeffizient
$m$	$kg$	Masse
$m_{CO_2-e}$	$kg$	Äquivalente Kohlenstoffdioxidemissionen
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$n$	$1/s$	Drehzahl
$P$	$W$	Leistung
$p$	$Pa$	Druck
$\Delta p$	$Pa$	Druckdifferenz
$T$	$K$	Temperatur
$Q_{end}$	$J$	Endenergie
$Q_P$	$J$	Primärenergie
$\dot{Q}$	$W$	Wärmestrom
$\dot{V}$	$m^3/s$	Volumenstrom

## Griechische Symbole

Symbol	SI-Einheit	Beschreibung
$\alpha$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
$\varepsilon$	–	Leistungszahl
$\varepsilon_{12}$	$c$	Austauschgrad
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\eta_{\vartheta}$	–	Temperaturübertragungsgrad
$\sigma$	$W/(m^2 \cdot K^4)$	Strahlungskonstante
$\vartheta$	$^{\circ}C$	Temperatur
$\Omega$	$rad$	Raumwinkel

## Indices

Symbol	Beschreibung
<i>cc</i>	Kühlregister
<i>cu</i>	Kühlkomponente
<i>C</i>	Verflüssiger
<i>e</i>	Emitter
<i>ETA</i>	Abluft
<i>F</i>	Fluid
<i>ges</i>	Gesamt
<i>h</i>	Heizen
<i>Hs</i>	Heizwert
<i>HK</i>	Heiz-/Kühllast
<i>ist</i>	Istwert
<i>K</i>	Konvektion
<i>KC</i>	Carnot-Prozess Kältemaschine
<i>L</i>	Luft
<i>Luftaufb</i>	Luftaufbereitung
<i>max</i>	Maximaler Wert
<i>ODA</i>	Außenluft
<i>res</i>	Resultierend
<i>RL</i>	Raumluft
<i>S</i>	Strahlung
<i>spez</i>	Spezifisch
<i>Ve</i>	Ventilator
<i>W</i>	Wand
<i>w</i>	Wasser
<i>We</i>	Welle
<i>x</i>	Zustand x
<i>Zul</i>	Zuluft
1	Zustand 1
2	Zustand 2
*	außen

# 1 Einleitung

Der Begriff und die Auswirkungen des Klimas beschäftigen die Menschen seit jeher, da das Klima unser Wohlbefinden beeinflusst. Der berühmte Naturforscher und Geologe Alexander von Humboldt gab in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts eine auch noch heute zutreffende Definition für das Klima an: Der Ausdruck Klima beschreibt nach ihm „alle Veränderungen in der Atmosphäre, die unsere Organe merklich affizieren: Die Temperatur, die Feuchtigkeit, die Veränderungen des barometrischen Druckes, den ruhigen Luftzustand [...], die Reinheit der Atmosphäre [...], endlich den Grad habitueller Durchsichtigkeit und Heiterkeit des Himmels, welche nicht bloß wichtig ist für die Wärmestrahlung des Bodens [...], sondern auch für die Gefühle und ganze Seelenstimmung des Menschen.“ [1]

Der Begriff Klima wird in das Außenklima und das Raumklima unterteilt. Das Außenklima findet in der Meteorologie Anwendung, wohingegen das Raumklima ein Thema der Klimatechnik ist. Das Raumklima steht immer in Abhängigkeit zum Außenklima. Weil Letzteres außerhalb des direkten, kurzfristigen Einflussbereiches des Menschen liegt, sollen Raumklimasysteme dafür sorgen, dass das Raumklima unseren Bedarf nach Komfort befriedigt und somit unser Wohlbefinden positiv beeinflusst. Außer dem Wunsch nach Behaglichkeit werden noch andere Anforderungen an Raumklimasysteme gestellt. Nicht nur in Bezug auf Kosten sollen die Systeme wirtschaftlich sein, sondern mit zunehmend besonderem Fokus auf den Klimaschutz sollen die Anlagen möglichst effizient mit den eingesetzten Ressourcen umgehen und die Treibhausgasemissionen gering halten. In Deutschland beträgt der Anteil des Gebäudesektors am Endenergieverbrauch rund 40 % [2]. Das Einsparpotential ist demnach groß. Die richtige Systemauswahl kann zur Einsparung beitragen. Die thermisch-energetische Gebäudesimulation soll helfen, die Einsparpotentiale verschiedener Raumklimasysteme schon im frühen Planungsstadium individuell für jedes Gebäude zu erkennen und die richtige Systemauswahl zu treffen.

Das Ziel sollte es sein, dass Raumklimasysteme die Luft so konditionieren, dass sie unseren Bedarf nach Komfort decken können, ohne dass das Außenklima indirekt, langfristig durch den zu hohen und treibhausgasbelasteten Einsatz von Ressourcen beeinträchtigt wird.

## 1.1 Problemstellung

Für die Klimatisierung von Gebäuden stehen zahlreiche Varianten von Raumklimasystemen zur Verfügung. Die Raumklimasysteme basieren auf unterschiedlichen Funktionsprinzipien und weisen so unterschiedlich hohe Energiebedarfe und Umweltbelastung auf. Um nachhaltig mit Ressourcen umzugehen und Treibhausgasemissionen zu minimieren, sollten die Vor- und Nachteile der Raumklimasysteme bezüglich der Energiebedarfe bereits während der Planung objektspezifisch ermittelt werden. Mit der Hilfe der Simulationen können Raumklimasysteme in demselben Gebäude mit denselben Lasten untersucht werden. Die Energiebedarfe können komponentenweise für jedes

Raumklimasystem berechnet und den Einhaltung der Behaglichkeitskriterien in den Räumen gegenübergestellt werden.

In dieser Arbeit werden vier verschiedenen Raumklimasystemen anhand eines Referenzgebäudes verglichen. Zwei der Raumklimasysteme sind Luft-Wasser-Systeme und zwei sind Nur-Luft-Systeme. Die Unterscheidung innerhalb dieser Gruppen ist an die Art der Wärmeübertragung gebunden. Jeweils ein System der Luft-Wasser-Systeme und ein System der Nur-Luft-Systeme übertragen die Wärme rein konvektiv. Das jeweils andere System der Gruppen überträgt die Wärme über Strahlung und Konvektion. Die Simulation des Hauptmodells erfolgt mit Hilfe des Simulationsprogrammes IDA ICE vom Hersteller EQUA. Mit der Simulationssoftware werden für jedes Raumklimasystem die Jahresendenergiebedarfe zum Heizen, Kühlen und Fördern berechnet. Aus den Jahresendenergiebedarfen werden die Primärenergiebedarfe sowie die Treibhausgasemissionen bestimmt. Anhand dieser Ergebnisse werden die verschiedenen Raumklimasysteme vergleichend bewertet.

Zur Qualitätssicherung wird ein Validierungsmodell in einem zweiten Simulationsprogramm erstellt. Als zweites Simulationsprogramm wird Tas von dem Hersteller EDSL gewählt. Das Modell und die Raumklimasysteme werden versucht so identisch wie möglich darzustellen. Die Simulation in Tas dient zur Validierung der mit IDA ICE erzielten Ergebnisse. Außerdem soll die Dokumentation sowie der Vergleich der Ergebnisse beider Simulationen Aufschluss über die derzeitigen Möglichkeiten und Grenzen bzw. Unterschiede der Programme beim energetischen Vergleich von Raumklimasystemen geben.

## **1.2 Struktur der Arbeit**

Die Arbeit unterteilt sich in fünf Hauptteile. In dem ersten Hauptteil werden die Grundlagen zur thermisch-energetischen Gebäudesimulation erläutert. Außerdem werden die zwei Hauptlösungsansätze zur Reduzierung der Energiebedarfe von Raumklimasysteme vorgestellt und die Funktionsweisen der einzelnen Komponenten der Luftaufbereitungszentralen sowie des Primärsystems beschrieben. Zuletzt soll in diesem Teil die Bedeutung und Berechnungsweise des Primärenergiebedarfs und der Treibhausgasemissionen dargelegt werden. Der zweite Hauptteil der Arbeit legt die Randbedingungen der Simulation für das Referenzmodell und die gewählten Raumklimasysteme fest. Im darauffolgenden Teil werden die programmspezifischen Einstellungen und getroffenen Annahmen der IDA ICE Simulation erläutert. Im vierten Hauptteil wird der Aufbau des Validierungsmodells in Tas beschrieben. Hierbei wird vor allem auf die Unterschiede der Simulationen aufgrund der verschiedenen Einstellmöglichkeiten eingegangen. Im fünften Hauptteil werden die Ergebnisse der Simulationen ausgewertet. Die in IDA ICE berechneten Jahresendenergiebedarfe der verschiedenen Raumklimasysteme werden bezüglich ihrer Unterschiede analysiert. Anschließend werden auf Grundlage der Jahresendenergiebedarfe und der Primärenergiefaktoren sowie  $CO_2$ -Äquivalente die Primärenergiebedarfe und Treibhausgasemissionen bestimmt. Darauf folgt die Auswertung der Ergebnisse der Simulation in Tas. Auffällige Abweichungen zwischen den

Ergebnissen beider Simulationen werden hier untersucht. Abschließend erfolgt die Bewertung der Raumklimasysteme anhand ihres Primärenergiebedarfs und der Treibhausgasemissionen.

Im Schlussteil werden die Ziele und Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und kritisch gewürdigt. Außerdem wird ein Ausblick für die Nutzung von Simulationen zur energetischen Bewertung von Raumklimasystemen ausgesprochen.

## **2 Grundlagen**

### **2.1 Thermisch-energetische Gebäudesimulation**

#### **2.1.1 Entwicklung und Stand der Technik**

Die thermische Gebäudesimulation hat seit Ende der 1980er Jahre an Bedeutung zugenommen. Heute gibt es bereits eine Vielzahl an Programmen zur thermisch-energetischen Berechnung von Gebäuden. Der Vorteil der Gebäudesimulation gegenüber herkömmlichen statischen Berechnungen ist, dass das dynamische/instationäre Verhalten der Gebäude berücksichtigt wird. Dadurch können die Auslegungen der Anlagen genauer erfolgen und Betriebskosten gespart werden. Allerdings ist die Streuung der Ergebnisse, die mit Hilfe unterschiedlicher Programme erzeugt wird, groß. Die Vielzahl an Programmen bringt eine Vielzahl an mathematischen und physikalischen Modellen mit sich, die nicht alle für hinreichende Berechnungen geeignet sind. Die Validierung der Softwares erfolgt durch Simulationen von vorgefertigten Testbeispielen, sodass die Variation an Rechenmodellen und damit die Entwicklung keine Einschränkungen erfahren, solange die Referenzergebnisse korrekt sind. Das Problem ist, dass die Simulationsprogramme nach unterschiedlichen Standards validiert werden und damit eine zufriedenstellende Qualitätssicherung für den Nutzer noch nicht gewährleistet ist [3].

#### **2.1.2 Zusammenhang von Gebäude- und Anlagensimulation**

Nach VDI 6020 ist die thermisch-energetische Gebäudesimulation „ die stundenweise Berechnung der Raumreaktion (Last oder Temperatur) unter Berücksichtigung aller Einflüsse (Aktionen), wie Außenklima, Innenlasten, Verkehrs- und Betriebszeiten, sowie der thermischen Rückkopplung mit der Anlagentechnik und den Nutzungsvorgaben (Betriebsweise und Regelstrategie)“ [3]. Der Zusammenhang zwischen der Gebäudesimulation und der Anlagensimulation kann anhand der Abbildung 1 verstanden werden:

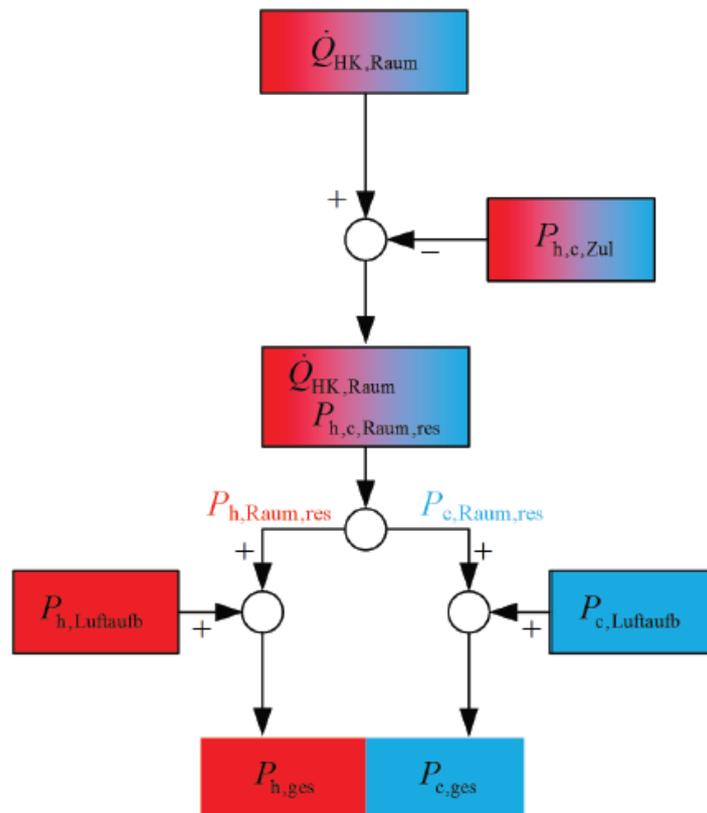


Abbildung 1: Prinzipieller Zusammenhang zwischen Gebäude und Anlage [3]

Die Heiz- und Kühllasten des Raumes  $\dot{Q}_{HK, Raum}$  werden in der Gebäudesimulation berechnet. Sie sind die Grundlage für die Berechnung der Anlagensimulation. Zur Bestimmung von Heiz- und Kühllasten werden Wärmeströme aus den inneren und äußeren Lasten, die auf den Raum wirken, bilanziert. Durch die Vorgabe einer Temperatur oder eines Temperaturbandes werden die Wärmeströme, die den Raum zusätzlich zugeführt oder zusätzlich abgeführt werden müssen, um die Temperaturvorgaben zu halten, in Form der Heiz- und Kühllast bestimmt. Die über mechanische Zuluft eingebrachte Wärme/Kälte wird durch  $P_{h,c,Zul}$  berücksichtigt.

$$P_{h,c,Zul} = \dot{V}_{Zul} \cdot c_{Zul} \cdot \rho_{Zul} \cdot (\vartheta_{Zul} - \vartheta_{RL,ist}) \quad (2.1)$$

Aus der Differenz der Heiz- und Kühllasten des Raumes und der eingebrachten Wärme/Kälte durch die mechanische Zuluft wird der sogenannte sekundäre Wärme-/ Kälteeintrag  $P_{h,c,Raum,res}$  bestimmt:

$$P_{h,c,Raum,res} = \dot{Q}_{HK, Raum} - P_{h,c,Zul} \quad (2.2)$$

Der sekundäre Wärme-/Kälteeintrag bestimmt die Wärme-/ Kältezufuhr, die über zentrale Heiz-/ Kühlelemente, zusätzlich zu der Wärme-/Kältezufuhr aus der mechanischen Lüftung, in den Raum eingebracht werden muss. Der sekundäre Wärme-/Kälteeintrag wird in den Wärmeeintrag  $P_{h,Raum,res}$  und den Kälteeintrag  $P_{c,Raum,res}$  aufgeteilt. Zu dem Wärmeeintrag wird die Wärmezufuhr  $P_{h,Luftaufb}$

addiert, die benötigt wurde, um die mechanisch zugeführte Zuluft auf die Zulufttemperatur zu erwärmen. Analog wird mit dem Kälteeintrag verfahren. Die zur Luftaufbereitung benötigte Kältezufuhr  $P_{c,Luftaufb}$  wird auf den sekundären Kälteeintrag addiert.

$$P_{h,ges} = P_{h,Raum,res} + P_{h,Luftaufb} \quad (2.3)$$

$$P_{c,ges} = P_{c,Raum,res} + P_{c,Luftaufb} \quad (2.4)$$

Das Ergebnis dieser Rechnung ist die gesamt benötigte Leistung zum Heizen  $P_{h,ges}$  (2. 3) und die Leistung  $P_{c,ges}$  (2. 4) zum Kühlen [3]. Aus den berechneten Leistungen zum Heizen und Kühlen können über das Jahr gesehen Nutzenergiebedarfe bestimmt werden.

### 2.1.3 Wärmeströme

Die Berechnungen eines Gebäudemodells werden raumweise durchgeführt. Für die Gesamtberechnung werden die Räume über ihre Kontaktbauteile/ gemeinsamen Raumumschließungsflächen thermisch gekoppelt [3]. Für jeden Raum werden Wärmeströme zur Bestimmung der Raumlasten bilanziert. Die Wärmeströme resultieren aus inneren und äußeren Wärmequellen/ -senken. Die Abbildung 2 gibt einen Überblick über Wärmeströme und ihre Quellen/ Senken.

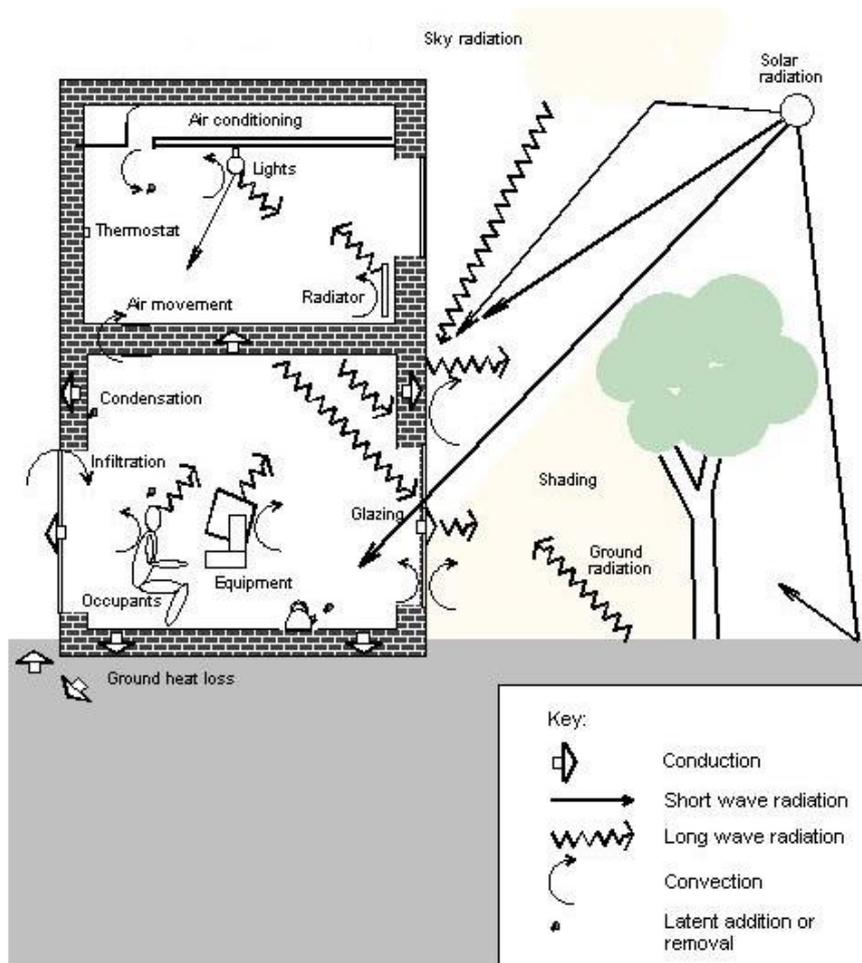


Abbildung 2: Wärmeströme im Gebäude [4]

Die Wärmeströme treten in Form von Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung auf, wobei sich die Strahlung in kurzwellige Strahlung und langwellige Strahlung gliedert. Ebenfalls kann eine Wärmeabgabe oder –aufnahme von latenter Wärme erfolgen. Die konvektiven Wärmeströme haben einen direkten Einfluss auf die Raumlufttemperatur, während die Wärmeströme in Folge von Strahlung die Raumlufttemperatur indirekt und zeitverschieben beeinflussen. Die Raumluft kann als diatherm angesehen werden [5]; der Strahlungsaustausch findet also zwischen den Oberflächen statt. Werden die Oberflächentemperaturen durch Wärmestrahlung erhöht, kommt es verzögert zu einer Änderung der Lufttemperatur aufgrund von einem konvektiven Wärmeübergang von den Oberflächen an die Luft. Der Wärmestrom zwischen zwei Oberflächen durch Strahlung kann über das Stefan-Boltzmann-Gesetz (2. 5) beschrieben werden [6].

$$\dot{Q}_{S12} = \varepsilon_{12} \cdot \sigma \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2. 5)$$

Wobei  $\varepsilon_{12}$  der Austauschgrad der Oberflächen ist,  $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante,  $A_1$  die Fläche der Ausgangsoberfläche.

Der konvektive Wärmeübergang von einer Fläche an ein Fluid ist abhängig vom Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_K$ , der Größe der Oberfläche und der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid [5].

$$\dot{Q}_K = \alpha_K \cdot A_W \cdot (T_W - T_F) \quad (2.6)$$

In der Klimatechnik wird als Indikator für das Verhältnis von Raumlufttemperatur zur Strahlungstemperatur die operative Temperatur angegeben. Die operative Temperatur ist die sogenannte gefühlte Temperatur und errechnet sich vereinfacht aus dem arithmetischen Mittelwert von Strahlungs- und Raumlufttemperatur [6].

## 2.2 Raumklimasysteme

Die Klimatechnik bietet unterschiedliche Systemlösungen zur Konditionierung der Raumluft. Die Hauptkriterien für die Auswahl einer Systemlösung für ein Bauvorhaben sind:

- Investitionskosten
- Betriebskosten
- Raumluftkonditionen

Zwischen den Kriterien kommt es zu Rückkopplungen. So werden die Betriebskosten beispielweise höher, wenn die Investitionskosten durch die Auswahl von Komponenten mit schlechten Wirkungsgraden reduziert werden. Das Anforderungsprofil an die Raumluftkonditionierung hat ebenfalls Einfluss auf die Betriebs- sowie Investitionskosten. Das Einhalten eines Feuchtebandes der Raumluft erfordert zum Beispiel Investitionskosten für einen Befeuchter und Entfeuchter sowie Kosten für deren Betrieb. Die Tabelle 1 zeigt die durchschnittlichen Anteile der Teilbereiche der Raumluftkonditionierung an den jährlichen Betriebskosten.

Tabelle 1: Durchschnittliche Jahresenergiekostenverteilung einer Klimaanlage [7]

	Kostenanteil [%]
<b>Heizen</b>	25 – 35
<b>Kühlen/ Entfeuchten</b>	10 – 15
<b>Befeuchten</b>	15 – 25
<b>Fördern</b>	30 – 45

Bis zu einem Viertel der Kosten entstehen durch die Befeuchtung der Luft. Aufgrund des hohen Anteils wird auf die Einhaltung eines Feuchtebandes in vielen Fällen verzichtet, obwohl dadurch eine Einschränkung der Behaglichkeit verursacht wird. Die Kosten für das Heizen und Kühlen stehen in Abhängigkeit der Temperaturvorgaben. Je enger die Grenzen der zulässigen Temperaturen liegen, desto höher fallen die Kosten zur Einhaltung der Vorgaben aus. Neben der Ausweitung des

zulässigen Temperaturbereiches können Wärmerückgewinnungseinheiten die Kosten der Temperierung senken. Der größte Kostenfaktor liegt jedoch nicht bei der Luftaufbereitung sondern im Fördern der Wärmeträger. Die Kosten entstehen durch den Stromverbrauch der Pumpen zum Fördern von Wasser und den Stromverbrauch der Ventilatoren zum Fördern der Luft, wobei die Förderung der Luft der Hauptkostenfaktor ist. Die Maßnahmen zur Kostensenkung der Förderung bringen zwei Konzepte hervor: Systeme mit variablen Volumenstrom (VVS-Systeme) und Luft-Wasser-Systeme.

### **2.2.1 Volumenvariable Systeme**

Die VVS-Systeme gehören zu der Übergruppe der Nur-Luft-Systeme. Bei Nur-Luft-Systemen erfolgt die Frischluftzufuhr und die Raumlastdeckung bzw. die Temperierung der Raumluft ausschließlich über die Zufuhr von aufbereiteter Luft. Zur Abdeckung der Raumlasten können unter Auslegungsbedingungen sehr hohe Volumenströme erforderlich sein, deren Förderung hohe Kosten verursacht. Die Auslegungsbedingungen treten im Jahresverlauf sehr selten auf. Deswegen können die Systeme den größten Teil des Jahres im Teillastbereich gefahren werden. Der Betrieb im Teillastbereich mit geringen Volumenströmen verursacht geringere Druckverluste. Die Leistungsaufnahme des Ventilators wird dadurch erheblich reduziert, deswegen sind volumenvariable Systeme unter den Nur-Luftsystemen der heutige Stand der Technik. Zwischen dem Verhältnis des zu fördernden Luftvolumens und dem Verhältnis der benötigten Leistung besteht teilweise ein kubischer Zusammenhang (2. 14), sodass schon kleine Änderungen des Volumenstroms eine große Kostenreduktion bewirken können. Der erzielbare Vorteil der VVS-Systeme ist abhängig von der Auslegung des Systems. Je druckverlustärmer die Systeme im Auslegungszustand arbeiten, desto größer sind die Einsparungen im Teillastbereich. Eine druckverlustarme Auslegung bei Auslegungsvolumenströmen bedeutet jedoch hohe Investitionskosten und einen großen Platzbedarf der Anlage. Ebenfalls eine wichtige Rolle spielt die Mindestabsenkung des Volumenstromes. Der Mindestvolumenstrom dient zur Einhaltung der Behaglichkeitskriterien bezüglich der Kohlenstoffdioxidkonzentration. Je niedriger die Raumluftqualitätsstufe gewählt wird, desto niedriger kann die Mindestfrischluftzufuhr rate angesetzt werden und desto höher sind die Kosteneinsparungen.

### **2.2.2 Luft-Wasser-Systeme**

Bei Luft-Wasser-Systemen werden im Gegensatz zu Nur-Luft-Systemen die Aufgaben der Frischluftzufuhr und der Raumlufttemperierung aufgeteilt. Das Luft-System sorgt für die Zufuhr der Mindestfrischluft rate. Der Volumenstrom wird demnach konstant gehalten. Das Wasser-System sorgt für die Raumlufttemperierung bzw. das Abdecken der Raumlasten. Dafür werden wasserversorgte Heiz- und Kühlkomponenten in den Räumen installiert. Aufgrund der Reduzierung des Volumenstroms auf den erforderlichen Außenvolumenstrom ergeben sich Vorteile für Luft-Wasser-Systeme gegenüber den Nur-Luft-Systemen. Wasser kann deutlich kostengünstiger als Luft transportiert werden, da aufgrund der höheren Dichte die Volumenströme bei gleicher geförderter Masse wesentlich niedriger ausfallen. Ein weiterer Vorteil der geringeren Dichte ist, dass die Leitungen für den Wassertransport im Durchmesser deutlich kleiner als Luftkanäle sind, sodass Platz im Gebäude gespart wird. Zudem kann die Luftaufbereitungszentrale kleiner bemessen werden, da die Auslegungsströme gleich den

Mindestvolumenströmen sind. Die Komponenten der Luftaufbereitungszentrale müssen somit nicht für höhere Volumenströme druckverlustarm ausgelegt werden, sondern können nach dem Mindestvolumenstrom bemessen werden. Somit können Investitionskosten in diesem Bereich gesenkt werden. Das Abdecken der Raumlasten kann durch unterschiedliche Systemlösungen von Heiz- und Kühlkomponenten erfolgen, z.B. durch Konvektoren, Induktionsgeräte oder Deckensegel. Die Bereiche Heizen und Kühlen können auch auf verschiedene Komponenten aufgeteilt werden. So kann beispielsweise das Heizen über herkömmliche Radiatoren geschehen, während zusätzlich zum Kühlen Deckensegel installiert werden. Der Vorteil der Raumkomponenten zum Kühlen liegt in dem höheren Temperaturniveau des Kühlwassers gegenüber dem Kühlwasser für Kühlregister in der Luftaufbereitungszentrale. Da die Raumkomponenten im Raum installiert werden, darf die Vorlauftemperatur des Kühlwassers nicht unter  $16^{\circ}\text{C}$  abgesenkt werden, um Kondensation zu vermeiden. Wasser dieser Temperatur kann über höhere Leistungszahlen zur Verfügung gestellt werden [7].

## **2.3 Luftaufbereitungszentrale**

Die Luft wird, bevor sie dem Raum zugeführt wird, in der Zentraleinheit aufbereitet. Die Zentraleinheit besteht aus mehreren Komponenten.

### **2.3.1 Heizregister**

Im Heizregister wird die Luft erwärmt. Bei der Erwärmung steigt die Temperatur und der absolute Wassergehalt bleibt konstant. Daraus folgt, dass die relative Feuchte der Luft sinkt. Es handelt sich also um eine rein sensible (trockene) Erwärmung. Abbildung 3 zeigt eine beispielhafte sensible Erwärmung im  $h,x$ -Diagramm.

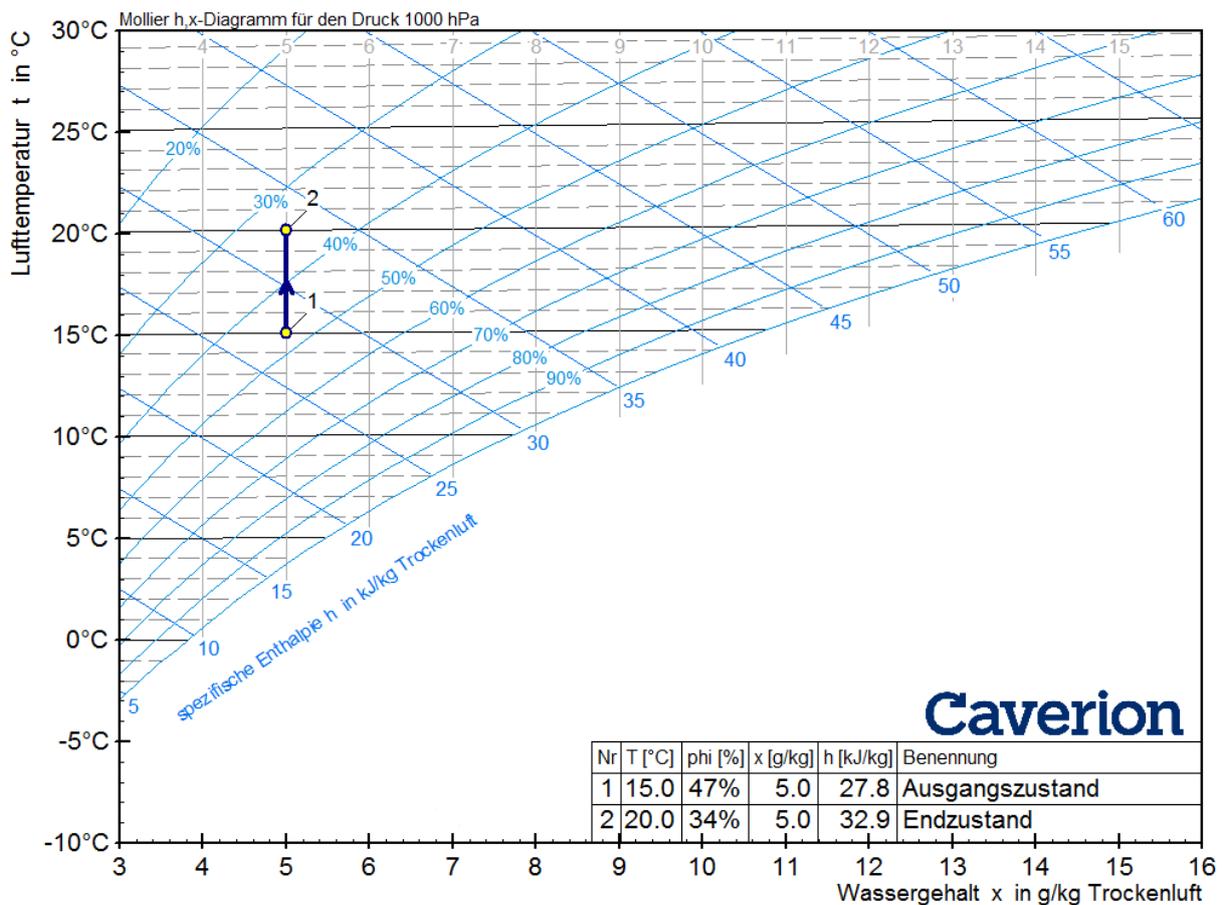


Abbildung 3: Sensible Erwärmung

Um die Luft auf die gewünschte Temperatur zu erwärmen, muss ihr die Wärmemenge  $\Delta h$  zugefügt werden.

$$\Delta h = c_L \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \quad (2.7)$$

Die aufzubringende Leistung  $\dot{Q}_{erf}$  zur Erwärmung der Luft errechnet sich aus dem Produkt des Massenstromes und der Enthalpiedifferenz nach dem ersten Satz der Thermodynamik für offene Systeme.

$$\dot{Q}_{erf} = \dot{m}_L \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.8)$$

Die Wärmeleistung  $\dot{Q}_{erf}$  kann dem Lufterhitzer über einen Warmwasserstrom zugefügt werden. Bei Warmwasser wird im Allgemeinen bei Volllast mit einer Temperaturspreizung von 20°C gerechnet. Aus der Temperaturdifferenz und der erforderlichen Wärmeleistung ergibt sich der benötigte Wassermassenstrom.

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{Q}_{erf}}{c_W \cdot \Delta\vartheta_W} \quad (2.9)$$

Grundsätzlich können Heizregister mengen- oder temperaturgeregelt werden. Bei der Mengenregelung wird die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt konstant gehalten und der zugeführte Wassermassenstrom der geforderten Wärmeleistung angepasst. Bei der Temperaturregelung wird der Wassermassenstrom konstant gefahren und die Temperaturdifferenz variiert. Die Veränderung der Temperaturdifferenz erfolgt über die Beimischung des Austrittswassermassenstromes zum Eintrittswassermassenstrom über ein Dreiwegeventil. Theoretisch gibt es zwischen zugeführter Leistung und Temperaturänderung der Luft bei Mengen- und Temperaturregelung keinen Unterschied. In der Praxis werden Luftherhitzer jedoch grundsätzlich temperaturgeregelt gefahren, da es bei der Mengenregelung durch die hohe Temperaturspreizung zu Luftschichtungen im Kanal kommen kann. Außerdem bedingen geringe Ventilöffnungen niedrige Strömungsgeschwindigkeiten, die hohe Totzeiten verursachen und die Regelungsstabilität negativ beeinflussen [7].

### 2.3.2 Kühlregister

Die Kühlung der Luft kann über Oberflächenkühlung erfolgen; hierbei berührt die Luft eine kältere Oberfläche. Diese Art der Kühlung wird in zwei Formen unterteilt. Bei der ersten Form liegt die Kühlflächentemperatur über der Taupunkttemperatur und bei der zweiten Form liegt die Kühlflächentemperatur unter der Taupunkttemperatur der zu kühlenden Luft.

Im ersten Fall, bei höherer Kühlflächentemperatur, wird kein Wasser auf der Kühlfläche ausgeschieden. Der absolute Wassergehalt der Luft bleibt also gleich während die Temperatur sinkt und die relative Feuchte steigt. Es handelt sich um eine sensible (trockene) Kühlung. Der Vorgang ist in Abbildung 4 abgebildet.

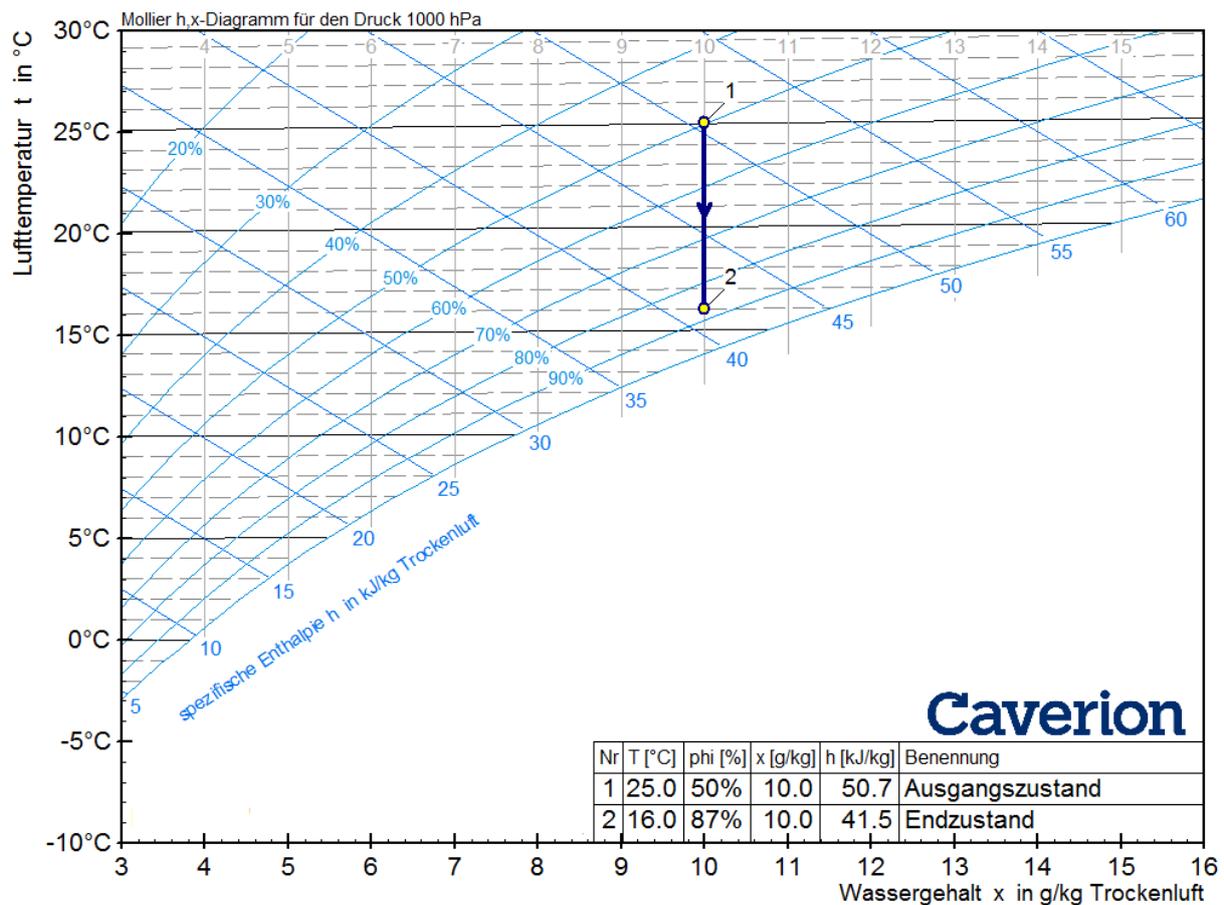


Abbildung 4: Kühlprozess ohne Wasserausscheidung

Die zweite Form der Kühlung beschreibt eine Kühlung mit Wasserausscheidung. Die mittlere Kühlflächentemperatur liegt unterhalb der Taupunkttemperatur der zu kühlenden Luft, sodass an der kühlen Oberfläche Wasserdampf kondensiert und aus der Luft ausscheidet. Dadurch verringert sich der absolute Wassergehalt der feuchten Luft und die Temperatur sinkt ebenfalls. Die Kühlung teilt sich in einen latenten und einen sensiblen Anteil. Vereinfacht kann die Zustandsänderung im h,x-Diagramm auf einer Geraden zwischen dem Ausgangszustand der Luft und dem Schnittpunkt der mittleren Kühlflächentemperatur mit der Sättigungslinie dargestellt werden. Die Abbildung 5 zeigt einen Beispielprozess im h,x.-Diagramm.

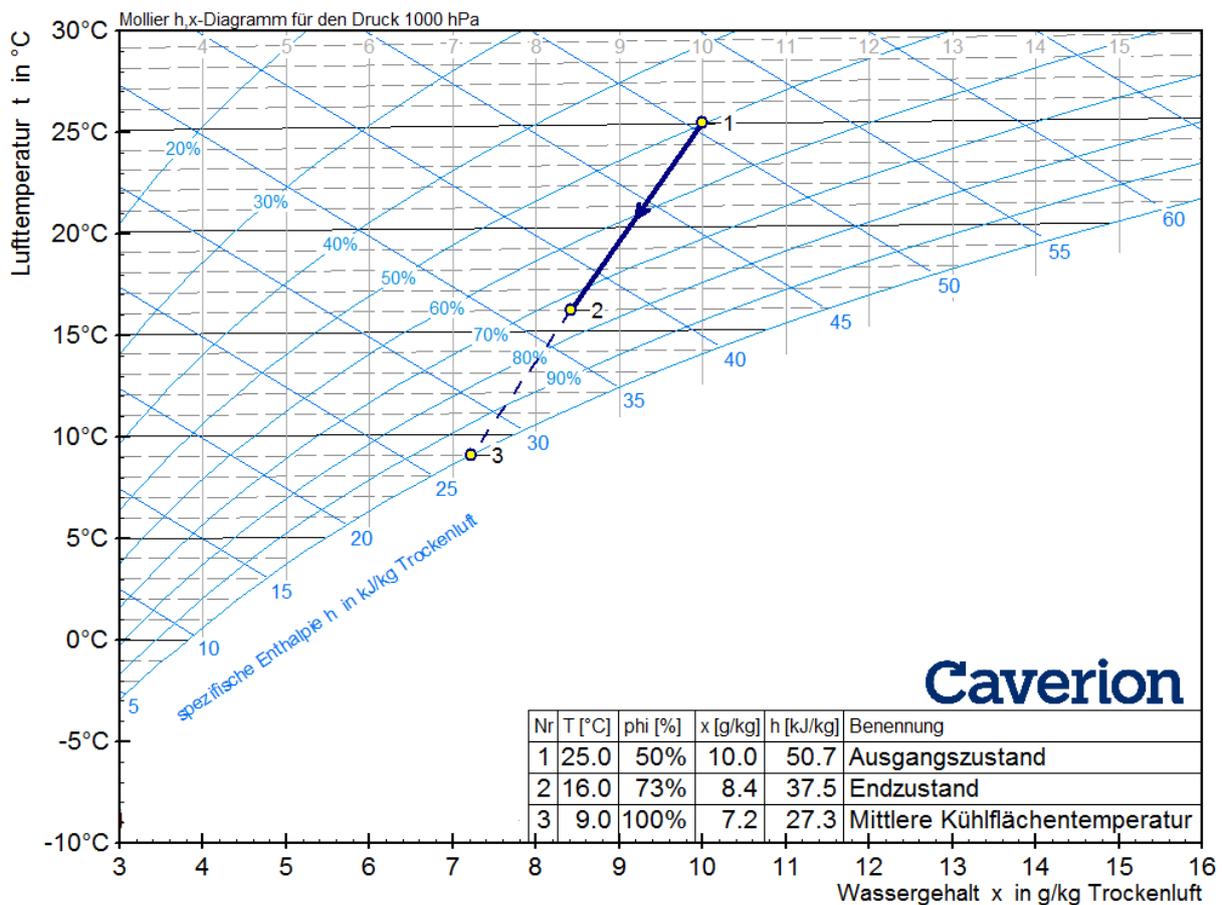


Abbildung 5: Kühlprozess mit Wasserausscheidung

Die mittlere Kühlflächentemperatur liegt je nach Bauart gewöhnlich ein bis zwei Kelvin über dem arithmetischen Mittel der Vor- und Rücklauftemperatur des Wassers. Die Berechnungen der erforderlichen Leistung zur Abkühlung der Luft auf die vorgegebene Zulufttemperatur und die Berechnung des erforderlichen Wassermassenstroms erfolgen für beide Kühlformen analog zu den Berechnungen des Heizregisters. Die Kühlregister werden im Allgemeinen mit einer Vorlauftemperatur von 6°C und einer Rücklauftemperatur von 12°C betrieben. Die Spreizung liegt demnach bei einer Temperaturdifferenz von 6 K [8].

Bei der Berechnung der erforderlichen Kühlleistung für eine Kühlung mit Wasserausscheidung muss jedoch berücksichtigt werden, dass die Enthalpiedifferenz der Zustandsänderung größer ist als beim Kühlvorgang ohne Wasserausscheidung, obwohl die Temperaturen gleich sind. Die Enthalpiedifferenz ist in diesem Fall nicht nur von der Temperaturänderung sondern auch von der Änderung des absoluten Wassergehalts abhängig.

Die Art der Luftkühlung wird von der Regelstrategie beeinflusst. Genau wie das Heizregister kann das Kühlregister mengen- oder temperaturgeregelt betrieben werden. Anders als beim Heizregister beeinflusst jedoch die Auswahl der Regelung die erforderliche Leistung zum Erreichen der geforderten Lufttemperatur bezogen auf denselben Ausgangszustand. Grund hierfür ist die unterschiedliche

mittlere Kühlflächentemperatur bei Mengen- und Temperaturregelung. Bei der Mengenregelung bleibt die Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf des Wassermassenstroms konstant, sodass die mittlere Kühlflächentemperatur konstant auf einem niedrigeren Niveau liegt. Es entsteht eine Kühlung mit Wasserausscheidung. Bei Temperaturregelung hingegen wird die Vorlauftemperatur durch Beimischen des Rücklaufwassermassenstromes angehoben, sodass vorwiegend eine sensible Kühlung vorliegt, also eine Kühlung ohne Wasserausscheidung. Die erforderliche Leistung für das Kühlen mit Mengenregelung ist demnach höher als die für Temperaturregelung, da bei der Mengenregelung noch zusätzlich Leistung zur latenten Kühlung benötigt wird [7].

### 2.3.3 Wärmerückgewinnung

Mit Hilfe eines Wärmerückgewinners kann Wärme- oder „Kälteenergie“ aus der Fortluft zurückgewonnen werden. Wärmerückgewinner stellen ein bedeutendes Energieeinsparpotential dar und entsprechen dem heutigen Stand der Technik. Eine Form der Wärmerückgewinnung ist das rekuperative Verfahren. Hierbei wird Wärme/Kälte durch eine feste Trennwand zwischen Abluft- und Zuluftvolumenstrom übertragen. Um eine Wärmeübertragung bei ungünstigen Bedingungen zu vermeiden (z.B. Abluft 26°C/ Außenluft 22°C), sollte eine Bypass zur Umgehung des Wärmetauschers vorgesehen werden [8].

Die Wärmerückgewinnungseinheiten werden nach DIN 13053 bezüglich ihrer thermischen Energieeffizienz klassifiziert. Die Werte der Klassen gelten für ausgeglichene Massenströme. Die Tabelle 2 zeigt die Wärmerückgewinnungsklasseneinteilung nach DIN 13053.

Tabelle 2: Wärmerückgewinnungsklassen nach DIN13053 [9]

	Thermische Energieeffizienz
<b>Klasse H1</b>	≥ 71
<b>Klasse H2</b>	≥ 64
<b>Klasse H3</b>	≥ 55
<b>Klasse H4</b>	≥ 45
<b>Klasse H5</b>	≥ 36
<b>Klasse H6</b>	Keine Anforderungen

Maßgebend für die Energieeffizienz ist der Temperaturübertragungsgrad des Wärmerückgewinners. Der Temperaturübertragungsgrad  $\eta_\theta$  beschreibt den erreichbaren Wert der Zulufttemperatur unter Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden Ablufttemperatur und der vorherrschenden Außentemperatur [9].

$$\eta_\theta = \frac{\vartheta_{ZUL} - \vartheta_{ODA}}{\vartheta_{ETA} - \vartheta_{ODA}} \quad (2.10)$$

### 2.3.4 Ventilator

Die Ventilatoren dienen zur Förderung des Zuluft- und des Abluftvolumenstroms. Für den Betrieb der Ventilatoren wird elektrische Leistung benötigt. Die erforderliche Leistung zur Beförderung der Volumenströme wird mit Gleichung (2. 11) berechnet.

$$P_{el} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta} \quad (2. 11)$$

Für die Leistungsberechnung müssen der Volumenstrom und die entsprechend benötigte Druckerhöhung sowie der dazugehörige Wirkungsgrad bekannt sein. Unter der Annahme, dass die Anlagenkennlinie eine Gleichung zweiter Ordnung ist, die durch den Nullpunkt geht und das Fördermedium eine konstante Dichte aufweist, lassen sich die Affinitätsgesetze für Ventilatoren aufstellen:

1. Der Volumenstrom ändert sich proportional zum Drehzahlverhältnis.

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2. 12)$$

2. Die Druckerhöhung ändert sich proportional zur zweiten Potenz des Drehzahlverhältnisses.

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (2. 13)$$

3. Die Antriebsleistung ändert sich proportional zur dritten Potenz des Drehzahlverhältnisses.

$$\frac{P_{We1}}{P_{We2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (2. 14)$$

Die letzte Beziehung ist nicht ganz genau und sollte nur als Richtwert zur Orientierung angesehen werden, da hierbei die Änderung der Strömungswirkungsgrade und die Änderung der mechanischen Wirkungsgrade nicht berücksichtigt werden [8].

Durch den Ventilator wird eine Temperaturerhöhung der Luft verursacht. Sie lässt sich wie folgt berechnen [8]:

$$\Delta T_{Ve} = \frac{P_{We}}{\dot{m}_L \cdot c_L} \quad (2. 15)$$

Zur Abschätzung der Temperaturerhöhung kann folgende Näherungsgleichung verwendet werden:

$$\Delta T_{Ve} \approx \frac{p_t}{1200 \cdot \eta_{Ve}} \quad (2.16)$$

## 2.4 Primärsystem

Das Primärsystem stellt die benötigte Wärme- und Kälteenergie für die Komponenten der Raumklimasysteme zur Verfügung. Die Wirkungsgrade des Wärme- und Kälteversorgers bestimmen über den Endenergieverbrauch.

### 2.4.1 Brennwert-Heizkessel

Brennwert-Heizkessel haben gegenüber konventionellen Heizkesseln einen höheren Wirkungsgrad und sind deshalb Stand der Technik. Brennwert-Heizkessel erreichen Wirkungsgrade von 100% bis 109% auf den Heizwert bezogen. Die hohen Wirkungsgrade resultieren aus dem zusätzlichen Nutzen, welcher aus der Kondensationswärme des Abgases gezogen wird. Das heißt sie nutzen im Gegensatz zu Standard Heizkesseln den Brennwert des Brennstoffes und nicht dessen Heizwert. Das Abgas wird über Wärmetauscher gekühlt, sodass die im Wasserdampf des Abgases enthaltene Kondensationswärme frei wird. Je mehr Wasserstoff ein Brennstoff enthält desto höher der erreichbare Gewinn durch die Wasserdampfkondensation. Da Erdgas gegenüber Heizöl einen höheren Wasserstoffanteil besitzt, werden Brennwert-Heizkessel vorrangig mit Erdgas befeuert. Die Abbildung 6 zeigt die Zusammensetzung des erzielbaren Wirkungsgrades bei einem Erdgas-Brennwert-Heizkessel [5].

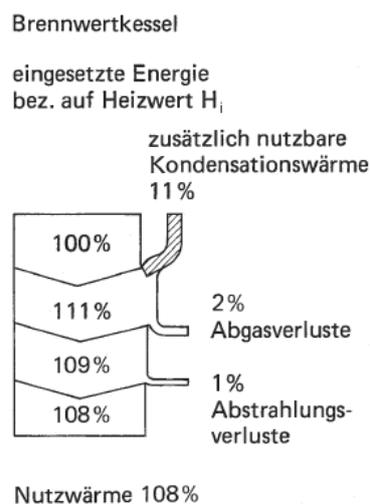


Abbildung 6: Wirkungsgrad Erdgas-Brennwert-Heizkessel

### 2.4.2 Kältemaschine

Eine Kältemaschine stellt die benötigte Kälteenergie für die Komponenten der Raumklimasysteme zur Verfügung, dafür muss die Kältemaschine dem Versorgungsmedium Wärme entziehen. Das Funktionsprinzip beruht auf einem linksgängigen Kreisprozess. In einem linksgängigen Kreisprozess wird einer Quelle Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau entzogen und unter Zufuhr von Arbeit an eine Senke auf einem höheren Temperaturniveau abgegeben. Die Abbildung 7 zeigt das schematische Funktionsprinzip eines linksgängigen Kreisprozesses bzw. einer Kältemaschine.

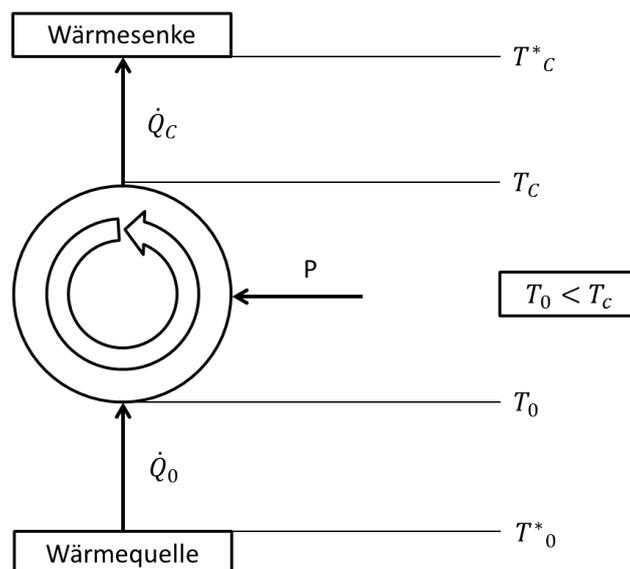


Abbildung 7: Schematische Darstellung einer Kältemaschine

In der Klimatechnik findet der Kaltdampf-Kompressionskälteprozess mit über 90% Anwendung. Beim Kaltdampf-Kompressionskälteprozess wird ein Kältemittel verwendet, welches bei den Arbeitstemperaturen den Aggregatzustand zwischen Dampfphase und Flüssigphase ändert. Die Verdampfung findet bei der Arbeitstemperatur  $T_0$  statt. Für Verdampfung wird der Wärmequelle mit der mittleren Temperatur  $T_0^*$  Wärme entzogen. Nach der vollständigen Verdampfung wird das Kältemittel unter Zufuhr mechanischer Leistung im Verdichter komprimiert. Nach der Kompression wird das Kältemittel bei der Arbeitstemperatur  $T_c$  verflüssigt. Die Wärme, die durch die Verflüssigung freigesetzt wird, wird an die Umwelt (Wärmesenke) der mittleren Temperatur  $T_c^*$  abgegeben. Anschließend wird das Kältemittel über ein Expansionsventil entspannt bis die Arbeitstemperatur der Verdampfung wieder erreicht ist [5].

Die Vorgehensweise basiert auf dem Carnot-Prozess. Der Carnot-Prozess ist ein idealer Kreisprozess. Er besteht aus zwei reversiblen, isothermen Zustandsänderungen und zwei reversiblen, adiabaten Zustandsänderungen. Reversible, adiabate Zustandsänderungen werden auch als isentrop bezeichnet. Die übliche Darstellung erfolgt im T,s-Diagramm. Die Abbildung 8 zeigt den linksläufigen Carnot-Prozess.

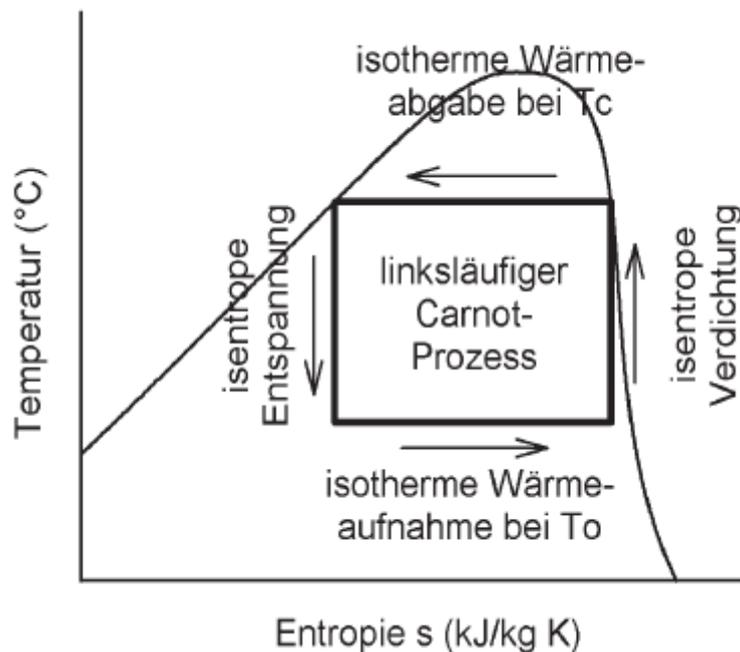


Abbildung 8: linksläufiger Carnot-Prozess

Isotherme Wärmeübertragungen von Gasen sind technisch schwer zu ermöglichen, deswegen werden die Wärmeübertragungen in realen Prozessen durch einen Phasenwechsel realisiert. Während des Phasenwechsels bleiben die Temperaturen konstant. Um eine reversible Wärmeübertragung zu ermöglichen, müssten die Wärmequelle und die Wärmesenke, mit denen die Wärme ausgetauscht wird, jeweils die gleiche Temperatur haben wie die zugehörige Arbeitstemperatur des Kältemittels (Verdampfungstemperatur/Verflüssigungstemperatur), bei welcher die Wärmeübertragung stattfindet. Das bedeutet, dass beim Carnot gilt:  $T_0 = T^*_0$  und  $T_c = T^*_c$ . Für Wärmeübertragungen in Wärmetauschern gilt allgemein die Formel (2. 17).

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (2. 17)$$

Der Faktor  $k$  ist der Wärmeübergangskoeffizient und der Faktor  $A$  ist die Fläche, über welche die Wärme übertragen wird. Wenn die Temperaturdifferenz  $\Delta T$  zwischen Kältemittel und Wärmequelle/-senke null ist, müsste das Produkt aus dem Wärmeübergangskoeffizienten und der Fläche unendlich groß werden. Für eine ideale Wärmeübertragung müssten die Wärmeaustauscher theoretisch unendlich groß sein. In der Praxis kann ein Carnot-Prozess also nicht realisiert werden [10]. Der Wirkungsgrad eines linksgängigen Kreisprozesses zur Kälteerzeugung wird Leistungszahl genannt. Die ideale Leistungszahl des Carnot-Prozesses lässt sich aus den Arbeitstemperaturen berechnen.

$$\varepsilon_{KC} = \frac{T_0}{T_c - T_0} \quad (2. 18)$$

Die Leistungszahl des Prozesses steigt entsprechend der Gleichung mit sinkender Differenz zwischen den Arbeitstemperaturen.

Reale Kältemaschinen haben geringere Leistungszahlen als der Carnot-Prozess, da die Zustandsänderung irreversibel und verlustbehaftet verlaufen. Für reale Prozesse errechnet sich die Leistungszahl aus dem Verhältnis von Nutzen zu Aufwand, also der aufgenommenen Wärme zu der zugeführten Leistung. Die Leistungszahl wird als EER (Energy Efficiency Ratio) angegeben.

$$EER = \frac{\dot{Q}_0}{P} \quad (2. 19)$$

Für Kaltwassersätze kann eine Einteilung in Effizienzklassen erfolgen. Die Tabelle 3 enthält eine Übersicht einer Effizienzklasseneinordnung für luftgekühlte Kaltwassersätze nach Eurovent.

Tabelle 3: Energieeffizienzklassen von luftgekühlten Kaltwassersätzen [11]

Effizienzklasse	EER
A	≥ 3,1
B	< 3,1 - 2,9
C	< 2,9 - 2,7
D	< 2,7 - 2,5
E	< 2,5 - 2,3
F	< 2,3 - 2,1
G	< 2,1

Zur Bewertung von Kältemaschinen kann außerdem der Gütegrad berechnet werden. Der Gütegrad beschreibt das Verhältnis von der tatsächlichen Leistungsziffer zur Leistungsziffer des entsprechenden Carnot-Prozesses. Die entsprechende Carnot-Leistungsziffer kann entweder über die Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur bestimmt werden oder über die mittlere Temperatur der Wärmequelle und –senke, sodass der Kälteprozess nach seinen äußeren Bedingungen bewertet wird. Diese Leistungszahl wird in der Kältetechnik als Leistungszahl des äußeren Carnot-Prozesses bezeichnet. Mit ihr lässt sich entsprechend der äußere Gütegrad bestimmen. Die Gleichung (2. 20) zeigt die Berechnung des äußeren Gütegrades [5].

$$\eta^* = \frac{EER \cdot (T_c^* - T_0^*)}{T_0^*} \quad (2. 20)$$

## 2.5 Primärenergiebedarf und Treibhausgasemissionen

Der Primärenergiebedarf umfasst zusätzlich zu dem Endenergiebedarf die Energiemenge, die zur Gewinnung, Umwandlung und Verteilung des verwendeten Energieträgers notwendig ist. Mithilfe des Primärenergiefaktors kann der Energiebedarf zur Klimatisierung der Räume über die Grenze des Gebäudes hinaus bewertet werden, indem vorgelagerte Prozessketten zu Bereitstellung der Energieträger berücksichtigt werden. Je nach energetischem Aufwand der vorgelagerten Prozessketten werden den Energieträgern bzw. Energieformen Primärenergiefaktoren zugeordnet. Die Berechnung der Primärenergiefaktoren erfolgt durch Modellierungen der Prozessketten. Die DIN V 18599 enthält eine Übersicht von Primärenergiefaktoren, die mit dem Computerprogramm GEMIS errechnet wurden [12]. Die Tabelle 35 im Anhang zeigt einen Ausschnitt aus den in der DIN V 18599 aufgelisteten Primärenergiefaktoren. Die betrachteten Primärenergiefaktoren beziehen sich auf dem Bilanzraum zugeführten Endenergien. Die Bilanzgrenze für den Bilanzraum ist die Gebäudehülle. Die Faktoren beziehen sich außerdem auf den Heizwert der Brennstoffe. Sie müssen demnach mit den auf den Heizwert bezogenen Endenergien verrechnet werden. Die Berechnung des heizwertbezogenen Primärenergiebedarfs für den Bilanzraum von außen zugeführter Endenergie erfolgt nach Formel (2. 21) [12].

$$Q_{p,HS} = \sum_j (Q_{end,j} \cdot f_{P,j}) \quad (2. 21)$$

Neben dem Primärenergiebedarf können über die Gebäudegrenze hinaus noch die Treibhausgasemissionen anhand des  $CO_2$ -Äquivalentes bestimmt werden. Die  $CO_2$ -Äquivalente beziehen sich genau wie die Primärenergiefaktoren auf die Endenergie und berücksichtigen ebenfalls die vorgelagerten Prozessketten wie Förderung, Aufbereitung und Transport. Bei den vorgelagerten Prozessen und der Verwendung der Energieträger können neben Kohlenstoffdioxid noch andere Treibhausgase wie Methan und Lachgas frei werden. In den  $CO_2$ -Äquivalenten werden die Emissionen anderer Treibhausgase berücksichtigt und in eine äquivalente Menge Kohlenstoffdioxid umgerechnet. Die Tabelle 36 im Anhang zeigt eine Übersicht an  $CO_2$ -Äquivalenten für verschiedene Energieträger. Die Emissionsfaktoren werden ebenfalls mit GEMIS erstellt und von dem Internationalen Institut für Nachhaltigkeitsanalysen und -strategien (IINAS) zur Verfügung gestellt [13]. Die äquivalente Masse an emittiertem Kohlenstoffdioxid kann über die Summe der Produkte der Endenergie je Energieträger mit dem jeweiligen Emissionsfaktor bestimmt werden.

$$m_{CO_2-e} = \sum_j (Q_{end,j} \cdot f_{CO_2-e,j}) \quad (2. 22)$$

## **3 Randbedingungen der Simulationen**

### **3.1 Referenzmodell**

Um Raumklimasysteme erfolgreich vergleichen zu können müssen gleiche Grundvoraussetzungen geschaffen werden. Mit Hilfe der Simulation können die Raumklimasysteme im selben Gebäude unter gleichen Bedingungen wie Klima und Nutzungsprofilen betrieben werden. Deswegen wird für die Simulation ein Referenzmodell festgelegt. Innerhalb der Simulation in IDA ICE wird das modellierte Referenzgebäude kopiert und mit den unterschiedlichen Raumklimasystemen versehen. In der Validierungssimulation in Tas muss das Referenzmodell exakt nachmodelliert werden, da sonst verschiedene Raumlasten auftreten, welche grundlegend für die berechneten Energiebedarfe der Raumklimasysteme sind (Abbildung 1). Das Referenzmodell wird auch hier vervielfältigt und mit den unterschiedlichen Raumklimasystemen versehen.

Als grundlegendes Modell wird eine Etage eines Bürokomplexes festgelegt. Die Etage befindet sich im Erdgeschoss und ist über den Boden mit dem Erdreich verbunden. Oberhalb der betrachteten Etage werden weitere klimatisierte Büroetagen angenommen. Für die genauere Festlegung des Modells werden der Standort, das Klima, der geometrische Aufbau des Gebäudes, die Nutzungsprofile der Räume sowie die Raumluftkonditionen bestimmt. Weitere Spezifikationen wie der genaue Aufbau der geometrischen Bauteile und die explizite Darstellung der Nutzungsprofile sowie die Eingabe der Raumluftkonditionen werden in den programmbezogenen Ausführungen für IDA ICE (4) und Tas (5) beschrieben.

#### **3.1.1 Standort und Klima**

Für das Referenzmodell wird der Standort Landsberg, München gewählt. Festgelegt ist der Standort durch den Längen- und Breitengrad sowie die Höhe über dem Meeresspiegel.

Bei den Klimadaten handelt es sich um einen Datensatz aus den Ashrae 90.1 Datenbanken. Die Klimadaten sind passend zum Standort gewählt. Der Datensatz enthält folgende Parameter in stündlichen Werten:

- Direkte Sonnenstrahlung
- Diffuse Sonnenstrahlung
- Temperatur
- Relative Luftfeuchtigkeit
- Bewölkungsgrad
- Windgeschwindigkeit
- Windrichtung

Die Angaben der Sonnenstrahlung sind bezogen auf eine horizontale Fläche angegeben und werden von Simulationsprogrammen für den Ort nach der Sonnenhöhe und dem Sonnenazimut in

Abhängigkeit der Tages- und der Jahreszeit auf die Bauteiloberflächen des Referenzgebäudes umgerechnet.

### 3.1.2 Geometrie

Das Referenzmodell verfügt über eine Nutzfläche von 490 m<sup>2</sup> und eine einheitliche Höhe von 2,8 m. Es ist rechteckig und über die Außenwände nach den Himmelsrichtungen ausgerichtet. Die Nutzfläche teilt sich in 20 Räume, die sich wiederum in drei Raumarten gliedern lassen: Büro (Office), Eckbüro (Office Corner) und Besprechungsraum (Meeting). Die Geometrie der Räume gleicher Raumarten ist identisch. Tabelle 4 gibt eine Übersicht über die Flächen und die Anzahl der Räume.

Tabelle 4: Übersicht Raumflächen

	Fläche [m <sup>2</sup> ]	Raumanzahl
<b>Office</b>	20	14
<b>Office Corner</b>	34	4
<b>Meeting</b>	37	2

Die Räume der verschiedenen Raumarten unterscheiden sich nur durch ihre Lage in der Etage. Sie sind der Abbildung 9 entsprechend angeordnet.

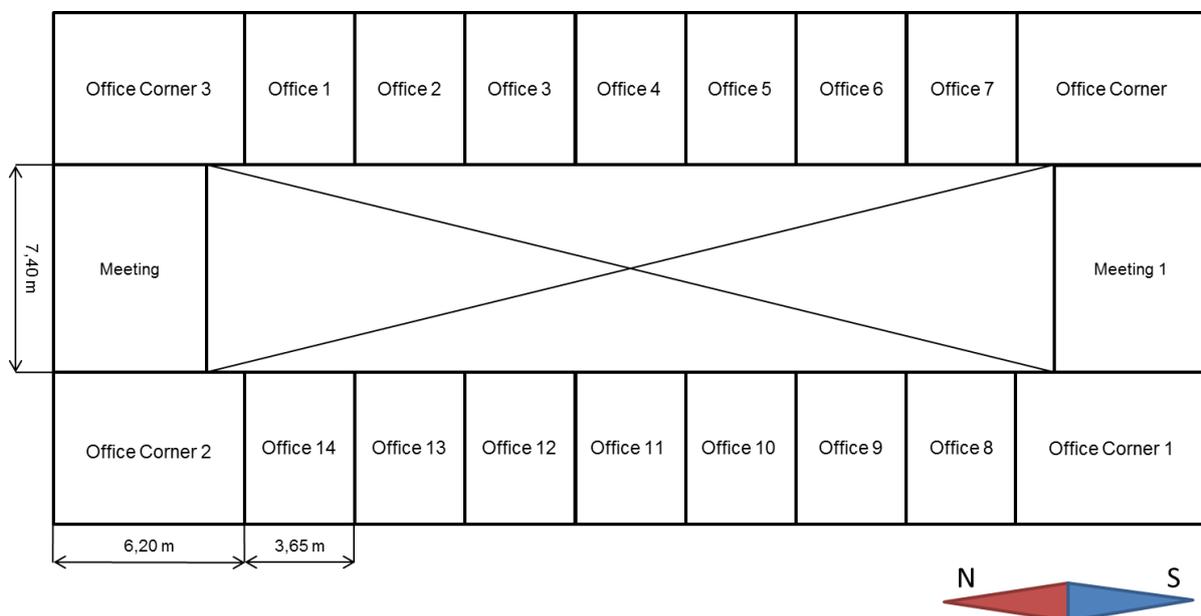


Abbildung 9: Übersicht Raumanordnung

Die Lage der Räume im Gebäude entscheidet mit über den Außenflächenanteil der Raumumschließungsflächen sowie deren Ausrichtung nach den Himmelsrichtungen und hat damit Auswirkungen auf die äußeren Lasten.

### 3.1.3 Fenster

Alle Außenwände der Büros sind ab einer Höhe von 0,9 m vollverglast. Der Rahmenanteil der Fenster wird als Prozentsatz am Fenster angegeben. Das Maueröffnungsmaß entspricht folglich der Fensterfläche. Die Fenster haben einen niedrigen Gesamtenergiedurchlassgrad und wirken somit als passiver Sonnenschutz. Zusätzlich zu dem passiven Sonnenschutz ist ein aktiver, automatischer Sonnenschutz vorgesehen. Ab einem Wärmeeintrag von 100 W/m<sup>2</sup> Fensterfläche gemessen auf der Innenseite, werde Jalousien heruntergefahren.

### 3.1.4 Zonenprofil

Jede Zone bekommt ein bürotypisches Nutzungsprofil zugewiesen. Außerdem wird das Zonenprofil durch die Infiltrationsrate und die Raumluftkonditionen charakterisiert. Das Nutzungsprofil besteht aus inneren Lasten aufgrund von Wärmeabgaben der Personen, der Geräte und des Lichtes und ihren entsprechenden Aktivitätszeitplänen. Auf den Quadratmeter Fläche bezogen sind die inneren Lasten für jeden Raum identisch. Die Tabelle 5 zeigt die festgelegten Lasten:

Tabelle 5: Raumlasten

	Wärmeabgabe [W/m <sup>2</sup> ]
<b>Personen</b>	15
<b>Geräte</b>	15
<b>Licht</b>	10

Die Zeitpläne richten sich nach gängigen Büroarbeitszeiten. Die Lasten sind Werktags von 7 Uhr bis 18 Uhr eingeschaltet und die restliche Zeit des Tages sowie am Wochenende ausgeschaltet. Für die Personenlasten wird die Wärmegabe zur Mittagspause auf die Hälfte reduziert. Eine tabellarische Übersicht der Zeitpläne liefert Tabelle 37 im Anhang.

Die Infiltrationsrate hat direkten Einfluss auf die Raumlufttemperatur. Infiltration ist ein ständiger unkontrollierter Luftaustausch zwischen dem Raum und Außenwelt über Undichtigkeiten. Die Infiltrationsrate wird für alle Räume gleich auf einen Standardwert von 0,3 Luftwechseln pro Stunde festgesetzt [14].

Die Raumluftkonditionen berücksichtigen ein einzuhaltendes Temperaturband und eine Mindestfrischluftzufuhr. Die mittlere Raumtemperatur soll zu Nutzungszeiten zwischen 22°C und 26°C liegen. Außerhalb der Betriebszeiten werden keine Temperaturgrenzen vorgegeben. Das Einhalten einer Sockeltemperatur wird demnach nicht gefordert. Für die Mindestfrischluftzufuhr wird ein Wert von 8 m<sup>3</sup>/ (h m<sup>2</sup>) festgelegt. Die Mindestfrischluftzufuhr wird benötigt, um die Raumluftqualität in Bezug auf die Kohlenstoffdioxidbelastung zu gewährleisten.

## 3.2 Raumklimasysteme

In jedes Duplikat des Referenzgebäudes ist ein anderes Raumklimasystem implementiert. Es werden zwei Luft-Wassersysteme und zwei Nur-Luft-Systeme simuliert. Für die Luft-Wasser-Systeme werden Systeme der Caverion nachgebildet: das Multifunktionssegel AVACS und der Deckenkühlkonvektor LuxCool. Als Nur-Luft-System wird das ClimaCeil von Caverion modelliert und zum Vergleich wird noch ein konventionelles VVS-System dargestellt. In den Randbedingungen der Raumklimasysteme wird die grundlegende Funktionsweise jedes Systems dargestellt und die Betriebsbedingungen werden systemweise festgelegt. Die explizite Darstellung der Systeme und die genaue Regelungsstrategie werden programmabhängig beschrieben. Die Auslegung der Systeme erfolgt im Laufe der Simulation in IDA ICE (4.2).

### 3.2.1 AVACS

Das System AVACS ist ein Multifunktionssegel. Der Name steht für Air Ventilation And Cooling System. Das Multifunktionssegel wird zum Heizen, zum Kühlen und zur Raumlüftung verwendet. Über einen Induktionsaufsatz wird die Zuluft eingebracht. Dabei strömt die Zuluft zu ungefähr 70% oberhalb und zu 30% unterhalb des Segels entlang, sodass die Fläche für die erzwungen Konvektion erhöht wird. Das Segel ist mit einem wasserdurchflossenen Kupferrohrmäander belegt. Im Heizfall fließt warmes Wasser durch den Kupferrohrmäander und erwärmt so die überströmende Luft. Im Kühlfall wird der Kupferrohrmäander mit kaltem Wasser durchflossen. Die Vorlauftemperatur des Kaltwassers sollte dabei allerdings nicht unter 16°C fallen, da es sonst zur Kondensation des in der Raumlufte enthaltenen Wasserdampfes kommen könnte. Der Kupferrohrmäander erwärmt/kühlt das Segel, sodass neben der Konvektion die Wärme/Kälte auch in Form von Strahlung übertragen wird. Der Strahlungsanteil beträgt ungefähr 40%. Durch die Wärmeübertragung über Strahlung und Konvektion wird ein hohes Maß an Behaglichkeit geschaffen. Die Abbildung 10 zeigt das Multifunktionssegel AVACS [15].



Abbildung 10: Multifunktionssegel AVACS [15]

Für das System AVACS werden folgende Betriebsbedingungen festgelegt. Das System wird mit einem konstanten Volumenstrom und konstanter Zulufttemperatur gefahren. Der Volumenstrom entspricht der unter Raumluftkonditionen (3.1.4) vorgegebenen Mindestfrischluftzufuhr. Neben den Betriebsparametern der Luftkonditionierung müssen außerdem die Vorlauftemperaturen der dezentralen, wasserversorgten Heiz-/ Kühlelemente (Deckensegel/ Konvektor) bestimmt werden.

- Volumenstrom:  $8\text{m}^3 / (\text{h m}^2)$
- Zulufttemperatur:  $18^\circ\text{C}$
- Vorlauftemperatur Heizfall:  $35^\circ\text{C}$
- Vorlauftemperatur Kühlfall:  $16^\circ\text{C}$

### 3.2.2 LuxCool

Das Modul LuxCool ist ein Deckenkühlkonvektor, der es durch sein Design ermöglicht Deckenbeleuchtung, Rauchmelder, Anwesenheitssensoren usw. zu integrieren. Der Deckenkühlkonvektor besteht aus einer verdeckten Induktionseinheit und einer Fronteinheit, welche als Segel ausgeführt ist. Die Zuluft und die induzierte Sekundärluft werden über einen integrierten Wärmetauscher im Heizfall mit warmem Wasser erwärmt und im Kühlfall mit kaltem Wasser gekühlt. Die Vorlauftemperatur darf wie beim AVACS nicht unter  $16^\circ\text{C}$  fallen, da es sonst zur Kondensation kommen kann. Die vermengte, konditionierte Luft wird über verstellbare Düsen horizontal ausgeströmt, sodass ein angenehmes Raumklima entsteht. Der Einsatz von Düsen bedingt hohe Druckverluste, jedoch hat dies einen positiven Effekt auf die Luftdurchmischung im Raum. Die Energieübertragung ist beim LuxCool ausschließlich konvektiver Art [16]. Die Abbildung 11 zeigt den Deckenkühlkonvektor LuxCool.

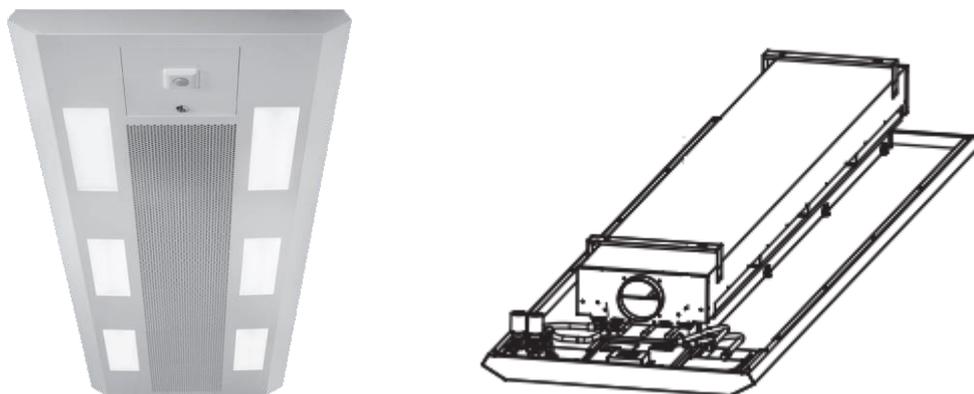


Abbildung 11: Deckenkühlkonvektor LuxCool [16]

Genau wie beim AVACS gilt für die Betriebsbedingungen die Einhaltung eines konstanten Volumenstromes und einer konstanten Zulufttemperatur. Der Volumenstrom entspricht ebenfalls der

vorgegebenen Mindestfrischluftzufuhr. Für den Wärmetauscher im Segel zur Erwärmung bzw. Kühlung der Zuluft, werden die Vorlauftemperaturen für den Heiz- und Kühlfall festgelegt.

- Volumenstrom:  $8 \text{ m}^3 / (\text{h m}^2)$
- Zulufttemperatur:  $18^\circ\text{C}$
- Vorlauftemperatur Heizfall:  $35^\circ\text{C}$
- Vorlauftemperatur Kühlfall:  $16^\circ\text{C}$

### 3.2.3 ClimaCeil

Die Caverion bietet neben dem konventionellen VVS-System eine weitere Systemlösung mit variablen Volumenstrom an: das ClimaCeil. Beim ClimaCeil strömt die Luft nicht wie beim konventionellen VVS-System direkt in den Raum, sondern in eine Deckenkonstruktion aus Aluminiumblech und zirkuliert dort. Über Schlitze im deckennahen Bereich strömt die Luft dann horizontal in den Raum aus. Die zirkulierende Luft temperiert das Aluminium. Aluminium hat eine hohe Wärmeleitfähigkeit, sodass die Konstruktion schnell die Temperaturen der Zuluft adaptiert. Die Temperatur des Aluminiums ist gegenüber den Temperaturen anderer Oberflächen im Raum (Wände, Decken usw.) im Kühlfall niedriger und im Heizfall höher. Durch den Temperaturunterschied der Oberflächen wird neben der konventionellen Wärmeübertragung durch Konvektion noch ein Teil der zur Verfügung gestellten Energie in Form von Strahlung an den Raum abgegeben. Der zusätzliche Wärmeaustausch in der Aluminiumvorrichtung bedingt, dass das ClimaCeil im Kühlfall mit niedrigeren Temperaturen als ein konventionelles System betrieben werden kann, ohne dass sich die Temperatur beim Eintritt in den Raum von Zulufttemperaturen herkömmlicher Systeme unterscheidet. Durch die Absenkung der Temperatur können bei niedrigeren Volumenströmen die gleichen Kühllasten wie beim konventionellen VVS-System gedeckt werden.

Beim ClimaCeil sind die Volumenströme sowie die Zulufttemperaturen variabel und werden nach Bedarf zwischen Ober- und Untergrenze geregelt. Die Volumenstromobergrenze wird für den Auslegungsfall bestimmt und die untere Grenze durch die Mindestfrischluftzufuhr festgelegt. Die Ober- und Untergrenzen der Zulufttemperatur werden mit Rücksicht auf die Behaglichkeit gewählt. Durch die spezielle Funktionsweise des ClimaCeils kann die Zulufttemperatur im Kühlfall weiter gesenkt werden als bei konventionellen VVS-Systemen, ohne die Behaglichkeit einzuschränken.

- Volumenstromspanne:  $8 \text{ m}^3 / (\text{h m}^2)$  bis Auslegungsvolumenstrom
- Zulufttemperaturspanne:  $13^\circ\text{C}$  bis  $32^\circ\text{C}$

### 3.2.4 VVS-System

Zum Vergleich wird ebenfalls ein konventionelles VVS-System modelliert. Die Luft wird in der Zentrale aufbereitet und über gewöhnliche Deckenauslässe, wie z.B. Drallauslässe, in den Raum eingebracht.

Die Wärme-/ Kälteeinbringung ist beim konventionellen System also ausschließlich konvektiver Art. Wie beim KlimaCeil werden die Volumenströme und Zulufttemperaturen nach Bedarf variabel gefahren. Die Unterscheidung der Betriebsweisen liegt in dem höheren Mindestwert der Zulufttemperatur, da die Zuluft direkt in den Raum geblasen wird und in dem nach Auslegungsfall bestimmten maximalen Volumenstrom.

- Volumenstromspanne: 8 m<sup>3</sup>/ ( h m<sup>2</sup>) bis Auslegungsvolumenstrom
- Zulufttemperaturspanne: 16°C bis 32°C

## 4 Simulation Hauptmodell

### 4.1 Gebäudemodell

#### 4.1.1 Aufbau

Ein 3D-Modell der vorgegeben Geometrie und des Aufbaus der Büroetage wird als IFC-Datei zur Verfügung gestellt und in das Projekt eingelesen. Jeder Raum wird als einzelne Berechnungszone zur Bilanzierung angesehen (2.1.3). Für die Raumart Büro (Office) werden nur Office 5 auf der Ostseite und Office 13 auf der Westseite modelliert, da die anderen Büros der gleichen Ausrichtung die gleichen Lasten aufweisen. Die Zonen der beiden modellierten Räume erhalten den Zonenmultiplikator sieben, um die anderen Räume in den Ergebnissen ebenfalls zu berücksichtigen. Für die Wände, die durch die teilweise Simulation des Gebäudes innerhalb der Gebäudegrenzen keine Angrenzung an Nachbarräume aufweisen, werden Wärmetransmissionen vernachlässigt. Die Speichermasse der Wände wird jedoch weiterhin berücksichtigt. Die gleiche Vorgehensweise wird für die Decke aller Räume verwendet. So kann näherungsweise eine weitere klimatisierte Etage oberhalb der betrachteten Etage dargestellt werden.

Das Gebäudemodell besteht aus fünf unterschiedlichen Bauteilen:

- Außenwand
- Innenwand
- Decke
- Boden
- Fenster

Für jedes der opaken Bauteile wird der Aufbau Schichtweise angegeben. Für jede Schicht werden das Material und die Dicke der Schicht festgelegt. Der Aufbau wird nach den Standardeinstellungen des Programms für die jeweiligen Bauteilarten gewählt. Der Aufbau der Bauteile erfolgt wie in Tabelle 38 im Anhang dargestellt. Die Schichten werden von innen nach außen aufgelistet. Den Materialien der Schichten sind Stoffeigenschaften zugewiesen. Eine Auflistung der Materialien mit den Eigenschaften ist in Tabelle 6 zu finden.

Tabelle 6: Materialeigenschaften der Bauteilschichten

	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	Spezifische Wärmekapazität [J/(kg K)]	Wärmeleitfähigkeit [W/(m K)]
<b>Gipskartonplatten</b>	700	1000	0,21
<b>Luft</b>	1,2	1006	0,39
<b>Gips, Kalk-Zementputz</b>	1800	1000	1,0
<b>Beton</b>	2400	1000	2,0
<b>Mineralwolle</b>	50	1030	0,045
<b>Porenbeton</b>	500	1000	0,135
<b>Linoleum</b>	1200	1400	0,17
<b>Schaumbrett, Polystyrol</b>	20	1450	0,04

Für alle Oberflächen der Raumumschließungsflächen gilt zusätzlich:

- Langwelliger Emissionsgrad: 0,9
- Kurzwelliger Reflexionsgrad: 0,5

Für das Gebäudemodell des Systems ClimaCeil ist in der zugehörigen IFC-Datei eine zusätzliche Konstruktion vorgesehen. Die Zuluft des ClimaCeils strömt vorerst in eine Aluminiumvorrichtung und tritt dann über einen Schlitz in den Raum aus. Die Aluminiumvorrichtung hat eine Wandstärke von einem Millimeter und einen U-Wert von 5,882 W/(m<sup>2</sup> K). Die Vorrichtung wird als eine eigenständige Zone angesehen. Jeder Raum besteht folglich aus zwei Zonen. Die Aluminiumvorrichtung hat ein Offset von einem Meter über dem Fußboden und reicht bis zur Decke. Die Anordnung ergibt sich nach Abbildung 37 im Anhang. Daraus ergeben sich die in Tabelle 7 aufgelisteten Strahlungsflächen. Die Schlitz befinden sich im deckennahen Bereich, haben eine Höhe von 0,05 m und ziehen sich über die gesamte Länge der Strahlungsfläche.

Tabelle 7: Strahlungsflächen ClimaCeil

	Strahlungsfläche [m <sup>2</sup> ]
<b>Meeting</b>	6,97
<b>Meeting 1</b>	6,97
<b>Office Corner</b>	5,00
<b>Office Corner 1</b>	5,00
<b>Office Corner 2</b>	5,00
<b>Office Corner 3</b>	5,00
<b>Office East</b>	23,87
<b>Office West</b>	23,87

Für die Fenster wird eine Fenstervorlage mit dem vorgeschriebenen Gesamtenergiedurchlassgrad gewählt und die restlichen Werte werden aus den Standardeinstellungen übernommen.

- Gesamtenergiedurchlassgrad: 0,35
- Strahlungsemissionsgrad: 0,33
- Interner Emissionsgrad: 0,9
- Externer Emissionsgrad: 0,9
- U-Wert Verglasung: 1,0 W/(m<sup>2</sup> K)
- U-Wert Rahmen: 1,0 W/(m<sup>2</sup> K)
- U-Wert Fenster total: 1,0 W/(m<sup>2</sup> K)
- Rahmenanteil: 0,1

Als aktiver Sonnenschutz werden Jalousien auf der Innenseite ausgewählt. Die Tabelle 8 zeigt die Minderungsfaktoren der Jalousien auf die Fensterparameter.

Tabelle 8: Minderungsfaktoren Jalousien

	Minderungsfaktor
<b>G-Wert</b>	0,18
<b>Transmission</b>	0,11

In den Systemparametern wird hinterlegt, dass der Sonnenschutz ab einem Lasteintrag von 100 W pro Quadratmeter Fensterfläche aktiviert wird.

#### 4.1.2 Zonenprofil

Das Nutzungsprofil ist durch die Randbedingungen der Simulation vorgegeben. Dementsprechend werden in jedem Raum Personen, Geräte und Beleuchtungen implementiert und mit dem vorgegebenen Zeitplan versehen.

Um die geforderte Personenlast pro Quadratmeter Nutzfläche zu erreichen, muss die Personenanzahl pro Quadratmeter bestimmt werden. Die Darstellung der Personenlasten erfolgt in IDA ICE gemäß DIN 13779. Demnach ist die Wärmeabgabe einer Person unmittelbar abhängig vom Aktivitätslevel. Ein Aktivitätslevel von 1 met entspricht einer Wärmeabgabe von 58W/m<sup>2</sup>. Die durchschnittliche Körperoberfläche eines Erwachsenen beträgt 1,8 m<sup>2</sup>. Der sitzenden Tätigkeit im Büro wird ein Aktivitätslevel von 1.2 met zugewiesen [17]. Das entspricht einer Wärmeabgabe von 125,28 W pro Person. Bei einer geforderten Last von 15 W pro Quadratmeter wird folgende Personenbelegung festgelegt:

- Personenbelegung: 0,1197 Personen/m<sup>2</sup> (entspricht 15 W/m<sup>2</sup>)

Für die Geräte kann direkt die Eingabe von den geforderten 15 W/m<sup>2</sup> erfolgen. Für die Beleuchtung wird ebenfalls direkt der geforderter Wert von 10 W/m<sup>2</sup> hinterlegt. Zusätzlich wird bei dem Licht ein konvektiver Anteil der Wärmeabgabe von 30% bestimmt.

Für die Einhaltung der Raumluftkonditionen werden die Temperaturobergrenze und die Untergrenze in den Sollwert-Einstellungen der einzelnen Räume eingetragen. Die Einhaltung der Luftqualität wird über die Eingabe eines Mindestvolumenstromes gesichert. Eine zusätzliche Regelung über den Kohlenstoffdioxidgehalt der Luft wird nicht vorgesehen.

## 4.2 Auslegung der Systeme

### 4.2.1 Heiz- und Kühllastberechnung

Für die Auslegung der Systeme müssen eine raumweise Heizlast- und Kühllastberechnung erfolgen. Für die Berechnungen werden in den Räumen ideale Heiz- und Kühlelemente installiert. Sie haben keine feste Position oder Größe im Raum und sind nicht mit der zentralen Wärme-/Kälteversorgung verbunden [18]. Für die idealen Elemente werden maximale Leistungsabgaben angegeben, sodass der Bedarf an Leistungszufuhr im Auslegungsfall gedeckt werden kann. Während der Heiz- und Kühllastberechnungen werden die Raumtemperaturen konstant auf dem Minimal- oder Maximalwert gehalten. Ein Aussetzen der Klimatisierung außerhalb der Nutzungszeiten der Räume ist nicht vorgesehen, um Spitzenlasten nach Wiedereinschaltung der Anlagentechnik in der Auslegung zu vermeiden.

Für die Heizlastberechnung wird der 15. Januar simuliert. Die Außentemperatur wird jedoch für die ganze Zeit mit der minimalen Außentemperatur von -16°C des Klimadatensatzes gleichgesetzt. Die Solarstrahlung wird auf 0% festgelegt und die inneren Lasten werden abgeschaltet. Das Gebäude wird 14 Tagen bei diesen Bedingungen simuliert und so vorkonditioniert [19]. Im Anschluss an die Vorkonditionierung findet die eigentliche Heizlastberechnung statt. Tabelle 9 zeigt die Ergebnisse.

Tabelle 9: Raumweise Heizlast

	Lokale Heizleistung [W]
<b>Meeting</b>	959
<b>Meeting 1</b>	959
<b>Office 5</b>	484
<b>Office 13</b>	488
<b>Office Corner</b>	1223
<b>Office Corner 1</b>	1225
<b>Office Corner 2</b>	1193
<b>Office Corner 3</b>	1220

Die lokale Heizleistung ist der bei der Simulation maximal erzielte Wert.

Für die Kühllastberechnung wird der Auslegungstag des Monats Juli aus dem Klimadatensatz ausgewählt. Der Juli ist der heißeste Monat des simulierten Jahres.

- Maximale Trockenkugeltemperatur: 29,2 °C
- Minimale Trockenkugeltemperatur: 14,3 °C
- Maximale Feuchtkugeltemperatur: 18,9°C
- Windrichtung: 250°
- Windgeschwindigkeit: 2,7 m/s

Die kumulative Häufigkeit der maximalen Trockenkugeltemperatur liegt bei 40%. Die inneren Lasten werden mit 100% berücksichtigt. Genau wie bei der Heizlastberechnung werden 14 Tage zur Vorkonditionierung simuliert. Der ausgewählte Designtag wird während dieser Zeit wiederholt simuliert, sodass das Gebäude sich temperiert, so wie es bei einer langen Hitzeperiode der Fall wäre [19]. Die Tabelle 10 zeigt die Ergebnisse.

Tabelle 10: Raumweise Kühllast

	Lokale Kühlleistung [W]
<b>Meeting</b>	1497
<b>Meeting 1</b>	1546
<b>Office 5</b>	799
<b>Office 13</b>	935
<b>Office Corner</b>	1523
<b>Office Corner 1</b>	1662
<b>Office Corner 2</b>	1615
<b>Office Corner 3</b>	1485

Genau wie bei der Heizlast werden für die lokalen Kühlleistungen jeweils die maximalen Ergebnisse aufgeführt. Anhand der Ergebnisse werden die verschiedenen Raumklimasysteme ausgelegt.

#### 4.2.2 AVACS

Bei dem System AVACS sollen die Raumlasten durch die wasserführenden Raumkomponenten abgeführt werden. Die Auslegung des Systems erfolgt über die Betriebsbedingungen, die Auslegungslasten und die systemspezifischen Heiz- und Kühlleistungsfunktionen.

Die Anzahl der Deckensegel wird zunächst nach dem geforderten Mindestvolumenstrom und den zulässigen Volumenstrom pro Segel bestimmt.

- Mindestfrischluftzufuhr: 8 m<sup>3</sup>/(h m<sup>2</sup>)

- Zulässiger Volumenstrombereich Deckensegel: (50 - 100) m<sup>3</sup>/h

Daraus ergibt sich unter Einbezug der Nutzfläche der Räume die geforderte Anzahl an Deckensegel. Eine Auflistung der Anzahl der Deckensegel zeigt Tabelle 11.

Tabelle 11: Raumweise Anzahlen der Deckensegel AVACS

	Anzahl der Deckensegel
<b>Meeting</b>	3
<b>Meeting 1</b>	3
<b>Office 5</b>	2
<b>Office 13</b>	2
<b>Office Corner</b>	3
<b>Office Corner 1</b>	3
<b>Office Corner 2</b>	3
<b>Office Corner 3</b>	3

Die Funktion zur Bestimmung der abgegebenen Leistung pro Quadratmeter aktiver Segelfläche wird einem Messbericht des AVACS entnommen. Bei einer Volumenstromverteilung von 30% oberhalb und 70% unterhalb des Segels ergeben sich folgende Funktionen für die Kühl- und Heizleistung.

$$P_{spez,c,AVACS} = 11,552 \cdot \Delta T_{c,w,RL}^{1,1445} \quad (4.1)$$

$$P_{spez,h,AVACS} = 11,081 \cdot \Delta T_{h,w,RL}^{1,1263} \quad (4.2)$$

Das  $\Delta T_{W,IDA}$  bestimmt sich aus der mittleren Wassertemperatur und der mittleren Raumlufthtemperatur. Die Raumlufthtemperatur sowie die Vorlauftemperaturen für Heiz- und Kühlfall sind in den Randbedingungen vorgegeben. Als Spreizung werden für das Kaltwasser 2 K und für das Warmwasser 4 K angenommen. Daraus ergeben sich folgende Temperaturdifferenzen zwischen Luft und Wasser.

- $\Delta T_{c,w,RL} = 9 \text{ K}$
- $\Delta T_{h,w,RL} = 11 \text{ K}$

Die spezifischen Kühl- und Heizleistungen ergeben sich damit zu:

- $P_{spez,c,AVACS} = 142,8 \frac{W}{m^2}$
- $P_{spez,h,AVACS} = 165 \frac{W}{m^2}$

Die Angaben beziehen sich auf die aktive Segelfläche. Die aktive Segelfläche beträgt ungefähr 85% der gesamten Segelfläche. Die benötigte Segelfläche wird mit Hilfe der Kühllasten bestimmt, da diese höher liegen als die Heizlasten und die abgegebene spezifische Kühlleistung geringer als die spezifische Heizleistung des AVACS ist. Anhand der benötigten Segelfläche werden vorhandene Segelflächengrößen aus den technischen Daten des AVACS gewählt [15]. Die Tabelle 12 zeigt die gewählten Segelflächen und die daraus resultierenden Kühl- und Heizleistungen.

Tabelle 12: Raumweise Segelflächen und Auslegungsleistungen AVACS

	Segelfläche [m <sup>2</sup> ]	Kühlleistung [W]	Heizleistung [W]
<b>Meeting</b>	10,35	1256	1452
<b>Meeting 1</b>	12,075	1466	1694
<b>Office 5</b>	7,475	907	1048
<b>Office 13</b>	7,475	907	1048
<b>Office Corner</b>	15,525	1885	2177
<b>Office Corner 1</b>	15,525	1885	2177
<b>Office Corner 2</b>	13,8	1675	1936
<b>Office Corner 3</b>	13,8	1675	1936

#### 4.2.3 LuxCool

Bei dem System LuxCool sollen ebenfalls die Heiz- und Kühllasten über den Deckenkonvektor/ die Raumkomponente gedeckt werden. Auch hier wird zunächst aus den geforderten Volumenströmen und den zulässigen Volumenströmen pro Modul die Anzahl der benötigten Module bestimmt.

- Mindestfrischluftzufuhr: 8 m<sup>3</sup>/ (h m<sup>2</sup>)
- Zulässiger Volumenstrombereich Deckensegel: (50 – 101) m<sup>3</sup>/ h

Tabelle 13 zeigt die Anzahl der benötigten Komponenten.

Tabelle 13: Raumweise Anzahlen der Deckenkonvektoren LuxCool

	Anzahl der Deckenkonvektoren
<b>Meeting</b>	3
<b>Meeting 1</b>	3
<b>Office 5</b>	2
<b>Office 13</b>	2
<b>Office Corner</b>	3
<b>Office Corner 1</b>	3
<b>Office Corner 2</b>	3
<b>Office Corner 3</b>	3

Die Raumlufttemperaturen, die Vorlauftemperaturen sowie die Spreizungen entsprechen denen des Systems AVACS. Für den Deckenkonvektor LuxCool werden anhand der technischen Daten [16] Funktionen für Kühl- und Heizleistung über der Temperaturspreizung für die benötigten Volumenströme interpoliert. Die Abbildung 38 und die Abbildung 39 im Anhang zeigen die bestimmten Funktionen. Da die Volumenströme für die Raumarten gleich sind, wird jeweils nur eine Funktion pro Raumart erstellt. Die Funktionen beziehen sich auf die abgegebene Leistung pro Modul. Anhand der erstellten Funktionen und der Anzahl der Module pro Raum werden die Kühl- und Heizleistungen für die jeweils vorgegebene Temperaturdifferenz errechnet. Tabelle 14 zeigt die Auslegungsleistungen der Deckenkonvektoren.

Tabelle 14: Raumweise Auslegungsleistungen LuxCool

	Kühlleistung [W]	Heizleistung [W]
<b>Meeting</b>	4472	1400
<b>Meeting 1</b>	4472	1400
<b>Office 5</b>	2433	834
<b>Office 13</b>	2433	834
<b>Office Corner</b>	4114	1333
<b>Office Corner 1</b>	4114	1333
<b>Office Corner 2</b>	4114	1333
<b>Office Corner 3</b>	4114	1333

#### 4.2.4 KlimaCeil

Für das KlimaCeil werden die Auslegungsvolumenströme über die Kühllasten der Räume bestimmt. Die Auslegungsvolumenströme lassen sich über folgende Formel berechnen [17]:

$$\dot{V}_{ZUL} = \frac{\dot{Q}_{K,Raum}}{c_{pL} \cdot \rho_L \cdot (\vartheta_{RL} - \vartheta_{ZUL})} \quad (4.3)$$

Die Temperaturdifferenz wird maximal gewählt. Im Kühlfall wird die maximale Differenz über die minimal zulässige Zulufttemperatur und maximal zulässige Raumlufttemperatur bestimmt. Für die Temperaturdifferenz ergibt sich damit:

- $\Delta\vartheta_{c,KlimaCeil} = 13 \text{ K}$

Für die Stoffwerte werden die in der Klimatechnik üblichen überschlägigen Werte von  $\rho_L = 1,2 \frac{kg}{m^3}$  und  $c_{pL} = 1,007 \frac{kJ}{kg}$  verwendet. Für die Simulation ist eine genauere Bestimmung nicht relevant.

Tabelle 15 zeigt die raumweise bestimmten Auslegungsvolumenströme.

Tabelle 15: Auslegungsvolumenströme ClimaCeil

	Auslegungsvolumenstrom [l/s]	Auslegungsvolumenstrom [m³/h m²]
<b>Meeting</b>	95,3	9,3
<b>Meeting 1</b>	98,4	9,6
<b>Office 5</b>	50,9	9,2
<b>Office 13</b>	59,5	10,7
<b>Office Corner</b>	96,9	10,3
<b>Office Corner 1</b>	105,8	11,2
<b>Office Corner 2</b>	102,8	10,9
<b>Office Corner 3</b>	94,5	10,0

#### 4.2.5 VVS-System

Für das VVS-System werden die Auslegungsvolumenströme über dasselbe Vorgehen bestimmt wie beim ClimaCeil. Der Unterschied besteht in der geringeren Temperaturdifferenz aufgrund des höheren Wertes für die minimal zulässige Zulufttemperatur.

- $\Delta\vartheta_{c,VVS} = 10 K$

Die Ergebnisse der Berechnung zeigt Tabelle 16.

Tabelle 16: Auslegungsvolumenströme VVS-System

	Auslegungsvolumenstrom [l/s]	Auslegungsvolumenstrom [m³/h m²]
<b>Meeting</b>	123,9	12,1
<b>Meeting 1</b>	127,9	12,4
<b>Office 5</b>	66,1	11,9
<b>Office 13</b>	77,4	13,9
<b>Office Corner</b>	126,0	13,3
<b>Office Corner 1</b>	137,5	14,6
<b>Office Corner 2</b>	133,6	14,2
<b>Office Corner 3</b>	122,9	13,0

## 4.3 Raumklimasysteme

### 4.3.1 Luftaufbereitungszentrale

Für alle Raumklimasysteme wird eine Luftaufbereitungszentrale in der Simulation hinterlegt. Jede Zentraleinheit besteht aus folgenden Komponenten:

- Heizregister
- Kühlregister
- Wärmerückgewinnung
- Zuluftventilator
- Abluftventilator

Das Heiz- und das Kühlregister sind wasserdurchflossene Wärmetauscher, die über die Primäranlage mit Warm- bzw. Kaltwasser versorgt werden. Die Effektivität der Wärmetauscher wird auf das Maximum festgelegt. Die Wärmetauscher sind mengengeregelt. Als Eingabewert wird eine feste Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf des Wassers festgelegt.

- $\Delta T_{w,h} = 20 \text{ K}$
- $\Delta T_{w,c} = 6 \text{ K}$

Die Wärmerückgewinnung erfolgt über einen Rekuperator der Klasse H2. Der Temperaturübertragungsgrad wird auf 0,7 festgelegt.

Für die Simulationen der Ventilatoren müssen die maximalen Druckverluste der Anlage festgelegt werden, da diese in Abhängigkeit der Volumenströme maßgebend für die Leistungsbestimmung sind. Die Druckverluste der Komponenten bei Auslegungsbedingungen werden systemunabhängig ausgewählt, sodass für jedes System die gleichen Grundvoraussetzungen gelten. Für die Verluste werden alle Standardkomponenten einer Lüftungsanlage berücksichtigt. Eine explizite Darstellung der Filter, Schalldämpfer, Luftdurchlässe und Wetterschutzgitter ist in der Simulation nicht notwendig. Tabelle 17 zeigt die angenommenen Druckverluste.

Tabelle 17: Komponentenweise Druckverluste

Zuluftseitige Komponenten	Druckverlust [Pa]			
	AVACS	LuxCool	ClimaCeil	VVS
Wetterschutzgitter	20	20	20	20
Schalldämpfer	50	50	50	50
Zwei Filterstufen	120	120	120	120
Heizregister	40	40	40	40
Kühlregister	100	100	100	100
Wärmerückgewinner H2	200	200	200	200
Volumenstromregler	0	0	150	150
Schalldämpfer	50	50	50	50
Kanal	150	150	120	180
Luftdurchlass	30	140	50	100
<b>Gesamt</b>	<b>760</b>	<b>870</b>	<b>900</b>	<b>1010</b>

Abluftseitige Komponenten	AVACS	LuxCool	ClimaCeil	VAV
Volumenstromregler	0	0	150	150
Schalldämpfer	50	50	50	50
Kanal	100	100	100	100
Filter	60	60	60	60
Wärmerückgewinner H2	200	200	200	200
Wetterschutzgitter	20	20	20	20
<b>Gesamt</b>	<b>430</b>	<b>430</b>	<b>580</b>	<b>580</b>

Die gewählten Druckverluste sind bis auf die Druckverluste im Zuluftkanal und die Druckverluste der Luftdurchlässe nach durchschnittlichen Werten der Komponenten nach DIN 13779 gewählt [17]. Die Druckverluste im Zuluftkanal vor dem Luftdurchlass werden nach Erfahrungswerten speziell für die Raumklimasysteme gewählt. Für die Druckverluste in den Luftdurchlässen werden für das System AVACS und LuxCool Werte aus den jeweiligen technischen Datenblättern bestimmt [15] [16]. Die Luftzufuhr in den Raum erfolgt beim System LuxCool über Düsen wodurch höhere Druckverluste als bei üblichen Auslässen entstehen. Für das ClimaCeil und das VVS-System wurden die Druckverluste der Luftauslässe unter Anwendung der Affinitätsgesetze so gewählt, dass bei Mindestfrischluftzufuhr noch ein durchschnittlich niedriger Druckverlust von 30 Pa erreicht wird [17]. Die Auslässe benötigen einen Mindestdruckabfall, um eine gute Durchmischung der Raumluft zu bewirken.

Die Nur-Luft-Anlagen verfügen aufgrund der variablen Volumenströme zusätzlich über Volumenstromregler im Verteilernetz. Die Druckverluste ändern sich in Abhängigkeit der

Volumenströme. Die VDI 6020 gibt ein Verfahren zur Bestimmung der Druckverluste in Abhängigkeit der Volumenströme in Anlagensimulationen vor. Hierbei werden die Druckverluste der Zuluft und Abluft in konstante Anteile  $a_{konstant}$ , lineare Anteile  $a_{linear}$  und quadratische Anteile  $a_{quadratisch}$  eingeteilt. Der konstante Anteil wird durch den Volumenstromregler gebildet. Der lineare Anteil entsteht durch die Filter und die restlichen Druckverluste bilden den quadratischen Anteil [3].

$$p_x = p_{max} \cdot \left[ a_{konstant} + a_{linear} \cdot \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_{max}} + a_{quadratisch} \cdot \left( \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_{max}} \right)^2 \right] \quad (4.4)$$

Unter Berücksichtigung der angenommenen Druckverluste für die einzelnen Komponenten und der bestimmten Auslegungsvolumenströme ergeben sich folgende Kennlinien der Zuluft und der Abluft für das ClimaCeil und das konventionelle VVS-System:

$$p_{x,ZUL,ClimaCeil} = 1010 \text{ Pa} \cdot \left[ \frac{1}{6} + \frac{2}{15} \cdot \frac{\dot{V}_x}{1377 \frac{\text{l}}{\text{s}}} + \frac{7}{10} \cdot \left( \frac{\dot{V}_x}{1377 \frac{\text{l}}{\text{s}}} \right)^2 \right] \quad (4.5)$$

$$p_{x,ETA,ClimaCeil} = 580 \text{ Pa} \cdot \left[ \frac{15}{58} + \frac{3}{29} \cdot \frac{\dot{V}_x}{1377 \frac{\text{l}}{\text{s}}} + \frac{37}{58} \cdot \left( \frac{\dot{V}_x}{1377 \frac{\text{l}}{\text{s}}} \right)^2 \right] \quad (4.6)$$

$$p_{x,ZUL,VVS} = 900 \text{ Pa} \cdot \left[ \frac{15}{101} + \frac{12}{101} \cdot \frac{\dot{V}_x}{1776 \frac{\text{l}}{\text{s}}} + \frac{74}{101} \cdot \left( \frac{\dot{V}_x}{1776 \frac{\text{l}}{\text{s}}} \right)^2 \right] \quad (4.7)$$

$$p_{x,ETA,VVS} = 580 \text{ Pa} \cdot \left[ \frac{15}{58} + \frac{3}{29} \cdot \frac{\dot{V}_x}{1776 \frac{\text{l}}{\text{s}}} + \frac{37}{58} \cdot \left( \frac{\dot{V}_x}{1776 \frac{\text{l}}{\text{s}}} \right)^2 \right] \quad (4.8)$$

Die Anlagenkennlinien bestimmen die Leistungsaufnahme der Ventilatoren. Das Teillastverhalten der Ventilatoren wird in IDA ICE in Anlehnung an das Affinitätsgesetz (2. 14) entsprechend als ganzrationale Funktion 3. Grades bestimmt. Die Anlagenkennlinie wird folglich um eine Potenz erhöht

und in den Nullpunkt verschoben, sodass keine Leistungsaufnahme erfolgt, wenn keine Luft gefördert wird.

$$P_x = \frac{\dot{V}_{max} \cdot p_{max}}{\eta} \cdot \left[ C1 + C2 \cdot \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_{max}} + C3 \cdot \left( \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_{max}} \right)^2 + C4 \cdot \left( \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_{max}} \right)^3 \right] \quad (4.9)$$

In IDA ICE müssen lediglich die bestimmten Koeffizienten hinterlegt werden, um das Teillastverhalten zu bestimmen. Tabelle 18 beinhaltet die gewählten Koeffizienten.

Tabelle 18: Koeffizienten des Teillastverhaltens der Ventilatoren

	C1	C2	C3	C4
<b>ClimaCeil Zuluftventilator</b>	0	$\frac{1}{6}$	$\frac{2}{15}$	$\frac{7}{10}$
<b>ClimaCeil Abluftventilator</b>	0	$\frac{15}{58}$	$\frac{3}{29}$	$\frac{37}{59}$
<b>VVS-System Zuluftventilator</b>	0	$\frac{15}{101}$	$\frac{12}{101}$	$\frac{74}{101}$
<b>VVS-System Abluftventilator</b>	0	$\frac{15}{58}$	$\frac{3}{29}$	$\frac{37}{59}$

Für die Ventilatoren bzw. die Leistungsberechnung der Ventilatoren müssen außerdem Wirkungsgrade  $\eta$  festgelegt werden. Für die Luft-Wasser-Systeme werden Wirkungsgrade von 60% angenommen. Das entspricht einem mittleren Gesamtwirkungsgrad für Ventilatoren [17]. Für die Ventilatoren der Nur-Luft-Systeme werden Wirkungsgrade von 50% angenommen, das entspricht einem durchschnittlich niedrigen Wert für Gesamtwirkungsgrade von Ventilatoren [17]. Die Wirkungsgrade für die Nur-Luft-Systeme werden niedriger angenommen, da die Volumenströme und damit die Drehzahl der Ventilatoren variieren (2. 12), sodass der Ventilator nicht die ganze Zeit auf dem optimalen Betriebspunkt laufen kann.

Für die Temperaturerhöhungen der Luft wird angenommen, dass 100% der Wärmeverluste an die Luft abgegeben werden

#### 4.3.2 Raumkomponenten

Bei den Luft-Wasser-Systemen erfolgt die Heiz- und Kühlleistungszufuhr hauptsächlich lokal in den Räumen durch Heiz-/ Kühlelemente. Die lokalen Elemente werden durch das Primärsystem mit Warm-/ Kaltwasser versorgt.

Für das Deckensegel AVACS werden Heiz-/ Kühlpaneele in den Räumen implementiert. Für die Paneele werden die Leistungsabgaben im Heiz- und Kühlfall unter Auslegungsbedingungen

angegeben. Dazu gehören die unter Kapitel 4.2.2 bestimmte Temperaturspreizung des Wassers, die Temperaturdifferenz zwischen Luft und mittlerer Wassertemperatur im Heiz- und Kühlfall sowie die entsprechend berechneten Leistungen. Der Emissionsgrad ist gleich dem Emissionsgrad der übrigen Oberflächen gesetzt (4.1.1).

Für den Deckenkühlkonvektor LuxCool wird ein aktiver Heiz-/Kühlbalken eingesetzt. Die Balken werden, genau wie die Paneele, über die Auslegungsbedingungen bestimmt (Tabelle 14). Da die Wärmeübertragung ausschließlich konvektiver Art ist, werden außerdem die Auslegungsvolumenströme angegeben, welche der raumweisen Mindestfrischluftzufuhr entsprechen.

#### **4.3.3 Primärsystem**

Das Primärsystem versorgt die Raumkomponenten und das Heiz-/Kühlregister der Luftaufbereitungszentrale mit Warm-/Kaltwasser. Bei dem simplifizierten Primärsystem werden lediglich Wirkungsgrade hinterlegt, die aus der Nutzenergie die Endenergie berechnen. Ein temperaturabhängiges Teillastverhalten ist nicht vorgesehen. Die versorgten Elemente werden über die Temperaturspreizungen definiert. Das Temperaturniveau auf dem das Wasser zugeführt wird, ist demnach nur für die Entfeuchtung in den Kühlregistern von Bedeutung. Das Wasser wird zu den Komponenten über Pumpen gefördert. Der Volumenstrom des Wassers wird nach Bedarf angepasst. Der Leistungsbedarf zum Fördern des Wassers ist gegenüber dem Leistungsbedarf zum Fördern der Luft gering (2.2.2). Die Leistungsberechnung der Pumpen wird daher simplifiziert. Der Leistungsbedarf der Pumpen wird in einem proportionalen Zusammenhang mit dem geförderten Volumenstrom gesetzt. Die Leistungsberechnung erfolgt nach der gleichen Formel wie die Leistungsberechnung der Ventilatoren (2. 11). Für die Pumpen wird jeweils ein Wirkungsgrad von 50% berücksichtigt und die Druckverluste werden nach den durchschnittlichen Druckverlusten des AVACS auf 30kPa [15] für alle Systeme auf den gleichen Wert festgelegt. Die Einhaltung der Raumluftkonditionen ist nur zu Bürozeiten erforderlich. Die Betriebszeiten des Primärsystems können daher auf Werktags zu Bürozeiten plus zwei Stunden Vorkonditionierung festgelegt werden. Die Primäranlage wird folglich werktags um 5 Uhr morgens eingeschaltet und um 18 Uhr ausgeschaltet. Am Wochenende bleibt die Anlage abgeschaltet.

Der Boiler wird als Brennwert-Heizkessel mit Erdgas als Energieträger vorgesehen und es wird ein heizwertbezogener Wirkungsgrad von 108% festgelegt (2.4.1). Für den Boiler wird außerdem ein Jahreszeitplan festgelegt. In der Kühlperiode wird der Boiler abgeschaltet. Die Kühlperiode umfasst die Monate Mai, Juni, Juli und August. Durch die Abschaltung können geringe Heizlasten in den Morgenstunden während der Kühlperiode verhindert werden.

Die Kältemaschine wird in der Heizperiode über einen Jahreszeitplan abgeschaltet. Die Heizperiode umfasst die Monate November, Dezember, Januar und Februar. Als EER wird für die Kältemaschine ein Wert von 3 angenommen, damit liegt der Kaltwassersatz im oberen Bereich der Energieeffizienzklasse B (Tabelle 3). Die unterschiedlichen Temperaturniveaus der Wasserzufuhr von

den Raumkomponenten und dem Kühlregistern spielt eine wichtige Rolle. Das höhere Temperaturniveau des Wassers der lokalen Kühlelemente ist ein entscheidender Vorteil der Luft-Wasser-Systeme gegenüber den Nur-Luft-Systemen. Der EER bei Vollast wird für Kältemaschinen nach DIN EN 13215 bei 32°C Umgebungstemperatur bestimmt [20]. Für die unterschiedlichen Niveaus des Kühlwassers/ der Quellen des Kreisprozesses, ergeben sich damit unterschiedliche äußere Carnot-Leistungszahlen der Kälteprozesse. Die Quellen mit einem höheren Temperaturniveau begünstigen eine höhere äußere Carnot-Leistungszahl (siehe: Abbildung 8). Sie müssen dementsprechend besser bewertet werden. Je dichter der Wert des EERs an der Leistungszahl des zugehörigen äußeren Carnot-Prozesses liegt, desto höher ist der Gütegrad der Kältemaschine. Für eine Umgebungstemperatur ( $T_c^* = 32^\circ\text{C}$ ) ergibt sich mit dem arithmetischen Mittelwert der Temperaturen, der Kaltwasserversorgung ( $T_o^* = 9^\circ\text{C}$ ) der Kühlregister und unter Berücksichtigung des vorgegebenen EERs ( $EER_{cc} = 3$ ) nach Formel (2. 20) folgender äußerer Gütegrad.

- $\eta_{cc}^* = 0,226$

Unter Annahme, dass der Gütegrad gleich ist, kann die Kälte für die Raumkomponenten aufgrund der für die Leistungszahl günstigere Quelle ( $T_o^* = 17^\circ\text{C}$ ) nach Formel (2. 20) mit einem höheren EER zur Verfügung gestellt werden:

- $EER_{cu} = 4,6$

In IDA ICE können die unterschiedlichen Wirkungsgrade nicht im simplifizierten Primärsystem berücksichtigt werden, da die Berechnung der Nutzenergie jedoch für die getrennten Wasserkreisläufe einzeln bestimmt wird, kann der Wirkungsgrad nachträglich bilanziert werden.

#### 4.3.4 Regelung

Die Leistungszufuhr der einzelnen Komponenten muss so geregelt werden, dass der vorgegebene Temperaturbereich der Raumlufttemperatur eingehalten wird. Die gewählten Regelungsstrategien werden nach Luft-Wasser-Systemen und nach Nur-Luft-Systemen unterschieden, da sie für die Unterarten jeweils gleich sind.

Für die Luft-Wasser-Systeme wird eine Luftaufbereitungseinheit mit separaten konstanten Temperatursollwerten der Wärmetauscher und mit konstantem Volumenstrom gewählt, da weder die Zulufttemperatur noch die Volumenströme variabel geregelt werden sollen (3.2.1 u. 3.2.2). Die Luft-Seite dieser Raumklimasysteme sorgt lediglich für die Mindestfrischluftzufuhr. Die Raumtemperaturregelung findet über die Wasser-Seite/ Raumkomponenten statt. Die Abbildung 12 zeigt die Luftaufbereitungszentrale des Systems AVACS als Beispiel für Luft-Wasser-Systeme. Die hinterlegte Luftaufbereitungszentrale des Systems LuxCool sieht vom Aufbau her identisch aus.

### Separate setpoints for heat exchanger and coils

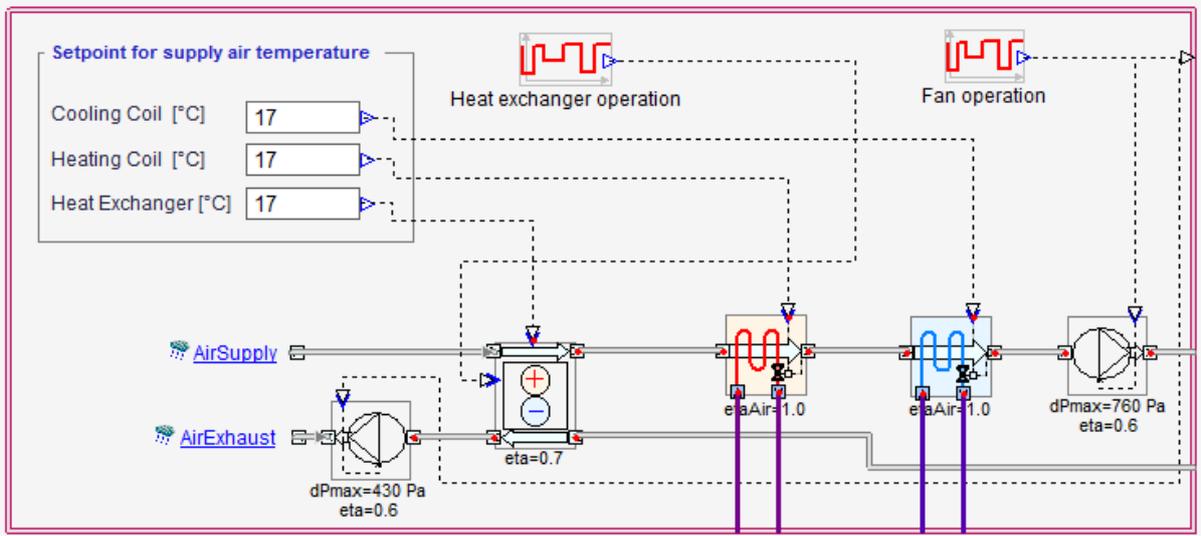


Abbildung 12: Luftaufbereitungszentrale AVACS

Die Zulufttemperatur wird durch die Anpassung der Leistungszufuhr der Wärmetauscher an die Luft konstant auf dem vorgegebenen Sollwert gehalten. Für den Sollwert der Wärmetauscher muss ein niedrigerer Wert für die Temperatur der Zuluft festgelegt werden als vorgeschrieben, da die Luft im Ventilator eine Temperaturerhöhung erfährt (2. 16). Die Temperaturerhöhung kann über (2. 17) auf ca. 1°C abgeschätzt werden. Der Sollwert wird für jeden Wärmetauscher demnach auf 17°C eingestellt, um ungefähr die gewünschte Zulufttemperatur von 18°C zu erhalten (3.2.1). Für die Ventilatoren und den Wärmerückgewinner sind zusätzlich Zeitpläne hinterlegt, um die Komponenten außerhalb der Betriebszeiten abzuschalten. Die Abschaltung des Heiz- und Kühlregisters erfolgt über die Zeitpläne des Primärsystems (4.3.3). Der Sollwert des Zuluftvolumenstroms wird von dem Ventilator aus der Summe der Sollwerteinstellungen der einzelnen Räume bestimmt. Der Volumenstrom wird während des Betriebs konstant auf dem bestimmten Sollwert gehalten.

Für die Regelung der Raumkomponenten der Luft-Wassersysteme kann zwischen P-Regler und PI-Regler gewählt werden. Für beide Luft-Wasser-Systeme werden PI-Regler gewählt, da PI-Regler aufgrund ihrer Eigenschaften häufig für Heiz- und Kühlelemente benutzt werden. Der P-Anteil des Reglers begünstigt eine schnelle Reaktion und durch den I-Anteil des Reglers werden bleibende Regelabweichungen vermieden [5]. Für die PI-Regler sind standardmäßig in IDA ICE ein Verstärkungsfaktor  $K = 0,3$  und eine Integrierzeit  $T_i = 300 \text{ s}$  vorgesehen. Die Führungsgröße ist der jeweilige Sollwert der Raumlufttemperatur. Im Heizfall ist die Temperaturuntergrenze als Sollwert hinterlegt und im Kühlfall die Obergrenze der Raumlufttemperatur. Die Regelgröße ist die Raumlufttemperatur. Über Temperaturfühler wird die Temperatur im Raum gemessen und ein Soll-Istwert-Vergleich durchgeführt. Unter Berücksichtigung der Regelparameter werden entsprechend die Stellgrößen zur Leistungsanpassung der Heiz- und Kühlelemente berechnet.

Für die Nur-Luft-Systeme wird jeweils eine Luftaufbereitungszentrale mit Ablufttemperaturregelung gewählt. Die Abbildung 13 zeigt als Beispiel die Luftaufbereitungszentrale des Systems ClimaCeil. Der Aufbau und die Regelungsstrategie der Luftaufbereitungszentrale des VVS-Systems sind identisch.

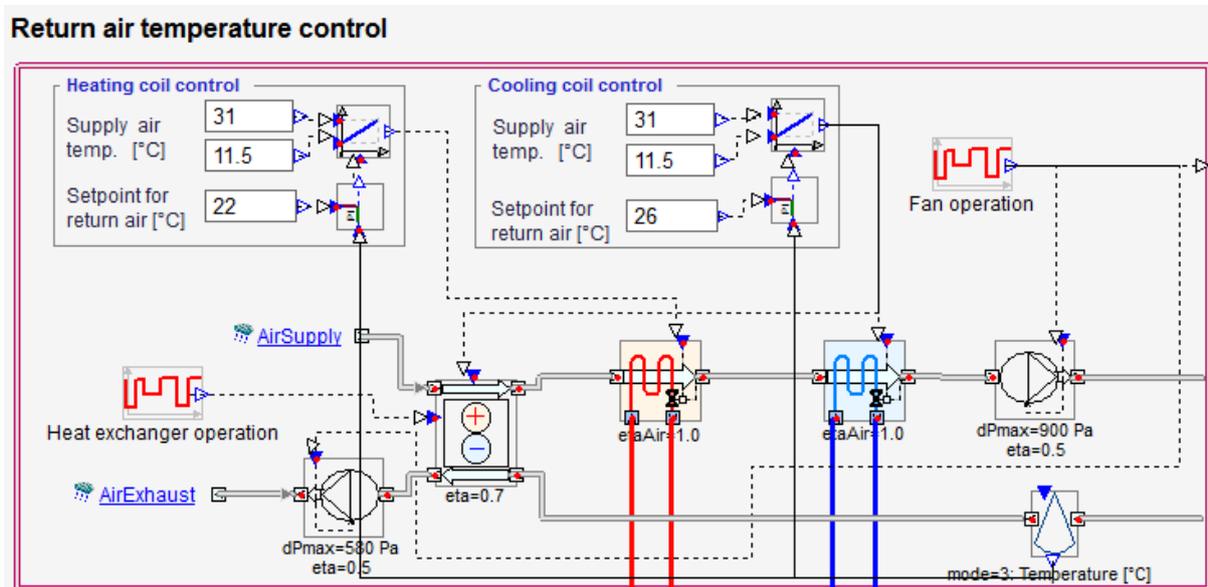


Abbildung 13: Luftaufbereitungszentrale ClimaCeil

Für die Nur-Luft-Systeme ist keine Einzelraumregelung der Temperatur vorgesehen, deswegen wird die Ablufttemperatur als Indikator für die mittlere Raumlufttemperatur aller Räume geregelt. Als Führungsgröße wird im Heizfall die Untergrenze der zulässigen Raumlufttemperatur für die Ablufttemperatur gewählt. Im Kühlfall wird die Obergrenze der zulässigen Raumlufttemperatur gewählt. Über einen Temperatursensor im Kanal wird die Ablufttemperatur gemessen und es findet ein Soll-Istwert-Vergleich statt. Über die Regelabweichung wird im PI-Regler unter Berücksichtigung der Regelparameter (Standardeinstellung, siehe: oben) eine Ausgangsgröße bestimmt. Die Ausgangsgröße wird über die Ober- und Untergrenze der Zulufttemperaturen linearisiert und als Stellgröße in Form einer Zulufttemperatur an die Wärmetauscher ausgegeben. Die Ober- und Untergrenze der Zulufttemperaturen werden entsprechend der abgeschätzten Temperaturerhöhung durch den Ventilator (2. 17) auf 11,5°C und 31°C abgesenkt. Durch die variablen Volumenströme sind die Druckverluste im Kühlfall höher, wodurch die Temperaturerhöhung durch den Ventilator erhöht wird. Deswegen kommt es im Kühlfall zu einer größeren Absenkung der Zulufttemperatur gegenüber der geforderten Zulufttemperatur. Für das VVS-System wird aufgrund der höheren Mindesttemperatur der Zulufttemperatur der Wert der Untergrenze auf 14,5°C festgelegt. Die Obergrenzen sind für beide Systeme gleich.

Die Volumenströme der VVS-Systeme erhalten standardmäßig in IDA ICE bei der Auswahl einer temperaturgeregelten VVS-Systeme eine Raumlufttemperaturregelung über ein Proportionalband. Die Volumenstromregelung ist für jeden Raum individuell; die Raumlufttemperaturen werden über Sensoren direkt im Raum gemessen und die Volumenströme entsprechend angepasst. Eine

Erhöhung des Volumenstromes soll nur im Kühlfall erfolgen, um das Auftreten erhöhter Volumenströme übers Jahr zu reduzieren. Das Proportionalband beträgt  $2^{\circ}\text{C}$  und bezieht sich auf die Obergrenze der zulässigen Raumlufthtemperatur. Die Ausgabewerte der Proportionalbandregelung betragen minimal „0“ bei einer Raumlufthtemperatur  $\leq 25^{\circ}\text{C}$  und maximal „1“ bei einer Raumlufthtemperatur  $\geq 27^{\circ}\text{C}$ , wobei der Ausgabewert „0“ der bestimmten Mindestfrischluftzufuhr entspricht und der Ausgabewert „1“ dem Auslegungsvolumenstrom. Zwischen dem minimalen und dem maximalen Ausgabewert erfolgt die Zuordnung der Volumenströme zu den gemessenen Raumlufthtemperaturen entsprechend einer Sinusfunktion zur Annäherung eines Proportionalreglerverhaltens. Die Eingangswerte der Sinusfunktion ergeben sich aus dem Proportionalband. Die Funktion kann in Abbildung 40 im Anhang eingesehen werden.

## 5 Simulation Validierungsmodell

Die Simulation des Validierungsmodells in Tas dient zur Qualitätssicherung der Ergebnisse aus der Simulation mit IDA ICE. Es werden die gleichen Randbedingungen (3) berücksichtigt. Außerdem wird versucht die programmbedingten Spezifikationen des Hauptmodells (4) möglichst exakt nachzubilden. Die Simulation in Tas ist in drei Unterprogramme geteilt:

- 3D-Modeller
- Building Simulator
- Systems

Für jedes der Unterprogramme wird die Modellierungsweise bzw. die Modellierungsunterschiede in Bezug auf die IDA ICE Simulation beschrieben.

### 5.1 3D-Modeller

Im 3D-Modeller wird das Modell nach den geometrischen Randbedingungen nachgebaut und den vorgegebenen Himmelsrichtungen entsprechend ausgerichtet (Abbildung 9). Im Gegensatz zu der Simulation in IDA ICE werden alle Räume der Raumart Büro (Office) modelliert. Grund hierfür ist, dass in Tas nicht jeder Raum automatisch eine Berechnungszone ist. Für die Räume der Raumart Büro kann für jeden Raum der gleichen Ausrichtung dieselbe Zone angegeben werden, sodass für die Gebäudesimulation die zwei Zonen „Office West“ und „Office East“ genutzt werden, die aus jeweils sieben Räumen der gleichen Art und Ausrichtung bestehen. So wird der gleiche Effekt erzielt, der in IDA ICE über den Zonenmultiplikator hervorgerufen wird. Für die Simulation in Tas werden ebenfalls weitere klimatisierte Etagen oberhalb der betrachteten Etage angenommen. Hierfür wird eine exakte Kopie der modellierten Etage erstellt und auf die vorhandene Etage gesetzt. Für die obere Etage wird aber keine Zonierung vorgenommen. In Tas erhalten alle Bauteile, die an unzonierte Räume grenzen automatisch einen Null-Link. Der Null-Link bewirkt, dass die Wärmetransmissionen für dieses Bauteil vernachlässigt werden, da dieselben klimatischen Zustände für den unzonierten und den zonierten Bereich angenommen werden. Die Speichermasse des Bauteils wird weiterhin berücksichtigt [21]. Die Bauteile des Modells werden entsprechend der Simulation in IDA ICE den Bauteilarten zugeordnet:

- Außenwand
- Innenwand
- Decke
- Boden
- Fenster

Wobei die Fenster zusätzlich nach den Himmelsrichtungen für die spätere Modellierung des aktiven Sonnenschutzes unterteilt werden.

- Window North
- Window South

- Window East
- Window West

Für das Gebäude wird im 3D-Modeller außerdem der geographische Standort des Gebäudes über die vorgegeben Randbedingungen festgelegt. Der Standort wird auf dieser Ebene benötigt, da für das Modell beim Exportieren in den Building Simulator eine Verschattungsberechnung durchgeführt wird. Die Verschattung wird für das ganze Jahr mit einer standardmäßigen Schrittweite von 15 Tagen berechnet.

## 5.2 Building Simulator

Im Building Simulator werden aus den Konstruktions- und Materialdatenbanken die Bauteile entsprechend der Vorgaben aus der IDA ICE Simulation nachgebaut. Der Aufbau erfolgt ebenso Schichtweise wie der Aufbau der IDA ICE Simulation. Die Materialeigenschaften werden den Vorgaben angepasst, sodass ein identisches Gebäude entsteht.

Für die Fenster werden zur Modellierung des passiven Sonnenschutzes zwei Fenstervarianten modelliert: eine Fensterkonstruktion ohne Jalousien und eine Fensterkonstruktion mit Jalousien. Die Fensterkonstruktion mit Jalousien wird als Substitutionselement für die Fensterkonstruktion ohne Jalousien verwendet. Insgesamt werden den Himmelsrichtungen entsprechend vier Substitutionselemente für die vier Fensterarten erstellt. Für die Substitution müssen Zeitpläne hinterlegt werden. Für jede Stunde des Jahres können die Substitutionselemente über die Zeitpläne aktiviert oder deaktiviert werden. Zur Bestimmung der Aktivierung wird eine Simulation ohne Jalousien durchgeführt, um die Wärmeeinträge der Solarstrahlung durch die Fenster berechnen zu lassen. Aus den stundenweisen Simulationsergebnissen werden die Zeitpläne extern berechnet, sodass eine Aktivierung der Substitutionselemente ab einem Solarstrahlungseintrag von  $100 \text{ W/m}^2$  (3.1.3) erfolgt. Die Zeitpläne werden in Tas eingelesen. In jeder Stunde, bei der der Solarstrahlungseintrag pro Quadratmeter Fenster den Grenzwert ohne Jalousien überschreiten würde, wird die Fensterkonstruktion durch die Fensterkonstruktion mit Jalousien ersetzt, um den Solarstrahlungseintrag zu reduzieren. Für die Jalousien werden die gleichen Minderungsfaktoren wie in IDA ICE verwendet (Tabelle 8). Die Zeitpläne können im digitalen Anhang eingesehen werden.

Neben den Konstruktionen werden im Building Simulator die Zonenprofile hinterlegt. Für die Zonenprofile werden für die Geräte, Beleuchtung und Infiltration die Einstellungen aus den Randbedingungen direkt ins Zonenformular eingetragen. Für die Darstellung der Personenlasten ist in Tas ein Eintrag für die sensible Last pro Quadratmeter Nutzfläche und ein Eintrag für die latente Last pro Quadratmeter Nutzfläche vorgesehen. Die Anteile der sensiblen Wärmeabgabe und der latenten Wärmeabgabe eines Menschen sind in IDA ICE variabel. Mit zunehmender Raumtemperatur nimmt der sensible Anteil ab und folglich der latente Anteil zu [17]. Für die sensible Wärmelast und latente Wärmelast durch Personen werden in Tas daher Jahrespläne die sowohl die Bürozeiten als auch die veränderlichen Anteile der sensiblen und latenten Last berücksichtigen. In den Jahresplänen wird die

Last pro Quadratmeter stundenweise über der Zeit aufgetragen. Addiert ergeben die sensiblen und latenten Anteile stets die geforderten 15 W/m<sup>2</sup>. Anhand der Simulationsergebnisse aus IDA ICE für die sensiblen und latenten Personenlasten werden die Jahrespläne der sensiblen und latenten Personenlasten in Tas bestimmt. Die Jahrespläne können im digitalen Anhang eingesehen werden. Für die Raumluftkonditionen werden lediglich die Temperaturgrenzen in den Zonenprofilen hinterlegt. Die Bestimmung der Mindestfrischluftzufuhr wird in Tas Systems vorgenommen.

Im Zonenformular werden ebenfalls die Heiz- und Kühlelemente der einzelnen Zonen festgelegt. Hierbei werden jedoch keine konkreten Modelle beschrieben, sondern lediglich die Anteile der konvektiven und der strahlenden Wärmeübertragung der Heiz- und Kühlelemente. Für die strahlenden Anteile wird außerdem ein Sichtfaktor hinterlegt. Die Art der Wärmeübertragung hat Einfluss auf die Berechnung der Raumlufttemperatur und operativen Temperatur (2.1.3) und muss deswegen zur Gebäudesimulation bekannt sein. Für die rein konvektiven Raumklimasysteme, LuxCool und VVS, werden weder Strahlungsanteile noch Sichtfaktoren hinterlegt. Für das System AVACS wird ein Strahlungsanteil von 40% gewählt (3.2.1) und ein Sichtfaktor von 0,519. Der Sichtfaktor wird entsprechend der Vorgaben aus Tas für ein Deckensegel gewählt [21]. Für das KlimaCeil wird ein Strahlungsfaktor von 30% eingetragen. Der Sichtfaktor wird für jede Raumart nach vorgegebener Formel [21] über die Strahlungsfläche  $A_e$  (4.1.1), die Raumfläche  $A_{Raum}$  (3.1.2) und dem Raumwinkel aus Betrachterperspektive  $\Omega$  bestimmt. Für den Raumwinkel wird ein Wert von 35° aufgrund der Lage des KlimaCeils im Raum (4.1.1) festgelegt.

$$C_{view} = \frac{\Omega}{2\pi} \cdot \frac{A_{Raum}}{A_e} \quad (5.1)$$

Für die verschiedenen Raumarten ergeben sich für das KlimaCeil die in Tabelle 19 aufgelisteten Sichtfaktoren.

Tabelle 19: Sichtfaktoren KlimaCeil

	Sichtfaktor
<b>Meeting</b>	0,516
<b>Office</b>	0,570
<b>Office Corner</b>	0,661

Mit den Einstellungen des Building Simulators und unter Berücksichtigung des vorgegebenen Klimadatensatzes (3.1.1) werden die Bilanzierungen der einzelnen Räume vorgenommen und die Heiz- und Kühllasten für das Gebäude bestimmt. Die Ergebnisse werden in das Unterprogramm Tas Systems eingelesen und als Grundlage für die Anlagensimulation verwendet (2.1.2).

### 5.3 Systems

In Systems werden die Raumklimasysteme modelliert. Genau wie in der Simulation IDA ICE werden für jedes System eine Luftaufbereitungszentrale und ein Primärsystem erstellt. Für die Luft-Wasser-Systeme werden zusätzlich die Heiz- und Kühlelemente in den Räumen platziert. Die Komponenten werden einzeln aus den Bibliotheken entnommen und vernetzt, sodass möglichst hohe Übereinstimmungen zu der Simulation in IDA ICE erzielt werden können. Die Abbildung 14 zeigt einen beispielhaften Aufbau einer der Luftaufbereitungszentralen in Tas.

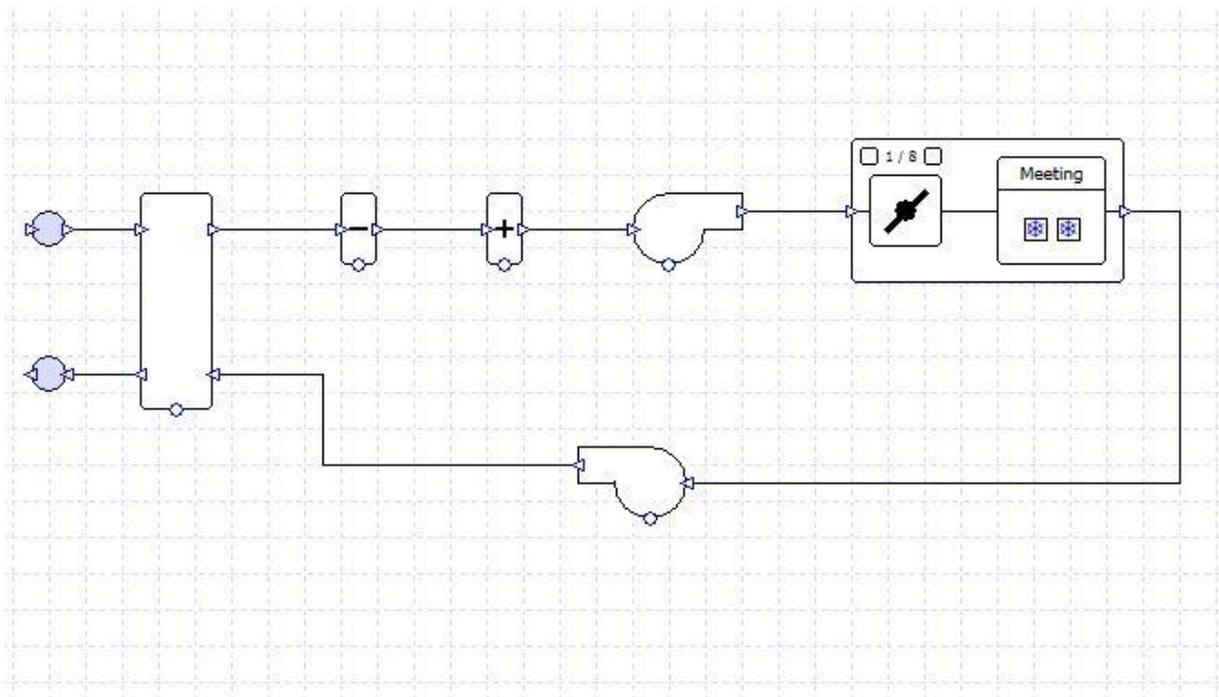


Abbildung 14: Aufbau Luftaufbereitungszentrale Tas

Die Luftaufbereitungszentralen bestehen wie in IDA ICE aus einer Wärmerückgewinnungseinheit, einem Heizregister, einem Kühlregister und einem Zuluft- sowie einem Abluftventilator. Die Wärmerückgewinnungseinheiten sind wie festgelegt Rekuperatoren mit dem gleichen Temperaturübertragungsgrad. Die Heiz- und Kühlregister sind ebenfalls wie in IDA ICE wasserdurchflossene Wärmetauscher mit maximaler Effektivität, die vom Primärsystem versorgt werden. Für die Temperaturspreizung des Wassers werden für beide Wärmetauscher die gleichen Angaben wie in der IDA ICE Simulation hinterlegt. Die Einstellungen der Temperaturspreizungen können jedoch nicht direkt in den Registern erfolgen, sondern werden in den Einstellungen des Primärsystems berücksichtigt. Für die Ventilatoren werden die bestimmten Druckerhöhungen übernommen und für die Nur-Luft-Systeme werden die berechneten Teillastkurven eingetragen. Die Bestimmung des Teillastverhaltens wird in Tas über die Eingabe einzelner Punkte der Kurven realisiert. Es werden ebenfalls die festgelegten Wirkungsgrade berücksichtigt. Für die Temperaurerhöhungen der Luft durch die Ventilatoren werden die gleichen Annahmen übernommen.

Die Luftaufbereitungszentralen sind über das Kanalnetz mit den Zonen verbunden. In den Zonen werden die geforderten Volumenströme eingetragen. Die Lastprofile und Temperaturgrenzen werden automatisch aus den Einstellungen des Building Simulators übernommen. Für die Volumenströme werden für die Nur-Luftsysteme als Untergrenze die Mindestfrischluftzufuhr festgesetzt und als Obergrenze die jeweilig bestimmten Auslegungsvolumenströme aus der IDA ICE Simulationen. Für die Luft-Wasser-Systeme werden die konstanten Volumenströme angegeben. Zusätzlich werden für die Luft-Wasser-Systeme die Raumkomponenten in den Zonen hinterlegt. Für beide Raumklimasysteme werden Kühlbalken und Kühlbalken mit Heizfunktion hinterlegt. Diese Auswahl wird getroffen, weil die Kühlbalken als „aktiv“ angegeben werden können, das heißt, dass sie mit der Zuluft durchströmt werden. Für beide Raumklimasysteme können die gleichen Heiz- und Kühlelemente gewählt werden, da die Bilanzierung der Strahlungsanteile bereits bei der Simulation des Building Simulators berücksichtigt worden sind. Die Raumkomponenten werden ebenfalls vom Primärsystem mit Wasser versorgt.

Das Primärsystem besteht wie vorgegeben aus einem Boiler und einer Kältemaschine sowie Pumpen für den Wasserkreislauf. Für die Nur-Luft Systeme werden genau wie in IDA ICE ein Boiler mit dem bestimmten Energieträger und Wirkungsgrad und eine Kältemaschine mit entsprechendem Energieträger und Leistungszahl modelliert. Über den Wasserkreislauf ist an den Boiler eine Sammlung der Heizkomponenten (Heating Collection) und an die Kältemaschine eine Sammlung der Kühlkomponenten (Cooling Collection) angeschlossen. In der Heating Collection und in der Cooling Collection werden die jeweiligen Temperaturspreizungen und Vorlauftemperaturen der Heizregister und Kühlregister angegeben (4.3.1). Genau wie bei IDA ICE spielt nur im Fall der Kühlregister die Vorlauftemperatur eine Rolle zur Bestimmung der latenten Anteile der Kühlung (4.3.3). Für die Luft-Wasser-Systeme werden jeweils zwei Wasserkreisläufe fürs Heizen und Kühlen erstellt, da jeweils eine Heating Collection für das Heizregister und eine Heating Collection für die Heizelemente im Raum benötigt werden aufgrund der unterschiedlichen Temperaturspreizungen des Wassers. Für die Cooling Collections gilt dasselbe. Aufgrund der getrennten Kaltwasserkreisläufe werden auch zwei Kältemaschinen modelliert, sodass die unterschiedlichen Leistungszahlen (4.3.3) für den Kühlregisterwasserkreislauf und den Raumkomponentenkreislauf direkt in der Simulation berücksichtigt werden können. Für die Pumpen werden die gleichen Einstellungen wie in IDA ICE getroffen. Die Abbildung 15 zeigt einen beispielhaften Aufbau eines Primärsystems der Nur-Luft-Systeme in Tas

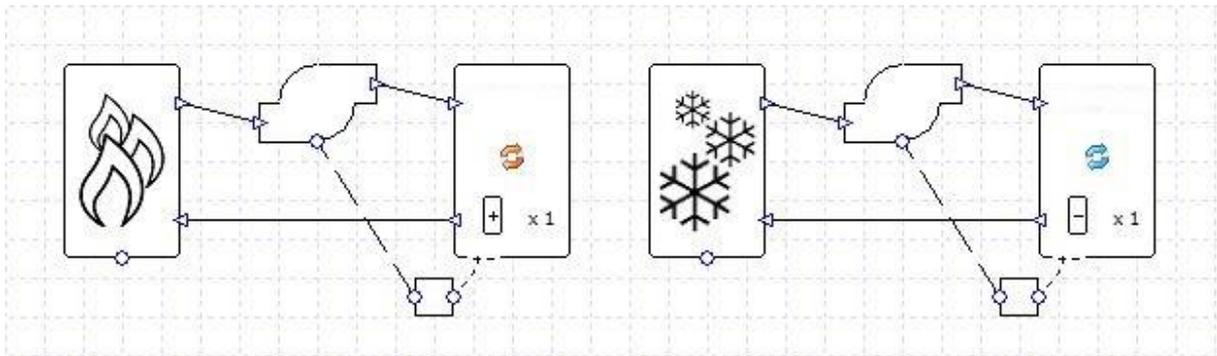


Abbildung 15: Beispiel eines Primärsystems in Tas

Die Regelstrategien können nur für die Luftaufbereitungszentralen der Luft-Wasser-Systeme aus der Simulation in IDA ICE übernommen. Für den Wärmerückgewinner, das Heizregister und das Kühlregister werden direkt in den Komponenten die bestimmten Sollwerte für die Zulufttemperatur hinterlegt (4.3.4). Die Werte können übernommen werden, da aufgrund der gleichen Druckverluste und gleichen Einstellungen für die Temperaturerhöhungen, die gleichen Temperaturerhöhungen im Ventilator erwartet werden können. Die geforderten konstanten Volumenströme wurden in den Zoneneinstellungen festgelegt. Eine Regelung für die Raumkomponenten kann weder eingesehen noch hinterlegt werden, die einzuhaltenden Temperaturgrenzen für die Raumlufttemperaturen sind jedoch für die Zonen im Building Simulator hinterlegt.

Die Ablufttemperaturregelung der Nur-Luft-Systeme erfolgt über PI-Regler. Die Auswahl einer PI-Regelung ist in Tas nicht möglich. Es kann lediglich über eine proportionale Regelung die Leistungszufuhr der Komponenten geregelt werden. Für die Regelung der Heiz- und Kühlregister wird ein Proportionalband von 0,5 gewählt die Regelgröße ist genau wie bei der Simulation in IDA ICE die Ablufttemperatur als Indikator für die mittlere Raumlufttemperatur. Die Leistungszufuhr des Heizregisters wird bis zu der zulässigen Temperaturuntergrenze von 22°C für die Ablufttemperatur auf dem maximalen Niveau gehalten. Danach wird sie proportional gedrosselt. Ab einer Ablufttemperatur von 22,5° wird das Heizregister abgeschaltet. Für das Kühlregister gilt, dass die Leistungszufuhr ab einer Ablufttemperatur von 25,5°C proportional erhöht wird. Das Maximum der Leistungszufuhr wird ab der zulässigen Temperaturobergrenze von 26°C erreicht und bei allen Ablufttemperaturen oberhalb des Wertes gehalten. Für die Regelung des Volumenstroms wird das gleiche Proportionalband gewählt wie in IDA ICE. Der Unterschied in der Regelung des Volumenstroms liegt darin, dass ein einfacher proportionaler Anstieg des Volumenstroms bis zum Maximum vorliegt. Es wird keine Sinusfunktion zur Annäherung eines Proportionalreglers verwendet.

## 6 Ergebnisse und Beurteilungen

### 6.1 Simulationsergebnisse Hauptmodell

Mit Hilfe der Anlagensimulation werden die Jahresendenergiebedarfe der verschiedenen Raumklimasysteme berechnet. Die Jahresendenergiebedarfe werden für das Heizen und das Kühlen der Büroetage sowie für das Fördern der Medien (Luft/ Wasser) errechnet. Aus der Summe der Bedarfe der drei Teilbereiche wird der jeweilige Gesamtendenergiebedarf über ein Jahr bestimmt. Der Endenergiebedarf teilt sich in den thermischen Endenergiebedarf zum Heizen und den elektrischen Endenergiebedarf zum Kühlen und Fördern. Die Tabelle 20 zeigt die mit IDA ICE berechneten Ergebnisse.

Tabelle 20: Jahresendenergiebedarfe der Raumklimasysteme berechnet mit IDA ICE

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>
<b>Heizen</b>	10194	20,8	9256	18,9	8973	18,3	8610	17,6
<b>Kühlen</b>	2273	4,6	2266	4,6	3266	6,7	2688	5,5
<b>Fördern</b>	7220	14,7	7885	16,1	8691	17,7	7902	16,1
<b>Gesamt</b>	19687	40,1	19406	39,6	20929	42,7	19200	39,2
- <b>thermisch</b>	10194	20,8	9256	18,9	8973	18,3	8610	17,6
- <b>elektrisch</b>	9493	19,4	10150	20,7	11956	24,4	10590	21,6

Die Übersicht über die Jahresendenergiebedarfe zeigt deutliche Unterschiede zwischen den Raumklimasystemen. Insgesamt weist das VVS-System den niedrigsten gesamten Jahresendenergiebedarf, gefolgt von der Systemlösungen LuxCool und AVACS. Den größten Bedarf hat das ClimaCeil. Der Gesamtbedarf ist unterteilt in den thermischen Endenergiebedarf zum Heizen und den elektrischen Endenergiebedarf zum Kühlen und Fördern. Das System AVACS ist das einzige System, bei dem der thermische Jahresendenergiebedarf höher ist als der elektrische Jahresendenergiebedarf.

#### 6.1.1 Jahresendenergiebedarfe Heizen

Im Bereich Heizen liegen die Nur-Luft-Systeme bezüglich des Energiebedarfs unter dem Niveau der Bedarfe der Luft-Wasser-Systeme. Eine Ursache hierfür ist die unterschiedliche Ausnutzung der Wärmerückgewinnungseinheit. Während die Luft in den Luftaufbereitungszentrale der Luft-Wasser-Systeme durch den Wärmerückgewinner auf konstant auf 17°C konditioniert wird, hängt die Zulufttemperatur der Nur-Luft-Systeme von dem aktuellen Wärmebedarf ab. Die Wärmerückgewinnungseinheit hat hier einen variablen Sollwert, sodass auch bei höheren

Außenlufttemperaturen die thermische Effizienz voll ausgenutzt wird. Das heißt, dass die Austrittstemperatur der Zuluftseite der Wärmerückgewinnungseinheit auch bei höheren Außenlufttemperaturen bei Bedarf auf die durch den Temperaturübertragungsgrad maximal erreichbaren Wert erwärmt wird. Eine Übersicht über den Jahresverlauf der Austrittstemperatur der Zuluftseite der Wärmerückgewinnungseinheit über der Außentemperatur zeigt die Abbildung 16. Zum Vergleich wurden die Ergebnisse des Systems AVACS und des KlimaCeils gewählt. Unter den Luft-Wasser-Systemen und unter den Nur-Luftsystemen gibt es keine bedeutenden Unterschiede. In der Abbildung 16 sind nur die Betriebsstunden abzüglich der ersten und der letzten Betriebsstunde berücksichtigt, um störende Daten des Anfahr- und Abschaltprozesses zu vermeiden.

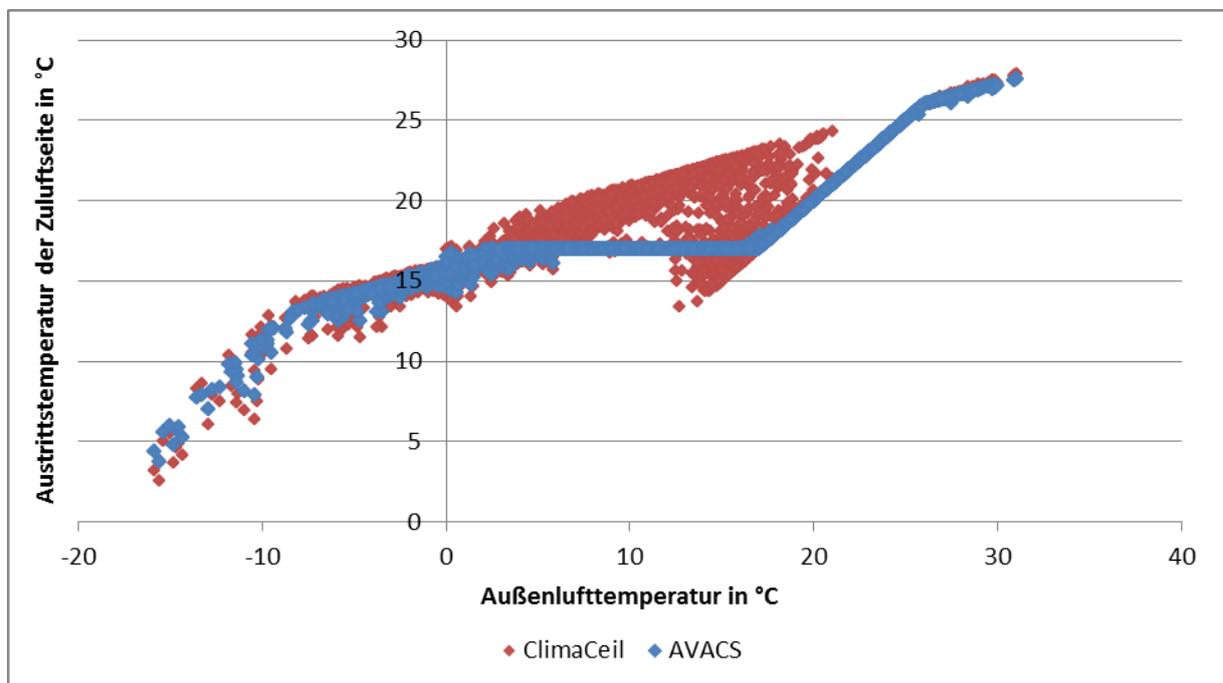


Abbildung 16: Vergleich der Ausnutzung des Temperaturübertragungsgrades der Wärmerückgewinner

Die Abbildung 16 zeigt, dass für beide Systeme das Verhalten bis zu einer Außenlufttemperatur von ca. 3°C gleich verläuft. Bei sehr niedrigen Temperaturen wird die Wärmerückgewinnung gedrosselt, um Ablufttemperaturen unter 1°C zu vermeiden und somit die Einheit vor Frost zu schützen. Ab einer Außentemperatur von ca. -8°C wird die thermische Effizienz voll genutzt. Überschreitet die Außenluft eine Temperatur von ca. 3°C wird die Austrittstemperatur bei der Wärmerückgewinnungseinheit des Systems AVACS konstant auf dem Sollwert von 17°C gehalten, während die Austrittstemperatur des Wärmerückgewinners vom System KlimaCeil nach dem Bedarf angepasst wird. Ab einer Außentemperatur von 17°C wird die Wärmerückgewinnungseinheit des Systems AVACS abgestellt. Die Abschaltung der Wärmerückgewinnungseinheit des Systems KlimaCeil erfolgt erst ab 22°C Außenlufttemperatur. Beide Systeme werden zur Kälterückgewinnung ab einer Außenlufttemperatur von über 26°C genutzt. Durch die höhere Ausnutzung der thermischen Effizienz zwischen den

Außenlufttemperaturen von ca. 3°C bis 22°C können die Jahresenergiebedarfe der Nur-Luft-Systeme im Vergleich zu den Luft-Wasser-Systemen gesenkt werden.

Unter den Luft-Wasser-Systemen AVACS und LuxCool besteht ebenfalls eine auffällige Differenz in den Jahresendenergiebedarfen zum Heizen. Der Bedarf des Systems AVACS liegt etwa 9% über dem Bedarf des Systems LuxCool. Der Bedarf des Heizens kann bei den Luft-Wasser-Systemen nochmals in die Bedarfe der einzelnen Komponenten unterteilt werden. In der Abbildung 17 werden die Anteile des Heizregisters und der Raumkomponenten am Gesamt Jahresendenergiebedarf zum Heizen dargestellt.

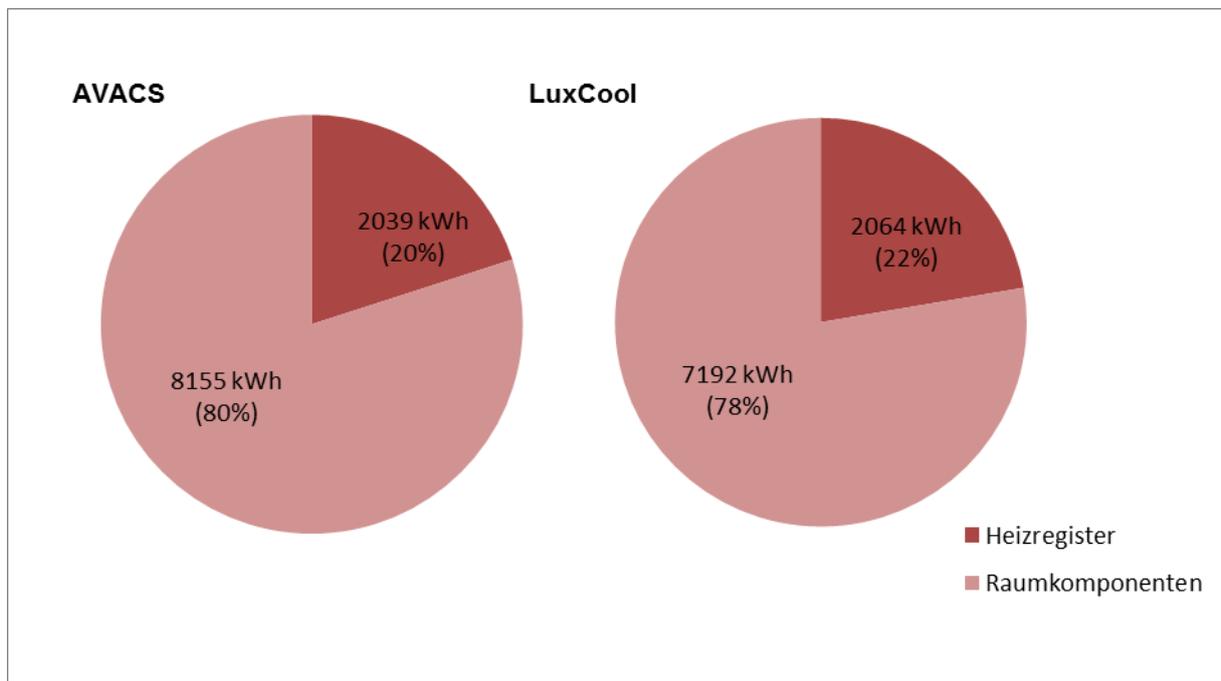


Abbildung 17: Anteile der Raumkomponenten und Heizregister am Jahresendenergiebedarf Heizen

Die Abbildung 17 zeigt, dass die absoluten Anteile des Jahresendenergiebedarfes zum Heizen der Heizregister nahezu identisch sind. Relativ gesehen haben sie beide einen Anteil von ungefähr 20%, sodass das Heizen hauptsächlich über die Raumkomponenten erfolgt. Da die Anteile der Heizregister gleich sind (Abbildung 17), liegt die Ursache der unterschiedlichen Jahresendenergiebedarfe zum Heizen bei den im Raum installierten Heizkomponenten.

Das unterschiedliche Heizverhalten der Raumkomponenten kann über den Tagesverlauf mittleren Lufttemperatur und der operativen Temperatur veranschaulicht werden. Die Abbildung 18 und die Abbildung 19 zeigen die Ergebnisse der Simulation der Systeme AVACS und LuxCool für die Lufttemperatur und die operative Raumtemperatur des Raumes „Meeting“ am ersten Januar. Zusätzlich wird noch die abgegebene Leistung der Raumkomponenten über dem Tagesverlauf angegeben.

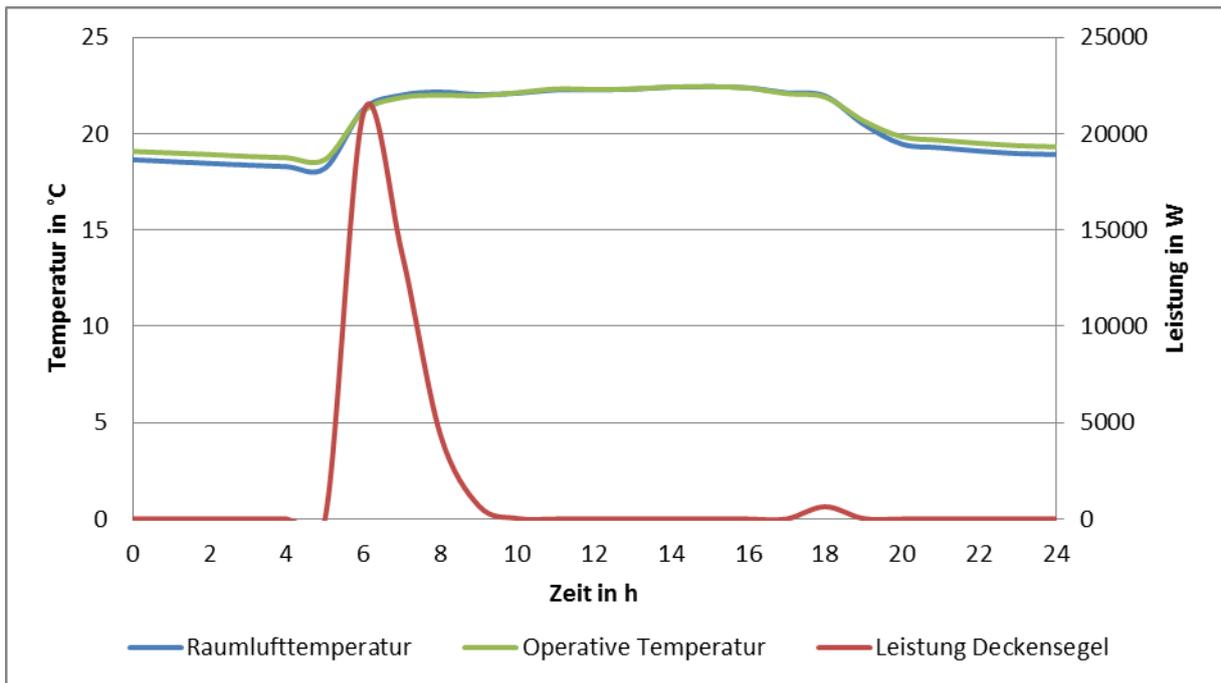


Abbildung 18: Tagesverlauf Raumtemperaturen und Leistungszufuhr Deckensegel AVACS, Raum Meeting am 1. Januar

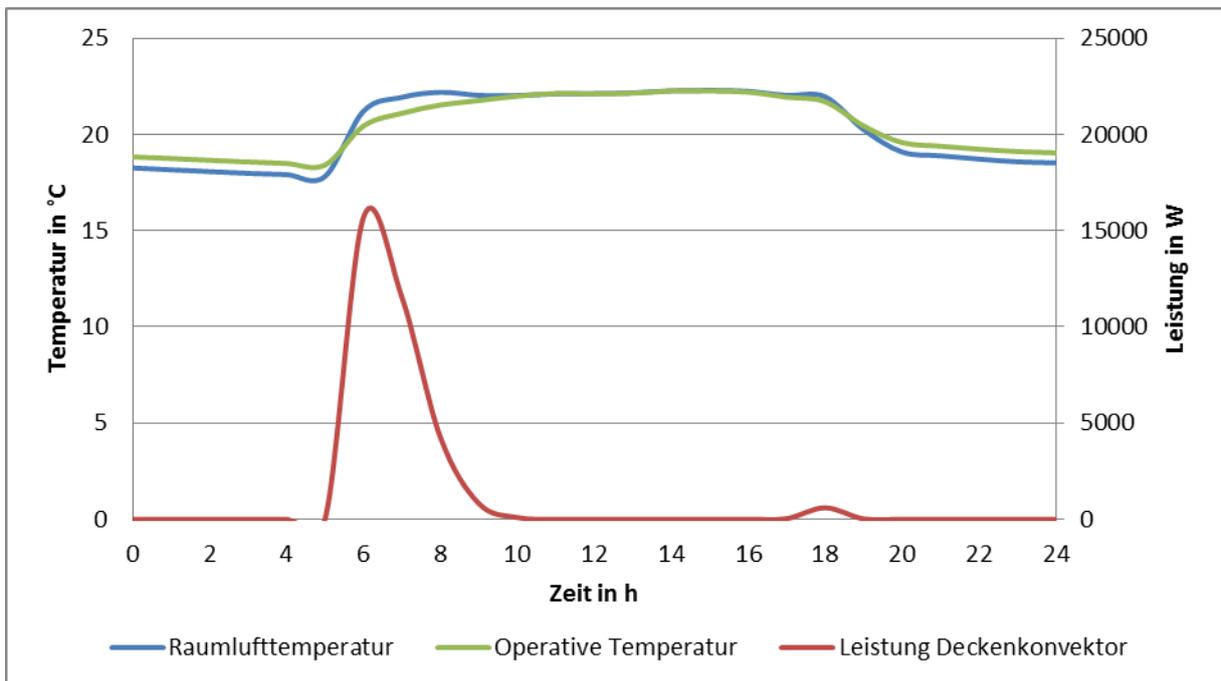


Abbildung 19: Tagesverlauf Raumtemperatur und Leistungszufuhr Konvektor LuxCool, Raum Meeting am 1. Januar

Die Abbildung 18 und die Abbildung 19 zeigen im Vergleich, dass sich beim System AVACS die Lufttemperatur und die operative Temperatur während der Betriebszeit auf gleichem Niveau befinden, während beim System LuxCool die operative Temperatur in der Aufheizphase unter der

Lufttemperatur liegt. Die Leistungsabgabe des Deckensegels zum Aufheizen der Raumlufttemperatur auf den vorgegebenen Mindestwert ist gegenüber der Leistungsabgabe des Deckenkonvektors erhöht. Grund hierfür ist der Strahlungsanteil der Wärmeübertragung des Deckensegels AVACS. Der Strahlungsanteil sorgt für eine Erwärmung der Oberflächen. Die Erhöhung der Oberflächentemperaturen führt zu einer höheren Strahlungstemperatur im Raum, sodass die operative Temperatur für einige Stunden höher liegt als beim System LuxCool. Noch deutlicher werden die Unterschiede bei niedrigeren Außentemperaturen. Die Abbildung 20 und die Abbildung 21 zeigen den Tagesverlauf der Raumtemperaturen am kältesten Tag im Jahr, dem 16. Februar.

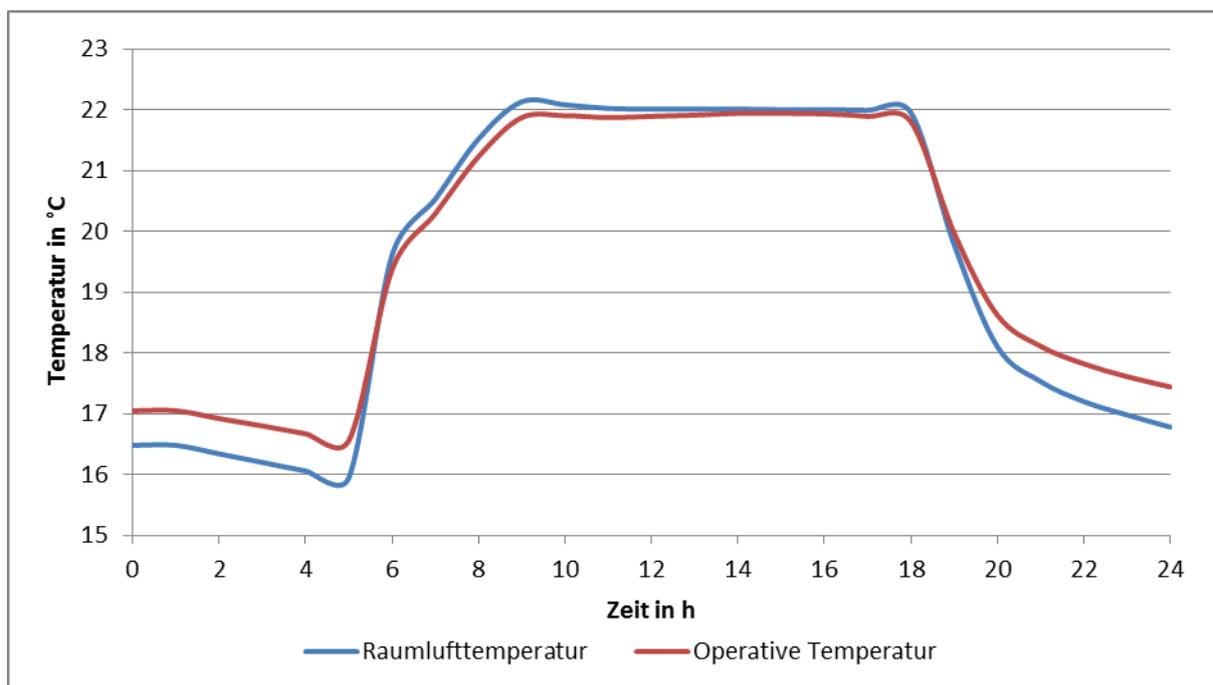


Abbildung 20: Tagesverlauf Raumtemperaturen AVACS, Raum Meeting am 16. Februar

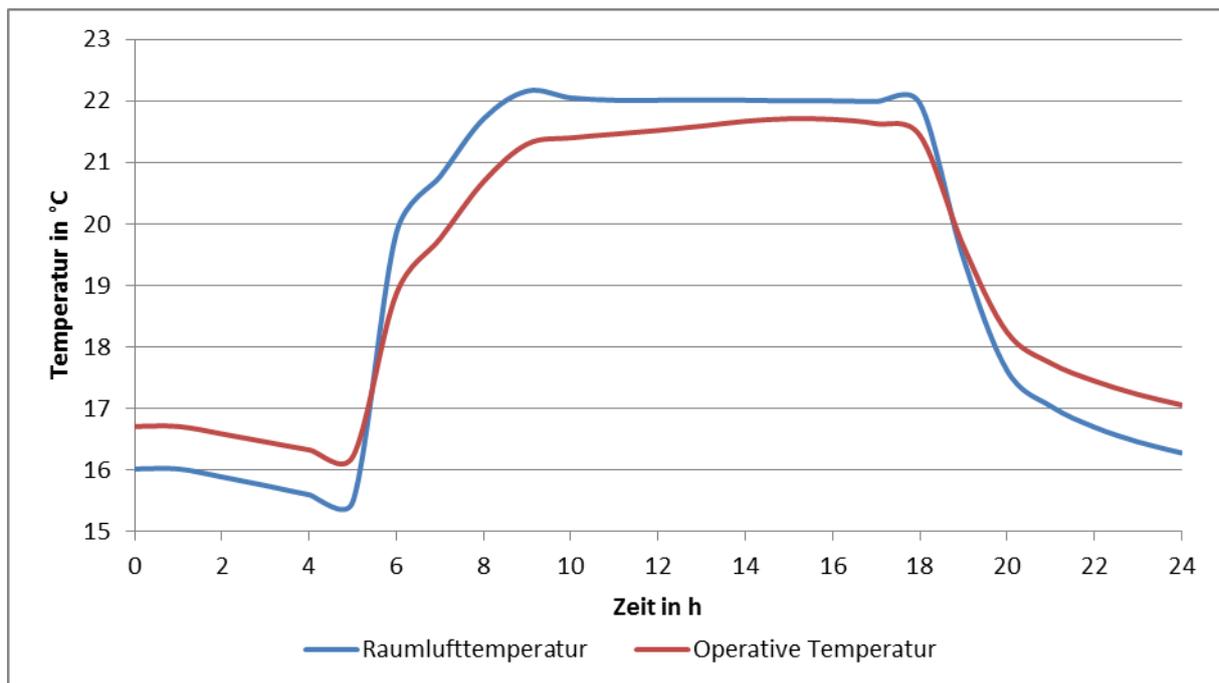


Abbildung 21: Tagesverlauf Raumtemperaturen LuxCool, Raum Meeting am 16. Februar

Beim System AVACS liegen die Lufttemperatur und die operative Temperatur über den Verlauf des Tages während der Betriebsstunden nahe beieinander, wohingegen die operative Temperatur beim System LuxCool während der Betriebsstunden unterhalb der Lufttemperatur verläuft. Die zusätzliche Erhöhung der operativen Temperatur sorgt beim AVACS über das Jahr für einen höheren Endenergieverbrauch für das Heizen.

Bei den Nur-Luft-Systemen ist der Jahresendenergiebedarf zum Heizen bei dem System mit einem Strahlungsanteil der Wärmeübertragung, das KlimaCeil, ebenfalls höher. Der Unterschied zwischen den Systemen ist jedoch aufgrund der gleichen Leistungsobergrenze der Systeme geringer. Die Volumenströme sind im Heizfall für beide Systeme identisch und die Zulufttemperaturen sind auf den gleichen Maximalwert beschränkt. Die Abbildung 22 und die Abbildung 23 zeigen den Verlauf der Raumtemperaturen über den Tag und den Verlauf der Zulufttemperatur als Indikator für die zugeführte Leistung.

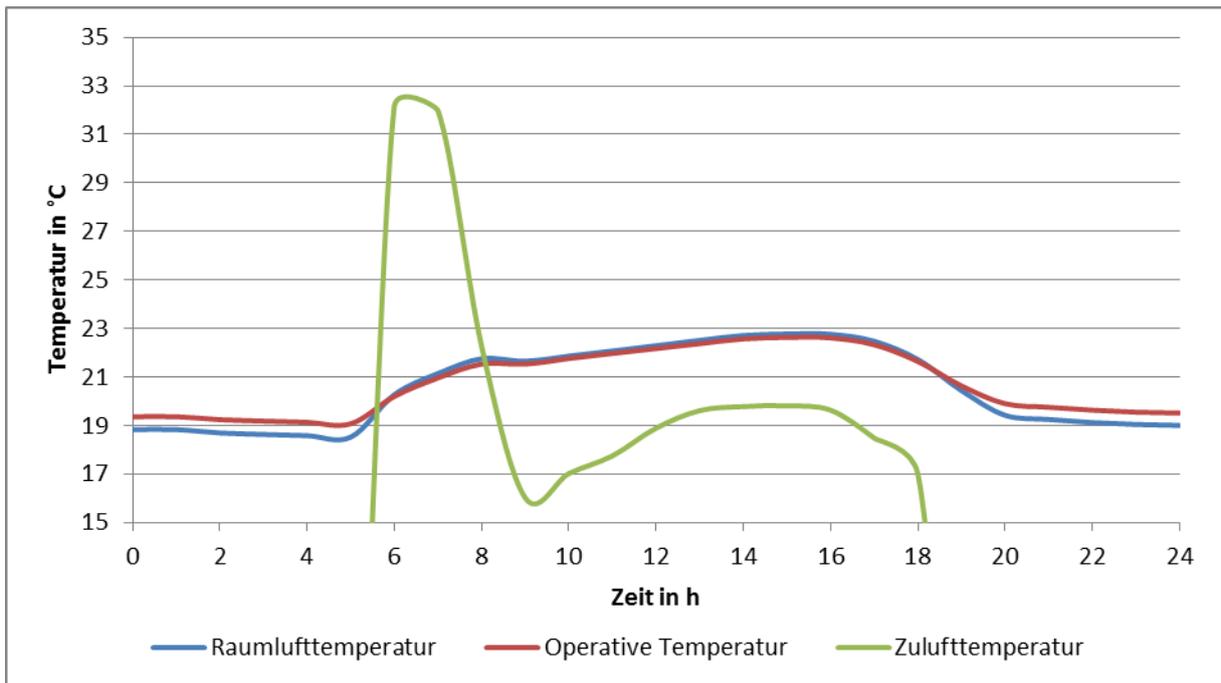


Abbildung 22: Tagesverlauf Raumluff- und Zulufttemperaturen KlimaCeil, Raum Meeting am 1. Januar

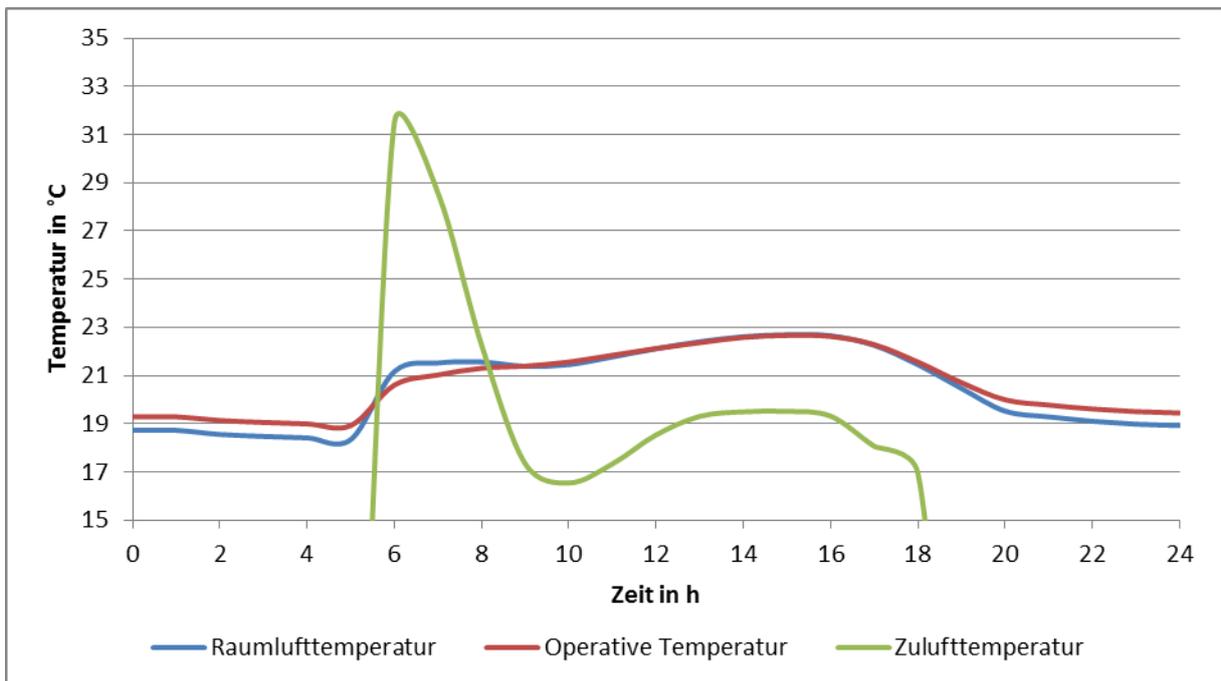


Abbildung 23: Tagesverlauf Raumluff- und Zulufttemperaturen VVS-System, Raum Meeting am 1. Januar

Der Anstieg der Raumlufftemperatur beim Einsatz des KlimaCeils ist geringer als beim Einsatz des VVS-Systems. Der absolute konvektive Anteil der Wärmeübertragung ist beim KlimaCeil geringer, sodass weniger Wärme zur direkten Erhöhung der Raumlufftemperatur zur Verfügung steht. Durch den langsameren Anstieg der Temperatur wird die Zulufttemperatur später als beim VVS-System über die Regelung verringert, sodass die Leistungszufuhr länger auf einem höheren Niveau liegt.

Der Unterschied des Energiebedarfs ist beim System AVACS gegenüber des Systems LuxCool größer, da die Leitungszufuhr beim System AVACS angehoben wird, bis die konvektiven Wärmeabgaben des Deckensegels und des Deckenkonvektors gleich sind und die Raumlufttemperaturen in gleichem Maße steigen. Die Behaglichkeitskriterien können eingehalten werden. Da die Leistungsobergrenzen beim KlimaCeil und beim VVS-System während der Aufheizphase erreicht werden, kann beim KlimaCeil nicht der gleiche absolute Anteil an konvektiver Wärmeübertragung erreicht werden und die Behaglichkeit erfährt gegenüber dem VVS-System eine Einschränkung.

### 6.1.2 Jahresendenergiebedarfe Kühlen

Im Bereich des Kühlens wird für die Nur-Luft-Systeme ein deutlich höherer Jahresendenergiebedarf erzielt. Ein Grund hierfür ist die höhere Leistungszahl der Kältebereitstellung für die Raumkomponenten der Luft-Wasser-Systeme. Der Nutzenergiebedarf der Raumkomponenten wird von der Kältemaschine mit einem höheren EER zur Verfügung gestellt und reduziert somit den Jahresendenergieverbrauch. Um die Unterschiede der Energiebedarfe der Systeme untereinander besser beurteilen zu können, werden die Nutzenergiebedarfe komponentenweise dargestellt. Eine weitere hilfreiche Unterteilung zur Beurteilung ist die Aufspaltung des Kühlenergiebedarfs in latente und sensible Anteile. Die Tabelle 21 gibt einen Überblick über die detaillierten Jahresnutzenergiebedarfe der Komponenten der verschiedenen Raumklimasysteme.

Tabelle 21: Jahresnutzenergiebedarfe der Raumklimasysteme

	AVACS		LuxCool		KlimaCeil		VVS	
	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>
<b>Raumkomponenten</b>	2723	5,6	2620	5,3	0	0	0	0
<b>Kühlregister</b>	5043	10,3	5089	10,4	9702	19,8	7989	16,3
<b>Gesamt</b>	7766	15,9	7709	15,7	9702	19,8	7989	16,3
- <b>sensibel</b>	6516	13,4	6498	13,3	7333	15,0	6014	12,3
- <b>latent</b>	1211	2,5	1211	2,5	2369	4,8	1975	4,0

Die Tabelle 21 zeigt, dass etwa ein Drittel des Nutzenergiebedarfes der Luft-Wasser-Systeme den Raumkomponenten zugeordnet werden kann. Dementsprechend wird ein Drittel des Nutzenergiebedarfs zum Kühlen mit einer höheren Kältezah zur Verfügung gestellt, wodurch der Jahresendenergiebedarf gesenkt wird. Die Raumkomponenten kühlen außerdem ausschließlich sensibel, sodass der Anteil der latenten Kühlung bezogen auf den Gesamtnutzenergiebedarf geringer ausfällt. Die Abbildung 24 zeigt die sensiblen und latenten Anteile am Jahresnutzenergiebedarf zum

Kühlen. Verglichen werden die Anteile eines Luft-Wasser-Systems und eines Nur-Luft-Systems.

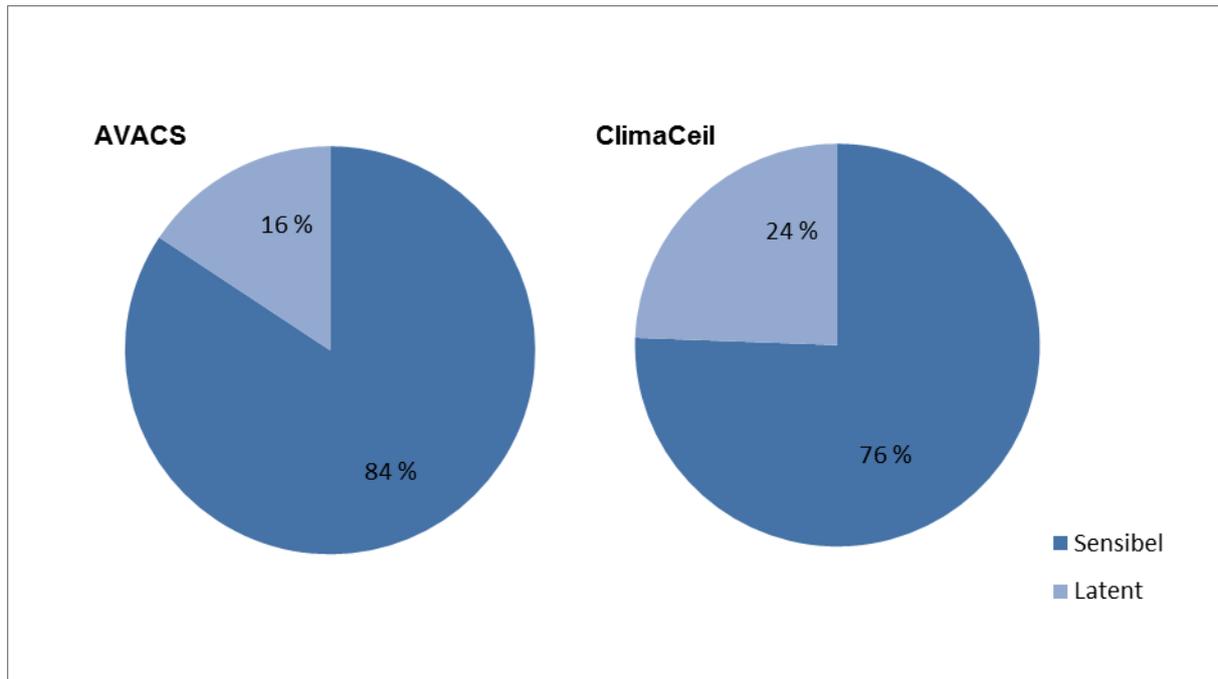


Abbildung 24: Sensible und latente Anteile am Jahresnutzenergiebedarf Kühlen

Die Abbildung 24 zeigt bezogen auf den Gesamtnutzenergiebedarf zum Kühlen einen deutlichen Unterschied zwischen den Anteilen der sensiblen und der latenten Kühlung. Bezogen auf die Nutzenergie des Kühlregisters sind die Anteile jedoch alle ungefähr gleich, da die Kühlvorgänge durch die gleichen Vor- und Rücklauftemperaturen entlang der selben Geraden im h,x-Diagramm verlaufen. Die Einsparung des latenten Anteils bei Luft-Wasser-Systemen ist demnach gleich dem Anteil des Nutzenergiebedarfs, der durch die Raumkomponenten übernommen wird, und beträgt somit 33%.

Für das Absenken der Lufttemperatur sind ausschließlich die sensiblen Anteile der Kühlung verantwortlich (Abbildung 5). Beim Vergleich der sensiblen Anteile fällt auf, dass die Ergebnisse der Nur-Luft-Systeme voneinander und ebenfalls zu den Ergebnissen der Luft-Wasser-Systeme abweichen. Der sensible Nutzenergiebedarf des VVS- Systems hat im Vergleich den geringsten Wert. Die Ursache hierfür ist in der Einhaltung der Temperaturgrenzen zu finden. In der Abbildung 25 und der Abbildung 26 können vergleichend die Einhaltungen der oberen Temperaturgrenze der Systemlösung AVACs und des VVS-Systems überprüft werden. Die Abbildung 25 und die Abbildung 26 wurden nach den Ergebnissen der Raumlufttemperaturen des Raumes Office Corner erstellt. Die Ergebnisse der übrigen Räume sind vergleichbar.

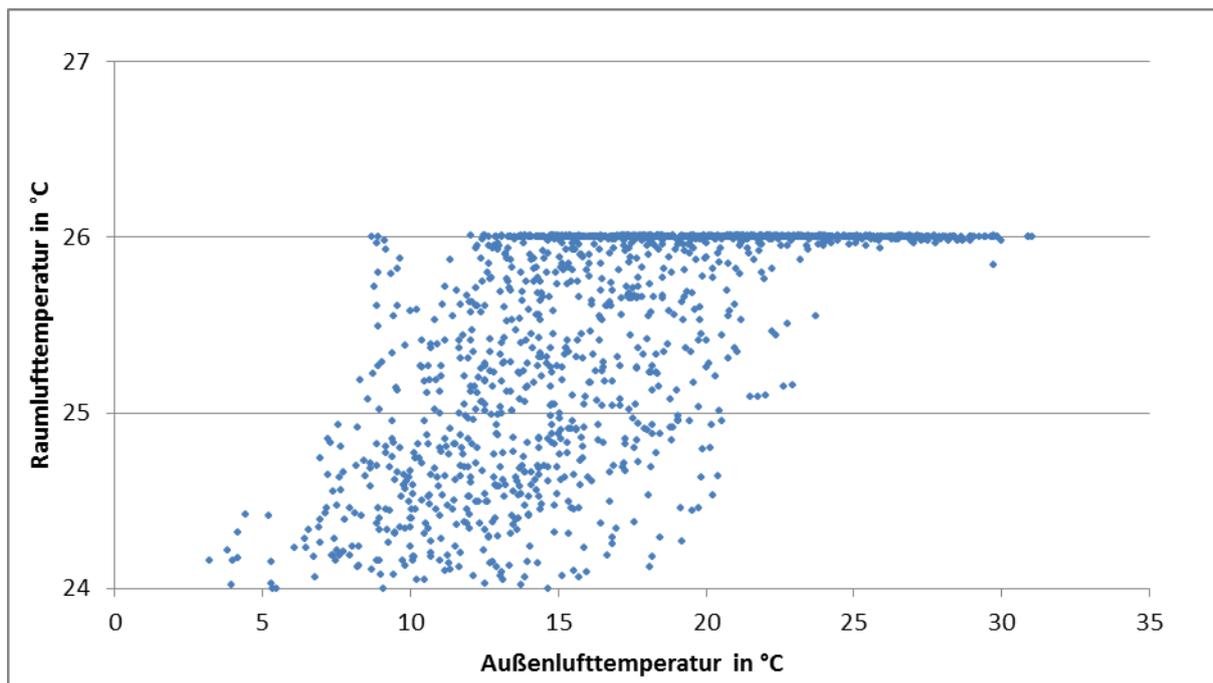


Abbildung 25: Raumlufttemperatur über Außenlufttemperaturen, AVACS, Raum Office Corner

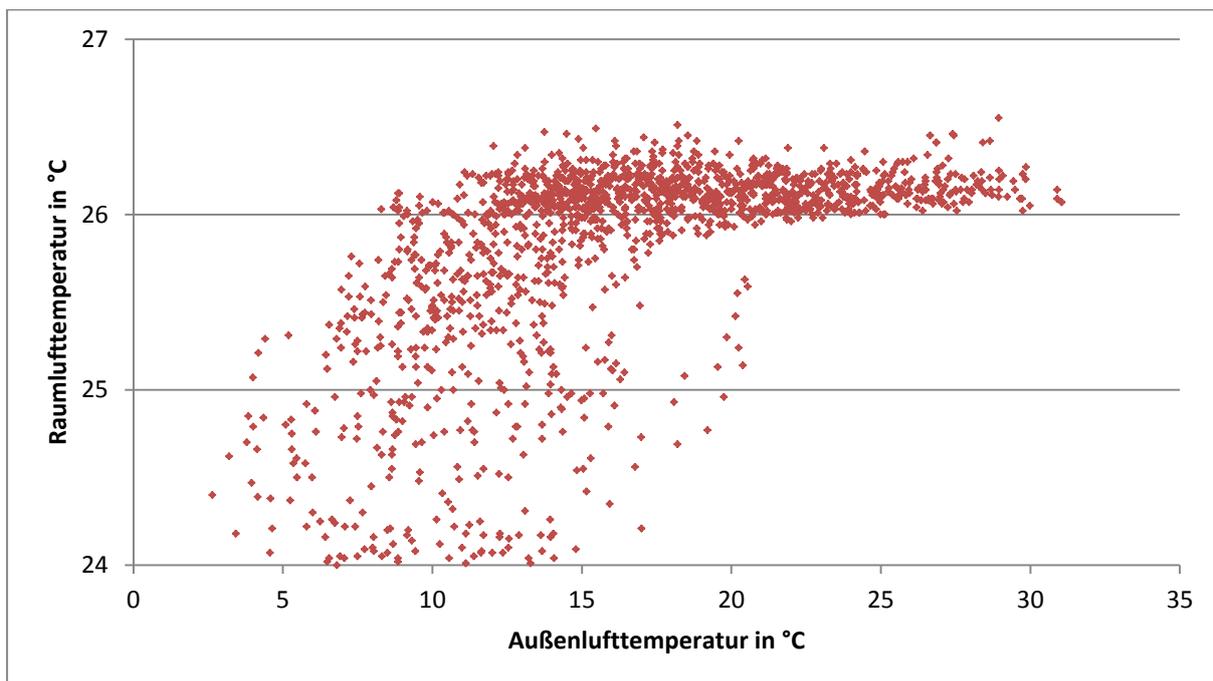


Abbildung 26: Raumlufttemperatur über Außenlufttemperatur, VVS-System, Raum Office Corner

Der Vergleich der Diagramme zeigt, dass die Obergrenze von dem System AVACS eingehalten wird, während die Raumlufemperaturen der Simulationsergebnisse des VVS-Systems die maximale Raumlufitemperatur überschreiten. Die exakte Einhaltung der oberen Temperaturgrenze bedarf mehr Energie als das Überschreiten der Grenze, da Lastspitzen gedeckt werden müssen. Der

Jahresnutzenergieverbrauch für das Kühlen wird dadurch erhöht und die Ergebnisse der Luft-Wasser-Systeme liegen somit über dem Ergebnis des konventionellen VVS-Systems.

Der Wert des Ergebnisses des sensiblen Jahresnutzenergieverbrauches zum Kühlen ist beim System KlimaCeil am höchsten. Eine Ursache hierfür kann in der Betriebsweise bzw. der Regelung des Systems gefunden werden. Die Zulufttemperatur der Nur-Luft-Systeme wird über die gemessene Ablufttemperatur im Kanal geregelt und die Zuluftvolumenströme der einzelnen Räume werden über Temperatursensoren in den Räumen geregelt. Die inneren Lasten der Räume weichen bezüglich der solaren Strahlung voneinander ab. Wenn in mehreren Räumen die Temperatur aufgrund der Sonneneinstrahlung steigt, erhöht sich der Volumenstrom in den höher belasteten Räumen. Außerdem verschiebt sich der im Kanal gemessene Wert der Ablufttemperatur zu Gunsten der höheren Temperaturen, da diese mit höherem Volumenstrom eine entsprechend höhere Gewichtung beim Mischvorgang haben. Aufgrund der erhöhten Ablufttemperatur wird die Zulufttemperatur gesenkt. Für das KlimaCeil kann die Zulufttemperatur um 3°C tiefer gesenkt werden als die Zulufttemperatur des konventionellen VVS-Systems. Die Mindestvolumenströme sind für beide Systeme auf den gleichen Wert festgelegt. Das bedeutet, dass im Fall geringer Volumenströme und niedriger Zulufttemperaturen die zugeführte Kälteleistung des KlimaCeils höher liegt als die Kälteleistung des VVS-Systems. Die Raumtemperaturen werden bei der Systemlösung durch KlimaCeil teilweise aufgrund der Regelung und der Lastunterschiede auf einem niedrigeren Temperaturlevel gehalten, wodurch ein insgesamt höherer Nutzenergiebedarf zur sensiblen Kühlung entsteht. Die Abbildung 27 zeigt die Raumlufttemperaturen beider Systeme über der Außenlufttemperatur im Vergleich.

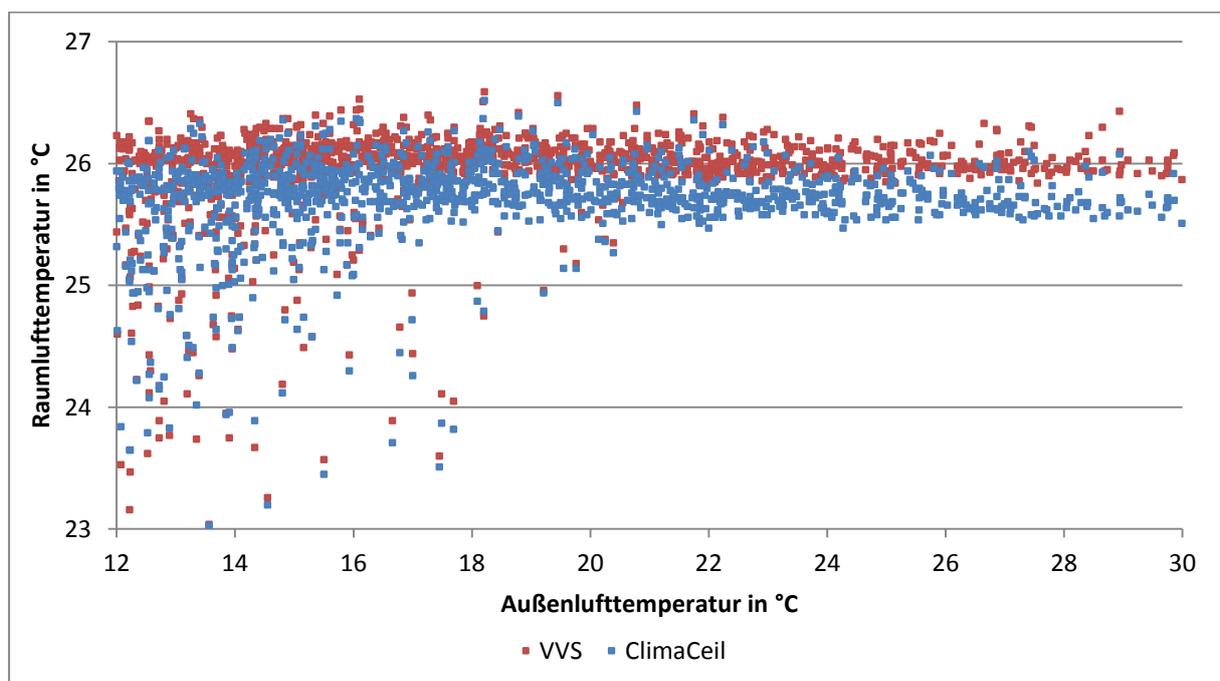


Abbildung 27: Raumlufttemperaturen über Außenlufttemperaturen, KlimaCeil und VVS-System, Raum Meeting

Für das Beispiel wird der Raum „Meeting“ gewählt, da er durch die Ausrichtung der Fensterfront nach Norden durchgängig niedrige Lasten aufweist und somit die Regelungsproblematik über die warme Jahresperiode durchgängig zu erkennen ist. Die Abbildung 27 zeigt, dass mit zunehmender Außentemperatur die Raumlufttemperaturen der unterschiedlichen Systeme auseinanderdriften.

### 6.1.3 Jahresendenergiebedarfe Fördern

Zwischen den Ergebnissen der Jahresendenergiebedarfe zum Fördern gibt es trotz der unterschiedlichen Betriebsweise und der unterschiedlichen Volumenströme vergleichsweise niedrige Unterschiede. Zur genaueren Untersuchung werden die Ergebnisse in die Anteile des Energiebedarfs der Ventilatoren zum Fördern von Luft und des Energiebedarfs der Pumpen zum Fördern von Wasser aufgespalten. Die Tabelle 22 zeigt die Ergebnisse.

Tabelle 22: Jahresendenergiebedarf Pumpen und Ventilatoren

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>
<b>Ventilatoren</b>	7175	14,6	7843	16,0	8174	16,7	7643	15,6
<b>Pumpen</b>	45	0,1	42	0,1	31	0,1	26,9	0,1

Die jeweiligen Anteile der Pumpen am Jahresendenergiebedarf zum Fördern sind im Vergleich zu dem Jahresendenergiebedarf der Ventilatoren vernachlässigbar. Sie liegen bei jedem System unter einem Prozent. Der Bedarf der Pumpen der Luft-Wasser-Systeme fällt etwas höher aus, da neben den Komponenten der Luftaufbereitungszentrale auch die Raumkomponenten mit Wasser versorgt werden müssen. Das System ClimaCeil hat einen etwas höheren Bedarf gegenüber dem konventionellen VVS-System, da die Komponenten der Luftaufbereitungszentrale über eine Mengenregelung betrieben werden und die Nutzenergiebedarfe zum Konditionieren der Luft bei der Zentrale des Systems ClimaCeil höher ausfallen.

Die ausschlaggebenden Anteile der Jahresendenergiebedarfe entstehen durch das Fördern der Luft mit Hilfe der Ventilatoren. Der geringste Bedarf entsteht beim System AVACS, da das System den niedrigsten Druckverlust im Auslegungsfall hat und konstant der Mindestvolumenstrom gefahren wird. Der Bedarf des Systems LuxCool ist aufgrund des höheren Druckverlustes etwas größer. Das LuxCool liegt trotz niedrigerem Fördervolumen und niedrigerem maximalen Druckverlust bezüglich des Energiebedarfs über dem VVS-System. Die Ursache des höheren Bedarfs ist die Auslegung. Der Ventilator des Systems LuxCool wird das ganze Jahr auf Auslegungsbedingungen gefahren, während der Ventilator des VVS-Systems im Teillastbereich läuft. Bei Verringerung des Volumenstroms verringert sich auch der Druckverlust, sodass die Nur-Luft-Systeme im Teillastbereich ein günstigeres Verhältnis von Druckverlust zu Volumenstrom haben als die Luft-Wasser-Systeme.

Zwischen den Nur-Luft-Systemen fällt der Vergleich zu Gunsten des VVS-Systems aus obwohl das VVS-System übers Jahr eine höhere Menge an Luft befördert und der Druckverlust im Auslegungsfall höher ist. Die Abbildung 28 und die Abbildung 29 zeigen die geförderten Zuluftvolumenströme stundenweise über das Jahr.

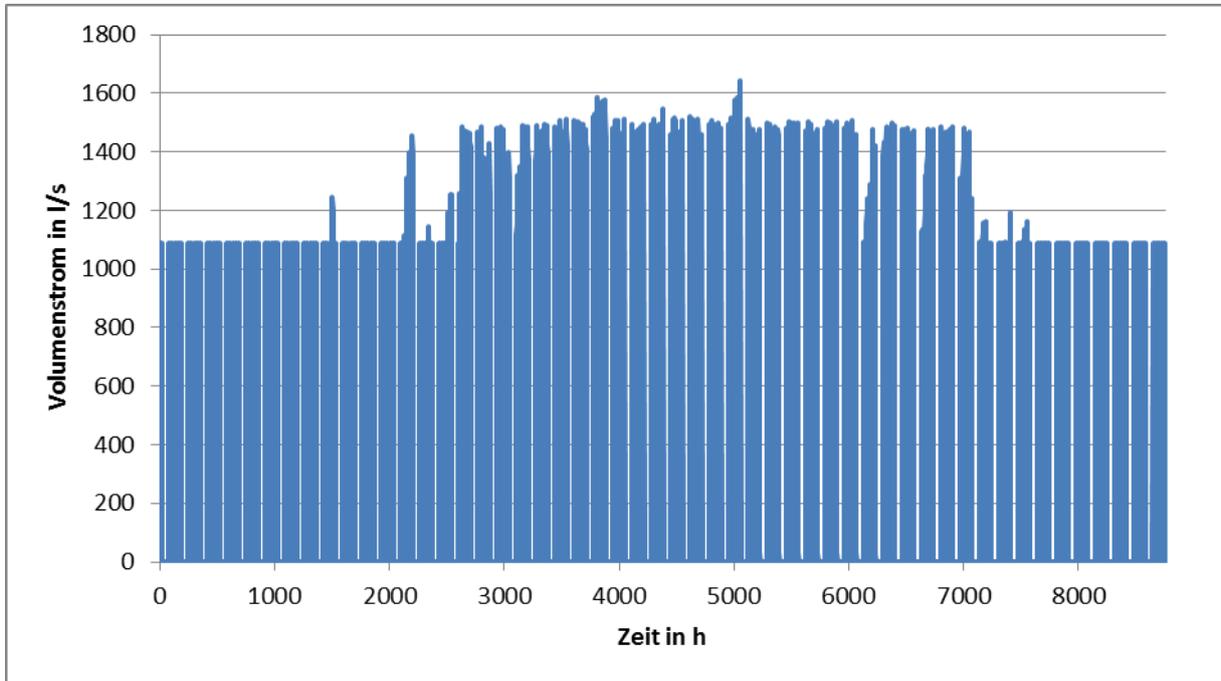


Abbildung 28: Jahresverlauf Zuluftvolumenströme, VVS-System

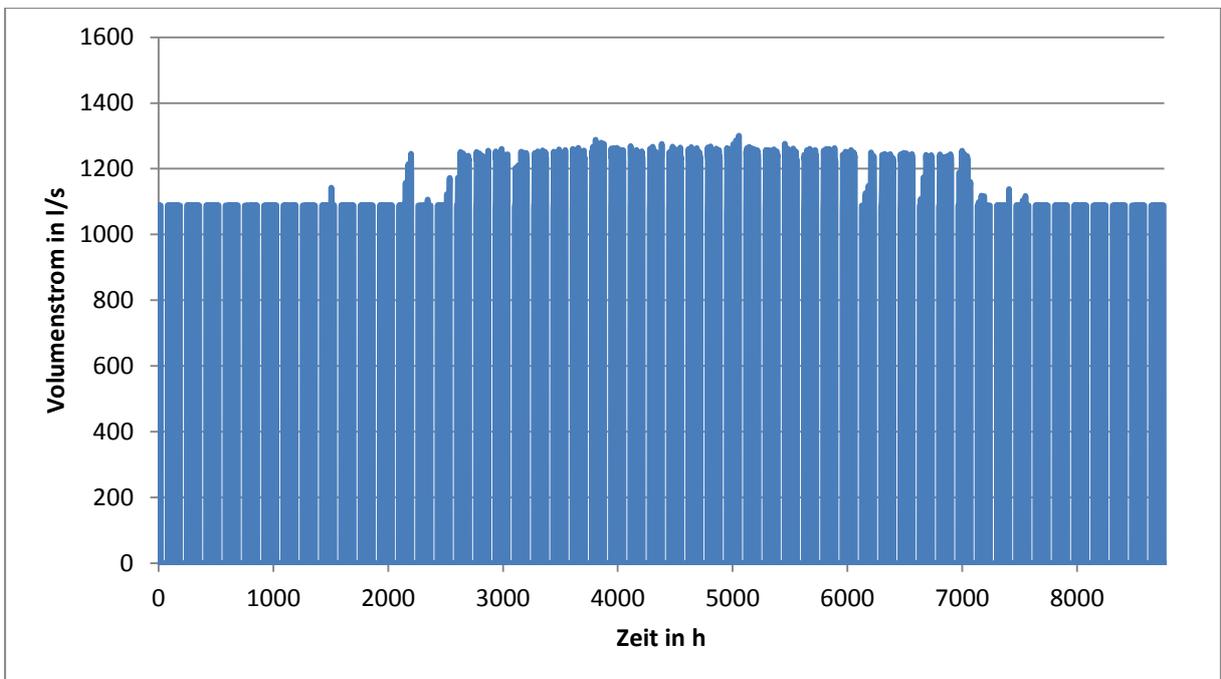


Abbildung 29: Jahresverlauf Zuluftvolumenströme, ClimaCeil

Die Jahresverläufe der Volumenströme zeigen, dass das VVS-System während der Kühlperiode gemäß den Einstellungen höhere Zuluftvolumenströme fährt als das KlimaCeil. Die erhöhten Volumenströme während der Kühlperiode liegen jedoch für beide Systeme unterhalb der Auslegungsvolumenströme, da nie in allen Räumen gleichzeitig maximale Kühlleistungen erforderlich sind. Außerhalb der Heizperiode liegen die Volumenströme auf dem Niveau des vorgegebenen Mindestvolumenstromes. Ausschlaggebend für die Energiebedarfe ist demnach auch hier das Teillastverhalten der Ventilatoren, welches durch die Anlagenkennlinie bestimmt wird. Zum Vergleich werden die Anlagenkennlinien in der Abbildung 30 gezeigt.

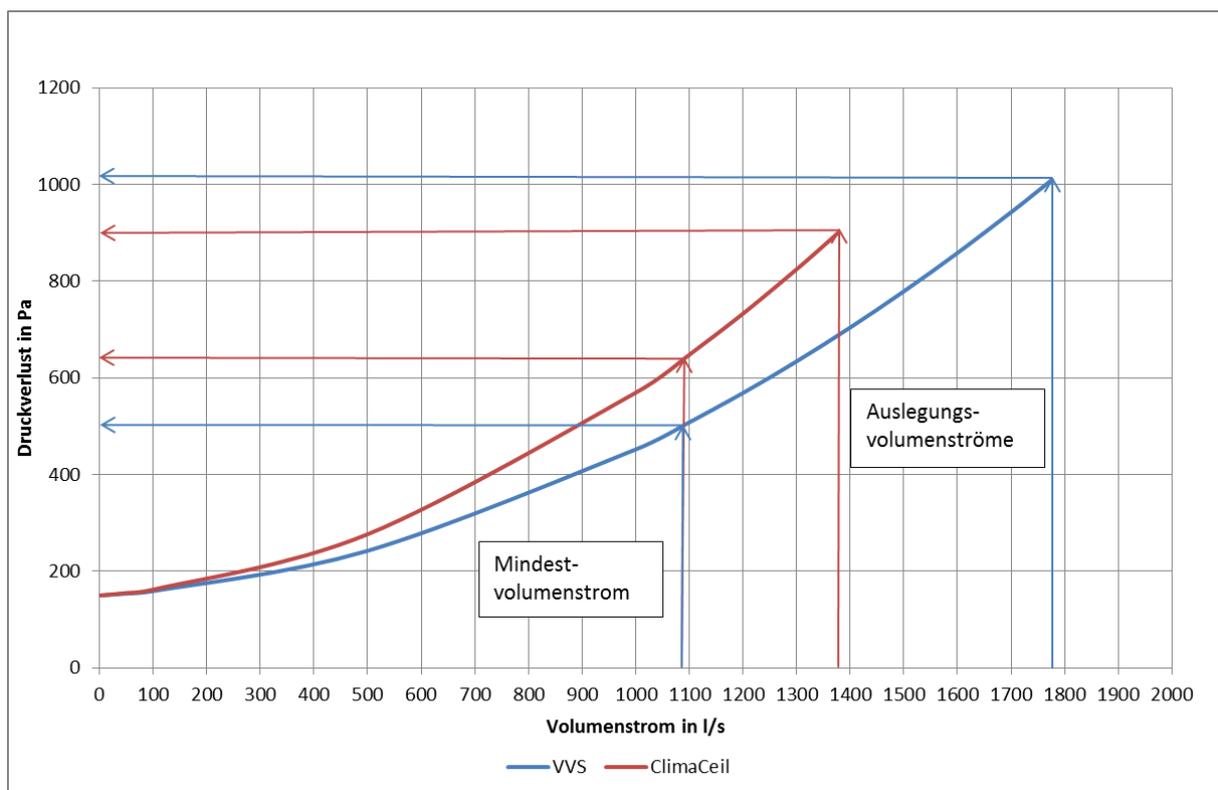


Abbildung 30: Anlagenkennlinien, KlimaCeil und VVS-System

Das Diagramm zeigt, dass der Druckverlust beim Mindestvolumenstrom beim KlimaCeil höher liegt als beim VVS-System. Die Mindestvolumenströme sind für beide Systeme gleich während der Auslegungsvolumenstrom für das KlimaCeil geringer ist als der Auslegungsvolumenstrom des VVS-System. Daraus resultiert, dass der Ventilator des KlimaCeils in Zeiten außerhalb der Kühlperiode in einem höheren Teillastbereich läuft und somit einen höheren Jahresendenergiebedarf hat, obwohl das Jahresvolumen an geförderter Luft geringer ist.

## 6.2 Primärenergiebedarfe und Treibhausgasemissionen

Die Primärenergiebedarfe werden aus den Jahresendenergiebedarfen berechnet. Dazu werden die Jahresendenergiebedarfe nach Energieträgern sortiert. Der Jahresenergiebedarf des Heizens (thermischer Jahresendenergiebedarf) wird durch die Zufuhr von fossilem Brennstoff in Form von

Erdgas zur Verfügung gestellt. Der berücksichtigte Wirkungsgrad bei der Berechnung des Jahresendenergiebedarfs bezieht sich auf den Heizwert, sodass keine Umrechnung mehr erforderlich ist. Die Anteile des Kühlens und des Förderns am gesamten Jahresendenergiebedarf (elektrischer Jahresendenergiebedarf) werden dem Energieträger Strom zugeordnet. Die Tabelle 23 zeigt den Jahresendenergiebedarf aufgeteilt nach Energieträgern für die verschiedenen Raumklimasysteme.

Tabelle 23: Jahresendenergiebedarfe der Raumklimasysteme nach Energieträgern

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>
<b>Erdgas</b>	10194	20,8	9256	18,9	8973	18,3	8610	17,6
<b>Strom</b>	9493	19,4	10151	20,7	11957	24,4	10590	21,6

Die Primärenergiefaktoren werden aus der Tabelle 35 ausgewählt.

- $f_{P,Erdgas} = 1,1$
- $f_{P,Strom} = 1,8$

Anhand der Primärenergiefaktoren wird Primärenergiebedarf nach Formel (2. 21) berechnet. In Tabelle 24 werden die Ergebnisse für den Primärenergiebedarf der verschiedenen Raumklimasysteme aufgeführt.

Tabelle 24: Primärenergiebedarfe der Raumklimasysteme

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>
<b>Primärenergiebedarf</b>	28301	57,8	28453	58,1	31393	64,1	28533	58,2

Für die Berechnung der Treibhausgasemissionen in Form des äquivalenten Kohlenstoffdioxidausstoßes werden ebenfalls die Jahresendenergiebedarfe aufgeteilt nach Energieträgern benötigt. Die CO<sub>2</sub>-Äquivalente werden entsprechend aus der Tabelle 36 entnommen.

- $f_{CO_2-e,Erdgas} = 0,250 \frac{kg}{kWh}$
- $f_{CO_2-e,Strom} = 0,606 \frac{kg}{kWh}$

Mit den CO<sub>2</sub>-Äquivalenten werden die äquivalenten Kohlenstoffdioxidemissionen der verschiedenen Raumklimasysteme nach der Formel (2. 22) berechnet. Die Ergebnisse zeigt Tabelle 25.

Tabelle 25: Treibhausgasemissionen der Raumklimasysteme

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	kg	kg/m <sup>2</sup>	kg	kg/m <sup>2</sup>	kg	kg/m <sup>2</sup>	kg	kg/m <sup>2</sup>
<b>Äquivalente Kohlenstoffdioxid-emission</b>	8301	16,9	8466	17,3	9489	19,4	8570	17,5

### 6.3 Simulationsergebnisse Validierungsmodell

Mit dem Simulationsprogramm Tas werden zur Validierung der Ergebnisse die gleichen Zielgrößen bestimmt wie mit der Simulation des Hauptmodells in IDA ICE. Der Jahresendenergiebedarf teilt sich entsprechend auch in die Bereiche Heizen, Kühlen und Fördern. Die Tabelle 26 zeigt die Simulationsergebnisse.

Tabelle 26: Jahresendenergiebedarfe der Raumklimasysteme, Tas

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>
<b>Heizen</b>	10021	20,5	8388	17,1	8307	17,0	8835	18,0
<b>Kühlen</b>	2244	4,6	2283	4,7	2242	4,6	2233	4,6
<b>Fördern</b>	8028	16,4	8761	17,9	10106	20,6	8506	17,4

Das Validierungsmodell dient zur Qualitätssicherung der Anlagensimulation in IDA ICE. Die Ergebnisse wurden unter möglichst identischen Voraussetzungen bestimmt und sollen in der gleichen Größenordnung liegen. In der Tabelle 27 werden die auf den Quadratmeter bezogenen Ergebnisse beider Simulationsergebnisse verglichen. Für jedes der Ergebnisse in TAS ist zusätzlich eine Übereinstimmung mit dem zugehörigen Ergebnis aus IDA ICE in Prozent angegeben.

Tabelle 27: Vergleich der errechneten spezifischen Jahresendenergiebedarfe, IDA ICE und Tas

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ] (%)	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ] (%)	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ] (%)	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ] (%)
<b>Heizen</b>	20,8	20,5 (98,6 %)	18,9	17,1 (90,5 %)	18,3	17,0 (92,9 %)	17,6	18,0 (102,3 %)
<b>Kühlen</b>	4,6	4,6 (100 %)	4,6	4,7 (102 %)	6,7	4,6 (68,7 %)	5,5	4,6 (83,4 %)
<b>Fördern</b>	14,7	16,4 (111,6 %)	16,1	17,9 (111,2 %)	17,7	20,6 (116,4 %)	16,1	17,4 (108,1 %)

Die Abweichungen, die größer 10 % sind, sind rot markiert und werden genauer untersucht. Die Ergebnisse der Simulationen zeigen besonders im Bereich Heizen eine gute Übereinstimmung. Im Bereich Kühlen werden für die Luft-Wasser-Systeme sehr gute Übereinstimmungen erreicht, während die Ergebnisse der Nur-Luft-Systeme voneinander abweichen. Im Bereich Fördern liegen alle Ergebnisse höher als die Ergebnisse, die mit der Simulation in IDA ICE erzielt wurden.

Im Bereich Heizen können gute Übereinstimmungen zu den Ergebnissen der IDA ICE Simulationen erzielt werden. Allerdings ist auffällig, dass das ClimaCeil einen niedrigeren Jahresendenergiebedarf zum Heizen hat als das VVS-System. Die Auswertungen der Ergebnisse der IDA ICE Simulationen zeigen, dass für das ClimaCeil höhere Ergebnisse erwartet werden können (6.1.1). Im Heizfall gelten für das ClimaCeil und das VVS-System gleiche Betriebsbedingungen. Der einzige Unterschied liegt in der Art der Wärmeübertragung. Der Verlauf der operativen Raumtemperaturen im Vergleich zu den Raumlufttemperaturen kann in der Anlagensimulation in Tas nicht eingesehen werden. Die Ergebnisse der Gebäudesimulation aus dem Building Simulator, in denen die Aufteilung der Wärmeübertragung berücksichtigt wurde (5.2), zeigen jedoch, dass die Heizlasten des Gebäudes für das ClimaCeil genau wie bei der IDA ICE Simulation höher liegen als für das VVS-System. Die Abbildung 41 und die Abbildung 42 im Anhang zeigen die jeweiligen Heizprofile. Eine Ursache für den niedrigeren Jahresendenergiebedarf des Systems ClimaCeil trotz der höheren Heizlasten kann nicht gefunden werden.

Die Ursache für die Unterschiede im Bereich Kühlen bei den Nur-Luft-Systemen zu den Ergebnissen der Simulation in IDA ICE ist in dem latenten Anteil des Jahresendenergiebedarfs begründet. Die Simulation in TAS ergibt für die Nur-Luft-Systeme sehr geringe Anteile an latenter Kühlung. Der Kühlvorgang geschieht nahezu ausschließlich sensible. Eine latente Kühlung ist nur vorhanden, wenn die Luft über den Taupunkt hinaus gekühlt wird und es so zu einem Ausscheiden von Wasser aus der Luft kommt. Die Kühlflächentemperatur wird im Kühlvorgang nicht berücksichtigt. In Abbildung 31 wird

ein beispielhafter Kühlvorgang in TAS im h,x-Diagramm dargestellt, in dem es zur latenten Kühlung kommt.

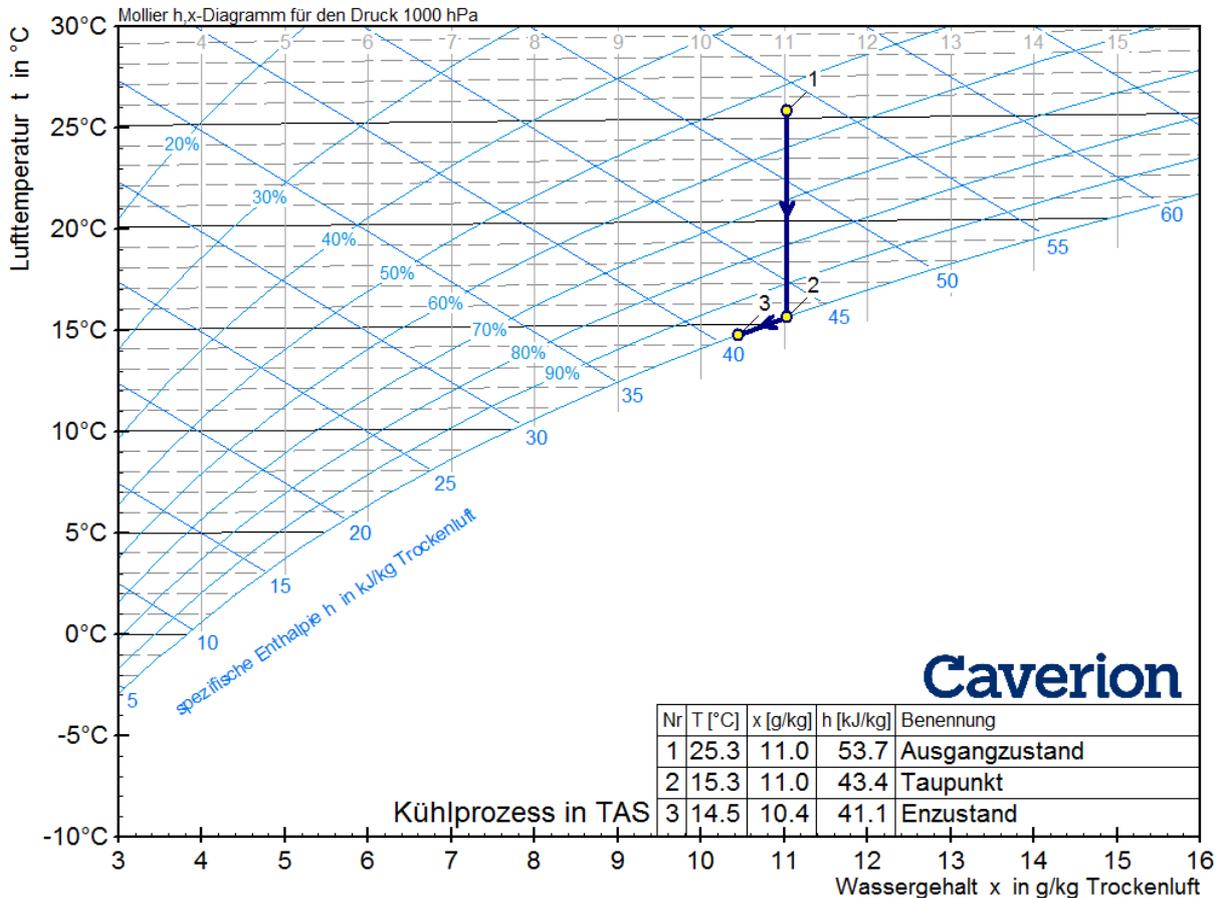


Abbildung 31: Beispielhafter Kühlprozess in Tas

Aufgrund der anderen Berechnungsgrundlage des Kühlregisters in TAS können keine vergleichbaren Jahresendenergiebedarfe im Bereich Kühlen erzielt werden. Der Vergleich kann nur auf sensibler Ebene erfolgen. Die Tabelle 28 zeigt die sensiblen und latenten Anteile der spezifischen Jahresendenergiebedarfe der Nur-Luft-Systeme beider Simulationen im Vergleich. In den Klammern ist Verhältnis der Ergebnisse aus der Simulation in Tas und der Simulation in IDA ICE angegeben.

Tabelle 28: Vergleich sensible und latente Anteile der Jahresendenergiebedarfe der nur-Luft-Systeme, IDA ICE und Tas

	ClimaCeil		VVS	
	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]
<b>sensibel</b>	5.0	4.5 (90%)	4.1	4.5 (109,7%)
<b>latent</b>	1.6	0.1	1.4	0.0

Für die sensiblen Anteile fällt auf, dass bei den Ergebnissen der Simulation in Tas kein Unterschied zwischen dem System ClimaCeil und VVS vorliegt. Die Ergebnisse liegen zwischen den erzielten

Ergebnissen der Simulation in IDA ICE. Ursache hierfür ist die verschiedene Regelungsstrategie in den Simulationen. In Tas tritt durch die veränderte Regelung nicht das in der Auswertung der IDA ICE Ergebnisse beschriebene Regelungsproblem auf (6.1.2). Die Abbildung 32 zeigt die Ergebnisse der Simulation in TAS für den gleichen Sachverhalt wie die Abbildung 27 der Simulation in IDA ICE.

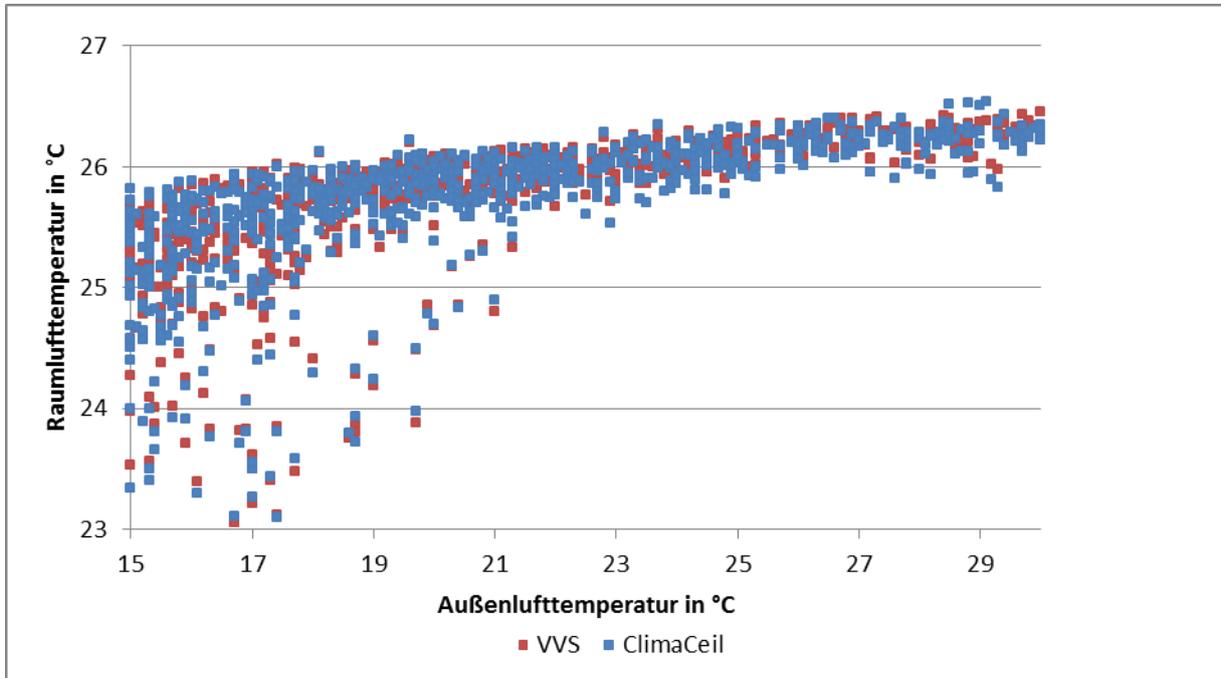


Abbildung 32: Raumlufttemperaturen über der Außenlufttemperatur, KlimaCeil und VVS-System, Raum Meeting, Tas

Die Abbildung 32 zeigt, dass die Ablufttemperaturregelung des KlimaCeils und des VVS-Systems die gleichen Auswirkungen auf die Raumlufttemperaturen haben. Außerdem ist zu sehen, dass die Temperaturen beim Einsatz des VVS-Systems erst später die Obergrenze überschreiten als in der Abbildung 25. Dadurch lässt sich der erhöhte Jahresendenergiebedarf der Kühlung für das in Tas simulierte VVS-System erklären.

Für die Luft-Wasser-Systeme können trotz der anderen Berechnungsgrundlage der Kühlregister ähnliche Ergebnisse erzielt werden, da in den Raumkomponenten latente Kühlung auftritt. Die sensiblen und latenten Anteile der Jahresnutzenergie stehen in einem ähnlichen Verhältnis zueinander, sodass insgesamt gute Übereinstimmungen erzielt werden. Die Abbildung 33 zeigt die sensiblen und latenten Anteile der Jahresnutzenergie zum Kühlen der Systeme AVACS und LuxCool.

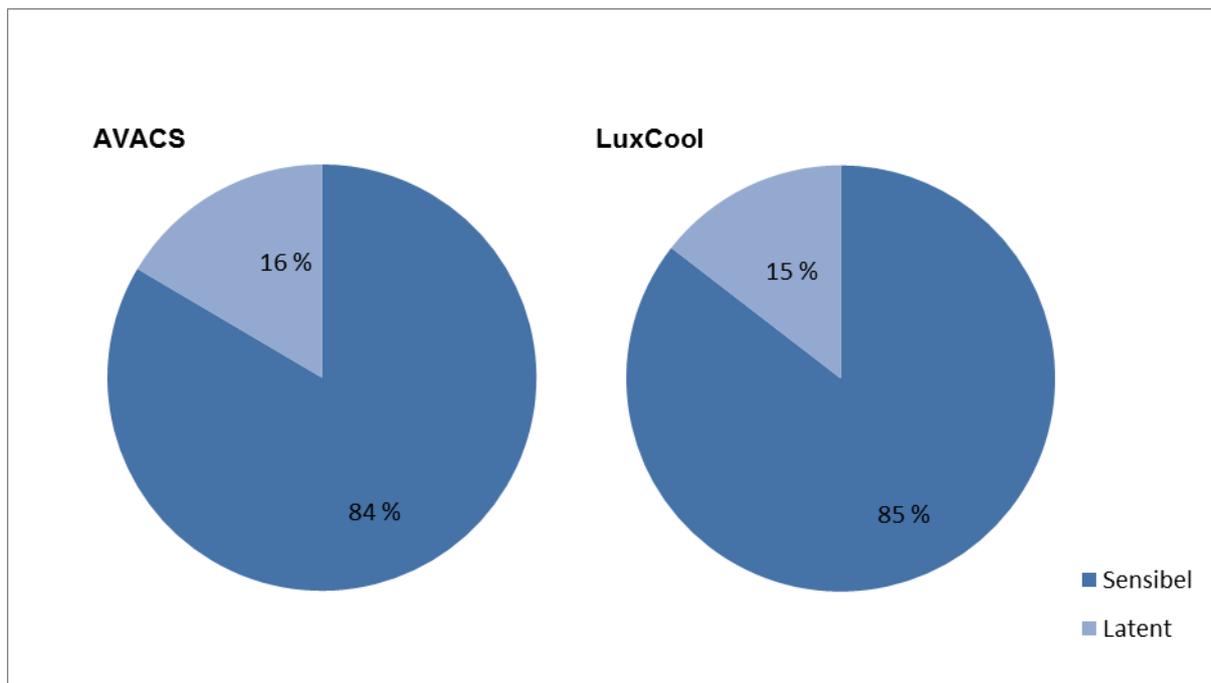


Abbildung 33: Sensible und latente Anteile der Jahresnutzenergie, AVACS und LuxCool, Tas

Im Vergleich mit der Abbildung 24 ist die Übereinstimmung zwischen den sensiblen und latenten Anteilen der Luft-Wasser-Systeme am Beispiel AVACS zu erkennen. Allerdings ist eine latente Kühlung in den Raumkomponenten nicht vorgesehen. Eine detailliertere Einsicht der Ergebnisse der Raumkomponenten ist in Tas Systems nicht möglich, sodass eine genaue Bestimmung der Ursache der latenten Kühlung in den Raumkomponenten nicht ermittelt werden kann.

Für den Bereich Fördern werden durchgehend höhere Jahresendenergiebedarfe als bei den Ergebnissen der Tas Simulationen erzielt. Die Bedarfe werden zur besseren Übersicht den Pumpen und Ventilatoren zugeordnet und auf den Quadratmeter Nutzfläche bezogen mit den Ergebnissen der IDA ICE Simulationen verglichen. Die Tabelle 29 zeigt die Ergebnisse der Simulationen im Vergleich.

Tabelle 29: Vergleich Jahresendenergiebedarfe Pumpen und Ventilatoren, IDA ICE und Tas

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]
<b>Ventila- toren</b>	14,6	16,2	16,0	17,7	16,7	20,5	15,6	17,3
<b>Pumpen</b>	0,09	0,22	0,08	0,22	0,06	0,10	0,06	0,10

Der Energiebedarf der Pumpen liegt bei den Ergebnissen der Simulationen in Tas höher. Für die Heizregister und Raumkomponenten wurden wie in der Simulation in IDA ICE feste Spreizungen für die Wassertemperatur angegeben, sodass die Leistungsregelung über den Massenstrom des

Wassers erfolgt. Die Spreizungen werden jedoch nicht eingehalten. Bei der Simulation in Tas werden die Temperaturspreizungen und der Massenstrom variabel angepasst, sodass häufig niedrigere Spreizungen und somit bei gleicher Leistungsabnahme der Komponenten höhere Massenströme gefahren werden müssen. Durch die Erhöhung der Massenströme wird die Pumpenleistung ebenfalls erhöht. Die ausschlaggebende Ursache für die erhöhten Jahresendenergiebedarfe im Bereich Fördern bei den Simulationen in Tas liegt jedoch bei den Energiebedarfen zur Förderung von Luft. Zum Vergleich werden die Mittelwerte der Volumenströme über das Jahr für die verschiedenen Raumklimasysteme in IDA ICE und Tas bestimmt. Die Tabelle 30 zeigt die ermittelten Ergebnisse. In Klammern wird das relative Verhältnis der ermittelten Volumenströme in Tas zu den ermittelten Volumenströmen in IDA ICE angegeben.

Tabelle 30: Vergleich der durchschnittlichen Volumenströme, IDA ICE und Tas

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	IDA ICE [l/s]	TAS [l/s]						
<b>Zuluft</b>	421	456	421	456	441	483	471	502
<b>Abluft</b>	411	456	411	456	429	483	468	502
<b>Total</b>	832	912 (109,6%)	832	912 (109,6%)	870	966 (111,0%)	939	1004 (106,9%)

Die gemittelten Werte der Volumenströme der Simulation in Tas liegen über den gemittelten Werten der Simulation in IDA ICE. Eine Ursache hierfür liegt in dem Anfahrverhalten der Ventilatoren welches in IDA ICE berücksichtigt wird. In Tas laufen die Ventilatoren sofort nach dem Anschalten auf dem geforderten Volumenstrom. Eine weitere Ursache ist die Regelung der Ventilatoren. Im Tas entsprechen die Zuluftvolumenströme den Abluftvolumenströmen. Die Volumenströme müssen in Tas ausgeglichen sein, da sonst eine Fehlermeldung vorliegt. Bei den Simulationen in IDA ICE hingegen liegen die Abluftvolumenströme aufgrund der hinterlegten Regelung immer unterhalb der Zuluftvolumenströme. Durch die größeren geförderten Luftvolumina im Jahr ergeben sich für die Ventilatoren der Simulation in Tas höhere Jahresendenergiebedarfe zum Fördern der Luft.

Mit Hilfe der herausgestellten Modellunterschiede kann eine Fehlerabschätzung erfolgen. Für die Jahresendenergiebedarfe der Nur-Luft-Systeme werden entsprechend der Abbildung 24 die gleichen relativen latenten Anteile wie in den Ergebnissen des Hauptmodells zuzüglich zu der vorhanden sensiblen Kühlung des Validierungsmodells bilanziert, um die mengengeregelte Oberflächenkühlung darzustellen. Außerdem werden nach den bestimmten relativen Verhältnissen der Volumenströme aus der Tabelle 30 die Jahresendenergiebedarfe zum Fördern der Luft nach Formel (2. 11) angepasst, sodass der gesamte Jahresendenergiebedarf zum Fördern angeglichen wird. Der funktionale Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druck wird hierbei vernachlässigt. Einen Vergleich der

Simulationsergebnisse mit Fehlerabschätzung zeigt Tabelle 31. Die Ergebnisse, die durch die Fehlerabschätzung verändert wurden, sind grün markiert.

Tabelle 31: Fehlerabschätzung

	AVACS		LuxCool		ClimaCeil		VVS	
	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]	IDA ICE [kWh/m <sup>2</sup> ]	TAS [kWh/m <sup>2</sup> ]
<b>Heizen</b>	20,8	20,5 (98,6 %)	18,9	17,1 (90,5 %)	18,3	17,0 (92,9 %)	17,6	18,0 (102,3 %)
<b>Kühlen</b>	4,6	4,6 (100 %)	4,6	4,7 (102 %)	6,7	6,0 (89,5 %)	5,5	6,0 (109,1 %)
<b>Fördern</b>	14,7	15,0 (102,0 %)	16,1	16,3 (101,2 %)	17,7	18,6 (105,1 %)	16,1	16,2 (100,6 %)

Die Ergebnisse des Validierungsmodells mit Fehlerabschätzung zeigen eine deutliche Angleichung an die Ergebnisse des Hauptmodells. Im Bereich Kühlen bei den Nur-Luft-Systemen verbleiben weiterhin Abweichungen aufgrund der verschiedenen Regelstrategien, da diese bei der Fehlerabschätzung nicht berücksichtigt werden.

## 6.4 Vergleichende Bewertung der Raumklimasysteme

Für die verschiedenen Raumklimasysteme wurden anhand der Simulationsergebnisse die Primärenergiebedarfe und Treibhausgasemissionen pro Jahr bestimmt. Niedrige Primärenergiebedarfe und niedrige Treibhausgasemissionen sind für den Schutz der Umwelt erstrebenswert. Die verschiedenen Raumklimasysteme werden anhand der erzielten Ergebnisse der Primärenergiebedarfsbestimmung und Emissionsberechnung vergleichend bewertet. Die Bewertung geschieht unter Berücksichtigung der Ursachen der unterschiedlichen Ergebnisse, welche in den Auswertungen der Simulationsergebnisse (6.1) ermittelt wurden. Die Tabelle 32 zeigt die auf den Quadratmeter Fläche bezogenen Primärenergiebedarfe der verschiedenen Raumklimasysteme aufgelistet vom niedrigsten bis zum höchsten erzielten Wert. Außerdem werden die relativen Abweichungen der Systeme im Vergleich zum besten erzielten Ergebnis dargestellt. Die Tabelle 32 zeigt die Auflistung der Treibhausgasemissionen der Raumklimasysteme nach dem gleichen Schema. Die Abbildung 34 und die Abbildung 35 zeigen Säulendiagramme zu den Primärenergiebedarfen und Treibhausgasemissionen zuzüglich der Aufteilung nach Energieträgern.

Tabelle 32: Vergleichende Auflistung der Primärenergiebedarfe der Raumklimasysteme

	Primärenergiebedarf [kWh/m <sup>2</sup> ]	Abweichung zum System AVACS
<b>AVACS</b>	57,8	+0,0 %
<b>LuxCool</b>	58,1	+ 0,5 %
<b>VVS-System</b>	58,2	+ 0,7 %
<b>ClimaCeil</b>	64,1	+ 10,9 %

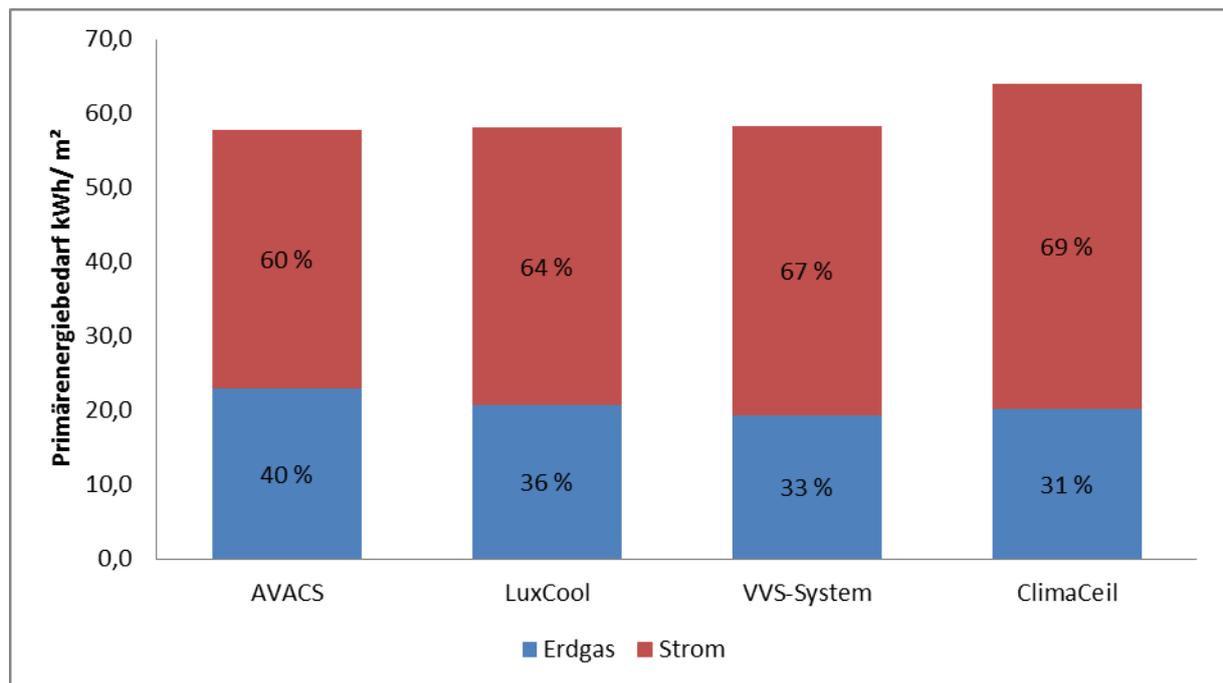


Abbildung 34: Vergleich der spezifischen Primärenergiebedarfe nach Energieträgern

Tabelle 33: Vergleichende Auflistung der Treibhausgasemissionen der Raumklimasysteme

	Treibhausgasemissionen [kg/m <sup>2</sup> ]	Abweichung zum System AVACS
<b>AVACS</b>	16,9	+ 0,0 %
<b>LuxCool</b>	17,3	+ 2,3 %
<b>VVS-System</b>	17,5	+ 3,6 %
<b>ClimaCeil</b>	19,4	+ 14,8 %

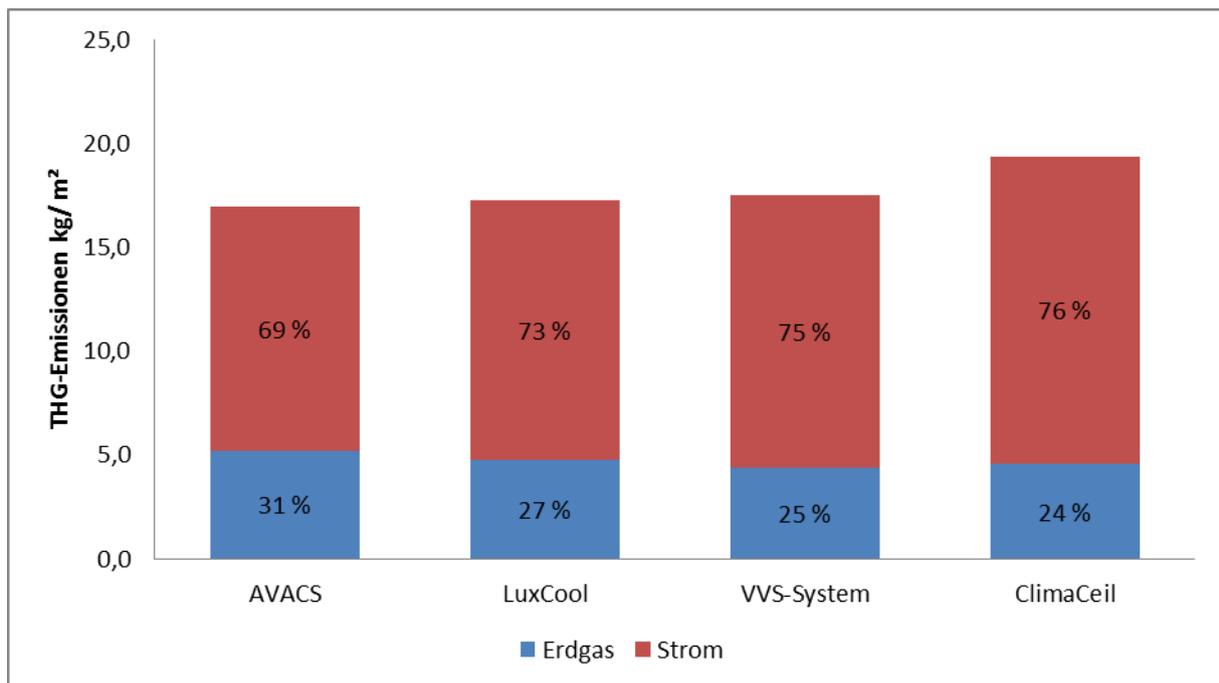


Abbildung 35: Vergleich der spezifischen Treibhausgasemissionen nach Energieträgern

Das Raumklimasystem AVACS hat im Vergleich den niedrigsten Primärenergiebedarf. Die Abweichungen zu den Ergebnissen des Systems LuxCool und des VVS-Systems liegen jedoch nur unter einem Prozent. Die Abweichung des Systems KlimaCeil ist auffallend hoch und liegt bei beinahe 11%. Für die Ergebnisse der Treibhausgasemissionen im Jahr gilt die gleiche Rangordnung unter den Systemen nur die relativen Abweichungen fallen für alle Systeme höher aus. Die Abbildung 34 und die Abbildung 35 zeigen, dass mit steigenden relativen Anteilen der durch Strom verursachten Primärenergiebedarfe und THG-Emissionen die absoluten Primärenergiebedarfe der Systeme steigen.

Insgesamt fallen die erzielten Ergebnisse der Luft-Wasser-Systeme besser aus als die Ergebnisse der Nur-Luft-Systeme. Grund hierfür ist, dass die Luft-Wasser-Systeme einen Vorteil gegenüber den Nur-Luft-Systemen in den Bereichen Kühlen und Fördern haben. Für beide Bereiche ist Strom der Energieträger. Aufgrund des höheren Primärenergiefaktors und des höheren  $CO_2$ -Äquivalentes des Stromes werden die Einsparungen am Jahresendenergiebedarf mit Strom als Energieträger höher gewichtet als die Einsparungen im Jahresendenergiebedarf mit Erdgas als Energieträger. So kann das System LuxCool trotz höheren gesamten Jahresendenergiebedarfs als das VVS-System eine bessere Bewertung bezüglich des Primärenergiebedarfs und der Emissionen erhalten. Das System AVACS schneidet so trotz Höchstwert im Jahresendenergiebedarf am Heizen am besten bei der Bewertung ab, da es bezüglich der Energiebedarfe zum Kühlen gleich mit dem System LuxCool niedrige Werte erzielt und den niedrigsten Bedarf an Energie zum Fördern aufweist. Für die Luft-Wasser-Systeme sind demnach die entscheidenden Vorteile die Reduktion des Endenergiebedarfs zum Kühlen und zum Fördern. Die Vorteile im Bereich Kühlen entstehen durch die

Raumkomponenten und dem damit verbunden höheren EER sowie den niedrigeren latenten Anteil der Kühlung. Die Reduktion des Endenergiebedarfs im Bereich Fördern entsteht durch die konstante Mindestfrischluftzufuhr. Der Vorteil des Systems AVACS gegenüber über dem System LuxCool ist der geringere Druckverlust beim Eintritt der Zuluft in den Raum, dadurch kann der Jahresendenergiebedarf zum Fördern weiter gesenkt werden als beim LuxCool. Der Vorteil des Systems LuxCool gegenüber dem System AVACS liegt in dem niedrigeren Jahresendenergiebedarf zum Heizen aufgrund der rein konvektiven Übertragung an Wärme. Der Strahlungsanteil der Wärmeübertragung des AVACS verursacht einen höheren Jahresendenergiebedarf zum Heizen, jedoch wird damit auch die operative Temperatur angehoben und gewährt somit, dass auch in frühen Betriebsstunden und bei niedrigsten Außentemperaturen die gefühlte Temperatur auf dem gewünschten Grenzwert liegt. Bezogen auf die Primärenergiebedarfe und die Emissionen ist der Vorteil des Systems LuxCool gegenüber dem System AVACS zu dem weniger ausschlaggebend als der Vorteil des Systems AVACS gegenüber dem System LuxCool.

Die Unterschiede zwischen den Bewertungen der Nur-Luft-Systeme sind verhältnismäßig groß. Das VVS-System liegt nahe an den Ergebnissen der Luft-Wasser-Systeme während die Ergebnisse des KlimaCeils verhältnismäßig stark abweichen. Der gemeinsame Vorteil der Nur-Luft-Systeme gegenüber den Luft-Wasser-Systemen liegt im niedrigeren Jahresendenergiebedarf zum Heizen durch die bessere Ausnutzung der Wärmerückgewinnungseinheit. Im Vergleich sind die erzielten Einsparungen in diesem Bereich jedoch nicht ausreichend, um die Vorteile der Luft-Wasser-Systeme in den anderen Bereichen auszugleichen. Das System KlimaCeil erzielt die schlechteste Bewertung, da es in allen Bereichen verglichen mit dem VVS-System höhere Jahresendenergiebedarfe erzielt. Im Bereich Heizen ist der Jahresendenergiebedarf durch den Strahlungsanteil erhöht. Im Bereich Fördern fällt das erzielte Ergebnis schlechter als beim VVS-System aus, da der Mindestvolumenstrom sich im höheren Teillastbereich befindet. Der eigentliche Vorteil des niedrigeren Auslegungsvolumenstroms stellt sich in dieser Simulation als Nachteil heraus. Für die Ventilatoren wurden für alle Komponenten der Luftaufbereitungszentrale die gleichen Druckverluste bei Auslegungsbedingungen angenommen. Das bedeutet jedoch, dass mit Zunahme der Auslegungsvolumenströme die Investitionskosten erheblich steigen würden. In der Praxis sind die Investitionskosten limitiert und so würden sich die Auslegungsbedingungen entsprechend der Zunahme des Volumenstromes in der Praxis vermeintlich verschlechtern. Unter Voraussetzung gleicher Investitionskosten für die Luftaufbereitungszentrale, würde der Vorteil des KlimaCeils besser genutzt werden. Der entstandene Nachteil basiert also auf den getroffenen Annahmen der Simulation. Im Bereich Kühlen fällt das Ergebnis des Systems KlimaCeil ebenfalls schlechter aus. Grund hierfür ist jedoch zumeist eine mangelhafte Regelung. Der erhöhte Bedarf kann demnach nicht auf das System an sich zurückverfolgt werden. Die Abweichungen zu den Bewertungen der anderen Systeme sind bei besserer Regelung als geringer anzunehmen.

## 6.5 Bewertung der Simulationen

Für die verschiedenen Raumklimasysteme wurden unter gleichen Bedingungen in zwei unterschiedlichen Simulationsprogrammen die Jahresendenergien berechnet. Die Simulation in Tas soll zum Zweck der Validierung der Ergebnisse der Simulation des Hauptmodells in IDA ICE dienen. Die Ergebnisse der Simulation des Validierungsmodells weichen system- und bereichsabhängig unterschiedlich von den Ergebnissen des Hauptmodells ab. Grund hierfür sind die verschiedenen Berechnungswege und Einstellmöglichkeiten der Simulationsprogramme. Die Größenordnung der Ergebnisse können jedoch eindeutig über das Validierungsmodell mit Abhilfe durch eine Fehlerabschätzung verifiziert werden (Tabelle 31).

Der größte Fehler entsteht im Bereich Kühlen. Die Kühlregister sollten als wasserdurchflossene, mengengeregelte Wärmetauscher ausgeführt werden. Diese Art von Kühlregistern basiert auf Oberflächenkühlung. Bei Mengenregelung liegt die mittlere Flächentemperatur unter dem Taupunkt, sodass latente Kühlung entsteht. Im Simulationsprogramm IDA ICE wird das arithmetische Mittel aus Vor- und Rücklauftemperatur als Kühlflächentemperatur angenommen und so der latente Teil der Kühlung bestimmt (2.3.2). Im Simulationsprogramm Tas wird trotz Einstellung einer Temperaturspreizung und einer festen Vorlauftemperatur kein Kühlprozess einer Oberflächenkühlung mit Wasserausscheidung berechnet, sodass die latente Kühlung reduziert wird und damit der gesamte Energiebedarf zum Kühlen geringer ausfällt (0). Ein weiteres Problem des Kühlregisters ist, dass die Temperaturspreizung nicht eingehalten wird. Der Wert der Rücklauftemperatur wird variabel gefahren, sodass neben der Mengenregelung noch eine Temperaturregelung vorliegt. Bei Temperaturregelungen wird jedoch normalerweise über ein Dreiwegeventil die Vorlauftemperatur nach Leistungsbedarf angehoben oder gesenkt (2.3.3), um die latenten Anteile der Kühlung zu reduzieren und so den Jahresendenergiebedarf zu senken. Eine Veränderung der Rücklauftemperatur verursacht diesen positiven Effekt nicht. Durch die Änderung der Spreizung wird die Pumpenleistung gegenüber der Mengenregelung erhöht, sodass auch im Bereich Fördern Unterschiede in den Ergebnissen der Simulationen auftreten (0). Der gleiche Effekt kann ebenfalls in den Heizregistern nachgewiesen werden. Hier schlägt sich die Auswirkung allerdings nur in den Bereichen der Energiebedarfe der Pumpen nieder, da ein Heizvorgang immer ausschließlich sensibel verläuft (Abbildung 3).

Weitere Abweichungen im Bereich Fördern entstehen, da bei der Simulation in IDA ICE ein Anlaufen des Ventilators simuliert wird und da der Abluftvolumenstrom gegenüber dem Zuluftvolumenstrom konstant niedriger gehalten wird. In der Simulation in Tas entspricht der Wert sofort nach Einschalten des Ventilators dem Sollwert und die Volumenströme müssen aufgrund der Bilanzierungsrechnung gleich sein. In der Praxis wird häufig eine Folgeregelung (Master/Slave) für die Abluft gewählt, die den Abluftvolumenstrom um einen festen Wert oder einen Prozentsatz gegenüber dem Zuluftvolumenstrom reduziert. Durch diese Regelung kann ein leichter Überdruck im Raum erzeugt

werden, sodass ungewollte Leckagen reduziert werden. Die Simulation in IDA ICE ist dementsprechend praxisnaher.

Allgemein gibt es für die Regelung der Komponenten eine größere Auswahlmöglichkeit in dem Simulationsprogramm IDA ICE. Die Regelung hat einen großen Einfluss auf die Energiebedarfe der Systeme. PI-Regler werden standardmäßig in der Gebäudetechnik verwendet und sollten daher auch für die Simulationen der Systeme eingesetzt werden, um praxisnahe Ergebnisse erzielen zu können.

## 7 Zusammenfassung

Ziel der Arbeit ist es, verschiedene Raumklimasysteme anhand ihres unterschiedlichen Bedarfs an Primärenergie und der verursachten Treibhausgasemissionen zu bewerten. Als Grundlage zur Ermittlung der Primärenergiebedarfe und Treibhausgasemissionen dient die Simulation der Raumklimasysteme anhand eines Referenzmodells. Die Simulation wird mit dem Programm IDA ICE vom Hersteller EQUA durchgeführt. Durch die identischen Randbedingungen sollen die systemspezifische Vorteile und Nachteile jedes Systems anhand der Jahresendenergiebedarfe in den Bereichen Heizen, Fördern und Kühlen herausgestellt werden. Anschließend werden über Primärenergiefaktoren und  $CO_2$ -Äquivalente die Primärenergiebedarfe und die Treibhausgasemissionen der Systeme bestimmt, um die Auswirkungen vorgeschalteter Prozesse zur Bereitstellung der Energieträger zu berücksichtigen. So kann der Beitrag zur Schonung der Ressourcen und Umwelt bei der Auswahl des richtigen Raumklimasystems ersichtlich werden. Eine zweite Simulation wird zur Qualitätssicherung der Ergebnisse durchgeführt und zeigt Grenzen sowie Möglichkeiten verschiedener Simulationsprogramme. Für die zweite Simulation wird das Programm Tas vom Hersteller EDSL verwendet.

Verglichen werden in der Arbeit vier Raumklimasysteme. Die Tabelle 34 zeigt eine Übersicht.

Tabelle 34: Übersicht Raumklimasysteme

	Systemart	Wärmeübertragung
<b>AVACS</b>	Luft-Wasser-System	Strahlung + Konvektion
<b>LuxCool</b>	Luft-Wasser-System	Konvektion
<b>ClimaCeil</b>	Nur-Luft-System	Strahlung + Konvektion
<b>VVS-System</b>	Nur-Luft-System	Konvektion

Die Ergebnisse der Simulationen in IDA ICE zeigen, dass Unterschiede in den Jahresendenergiebedarfen abhängig von der Systemart und der Art der Wärmeübertragung erzielt werden. Zusammenfassend lassen sich folgende Vor- und Nachteile herausstellen:

- Die Luft-Wasser-Systeme können niedrigerer Werte im Jahresendenergiebedarf zum Kühlen und Fördern gegenüber den Nur-Luft-Systemen erzielen. Der Vorteil der Luft-Wasser-Systeme liegt im konstant niedrigen Volumenstrom und des höheren EERs der Kaltwasserversorgung der Raumkomponenten. Außerdem geht durch die Entlastung der Kühlregister aufgrund der Raumkomponenten weniger Energie zur Entfeuchtung der Luft verloren.
- Die Nur-Luft-Systeme weisen durch die bessere Ausnutzung der Wärmerückgewinnungseinheit vergleichsweise einen niedrigeren Jahresendenergiebedarf zum Heizen auf.

- Die Systeme mit einem Strahlungsanteil der Wärmeübertragung zeigen einen vergleichsweise erhöhten Jahresendenergiebedarf im Bereich Heizen gegenüber den Systemen mit rein konvektiver Wärmeübertragung aufgrund der zusätzlichen Anhebung der Strahlungstemperatur.

Systemspezifisch lässt sich außerdem feststellen, dass das AVACS den niedrigsten Jahresendenergiebedarf zum Fördern hat, da es zusätzlich gegenüber dem LuxCool den Vorteil eines druckverlustärmeren Lufteintritts in den Raum aufweist.

Unter der Berücksichtigung der Primärenergiefaktoren und der  $CO_2$ -Äquivalente, wird eine Rangordnung bezüglich des Primärenergiebedarfs und der Treibhausgasemissionen ermittelt. Die Abbildung 36 zeigt die Rangordnung der Systeme, die erzielten Werte sowie die relativen Erhöhungen der Primärenergiebedarfe und Emissionen bezogen auf die erzielten Werte des Systems AVACS.

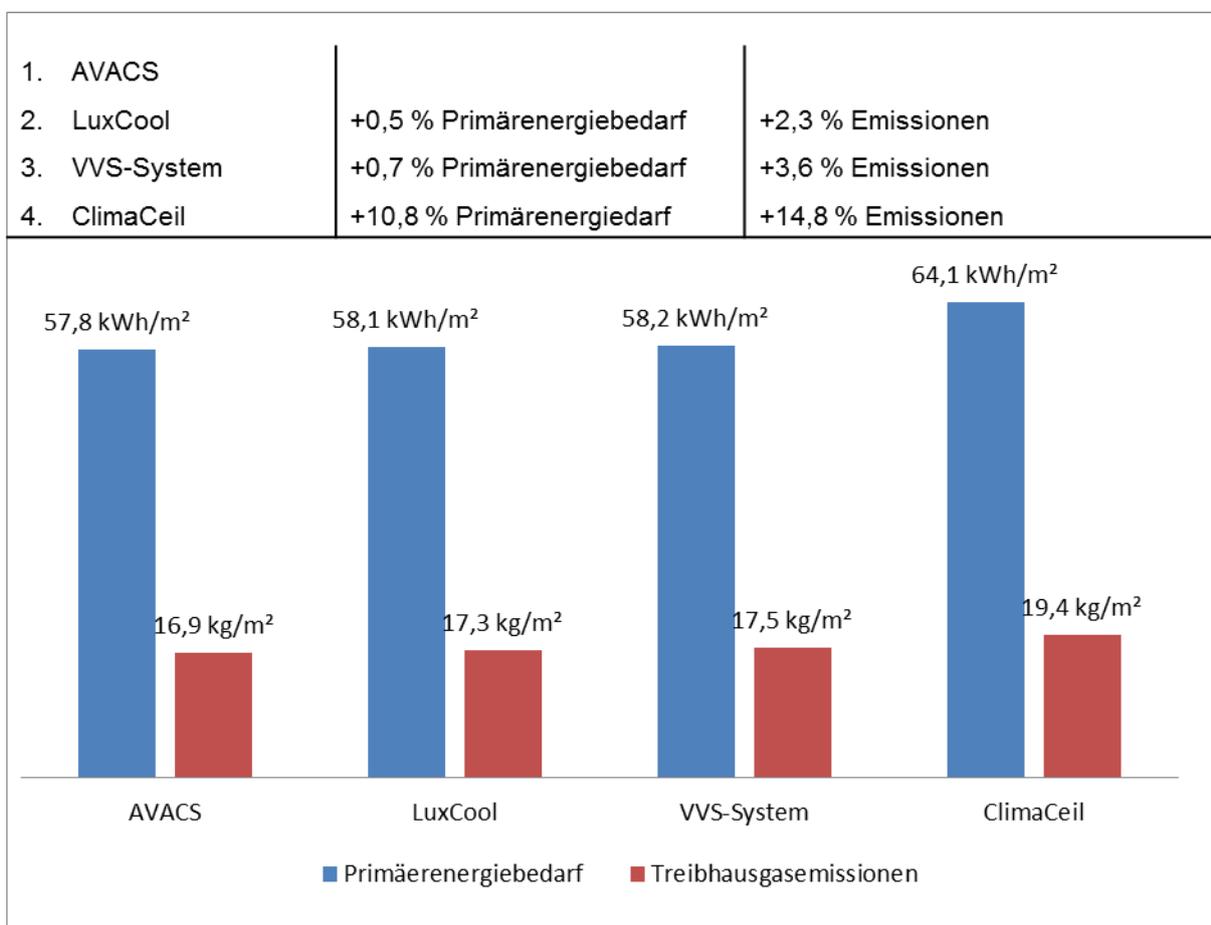


Abbildung 36: Rangordnung der Raumklimasysteme nach Primärenergiebedarf und Emissionen

Die relativen Unterschiede zwischen den Systemen sind größtenteils gering. Durch die langen Betriebszeiten der Systeme und das insgesamt hohe Niveau der Werte bei großen Gebäudeflächen können jedoch langfristig gesehen hohe absolute Einsparungen erzielt und somit Ressourcen und Umwelt geschont werden. Die berechneten Unterschiede zwischen den Ergebnissen der

Primärenergiebedarfe und Treibhausgasemissionen und die daraus resultierende Rangordnung sind eine Momentaufnahme für die festgelegten Randbedingungen und getroffenen Annahmen der Simulationen. Sie haben keine grundsätzliche Aussagekraft über die Bewertung der Raumklimasysteme untereinander. Die Primärenergiefaktoren und die  $CO_2$ -Äquivalente gewichten die erzielten Jahresendenergiebedarfe aufgeteilt nach Energieträgern unterschiedlich, sodass eine Gewichtung der Vorteile und Nachteile der Systeme nach diesen Faktoren erfolgt. Bei einer anderen Auswahl eines Primärsystems mit anderen Energieträgern, könnten beispielsweise die Einsparungen des Jahresendenergiebedarfs zum Heizen der Nur-luft-Systeme einen entscheidenderen Vorteil bringen als die benannten Vorteile der Luft-Wasser-Systeme.

Simulationen bieten durch die Einbeziehung der relevanten Randbedingungen des Gebäudes und der Anlagentechnik eine gute Vorgehensweise, um die Bewertung von Raumklimasystemen vorzunehmen. In den Simulationen werden simplifizierte Modelle erstellt. Für alle dargestellten Komponenten werden Annahmen getroffen, um gleiche Voraussetzungen zu schaffen und einen fairen Vergleich zu erzielen. Je detaillierter die Angaben zu dem Gebäude, den Raumklimasystemen, der Regelungstechnik, der Investitionskosten usw. sind desto praxisnaher können die Vergleichssimulationen erfolgen. Unterschiedliche Annahmen können die Ergebnisse der Simulationen verzerren. Die Ergebnisse der Simulationen müssen daher geprüft werden, bevor ein abschließendes Urteil gefällt wird. Deutlich wird das zum einem an den Simulationsergebnissen des Systems ClimaCeil und zum anderen an der Zweitsimulation mit dem Programm Tas.

Das ClimaCeil wird in der Simulation durch eine mangelhafte Regelung benachteiligt, wodurch der Jahresendenergiebedarf zum Kühlen steigt. Außerdem kann durch die Annahme gleicher Druckverlustbedingungen der Komponenten der Luftaufbereitungszentrale der Vorteil des niedrigeren Volumenstromes nicht ausgenutzt werden. Dadurch entsteht zusätzlich ein erhöhter Jahresendenergiebedarf zum Fördern der Luft. Die Benachteiligung des Systems in zwei Bereichen durch die Simulation führt zu einer unverhältnismäßig schlechten Bewertung gegenüber den anderen Systemen.

Die Simulation des Validierungsmodells in Tas zeigt, dass eine Zweitsimulation in einem anderen Simulationsprogramm zur Verifizierung der Größenordnung von Ergebnissen verwendet werden kann. Unterschiede in den Einstellmöglichkeiten der Modelle und verschiedene Berechnungsgrundlagen für einzelne Komponenten erschweren jedoch den Vergleich. Die Gebäudemodellierung in Tas und in IDA ICE ergeben bezüglich der Einstellmöglichkeiten eine gute Übereinstimmung. Auch die Ergebniseinsicht liefert für die Simulation des Gebäudes einen ähnlichen Umfang. In dem Zusatzmodul der Anlagensimulation von Tas ergeben sich jedoch gerade im Bereich der Regelung Einschränkungen gegenüber den Möglichkeiten in IDA ICE. Es ist nur die Regelung über ein Proportionalband vorgesehen, sodass durch die verschiedenen Regelungsstrategien Abweichungen zu den Simulationsergebnissen in IDA ICE auftreten. Außerdem kann nachgewiesen werden, dass die Berechnungsgrundlage für die Kühlregister nicht deckungsgleich mit der allgemein gültigen

Vorgehensweise zur Berechnung von Oberflächenkühlung ist. Es können keine richtigen Ergebnisse für die Kühlung der Luft über Oberflächenkühlung erzielt werden. Die Validierung aller Teilergebnisse kann so nur über eine detaillierte Auswertung mit Fehlerabschätzungen erfolgen.

## 8 Ausblick

Die Möglichkeit der energetischen Vergleiche von Raumklimasystemen mit Simulationen sollte genutzt werden. Die Vergleiche können einen sinnvollen Beitrag zur Reduzierung des Primärenergiebedarfs und der Treibhausgasemissionen leisten. Mit Hilfe der Simulationen können die wichtigsten Randbedingungen eingestellt und Projekte aus der Praxis nachempfunden werden. So können projektspezifisch die Raumklimasysteme verglichen und ihre Vor- und Nachteile abgewogen werden. Außerdem können einzelne Einstellungen einfach geändert werden und energetische Auswirkungen wie zum Beispiel durch veränderte Anforderungen Raumluftkonditionen schnell berechnet und aufgezeigt werden. Allerdings müssen die Berechnungsgrundlagen der verwendeten Simulationsprogramme verstanden und ihre Grenzen sowie Möglichkeiten untersucht werden. Die Dokumentation der einzelnen Simulationsschritte und Annahmen ist eine grundlegende Voraussetzung für die Erstellung eines funktionierenden Modells. Um die Simulation standardmäßig zur Bewertung von Raumklimasystemen anwenden zu können, sollten vorerst Simulationen kleinerer Modelle durchgeführt werden, um das Verhalten und die Auswirkungen verschiedener Systeme genauer betrachten zu können. Weiterhin sollte in mehreren Versuchsreihen ein Mindestmaß an Randbedingungen festgelegt werden, die zur Erstellung eines aussagekräftigen energetischen Vergleichs von Raumklimasystemen notwendig sind. Zur Validierung der Simulationsergebnisse sollte ein Programm verwendet werden, das gleiche Einstellmöglichkeiten und Berechnungsgrundlagen aufweist, da der Aufwand für die Validierung andernfalls zu hoch ist.

## 9 Literaturverzeichnis

- [1] A. Von Humboldt, Kosmos - Entwurf einer physikalischen Weltbeschreibung, 1845.
- [2] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, „bmwi-energiewende,“ 8 7 2014. [Online]. Available:  
  
<https://www.bmwi-energiewende.de/EWD/Redaktion/Newsletter/2014/22/Meldung/hoher-energieverbrauch-des-gebaeudesektor.html>. [Zugriff am 6 9 2016].
- [3] VDI 6020, Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH, 2016.
- [4] EDSL, TAS Theory Manual, 2015.
- [5] Recknagel, Sprenger und Schamrek, Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, München: Oldenbourg Industrieverlag, 2007.
- [6] Baumgarth, Hörner und Reeker, Handbuch der Klimatechnik Band 1: Grundlagen, Berlin: VDE Verlag GmbH, 2011.
- [7] B. Hörner und M. Schmidt, Handbuch der Klimatechnik Band 2: Anwendung, Berlin: VDE Verlag GmbH, 2011.
- [8] L. Keller, Leitfaden für Lüftungs- und Klimaanlage, München: Oldenbourg Industrieverlag, 2009.
- [9] DIN 13053, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2012.
- [10] A. Schmidt, Technische Thermodynamik 1, Hamburg, 2016.
- [11] „Eurovent Certification,“ Eurovent, [Online]. Available:  
  
[http://www.eurovent-certification.com/de/Programme/Merkmale.php?lg=de&rub=03&srub=01&select\\_prog=LCP-HP](http://www.eurovent-certification.com/de/Programme/Merkmale.php?lg=de&rub=03&srub=01&select_prog=LCP-HP). [Zugriff am 10 10 2016].
- [12] DIN V 18599, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2016.
- [13] „KEA BW,“ Klimaschutz- und Energieagentur Baden-Württemberg GmbH, 2016. [Online]. Available: <http://www.kea-bw.de/service/emissionsfaktoren/>. [Zugriff am 15 10 2016].

[14] VDI 6020 Blatt 1, Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH, 2005.

[15] „Krantz,“ 2016. [Online]. Available:

<http://www.krantz.de/produktfinder/produktdetails/multifunktionssegel-avacs>.

[Zugriff am 28.6.2016].

[16] „Krantz,“ 2016. [Online]. Available:

<http://www.krantz.de/produktfinder/produktdetails/multifunktions-deckenkuehlkonvektor-luxcool>.

[Zugriff am 28.6.2016].

[17] DIN 13779, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2007.

[18] User Manual IDA Indoor Climate and Energy, EQUA Simulation AB, 2013.

[19] EQUA, IDA ICE Getting Started, EQUA, 2016.

[20] DIN EN 13215, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2015.

[21] Tas Building Simulator Manual, EDSL.

## 10 Anhang

A.	Primärenergiefaktoren .....	87
B.	Kohlenstoffdioxidäquivalente .....	88
C.	Zeitpläne Zonenprofil .....	89
D.	Schichtaufbau der Bauteile .....	90
E.	Grundriss Gebäude System KlimaCeil .....	91
F.	Interpolierte Leistungsfunktionen LuxCool .....	92
G.	Volumenstromregelung IDA ICE .....	93
H.	Tas Building Simulator - Gebäudeheizlasten .....	94
I.	Digitaler Anhang .....	95

## Primärenergiefaktoren

Tabelle 35: Ausschnitt Primärenergiefaktoren DIN V 18599 [12]

Energieträger		Primärenergiefaktoren $f_P$	
		Insgesamt	Nicht erneuerbarer Anteil
		A	B
Fossile Brennstoffe	Heizöl EL	1,1	1,1
	Erdgas H	1,1	1,1
	Flüssiggas	1,1	1,1
	Steinkohle	1,1	1,1
	Braunkohle	1,2	1,2
Biogene Brennstoffe	Biogas	1,5	0,5
	Bioöl	1,5	0,5
	Holz	1,2	0,2
Nah-/Fernwärme	Aus KWK, fossiler Brennstoff	0,7	0,7
	Aus KWK, erneuerbarer Brennstoff	0,7	0,0
	Aus Heizwerken, fossiler Brennstoff	1,3	1,3
	Aus Heizwerken, erneuerbarer Brennstoff	1,3	0,1
Strom	Allgemeiner Strommix	2,8	1,8

## A. Kohlenstoffdioxidäquivalente

Tabelle 36: Kohlenstoffdioxidäquivalente

Energieträger	CO <sub>2</sub> -Äquivalent [kg/kWh]
Heizöl	0,320
Erdgas	0,250
Flüssiggas	0,267
Holz-Pellets	0,027
Holz-Hackschnitzel	0,024
Stückholz	0,019
Strom (Bundesmix)	0,606

## B. Zeitpläne Zonenprofil

Tabelle 37: Zeitpläne zur Raumnutzung

Uhrzeit	Personenbelegung [%]	Gerätenutzung [%]	Lichtnutzung [%]
1	0	0	0
2	0	0	0
3	0	0	0
4	0	0	0
5	0	0	0
6	0	0	0
7	100	100	100
8	100	100	100
9	100	100	100
10	100	100	100
11	100	100	100
12	50	100	100
13	100	100	100
14	100	100	100
15	100	100	100
16	100	100	100
17	100	100	100
18	100	100	100
19	0	0	0
20	0	0	0
21	0	0	0
22	0	0	0
23	0	0	0
24	0	0	0

## C. Schichtaufbau der Bauteile

Tabelle 38: Schichtaufbau der Bauteile

	1. Schicht		2. Schicht		3. Schicht		4. Schicht		5. Schicht	
	Material	Dicke [m]	Material	Dicke [m]	Material	Dicke [m]	Material	Dicke [m]	Material	Dicke [m]
<b>Innenwand</b>	Gipskartonplatten	0,013	Luft	0,07	Gipskartonplatten	0,013	-	-	-	-
<b>Außenwand</b>	Gips, Kalk-Zementputz	0,01	Beton	0,1	Mineralwolle	0,252	Beton	0,1	Gips, Kalk-Zementputz	0,01
<b>Decke</b>	Beton	0,375	Porenbeton	0,02	Linoleum, Vinylboden	0,005	-	-	-	-
<b>Boden</b>	Linoleum, Vinylboden	0,005	Porenbeton	0,02	Beton	0,2	Schaumbrett, Polystyrol	0,2075	-	-

## D. Grundriss Gebäude System ClimaCeil

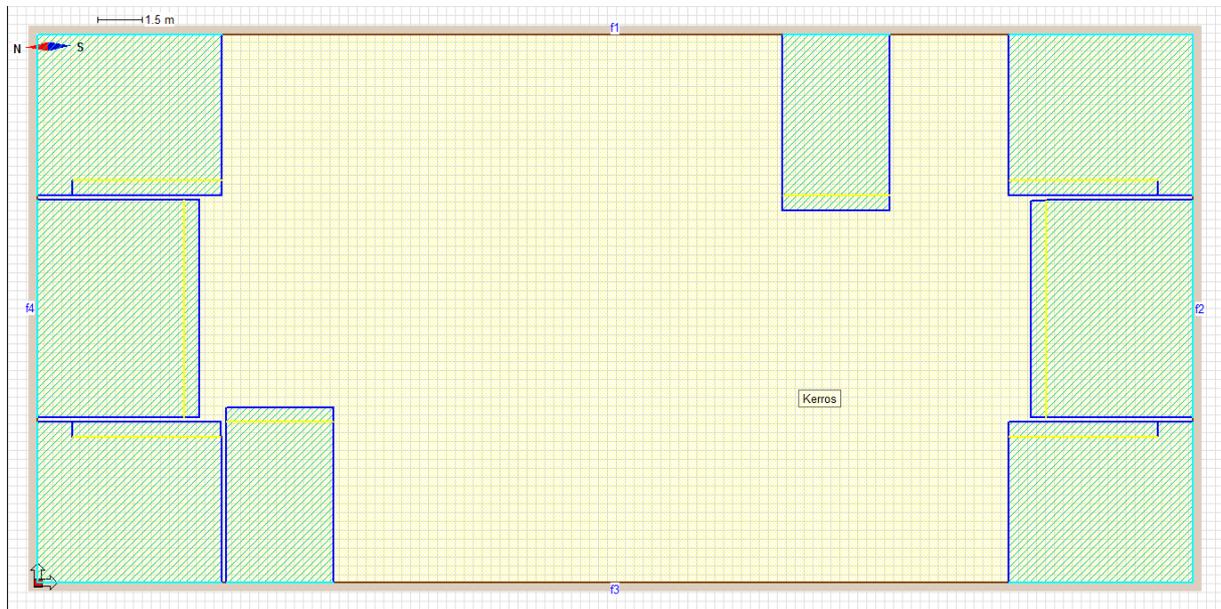


Abbildung 37: Grundriss ClimaCeil

## E. Interpolierte Leistungsfunktionen LuxCool

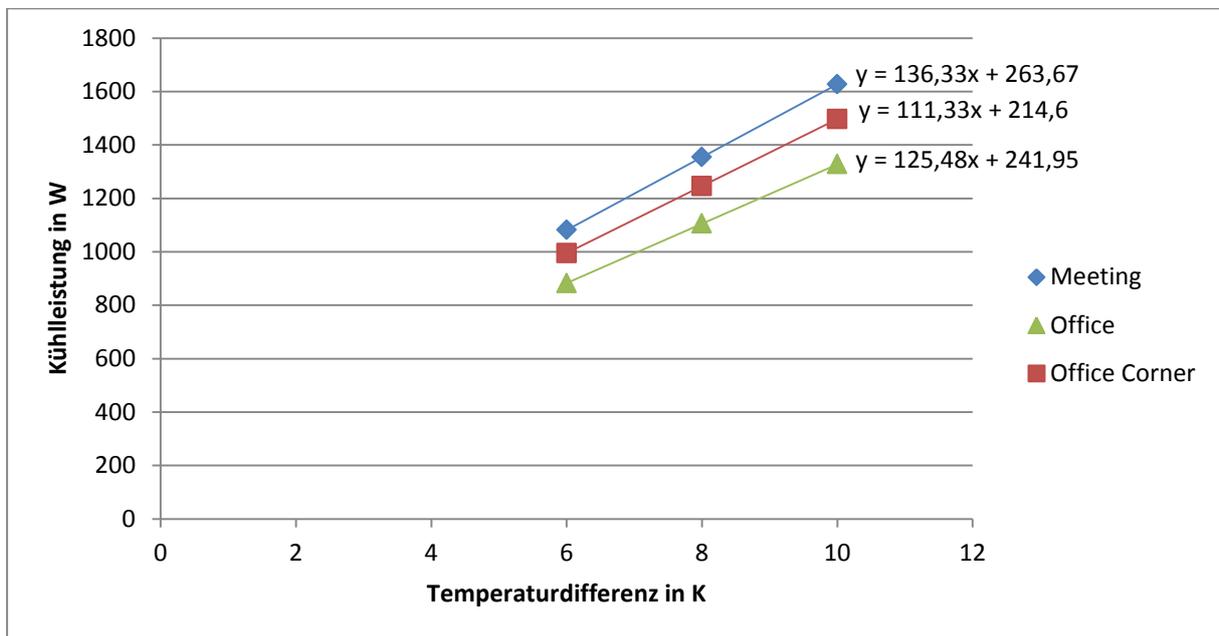


Abbildung 38: Interpolierte Kühlleistungsfunktion LuxCool

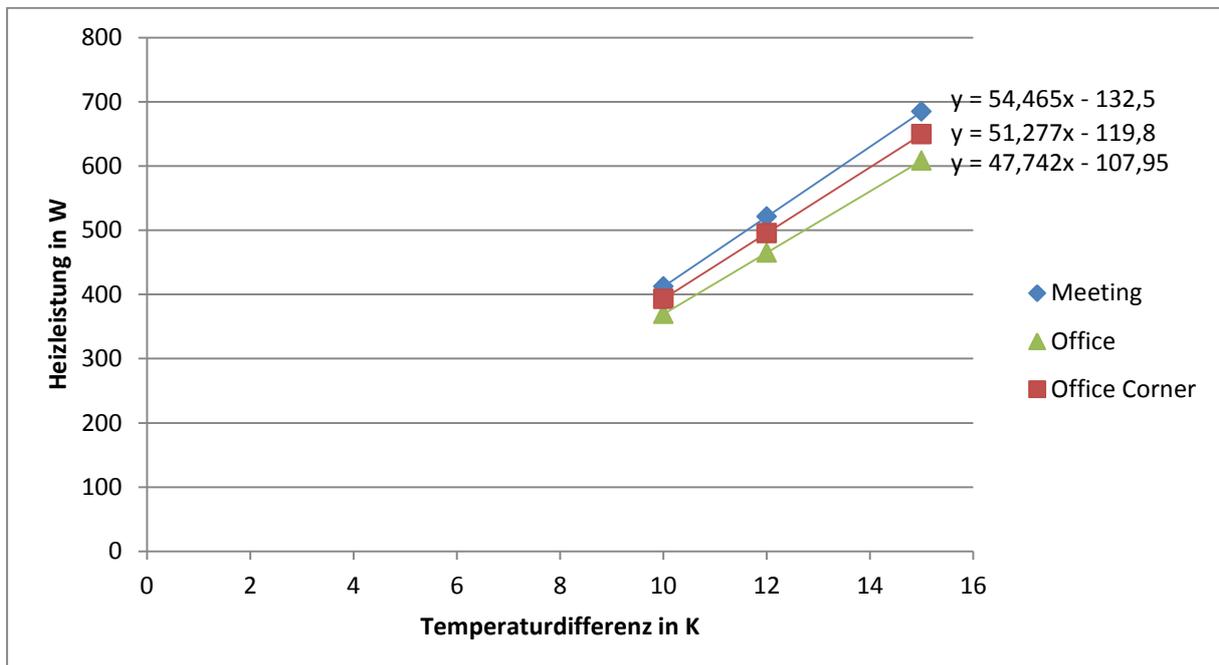


Abbildung 39: Interpolierte Heizleistungsfunktion LuxCool

## F. Volumenstromregelung IDA ICE

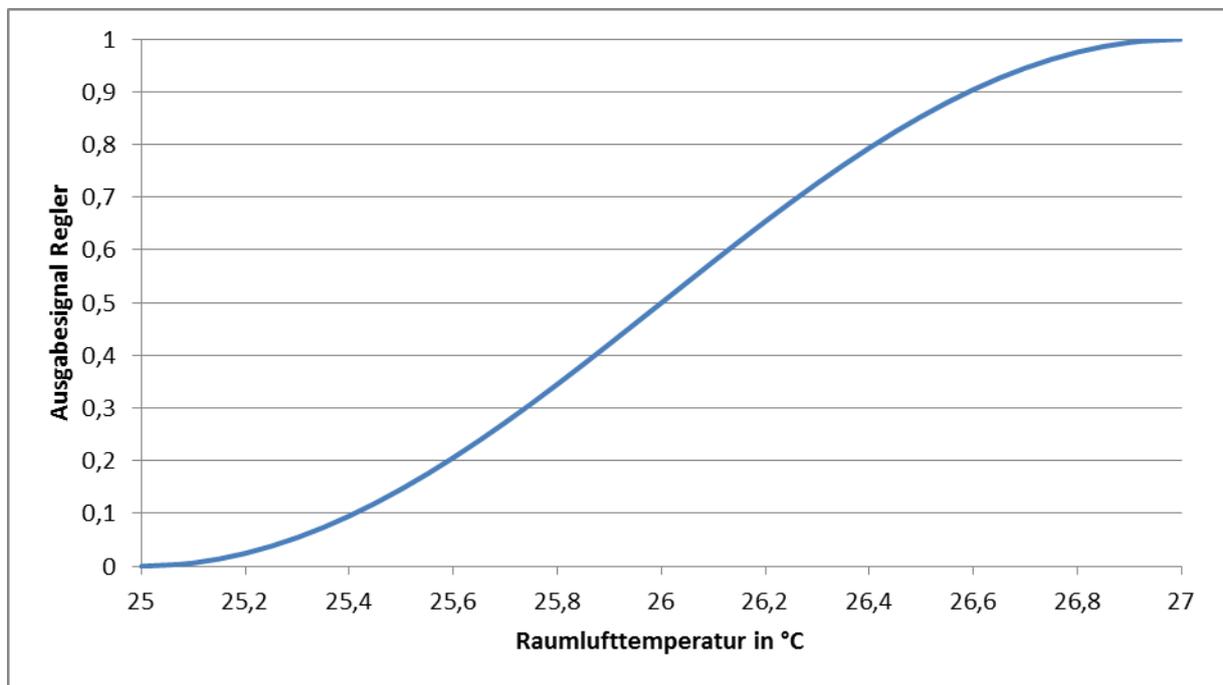


Abbildung 40: Volumenstromregelung IDA ICE

## G. Tas Building Simulator - Gebäudeheizlasten

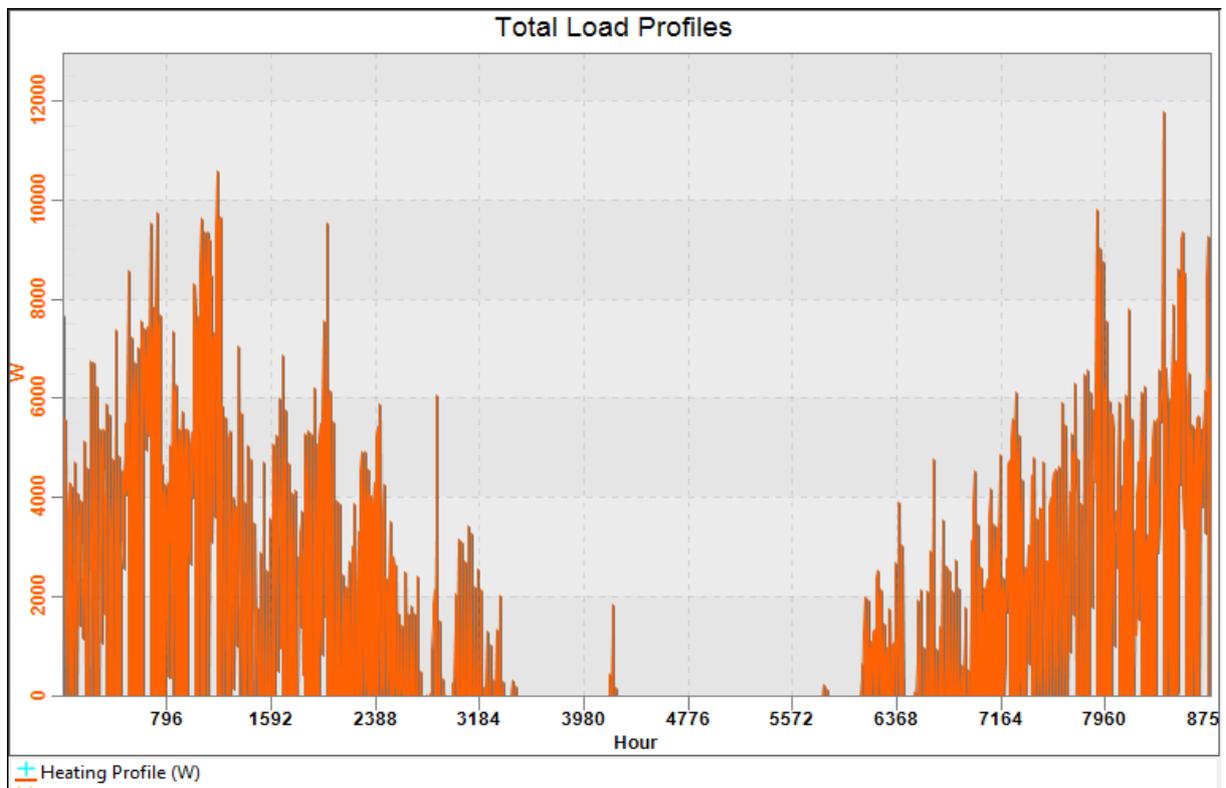


Abbildung 41: Gebäudeheizlasten Climaceil, Tas Building Simulator

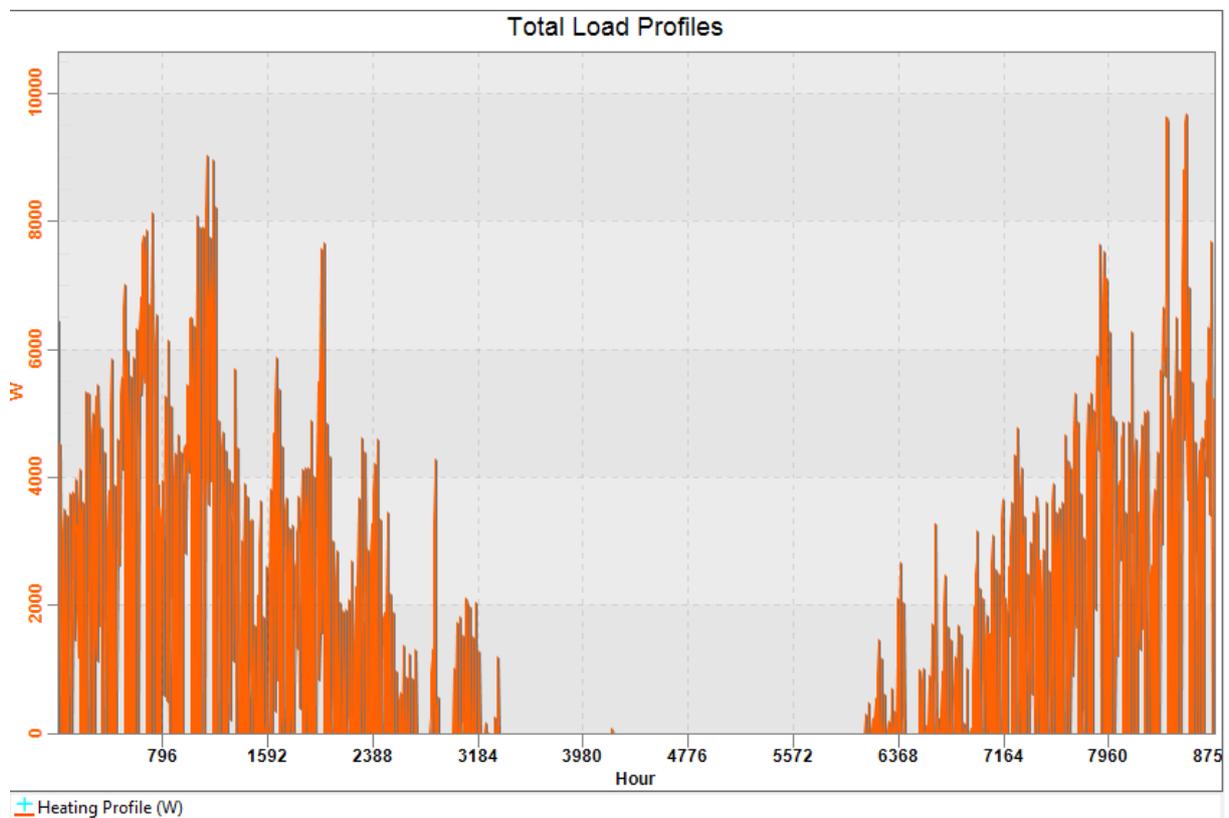


Abbildung 42: Gebäudeheizlasten VVS-System, Tas Building Simulator

## **H. Digitaler Anhang**

siehe Anlage