

Diplomarbeit

Energetische und wirtschaftliche Analyse
von solaren Kühlsystemen in Österreich
auf Basis dynamischer Simulation

ausgeführt am
Institut für Festkörperphysik

unter der Anleitung von
A.o.Univ.Prof.i.R. Dipl.-Ing. Dr.techn. Günter Wiesinger

durch
Markus Brychta
Lobenhauerngasse 11/2/22
A-1170 Wien

September 2008

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	vi
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Ziel der Arbeit	2
1.3 Verwendete Software	2
1.4 Präsentation Diplomarbeit Forum Alpbach	2
2 Theoretische Grundlagen	4
2.1 Solarstrahlung	4
2.2 Kollektoren	5
2.2.1 Allgemein	5
2.2.2 Optische Eigenschaften	8
2.2.3 Thermodynamische Eigenschaften	12
2.2.4 Kollektorkennlinie	18
2.3 Energiespeicher	18
2.3.1 Allgemein	18
2.3.2 Wichtige Kenngrößen eines Energiespeichers	19
2.3.3 Thermische Speicher	21
2.3.4 Mathematische Modellierung von Wasserwärmespeichern	23
2.4 Psychrometrie	26
2.4.1 Absolute und relative Luftfeuchtigkeit	26
2.4.2 Taupunkt	27
2.5 Kältemaschinen	27
2.5.1 Kompressionskältemaschinen (KKM)	28
2.5.2 Absorptionskältemaschinen (ABKM)	29
2.5.3 Adsorptionskältemaschinen	33
2.5.4 Sorptionsgestützte Kältesysteme	35
3 Auswahl der Klimastandorte in Österreich	38
3.1 Wien	38
3.2 Eisenstadt	39
3.3 Klagenfurt	39
3.4 Innsbruck	39
3.5 Litschau	39

4	Wetterdaten	40
4.1	Einführung	40
4.2	Datenquellen	42
4.2.1	Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik (ZAMG)	42
4.2.2	Halbsynthetische Klimadaten	46
4.2.3	METEONORM	46
4.2.4	Vergleich der Monatsmittelwerte	50
4.2.5	Vergleich der Stundenwerte	51
4.3	Fazit	53
5	Gebäude	54
5.1	Allgemein	54
5.1.1	Architektonisches Design	54
5.1.2	Thermische Zonen	55
5.1.3	Fläche, Volumen und thermische Kapazität	56
5.1.4	Initialwerte	56
5.1.5	Infiltration	56
5.1.6	Ventilation	56
5.1.7	Heizung	57
5.1.8	Kühlung	58
5.1.9	Interne Lasten	58
5.1.10	Wände	58
5.1.11	Fenster und Beschattung	61
5.2	Büro	62
5.2.1	Interne Lasten	62
5.2.2	Ventilation	64
5.3	Versammlungsraum	65
5.3.1	Interne Lasten	65
5.3.2	Ventilation	68
5.4	Hotel	69
5.4.1	Interne Lasten	69
5.4.2	Beleuchtung.	70
5.4.3	Ventilation	70
5.5	Vergleich der drei Gebäudetypen	71
5.5.1	Personen.	71
5.5.2	Elektrische Geräte.	71
5.5.3	Beleuchtung.	71
5.5.4	Ventilation.	72
5.6	Simulation der Gebäude	73
5.6.1	Büro	73
5.6.2	Versammlungsraum	76
5.6.3	Hotel	79
5.7	Bestimmung der Kühllasten	82
5.7.1	Büro	83
5.7.2	Versammlungsraum	83
5.7.3	Hotel	83
5.8	Zusammenfassung	84

6	Komponenten	85
6.1	Datareader und Radiation Processor	85
6.2	Psychrometrie	86
6.3	Himmelstemperatur	86
6.4	Controller	87
6.5	Kollektor	88
6.6	Wärmetauscher	89
6.7	Pumpen und Ventilatoren	91
6.8	Wasserspeicher	93
6.9	Diverter	94
6.10	Absorptionskältemaschine	95
6.11	Adsorptionskältemaschine	97
6.12	Kompressionskältemaschine	99
6.13	DEC-Kältemaschine mit Regelung	101
6.13.1	Modus 1, Heizen	102
6.13.2	Modus 2, Wärmerückgewinnung	103
6.13.3	Modus 3, Freie Ventilation	104
6.13.4	Modus 4, Adiabate Kühlung	105
6.13.5	Modus 5, DEC-Betrieb	105
6.14	Kühlturm	107
6.14.1	Kühlturm mit Absorptions-KM	108
6.14.2	Kühlturm mit Adsorptions-KM	109
6.14.3	Kühlturm mit Kompressions-KM	110
6.14.4	Zusammenfassung	110
6.15	Fancoil	111
6.16	Wärmerückgewinnungsrad (WRG)	112
7	Simulierte Systeme	113
7.1	System mit Kompressions-KM	114
7.1.1	Beschreibung der Anlage	114
7.1.2	Simulationen	115
7.2	System mit Absorptions-KM	116
7.2.1	Beschreibung der Anlage	116
7.2.2	Simulationen	117
7.3	System mit Adsorptions-KM	119
7.3.1	Beschreibung der Anlage	119
7.3.2	Simulationen	119
7.4	System mit DEC-KM	121
7.4.1	Beschreibung der Anlage	121
7.4.2	Simulationen	122
8	Ergebnisse	123
8.1	Annahmen zur Ergebnisauswertung	124
8.1.1	Investitionskosten	124
8.1.2	Wartungskosten	124
8.1.3	Energiepreise	124
8.1.4	Primärenergiefaktoren	125
8.1.5	Weitere Annahmen	126
8.2	Variation der Systemdimensionierung	126
8.3	Variation des Standortes	127
8.4	Variation des Gebäudetyps	128

8.5	Variation der Kältetechnologie	129
8.6	Ergebnisse DEC-Systeme	129

Danksagung

Ich möchte mich bei all jenen bedanken, die mein Studium und diese Arbeit ermöglicht und unterstützt haben:

Mein Dank gilt meinem Betreuer Herrn **Univ. Prof. DI Dr. Günter Wiesinger**, für sein Interesse an dieser Arbeit und auch für seine Geduld.

Dank der Betreuung durch Herrn **Univ. Prof DI Dr. Klaus Krec** ist meine Einstellung gegenüber Wetterdaten eine durchaus kritische geworden.

Ich möchte mich auch bei Herrn **DI Tim Selke**, für die Betreuung bei arsenal research bedanken. In unseren vielen Gesprächen, nicht nur über Thermodynamik, durfte ich viel lernen.

Ich möchte mich bei Frau **Mag. DI Dr. Brigitte Bach** für die Möglichkeit bedanken diese Arbeit im Geschäftsfeld 'Nachhaltige Energiesysteme' bei arsenal research zu verfassen.

Mein Dank gilt auch **meinen Kollegen** für ihre vielseitige Unterstützung.

Ich möchte mich bei **meinen Eltern, meiner Schwester und meiner Familie** für Ihre Mithilfe, Toleranz und Unterstützung, nicht nur während meines Studiums, sehr herzlich bedanken.

Danke **Nadja** für Deine Unterstützung in allen Lebensbereichen und unsere wunderbare Verbindung.

Danke an meine **Freunde** die nicht müde wurden, mich immer wieder an mein Studierende zu erinnern.

Danke an Herrn **Dr. Christian Grohs**, den **Lord** und meine **Freunde aus Breitensee**.

Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde mit dynamischen thermischen Simulationen das energetische und wirtschaftliche Verhalten solar-thermisch angetriebener Kühlsysteme zur Heizung und Kühlung verschiedener Gebäudetypen in Österreich untersucht.

Folgende Variationen wurden dabei durchgeführt:

- **Standort:** Wien, Eisenstadt, Klagenfurt, Innsbruck und Litschau
- **Gebäudetyp:** Büro, Versammlungsraum, Hotel
- **Kältetechnologie:** Absorption, Adsorption, Kompressionskälte und Desiccant Cooling
- **Systemdimensionierung:**
Kälteleistung der Kältemaschine - Auslegung auf 75% bzw. 80% der Maximalkühllast des Gebäudes
Kollektorfläche: 3,4 und 5 $\frac{m^2}{kW}$
Es wurde kein Solarkollektor beim Kompressionssystem angenommen.

Als Resultat jeder Simulation wurde der Ressourcenbedarf, sowie die Kosten (Investition und Betrieb) für Heizung und Kühlung berechnet. Die Ergebnisse der Desiccant Cooling (DEC) Anlagen werden gesondert betrachtet und nicht direkt mit den anderen Systemen verglichen.

Variation der Systemdimensionierung

Am Beispiel eines mit Absorptionskälte ausgestatteten Bürogebäudes in Wien werden die Auswirkungen unterschiedlicher Systemauslegungen untersucht. Variiert werden die Kälteleistung der Kältemaschine und die spezifische Kollektorfläche (in $\frac{m^2}{kW}$) - das ist die Kollektorfläche pro Kilowatt installierter Kälteleistung.

- Eine Änderung der Kollektorfläche hat starken Einfluß auf den Primärenergiebedarf und die Kosten der untersuchten Systeme. Die Auswirkungen einer veränderten thermischen Kälteleistung der Kältemaschine selbst sind vergleichsweise gering.
- Es zeigt sich, daß bei den meisten simulierten Absorptions- und Adsorptionsanlagen durch eine Erhöhung der spezifischen Kollektorfläche von 3 auf 5 $\frac{m^2}{kW}$ der Primärenergiebedarf um ca. 20% gesenkt werden kann, wobei die Gesamtkosten um ca. 6-10% steigen.
- Hinsichtlich einer Minimierung des Primärenergiebedarfes stellt die Variante der leistungsfähigeren Kältemaschine (80%) mit maximaler Kollektorfläche (5 $\frac{m^2}{kW}$) ein Optimum dar. Werden jedoch auch wirtschaftliche Aspekte berücksichtigt, so erscheint die Kombination einer kleineren Kältemaschine (75%) mit der maximalen spezifischen Kollektorfläche (5 $\frac{m^2}{kW}$) als sinnvoller Kompromiss.

Variation des Standortes

Die Auswirkungen der unterschiedlichen Klimata an den gewählten Standorten wird am Beispiel eines Bürogebäudes ausgerüstet mit Absorptionstechnologie untersucht.

- Der Primärenergiebedarf für die Standorte Wien, Eisenstadt, Klagenfurt und Innsbruck sind ähnlich. Der berechnete PE-Bedarf für Litschau liegt deutlich höher. Ein Grund dafür ist der hohe Heizwärmebedarf im kälteren Klima.
- Die geringsten Kosten und der geringsten Primärenergiebedarf wird am Standort Innsbruck berechnet.
- In Klagenfurt treten die höchsten Kosten im Vergleich mit den anderen Standorten auf.

Variation Gebäudetyp

Die Untersuchungen hinsichtlich der unterschiedlichen Nutzung der Gebäude führt zu folgenden Ergebnissen:

- Es zeigt sich je nach eingesetzter Kältetechnologie hinsichtlich des Energiebedarfes und der Kosten eine unterschiedliche Abhängigkeit vom Gebäudetyp.
- Der Energiebedarf eines Hotels liegt bei Einsatz von Absorptions- und Adsorptionstechnologie deutlich über dem des Versammlungsraumes. Der geringste PE-Bedarf wurde für das Büro berechnet. Der hohe Bedarf des Hotels erklärt sich durch die tägliche Nutzung des Hotels auch in den Nachtstunden ohne Solarstrahlung.
- Bei Ab- und Adsorptionssystemen liegen die Gesamtkosten beim Versammlungsraum am höchsten. Dies ist vermutlich eine Folge des vermehrten Einsatzes der Backupssysteme und des geforderten höheren Luftaustausches bei diesem Nutzungstyp.
- Der Primärenergiebedarf des Kompressionssystems in Kombination mit dem Büro und dem Versammlungsraum liegt deutlich höher als bei den solarthermischen Systemen. Beim Hotel ist der PE-Bedarf nur geringfügig höher. Dies stärkt die obige Vermutung, daß aufgrund der Nutzung rund um die Uhr hauptsächlich die konventionellen mit Strom und Gas betriebenen Backupssysteme den Klimatisierungsbedarf decken.
- Die Gesamtkosten der Adsorptionsanlage ist bei fast allen untersuchten Gebäudetypen höher als bei der Absorptions- und Kompressionskälte.
- Bei der Versorgung eines Versammlungsraumes liegen die berechneten Kosten für den Betrieb einer Absorptionsanlage unter jenen der Kompressionsanlage. Dies tritt nur bei der Kombination Absorption und Versammlungsraum auf.

Variation Kältetechnologie

Schließlich wird eine Variation der eingesetzten Kältetechnologie durchgeführt und untersucht.

- Durch den Einsatz von Absorptions- oder Adsorptionskälte bei dem Büro und dem Versammlungsraum wird der berechnete Primärenergiebedarf um mehr als ein Drittel deutlich reduziert.
- Die Kosten der Adsorptionsanlage sind in fast allen Varianten am höchsten, gefolgt von der Absorptionsanlage und schließlich dem Kompressionssystem. Die einzige Ausnahme bildet die Versorgung eines Versammlungsraumes, wo die Absorptionsanlage die geringsten berechneten Kosten aufweist.

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Der Weltenergiebedarf ist im Steigen begriff, so wird beispielsweise im "World Energy Outlook 2004" der IEA (International Energy Agency) eine Erhöhung um 60% bis 2030 prognostiziert. Die Europäische Union reagiert auf diese Entwicklung mit verschiedenen Programmen, wie z.B. der Rahmenrichtlinie "Ökodesign für energiebetriebene Geräte"(2005/32/EG), welche die Erhöhung der energetischen Effizienz verschiedenster Produkte, darunter auch Heizung-Klima-Lüftung-Sanitär - Anlagen (HKLS-Anlagen), zum Ziel hat.

Da der globale Energieaufwand für Kühlung jenen für Heizung übersteigt, kommt hocheffizienten Kühlsystemen eine besondere Bedeutung zu. Thermische, und hier vor allem solarthermische Kältetechnologien weisen ein hohes Einsparungspotential an Primärenergie auf. Darüber hinaus kann durch den vermehrten Einsatz solcher Systeme der sommerliche Peak im Stromversorgungsnetz verringert und so die Stabilität der Stromversorgung nachhaltig verbessert werden. Zum Betrieb solarer Kälteanlagen ist nur wenig elektrische Energie nötig, damit wird die Erreichung des Kyoto-Ziels erleichtert.

Die Verbreitung solar-thermischer Kältesysteme ist noch gering. So waren bis zum Jahr 2006 weltweit ca. 100 Anlagen zur Solaren Kühlung und Klimatisierung von Gebäuden in Betrieb. In den letzten beiden Jahren hat sich diese Zahl zumindest verdoppelt, wobei die meisten Anlagen in Europa entstehen. Auch in Österreich gab es bis 2006 lediglich drei solare Kühlanlagen, im Jahr 2007 und 2008 wurden elf weitere Anlagen umgesetzt.

Es besteht im Bereich der solaren Kühlung der Bedarf neben generellen Fragen der Anwendbarkeit in verschiedenen Klimata und in unterschiedlich genutzten Gebäuden, auch das mögliche Einsparungspotential an Primärenergie zu untersuchen. Neben der Vermessung realer, in Betrieb befindlicher Anlagen, bietet die dynamische thermische Simulation die Möglichkeit das thermische und energetische Potential dieser Technologien abzuschätzen. Auf Basis dieser Daten kann in weiterer Folge auch eine Kostenabschätzung unter Berücksichtigung sowohl der Investitions- als auch der Betriebskosten erfolgen.

Die Anwendungsmöglichkeiten unterschiedlicher solar-thermischer Kühlsystem in Österreich wurde bis jetzt nur im Rahmen konkreter Planungs- und Umsetzungsprozesse einzelner Anlagen untersucht. Eine allgemeine Analyse verschiedener Technologien, verknüpft mit unterschiedlichen Anwendungen in der österreichischen Klimasituation wurde bis jetzt noch nicht durchgeführt.

Neben dem öffentlichen Interesse an Fragen der energieeffizienten, zukunftsorientierten Gebäudeklimatisierung, ist auch ein zunehmendes Interesse von Seiten der Planer, Bauherren und Zulieferer solar-thermischer Systeme festzustellen.

1.2 Ziel der Arbeit

Die vorliegende Arbeit hat zum Ziel, eine breite und umfassende Abschätzung des energetischen und wirtschaftlichen Potentials solar-thermischer Kühlsysteme in Kombination mit unterschiedlichen, typischen Anwendungsfällen in Österreich durchzuführen.

Zu diesem Zweck werden folgende Teilziele definiert:

- Exakte Abbildung der Wetter- und Klimasituation an ausgewählten Orten in Österreich
- Definition typischer Anwendungssituationen
- Modellierung und Simulation der Gebäude und der relevanten haustechnischen Systeme, v.a. des solar-thermischen Kühlsystems
- Energetische und wirtschaftliche Analyse der Simulationsergebnisse
- Erstellung einer Ergebnismatrix

1.3 Verwendete Software

Diese Arbeit wurde mit Scientific Workplace 5.0 erstellt, die Auswertung der Ergebnisse, sowie die Diagrammerstellung erfolgte mit Microsoft Excel. Die dynamisch thermischen Simulationen wurden mit TRNSYS 16.1, erweitert mit den Bibliotheken TESS2.0, durchgeführt. Das Geschäftsfeld "Nachhaltige Energiesysteme" von arsenal research unter der Leitung von Fr. Dr. Brigitte Bach stellte für diese Arbeit einen Arbeitsplatz zur Verfügung.

1.4 Präsentation Diplomarbeit Forum Alpbach



Solare Kühlsysteme in Österreich



arsenal research: sustainable energy systems. markus brychta.

Motivation

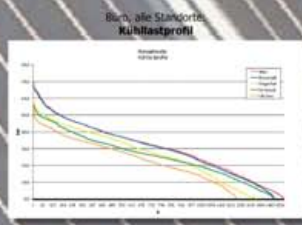
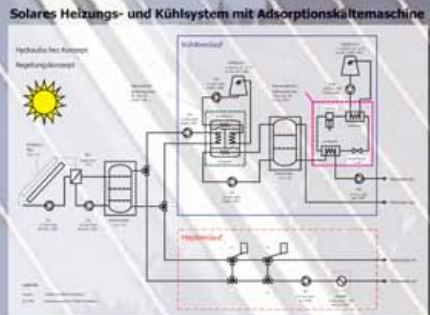
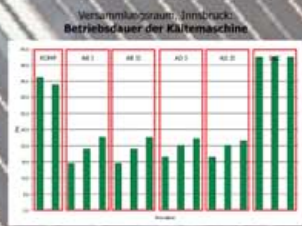
Der Weltenergiebedarf ist im Steigen begriffen, so wird beispielsweise im „World Energy Outlook 2004“ der IEA eine Erhöhung um 60% bis 2030 prognostiziert. Die Europäische Union reagiert auf diese Entwicklung mit verschiedenen Programmen, wie z.B. der Rahmenrichtlinie „Ökodesign für energiebetriebene Geräte“ (2005/32/EG), welche die Erhöhung der energetischen Effizienz verschiedenster Produkte, darunter auch HKLS-Anlagen, zum Ziel hat. Da der globale Energieaufwand für Kühlung jenen für Heizung übersteigt, kommt hocheffizienten Kühlsystemen eine besondere Bedeutung zu. Thermische, und hier v.a. solar-thermische, Kältetechnologien weisen ein hohes Einsparungspotential an Primärenergie auf. Darüber hinaus kann durch den vermehrten Einsatz solcher Systeme der sommerliche Peak im öffentlichen Stromnetz verringert und so die Stabilität der Stromversorgung verbessert werden. Zum Betrieb solarer Kälteanlagen ist nur wenig elektrische Energie nötig, damit wird die Erreichung des Kyoto-Ziels erleichtert. Die Verbreitung solar-thermischer Kältesysteme ist gering, so dass der Bedarf besteht, verschiedene Einsatzmöglichkeiten und deren energetisches und wirtschaftliches Potential genau zu untersuchen.

Ziele

- Energetische und wirtschaftliche Analyse von solaren Kühlsystemen in Österreich.
- Exakte Abbildung der Wetter- und Klimasituation an ausgewählten Orten in Österreich.
- Erstellung einer Ergebnismatrix, die bei der Planung konkreter Systeme als Unterstützung dienen soll.

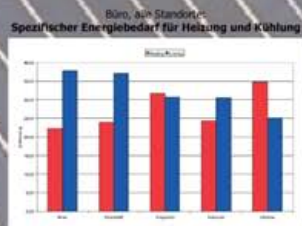
Methoden

- Dynamische Simulationen: Mit Simulationsprogramm TRNSYS über die Dauer eines Jahres in 6 Minuten Zeitschritten.
- Wetter- und Klimadaten: T, relative Feuchte, Solarstrahlung. Erstellung halbsynthetischer Klimadaten (Stundenwerte) auf Basis der von der Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik bestimmten Monatsmittelwerte für die ausgewählten Standorte.
- 5 Standorte in Österreich: Wien, Eisenstadt, Klagenfurt, Innsbruck und Litschauer.
- 3 Gebäudetypen: Büro, Versammlungsraum, Hotel.
- 4 Kältetechnologien: Absorption, Adsorption, Desiccant Cooling und Kompressionskälte.
- HKLS Anlage: Frischluftzufuhr gem. ÖNorm (H6000-3), Wärmerückgewinnung, Raumluftkonditionierung.



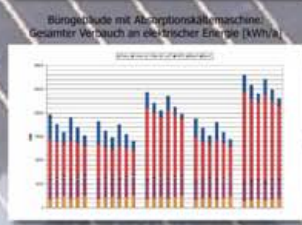
Simulationen

- Simulation der Gebäude: Bestimmung der spezifischen Kühl- und Heizlasten.
- Bestimmung der 75, 80 und der maximalen Prozentanzahl an Kühllasten. Anhand dieser Werte werden die HKLS-Anlagen dimensioniert.
- Festlegung des Frischluftstroms anhand des Gebäudetyps und der Personenbelegung laut Norm.
- Simulation der Gebäude und der HKLS Anlagen inkl. einer Parameterstudie über die Parameter Kälteleistung der Kältemaschine und eingesetzte Kollektorfläche.



Ergebnisse

- Sämtliche Resultate der Simulationen werden in einer Ergebnismatrix zusammengefasst. Aus dieser können, aufgeschlüsselt nach dem Gebäudetyp, dem Standort und der eingesetzten Kältetechnologie folgende Resultate erhalten werden:
- Gesamter jährlicher Verbrauch an elektrischer Energie, aufgeschlüsselt auf die einzelnen Verbraucher.
 - Betriebsdauer der einzelnen Komponenten.
 - Wasserverbrauch des Kühlturms.
 - Charakteristische Kennzahlen der Kältemaschine und des Gesamtsystems: der Coefficient of Performance COP und die Wirkungsgrade η_1 .



Gebäude – Standort – Kältetechnologie → Prognose des Systemverhaltens

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen

2.1 Solarstrahlung

Im Inneren der Sonne wird durch Kernfusion elektromagnetische Strahlung erzeugt. Diese Strahlung trifft, verändert durch die Atmosphäre auf die Erdoberfläche und kann dort für verschiedenste technische Aufgaben, unter anderem auch zur Erwärmung eines Arbeitsmediums genutzt werden. Die extraterrestrische Strahlung wird also durch Interaktion mit der Atmosphäre verändert, sodaß die Solarstrahlung schließlich ein Spektrum, ähnlich wie in Abbildung 2.1 gezeigt, aufweist. In Abbildung 2.1 ist ein solares Spektrum an der Erdoberfläche für eine Airmass (AM) von $AM = 1,5$ (Weitere Erklärung s.u.) dargestellt.

Im folgenden Abschnitt sollen die wichtigsten Definitionen und Begriffe betreffend der solaren Strahlung erläutert werden.

Solarkonstante Die Solarkonstante G_{SC} ist die flächenbezogene Strahlungsleistung, die von der Sonne ausgestrahlt, bei mittlerem Abstand zwischen Sonne und Erde, am äußeren Rand der Erdatmosphäre auftrifft.

$$G_{SC} = \frac{E_{Sonne}}{tA} = 1367 \frac{W}{m^2} \quad \text{Vgl.}^{[10]} \quad (2.1)$$

Air mass Die Air mass (AM) gibt das Verhältnis der Luftmasse m_{Winkel} , durch welche ein direkter Sonnenstrahl zu einem bestimmten Punkt hindurchtritt zu der Luftmasse m_{Zenith} , durch welcher der Strahl bei einem Sonnenstand im Zenith durchtreten würde, an.

$$AM = \frac{m_{Winkel}}{m_{Zenith}} \quad (2.2)$$

Steht die Sonne im Zenith so gilt für einen Punkt auf Meeresniveau:

$$AM = 1 \quad (2.3)$$

In erster Näherung gilt für AM :

$$AM = \frac{1}{\cos\theta_Z} \quad (2.4)$$

Beträgt der Zenithwinkel $\theta_Z = 60^\circ$, so ergibt sich für AM :

$$AM \simeq 2 \quad (2.5)$$

Bei Zenithwinkeln $\theta_Z > 60^\circ$ werden die Einflüsse der Erdkrümmung signifikant und müssen ebenfalls berücksichtigt werden.

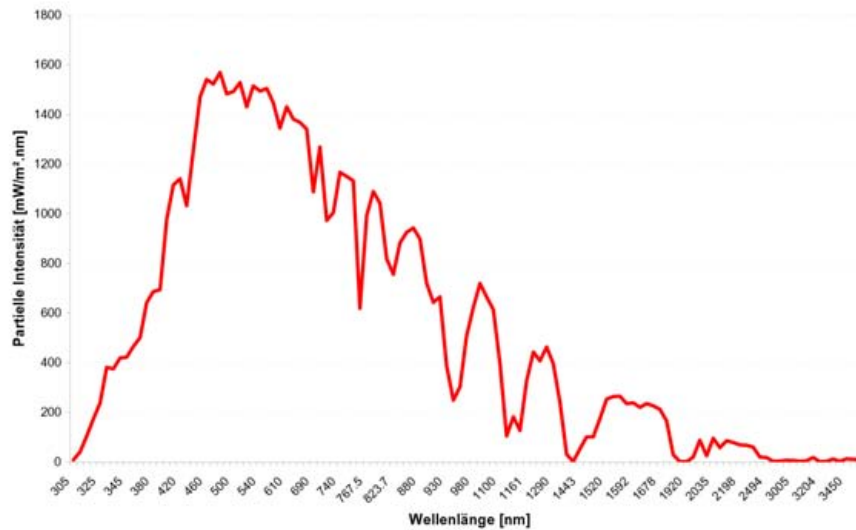


Abbildung 2.1: Solares Spektrum. AM 1,5. 37deg. ASTM E-892.

Direkte Sonneneinstrahlung Die direkte Sonneneinstrahlung I_{direkt} ist jene Solarstrahlung, die direkt von der Sonne, ohne Streuung oder Reflexion in der Atmosphäre oder der Erdoberfläche, auf einer definierten Ebene empfangen wird.

Diffuse Sonneneinstrahlung Durch Streuung in der Atmosphäre an festen Partikeln und Flüssigkeitströpfchen oder durch Reflexion am Boden und in der Atmosphäre, wird die Richtung eines Teils der ankommenden Solarstrahlung geändert. Diese aus verschiedenen Richtungen empfangene Einstrahlung wird diffuse Solarstrahlung I_{diff} genannt.

Totale Sonneneinstrahlung Die totale Solareinstrahlung I_{total} setzt sich aus den direkten und diffusen Anteilen der Einstrahlung zusammen.

$$I_{\text{total}} = I_{\text{direkt}} + I_{\text{diffus}} \quad (2.6)$$

2.2 Kollektoren

2.2.1 Allgemein

In Sonnenkollektoren wird die einfallende Solarstrahlung in Wärmeenergie umgewandelt, um ein Arbeitsmedium zu erhitzen. Dieses Arbeitsmedium kann sowohl flüssig (meist Wasser) als auch gasförmig (Luft) sein.

Flachkollektoren:

Flachkollektoren sind nicht - konzentrierende Sonnenkollektoren und werden als Niedertemperatursysteme (Temperatur des Arbeitsmediums unter 100°C) eingesetzt. Sie nutzen sowohl

die direkte, als auch die diffuse Sonnenstrahlung und werden fix montiert, es erfolgt keine Nachführung nach der Sonne. Ein Flachkollektor besteht typischerweise aus einem Absorber, welcher die solare Strahlung absorbiert und diese über ein Rohrsystem an das Arbeitsmedium weitergibt, einem Gehäuse mit Wärmedämmung, das die thermischen Verluste an die Umgebung minimiert und einer transparenten Abdeckung. In Abbildung 2.2 ist ein solcher Kollektor abgebildet.

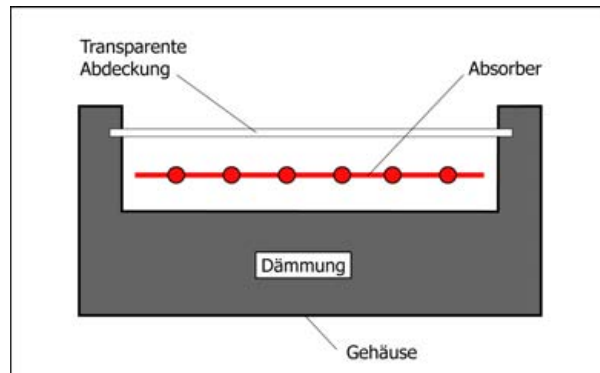


Abbildung 2.2: Flachkollektor.

Der Absorber wird meist aus einem geschwärzten, gut wärmeleitenden Metall (z.B. Aluminium, Stahl oder Kupfer) gefertigt. Ein guter thermischer Kontakt zu dem Rohrsystem des Arbeitsmediums ist wichtig für eine effiziente Nutzung der Sonnenenergie. Durch eine transparente Abdeckung tritt das Sonnenlicht in den Kollektor ein. Ausgeführt in Form von ein oder zwei Glasscheiben dient sie der Verringerung der Verluste durch Abstrahlung und Konvektion. Man unterscheidet hier zwischen der Apertur- und der Absorberfläche (Siehe Abb. 2.3).

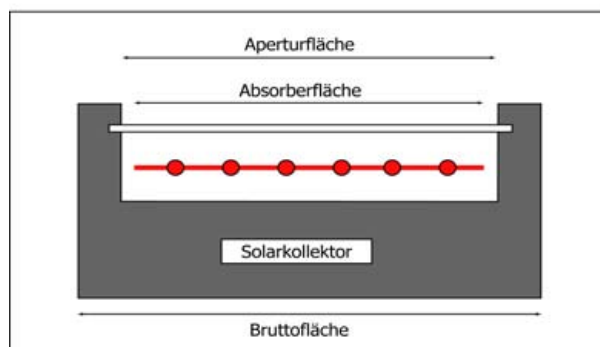


Abbildung 2.3: Flächenbestimmung beim Flachkollektor.

Das Gehäuse sollte an der Rückseite und im Randbereich eine gute Wärmedämmung aufweisen, damit die Verluste durch Wärmeleitung möglichst gering bleiben. Außerdem müssen das Gehäuse und die Abdeckung mechanisch ausreichend stabil und fest sein, um den gesamten Kollektor vor äußeren mechanischen Belastungen zu schützen.

Konzentrierende Solarkollektoren:

Bei konzentrierenden Systemen wird die auftreffende Solarstrahlung gebündelt um höhere Temperaturen des Arbeitsmediums zu erreichen. Solche Kollektoren bestehen aus einem Strahlungskonzentrator in Form einer Linse oder eines Spiegels und einem Strahlungsempfänger, dem Absorber (Siehe Abb. 2.4).

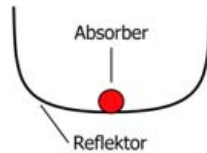


Abbildung 2.4: Konzentrierender parabolischer Kollektor.

Die wesentlich kleinere Oberfläche des Absorbers im Vergleich zu Flachkollektoren führt zu einer Verringerung der Abstrahlungsverluste. Eine wichtige Kenngröße solcher Kollektoren ist das Konzentrationsverhältnis C :

$$C = \frac{A_{\text{Apertur}}}{A_{\text{Absorber}}} \quad [-] \quad (2.7)$$

In Abbildung 2.5 sind die Konzentrationsverhältnisse C_{Max} für verschiedene konzentrierende Kollektoren und Flachkollektoren angeführt.^[11]

Kollektortyp	C_{Max} [-]	T_{Max} [°C]
Flachkollektor	1	100
CPC	12	250
Zylindrische Fresnel-Linse	40	800
Parabolrinnen-Konzentrator	100	1300
Paraboloid-Spiegel	8000	4000

Abbildung 2.5: Konzentrationsverhältnis und maximale Betriebstemperatur.

Da in der vorliegenden Arbeit nur solare Systeme untersucht werden, die mit Flachkollektoren ausgestattet sind, werden im Folgenden ausschließlich die theoretischen Eigenschaften dieses Kollektortyps genauer betrachtet.

Spezifische Kollektorfläche

Mit Hilfe der spezifischen Kollektorfläche kann ein Zusammenhang zwischen einem Kollektor und einem damit betriebenen solaren Kühlsystem hergestellt werden. Die spezifische Kollektorfläche A_{spez} bezieht die gesamte Fläche eines Kollektors, oder eines Kollektorfeldes, auf die thermische Kälteleistung $P_{\text{Kälte}}$ der zu versorgenden Kältemaschine und ist wie folgt definiert:

$$A_{\text{spez}} = \frac{A_{\text{Koll}}}{P_{\text{Kälte}}} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{kW}_{\text{Kälte}}} \right] \quad (2.8)$$

2.2.2 Optische Eigenschaften

Beim Durchgang von Sonnenstrahlung durch die transparente Abdeckung des Kollektors treten Energieverluste durch Reflexion an beiden Seiten der Abdeckung, sowie durch Absorption in den Deckscheiben auf.^[11] In Abbildung 2.6 ist der Durchgang von solarer Strahlung durch Solarglas dargestellt.

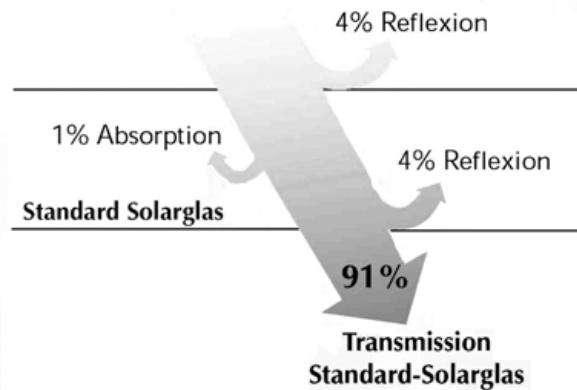


Abbildung 2.6: Reflexion, Absorption und Transmission. ([11], p.45)

Reflexionsgrad

An einer glatten Oberfläche, wie jener in obiger Abbildung, wird die einfallende Strahlung zum Teil reflektiert. Der Reflexionsgrad ρ gibt das Verhältnis der reflektierten Strahlungsstärke I_r zur einfallenden Strahlungsstärke I an.

$$\rho = \frac{I_r}{I} \quad [-] \quad (2.9)$$

Die Absorption in der Scheibe selbst wird hier vernachlässigt. Mit ρ_n wird der Reflexionsgrad der normal zur Einfallsebene polarisierten Strahlung bezeichnet, während ρ_p das Reflexionsverhalten der parallel polarisierten Strahlung beschreibt. Nach Fresnel ergibt sich für ρ_n , bzw. ρ_p :^[33]

$$\rho_n = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad [-] \quad (2.10)$$

$$\rho_p = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad [-] \quad (2.11)$$

wobei θ_1 der Einfallswinkel und θ_2 der Brechungswinkel der einfallenden Strahlung in Grad ist. Im Falle eines Solarkollektors trifft natürliches unpolarisiertes Licht auf die Abdeckung, sodaß der gesamte Reflexionsgrad ρ als Mittelwert von ρ_n und ρ_p berechnet werden kann.

$$\rho = \frac{1}{2}(\rho_n + \rho_p) = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (2.12)$$

Die beiden Winkel θ_1, θ_2 sind nach der Beziehung von Snellius mit den Brechungsindizes n_1, n_2 wie folgt verknüpft:

$$\frac{\sin\theta_2}{\sin\theta_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.13)$$

Der Brechungsindex für Luft beträgt annähernd $n_1 = 1$ ^[11] und somit läßt sich bei bekanntem n_2 der Reflexionsgrad ρ jeder beliebigen Abdeckung berechnen.

Transmissionsgrad

Der Transmissionsgrad τ ist definiert als das Verhältnis der abgeschwächten durchtretenden Strahlung I_t und der ursprünglichen einfallenden Strahlung I .

$$\tau = \frac{I_t}{I} \quad [-] \quad (2.14)$$

Werden beim Durchgang durch die Abdeckung nur Reflexionsverluste, jedoch keine Verluste durch Absorption im transparenten Material der Abdeckung angenommen, so beträgt der Transmissionsgrad τ_{reflex} : ^[11]

$$\tau_{reflex} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \rho_p}{1 + \rho_p} + \frac{1 - \rho_n}{1 + \rho_n} \right] \quad [-] \quad (2.15)$$

Ebenso kann ein Transmissionsgrad τ_{absorp} bestimmt werden, indem nur Absorptionsverluste in der Scheibe, jedoch keine Reflexionsverluste betrachtet werden. Die Strahlungsstärke I nimmt exponentiell mit dem Weg L durch das Medium ab.

$$\tau_{absorp} = e^{-kL} = e^{-\frac{k\delta}{\cos\theta_2}} \quad [-] \quad (2.16)$$

Mit der Dicke δ der Abdeckungsscheibe, dem Brechungswinkel θ_2 und dem Extinktionskoeffizienten k . Dieser Extinktionskoeffizient k ist vom Material des transparenten Mediums abhängig und liegt für wasserklares Glas mit geringem Eisenoxidgehalt bei $k = 4m^{-1}$ und für grünstichiges Glas mit hohem Eisenoxidgehalt bei $k = 32m^{-1}$; Für normales Fensterglas kann $k = 10m^{-1}$ angenommen werden. ^[11] Werden bei der Berechnung des Gesamt-Transmissionskoeffizienten τ_{ges} sowohl Reflexions-, als auch Absorptionsverluste berücksichtigt, so ergibt sich für τ_{ges} näherungsweise: ^[11]

$$\tau_{ges} \approx \tau_{reflex} \tau_{absorp} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \rho_p}{1 + \rho_p} + \frac{1 - \rho_n}{1 + \rho_n} \right] e^{-\frac{k\delta}{\cos\theta_2}} \quad (2.17)$$

An dieser Stelle sei erwähnt, daß der Transmissionsgrad τ_{absorp} im Bereich von 0 bis ca. 50° nur wenig mit dem Einfallswinkel θ_1 variiert. Der Verlauf von τ_{reflex} , τ_{absorp} und τ_{ges} bei unterschiedlichem Einfallswinkel θ_1 ist in Abbildung 2.7 dargestellt. Die Zahlen in dem Diagramm geben die Anzahl der Deckscheiben des Kollektors wieder.

Absorptionsgrad

Der Absorptionsgrad α einer transparenten Abdeckscheibe ist definiert als das Verhältnis der absorbierten Strahlungsstärke I_a zur einfallenden Strahlungsstärke I :

$$\alpha = \frac{I_a}{I} \quad [-] \quad (2.18)$$

Unter Berücksichtigung des letzten Abschnitts kann für den Absorptionsgrad α näherungsweise angenommen werden:

$$\alpha \approx 1 - \tau_{absorp} \quad (2.19)$$

Aus der Strahlungsbilanz der Abdeckung

$$\rho + \tau_{ges} + \alpha = 1 \quad (2.20)$$

ergibt sich somit für den Reflexionsgrad ρ :

$$\rho = 1 - \tau_{ges} - \alpha \approx \tau_{absorp} (1 - \tau_{reflex}) \approx \tau_{absorp} - \tau_{ges} \quad (2.21)$$

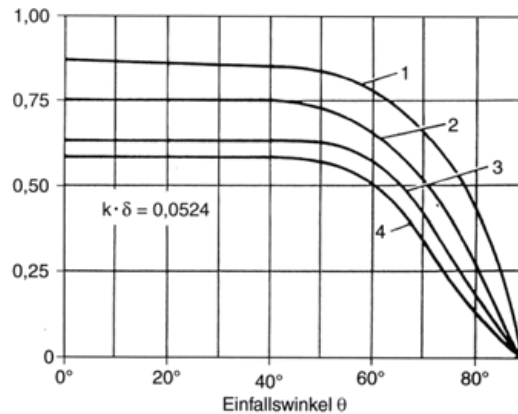


Abbildung 2.7: Transmissionsgrad τ mit unterschiedlichem Einfallswinkel θ . ([11], p.60)

Reflexionsgrad für diffuse Strahlung

Sonnenkollektoren werden üblicherweise nicht nur von direkter Sonnenstrahlung, sondern auch von diffuser Solarstrahlung getroffen. Der Reflexionsgrad ρ_{diffus} , der das Reflexionsverhalten einer transparenten Abdeckung bei Diffusstrahlung beschreibt, lässt sich unter der Annahme, daß der Einfallswinkel $\theta_1=60^\circ$ beträgt, wie folgt berechnen:

$$\rho_{diffus} \approx e^{-\frac{k\delta}{\cos\theta_2}} - \tau_{ges} \quad [-] \quad (2.22)$$

Mit dem Exktinktionskoeffizienten k , der Dicke der Abdeckung δ und dem Brechungswinkel für Difusstrahlung θ_2 .

Optischer Wirkungsgrad

Das optische Verhalten eines Solarkollektors wird von den Eigenschaften der Abdeckung und auch des Absorbers bestimmt. Die Größe $(\tau\alpha)$ setzt sich aus dem Transmissionsgrad τ der nichtabsorbierenden Abdeckung und dem Absorptionsgrad α der Absorberfläche zusammen und ist kein direktes Produkt von τ und α . Wie in Abbildung 2.8 zu erkennen ist, erfolgen mehrfache Reflexionen und Absorptionen des einfallenden Lichtstrahles zwischen der Abdeckscheibe und der Absorberplatte. Die Größe $(\tau\alpha)$ entspricht der Summe der (unendlichen) Reihe, welche diese Mehrfachreflexionen beschreibt. [10]

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_{diffus}} \quad [-] \quad (2.23)$$

Für die meisten Flachkollektoren gilt nach [10]:

$$(\tau\alpha) = 1,01\tau\alpha \quad (2.24)$$

In den Gleichungen 2.23 und 2.24 wird die Strahlungsabsorption in der Deckscheibe vernachlässigt. Berücksichtigt man jedoch die Absorptionsverluste in der Abdeckung, so ergibt sich: [11, 10]

$$(\tau\alpha)_{eff} = (\tau\alpha) + \frac{K_0(1 - \tau_{absorp})}{\alpha_W} \quad (2.25)$$

mit dem Transmissionsgrad τ_{absorp} aus 2.16, dem Wärmedurchgangskoeffizienten K_0 und dem Wärmeübergangskoeffizienten α_W von der äusseren Deckscheibe zur Umgebung. Tatsächlich

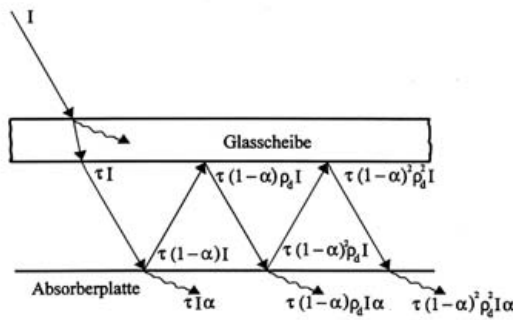


Abbildung 2.8: Absorption und Reflexion an Glasscheibe und Absorberplatte. ([11], p.62)

ist $(\tau\alpha)_{eff}$ nur um ca. 1-2% grösser als $(\tau\alpha)$:^[11]

$$(\tau\alpha)_{eff} \approx 1,02\tau\alpha \quad (2.26)$$

Die von einem Kollektor absorbierte Solarstrahlung E_{abs} setzt sich aus drei Anteilen zusammen: Der absorbierten Direktstrahlung (Index dir), Diffusstrahlung (Index diff) und vom Boden auf den Kollektor reflektierten Globalstrahlung (Index refl). Der momentan absorbierte Solarstrahlungsstrom E_{abs} in [W] beträgt somit: ^[10]

$$E_{abs} = A \left[I_{dir} R_{dir} (\tau\alpha)_{dir} + I_{diff} (\tau\alpha)_{diff} \frac{1 + \cos\beta}{2} + (I_{dir} + I_{diff}) \rho (\tau\alpha)_{refl} \frac{1 - \cos\beta}{2} \right] \quad (2.27)$$

Mit:

A	Kollektorfläche in m^2
I	Strahlungsstärke der einfallenden Solarstrahlung in $\frac{W}{m^2}$
R_{dir}	Umrechnungsfaktor für Direktstrahlung
$(\tau\alpha)$	Effektives Transmissions-Absorptionsgrad Produkt
β	Neigungswinkel des Kollektors in Grad
ρ	Reflexionsgrad des Bodens

Die auf den Kollektor treffende Solarenergie E_{solar} besteht aus direkten und diffusen Strahlungsanteilen:

$$E_{solar} = (R_{dir} I_{dir} + R_{diff} I_{diff}) A \quad [W] \quad (2.28)$$

Die Fläche A ist die Fläche der Kollektorabdeckung. Es gilt weiters:

$$I_{ges} = I_{dir} + I_{diff} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (2.29)$$

Die Umrechnungsfaktoren R_{dir} , R_{diff} und R_{ges} aus Gleichung 2.27 geben die Verhältnisse der Strahlungsintensitäten am Kollektor und jener auf einer horizontalen Fläche wieder:

$$R_{dir} = \frac{I_{dir,coll}}{I_{dir}} \quad [-] \quad (2.30)$$

$$R_{diff} = \frac{I_{diff,coll}}{I_{diff}} \quad [-] \quad (2.31)$$

$$R_{ges} = \frac{I_{ges,coll}}{I_{ges}} \quad [-] \quad (2.32)$$

Statt der einzelnen ($\tau\alpha$) Werte für die Direkt-, Diffus- und reflektierte Globalstrahlung, kann in Gleichung 2.27 auch ein effektiver Mittelwert ($\overline{\tau\alpha}$) eingesetzt werden.

Die auf die transparente Abdeckung des Kollektors auftreffende Solarstrahlung wird geringfügig reflektiert und hauptsächlich durchgelassen. Diese transmittierte Strahlung wird dann am Absorber größtenteils absorbiert. Die durch Reflexion und Absorption in der Abdeckung und durch Reflexion am Absorber auftretenden Verluste werden im optischen Wirkungsgrad η_{opt} des Kollektors berücksichtigt. In Gleichung 2.33 werden der absorbierte Strahlungsstrom E_{abs} , mit dem auftreffenden Sonnenenergiestrom AI (Fläche, Intensität) durch den optischen Wirkungsgrad η_{opt} verknüpft:

$$\eta_{opt} = \frac{E_{abs}}{AI} \quad [-] \quad (2.33)$$

2.2.3 Thermodynamische Eigenschaften

Der Wärmetransport in einem Solarkollektor erfolgt durch Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung. Die entsprechenden Wärmeströme sind darüberhinaus instationär und deshalb physikalisch sehr kompliziert. Für eine einfache Analyse der thermodynamischen Eigenschaften eines solchen Kollektors kann jedoch als Näherung stationäres Verhalten angenommen werden.^[11] Des Weiteren wird die Absorption in der Abdeckung vernachlässigt und der Wärmetransport mit Ausnahme der Absorberplatte eindimensional angenähert. Der Himmel wird als schwarzer Körper angenommen, dessen Temperatur der Umgebungstemperatur gleich ist. Die Stoffwerte des Wärmeträgers seien temperaturunabhängig.

Wärmeverluste

Die thermische Energiebilanz in einem Solarkollektor lautet:

$$Q_{Solar} = Q_{Nutz} + Q_{Verlust} + Q_{Speicher} \quad [J] \quad (2.34)$$

Die im Absorber eines Solarkollektors aufgenommene Sonnenenergie Q_{Solar} teilt sich auf in die nutzbare Wärme Q_{Nutz} , die Verlustwärme $Q_{verlust}$ und die im Kollektor gespeicherte Wärme $Q_{Speicher}$. Der letzte Term der Gleichung 2.34 kann aufgrund der geringen thermischen Kapazität des Kollektors oder der geringen Durchflussmengen Null gesetzt werden^[9]. Die thermischen Verluste eines Solarkollektors setzen sich sowohl aus konvektiven, als auch strahlenden Verlusten an der Ober- und Unterseite des Kollektors zusammen. Dieses thermodynamische System lässt sich mit seinen Wärmeströmen sehr übersichtlich als thermisches Netzwerk abbilden (Siehe Abb. 2.9):

Konvektion zwischen Scheiben. Der konvektive Wärmestrom \dot{Q}_{Konv} zwischen zwei Grenzflächen, in diesem Falle die Absorberplatte und die Abdeckung, lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q}_{Konv} = \alpha A (T_{Abs} - T_{Glas}) \quad [W] \quad (2.35)$$

Mit:

α	Wärmeübergangskoeffizient
T_{Abs}	Temperatur des Absorbers
T_{Glas}	Temperatur der Abdeckscheibe

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α für die natürliche Konvektion zwischen

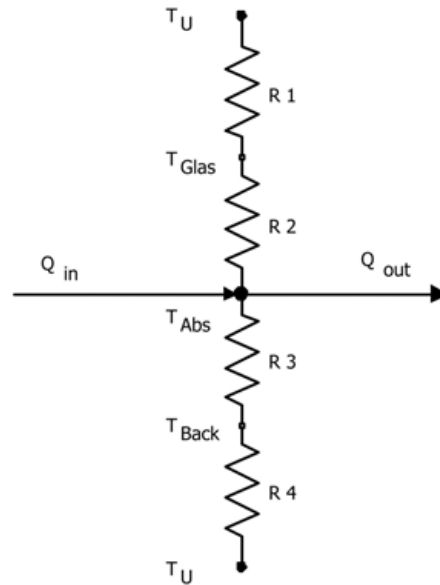


Abbildung 2.9: Thermisches Ersatzschaltbild eines Flachkollektors.

zwei Scheiben wird zuerst Gleichung 2.36 für die Bestimmung der Nusselt-Zahl verwendet [9].

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708 \cdot \sin^{1,6}(1,8 \cdot \beta)}{Ra \cdot \cos\beta} \right] \cdot \left(1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos\beta} \right)^+ + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos\beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+ \quad (2.36)$$

Die hochgestellten Plus-Zeichen $+$ in obiger Gleichung bedeuten, daß von den derart gekennzeichneten Klammerausdrücken nur positive Werte genutzt werden dürfen. Bei negativen Vorzeichen müssen sie Null gesetzt werden. Gleichung 2.36 gilt nur für Neigungswinkel β der betrachteten Scheiben von 0° bis 75° , bei senkrechten Kollektoren ($\beta = 90^\circ$) kann das Ergebnis für $\beta = 75^\circ$ benutzt werden. Der Wärmeübergangskoeffizient α wird mit der Wärmeleitfähigkeit der Luft λ in W/mK und dem gleichwertigen hydraulischen Durchmesser d_{gleich} berechnet:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d_{gleich}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (2.37)$$

Für den gleichwertigen Durchmesser d_{gleich} gilt:

$$d_{gleich} = \frac{4A_q}{U} \quad [m] \quad (2.38)$$

Konvektion zwischen Scheibe und umgebender Luft. Für den Wärmeübergangskoeffizienten α_W bei Wind mit der Geschwindigkeit w ergibt sich nach McAdams [11]:

$$\alpha_W = 5,7 + 3,8 \cdot w \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (2.39)$$

Wird nur der konvektive Wärmeübergang berücksichtigt, so gilt:

$$\alpha_W = 2,8 + 3 \cdot w \quad (2.40)$$

Wärmestrahlung. Sowohl zwischen zwei benachbarten Scheiben, als auch zwischen einer außenliegenden Abdeckung und der Umgebung findet, ungleiche Temperaturen vorausgesetzt, ein Wärmetransport mittels Wärmestrahlung statt. Der zugehörige Wärmeübergangskoeffizient α_{Strahl} berechnet sich wie folgt:

$$\alpha_{Strahl} = \sigma \frac{T_B^4 - T_A^4}{(T_B - T_A) \left(\frac{1}{\epsilon_B} + \frac{1}{\epsilon_A} - 1 \right)} \quad (2.41)$$

Mit:

σ	Stefan-Boltzmann-Konstante
T_A	Temperatur A (Kühlere Scheibe, Umgebung)
T_B	Temperatur B (Heißere Scheibe)
ϵ_A	Emissionsgrad A
ϵ_B	Emissionsgrad B

Mit diesen Ergebnissen können nun die verschiedenen Wärmeverlustströme eines Flachkollektors bestimmt werden. Der gesamte Wärmeverluststrom $\dot{Q}_{Verlust}$ setzt sich aus den Verlusten oben und unten am Kollektor zusammen.

$$\dot{Q}_{Verlust} = \dot{Q}_{oben} + \dot{Q}_{unten} \quad (2.42)$$

Aus dem thermischen Ersatzschaltbild in Abbildung 2.9 ist ersichtlich, daß für \dot{Q}_{oben} gilt:

$$\dot{Q}_{oben} = A \frac{T_{Glas} - T_U}{R_1} = A \frac{T_{Abs} - T_{Glas}}{R_2} = A \frac{T_{Abs} - T_U}{R_1 + R_2} \quad (2.43)$$

\dot{Q}_{unten} bestimmt sich aus:

$$\dot{Q}_{unten} = A \frac{T_{Back} - T_U}{R_4} = A \frac{T_{Abs} - T_{Back}}{R_3} = A \frac{T_{Abs} - T_U}{R_3 + R_4} \quad (2.44)$$

Berechnung R_1 . Der thermische Widerstand des Wärmeübergangs zwischen der Glasscheibe der Kollektorabdeckung und der umgebenden Luft bestimmt sich aus den Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{Konv,G-U}$ für die Konvektion (Vgl. 2.40) und $\alpha_{Strahl,G-U}$ (Vgl. 2.41) für die Wärmestrahlung.

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_{Konv,G-U} + \alpha_{Strahl,G-U}} \quad \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \quad (2.45)$$

Berechnung R_2 . Der thermische Übergang zwischen der Absorberplatte und der Glasscheibe der Abdeckung erfolgt mittels Strahlung und Konvektion. Der Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{Konv,A-G}$ wird aus Gleichung 2.37 und $\alpha_{Strahl,A-G}$ wieder aus Gleichung 2.41 bestimmt.

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_{Konv,A-G} + \alpha_{Strahl,A-G}} \quad (2.46)$$

Berechnung R_3 . Die Wärmeisolierung auf der Rückseite des Kollektorgehäuses entspricht dem thermischen Widerstand R_3

$$R_3 = \frac{\delta_{Iso}}{\lambda_{Iso}} \quad (2.47)$$

mit der Dicke δ_{Iso} und der Wärmeleitfähigkeit λ_{Iso} der Isolierung.

Berechnung R_4 . Für den Wärmeübergang vom Kollektorgehäuse zur Umgebung ergibt sich:

$$R_4 = \frac{1}{\alpha_{Konv,B-U} + \alpha_{Strahl,B-U}} \quad (2.48)$$

Da $R_4 \ll R_3$ ist, kann Gleichung 2.44 weiter vereinfacht werden:

$$\dot{Q}_{unten} \approx A \frac{T_{Abs} - T_U}{R_3} = \frac{\delta_{Iso}}{\lambda_{Iso}} A (T_{Abs} - T_U) \quad [W] \quad (2.49)$$

Thermischer Wirkungsgrad

Bei Vernachlässigung der in der Abdeckung gespeicherten Wärme ergibt sich für die momentane Nutzleistung \dot{Q}_{Nutz} eines Flachkollektors:

$$\dot{Q}_{Nutz} = IA\eta_{opt} - \dot{Q}_{Verlust} \quad (2.50)$$

Mit:

I	Strahlungsintensität in der Kollektorebene
A	Kollektorfläche
$\dot{Q}_{Verlust}$	Gesamter Verluststrom des Kollektors
η_{opt}	Optischer Wirkungsgrad des Kollektors

Der Wärmeverluststrom $\dot{Q}_{Verlust}$ wird meist über den Gesamtwärmedurchgangskoeffizienten K_{Koll} , die Kollektorfläche A und die mittleren Absorber- und Umgebungstemperaturen T_{Abs}, T_U bestimmt:

$$\dot{Q}_{Verlust} = K_{Koll} A (T_{Abs} - T_U) \quad (2.51)$$

Der Gesamtwärmedurchgangskoeffizient K_{Koll} eines Solarkollektors setzt sich aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten K_o für die Oberseite und K_u für die Rückseite des Kollektors zusammen. $K_{Koll} = K_o + K_u$ $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$

Für K_o gilt folgende empirische Formel [31] :

$$K_o = \left(N / \left[\frac{C}{T_{Abs}} \left(\frac{T_{Abs} - T_U}{N + f} \right)^e \right] + \frac{1}{\alpha_W} \right)^{-1} + \quad (2.52)$$

$$\sigma (T_{Abs} + T_U) (T_{Abs}^2 + T_U^2) / \quad (2.53)$$

$$\left[(\epsilon_{Abs} + 0,00591N\alpha_W)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\epsilon_{Abs} - N}{\epsilon_G} \right] \quad (2.54)$$

Mit:

N	Anzahl der Scheiben
ϵ_{Abs}	Emissionsgrad des Absorbers
ϵ_G	Emissionsgrad der Glasscheibe
β	Neigungswinkel des Kollektors gegen die Horizontale
α_W	Wärmeübergangskoeffizient für Wind
T_{Abs}	Temperatur des Absorbers
T_U	Temperatur der Umgebung

Für K_u gilt:

$$K_u \approx \frac{\lambda_{iso}}{\delta_{iso}} \quad (2.55)$$

Für f, e und C gilt [31] :

$$f = (1 + 0,089\alpha_W - 0,1166\alpha_W\epsilon_{Abs})(1 + 0,07866N) \quad (2.56)$$

$$C = 5210(1 - 5,1 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2), |0^\circ \leq \beta \leq 70^\circ| \quad (2.57)$$

$$e = 0,430 \left(1 - \frac{100}{T_{Abs}}\right) \quad (2.58)$$

Damit lässt sich $\dot{Q}_{Verlust}$ aus Gleichung 2.51 berechnen und es ergibt sich für \dot{Q}_{Nutz} aus Gleichung 2.50:

$$\dot{Q}_{Nutz} = IA(\tau\alpha) - K_{Koll}A(T_{Abs} - T_U) \quad (2.59)$$

Da die mittlere Absorbtemperatur T_{Abs} meist schwer zu bestimmen ist, kann \dot{Q}_{Nutz} alternativ mit Hilfe des Absorberwirkungsgradfaktor F' und der mittleren Temperatur T_{Medium} des Wärmeträgers berechnet werden:

$$\dot{Q}_{Nutz} = AF' [I(\tau\alpha) - K_{Koll}(T_{Medium} - T_U)] \quad (2.60)$$

Für den Absorberwirkungsgradfaktor F' gilt nach [11]:

$$F' = 1 / \left\{ \frac{W}{(W - D)\eta_R + D} + \frac{W}{K_K C_b} + \frac{W}{\pi d \alpha_i} \right\} \quad (2.61)$$

Mit:

W	Abstand zweier Rohre am Absorber
D	Außenrohrdurchmesser der Absorberrohre
$C_b = \frac{\lambda_b D}{\delta_b}$	Wärmeleitfähigkeit der Verbindungsstelle Rohr-Absorber
λ_b	Wärmeleitfähigkeit des Verbindungsstoffes
δ_b	Dicke der Verbindungsstelle
d	Innendurchmesser des Rohres
α_i	Wärmeübergangskoeffizient im Inneren des Rohres
η_R	Rippenwirkungsgrad

Mit der Kollektor-Eintrittstemperatur T_{ein} ergibt sich die s.g. *Hottel-Whillier-Bliss (HBW)* - Gleichung [11] :

$$\dot{Q}_{Nutz} = AF_R [I(\tau\alpha) - K_{Koll}(T_{ein} - T_U)] \quad (2.62)$$

Der Faktor F_R ist der Wärmeabfuhr- bzw. Wärmetransportfaktor des Kollektors. Für ihn gilt:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{AK_{Koll}} \left(1 - e^{-\frac{AK_{Koll}F'}{\dot{m}c_p}}\right) \quad [-] \quad (2.63)$$

Dabei ist \dot{m} der Massenstrom des Wärmeträgers im Kollektor in kg/s und c_p die spezifische Wärmekapazität des Kollektorfluids. In diesem Zusammenhang sei auch der Kollektordurchflussfaktor F'' erwähnt, der das Verhältnis von F_R zu F' wiedergibt:

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m}c_p}{AK_{Koll}F'} \left(1 - e^{-\frac{AK_{Koll}F'}{\dot{m}c_p}}\right) \quad [-] \quad (2.64)$$

Wirkungsgrad eines Kollektors. Der Wirkungsgrad η_{Nutz} eines Kollektors wird definiert als das Verhältnis der Nutzwärmeleistung \dot{Q}_{Nutz} des Kollektors zu dem Produkt aus der Fläche A des Kollektors und dem auf den Kollektor auftreffenden Solarenergiestrom der Intensität I :

$$\eta_{Nutz} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{AI} \quad [-] \quad (2.65)$$

Setzt man die Gleichungen 2.59, 2.60 und 2.62 in Gleichung 2.65 ein so ergibt sich für η_{Nutz} :

$$\eta_{Nutz} = (\tau\alpha) - K_{Koll} \frac{(T_{Abs} - T_U)}{I} \quad (2.66)$$

$$\eta_{Nutz} = F' \left[(\tau\alpha) - K_{Koll} \frac{(T_{Medium} - T_U)}{I} \right] \quad (2.67)$$

$$\eta_{Nutz} = F_R \left[(\tau\alpha) - K_{Koll} \frac{(T_{ein} - T_U)}{I} \right] \quad (2.68)$$

Optimaler Neigungswinkel

Solare Flachkollektoren werden nicht dem jeweiligen Sonnenstand nachgeführt, weshalb ihre fixe Aufstellung so gewählt werden muß, damit ein Maximum an Solarstrahlung genutzt werden kann. Der optimale Neigungswinkel β_{opt} des Kollektors ist in erster Näherung nur von der geographischen Breite ϕ des Aufstellungsortes abhängig. Es gilt die Faustregel,^[11] daß Kollektoren, welche hauptsächlich für den Heizbetrieb genutzt werden, also v.a. im Winter gute Erträge bringen sollen, mit einem Neigungswinkel $\beta_{opt} = \phi + 15$ aufgestellt werden sollten. Im Gegensatz dazu sollte $\beta_{opt} = \phi - 15$ für Anlagen im sommerlichen Betrieb sein. Solare Systeme die ganzjährig genutzt werden, z.B. zur Bereitstellung von Brauchwasser, sollten demzufolge mit $\beta_{opt} = \phi$ angebracht werden. Die Grundannahme um zu obigen Aussagen zu gelangen, ist, daß um 12 Uhr Sonnenzeit ein senkrechter Einfall der Solarstrahlung auf den Kollektor gefordert wird. Tatsächlich muß jedoch bei der Bestimmung von β_{opt} nicht nur ϕ , sondern auch der Anteil der Diffusstrahlung an der Globalstrahlung berücksichtigt werden. Als Kriterium für eine Auswahl des optimalen Neigungswinkels β_{opt} kann der spezifische, auf die Einheitsfläche bezogene, Energieertrag eines Kollektors dienen.

Kritische Strahlungsstärke

Die kritische Strahlungsstärke I_{krit} eines Kollektors, ist genau jene Strahlungsstärke I , bei welcher der momentan im Absorber absorbierte Solarenergiestrom E_{abs} genau der Verlustwärmeleistung $\dot{Q}_{Verlust}$ entspricht. Das bedeutet, daß der Kollektor nur bei Strahlungsstärken die größer als I_{krit} sind, Erträge liefert. Man erhält die Bedingung für I_{krit} , indem in der HBW-Gleichung (Vgl. 2.62) $\dot{Q}_{Nutz} = 0$ setzt:

$$I_{krit} = \frac{F_R K_{Koll} \cdot (T_{ein} - T_U)}{F_R (\tau\alpha)} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (2.69)$$

Stillstandstemperatur

Die maximal möglich Absorbtemperatur wird auch Stillstandstemperatur genannt und tritt auf, wenn der Durchfluss durch den Kollektor Null wird. In diesem Falle ist auch der Energieertrag $\dot{Q}_{Nutz} = 0$ und die Wärmeverluste $\dot{Q}_{Verlust}$ halten dem absorbierten Solarenergiestrom E_{abs} das Gleichgewicht. Somit ergibt sich aus der HBW-Gleichung (Vgl. 2.62):

$$T_{max} = T_U + \frac{IF_R (\tau\alpha)}{F_R K_K} \quad [K] \quad (2.70)$$

2.2.4 Kollektorkennlinie

In der Praxis wird das Verhalten von thermischen Solarkollektoren durch die Kollektorkennlinie beschrieben. Diese Kennlinie wird mit Hilfe der unten angeführten Formel bestimmt.

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{T_m - T_U}{G} - a_2 \frac{(T_m - T_U)^2}{G}$$

Die in obiger Gleichung verwendeten Größen bedeuten:

η_0	Konversionsfaktor. Wirkungsgrad bei $T_m = T_a$	$[-]$
a_1	Lineare Wärmeverlustkoeffizient. Dieser Wert entspricht dem U-Wert des Kollektors.	$[W/m^2.K]$
a_2	Quadratischer Wärmeverlustkoeffizient	$[W/m^2.K^2]$
T_m	Mittlere Temperatur des Wärmeträgermediums im Kollektor	$[^\circ C]$
T_U	Temperatur der Umgebung	$[^\circ C]$

Die Leistungsfähigkeit eines Kollektors kann so durch die Angabe der drei charakteristischen, empirisch bestimmten, Konstanten a_1 und a_2 beschrieben werden. Abbildung 2.10 zeigt Beispiele solcher Kollektorkennlinien für Absorber-, Flach- und Vakuum-Röhrenkollektoren.

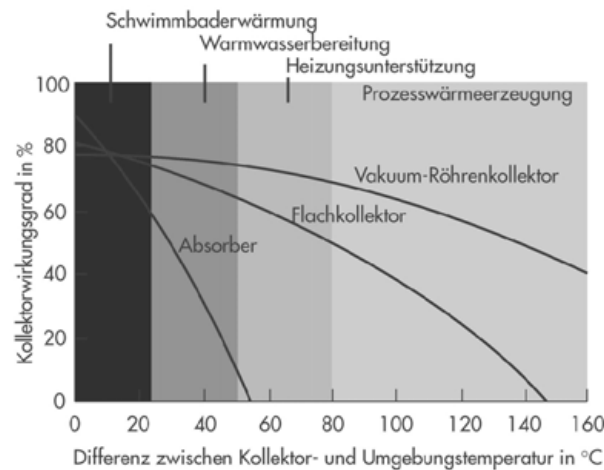


Abbildung 2.10: Kollektorkennlinien. ([11], p.70)

2.3 Energiespeicher

2.3.1 Allgemein

Das solare Strahlungsangebot auf der Erdoberfläche ist zwar für menschliche Begriffe nahezu unerschöpflich, jedoch weist diese Primärenergiequelle einige Besonderheiten auf, die ihre Nutzung erschweren können. Die niedrige Strahlungsintensität, jahreszeitliche und tägliche Schwankungen aufgrund der Erdbewegung und sowohl örtliche, als auch zeitliche Variationen verursacht durch das Wettergeschehen beeinflussen die Menge der an der Erdoberfläche verfügbaren Sonnenenergie. Um eine gleichmässige und sichere Energieversorgung mit Solarenergie zu gewährleisten, ist deshalb der Einsatz von Speichersystemen nötig. In einem Speichermedium wird dabei Energie zu Zeiten des energetischen Überschusses gespeichert und bei Bedarf wieder abgegeben. Die Aufgaben eines solchen Energiespeichers sind vielseitig. Energiebedarf und Energiebereitstellung können in gewissen Ausmass zeitlich entkoppelt

werden, wodurch es möglich wird, die Versorgungssicherheit zu erhöhen. Darüberhinaus können energietechnische Anlagen in Bezug auf ihre Größe und Leistung besser optimiert werden, da auftretende Spitzen und Täler geglättet und gedämpft werden. Energiespeicher können hinsichtlich ihrer Funktionsweise wie folgt unterschieden werden:

- Elektro- und thermochemische Speicher: Batterien, Akkumulatoren, H_2 .
- Elektrische und magnetische Speicher: Kondensatoren, supraleitende Systeme.
- Mechanische Speicher: Schwungrad, Pumpspeicherwerke.
- Thermische Speicher: Wassertanks, Kristalle.

2.3.2 Wichtige Kenngrößen eines Energiespeichers

Die wichtigsten Kenngrößen eines Energiespeichers sind die folgenden:

- die Speicherkapazität
- die spezifische Energiedichte des Speichers
- die Be- bzw. Entladungsleistung
- die Energieverluste und der Hilfsenergieverbrauch
- die Dauer der Energiespeicherung
- der Nutzungsgrad
- die betriebswirtschaftlichen Kennwerte

Die Speicherkapazität.

Die Speicherkapazität eines Energiespeichers ist die maximale Energiemenge, die in einem Speicher von bestimmter Art und Größe während eines Betriebszyklus gespeichert werden kann. So ist z.B. die Speicherkapazität E_{Pump} eines Pumpspeicherwerkes mit der Pumphöhe h und der gespeicherten Masse m in kg gegeben durch:

$$E_{Pump} = mgh \quad [J] \quad (2.71)$$

Es wird zwischen der Brutto- und Nettospeicherkapazität eines Speichers unterschieden. Die Brutto-Speicherkapazität entspricht der gespeicherten Energie ohne dabei die Verluste des Speichers zu berücksichtigen. Die tatsächlich verfügbare Energie ist die Netto-Speicherkapazität.

Die spezifische Energiedichte.

Die spezifische Energiedichte eines Speichers ist die Brutto-Speicherkapazität des Speichermediums bezogen auf 1 kg bzw. 1 m³. Je nachdem ob Bezug auf die Masse oder das Volumen des Mediums genommen wird, spricht man von massen- bzw. volumenspezifischer Energiedichte. Die Einheiten der beiden Größen sind $\frac{J}{kg}$ bzw. $\frac{J}{m^3}$.

Be- und Entladungsleistung.

Die Be- bzw. Entladungsleistung $\dot{Q}_{ent,be}$ eines Energiespeichers ist jene Energiemenge, die dem System pro Zeiteinheit zugeführt bzw. entnommen werden kann. Aufgrund der Funktionsweise der Speicher ist diese Größe zeitabhängig und nimmt, je länger der Ent- bzw. Beladevorgang dauert, ab (Siehe Abb. 2.11).

$$\dot{Q}_{ent} = \frac{dQ_{ent}}{dt} \quad [W] \quad (2.72)$$

Der Ladegrad eines Speichers gibt das Verhältnis der geladenen Energie zur Speicherkapazität wieder, während der Füllgrad die Befüllung des Speichers mit dem Speichermedium beschreibt.

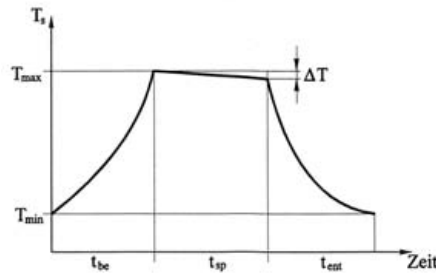


Abbildung 2.11: Belade- und Entladevorgang eines Energiespeichers ([11], p.137).

Dauer der Energiespeicherung.

Je nach Dauer der Speicherung werden Kurz- und Langzeitspeicher unterschieden. Die Einteilung in diese Klassen ist nicht immer eindeutig, da je nach Energieform und Umwandlung die typischen Zeitperioden stark variieren. Im Bereich der Niedrigtemperaturspeicher ($T_{Medium} < 100^\circ C$) für Solaranlagen sind Kurzzeitspeicher für eine Periode von zumindest 8 Stunden bis 1-2 Tage auszulegen ^[11]. Im allgemeinen werden Speicher, deren Speicherdauer im Bereich von Stunden oder wenigen Tagen liegt, als Kurzzeitspeicher bezeichnet. Im Gegensatz dazu sind Langzeitspeicher in der Lage, Energie über mehrere Wochen bis zu Jahren zu speichern. Anwendungen sind z.B. saisonale Speicher, die im Sommer Wärme laden, welche im Winter zur Heizungsunterstützung genutzt werden kann.

Der Betriebszyklus eines Energiespeichers umfasst folgende Schritte:

1. Beladen: Energiezufuhr aus einer Energiequelle in das Speichermedium.
2. Speichern: Es wird weder Energie zu- noch abgeführt.
3. Entladen: Dem Speichermedium wird Energie entnommen.

Abbildung 2.11 zeigt den zeitlichen Verlauf des Ladegrades eines thermischen Speichers, hier dargestellt durch den Verlauf der Temperatur T_S während eines Zyklus. Nach dem Beladen während der Zeitspanne t_{be} , folgt das Speichern für die Zeit t_{sp} und schließlich der Entladevorgang während t_{ent} . Am Ende des Speicherns ist deutlich ein ΔT zu erkennen, welches die während der Speicherzeit aufgetretenen Verluste und damit die Differenz zwischen Netto- und Bruttokapazität des Speichers darstellt.

Nutzungsgrad eines Speichers.

Der Nutzungsgrad η_S eines Speichers ist definiert als das Verhältnis der entnommenen Energiemenge E_{ab} und der zugeführten Energiemenge E_{zu} über einen bestimmten Zeitraum.

$$\eta_S = \frac{E_{ab}}{E_{zu}} \quad [-] \quad (2.73)$$

2.3.3 Thermische Speicher

Speichersysteme, die der Speicherung von Wärmeenergie dienen, werden thermische Speicher genannt. Auf diese Weise kann überschüssige Energie zu einem späteren Zeitpunkt, wenn das Wärmeangebot geringer ist, verfügbar gemacht werden. Verschiedene Arten der Wärmespeicherung sind gebräuchlich: sensible, latente und thermochemische Energiespeicherung. Bei der Speicherung von sensibler Wärme wird ein Speichermedium mit thermischer Energie beladen. Entscheidend ist, daß die Energiezufuhr ausschließlich zu einem Temperaturanstieg, nicht jedoch zu einem Phasenwechsel des Speichermediums führt. Findet ein Phasenwechsel beim Be-, bzw. Entladen statt, so spricht man von latenter Wärmespeicherung. Bei sensibler Wärmespeicherung kommt meist Wasser als Medium zum Einsatz, während bei latenter Wärmespeicherung unterschiedlichste Medien verwendet werden: Wasser, Kristalle, Mehrstoffmedien, usw. Bei thermochemischen Wärmespeichern wird die Enthalpie der endothermen, bzw. exothermen reversiblen chemischen Reaktionen genutzt. Diese Form der Wärmespeicherung weist eine wesentlich höhere Energiedichte als die beiden erst genannten auf.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal unterschiedlicher thermischer Speichersysteme ist der Temperaturbereich, in dem das Speichermedium genutzt wird. Niedertemperaturspeicher werden bei Temperaturen bis maximal 100°C, Mitteltemperaturspeicher von 100 bis 500°C und Hochtemperaturspeicher bei Temperaturen von über 500°C betrieben.

In solaren Systemen mit Flachkollektoren, die zur Brauchwassererwärmung, der Klimatisierungs- und Heizungsunterstützung dienen, kommen sensible Niedertemperaturspeicher zum Einsatz. Flüssigkeitskollektoren verwenden meist Wasser als Speichermedium. Wasser weist eine hohe spezifische Wärmekapazität von $4182 \frac{J}{kgK}$ bei 20°C, bzw. $4216 \frac{J}{kgK}$ bei 100°C auf, und ist darüberhinaus völlig ungiftig und ökologisch problemlos. Bei Luftkollektoren wird meist Gestein als Speichermedium eingesetzt. Mit Hilfe günstig ausgelegter Speicher kann die Effizienz von Solaranlagen deutlich erhöht werden.

Beim Einsatz von Flüssigspeichern kann die Wärme auf unterschiedliche Arten dem Speichermedium zugeführt, bzw. entnommen werden. Abbildung 2.12 a zeigt den direkten Anschluß des Wärmespeichers an den Kollektor und den Verbraucher. Das flüssige Speichermedium wird durch einen tatsächlichen physikalischen Transport direkt zwischen den einzelnen Komponenten des Systems ausgetauscht. Skizze b und c beschreiben den Wärmetransport in und aus dem Speicher durch interne (Skizze b) und externe (Skizze c) Wärmetauscher in so genannten Zwei- oder Mehrkreis-Solaranlagen. Bei Zweikreisanlagen besteht die Möglichkeit im Kreislauf des Kollektors einen frostsicheren Wärmeträger einzusetzen. Entsprechend wird noch ein Wärmetauscher auf der Verbraucherseite benötigt.

Erfolgt die Verbindung des Speichers mit dem Kollektor und dem Verbraucher direkt oder über externe Wärmetauscher, so besteht die Möglichkeit, die Effizienz des Speichers durch Schichtung des Wärmeträgers weiter zu erhöhen. Bei solchen Schichtenspeichern erfolgt die Einbringung des Speichermediums temperaturabhängig und möglichst sorgfältig. Je heißer das Wasser ist, umso weiter oben im Speicher wird es eingespeist. Das Wärmemedium wird genau in jenem Bereich des Speichermediums eingebracht, der die gleiche Temperatur aufweist. Durch diese Vorgehensweise können Bereiche gleicher Temperatur im Wärmeträger geschaffen werden und ein deutlich positiver Temperaturgradient von unten nach oben

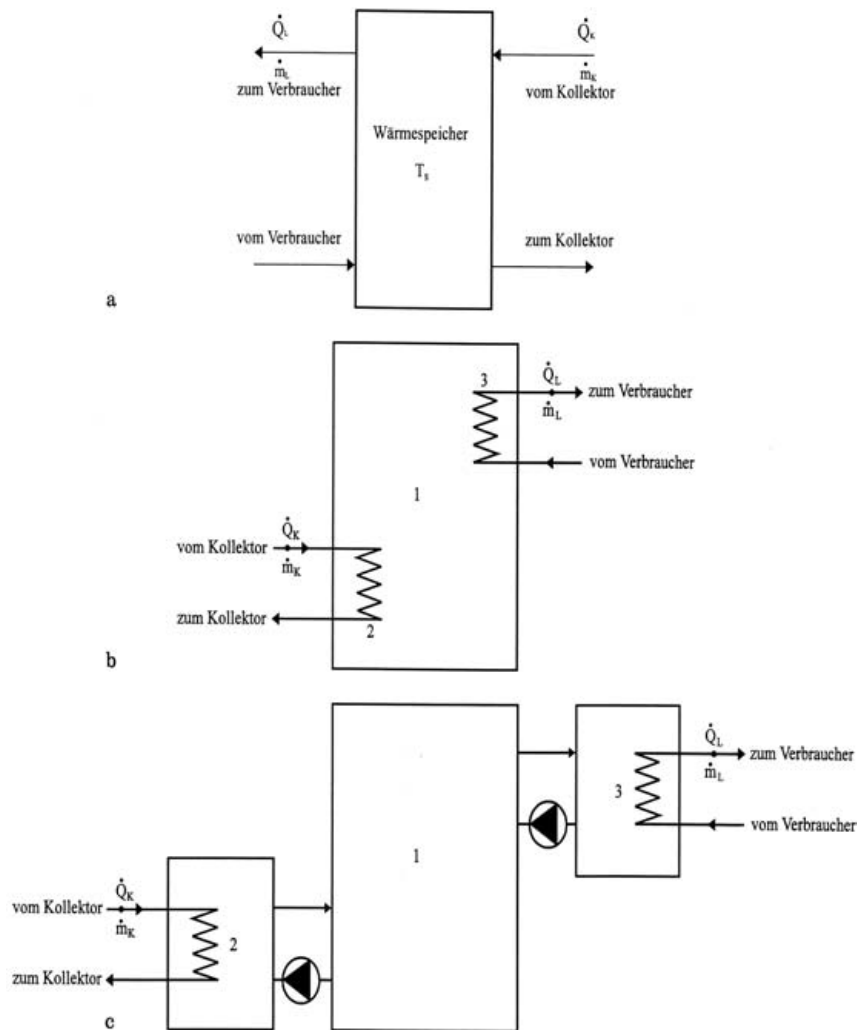


Abbildung 2.12: Einbindung eines thermischen Speichers in ein Energiesystem. ([11], p.143)

entsteht.

Abschließend werden noch einmal die Vorteile des Einsatzes von thermischen Speichern zusammengefasst:

- Zeitliche und stoffliche Entkoppelung von Wärmeerzeugung und Verbrauch.
- Erhöhung der Versorgungssicherheit.
- Glättung der Erzeugungs- und Verbrauchsspitzenlasten.
- Speicherung der Energie von fluktuierenden Wärmequellen.
- Reduktion der benötigten Heizkapazitäten von Zusatzheizungen.
- Erhöhung der Effizienz von solaren Anlagen, v.a. durch den Einsatz von Schichtenspeichern.

2.3.4 Mathematische Modellierung von Wasserwärmespeichern

Vollständig durchmischtes Speichermedium

Physikalische Grundlagen. Die Speicherkapazität Q_S eines sensiblen Wärmespeichers mit dem Volumen V [m^3], der Dichte ρ [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$] und der spezifischen Wärmekapazität c [$\frac{\text{J}}{\text{m}^3\text{K}}$] des Speichermediums beträgt:

$$Q_S = V\rho c(T_{max} - T_{min}) \quad [J] \quad (2.74)$$

Erfolgt die Einbindung des Speichers in das Solarsystem direkt, so ist die Kollektoreintrittstemperatur T_{ein} gleich der Temperatur T_S des Wärmeträgers im Speicher. Somit ergibt sich für die Beladeleistung \dot{Q}_{Be} des Wärmespeichers:

$$\dot{Q}_{Be} = \dot{Q}_{Koll} = \dot{m}_{Koll} \cdot c_p (T_{aus} - T_S) \quad [W] \quad (2.75)$$

Für die Entladeleistung \dot{Q}_{Ent} gilt:

$$\dot{Q}_{Ent} = \dot{Q}_L = \dot{m}_L \cdot c_p (T_S - T_{rueck}) \quad [W] \quad (2.76)$$

Mit:

$\dot{m}_{Koll,L}$	Massenstrom durch den Kollektor-, bzw. Lastkreis. [$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$]
c_p	Spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgers
T_{aus}	Kollektoraustrittstemperatur
T_{rueck}	Rücklaufstemperatur des Wärmeträgers nach dem Verbraucher

Bei Verwendung von internen Wärmetauschern zur Verbindung des Speichers mit dem Kollektor und dem Verbraucher ist die Kollektoreintrittstemperatur T_{ein} nicht gleich der Temperatur T_S , deshalb ist die Beladungsleistung \dot{Q}_{Be} gleich der Nutzwärmeleistung \dot{Q}_{Koll} und es gilt:

$$\dot{Q}_{Be} = \dot{Q}_{Koll} = \dot{m}_{Koll} \cdot c_{p,Koll} (T_{aus} - T_{ein}) \quad (2.77)$$

Der Temperaturabfall ΔT im Wärmetauscher, der sich im Inneren des Wärmespeichers befindet, beträgt:

$$\Delta T = (T_{aus} - T_{ein}) = (T_{aus} - T_S) \left[1 - e^{-\frac{K_W A_W}{\dot{m}_{Koll} c_{p,Koll}}} \right] \quad (2.78)$$

wobei K_W der Wärmedurchgangskoeffizient in [$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$] des Wärmetauschers im Kollektorkreis und A in [m^2] die Wärmeübertragungsfläche des Wärmetauschers im Kollektorkreis ist. Für die Entladeleistung \dot{Q}_{Ent} eines Wärmespeichers mit internem Wärmetauscher gilt:

$$\dot{Q}_{Ent} = \dot{m}_L \cdot c_{p,L} (T_{vor} - T_{rueck}) \quad (2.79)$$

mit der Vorlauf-, bzw. Rücklaufstemperatur T_{vor}, T_{rueck} im Verbraucherkreis. Für die Temperaturerhöhung ΔT des Wärmelastmediums im Wärmetauscher mit einem Wärmedurchgangskoeffizient K_W und der Fläche A ergibt sich:

$$\Delta T = (T_{vor} - T_{rueck}) = (T_S - T_{rueck}) \left[1 - e^{-\frac{K_W A_W}{\dot{m}_L c_{p,L}}} \right] \quad (2.80)$$

Die Energiebilanz eines Wärmetauschers sagt aus, daß die von dem Kollektorwärmemedium im Wärmetauscher abgegebene Wärmeleistung gleich ist der Wärmeleistung die dabei

vom Speichermedium aufgenommen wird. Damit lässt sich die Beladeleistung \dot{Q}_{Be} aus der Energiebilanz bestimmen:

$$\dot{Q}_{Be} = \dot{m}_{Koll} \cdot c_{p,Koll} (T_{aus} - T_{ein}) = \dot{m}_S \cdot c_{p,S} (T_{aus,S} - T_{ein,S}) \quad (2.81)$$

wobei \dot{m}_S der Massenstrom des Speichermediums im Wärmetauscher, $c_{p,S}$ die spezifische Wärmekapazität des Speichermediums und $T_{ein,S}$ bzw. $T_{aus,S}$ die Eintritts-, bzw. Austrittstemperatur des Speichermediums im Wärmetauscher ist. Bei der Berechnung von Wärmetauschern wird üblicherweise die Betriebscharakteristik ϵ verwendet, welche als eine Art Effizienz des Wärmetauschers verstanden werden kann:

$$\dot{Q}_{Be} = \epsilon \cdot \dot{m}_{Koll} \cdot c_{p,Koll} (T_{aus} - T_{ein,S}) \quad (2.82)$$

Mathematische Modellierung. Bei einem vollständig durchmischten Wärmespeicher weist das Speichermedium an allen Orten die gleiche Temperatur auf. Die Temperatur ist nur zeitabhängig. Mit Hilfe der Energiebilanz lässt sich ein eindimensionales Modell des vollständig durchmischten Speichers aufstellen:

$$\frac{dU_S}{dt} = \dot{Q}_{d,zu} - \dot{Q}_{d,ab} + \dot{Q}_{W,zu} - \dot{Q}_{W,ab} - \dot{Q}_{S,V} \quad (2.83)$$

Mit:

dU_S	Änderung der inneren Energie des Wärmespeichers
$\dot{Q}_{d,zu,ab}$	Direkt zu-, bzw. abgeführter Wärmestrom
$\dot{Q}_{W,zu,ab}$	Durch Wärmetauscher zu-, bzw. abgeführter Wärmestrom
$\dot{Q}_{S,V}$	Thermischer Verluststrom des Speichers

Für einen vollständig durchmischten Wärmespeicher mit direkter Wärmezufuhr aus einem Kollektor (Massenstrom \dot{m}_{Koll} , Austrittstemperatur $T_{Koll,aus}$), mit der Wärmeabgabe an einen Verbraucher (Massenstrom \dot{m}_L , Rücklaufstemperatur $T_{L,aus}$) und einer Zusatzheizung mit der Leistung \dot{Q}_H kann Gleichung 2.83 geschrieben werden als:

$$V_S \rho_S c_{p,S} \frac{dT_S}{dt} = \dot{m}_{Koll} c_{p,Koll} (T_{K,aus} - T_S) - \dot{m}_L c_{p,L} (T_S - T_{rueck}) + \dot{Q}_H + K_S A_S (T_S - T_U) \quad (2.84)$$

wobei V_S das Speichervolumen in m^3 ist. Die Gleichung 2.84 kann mit Hilfe des Differenzenverfahrens nach der Speichertemperatur T_S aufgelöst werden:

$$T_{S,n+1} = T_{S,n} + \frac{\Delta t}{V_S \rho_S c_{p,S}} \left[\dot{Q}_{Koll} + \dot{Q}_H - \dot{Q}_L - K_S A_S (T_U - T_S) \right] \quad (2.85)$$

dabei ist $T_{S,n}, T_{S,n+1}$ die Speichertemperatur zum Zeitpunkt t , bzw. $t+\Delta t$, Δt das Zeitintervall und $\dot{Q}_{Koll}, \dot{Q}_H$ bzw. \dot{Q}_L der Wärmestrom von dem Solarkollektor, der Zusatzheizung bzw. an die Verbraucher ist.

Schichtenspeicher

Die Abbildung 2.13 zeigt die verschiedenen Schichten gleicher Temperatur im Wärmeträger, wobei angenommen wird, daß alle Schichten gleich dick sind.

Die momentane Energiebilanz der Schicht i lautet:

$$\frac{dU_i}{dt} = \dot{Q}_{i,d,zu} - \dot{Q}_{i,d,ab} + \dot{Q}_{i,W,zu} - \dot{Q}_{i,W,ab} - \dot{Q}_{i,S,V} + \dot{Q}_{i,1} + \dot{Q}_{i,konv} \quad (2.86)$$

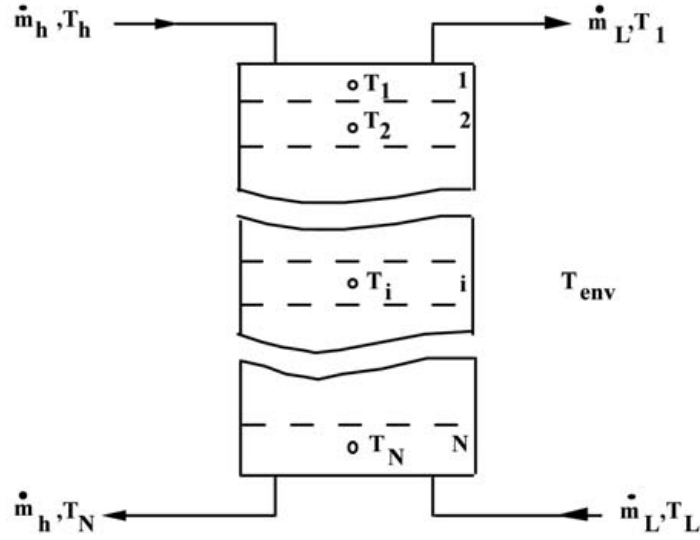


Abbildung 2.13: Geschichtetes Speichermedium. ([23], p.5-365)

Diese Gleichung ist bis auf die beiden letzten Terme mit Gleichung 2.83 ident. Der Term $\dot{Q}_{i,1}$ berücksichtigt den Netto-Wärmestrom durch Wärmeleitung und natürliche Konvektion zwischen den Nachbarelementen $i-1$, i , $i+1$ und $\dot{Q}_{i,konv}$ stellt den Netto-Wärmestrom durch erzwungene Konvektion zwischen diesen Schichten dar. Der durch Wärmeleitung und natürliche Konvektion hervorgerufene Wärmestrom lässt sich mittels der effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} berechnen:

$$\dot{Q}_i = -A_S \lambda_{eff} \frac{dT}{dz} \quad (2.87)$$

mit der Querschnittsfläche des Wassertanks, dem Temperaturgradienten $\frac{dT}{dz}$ in Richtung der nach unten zeigenden Koordinaten z . Die effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} setzt sich aus der Wärmeleitfähigkeit λ des Speichermediums und dem Aufschlag λ_k für die natürliche Konvektion zusammen.

$$\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_k \quad (2.88)$$

Für den Wärmestrom durch Wärmeleitung und natürliche Konvektion zwischen benachbarten Schichten $i-1$, bzw. $i+1$ der Höhe h gilt dann:

$$Q_{i-1,i} - Q_{i,i+1} = A_S \frac{\lambda_{eff}}{h} (T_{i-1} - T_i) (T_i - T_{i+1}) \quad (2.89)$$

Mit Hilfe einer Massenstrombilanz lassen sich die durch erzwungene Konvektion hervorgerufenen Wärmeströme zwischen benachbarten Schichten bestimmen. Zur weiteren Vereinfachung werden im folgenden Wärmekapazitätsströme C_i betrachtet, wobei \dot{m} der Massenstrom und c_p die spezifische Wärmekapazität ist.

$$\begin{aligned} C_{i-1} &= (\dot{m} \cdot c_p)_{i-1} & \left[\frac{W}{K} \right] \\ C_i &= (\dot{m} \cdot c_p)_i \end{aligned} \quad (2.90)$$

Somit ergibt sich, unter Vernachlässigung weiterer äußerer Wärmeströme, ein Netto-Wärmestrom $\dot{Q}_{i,k}$ für die i -te Schicht im Speicher.

$$\dot{Q}_{i,k} = 0,5 \{ [|C_{i-1}| + C_{i-1}] T_{i-1} + [|C_i| + C_i] T_{i+1} + [|C_{i-1}| + C_{i-1} - |C_i| - C_i] T_i \} \quad (2.91)$$

Die restlichen Terme in der Gleichung 2.86 sind mit Hilfe der im Abschnitt über vollständig durchmischte Speichermedien erhaltenen Ergebnissen zu bestimmen.

2.4 Psychrometrie

Die Psychrometrie ist ein Teilgebiet der Thermodynamik und behandelt die thermodynamischen Eigenschaften der feuchten Luft (Psychros: griechisch: kalt, frisch).

In den folgenden Überlegungen wird feuchte Luft als ein Gemisch zweier Gase, Luft und Wasserdampf, betrachtet. Mit Hilfe des Dalton'schen Gesetzes, können die Partialdrücke der einzelnen Gase in einem Gasgemisch bestimmt werden:^[12]

"Jeder Stoff eines idealen Gasgemisches übt bei der zugrundegelegten Temperatur den gleichen Druck aus, als wenn der Stoff den beanspruchten Raum alleine ausfüllen würde. Die Partialdrücke sind also voneinander unabhängig."

So ergibt sich für den Gesamtdruck von feuchter Luft:

$$p_{\text{FeuchteLuft}} = p_{\text{TrockeneLuft}} + p_{\text{Wasserdampf}} \quad (2.92)$$

Einige der psychrometrischen Größen werden in den folgenden Abschnitten erläutert.

2.4.1 Absolute und relative Luftfeuchtigkeit

Absolute Luftfeuchtigkeit. Die absolute Luftfeuchtigkeit X ist definiert als das Verhältnis der Masse m_D des Wasserdampfes und der Masse m_L der trockenen Luft, die diesen Wasserdampf enthält:

$$X = \frac{m_D}{m_L} \quad (2.93)$$

Die absolute Feuchte X ist eine dimensionslose Größe und wird auch als Wassergehalt bezeichnet. Der Wertebereich von X erstreckt sich von $X = 0$ für trockene Luft bis $X \rightarrow \infty$ für reinen Wasserdampf. Der Zustand der feuchten Luft ist durch die drei Zustandsgrößen Temperatur T , Gesamtdruck p und den Wassergehalt X bestimmt. Wenn der Partialdruck p_D des Wasserdampfes kleiner als der Sättigungsdruck p_S der feuchten Luft ist, diese das Wasser also nur als überhitzten Wasserdampf enthält, können die Partialdrücke des Wasserdampfes und der trockenen Luft aus der idealen Gasgleichung berechnet werden.

$$p_D = m_D R_D \frac{T}{V} \quad (2.94)$$

$$p_L = m_L R_L \frac{T}{V} \quad (2.95)$$

T und V sind die Temperatur und das Volumen der feuchten Luft. Somit ergibt sich für die absolute Luftfeuchte X :

$$X = \frac{m_D}{m_L} = \frac{R_L p_D}{R_D p_L} = \frac{M_D p_D}{M_L p_L} = 0,622 \frac{p_D}{p_L} \quad (2.96)$$

Relative Luftfeuchtigkeit. Die relative Luftfeuchtigkeit φ ist definiert als das Verhältnis des Partialdrucks des Wasserdampfes p_D und des Sättigungsdruckes p_S .

$$\varphi = \frac{p_D}{p_S} \quad (2.97)$$

Aus dem Dalton'schen Gesetz ergibt sich:

$$p_L = p - p_D \quad (2.98)$$

Setzt man die Ergebnisse aus den Gleichungen 2.97, 2.98 in 2.96 ein, so folgt:

$$X = 0,622 \frac{\varphi p_S}{1 - \varphi p_S} \quad (2.99)$$

Sättigungsdruck. Der Sättigungsdruck p_S des Wasserdampfs in trockener Luft ist sowohl von der Temperatur, als auch vom Umgebungsdruck abhängig. Zur rechnerischen Bestimmung stehen verschiedene Näherungsformeln zur Verfügung. Die Magnus Formel ist eine 1844 von H.G. Magnus abgeleitete Formel zur Berechnung von p_S .

$$p_S(T) = p_0(T = 0^\circ C) \cdot e^{\frac{C_1 T}{C_2 + T}} \quad (2.100)$$

Mit:

$E_0(T = 0^\circ C)$	610,78Pa
C_1	17,08085 falls $T \geq 0^\circ C$
C_1	17,84362 falls $T < 0^\circ C$
C_2	234,175K falls $T \geq 0^\circ C$
C_2	245,425K falls $T < 0^\circ C$

Mit Hilfe der Gleichungen 2.99 und 2.100 können nun relative Feuchtwerte φ in absolute Feuchtigkeiten X umgerechnet werden.

2.4.2 Taupunkt

Bei der Abkühlung eines ungesättigten Gas-Dampfgemisches bei konstantem Gesamtdruck, bleibt der Partialdruck des Dampfes konstant. Bei Erreichen einer bestimmten Temperatur gilt dann:

$$p_D = p_S \quad (2.101)$$

Bei dieser Temperatur bildet sich das erste Kondensat. Diese Temperatur ist die Taupunkttemperatur T_T . Der Taupunkt ist also definiert als jene Temperatur, bis zu der feuchte Luft abgekühlt werden muß, damit sie vollständig gesättigt ist. Die Ermittlung der Taupunkttemperatur T_T erfolgt mit Hilfe von empirischen Gleichungen oder Tabellenwerken.

2.5 Kältemaschinen

Der stochastischen Bewegung mikroskopischer Teilchen wird der makroskopische Begriff der Temperatur zugeordnet. Diese Eigenschaft der Materie ist ein Maß für die Intensität der Bewegung der Moleküle, Atome, Ionen, Elektronen... Die Erzeugung von Kälte erfordert demzufolge eine Reduktion der Bewegungsintensität dieser Teilchen. Das Äquipartitionstheorem besagt, daß sich die in einem System enthaltene Wärmeenergie im Mittel gleichmäßig auf alle Freiheitsgrade aufteilt. Eine Reduktion der Bewegungsintensität, der Temperatur, in einem beschränkten Bereich, ist also nur dann dauerhaft möglich, wenn entgegen der Tendenz des Systems zur Gleichverteilung, ständig Wärme abgeführt wird. Nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik kann Wärme nicht von selbst von einem Körper niedriger auf einen Körper höherer Temperatur übergehen [28], genau das ist jedoch die Aufgabe von Kältemaschinen. Zur Anhebung von Wärme von einem unteren Temperaturniveau auf ein mittleres, ist Energie eines oberen, noch höheren Temperaturniveaus nötig. Mit Hilfe der Absenkung der Temperatur des obersten Niveaus, kann somit, im Einklang mit dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik, Wärme von einem unteren auf ein mittleres Energieniveau transportiert werden. Diese grundlegenden Wärmeströme sind in Abbildung dargestellt.

Im allgemeinen werden Kältemaschinen mit Hilfe von thermodynamischen Kreisprozessen angetrieben, um einen kontinuierlichen Betrieb zu ermöglichen. Hierbei kommen z.B. Carnot-, Lorenz-, Ackeret-Keller-, Stirling- oder Joule Prozesse [3], meist jedoch Kreisprozesse, deren

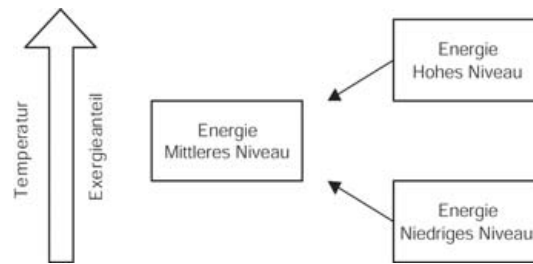


Abbildung 2.14: Temperaturniveaus bei der Kälteerzeugung.

Grenzfall dem Carnotprozess entspricht ^[12], zum Einsatz. Verschiedenste Kälteeffekte können zur Temperaturverminderung im Arbeitsmedium eingesetzt werden:

- Verdampfen einer Flüssigkeit
- Verdunsten einer Flüssigkeit
- Desorbieren eines Gases aus einer Flüssigkeit
- Entspannung durch Volumenarbeit
- Drosseloeffekt (Joule-Thomson Effekt)
- Wirbelrohreffekt
- Thermoelektrischer Effekt (Peltier Effekt)
- Magnetokalorischer Effekt
- Elektrokalerischer Effekt
- Galvanomagnetischer Effekt (Ettinghausen Effekt)

In den folgenden Abschnitten werden Kältetechnologien vorgestellt, welche mit Hilfe von Verdunstung, Desorption und Absorption, sowie Entspannung des Arbeitsmediums Kälte erzeugen.

Coefficient of Performance - COP Thermische Kältemaschinen nutzen, wie im obigen Abschnitt erläutert wurde, Wärme eines hohen Energieniveaus um Wärme von einem tiefen auf ein mittleres Niveau zu heben. Die Güte oder Effizienz dieses Prozesses wird mit Hilfe des Coefficient of Performance (COP) beschrieben. Der COP ist als Quotient von eingesetzter Wärme hoher Temperatur $Q_{Antrieb}$ zu transportierter Wärme Q_{Nutzen} auf niedrigem Temperaturniveau definiert:

$$COP = \frac{Q_{Nutzen}}{Q_{Antrieb}} \quad (2.102)$$

Dieser COP entspricht einem thermodynamischen Wirkungsgrad.

2.5.1 Kompressionskältemaschinen (KKM)

Kompressionskältemaschinen werden ausschließlich mechanisch, z.B. von einem Elektromotor, angetrieben und kühlen in einem geschlossenen Kreislauf des Arbeitsmediums dasselbe ab. Dabei wird Abwärme frei, welche in geeigneter Art und Weise abzuführen ist. Abbildung 2.15 zeigt schematisch den Aufbau einer solchen Anlage.

Der Kaltdampf - Kompressions - Kälteprozess hat mit über 90% aller installierten Anlagen zur Zeit die grösste Bedeutung in der Kälte und Klimatechnik.

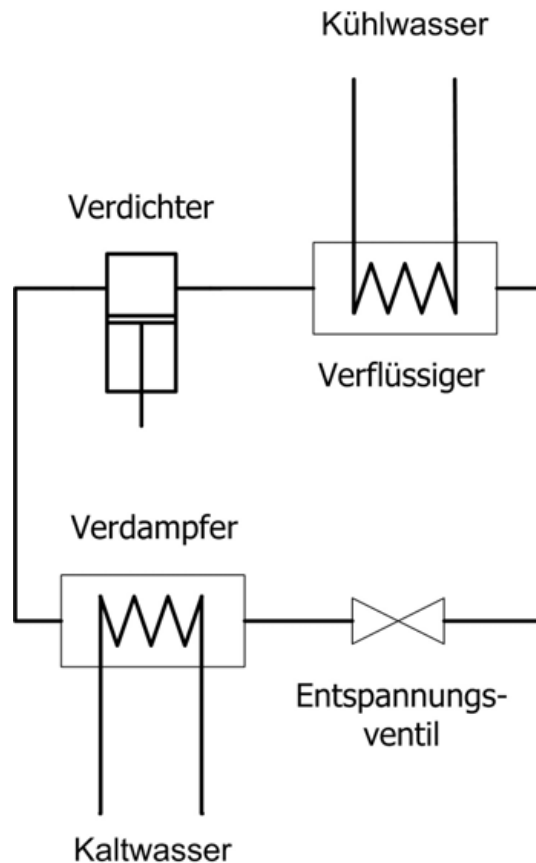


Abbildung 2.15: Skizze einer Kompressionskältemaschine.

Funktionsweise Hochdruckbereich:

Das gasförmige Kältemittel im Niederdruckbereich der Kompressionskältemaschine gelangt in den Kompressor, wo es verdichtet wird. Durch die Verdichtung erhöht sich sowohl der Druck, als auch die Temperatur im Kältemittel.

Das heiße, verdichtete Medium gelangt dann in den Kondensator, wo es kondensiert und die überschüssige Wärme (Abwärme) an die Umgebung abgegeben wird. Nach der Kondensation ist das Kältemittel flüssig und auf einem hohen Druckniveau.

Niederdruckbereich:

Im Expansionsventil entspannt sich das Kältemittel, das heißt der Druck wird abgebaut. Nach dem Expansionsventil ist das Kältemittel immer noch flüssig, jedoch nun im Niederdruckbereich.

Es gelangt danach in den Verdampfer, wo durch den tieferen Druck einerseits Wärmezufuhr von aussen andererseits das Kältemittel wieder verdampft. Diese äußere Wärmezufuhr entspricht dem nutzbaren Kälteentzug der KKM.

Im nächsten Schritt gelangt das Medium wieder zum Kompressor, womit der Kreislauf geschlossen ist.

2.5.2 Absorptionskältemaschinen (ABKM)

Der Hauptunterschied zur Kompressionskältetechnik liegt darin, dass in einer Absorptionskälteanlage der Kältemitteldampf nicht mechanisch, sondern mittels des Absorptionsmittels

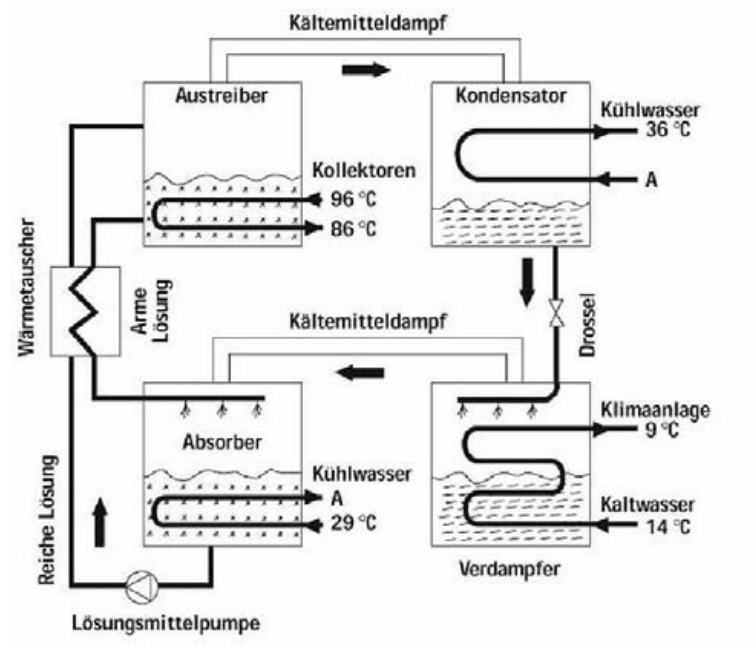


Abbildung 2.17: Aufbau einer Absorptionskältemaschine.

Absorber und im Verflüssiger. Durch die Integration eines Nachkühlers im Kältemittelkreislauf und eines Wärmetauschers im Lösungsmittelkreislauf, wird durch daraus erfolgenden internen Wärmeaustausch der Prozesswirkungsgrad zusätzlich verbessert. Abbildung 2.18 zeigt den Aufbau einer einstufigen Absorptionskältemaschine.

Anlagentypen Die beiden wichtigsten Anlagenarten mit Absorptionskältetechnologie zur solaren Kühlung sind:

- Wasser-Lithiumbromid-Absorptionsanlagen
- Ammoniak-Wasser-Absorptionsanlagen

Wasser-Lithiumbromid-Absorptionsanlagen Diese werden für die Klimatisierung mit Verdampfertemperaturen über 0°C eingesetzt, da Wasser als Kältemittel den Einsatz bei Temperaturen unter 0°C verhindert. Mit Wasser-Lithiumbromid-Absorptionsanlagen sind Kaltwasseraustrittstemperaturen bis ca. 5°C möglich, daher werden sie auch hauptsächlich zur Kaltwassererzeugung in der Klimatechnik eingesetzt. Die eingesetzte Lithiumbromidlösung ist nahezu ungiftig, geruchlos und nicht brennbar. Die maximale Austreibertemperatur dieses Gemisches beträgt ungefähr 160°C ; der gesamte Prozess läuft bei Niederdruck ab. Bei zu hohen Heizmitteltemperaturen oder zu niedrigen Kühlmitteltemperaturen besteht Kristallisationsgefahr. Lithiumbromid-Absorptionskältemaschinen werden als Kompaktgerät in großen Stückzahlen in Serie hergestellt.

Die Vorteile des Wasser-Lithiumbromid-Gemisches:

- Die Lösung ist nicht giftig, nicht entflammbar und kann sich nicht verflüchtigen.
- Wasser hat, als Kältemittel eingesetzt, eine hohe Verdampfungswärme.

Die Nachteile des Wasser-Lithiumbromid-Gemisches:

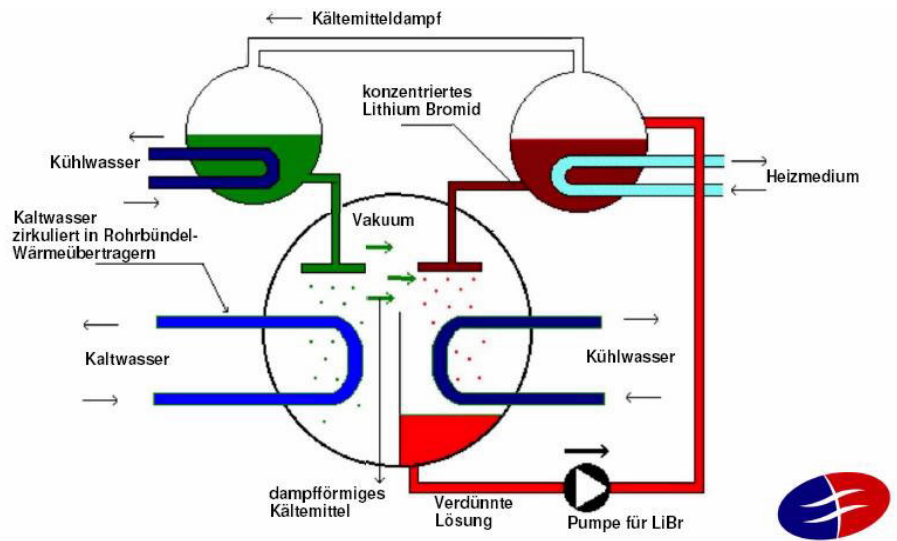


Abbildung 2.18: Skizze einer einstufigen Absorptionskältemaschine [Quelle:AXIMA].

- Der Einsatzbereich ist durch den Gefrierpunkt von Wasser begrenzt.
- Durch das Vakuum wird eine hohe Dichtigkeit des Systems verlangt.
- Lithiumbromid ist im Wasser nur begrenzt löslich.

Ammoniak-Wasser-Absorptionsanlagen Diese werden für Klimatisierung und Kälteerzeugung eingesetzt, da Temperaturen bis zu ca. -60°C realisierbar sind. Besonders zu beachten ist, dass Ammoniak giftig ist und stechend riecht. In Wasser gelöstes Ammoniak ist ätzend; Ammoniak-Luft-Gemische sind in der Regel schwer entzündbar, ab einem Ammoniakanteil von ca. $>15\%$ aber sind diese Gemische explosiv. Die maximale Austreiber-temperatur dieses Gemisches beträgt ungefähr 200°C ; es besteht die Gefahr der chemischen Zersetzung. Kristallisationsgefahr besteht bei diesem Gemisch nicht, allerdings sollten die Höchsttemperaturen im Lösungskreislauf 180°C nicht überschreiten. Da Ammoniak-Wasser-Absorptionsanlagen unter hohem Systemdruck arbeiten, ist die Herstellung dieser Anlagen teurer als die Herstellung von Lithium-Bromid-Anlagen.

Die Vorteile des Ammoniak-Wasser-Gemisches:

- Bis ca. -60°C einsetzbar.
- Ammoniak als Kältemittel verfügt über eine hohe Verdampfungswärme.
- Wärme- und Stoffübertragungsverhältnisse sind bei diesem Gemisch sehr gut.

Die Nachteile des Ammoniak-Wasser-Gemisches:

- Das Lösungsmittel ist toxisch und kann sich verflüchtigen.
- Es ist zum Betrieb ein sehr hoher Druck notwendig.

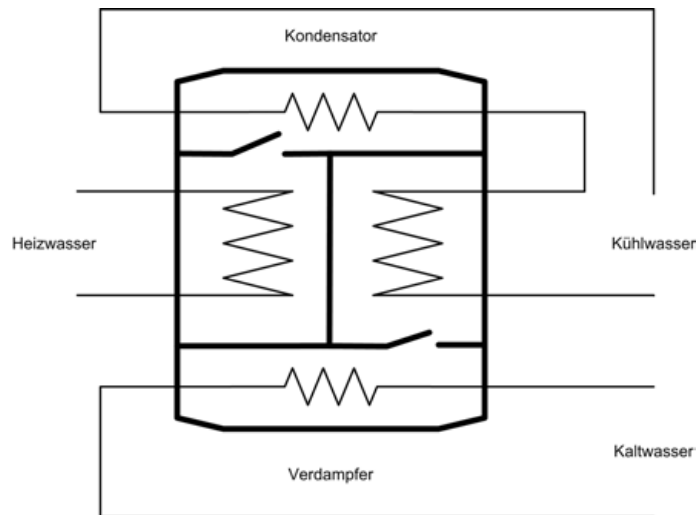


Abbildung 2.19: Skizze einer Adsorptionskältemaschine.

2.5.3 Adsorptionskältemaschinen

Unter Adsorption versteht man prinzipiell einen physikalischen Prozess, bei dem Moleküle eines Stoffes an der Oberfläche eines anderen Stoffes (Sorptionsmittel) aufgenommen (adsorbiert) werden. Durch Verdampfen und Adsorbieren eines Kältemittels (in der Regel Wasser) wird in diesem Prozeß der nutzbare Kälteeffekt erzeugt. Die Desorption und Regenerierung des Sorptionsmittels erfolgt anschließend mittels Wärmezufuhr. Die für die Desorption notwendige Energie, kann aus verschiedenen Quellen wie z.B.: Solarwärme, Fernwärme, usw., stammen. Wie beim Absorptionskälteprozess ist kein mechanischer Verdichter notwendig. Die Adsorptionskältemaschine kann u. a. mittels solarer Wärme angetrieben werden, wodurch solare Kälte nahezu ohne den Einsatz von Primärenergie verfügbar gemacht wird. AdKM werden zurzeit nur von wenigen Herstellern in Asien kommerziell produziert. Es ist in Bezug auf Behältertechnik, Wärmetauschergestaltung und verwendeten Materialien noch einiges an Forschungs- und Entwicklungsarbeit von Nöten, um höhere Leistungsdichten zu erreichen und die Anlagen dadurch noch effektiver und leichter handhabbar zu machen. Die Einsatzmöglichkeiten und Anwendungsgebiete von AdKM gleichen jenen der AbKM. Gegenwärtig existieren nur zwei Firmen, die AdKM kommerziell vertreiben. Das sind die Firma Nishiyodo CO Ltd. mit der Produktreihe NAK-C (in Deutschland von der GBU vertreten) und die Firma Mayekawa Mfg mit der Produktreihe ADR (in Deutschland von der Albring Industrievertretung GmbH vertreten). Beide Firmen stellen AdKM mit ähnlichen Leistungsbereichen (ca. 50kW bis ca. 350kW) her.

Funktionsweise Eine AdKM ist im Prinzip ein Druckkessel, der aus mindestens zwei miteinander verbundenen Kammern besteht. Das System ist geschlossen und operiert im Niederdruckbereich bei Drücken von 10 bis 200 mbar.

Der Prozess zur Kälteerzeugung läuft intermittierend ab und besteht grundsätzlich aus vier Stufen:

- 1. Stufe: Das gesamte System wird vollständig evakuiert, anschließend wird Wasser (Sorbat) in den Verdampfer eingebracht. Durch das im Verdampfer herrschende Vakuum, verdampft das Wasser sofort; die dafür notwendige Wärme wird dabei der Umgebung entzogen.

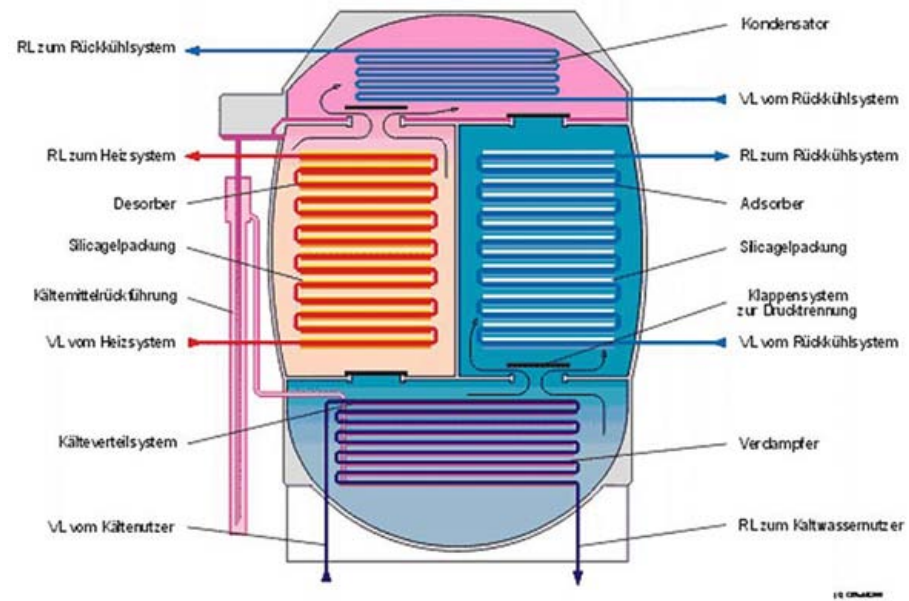


Abbildung 2.20: Aufbau einer Adsorptionskältemaschine.

- 2. Stufe: Das verdampfte Wasser wird im Sorber (Adsorber) vom Sorptionsmittel aufgenommen (adsorbiert); Dabei wird Wärme freigesetzt, die entsprechend abgeführt werden muss. Der Sorber kann nur so lange Sorbat aufnehmen bis er gesättigt ist; anschließend muss der Sorber wieder regeneriert werden.
- 3. Stufe: Durch Zufuhr von thermischer Energie wird der Sorber regeneriert, d.h. der zuvor adsorbierte Wasserdampf wird wieder ausgetrieben (= desorbiert). Der Adsorber wird nun zum Desorber.
- 4. Stufe: Das ausgetriebene Sorbat gelangt zunächst noch dampfförmig in den Kondensator. Dort wird das dampfförmige Sorbat mittels entsprechender Kühlung durch einen Kühlkreislauf wieder verflüssigt und gelangt dann wieder in den Verdampfer. Der Prozess beginnt von vorne.

Mit der Rückführung des kondensierten Wasserdampfes ist der Prozess abgeschlossen und beginnt erneut. Der Sorber wechselt seine Funktion von Adsorber zu Desorber, nach Ablauf der vorgegebenen Zykluszeit - um die freiwerdende Adsorptionswärme abzuführen, wird gekühlt und um die Desorption einzuleiten, wird beheizt. Durch Öffnen und Schließen von Ventile wird zwischen den Zyklen gewechselt. Dadurch entsteht ein intermittierender Betrieb, der eine teilkontinuierliche Kälteleistung liefert und zu dem, für Adsorptionskältemaschinen typischen Prozessverlauf führt (siehe Abbildung 2.21). In Abhängigkeit von der Auslegung, der Größe und den Betriebsbedingungen liegen die Leistungszahlen in einem Bereich von ca. 0,45 - 0,65. Dieses Verhältnis von Kälteleistung zu Heizleistung kann durch Variation der Zyklusdauer zusätzlich noch verbessert oder verschlechtert werden.

Anlagentypen Die verfügbaren Anlagenarten unterscheiden sich durch die eingesetzten Stoffpaare bestehend aus der nichtflüchtigen Substanz dem sogenannten *Sorbens* (Sorptionsmittel) und der flüchtigen Substanz dem sogenannten *Sorbat* (Kältemittel). Die, für den Adsorptionsvorgang verwendeten Stoffpaare, müssen einige Kriterien erfüllen - ihre ökologischen, ökonomischen und physikalischen Eigenschaften sind entscheidend bei der Frage über

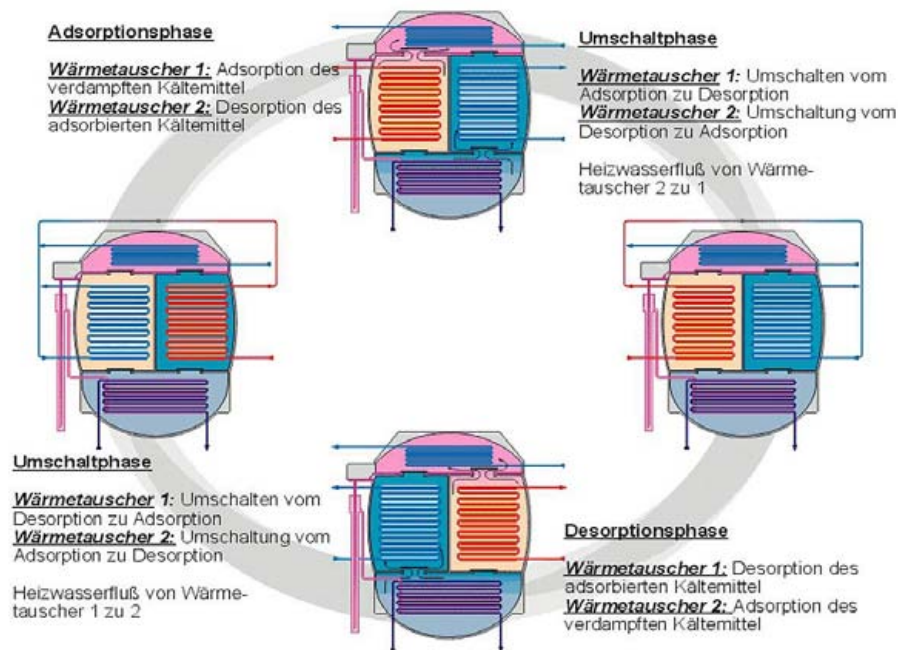


Abbildung 2.21: Funktionsweise einer Adsorptionskältemaschine.

die Einsatzfähigkeit der Adsorptionsaggregate. Die hierbei gängigsten Stoffpaare sind in Tabelle 2.1 angeführt.

Sorbens	Sorbat
Silikagel	Wasser
Silikagel	Ammoniak
Silikagel	Schwefeldioxid
Aktivkohle	Ammoniak
Aktivkohle	Methanol
Zoelite	Wasser
Kalziumchlorid	Ammoniak

Tabelle 2.1: Stoffpaare für Adsorptionskältemaschinen zur Klimatisierung.

2.5.4 Sorptionsgestützte Kältesysteme

Die sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK) stellt eine neue und innovative Möglichkeit zur Klimatisierung dar. Andere verwendete Bezeichnungen sind z.B. DCS (Desiccant Cooling System) oder DEC (Desiccative and Evaporative Cooling). Prinzipiell handelt es sich bei der SGK um eine Verfahrenskombination aus Verdunstungskühlung, Lufttrocknung und Wärmerückgewinnung. Die wesentlichen Vorteile der SGK-Technik liegen hauptsächlich im ökologischen und wirtschaftlichen Bereich. So lässt z.B. die als Kühleffekt genutzte Verdunstungskühlung den Verzicht auf chemische Kältemittel zu, von denen die meisten den Treibhauseffekt und die Ozonerstörung fördern. Durch den Einsatz von alternativen Energien (Sonnenenergie, Abwärme, etc.) als Antriebsenergie ist es möglich Primärenergie einzusparen und somit die Betriebskosten zu senken. Im Winter wird die Klimaanlage zur Wärmerückgewinnung einge-

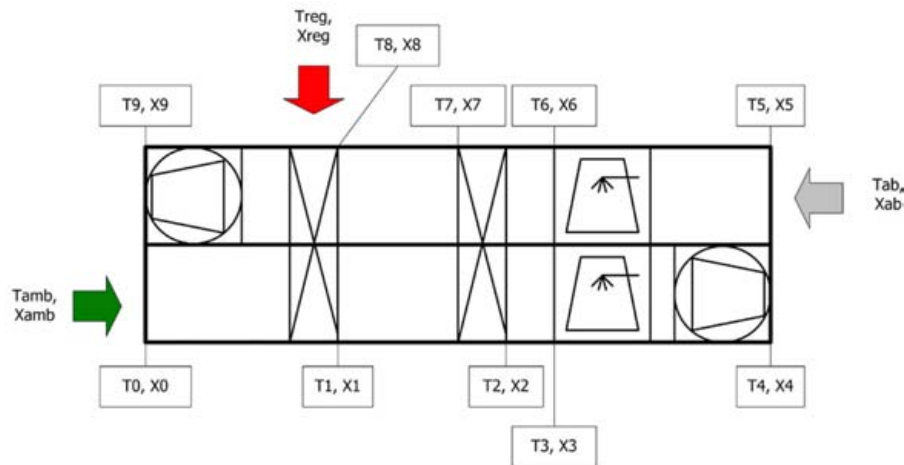


Abbildung 2.22: DEC Kälteanlage.

setzt, im Falle eines solarunterstützten Systems können die Kollektoren zur Heizungsunterstützung verwendet werden. Am weitesten verbreitet sind Anlagen, die eine Verbindung der sorptiven Luftentfeuchtung mit Wärmerückgewinnung und Verdunstungskühlung darstellen. Der größte und wichtigste Vorteil von SGK-Anlagen liegt in der variablen Antriebsenergie für die Kälteerzeugung (Solarenergie, Fernwärme, Abwärme aus technologischen Prozessen, Wärme aus Kraft-Wärme-Kopplung durch BHKW's, etc.). Im Gegensatz zur klassischen Kompressionskältemaschine wird bei der SGK nicht elektrischer Strom, sondern Wärme als Antriebsenergie eingesetzt. Bei der SGK erfolgt eine Trennung von Kühlen und Entfeuchten. Während bislang zur Wasserausscheidung die Taupunktunterschreitung genutzt wurde, erfolgt hier eine Bindung des Wasserdampfes an hygroskopische Materialien. Eingesetzt werden sowohl flüssige als auch feste Sorptionssysteme, wobei der Sorptionsregenerator der wichtigste und am häufigsten eingesetzte Vertreter dieser Systeme ist. Sorptionsrotoren (Siehe Abb. 2.23) unterscheiden sich in ihrem Aufbau nur geringfügig von herkömmlichen Wärmerückgewinnungsrädern - lediglich die Art der Speichermasse (hygroskopisch) ist bei Sorptionsrotoren anders. Die hygroskopische Eigenschaft der Speichermasse wird durch Tränkung mit Salzlösung bzw. durch Aufbringen von festen Adsorbentien herbeigeführt. Als feste Sorptionsmaterialien werden hauptsächlich hygroskopische Salze (z.B. Lithiumchlorid) und Silikagel verwendet. Diese werden bei kontinuierlich arbeitenden Anlagen auf die Speichermasse der Rotoren aufgebracht, bei nicht kontinuierlich arbeitenden Anlagen werden sie als Festbettschüttung eingesetzt. Als Trägermaterialien werden vor allem Glasfaser (vorwiegend bei Silikagelrotoren) oder auch Zellulose (vorwiegend bei LiCl-Rotoren) verwendet.

Funktionsweise Anhand der Abbildung 2.22 soll die Funktionsweise einer Desiccant-Cooling Anlage skizziert werden. Bei einer SGK-Anlage wird zunächst die angesaugte, bereits gefilterte Außenluft (0) bei der Durchströmung durch den Sorptionsrotor getrocknet (1), dabei wird Kondensationswärme frei, die zu einer Temperaturerhöhung des Luftstromes führt. Diese bereits entfeuchtete und warme Luft wird dann im Wärmerückgewinnungsradiator vorgekühlt (2). Dabei wird Wärme durch Drehen des Rotors durch beide Luftströme, von der Zu- auf die Abluftseite übertragen. Für den Winterfall ist nach dem Wärmerückgewinnungssystem noch ein Nacherhitzer vorgesehen, um die Luft weiter zu erwärmen; Dieser wäre zwischen den Punkten (2) und (3) zu finden, fehlt aber in obiger Abbildung. Um den gewünschten Zuluftzustand zu erreichen, wird die Luft anschließend in einem regelbaren Befeuchter (Verdunstungskühler) weiter abgekühlt. Diese Temperaturabsenkung ergibt sich durch die jeweilige Wirksamkeit der

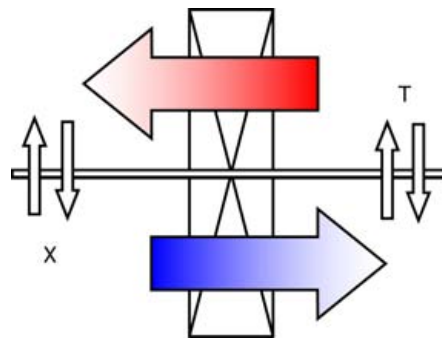


Abbildung 2.23: Sorptionsrad.

Verdunstungskühlung in Abhängigkeit von der Außenluft. Um die endgültige Zulufttemperatur ermitteln zu können, muss noch die Abwärmeabgabe des Zuluftventilators berücksichtigt werden. Die Ventilatorwärme führt zu einer im Sommer unerwünschten Temperaturerhöhung von ca. 1 K (4) - dies ist bei der Systemauslegung zu beachten. Die aus dem Raum abgeführte Abluft (5) wird zunächst in einem weiteren Befeuchter annähernd bis zum Sättigungszustand befeuchtet und dadurch abgekühlt (6). Diese Vorgehensweise birgt ein hohes Kühlpotential, welches bei der Wärme- bzw. Kälterückgewinnung genutzt werden kann. Nach dem Befeuchter durchströmt die Luft das Wärmerückgewinnungsrads (7). Anschließend durchströmt die Abluft den Sorptionsrotor, um dessen Desorption sicherzustellen. Danach verlässt der Luftstrom das System durch den Abluftventilator (9).

Kapitel 3

Auswahl der Klimastandorte in Österreich

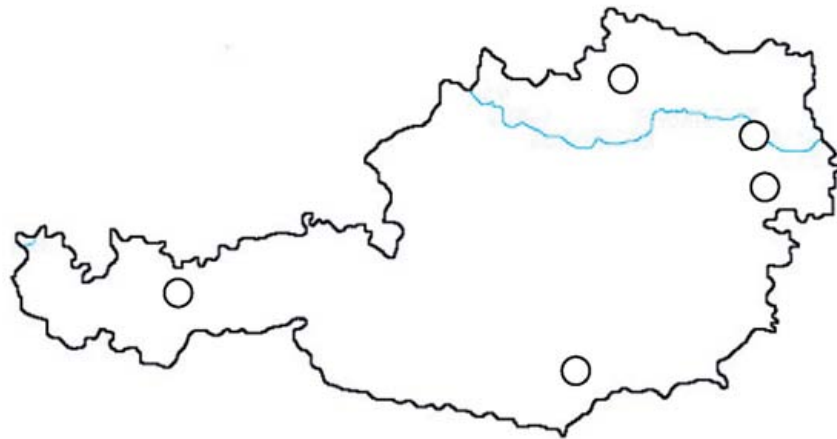


Abbildung 3.1: 5 Standorte in Österreich.

Eines der Ziele der vorliegenden Arbeit ist eine möglichst exakte Abbildung der österreichischen Klima- bzw. Wettersituation. Um eine sinnvolle und möglichst vollständige Analyse über solare Kühlsystem in Österreich zu ermöglichen, ist es notwendig eine Auswahl an repräsentativen Orten in Österreich zu treffen. Diese Standorte sollen entsprechend ihrer geographischen Lage, ihrer topologischen Besonderheiten, sowie ihres spezifischen Klimas ausgewählt werden. Darüberhinaus sollen alle Orte eine wirtschaftliche Bedeutung aufweisen, die einen Bedarf an Bürogebäuden, Hotels und Versammlungsräumen vermuten lässt. Die Anzahl der zu untersuchenden Standorte wird mit 5 festgelegt. Die ausgewählten Orte sind: Wien, Eisenstadt, Klagenfurt, Innsbruck und Litschau.

3.1 Wien

Wien liegt an den nordöstlichen Ausläufern der Alpen im Wiener Becken und wird von der Donau geteilt. Der höchste Punkt Wiens befindet sich auf dem Hermannskogel (543m), der tiefste in der Lobau (151m). Die Temperaturen im Juli liegen im Monatschnitt bei $20,57^{\circ}\text{C}$, was Wien zum heißesten der fünf Standorte macht. Die relative Feuchte (Juli: 65%)

ist eher gering, während die globale Einstrahlung im Juli mit $173,04 \frac{kWh}{m^2}$ Monatssumme den zweithöchsten Wert der ausgewählten Orte erreicht. Als Bundeshauptstadt Österreichs einerseits und als Großstadt mit ungefähr 1,6 Millionen Einwohnern andererseits, bietet sich Wien für Untersuchungen von solaren Kühlsystemen an. Der Bedarf an Klimatisierung von Büros, Hotels oder Versammlungsräumen ist ohne Zweifel gegeben.

3.2 Eisenstadt

Die Landeshauptstadt des Burgenlandes liegt am westlichen Rand der ungarischen Tiefebene, ca. 13 km vom Neusiedler See entfernt. Die solare Einstrahlung ist, ähnlich wie in Wien und Klagenfurt, mit einem Monatsmittelwert für Juli von $172,53 \frac{kWh}{m^2}$ Monatssumme relativ hoch. Sowohl die Temperatur (Juli: $20,52^\circ$), als auch die relative Feuchte von 64% im Monatsmittel für Juli, sind den Wiener Werten sehr ähnlich.

3.3 Klagenfurt

Klagenfurt ist die Landeshauptstadt Kärntens und liegt am Wörthersee. Die südliche Lage einerseits und die unmittelbare Nähe zu einem See andererseits beeinflussen das Klagenfurter Wetter. Die sommerlichen Temperaturen liegen mit $19,21^\circ\text{C}$ unter jenen von Wien und Eisenstadt. Die globale Einstrahlung hingegen, erreicht im Juli einen Monatsmittelwert von $175,85 \frac{kWh}{m^2}$ Monatssumme, die relative Feuchte im Juli beträgt 69%. Sowohl die Solareinstrahlung, als auch die relative Feuchte erreichen in Klagenfurt, im Vergleich zu den anderen Standorten ein Maximum.

3.4 Innsbruck

Umgeben von hohen Bergen, auf einer Seehöhe von 577m ü.d.M. gelegen, weist Innsbruck ein stark alpin dominiertes Klima auf. Gemeinsam mit dem extremen Föhnwetterlagen, weist Innsbruck so ein sehr spezifisches Klima auf. Die relative Feuchte ist jener in Klagenfurt gleich (Juli: 69%), also maximal, während sowohl die Temperatur (Juli: $18,83^\circ\text{C}$), als auch die globale Solarstrahlung (Juli: $152,93 \frac{kWh}{m^2}$ Monatssumme) eher geringere Werte aufweisen.

3.5 Litschau

Während Klagenfurt ein Beispiel einer Stadt im Süden Österreichs ist, wird Litschau aufgrund seiner extremen nördlichen Lage untersucht. Litschau liegt auf einer Seehöhe von 559m ü.d.M, also nur wenige Meter tiefer als Innsbruck. Die durchschnittlichen Temperaturen im Juli betragen hier nur $17,71^\circ\text{C}$, damit ist Litschau der kälteste der fünf Orte. Die Solarstrahlung ist ungefähr jener in Innsbruck gleich (Juli: $153,96 \frac{kWh}{m^2}$ Monatssumme), die relative Feuchte ist mit einem Monatsmittelwert für Juli von 72% maximal.

Kapitel 4

Wetterdaten

4.1 Einführung

Die Wetterdaten der ausgewählten Standorte in Österreich bilden eine der wichtigsten Grundlagen dieser Arbeit. Nur aufgrund der hier verwendeten, für den jeweiligen Standort typischen Wetterdaten ist es möglich, die unterschiedlichen spezifischen Klimasituationen der verschiedenen Orte in Österreich zu analysieren und so die einzelnen simulierten Systeme direkt an die jeweilige lokale Wettersituation anzupassen. Aus diesem Grund wird in dem folgenden Kapitel aufgezeigt, welche Klima- und Wetterparameter als Datengrundlage für diese Arbeit verwendet werden und woher sie stammen, bzw. wie sie generiert werden.

Klima- und Wetterparameter. Das thermische Verhalten eines Gebäudes wird von verschiedenen Faktoren beeinflusst. Neben den baulichen Vorgaben, wie z.B. Orientierung, Verglasung, Massnahmen zur Wärmedämmung und der Gebäudenutzung, wird das thermische Verhalten des Gebäudes stark vom Wetter beeinflusst. Die wichtigsten Wetterparameter müssen daher als Eingangsgrößen in die Simulation eingehen.

Im Rahmen dieser Arbeit soll das thermische Verhalten von verschiedenen Gebäuden an verschiedenen Standorten im Verlauf eines ganzen Jahres untersucht werden. Zur Prognose des Wetter- und damit des Gebäudeverhaltens ist die Kenntnis langjähriger Mittelwerte notwendig. Diese Mittelwerte werden über einen längeren Zeitraum, z.B. 20 Jahre, ermittelt und stehen z.B. als Monatsmittelwerte zur Verfügung. Zur Durchführung dynamischer thermischer Simulationen werden die Wetterdaten jedoch als Stundenwerte benötigt, um das dynamische Gebäudeverhalten auch in diesen kleineren Zeiteinheiten untersuchen zu können. Die folgenden Wetterkenngrößen in Form von Stundenwerten werden in dieser Arbeit zur Untersuchung des Gebäudeverhaltens herangezogen:

- Lufttemperatur [$^{\circ}C$]
- Relative Luftfeuchte [%]
- Direkte Solarstrahlung [$\frac{kJ}{m^2h}$]
- Diffuse Solarstrahlung [$\frac{kJ}{m^2h}$]

Die Lufttemperatur beeinflusst sowohl die thermischen Verluste des Gebäudes als auch die nötige Heiz-, bzw. Kühlleistung zur Konditionierung der Frischluftzufuhr im Gebäude stark. Zusätzliche Energieeinträge im Gebäude durch Solarstrahlung sowie der Ertrag des Kollektorfeldes korrelieren mit der am jeweiligen Ort auftreffenden direkten und diffusen Solarstrahlung. Zur Rückkühlung der Kühlmaschine wird ein offener Kühlturm eingesetzt, dessen Kühlleistung von der relativen Luftfeuchte und der Lufttemperatur bestimmt wird.

Testreferenzjahre. Für die dynamischen thermischen Gebäude- und Systemsimulationen werden stündliche Wetterdaten der oben beschriebenen Parameter benötigt. Diese Wetterdaten müssen erst mit Hilfe verschiedener Methoden aus gemessenen Wetterdaten erzeugt werden. An verschiedenen Meßstationen wird der Verlauf der Wetterparameter erfasst und aufgezeichnet. Diese gemessenen stündlichen Wetterdaten der einzelnen Jahre können große Unterschiede zueinander aufweisen, sodaß es wenig sinnvoll erscheint, sie direkt als Eingangsgrößen für Berechnungen zu verwenden. Simulationen mit den meteorologischen Messdaten eines bestimmten Jahres erlauben nur eine nachträgliche Analyse des thermischen Verhaltens im Erfassungszeitraum der Wetterdaten, nicht aber eine stichhaltige Prognose des zukünftigen Systemverhaltens. Prognosen können nur unter Berücksichtigung von langjährigen Mittelwerten erstellt werden. Eine Möglichkeit, diese Klimainformationen, die in den Mittelwerten enthalten sind, zu nutzen, um damit stündliche Wetterdaten zu erzeugen, die für die Simulation verwendet werden können, sind Testreferenzjahre (TRY).

Zur Erstellung von Testreferenzjahren werden zuerst die langjährigen Monatsmittelwerte für den gesuchten Standort bestimmt. Dies geschieht am besten durch die Auswertung von Messungen, die vor Ort durchgeführt wurden. Sind solche Messdaten nicht vorhanden, kann das klimatische Verhalten an dem gesuchten Ort auch durch Näherungsmethoden aus den Klimadaten benachbarter Orte bestimmt werden. In einem weiteren Schritt werden nun aus monatlichen Datensätzen, welche gemessene Stundenwerte enthalten, jene Monate ausgewählt, welche möglichst ähnliche Monatsmittelwerte wie die gewünschten aufweisen. Diese Monatsdatensätze werden zu einem Testreferenzjahr zusammengefügt. Dieses Testreferenzjahr enthält zwölf Datensätze mit Stundenwerten, die durchaus aus verschiedenen Jahren stammen können. Nur in den seltensten Fällen wird es möglich sein, Monate zu identifizieren, die exakt den gewünschten Monatsmittelwerten entsprechen. Eine weitere Manipulation der ausgewählten stündlichen Wetterdaten ist deshalb nötig. Darüberhinaus muß eine Anpassung der Stundenwerte an den Monatsgrenzen erfolgen, um Unstetigkeiten zu vermeiden. In den folgenden Abschnitten wird darauf eingegangen, welche Datenquellen zur Bestimmung der langjährigen Monatsmittelwerte und der Stundenwerte der Temperatur, relativen Feuchte, sowie der Global- bzw. Diffusstrahlung verwendet wurden. Darüberhinaus findet ein Vergleich von stündlichen Wetterdaten für einen bestimmten Standort statt, welche mit unterschiedlichen Methoden erzeugt wurden.

4.2 Datenquellen

4.2.1 Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik (ZAMG)

Im Folgenden soll ein Überblick über die geographischen Eigenschaften, sowie die Datenerfassung an ausgewählten Wetterstationen der ZAMG gegeben werden.

Die ZAMG unterhält u.a. an den Standorten Wien, Eisenstadt, Klagenfurt, Innsbruck und Litschau meteorologische Meßstationen (Siehe Tabelle/Abbildung 4.1).

Name	Ort	Geogr. Länge	Geogr. Breite	Seehöhe [m]
Wien	Hohe Warte (1)	16°21'28''	48°15'00''	203
Wien	Hohe Warte (2)	16°21'23''	48°14'55''	198
Eisenstadt	-	16°33'00''	47°51'00''	159
Eisenstadt	Nordost	16°32'19''	47°51'15''	184
Klagenfurt	-1	14°20'00''	46°39'00''	447
Klagenfurt	-2	14°19'25''	46°38'59''	450
Innsbruck	Universität	11°23'06''	47°15'38''	577
Litschau	-	15°02'00''	48°58'00''	559

Abbildung 4.1: Ausgewählte Meßstationen der ZAMG.

Standorte der Meßstationen Bei den Stationen Wien, Klagenfurt und Eisenstadt erfolgte im Zeitraum zwischen Jänner 1981 und Dezember 2000 ein Standortwechsel, weshalb in obiger Tabelle die Stationen Wien Hohe Warte (1) und (2), Eisenstadt und Eisenstadt-Nordost, Klagenfurt (1) und (2) getrennt angeführt sind. Die Station Wien Hohe Warte (1) war bis einschließlich Dezember 1991 in Betrieb, ab Jänner 1992 übernahm die Station Wien Hohe Warte (2) die Messungen. Die Station Eisenstadt-Nordost ist seit Jänner 1989 in Betrieb, bis dahin erfolgten die Messungen an der Station Eisenstadt. Die Messdaten für Klagenfurt stammen bis September 1996 von der Station Klagenfurt (1), ab Oktober 1997 von Klagenfurt (2). In allen Fällen war die Standortänderung jedoch sehr gering, sodaß im weiteren die Unterscheidung der Messdaten der alten und neuen Stationen unterbleibt.

Datenerfassung An den oben angeführten Orten erfolgt die Messung unterschiedlicher Wetterparameter. Als Grundlage für diese Arbeit werden von der ZAMG Monatsmittelwerte der Temperatur, der relativen Feuchte, der Globalstrahlung und der Diffusstrahlung, bzw. des Diffusfaktors D (Erklärung siehe Gleichung 4.1) zur Verfügung gestellt [17]. Die Wetterdaten der ZAMG stammen aus dem Beobachtungszeitraum von 1981 bis 2000. Bei einigen Stationen gab es Unterbrechungen in der Datenerfassung oder die Aufzeichnung der Daten begann erst später. Einen Überblick darüber, wann, an welcher Station, welche Parameter aufgezeichnet wurden, gibt Tabelle/Abbildung 4.2. Die Angaben des Zeitraumes weisen das Format *MM.JJ* auf.

Die Messung der diffusen Strahlungsanteile erfolgt nur bei wenigen österreichischen Meßstationen. So sind nur von der Station Wien durchgehende Messdaten der Diffusstrahlung verfügbar, während in Klagenfurt nur teilweise und in Eisenstadt, Innsbruck und Litschau der Diffusanteil der Globalstrahlung nie gemessen wurde. Die Aufschlüsselung der einfallenden Gesamtstrahlung in die direkten und nicht direkten Anteile ist sowohl für die Simulation von Kollektoren, als auch zur Bestimmung des zusätzlichen Wärmeeintrags in ein Gebäude durch

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Wien	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000
Eisenstadt	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	05.1991-12.2000	-
Klagenfurt	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	10.1993-12.1996
				01.1998-12.2000
Innsbruck	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	-
Litschau	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	01.1981-12.2000	-

Abbildung 4.2: Erfassungszeiträume.

die auftreffende Sonnenstrahlung sehr wichtig. Ein möglicher Ausweg ist die Berechnung der Himmelsstrahlung (Diffusstrahlung) mit Hilfe des Diffusfaktors D , welcher die Global- und Diffusstrahlung wie folgt verknüpft:

$$I_{Diffus} = I_{Global} \cdot D \quad (4.1)$$

Die verschiedenen Diffusfaktoren D_i der betrachteten Standorte werden von der ZAMG berechnet und gemeinsam mit den anderen Wetterdaten zur Verfügung gestellt. Anhand dieser Diffusfaktoren werden aus den vorhandenen Monatsmittelwerten der Globalstrahlung die Monatsmittelwerte der Himmelsstrahlung für die Standorte Eisenstadt, Klagenfurt, Innsbruck und Litschau berechnet. Somit ergeben sich folgende gemessene, bzw. berechnete Monatsmittelwerte.

Klimadaten In den nachfolgenden Tabellen sind die von der ZAMG bestimmten Monatsmittelwerte zusammengefasst.

Wien - Monatsmittelwerte**ZAMG**

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	0.3	79	27.8	-	18.4
Februar	1.4	75	48.1	-	30.4
März	5.7	71	83.0	-	49.9
April	10.5	65	124.3	-	69.8
Mai	15.5	66	163.5	-	82.2
Juni	18.4	66	167.5	-	87.0
Juli	20.6	65	173.0	-	80.8
August	20.1	68	151.1	-	73.1
September	15.6	75	99.9	-	53.1
Oktober	10.3	79	62.8	-	34.9
November	4.6	82	29.0	-	19.3
Dezember	1.4	82	20.3	-	14.3

Wien (ZAMG).

Eisenstadt - Monatsmittelwerte**ZAMG**

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	-0.4	78	31.1	0.645	20.0
Februar	0.9	73	56.8	0.619	35.2
März	5.3	70	88.4	0.560	49.5
April	10.2	65	129.3	0.553	71.5
Mai	15.2	66	169.5	0.483	81.9
Juni	18.2	66	172.1	0.504	86.7
Juli	20.5	64	172.5	0.455	78.5
August	20.0	68	154.0	0.467	71.9
September	15.4	74	103.1	0.513	53.1
Oktober	10.0	78	63.7	0.561	35.8
November	4.2	80	31.2	0.678	21.1
Dezember	0.8	81	22.6	0.695	15.7

Eisenstadt (ZAMG).

Klagenfurt - Monatsmittelwerte**ZAMG**

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	-4.4	88	39.6	0.644	25.5
Februar	-1.8	81	64.5	0.574	37.0
März	3.6	75	102.4	0.525	53.8
April	8.7	70	127.5	0.526	67.1
Mai	14.0	68	160.8	0.456	73.3
Juni	17.2	68	167.6	0.442	74.0
Juli	19.2	69	175.9	0.460	80.9
August	18.5	73	155.7	0.423	65.9
September	14.1	79	111.4	0.462	51.5
Oktober	8.7	84	67.3	0.535	36.0
November	1.9	88	34.6	0.675	23.3
Dezember	-2.6	89	28.5	0.696	19.8

Klagenfurt (ZAMG).

Innsbruck - Monatsmittelwerte**ZAMG**

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	-1.0	80	41.0	0.506	20.7
Februar	0.5	77	59.1	0.550	32.5
März	5.2	71	97.0	0.556	54.0
April	9.2	66	119.9	0.542	65.0
Mai	14.1	65	157.8	0.518	81.7
Juni	16.6	68	145.2	0.515	74.8
Juli	18.8	69	152.9	0.429	65.6
August	18.2	76	139.3	0.449	62.6
September	14.5	76	105.3	0.521	54.9
Oktober	9.9	78	74.4	0.461	34.3
November	3.6	80	42.0	0.570	23.9
Dezember	0.0	83	29.3	0.542	15.9

Innsbruck (ZAMG).

Litschau - Monatsmittelwerte**ZAMG**

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	-2.6	86	26.6	0.577	15.4
Februar	-1.9	82	46.0	0.559	25.7
März	-2.2	79	78.8	0.612	48.2
April	6.7	75	116.2	0.556	64.6
Mai	12.4	71	155.7	0.590	91.9
Juni	15.1	72	155.8	0.578	90.0
Juli	17.1	72	154.0	0.475	73.1
August	16.7	74	139.3	0.559	77.9
September	12.0	82	90.8	0.592	53.8
Oktober	7.4	85	57.6	0.581	33.5
November	1.8	89	25.7	0.692	17.8
Dezember	-1.6	89	19.4	0.634	12.3

Litschau (ZAMG).

4.2.2 Halbsynthetische Klimadaten

Die Methode der **HalbSynthetischen KlimaDaten** (HSKD) dient zur weiteren Manipulation von Testreferenzjahren, um diese exakter an die gewünschten Vorgaben, wie Monatsmittelwerte, Stetigkeit an den Monatsgrenzen, usw., anzupassen.

Wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, werden aus einer Datenbank mit gemessenen Wetterdaten jene Monate ausgewählt, welche die gewünschten Monatsmittelwerte der Temperatur, der relativen Feuchte und der Solarstrahlung näherungsweise aufweisen. Diese Monatsdatensätze von stündlichen Wetterwerten werden zu einem TRY zusammengesetzt. Das jeweilige TRY wird dann mit Hilfe eines eigens entwickelten Algorithmus [29] noch geringfügig manipuliert. Genauere Angaben zur Erstellung von halbsynthetischen Klimadaten sind bei [29] zu finden. Die in dieser Arbeit verwendeten TRY wurden unter der Anleitung von a.o.Univ.Prof. DI Dr.techn. Klaus Krec (Institut für Architektur und Entwerfen, TU Wien) aus einer Datenbank, welche gemessene Wetterdaten der Station Wien Hohe Warte aus dem Erfassungszeitraum von 01.01.1951 bis 31.12.1988 enthält, generiert. Aus den TRY wurden dann mit Hilfe der Methode der HSKD die endgültigen Wetterdatensätze für die fünf Standorte in Österreich erzeugt.

4.2.3 METEONORM

Das Programm **Meteonorm** bietet dem Benutzer weltweite Wetter- und Klimadaten. Die Daten werden entweder der implementierten Datenbank, welche die Messdaten von über 8500 Stationen weltweit enthält, entnommen oder aus den vorhandenen Messdaten interpoliert. Darüberhinaus können mit **Meteonorm** Stundenwerte von Wetterparametern zu vorgegebenen Monatsmittelwerten generiert werden. Die Eingabe des geographischen Ortes, der Seehöhe, sowie des Geländetyps sind hierfür ebenfalls erforderlich. Die Geländetypen werden wie folgt beschrieben:

- Frei
- Mulde
- Kaltluftsee
- Meer/See
- Stadt
- Südhang
- West/Ost-Hang
- Tal
- Inneralpines Tal
- Föhntal
- Randalpines Tal
- Talhang Süd
- Talhang West/Ost

- Gipfel

Anhand dieser Grundannahmen werden von der Software aus der hinterlegten Datenbank die gewünschten Wetterdaten generiert [18].

Datenerfassung Die Bestimmung der Monatsmittelwerte der Temperatur und der relativen Feuchte und der mittleren monatlichen Summen der Global- und Diffusstrahlung führt zu den nachfolgend angeführten Ergebnissen. In jeder Tabelle ist auch der Diffusfaktor angeführt. Dieser wurde aus den globalen und diffusen Strahlungsdaten nachträglich berechnet, um auch hier Vergleiche mit den HSKD-Daten zu ermöglichen.

Wien - Monatsmittelwerte

Meteonorm

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	0.1	77	26.8	0.639	17.1
Februar	1.8	74	42.3	0.698	29.6
März	6.1	65	84.8	0.614	52.1
April	10.9	60	114.5	0.566	64.8
Mai	15.4	63	155.5	0.598	93.0
Juni	18.4	65	158.4	0.627	99.4
Juli	21	59	168.9	0.542	91.5
August	20.2	63	145.1	0.554	80.4
September	16.6	68	95.8	0.647	61.9
Oktober	11.2	71	64.7	0.609	39.4
November	5.5	76	28.8	0.650	18.7
Dezember	1.7	78	20.8	0.714	14.9

Wien (METEONORM).

Eisenstadt - Monatsmittelwerte

Meteonorm

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	-0.8	80	28.3	0.711	20.1
Februar	1.2	76	45.0	0.612	27.6
März	5.4	71	84.1	0.593	49.8
April	10.1	64	120.2	0.575	69.1
Mai	14.8	65	157.7	0.571	90.0
Juni	18	67	162.7	0.531	86.4
Juli	20.1	63	172.6	0.552	95.2
August	19.4	66	145.1	0.559	81.1
September	16	70	100.8	0.586	59.0
Oktober	10.4	75	67.0	0.589	39.4
November	4.7	80	33.1	0.696	23.0
Dezember	0.8	80	22.3	0.633	14.1

Eisenstadt (METEONORM).

Klagenfurt - Monatsmittelwerte**Meteonorm**

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	-4.6	89	41.7	0.500	20.8
Februar	-1.4	83	60.5	0.511	30.9
März	3.3	73	100.4	0.519	52.1
April	8.5	67	126.0	0.537	67.7
Mai	13.3	68	158.5	0.549	87.0
Juni	16.6	71	164.2	0.491	80.6
Juli	18.4	71	177.1	0.496	87.8
August	17.6	74	153.3	0.524	80.4
September	14.1	79	109.4	0.533	58.3
Oktober	8.3	82	68.4	0.587	40.2
November	1.9	87	37.4	0.654	24.5
Dezember	-3.2	89	29.8	0.650	19.3

Klagenfurt (METEONORM).

Innsbruck - Monatsmittelwerte**Meteonorm**

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	-2.8	79	37.9	0.549	20.8
Februar	-0.1	76	55.8	0.518	28.9
März	5	68	98.2	0.523	51.3
April	9.7	66	121.0	0.565	68.4
Mai	14.1	65	149.5	0.617	92.3
Juni	17.4	71	147.6	0.624	92.2
Juli	19.2	72	152.5	0.571	87.0
August	18.4	74	133.9	0.572	76.6
September	15.1	76	99.4	0.572	56.9
Oktober	9.4	76	73.7	0.535	39.4
November	3.9	80	41.8	0.552	23.0
Dezember	-1.1	79	29.8	0.600	17.9

Innsbruck (METEONORM).

Litschau - Monatsmittelwerte**Meteonorm**

Monat	Temperatur [°C]	Rel. Feuchte [%]	Globale Str. [kWh/m ²]	D-Faktor [-]	Diffuse Str. [kWh/m ²]
Jänner	-3.3	-	19.3	0.654	12.6
Februar	-1.6	-	30.2	0.556	16.8
März	2.1	-	61.0	0.585	35.7
April	6.6	-	83.5	0.569	47.5
Mai	11.7	-	113.8	0.542	61.8
Juni	14.6	-	109.4	0.605	66.2
Juli	16.6	-	124.2	0.503	62.5
August	15.7	-	104.9	0.539	56.5
September	12.3	-	68.4	0.611	41.8
Oktober	7.5	-	48.4	0.523	25.3
November	2.1	-	20.9	0.621	13.0

Litschau (METEONORM).

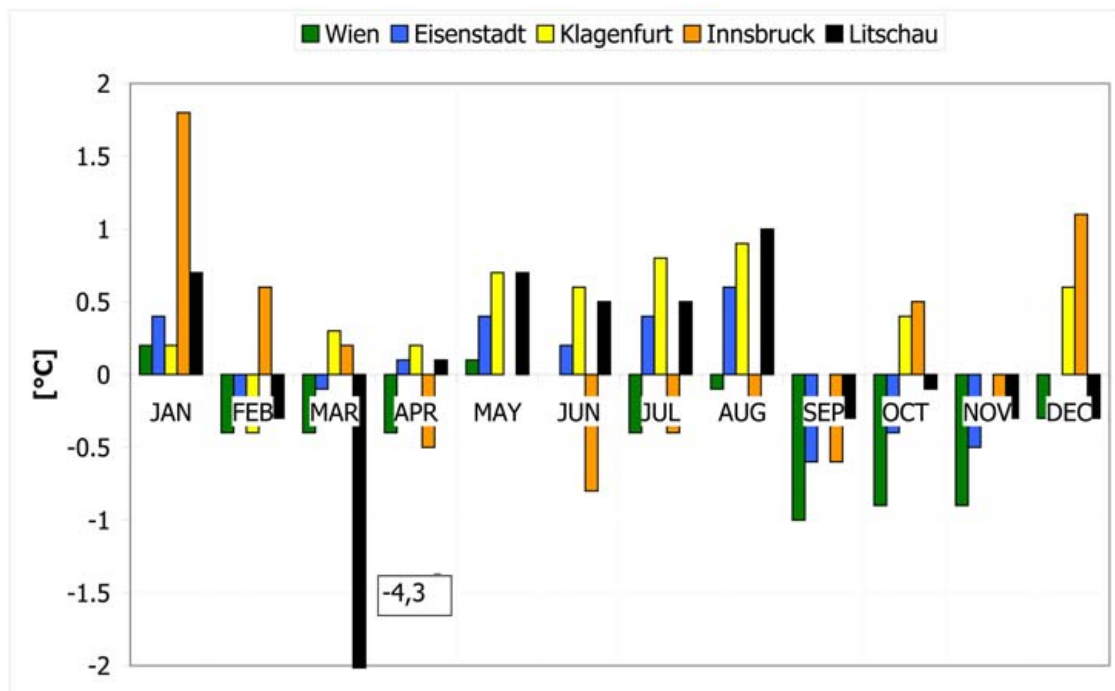
Aus den, in den obigen Tabellen zusammengefassten Monatsmittelwerten, werden mit METEONORM Datensätze mit stündlichen Wetterwerten für jede der fünf Stationen erzeugt.

4.2.4 Vergleich der Monatsmittelwerte

Im folgenden Abschnitt werden sowohl die Monatsmittelwerte, als auch teilweise die Stundenwerte der ZAMG/HSKD und der METEONORM Datensätze miteinander verglichen. Bei diesem Vergleich werden nur die Wetterdaten des Standortes Wien betrachtet. Die Unterschiede Δ_i werden wie folgt bestimmt:

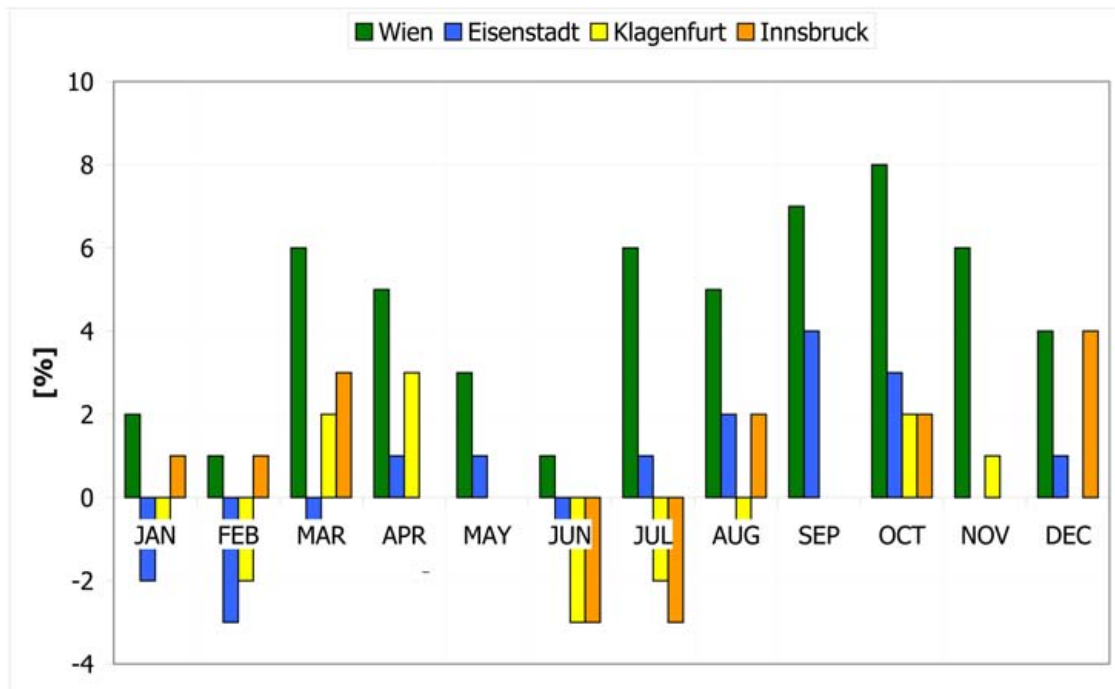
$$\Delta(X) = X_{ZAMG} - X_{METEONORM} \quad (4.2)$$

Temperatur. Die Differenzen zwischen den untersuchten Datenquellen betragen bis auf wenige Ausnahmen weniger als ± 1 K, meist sogar weniger als $\pm 0,5$ K (Siehe Abb. 4.2.4). Beim Wiener Wetterdatensatz liegen die Mittelwerte der Temperatur der ZAMG alle höher, als jene von METEONORM. In Eisenstadt und Litschau sind die ZAMG Daten für die Monate September bis März geringer als die Vergleichswerte, während im restlichen Jahr die METEONORM Werte niedriger sind. Umgekehrt verhält es sich in Innsbruck, dort sind in den Wintermonaten Oktober bis März die ZAMG Mittelwerte höher und in den restlichen Monaten geringer als die METEONORM Werte.



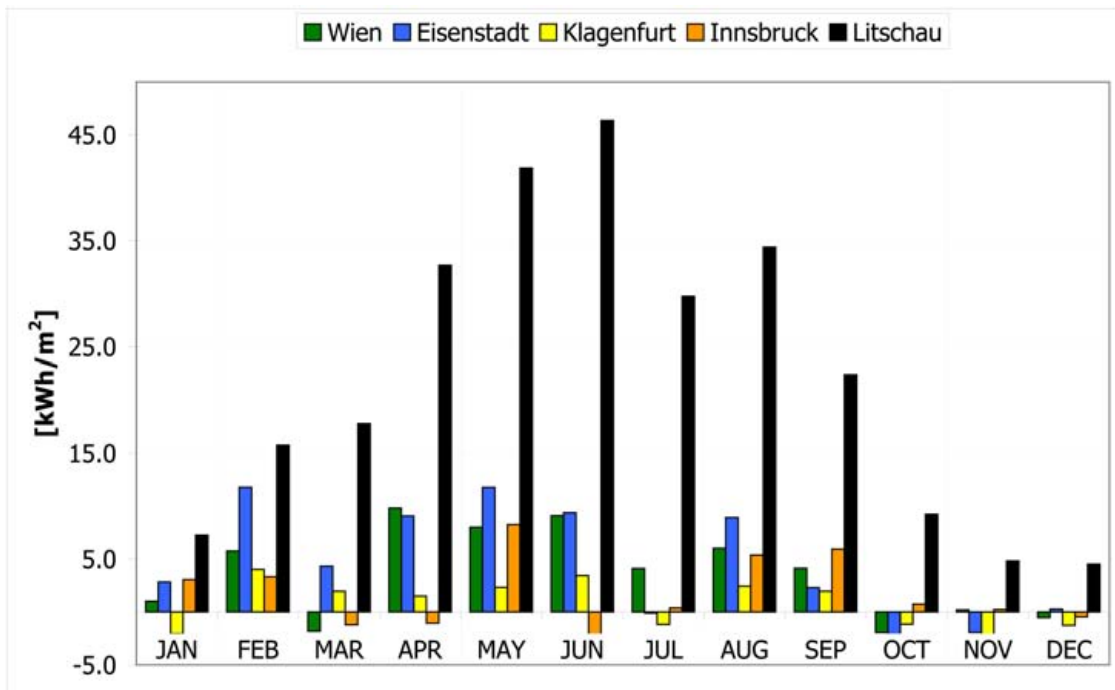
Vergleich der Temperaturmittelwerte.

Relative Feuchte. Bei allen Standorten liegen die Monatsmittelwerte der relativen Feuchte der ZAMG fast immer über jenen von METEONORM.



Vergleich der relativen Feuchtemittelwerte.

Globalstrahlung. Bis auf wenige Ausnahmen sind die mittleren Strahlungswerte der ZAMG höher als jene die mit Hilfe von METEONORM generiert wurden. Ein besonders deutlicher Unterschied ist bei den Strahlungsdaten für Litschau festzustellen: Hier sind die ZAMG Werte deutlich höher als die Vergleichsdaten.

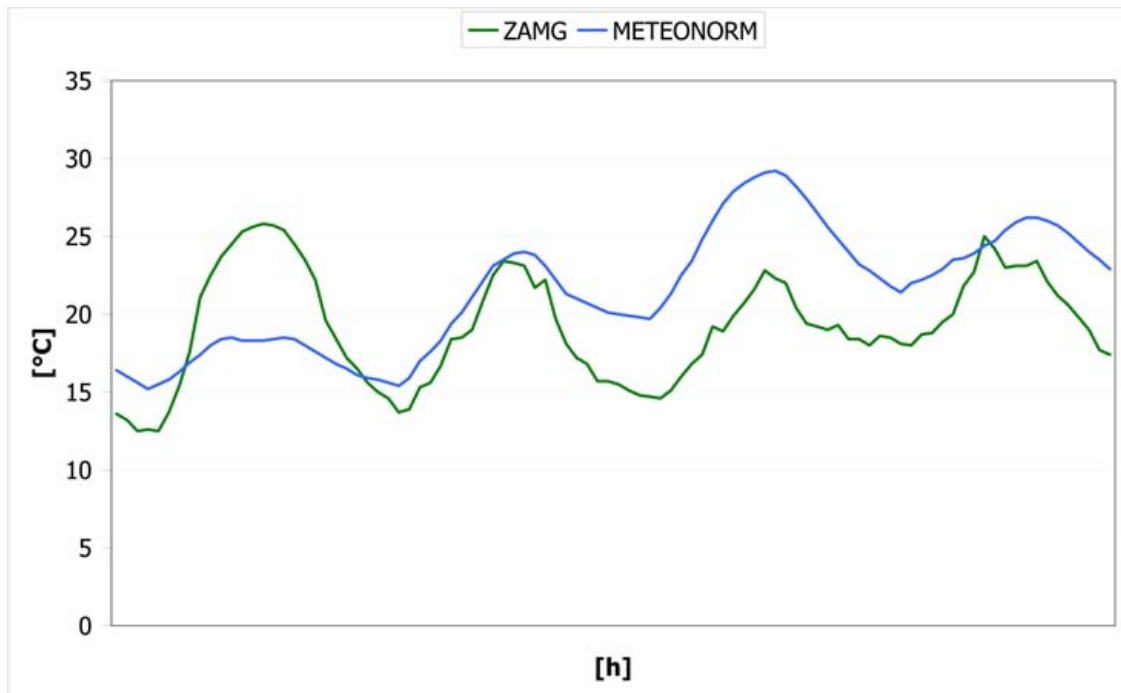


Vergleich der Mittelwerte der Globalstrahlung.

4.2.5 Vergleich der Stundenwerte

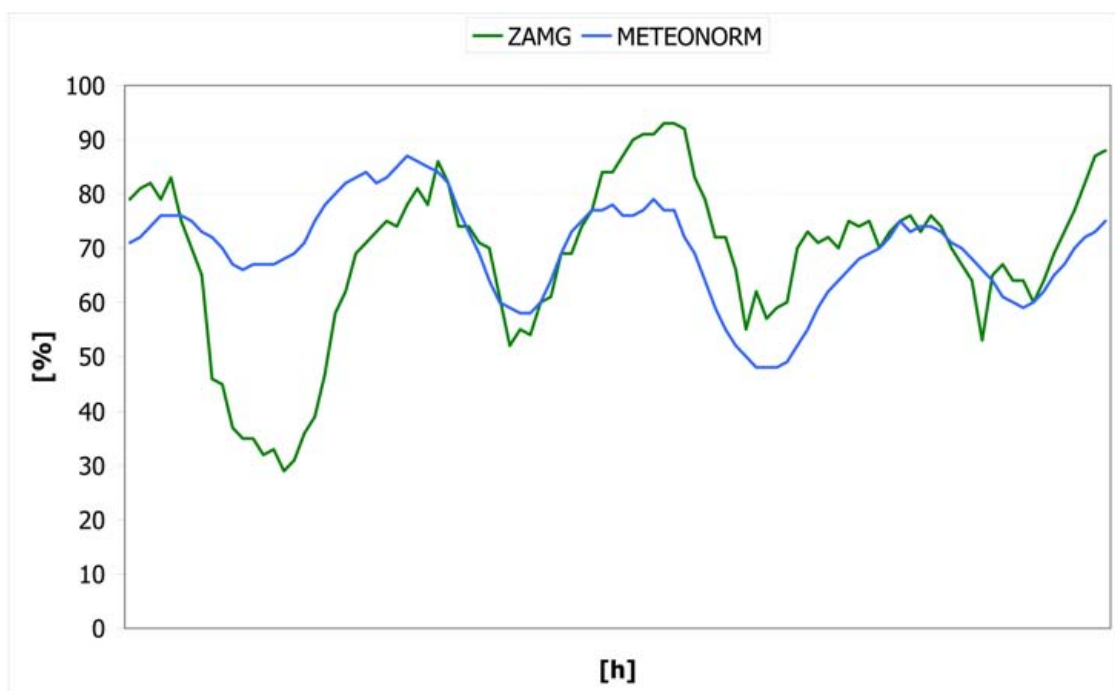
Die folgenden Abbildungen zeigen den stündlichen Verlauf der Temperatur, der relativen Luftfeuchtigkeit und der globalen Strahlung der beiden Datenquellen für den Standort Wien.

Temperatur. Die Verläufe der Temperaturen aus dem ZAMG und dem METEONORM Datensatz weisen keine besonderen Unterschiede auf.



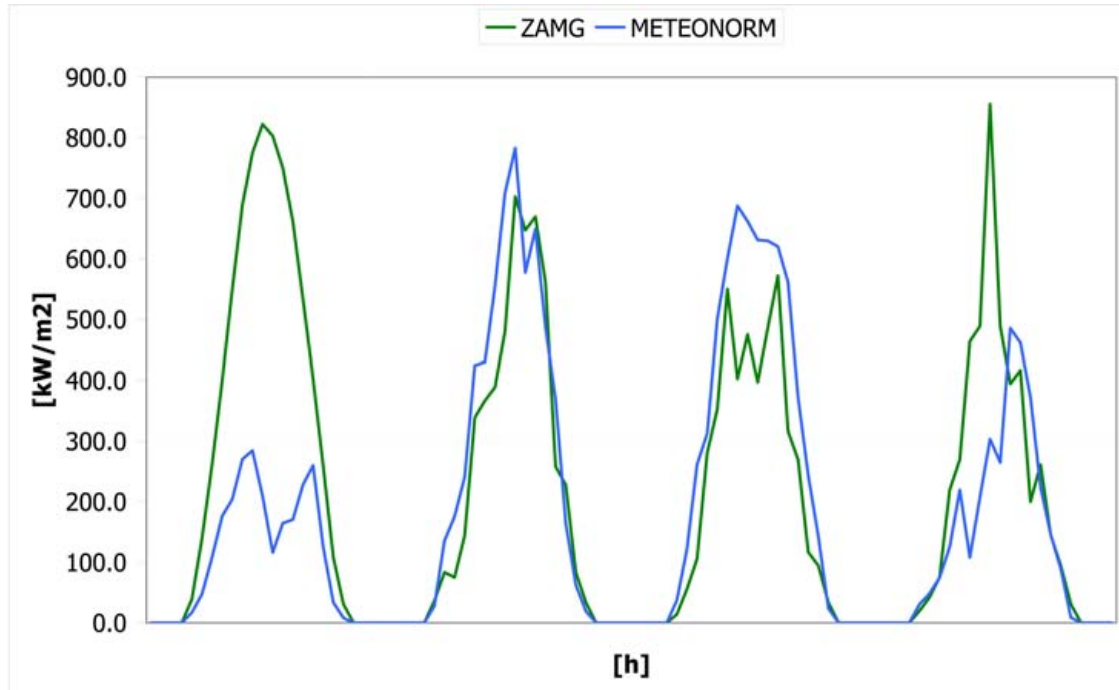
Vergleich der Temperaturverläufe.

Relative Feuchte. Der Verlauf der relativen Feuchte ist bei den METEONORM Daten wesentlich glatter als bei den ZAMG/HSKD Daten. Untenstehende Abbildung zeigt auch den gemessenen Feuchteverlauf am Standort Wien im gleichen Zeitraum eines beliebigen Jahres. Deutlich sind hier die starken, unregelmässigen Schwankungen der relativen Feuchte im Tagesverlauf zu erkennen. Es ist deshalb anzunehmen, daß ZAMG/HSKD Datensätze die tatsächliche Wettersituation bezüglich der relativen Feuchte besser als METEONORM wiedergeben.



Vergleich der Verläufe der relativen Feuchte.

Solarstrahlung. Die Verläufe der Globalstrahlung aus den beiden Datenquellen ZAMG und METEONORM, weisen keine besonderen Unterschiede auf.



Vergleich der Verläufe der Globalstrahlung.

4.3 Fazit

Aufgrund des eher unnatürlichen Verhaltens des Verlaufs der relativen Feuchtigkeit bei den METEONORM Daten werden in dieser Arbeit die aus den ZAMG Monatsmittelwerten mit Hilfe der Methode der halbsynthetischen Klimadaten erstellten Wetterdaten verwendet. Ein weiterer Vorteil dieser Datenquelle liegt im direkten Bezug der Monatsmittelwerte bei der messenden Institution selbst.

Für die Untersuchungen bezüglich der Potentiale unterschiedlicher solarer Kühlsysteme in Österreich werden Mittelwerte der Jahre 1981-2000 herangezogen. Diese bilden (eventuelle) aktuelle Klimatrends ("crazy ninetys") stärker ab als Mittelwerte über einen weit längeren Zeitraum. Dieser Effekt ist gewollt und beabsichtigt. Die Eingrenzung der Mittelwertbestimmung auf den gewünschten Zeitraum ist bei den ZAMG Daten leicht möglich.

Kapitel 5

Gebäude

5.1 Allgemein

In den Simulationen werden drei verschiedene Gebäudetypen abgebildet: ein Bürogebäude, ein Versammlungsraum (z.B. Hörsaal, Seminarraum,...) und ein Hotel. Alle diese Gebäudetypen weisen aufgrund ihrer Nutzung einen deutlichen Klimatisierungsbedarf auf. Zur Analyse und Identifizierung des spezifischen thermischen Verhaltens wird allen Gebäudetypen ein identisches Bauwerk zugrunde gelegt. Lediglich in der Art und Dauer der Benutzung, Belüftung und Klimatisierung unterscheiden sich Büro, Versammlungsraum und Hotel. So ist es möglich, die eingesetzten Heizungs- und Kühlsysteme auf den jeweiligen Bedarf der oben genannten Nutzungstypen abzustimmen und ihr spezifisches Verhalten zu analysieren.

5.1.1 Architektonisches Design

Als Vorlage für die Simulation dient das Objekt TECHBASE in der Giefingstraße 2, 1210 Wien, in dem arsenal research untergebracht ist. Aus dem mehrstöckigen Gebäude werden aus dem Osttrakt das 2. und 3. Stockwerk herausgegriffen und in TRNBUILD, einem Teil des TRNSYS Programmpaketes, mit dessen Hilfe Gebäude simuliert werden können, dargestellt. Dabei wird angenommen, daß diese beiden Geschoße gleich aufgebaut sind. Boden und Decke sind Grenzflächen zu den darüber, bzw. darunter liegenden Geschoßen. Die architektonischen Eckdaten dieser beiden innenliegenden Stockwerke, im Folgenden Unter- bzw. Obergeschoß bezeichnet, sind der Abbildung 5.1 zu entnehmen.

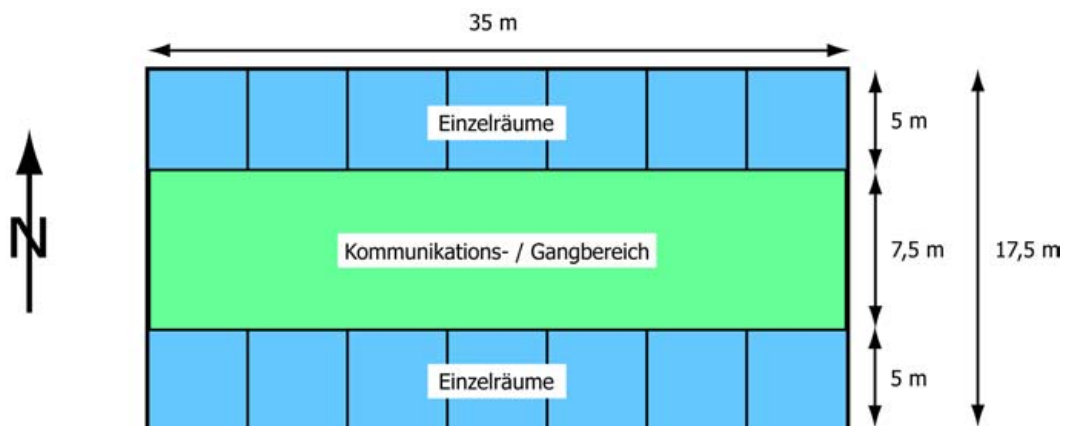


Abbildung 5.1: Skizze eines Geschoßes.

Ein Querschnitt durch ein Stockwerk ist der Abbildung 5.2 zu entnehmen.

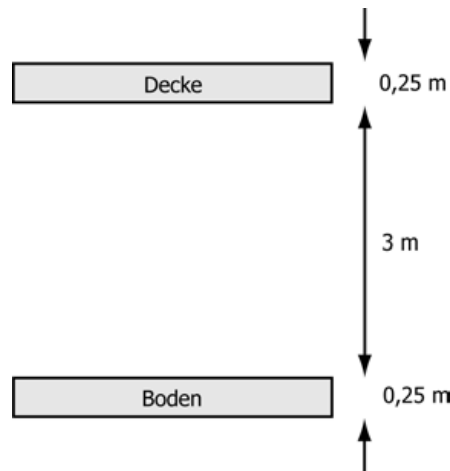


Abbildung 5.2: Querschnitt durch ein Geschoß.

Das 35 m lange und $17,5\text{ m}$ breite Geschoß wird in drei Bereiche unterteilt (Siehe Abbildung 5.1). An der Nord- und Südseite liegen jeweils 7 Räume, die eine Grundfläche von je 25 m^2 aufweisen. In der Mitte des Stockwerks befindet sich ein Kommunikations- und Gangbereich mit einer Grundfläche von $262,5\text{ m}^2$. Die Gesamtanzahl der Einzelräume beträgt 14 Zimmer pro Geschoß. Diese Raumaufteilung wird bei allen Gebäudetypen und Nutzungsarten verwendet.

5.1.2 Thermische Zonen

Zur Durchführung der Simulationen ist es notwendig, das zu untersuchende Gebäude in thermische Zonen zu unterteilen. Eine thermische Zone ist ein Gebiet gleicher Temperatur und Feuchte. Temperaturgradienten mit der Höhe werden in TRNSYS nicht berücksichtigt. Die Temperatur einer Zone ist überall in der Zone gleich, sowohl am Boden, als auch direkt unter der Decke. Für jede Zone wird die Grundfläche und das Raumvolumen definiert. Diesem Raumvolumen wird eine thermische Kapazität, z.B. die der Luft, also $c = 1,2 \frac{\text{kJ}}{\text{K m}^3}$, zugeordnet. Darüberhinaus werden in einer Zone Wände und Fenster definiert, wobei erstere entweder die Zone nach außen hin begrenzen oder innenliegend die thermische Kapazität des betrachteten Bereichs verändern. Über die Fenster einer Außenwand ist die Aufnahme von solarer Energie in die Zone möglich. Der Kontakt zu anderen Zonen erfolgt entweder über Luftaustausch oder Wärmeleitung durch die Wände. Der Luftaustausch wird mit Hilfe von Luftwechselraten LWR beschrieben, die sich wie folgt aus dem Volumenstrom der Luftzufuhr \dot{V} und dem Raumvolumen V ergeben:

$$LWR = \frac{\dot{V}}{V} \quad \left[\frac{1}{h} \right] \quad (5.1)$$

In den vorliegenden Simulationen wird jedes Stockwerk als eine einzelne thermische Zone abgebildet. Diese beiden Zonen sind, architektonisch betrachtet, symmetrisch gegenüber der gemeinsamen Kontaktebene. Wie oben schon erwähnt, sind die Temperaturen am Boden und an der Decke einer solchen thermischen Zone ident. Sowohl die internen Lasten, als auch Ventilations- und sonstige Wärmeinträge, positive wie auch negative, sind in beiden Geschoßen gleich. Dies hat zur Folge, daß die beiden betrachteten thermischen Zonen stets völlig gleiches thermisches Verhalten aufweisen.

5.1.3 Fläche, Volumen und thermische Kapazität

Jede Zone hat eine Grundfläche von $612,5m^2$ und ein Volumen von $1837,5m^3$. In der Simulation wird angenommen, daß die thermische Kapazität des Luftinhalts jeder Zone $1,2\frac{kJ}{Km^3}$ beträgt; Dies ergibt eine Gesamtkapazität C_{gesamt} für die ganze Zone:

$$C_{Gesamt} = 2205\frac{kJ}{K} \quad (5.2)$$

An dieser Stelle sei erwähnt, daß das thermische Verhalten der Einrichtung in den untersuchten Gebäuden in der Simulation nicht berücksichtigt wird. Die thermischen Kapazitäten der Tische, Sessel, Kästen, etc. gehen zwar nicht in die Berechnungen ein, haben jedoch auf den Gesamtenergieverbrauch nur minimalen Einfluß. Lediglich die Reaktionszeiten auf geänderte thermische Situationen, und damit auch die Dauer der Betriebszeiten der klimatisierenden Systeme, würden sich verlängern. Aus der Praxis zeigte sich, daß eine Kapazität entsprechend dem Raumvolumen multipliziert mit einem Faktor 10 bis 50 das tatsächliche dynamische thermische Verhalten eines Gebäudes gut beschreibt [30]. Diese Erkenntnis wurde aus dem Vergleich der simulierten und der tatsächlichen Einschaltzeiten von Klimatisierungssystemen gewonnen. Die Periodendauer der thermischen Schwingungen nehmen mit steigender thermischer Kapazität zu. Der Gesamtenergiebedarf ändert sich mit variierender Zonenkapazität jedoch kaum.

5.1.4 Initialwerte

Am Beginn des Jahres, am 1.Jänner um 00:00 Uhr, beträgt die Raumtemperatur $20^\circ C$ bei einer relativen Luftfeuchte von 50%.

5.1.5 Infiltration

Infiltration ist das Eindringen von Außenluft in das Innere des Gebäudes aufgrund von undichten Fenstern oder Türen und wird als eine Luftwechselrate angegeben. Auch das vom Benutzer durchgeführte Öffnen des Fensters zur Frischluftzufuhr wird in der Infiltration berücksichtigt. In der Literatur sind bei geschlossenen Türen und Fenstern Luftwechselraten im Bereich von $LWR = 0,0$ bis $0,5\frac{1}{h}$ zu finden [13]. In dieser Arbeit wurde der Wert der LWR bei nicht benutztem Gebäude wie folgt festgelegt.

$$LWR_{Infiltration} = 0,2\frac{1}{h} \quad (5.3)$$

Um das Benutzerverhalten bezüglich des Lüftens auch in der Simulation abbilden zu können, wird bei allen Gebäudetypen (Büro, Versammlungsraum und Hotel) folgende Formel zur Bestimmung der Infiltration verwendet:

$$LWR_{Infiltration} = 0,2 + PAX \cdot 0,3 = |PAX = 1| = 0,5\frac{1}{h} \quad (5.4)$$

Die Variable PAX ist hier ein Indikator, ob sich Personen in der betrachteten Zone aufhalten: Sind Personen anwesend wird $PAX = 1$ gesetzt. Auf diese Weise wird das vom Benutzer durchgeführte Raumlüften oder Öffnen der Türen dargestellt.

5.1.6 Ventilation

Die Ventilation beschreibt das Einbringen von Luft einer bestimmten Menge, Temperatur und Feuchte in die thermische Zone. Im Gegensatz zur Infiltration können sich Temperatur und Feuchte von den Werten der Außenluft unterscheiden. Das Einströmen von konditionierter,

d.h. erwärmter, entfeuchteter oder gekühlter Luft, wird als Ventilation in die Zone verstanden. Die Menge der Zuluft wird auch hier als Luftwechselrate LWR beschrieben.

In beiden Stockwerken werden jeweils zwei verschiedene Ventilationsluftströme betrachtet. Einerseits jener, der durch die Frischluftzufuhr (Zuluft) in das Geschoß hervorgerufen wird und andererseits der vom Betrieb der Fancoils (Siehe 6.15) herrührende Luftstrom (Umluft). Die Massenströme der beiden Ventilationen werden vom hygienischen Mindestfrischluftbedarf (Zuluft) und von der Kapazität des Kältesystems (Umluft) bestimmt.

5.1.7 Heizung

Ideale Heizung. In einer thermischen Zone kann eine „ideale„ Heizung definiert werden. Eingangsparmeter sind die gewünschte Raumlufttemperatur T_{Set} und die maximale Leistung der Heizung $P_{Heizung}$, welche für diese Gebäude wie folgt bestimmt werden:

$$T_{Set,ideal} = 16 + indA \cdot 5 = |indA = 1| = 21^\circ C \quad (5.5)$$

$$P_{Heizung,ideal} = \infty \quad (5.6)$$

Hier wird der Indikator $indA$ benutzt, welcher $indA = 1$ gesetzt wird, wenn das Gebäude durch die ideale Heizung zu temperieren ist. Ist dies nicht der Fall wird durch die ideale Heizung eine Mindesttemperatur von $T = 16^\circ C$ im Raum gehalten. Diese Form der Heizung wird als ideal bezeichnet, da einerseits die Lufttemperatur im Raum niemals unter die gewählte Mindesttemperatur absinkt und andererseits die Zufuhr von Wärme bei Erreichen von T_{Set} sofort gestoppt wird. Die Steuerung von tatsächlichen Heizungsanlagen weisen immer eine gewisse Verzögerung der Schaltpunkte auf und besitzen deshalb eine Hysterese. Genauere Informationen zum Schaltverhalten der eingesetzten Regelungen sind in Abschnitt 6.4 zu finden. Die Lufttemperatur von real beheizten Räumen schwingt in Abhängigkeit von der Konfiguration der Anlage um die gewählte Raumlufttemperatur T_{Set} .

Es besteht die Möglichkeit eine Befeuchtung der Raumluft durchzuführen, wenn die relative Feuchte unter einen bestimmten Wert abfällt. Diese Option wird nicht genutzt, es erfolgt keinerlei Be- oder Entfeuchtung durch die Modellierung.

Reale Heizung. Die im obigen Abschnitt beschriebene ideale Heizung wird in der Simulation durch das Gebäudemodell dargestellt und durchgeführt. Bei Untersuchungen von solaren Klimatisierungssystemen wird eine weitere Beheizungsart simuliert: Besteht aufgrund einer zu geringen Raumlufttemperatur Heizbedarf, so wird die im solaren System vorhandene Wärmeenergie zur Vorheizung der zugeführten Außenluft genutzt. Diese solare Wärmezufuhr dient der Unterstützung der konventionellen, hier durch eine ideale Heizung dargestellten, Heizung. Bei Vorhandensein einer realen und einer idealen Heizung wird neben $indA$ ein weiterer Indikator eingeführt, der den Betrieb der realen Heizanlage steuert: $indB$. Bei Simulation einer Kombination der idealen und der realen Heizung werden folgende Werte für T_{Set} und $P_{Heizung,ideal}$ verwendet.

$$T_{Set,ideal} = 16 + indA \cdot 3 = |indA = 1| = 19^\circ C \quad (5.7)$$

$$P_{Heizung,ideal} = \infty \quad (5.8)$$

$$T_{Set,real} = 16 + indB \cdot 5 = |indB = 1| = 21^\circ C \quad (5.9)$$

Diese unterschiedlichen Einschalttemperaturen für die beiden Heizungssysteme bewirken, daß bei Abkühlung der Raumluft zuerst das solare System (bei $21^\circ C$) und erst nach weiterer Abkühlung auf $19^\circ C$ die ideale Heizung aktiv wird. Nur so ist gewährleistet, daß die vorhandene solare Wärme optimal genutzt werden kann.

5.1.8 Kühlung

Ideale Kühlung. Ebenso wie die oben beschriebene ideale Heizung kann auch eine ideale Kühlung in einer thermischen Zone definiert werden. Nach Vorgabe der maximal zulässigen Raumtemperatur T_{Set} und der maximalen Leistung des Kühlsystems $P_{Kühlung}$ arbeitet diese Kühlung während der Simulation automatisch. In den untersuchten Zonen werden folgende Vorgaben verwendet:

$$T_{Set,ideal} = -175 \cdot indA + 200 = |indA = 1| = 25^\circ C \quad (5.10)$$

$$P_{Kühlung,ideal} = \infty \quad (5.11)$$

Der Indikator wird, wie auch bei der idealen Heizung, auf $indA = 1$ gesetzt, wenn die Zone durch die ideale Kühlung klimatisiert werden soll. Wird $indA$ auf den Wert $indA = 0$ gesetzt, so beträgt die maximal erlaubte Raumlufttemperatur $T_{set} = 200^\circ C$, die Kühlanlage ist dann inaktiv. Eine Be- oder Entfeuchtung bei Erreichen einer minimalen, bzw. maximalen Raumluftfeuchte wird nicht durchgeführt.

Reale Kühlung. Neben der idealen Kühlung kommt auch eine reale Kühlung zum Einsatz. Diese wird von Kompressions-, Absorptions-, Adsorptions- oder DEC-Kältemaschinen mit kaltem Wasser oder kalter Luft versorgt. Die Abfuhr der überschüssigen Wärmeenergie aus der Zone erfolgt hier mittels Fancoils (Kaltwasser) bzw. Ventilatoren (Kaltluft). Eine genauere Beschreibung dieser Komponenten erfolgt in den Abschnitten 6.15 und 2.5.4. Kommen sowohl ideale, als auch reale Kühlung zum Einsatz, ändern sich die Werte für T_{Set} wie folgt:

$$T_{Set,ideal} = -173 \cdot indA + 200 = |indA = 1| = 27^\circ C \quad (5.12)$$

$$P_{Kühlung,ideal} = \infty \quad (5.13)$$

$$T_{Set,real} = -175 \cdot indB + 200 = |indB = 1| = 25^\circ C \quad (5.14)$$

Auch bei der Steuerung der beiden Kühlsysteme wird darauf geachtet, daß das solare System bei einem Temperaturanstieg der Raumluft zuerst zu arbeiten beginnt, bevor die ideale Kühlung aktiv wird.

Die beiden Indikatoren $indA$ und $indB$ der Abschnitte Heizung und Kühlung sind ident; Das bedeutet, daß bei Klimatisierungsbedarf stets sowohl die Heizungsanlagen, als auch die Kühlanlagen die Raumlufttemperatur überwachen. Aufgrund des identen thermischen Verhaltens der beiden Zonen Ober- und Untergeschoß werden mit Hilfe der beiden Indikatoren $indA$ und $indB$ die Heizungs- und Kühlsysteme in beiden Stockwerken parallel gesteuert.

5.1.9 Interne Lasten

Die in diesem Gebäudemodell dargestellten internen Lasten setzen sich aus Wärmeeinträgen durch Personen, elektrische Geräte, Beleuchtung und beliebige sonstige Wärmequellen zusammen. Bei jeder Energiequelle wird der Wärmeeintrag \dot{Q} in $\frac{kJ}{h}$, der konvektive Anteil dieser Wärme in % sowie ein Indikator, der angibt, ob die Quelle aktiv ist oder nicht, angegeben. Die internen Lasten der verschiedenen untersuchten Gebäudetypen (Büro, Versammlungsraum und Hotel) unterscheiden sich stark.

5.1.10 Wände

Die Darstellung von Wänden erfolgt durch Festlegung des Aufbaus, der Dicke, der Orientierung, der Fläche und der Art des Energieaustausches mit anderen Zonen oder der Umgebung. Der Aufbau einer Wand mit einer detaillierten Aufschlüsselung der enthaltenen Schichten definiert den Wandtyp.

Zur Darstellung der Wände des Gebäudes werden vier verschiedene Wandtypen unterschieden: Außenwand, Innenwand 150, Innenwand 100 und Boden. Diese Wandtypen werden aus einzelnen Schichten durch Angabe des Schichttypus und der Dicke der einzelnen Schichten aufgebaut:

Wandtyp	Schichttyp	Dicke [m]	λ [kJ/h.m.K]	ρ [kg/m ³]
Außenwand	Kalkzement	0.08	3.13	1800
	Minerale Dämmung	0.18	0.14	80
	Normalbeton	0.25	7.56	2400
	Gipsmörtel	0.01	2.56	1400
Innenwand 150	Gipsmörtel	0.01	2.56	1400
	Kalksandstein	0.15	1.80	1000
	Gipsmörtel	0.01	2.56	1400
Innenwand 100	Wandbauplatte	0.02	1.69	1000
	Minerale Dämmung	0.04	0.14	80
	Wandbauplatte	0.02	1.69	1000
Boden / Decke	Normalbeton	0.20	7.56	2400
	Sperrholz	0.02	0.54	800

Verwendete Wandtypen.

In der folgenden Abbildung 5.3 sind die Wände entsprechend ihrem Wandtypus farblich markiert. Rote Wände sind Außenwände, blau markierte Abschnitte sind vom Wandtyp IW150 und die schwarz gekennzeichneten Wände sind IW100.

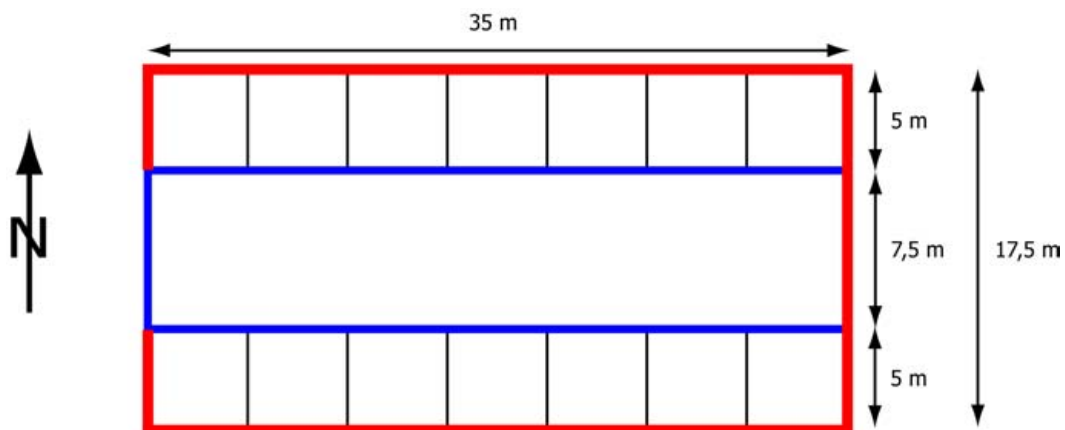


Abbildung 5.3: Wandtypen.

Die Gesamtfläche der einzelnen Wände beträgt pro Zone:

- Außenwand: $317,5m^2$
- Innenwand 150: $234,5m^2$
- Innenwand 100: $180,0m^2$
- Boden: $1225,0m^2$, davon $612,5m^2$ gemeinsam mit der oben, bzw. unten angrenzenden Zone.

Die oben angeführten Werte für die Gesamtflächen der einzelnen Wandtypen sind, trotz eventuell variierender Innenraumgestaltung, für alle drei Gebäudetypen gültig. Gleichzeitig mit dem Aufbau, den physikalischen Eigenschaften und der Fläche der einzelnen Wände wird auch die Art ihrer Verbindung zu benachbarten Zonen oder der Umgebung vorgegeben. Zur Beschreibung der unterschiedlichen Wege des Energieaustausches stehen vorgegebene Verbindungstypen zur Verfügung.

- *External*: Eine Außenwand in direktem Kontakt mit der Außenluft, die von eventuell vorhandener Solarstrahlung getroffen wird.
- *Internal*: Eine Innenwand, die lediglich die thermische Kapazität der Zone beeinflusst.
- *Adjacent*: Anschlußwand an eine andere thermische Zone. Die Wärmetübertragung kann mittels Wärmeleitung oder durch einen Luftstrom zwischen den Zonen erfolgen.
- *Boundary*: Wand mit bestimmten vorgegebenen Randbedingungen. Die Temperatur an der Außenseite dieser Wand kann konstant oder ident der Raumtemperatur sein. Im Falle einer zur Raumtemperatur identen Wandtemperatur bedeutet dies, daß über diese Wand kein Wärmeaustausch stattfindet, da $\Delta T = 0$.

In Skizze 5.4 sind die Wände und in Abbildung 5.5 die Decken und Böden entsprechend ihres Verbindungstyps farblich markiert.

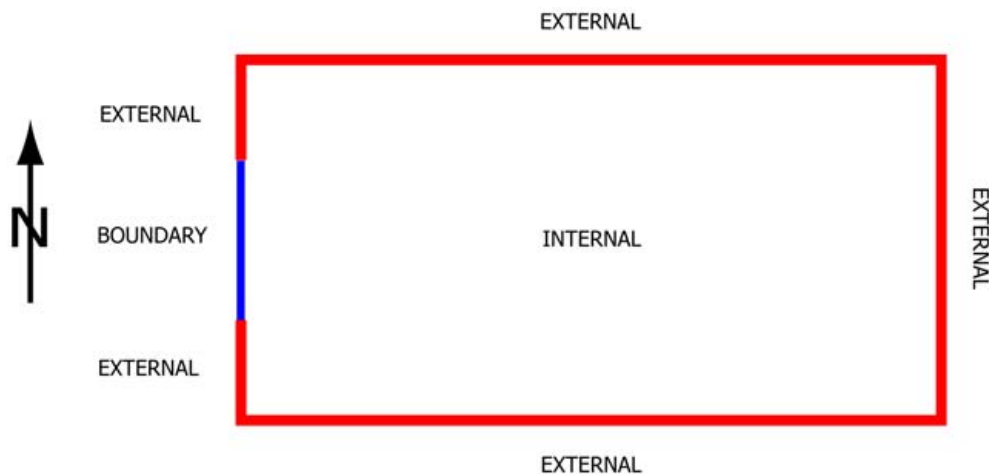


Abbildung 5.4: Verbindungstypen der Wände.

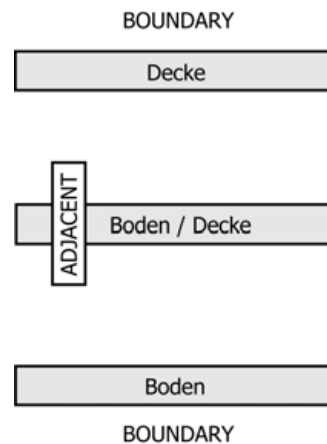


Abbildung 5.5: Verbindungstypen der Decken und Böden.

5.1.11 Fenster und Beschattung

Wände, die als Außenwände (External) definiert sind, können mit Fenstern ausgestattet werden. Ebenso wie bei den Wänden werden auch hier zuerst Fenstertypen festgelegt, die dann den Fenstern zugewiesen werden. In dieser Arbeit wurde ausschließlich der folgende Fenstertyp verwendet:

- U-Wert (Verglasung): $1,4 \frac{W}{m^2K}$
- g-Wert (Verglasung): 0,622%
- Konvektiver Wärmetransferkoeffizient (Verglasung, innen): $3,1 \frac{W}{m^2K}$
- Konvektiver Wärmetransferkoeffizient (Verglasung, außen): $17,7 \frac{W}{m^2K}$
- Anteil der Rahmenfläche an der Gesamtfensterfläche: 15%
- U-Wert (Rahmen): $4,7 \frac{W}{m^2K}$
- Solarer Absorptionsfaktor (Rahmen): 0.6

In Abbildung 5.6 sind die Positionen, Flächen und Orientierungen der eingesetzten Fenster ersichtlich.

Es besteht die Möglichkeit die definierten Fenster mit einem bestimmten Faktor zu beschatten. Dies hat zur Folge, daß nur mehr ein Bruchteil der auftreffenden Sonnenstrahlung in das Innere des Raumes vordringen kann. Die Beschattung wird in Abhängigkeit von der auf die Fensterebene auftreffenden direkten Sonnenstrahlung gesteuert und wird ab einem Wert von $I_{Direkt} > 250W$ aktiv. Der Beschattungsfaktor SF wird mit $SF = 0,7$ angenommen. Die Fenster in der Nord- und Ostfassade des Gebäudes werden intern beschattet, während die Fenster der Südfassade durch externe Beschattung geschützt werden. Der Unterschied zwischen interner und externer Beschattung liegt darin, daß bei einer internen Beschattung ein zusätzlicher Wärmeeintrag in den Raum durch die in dem Beschattungsmodul absorbierte Solarstrahlung berücksichtigt wird.

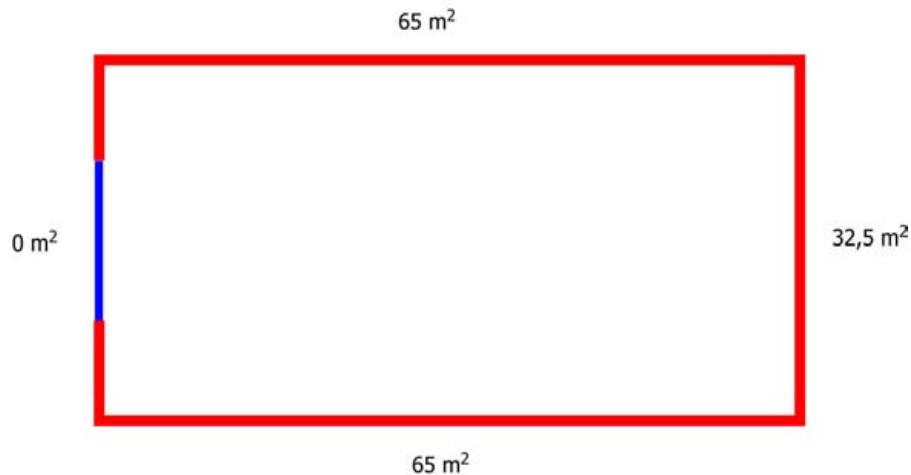


Abbildung 5.6: Fensterflächen.

5.2 Büro

5.2.1 Interne Lasten

Personen. In jedem Stockwerk des Gebäudes sind 35 Personen beschäftigt. Bezogen auf die vorhandenen 14 Büros, bedeutet dies, daß 7 Räume von zwei und ebenfalls 7 Räume von drei Personen benutzt werden. Die gesamte Grundfläche der Büros ohne den Gang- bzw. Kommunikationsbereich beträgt 350m^2 . Die spezifische Fläche $Fläche_{Person}$, die die verfügbare Grundfläche pro Person in m^2 angibt, beträgt in diesem Falle

$$Fläche_{Person} = 10 \frac{\text{m}^2}{Person} \quad (5.15)$$

Dieser Wert deckt sich mit den in der Literatur angegebenen spezifischen Flächen für Doppelbüros von [20]

$$Fläche_{Person} = 9 \text{ bis } 15 \frac{\text{m}^2}{Person} \quad (5.16)$$

Die Mitarbeiter arbeiten von Montag bis Freitag von 8 Uhr bis 19:30 Uhr. Das Eintreffen der Personen im Gebäude beginnt um 08:00 Uhr, bis sich um 08:30 Uhr schließlich alle Mitarbeiter im Büro eingefunden haben. Ebenso erfolgt das Verlassen des Gebäudes nicht plötzlich, sondern linear zwischen 19:00 und 19:30 Uhr. Zwischen 12:00 und 13:00 Uhr verlassen alle Benutzer das Büro um eine Mittagspause zu halten. An Vormittagen von Arbeitstagen benutzen darüberhinaus auch Gäste das Büro und den dazugehörigen Kommunikationsbereich, bzw. Gangbereich. Die Zahl der Personen im Gebäude nimmt dann um ein Fünftel auf insgesamt 42 Personen pro Stockwerk zu, wobei das Eintreffen zwischen 09:30 und 10:00 Uhr und das Verlassen von 11:00 bis 11:30 Uhr erfolgt. Jeder Mitarbeiter und jeder Gast bewirkt einen Wärmeeintrag von P_{Gesamt} , der sich wie folgt zusammensetzt (Vgl. [21]):

$$P_{Person} = P_{sensibel} + P_{latent} = 90\text{W} + 30\text{W} = 120\text{W} \quad (5.17)$$

Eine genaue Übersicht über die Anwesenheit der Mitarbeiter und Gäste in dem Bürogebäude gibt Abbildung 5.7.

Computer und Drucker. Entsprechend der Anzahl der Mitarbeiter werden an jedem Arbeitstag um 08:30 Uhr 35 Computer pro Geschoß in Betrieb genommen. Jedes dieser Geräte

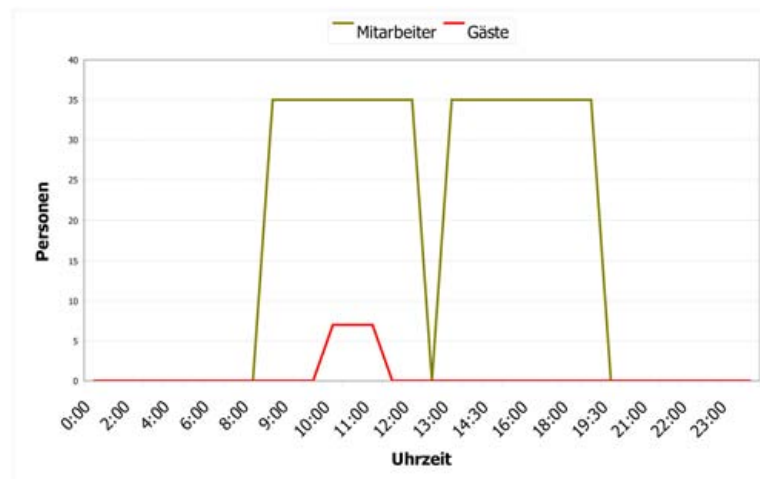


Abbildung 5.7: Bürogebäude, Mitarbeiter und Gäste (Mo-Fr).

weist eine thermische Leistung von

$$P_{\text{Computer}} = 140W \quad (5.18)$$

auf. Die Computer sind, ohne Pause, bis 19:00 Uhr in Betrieb. Gleichzeitig mit den Computern werden auch 5 Drucker mit einer thermischen Leistung von

$$P_{\text{Drucker}} = 50W \quad (5.19)$$

angeschaltet. Die Wärmeabgabe sowohl der Computer, als auch der Drucker erfolgt rein konvektiv. In Abbildung 5.8 sind die Einschaltzeiten der Computer und Drucker im Büro zusammengefasst.



Abbildung 5.8: Bürogebäude, Computer, Drucker, Beleuchtung (Mo-Fr).

Beleuchtung. Die Bürobereiche am Rand des Stockwerks und auch der Kommunikations- bzw. Gangbereich in der Mitte werden von Montag bis Freitag von 08:00 bis 19:30 Uhr

beleuchtet, wobei die spezifische thermische Verlustleistung der Beleuchtung bezogen auf die beleuchtete Grundfläche in m^2

$$P_{\text{Beleuchtung}} = 13 \frac{W}{m^2} \quad (5.20)$$

beträgt. Mit einer Gesamtfläche von $612,5m^2$ des Geschoßes ergibt sich ein gesamter Wärmestrom in die Zone durch Beleuchtung von

$$P_{\text{Beleuchtung,gesamt}} = 7962,5W \quad (5.21)$$

Die Beleuchtung ist zugleich mit den Computern und den Druckern in Betrieb (Siehe Abbildung 5.8).

5.2.2 Ventilation

Zuluft. Bei voller Belegung sind in jedem Stockwerk des Bürogebäudes 35 Mitarbeiter (ohne Gäste) tätig. Die österreichische Norm H6000 Teil 3, regelt die hygienischen und physiologischen Anforderungen an den Aufenthaltsbereich von Personen. In dieser Norm ist für Personen mit einer Gesamtwärmeabgabe aufgrund von körperlicher Tätigkeit von $P_{\text{Person}} = 120W$, dies entspricht einer körperlich leichten Bürotätigkeit, ein bestimmter Mindestaußenluftstrom $\dot{V}_{\text{Außenluft}}$ vorgesehen [22] :

$$\dot{V}_{\text{Außenluft}} = ca. 30 \frac{m^3}{h \cdot \text{Person}} \quad (5.22)$$

Dies führt zu einem Gesamtaußenluftstrom pro Stockwerk von

$$\dot{V}_{\text{Außenluft,gesamt}} = 1050 \frac{m^3}{h} \quad (5.23)$$

Der oben angeführte Luftstrom bewirkt bei einem Raumvolumen von $V = 1837,5m^3$ eine Luftwechselrate $LWR_{\text{Büro}}$

$$LWR_{\text{Büro,Zuluft}} = \frac{\dot{V}}{V} = 0,57 \frac{1}{h} \quad (5.24)$$

Diese Zufuhr von Außenluft erfolgt mittels Ventilatoren und ist dann aktiv, wenn sich Mitarbeiter in dem Gebäude aufhalten. Die zugeführte Luft hat die Temperatur und Feuchte der Außenluft. Werden solare Systeme zur Gebäudeklimatisierung eingesetzt, so wird jedoch im Heizbetrieb die kalte Außenluft vor dem Einblasen in das Gebäude vorgewärmt. Ebenso wird im Winter zur Vorerwärmung und im Sommer zur Vorkühlung ein Wärmerückgewinnungsrad (Siehe Abschnitt 2.5.4) eingesetzt, welches den Abluft- und den Zuluftstrom verbindet.

Umluft. Diese Ventilation beschreibt die Arbeitsweise der realen Kühlung durch Fancoils, welche die Raumluft umwälzen und dabei abkühlen. Der Wert, der aus dieser Luftbewegung resultierenden Luftwechselrate $LWR_{\text{Büro,Zuluft}}$ ist abhängig von der thermischen Kälteleistung der simulierten Kältemaschine und wird in Abschnitt 6.15 genauer erörtert.

5.3 Versammlungsraum

5.3.1 Interne Lasten

Personen. An der Nord- und Südseite des Gebäudes befinden sich Seminarräume, die von insgesamt 120 Personen pro Geschöß benutzt werden. Diese Benutzungszahlen teilen sich gleichmäßig auf die einzelnen Räume auf. Auf die exakte architektonische Situation wird im Folgenden nicht weiter eingegangen.

In der Literatur sind verschiedene Beispiele für Versammlungs- und Seminarräume zu finden (z.B.: [5], [20] oder [13]). In den Abbildungen 5.9, 5.10 und 5.11 finden sich Beispiele für Klassenräume, Seminarräume und Hörsäle [20].

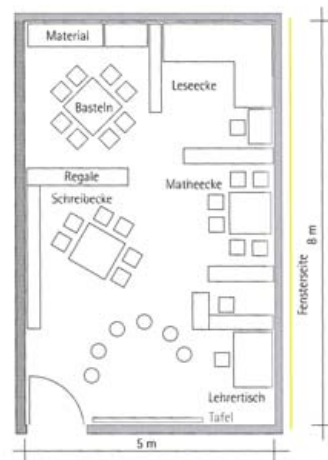


Abbildung 5.9: Beispiel eines Klassenraumes. ([20], p.112)



Abbildung 5.10: Beispiel eines Seminarraumes. ([20], p.112)

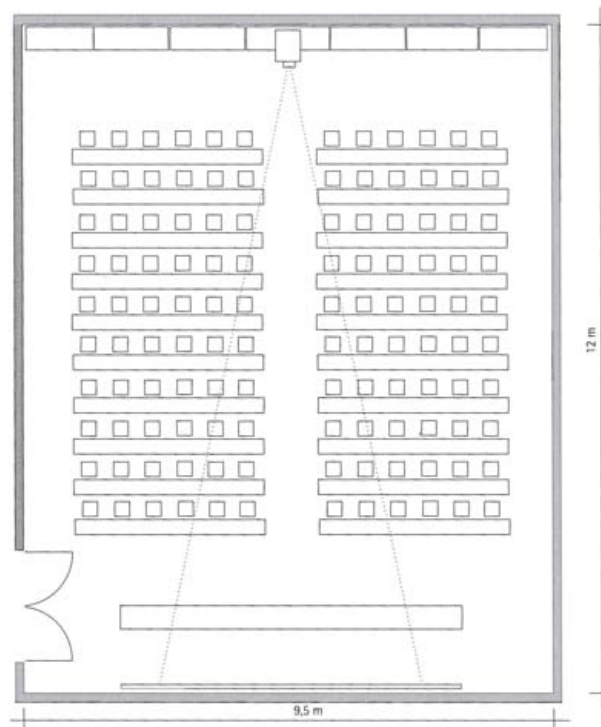


Abbildung 5.11: Beispiel eines Hörsaales. ([20], p.112)

Die spezifischen Flächen pro Person $Fläche_{Person}$, die jedem Benutzer der verschiedenen Räume zur Verfügung stehen, betragen [20]

$$Fläche_{Person}(\text{Klassenraum}) = 2 \frac{m^2}{Person}$$

$$Fläche_{Person}(\text{Seminarraum}) = 2,3 \frac{m^2}{Person}$$

$$Fläche_{Person}(\text{Hörsaal}) = 1,15 \frac{m^2}{Person}$$

Bei einer Belegung von 120 Personen auf einer Grundfläche von $350m^2$ liegt die spezifische Fläche der hier simulierten Versammlungsräume etwas höher bei einem Wert von:

$$Fläche_{Person}(\text{Versammlungsraum}) = 2,9 \frac{m^2}{Person}$$

Die Benutzung der Seminarräume erfolgt von Montag bis Freitag, unterbrochen von einer Mittagspause um 12:30 Uhr, von 09:00 bis 21:00 Uhr. Am Samstag befinden sich, ohne Mittagspause, von 09:00 bis 12:00 Uhr Studenten im Gebäude. Die Anzahl der in jedem Stockwerk befindlichen Personen steigt am Vormittag im Zeitraum von 09:00 bis 09:30 Uhr linear von Null auf die volle Belegungszahl an. Ebenso wird das Verlassen des Gebäudes zur Mittagspause oder am Abend durch eine lineare Abnahme der anwesenden Personen beschrieben. Am Sonntag werden die Seminarräume nicht genutzt. Der genaue Verlauf der Belegung eines

Stockwerks ist für die Wochentage Montag bis Freitag der Abbildung 5.12 zu entnehmen. Das Benutzungprofil für den Samstag verläuft ebenso, jedoch endet die Benutzung des Gebäudes um 12:30 Uhr.

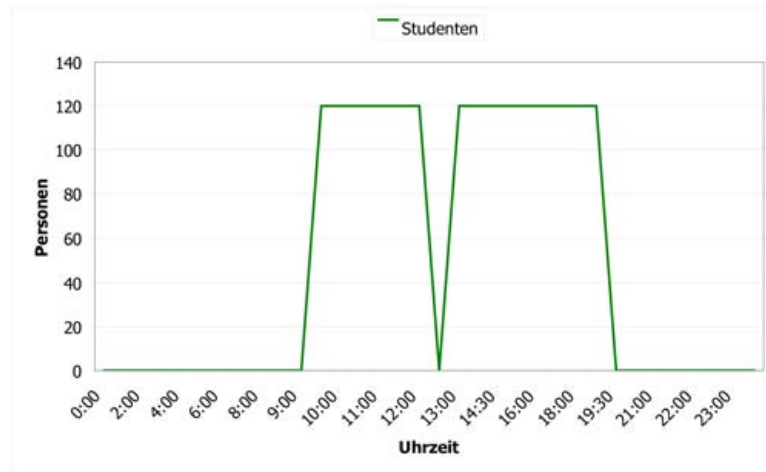


Abbildung 5.12: Seminarraum, Studenten (Mo-Fr)

Jeder im Raum Anwesende bewirkt einen Wärmeenergieeintrag in die thermische Zone. Die in Gleichung 5.17 angegebene thermische Leistung einer Person von $120W$ wird auch bei der Darstellung der Studenten in der Simulation herangezogen. Die körperlich kaum bis leicht anstrengende, sitzende Tätigkeit der Büromitarbeiter stimmt mit jener der Studenten, zumindest in thermischer Hinsicht, gut überein.

Computer. Es wird angenommen, daß 30% der Studierenden mit einem Laptop ausgerüstet sind. Dies ergibt eine Gesamtanzahl von 36 Computern pro Stockwerk. Die thermische Leistung $P_{Computer}$ dieser Geräte ist jedoch nur halb so groß im Vergleich zu den im Büro eingesetzten Computern (Vgl. Abschnitt 5.2.1) und beträgt:

$$P_{Computer} = 70W$$

Die 36 Computer mit einer Gesamtwärmeleistung von $2520W$ sind in Betrieb, wenn die Versammlungsräume von Personen benutzt werden. In der Mittagspause, abends und am Wochenende werden sie ausgeschaltet, bzw. aus dem Raum mitgenommen. Eine Übersicht über die Einschaltzeiten der Computer gibt Abbildung 5.13

Beleuchtung. Die Beleuchtung der Seminarräume und des in der Mitte des Stockwerks liegenden Gangbereiches ist von Montag bis Freitag von 09:00 bis 21:00 Uhr und am Samstag von 09:00 bis 12:30 Uhr in Betrieb. Die Versammlungsräume werden im Vergleich zu den Büroräumen mit geringerer Leistung beleuchtet, um z.B. die Verwendung von Overhead Projektoren oder Beamern zu ermöglichen. Die thermische Verlustleistung der Beleuchtung bezogen auf die bestrahlte Grundfläche in m^2 beträgt

$$P_{Beleuchtung} = 5 \frac{W}{m^2} \quad (5.25)$$

Die Gesamtfläche der Seminarräume und des Ganges beträgt $612,5m^2$, womit sich der gesamte Wärmeeintrag durch Beleuchtung ergibt.

$$P_{Beleuchtung,gesamt} = 3062,5W \quad (5.26)$$

In Abbildung 5.13 sind die Einschaltzeiten der Beleuchtung graphisch dargestellt.

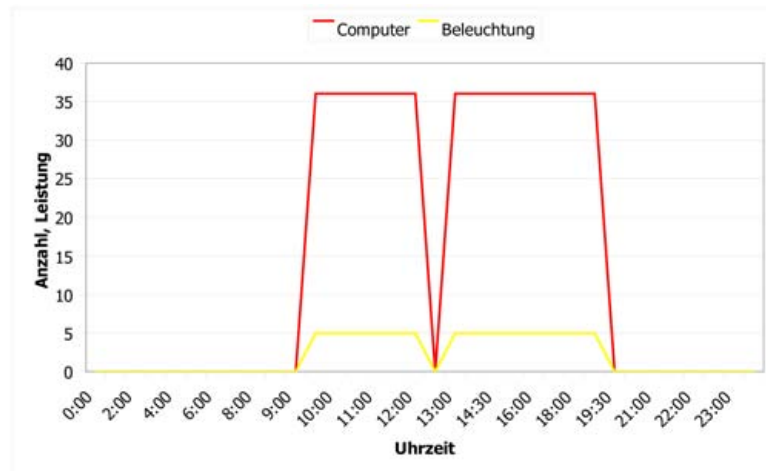


Abbildung 5.13: Seminarraum, Computer, Beleuchtung.

5.3.2 Ventilation

Zuluft. Der Versammlungsraum wird untertags von bis zu 120 Personen genutzt, welche sich, von einer kurzen Mittagspause abgesehen, von 8:30 Uhr morgens bis 21:30 Uhr abends in dieser Zone aufhalten. Um eine ausreichende Luftqualität im Raum zu garantieren, ist die Zufuhr von Frischluft unablässig. Die spezifische Fläche pro Person mit einem Wert $Fläche_{Person} = 2,9 \frac{m^2}{Person}$ entspricht etwa der eines Seminarraumes (Vergl. Abschnitt 5.3.1), was einen Mindestzuluftstrom pro Person $\dot{V}_{Aussenluft}$ von

$$\dot{V}_{Auenluft} = ca. 25 \frac{m^3}{h \cdot Person} \quad (5.27)$$

erfordert [20]. Dies ergibt bei der hier angenommenen Benutzung des Raumes durch 120 Personen einen gesamten Aussenluftstrom von

$$\dot{V}_{Auenluft,gesamt} = 3000 \frac{m^3}{h} \quad (5.28)$$

Dieser Luftaustausch ist um ungefähr einen Faktor 3 höher als bei dem im vorigen Abschnitt 5.2 betrachteten Nutzung als Bürogebäude. Der Grund dafür liegt in der höheren Personendichte im Raum. Die Luftwechselrate bei diesem Volumenstrom beträgt somit:

$$LWR_{Versammlungsraum,Zuluft} = 1,64 \frac{1}{h} \quad (5.29)$$

Bei Anwesenheit von Studenten im Gebäude wird durch Ventilatoren die benötigte Aussenluft in die Zone transportiert. Die eingeblasene Luft hat die Temperatur und Feuchte der Aussenluft, außer bei Einsatz von solaren Systemen, da dort mit Hilfe der solaren Wärme im Heizbetrieb eine Vorwärmung der kalten Aussenluft erfolgt.

Umluft. Um die teilweise hohen internen und externen Wärmelasten aus der thermische Zone abzuführen, werden Fancoils eingesetzt, welche die Innenluft umwälzen und dabei kühlen. Die Menge der umgewälzten Luft pro Stunde ist abhängig von der thermischen Kälteleistung der eingesetzten Kältemaschine und wird in Abschnitt 6.15 genau beschrieben.

5.4 Hotel

5.4.1 Interne Lasten

Personen. Das betrachtete Hotel beherbergt insgesamt 14 Gästezimmer pro Stockwerk. Das zugrunde liegende Design und die Nutzungsprofile orientieren sich an dem Beispiel in [5] pp. A2. Die Hotelzimmer sind unterschiedlich belegt. So werden 10 Zimmer von jeweils zwei Gästen und 4 Zimmer von jeweils einem Gast bewohnt. Zusätzlich zu den Hotelgästen halten sich noch 2 Angestellte in jedem Stockwerk auf. Dies ergibt eine maximale Gesamtbelegungszahl von 26 Personen pro Geschoß. Die Grundfläche der Hotelzimmer ohne den Gangbereich beträgt 350m^2 . Somit ergibt sich eine spezifische Fläche $Fläche_{spezifisch}$ pro Hotelgast von

$$Fläche_{Person}(Hotel) = 14,6 \frac{\text{m}^2}{Person}$$

Die beiden Angestellten befinden sich ständig im Gebäude, während angenommen wird, daß die Gäste das Hotel zwischen 10:30 und 11:00 Uhr verlassen und zwischen 14:00 und 14:30 Uhr wieder zurückkehren. Die Anzahl der Personen im Stockwerk schwankt somit zwischen den Werten 2 und 26 (Siehe Abbildung 5.14).

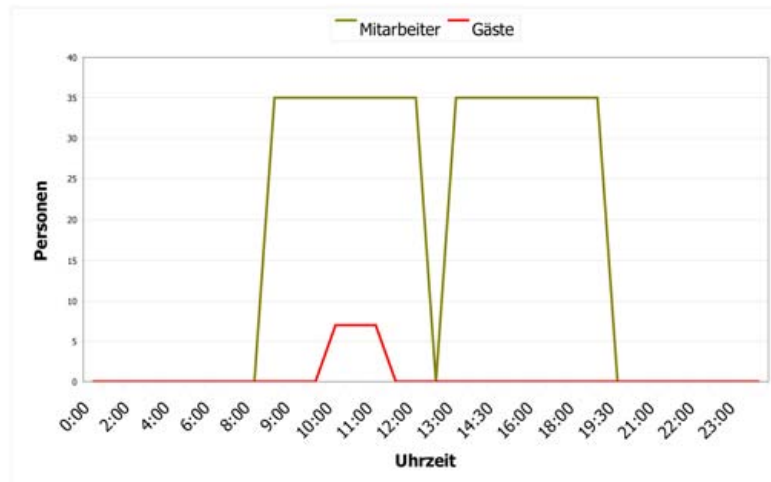


Abbildung 5.14: Hotel, Mitarbeiter und Gäste (Mo-So).

Die anwesenden Personen bewirken einen Wärmeeintrag P_{Gesamt} in die thermische Zone.

$$P_{Person} = P_{Trocken} + P_{Feucht} = 85W + 35W = 120W \quad (5.30)$$

TV und Kühlschränke. In jedem Gästezimmer ist jeweils ein Kühlschrank mit einer thermischen Leistung von

$$P_{Kühlschrank} = 100W \quad (5.31)$$

installiert. Diese Abwärme wird rein konvektiv in die thermische Zone eingebracht. Neben den permanent arbeitenden Kühlschränken werden auch TV-Geräte benutzt. In jedem Zimmer wird am Abend zwischen 17:30 und 18:00 Uhr ein Fernseher in Betrieb genommen, der dann zwischen 22:00 und 22:30 Uhr wieder abgeschaltet wird. Jedes einzelne TV-Gerät weist eine Abwärmeleistung P_{TV} auf.

$$P_{TV} = 230W \quad (5.32)$$

Die Einschaltzeiten der elektrischen Geräte in dem Hotel sind der Abbildung 5.15 zu entnehmen.

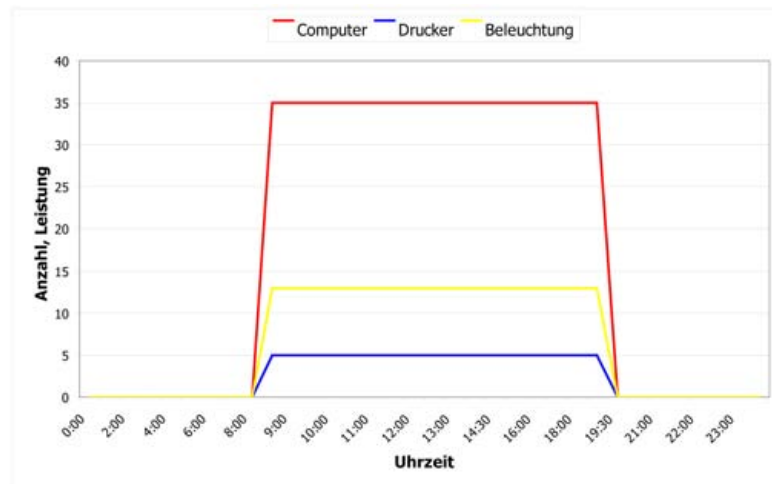


Abbildung 5.15: Hotel, Elektrische Geräte (Mo-So).

5.4.2 Beleuchtung.

Die Gästezimmer und der Gangbereich des Hotels werden von 17:30 bis 22:30 Uhr beleuchtet. Die dargestellte Beleuchtung bewirkt einen zusätzlichen Wärmeeintrag bezogen auf die bestrahlte Grundfläche in m^2 von

$$P_{Beleuchtung} = 13 \frac{W}{m^2} \quad (5.33)$$

Die bestrahlte Fläche beträgt wieder $612,5m^2$ womit sich eine Gesamtwärmeleistung infolge der Beleuchtung ergibt:

$$P_{Beleuchtung,gesamt} = 7962,5W \quad (5.34)$$

5.4.3 Ventilation

Zuluft. Die Gästezimmer und der Gangbereich werden von 24 Gästen und 2 Angestellten benutzt. Die empfohlene Aussenluftmenge pro Stunde beträgt [5]:

$$\dot{V}_{Aussenluft} = ca. 25 \frac{m^3}{h \cdot Person} \quad (5.35)$$

Dies ergibt einen gesamten Luftaustausch in $\frac{m^3}{h}$ von

$$\dot{V}_{Aussenluft,gesamt} = 650 \frac{m^3}{h} \quad (5.36)$$

Bei einem Raumvolumen von $1837,5m^3$ bewirkt dieser Luftstrom eine Luftwechselrate

$$LWR_{Hotel,Zuluft} = 0,36 \frac{1}{h}$$

Wie auch bei dem Büro und dem Versammlungsraum wird die Aussenluft über Ventilatoren zugeführt und nur bei Vorhandensein eines solaren Systems im Heizbetrieb vorgewärmt.

Umluft. Die Leistung der Fancoils wird durch die thermischen Kapazität der verwendeten Kältemaschine bestimmt. (Siehe Abschnitt 6.15)

5.5 Vergleich der drei Gebäudetypen

Der folgende Abschnitt soll einen kurzen Überblick über die angenommenen internen Lasten und Belüftungsvarianten der drei untersuchten Gebäudetypen geben.

5.5.1 Personen.

In Abbildung 5.16 sind die unterschiedlichen Belegungszahlen der simulierten Gebäude zusammengefasst.

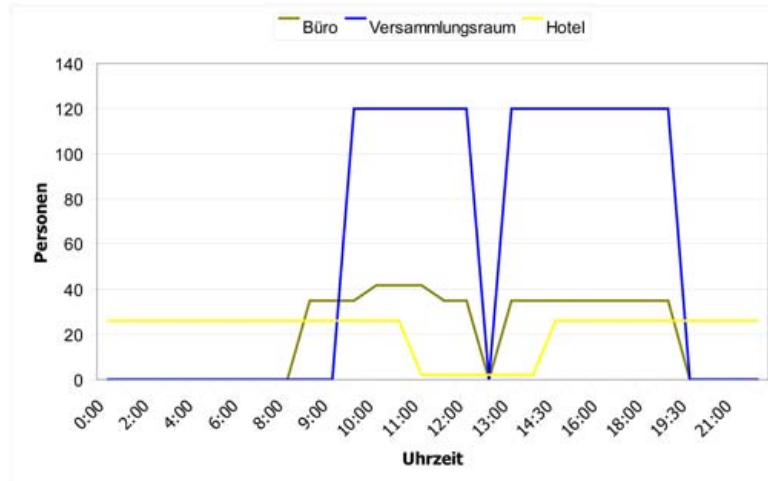


Abbildung 5.16: Vergleich der Personenbelegungen.

Bei einem Vergleich der Maximalzahlen der anwesenden Personen weist der Versammlungsraum (120 Pers.) die höchsten Benutzerzahlen auf. Deutlich weniger Personen benutzen das Büro (42 Pers.) und das Hotel (26 Pers.). Die spezifische Fläche pro Person beträgt zwischen $2,9 \frac{m^2}{Person}$ (Versammlungsraum) und $14,6 \frac{m^2}{Person}$ (Hotelgäste, ohne Angestellte).

Die unterschiedlich hohen Benutzerzahlen haben auch unterschiedlich hohe thermische Einträge in die betrachteten thermischen Zonen zur Folge. So geben bei voller Auslastung die Studenten im Versammlungsraum bis zu 14,4kW Wärme an den Raum ab, während die Gäste und Angestellten des Hotels lediglich 3,1kW thermische Energie in die Zone einbringen.

5.5.2 Elektrische Geräte.

Je nach Nutzung des Gebäudes kommen unterschiedliche elektrische Geräte zum Einsatz. Während im Bürobetrieb Computer und Drucker für die zusätzliche Abwärme verantwortlich sind, kommen im Hotel TV-Geräte und Kühlschränke zum Einsatz. Den geringsten Wärmestrom verursachen die im Modell des Versammlungsraumes berücksichtigten Laptops (Siehe Abbildung 5.17).

5.5.3 Beleuchtung.

Der Wärmestrom durch Beleuchtung $P_{Beleuchtung}$ beträgt im Hotel und im Büro $13 \frac{W}{m^2}$ und im Versammlungsraum $5 \frac{W}{m^2}$. Abbildung 5.18 zeigt den genauen Sachverhalt.

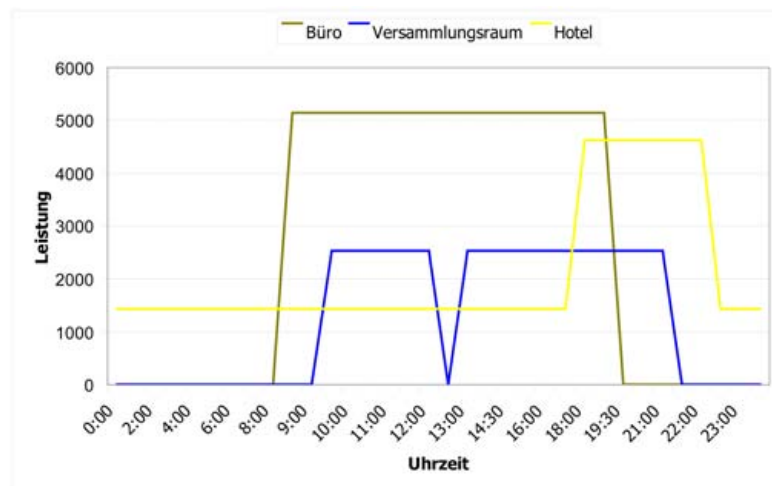


Abbildung 5.17: Vergleich der thermischen Leistungen der installierten Geräte.

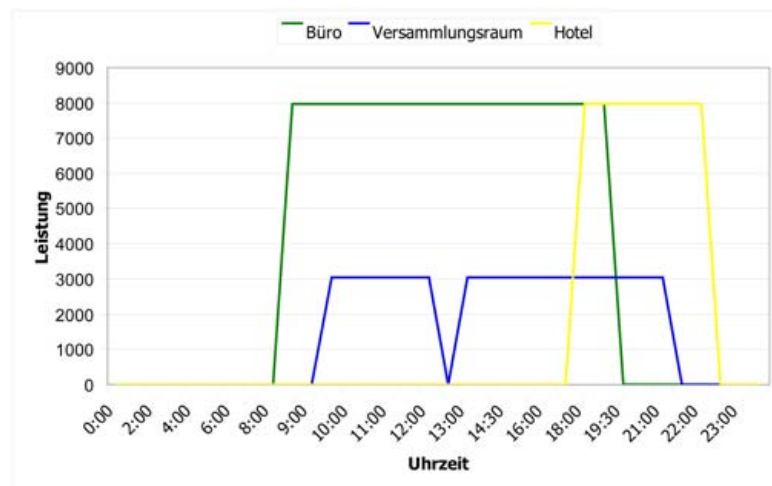


Abbildung 5.18: Vergleich der thermischen Leistung der Beleuchtung.

5.5.4 Ventilation.

Die Art und Dauer der Benutzung eines Gebäudes bestimmen jene Menge an Frischluft, die dem Raum zugeführt werden muß, um ein behagliches Raumklima zu ermöglichen. Bei den Simulationen des Büros dient die österreichische Norm H6000-3 [22] als Grundlage für den nötigen hygienischen Luftwechsel. Pro Person sind hier $30 \frac{m^3}{h}$ Frischluft dem Raum zuzuführen. Beim Versammlungsraum und dem Hotel ist dieser Wert etwas geringer: hier reichen (laut Norm) $25 \frac{m^3}{h}$ aus, um eine zufriedenstellende Luftqualität zu gewährleisten. Die Abbildung 5.19 enthält zusammenfassend alle Informationen bezüglich der jeweiligen Mindestzuluftströme und Luftwechselraten.

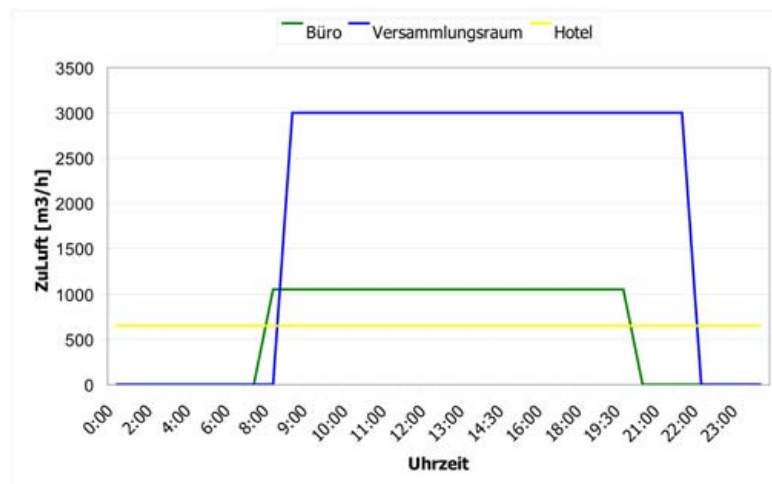
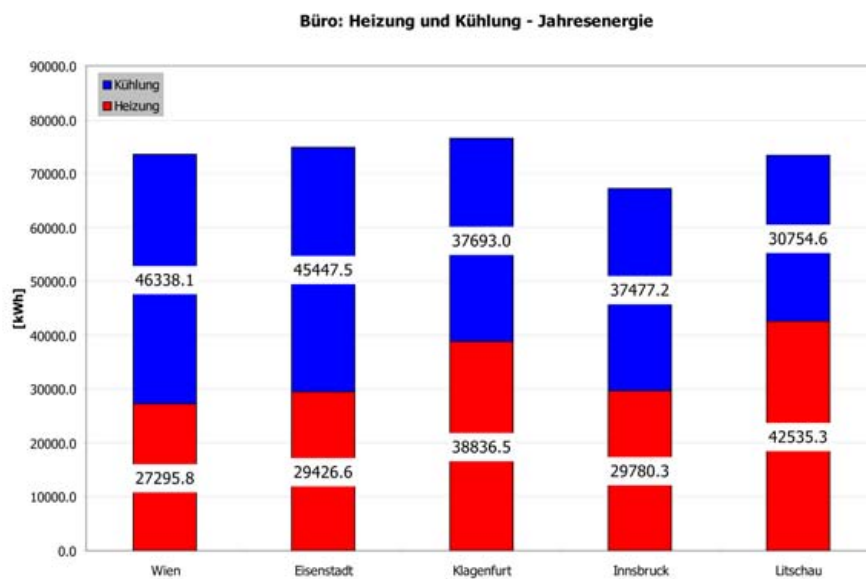


Abbildung 5.19: Vergleich der Zuluftströme.

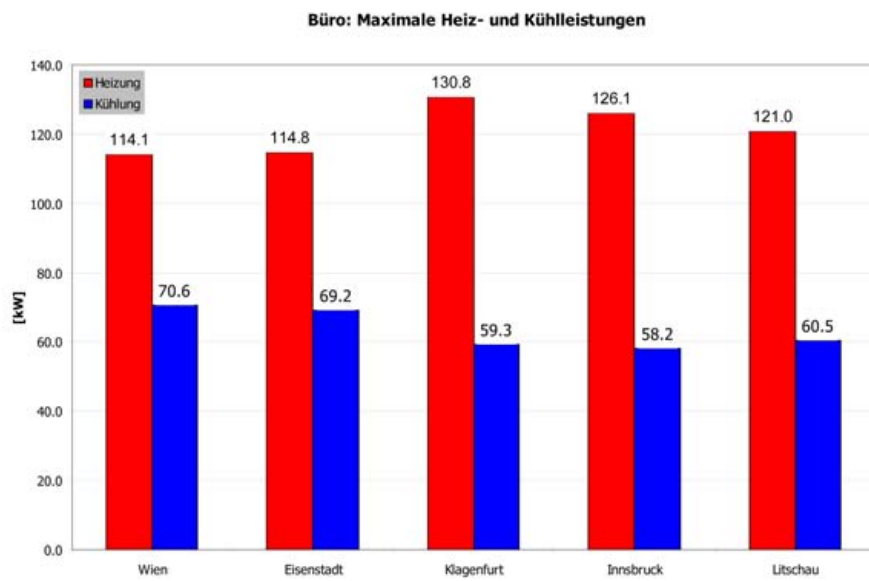
5.6 Simulation der Gebäude

Im folgenden Abschnitt werden mit den oben getroffenen und festgelegten Annahmen Simulationen der verschiedenen Gebäudetypen an den fünf ausgewählten Standorten in Österreich mit TRNSYS, bzw. mit TRNBUILD, einem Teil des TRNSYS Softwarepaketes, durchgeführt. Für jede Kombination der Gebäudetypen und Standorte werden die wesentlichsten Ergebnisse zusammengefasst. Hierbei werden dem Energieaufwand, sowohl für Heizung, als auch Kühlung, sowie den auftretenden Heiz- und Kälteleistungen besondere Aufmerksamkeit geschenkt.

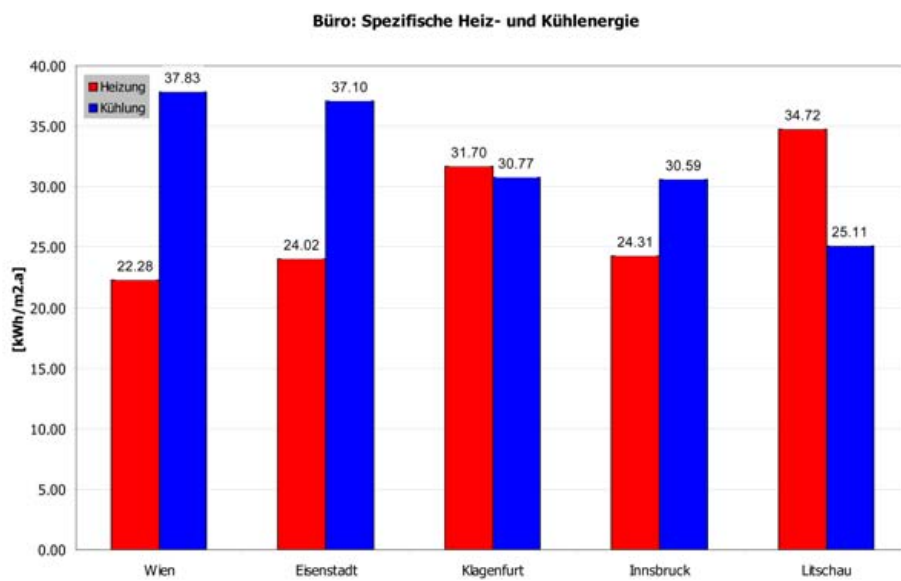
5.6.1 Büro



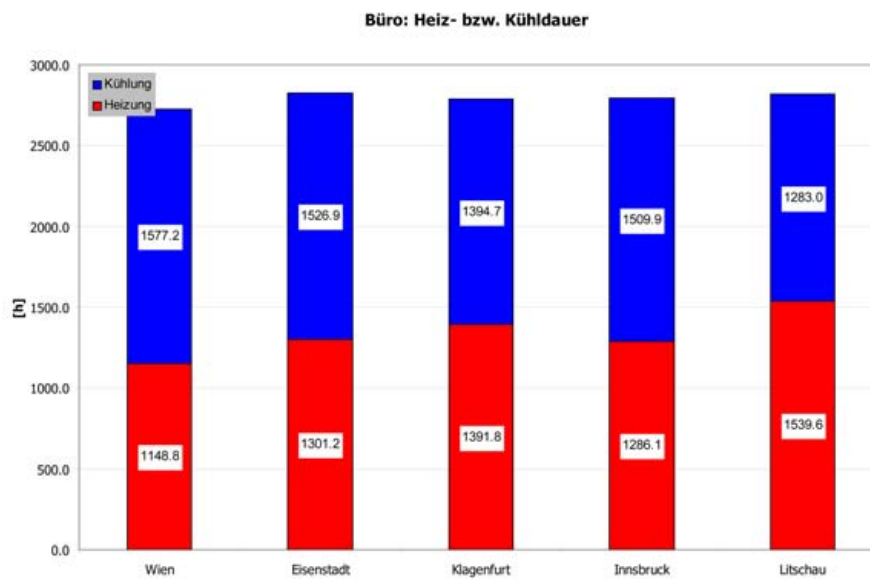
Büro, Heiz- und Kühlenergie.



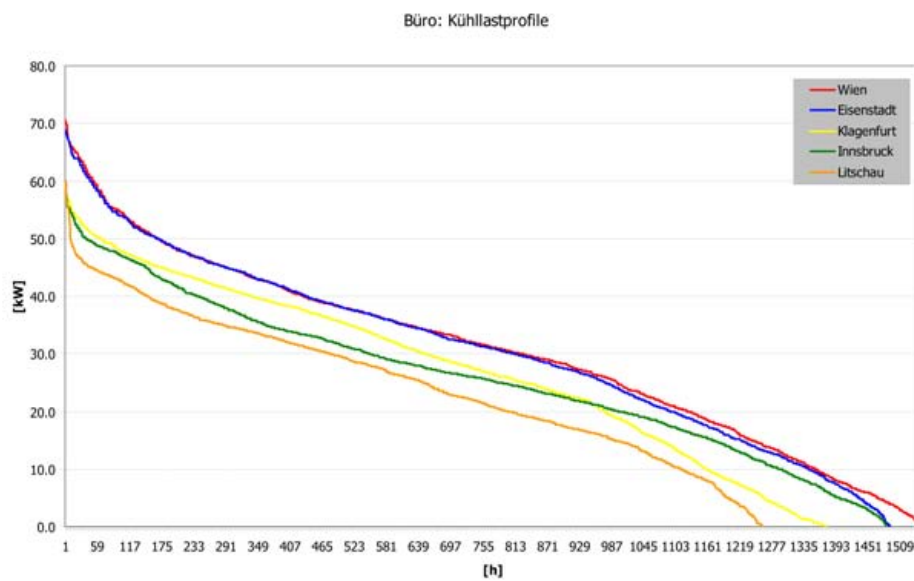
Büro, Maximale Heiz- und Kühllasten.



Büro, Spezifische Heiz- und Kühlenergie.

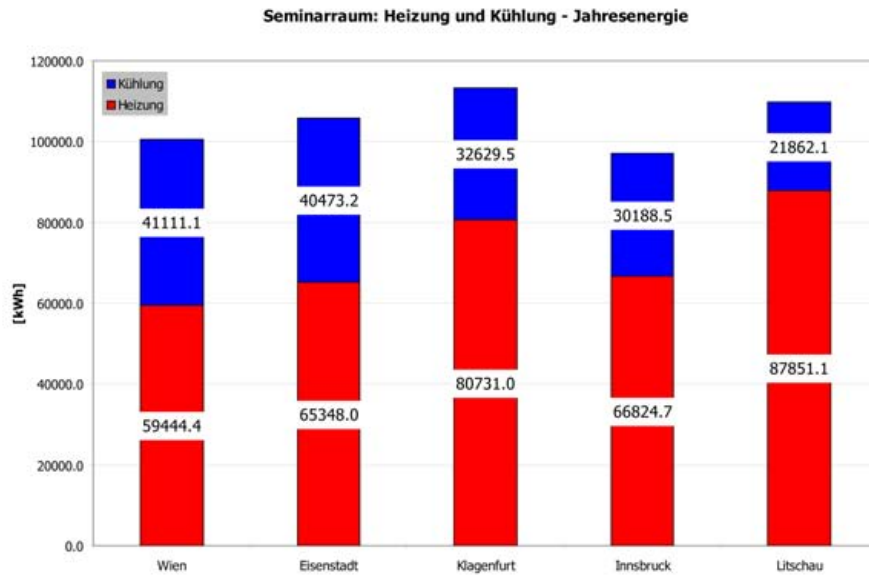


Büro, Dauer der Heizung und Kühlung.

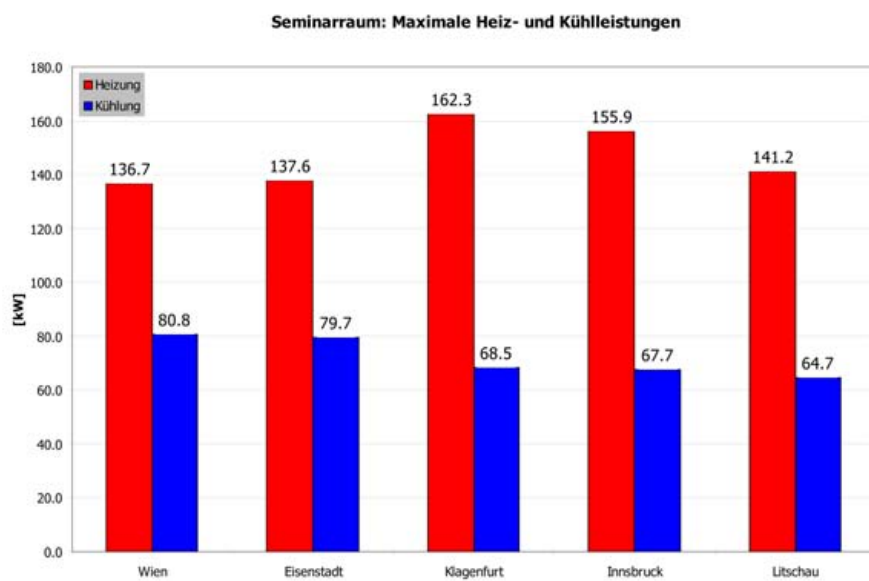


Büro, Kühllastprofil.

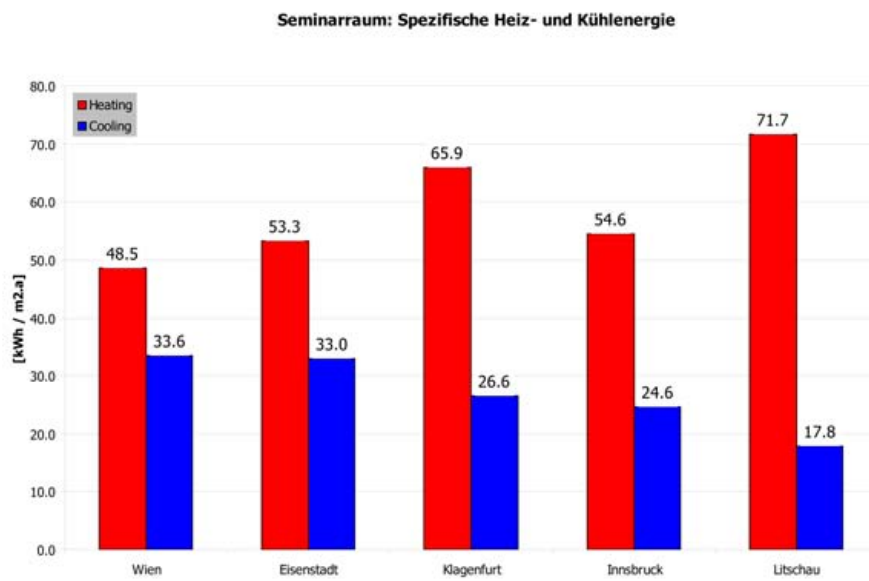
5.6.2 Versammlungsraum



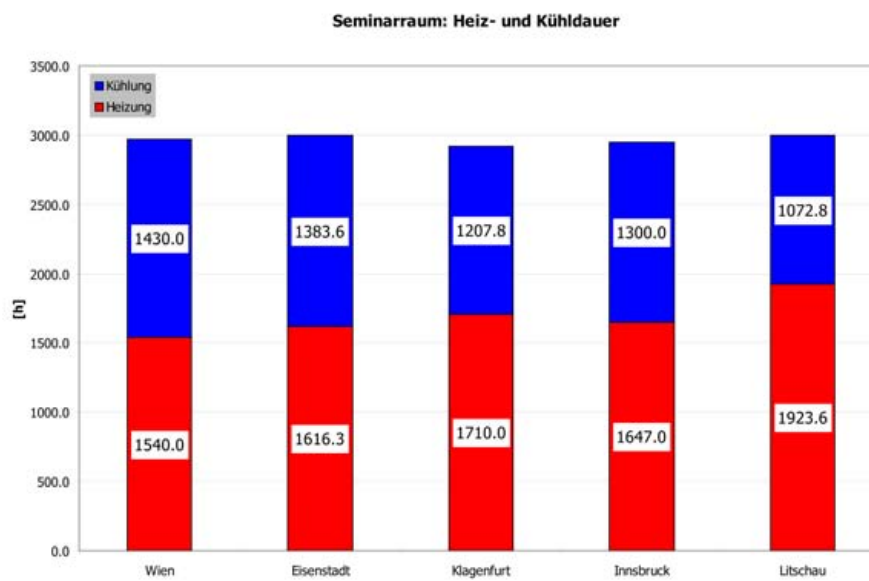
Versammlungsraum, Heiz- und Kühlenergie.



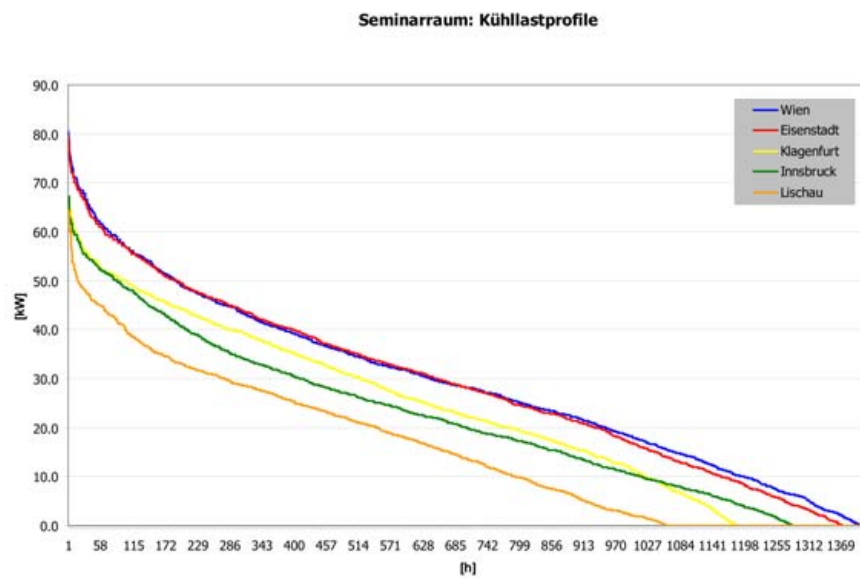
Versammlungsraum, Maximale Heiz- und Kühllasten.



Versammlungsraum, Spezifische Heiz- und Kühlenergie.



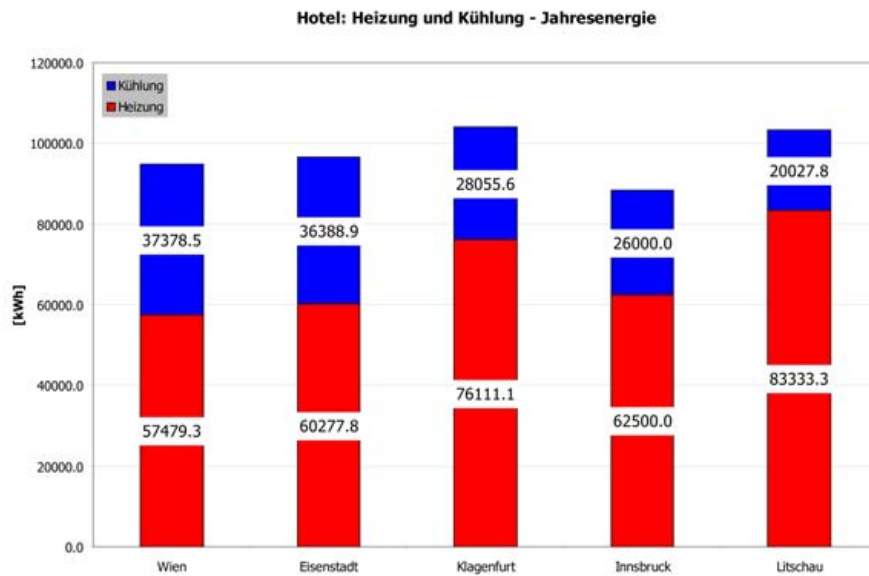
Versammlungsraum, Dauer der Heizung und Kühlung.



Versamlungsraum, Kühllastprofil.

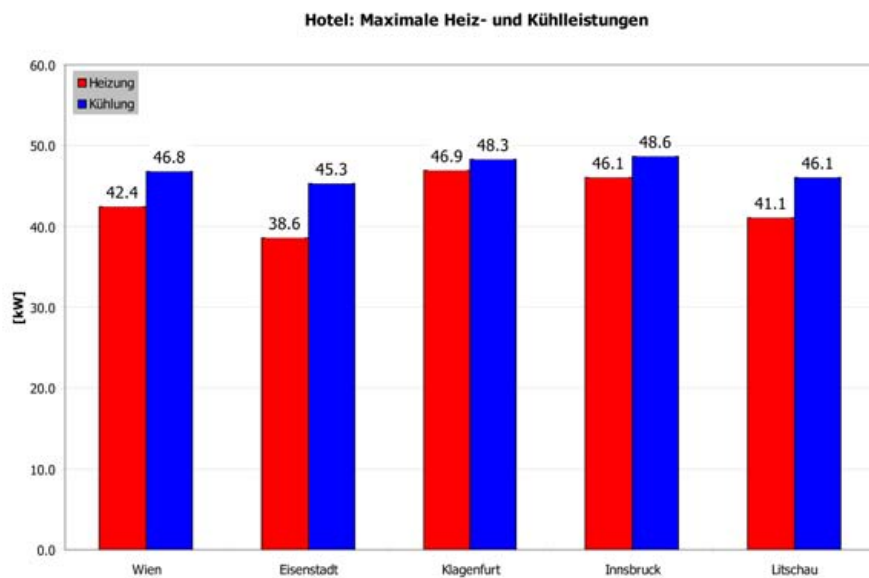
5.6.3 Hotel

Gesamte Heiz- und Kühlenergie.



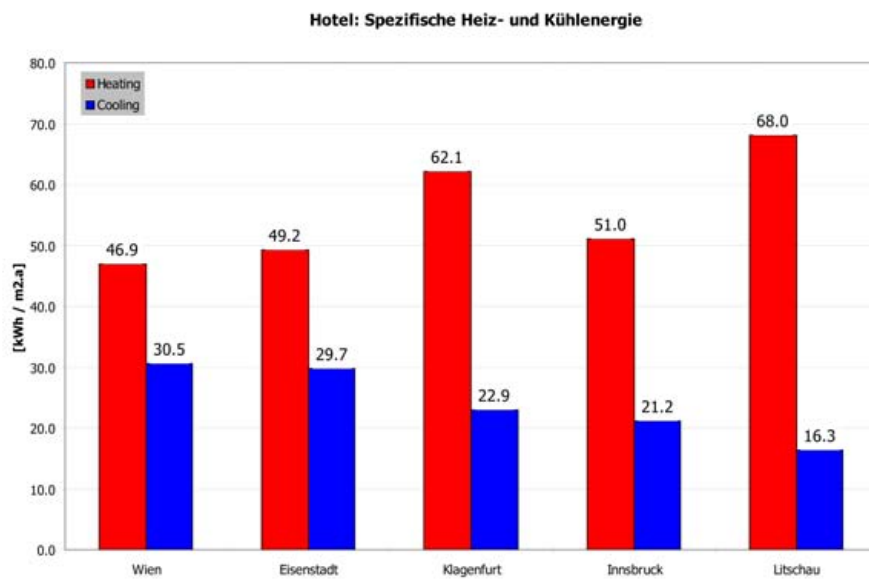
Hotel, Heiz- und Kühlenergie.

Maximale Heiz- und Kühllasten.



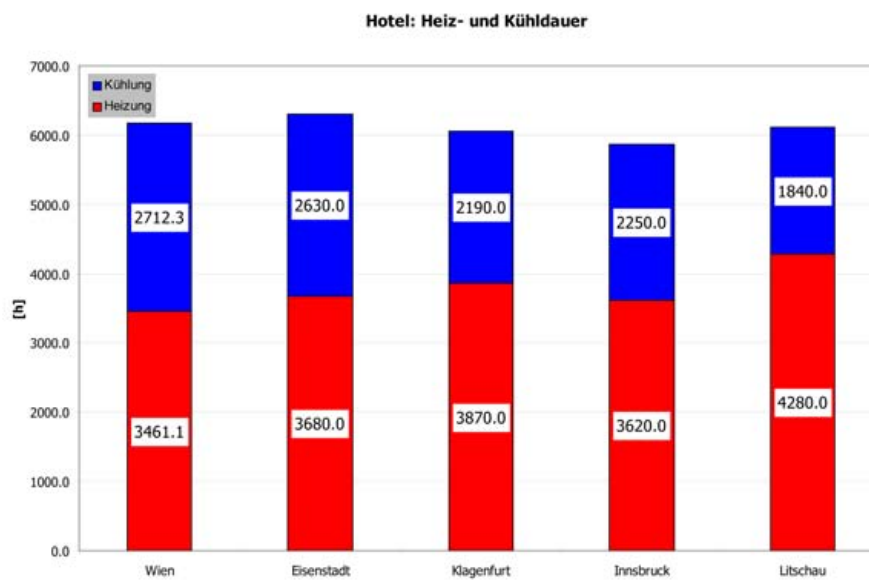
Hotel, Maximale Heiz- und Kühllasten.

Spezifische Heiz- und Kühllasten bezogen auf die Grundfläche.



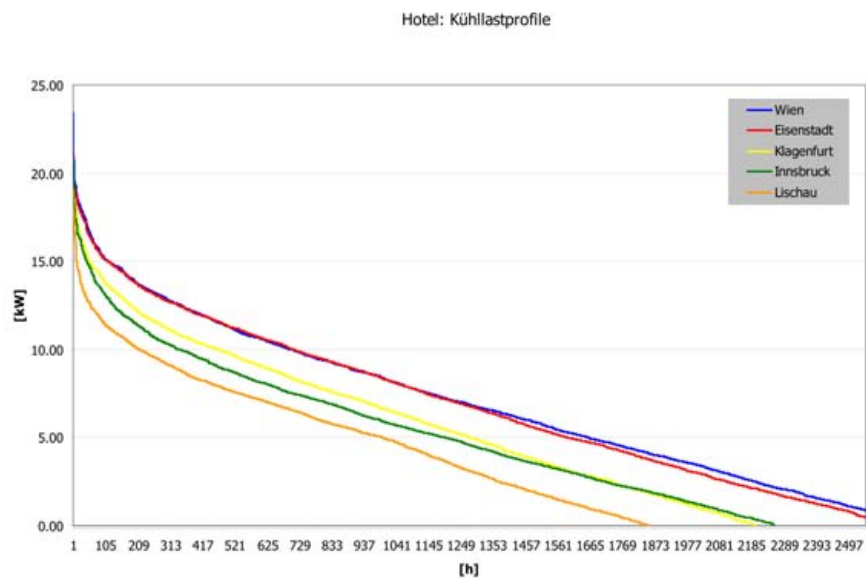
Hotel, Spezifische Heiz- und Kühlenergie.

Dauer der Heizung und Kühlung.



Hotel, Dauer der Heizung und Kühlung.

Kühllastprofil.



Hotel, Kühllastprofil.

5.7 Bestimmung der Kühllasten

Die Simulationen der unterschiedlichen Gebäudetypen liefert zu jeder Kombination einer Nutzungsart und einem Standort eine spezifische Heiz- und Kühlenergie, maximale und spezifische Lasten, sowie ein Kühllastprofil. Mit Hilfe dieses Kühllastprofils ist es möglich, eine Dimensionierung der Kältesysteme, bzw. der antreibenden Kältemaschine, vorzunehmen. Es wird davon ausgegangen, daß die Auslegung der Kältemaschine auf den Maximalwert der auftretenden Kühllasten nicht zwingend notwendig, im Gegenteil sogar wirtschaftlich ungünstig ist. Eine solcherart maximal dimensionierte Maschine weist neben hohen Investitionskosten, auch ein ungünstiges Betriebsverhalten auf, da die Maschine fast ausschließlich in einem Teillastbetrieb arbeiten würde. Aus diesen Gründen wird die zu simulierende Anlage geringer ausgelegt. Mit Hilfe des Kühllastprofils wird die gesamte Jahreskühllast berechnet. Danach wird jene Kälteleistung bestimmt, mit der 80%, bzw. 75%, der Jahreskühllast bewältigt werden können. Die Fläche unter dem Kühllastprofil entspricht der Kühlenergie. Bei einer Reduktion der maximal verfügbaren Kälteleistung wird der oberste Bereich des Lastprofils abgeschnitten"; In diesen Stunden ist die Maschine zu gering dimensioniert, die thermische Kapazität der Maschine ist kleiner als die auftretende Kühllast. Interessant dabei ist, daß bei einer Reduktion der maximalen Leistung auf 80% meist noch weit mehr als 80% der Kühllast gedeckt werden können. Der Grund dafür ist die nicht-lineare Form des Kühllastprofils. Unter Berücksichtigung dieser Überlegungen und der der Simulationsergebnisse des vorigen Abschnittes werden die Kältesysteme so dimensioniert, daß sie 80%, bzw. 75% der Kühlzeit die nötige Kühlleistung aufbringen können. Es werden also bei allen Nutzungstypen und Kältemaschinen, dem Standort entsprechend, zwei verschiedene Auslegungen der Kälteanlage simuliert: Eine 80% und eine 75% Variante.

Die so erhaltenen Werte für die nötigen Spitzenleistungen und die Lastdauern können den folgenden Tabellen 5.20, 5.21 und 5.22 entnommen werden. So ist z.B. beim Betrieb eines Büros in Wien zur 80 prozentigen Deckung der Kühllasten eine Kälteleistung von 44,4 kW nötig. Dieses Ergebnis dient hier als Grundlage zur Bestimmung der Kälteleistung der simulierten Systeme. Da die Auswahl der tatsächlich am Markt verfügbaren Kältemaschinen relativ klein ist, scheint es sinnvoll, die erhaltenen Kälteleistungen in 5 kW Schritten zu runden. Die in Klammern eingefügten, fett gedruckten Werte der Kälteleistung sind diese Werte, die den thermischen Kapazitäten der simulierten Kältemaschinen entsprechen.

5.7.1 Büro

Bürogebäude		Wien		Eisenstadt		Klagenfurt		Innsbruck		Litschau	
Variante											
100%	t [h]	1549	-	46381	-	1381	-	1489	-	1266	-
	E [kWh]	47281	-	69.2	-	38688	-	38719	-	31814	-
	P [kW]	70.6	-	1496	-	59.3	-	58.2	-	60.5	-
80%	t [h]	1235	80.0%	1193	80.0%	1101	80.0%	1187	80.0%	1009	80.0%
	E [kWh]	44806	94.8%	44097	95.1%	37211	96.2%	36551	94.4%	30317	95.3%
	P [kW]	44.4	45 kW	44.8	45 kW	41.8	45 kW	37.6	40 kW	35.8	40 kW
75%	t [h]	1158	75.0%	1118	75.0%	1032	75.0%	1113	75.0%	952	75.0%
	E [kWh]	43881	92.8%	43277	93.3%	3659	94.6%	35604	92.0%	29908	94.0%
	P [kW]	41.8	40 kW	42.3	40 kW	39.8	40 kW	34.7	35 kW	34.3	35 kW

Abbildung 5.20: Büro, Ergebnisse der Parametervariation

5.7.2 Versammlungsraum

Versammlungsraum		Wien		Eisenstadt		Klagenfurt		Innsbruck		Litschau	
Variante											
100%	t [h]	1404	-	1371	-	1184	-	1284	-	1064	-
	E [kWh]	41432	-	40731	-	33006	-	30704	-	22413	-
	P [kW]	80.6	-	79.4	-	66.1	-	67.2	-	64.4	-
80%	t [h]	1123	80.0%	1097	80.0%	947	80.0%	1027	80.0%	851	80.0%
	E [kWh]	38516	93.0%	38133	93.6%	31283	94.8%	28090	91.5%	20788	92.7%
	P [kW]	44.9	45 kW	45.8	45 kW	42.4	45 kW	36.9	40 kW	32.4	35 kW
75%	t [h]	1053	75.0%	1028	75.0%	888	75.0%	963	75.0%	798	75.0%
	E [kWh]	37323	90.1%	36993	90.8%	30609	92.7%	27163	88.5%	20161	90.0%
	P [kW]	41.2	40 kW	41.7	40 kW	37.5	40 kW	32.6	40 kW	27.3	30 kW

Abbildung 5.21: Versammlungsraum, Ergebnisse der Parametervariation.

5.7.3 Hotel

Hotel		Wien		Eisenstadt		Klagenfurt		Innsbruck		Litschau	
Variante											
100%	t [h]	2715		2637		2196		2254		1854	
	E [kWh]	18812		18319		14049		13073		10163	
	P [kW]	23.4	20.9	20.0		20.0		20.8		19.0	
80%	t [h]	2172	80.0%	2110	80.0%	1757	80.0%	1803	80.0%	1483	80.0%
	E [kWh]	16093	85.5%	16060	87.7%	12891	91.8%	11740	89.8%	9323	91.7%
	P [kW]	10.9	15 kW	11.2	15 kW	10.2	15 kW	9.2	15 kW	8.5	15 kW
75%	t [h]	2036	75.0%	1978	75.0%	1647	75.0%	1691	75.0%	1391	75.0%
	E [kWh]	15614	83.0%	15543	84.8%	12506	89.0%	11335	86.7%	9075	89.3%
	P [kW]	10.1	10 kW	10.4	10 kW	9.4	10 kW	8.4	10 kW	7.9	10 kW

Abbildung 5.22: Hotel, Ergebnisse der Parametervariation.

5.8 Zusammenfassung

Es zeigt sich, daß die Kühllastprofile aller Gebäudetypen an allen Standorten nicht lineares Verhalten aufweisen. Aufgrund dessen ist es möglich, die maximale Kälteleistung der eingesetzten Kältemaschinen bei verhältnismässig geringen Verlusten der abgedeckten Kühllasten zu reduzieren. Eine Reduktion der thermischen Kapazitäten der Kältemaschine bewirkt eine Verringerung der Investitionskosten der Anlage, sowie ein besseres Betriebsverhalten derselben. Im Rahmen dieser Arbeit werden Kältesysteme mit einer thermische Kälteleistung zwischen 10 kW (Hotel) und 45 kW (Büro und Versammlungsraum) simuliert.

Kapitel 6

Komponenten

In der Simulationsumgebung TRNSYS werden alle Pumpen, Kollektoren, Regelungen usw. durch Types dargestellt. Jedes Type repräsentiert ein Objekt des simulierten Systems. Im folgenden Kapitel werden die wichtigsten Komponenten dieser Simulationen vorgestellt und erläutert. In einigen Fällen wird die Funktionsweise durch einfache Anwendungsbeispiele noch weiter verdeutlicht.

6.1 Datareader und Radiation Processor

Die für die Simulation zur Verfügung stehenden Wetterdaten sind als Stundenwerte in einer ASCII-Datei gespeichert. Diese Daten müssen während der Laufzeit einer Simulation zu jeder (simulierten) Stunde aus dieser Datei eingelesen werden. Dies wird durch einen Datareader bewerkstelligt. Die Zeitschritte der vorliegenden Simulationen unterschreiten mit einer Dauer von 6 Minuten ($\frac{1}{10}$ Stunde) jedoch diese stündlichen Zeitintervalle. Aus diesem Grunde ist es notwendig, die Wetterdaten für die dazwischenliegenden Simulationsschritte zu interpolieren. Darüberhinaus liegen die Strahlungsdaten nur für horizontale Flächen vor. Sowohl der Solar Kollektor, als auch die Aussenwände und Fenster des Gebäudes sind jedoch nicht horizontal, sondern in verschiedenste Richtungen orientiert. Die Einstrahlung auf diese Flächen ist abhängig von der auftreffenden horizontalen Strahlung, der Neigung der Fläche und schließlich vom Stand der Sonne. Die exakte Position der Sonne wird aus der geographischen Position und der Tageszeit berechnet. Sowohl die Interpolation der Temperatur- und Feuchtwerte, als auch die Berechnung der tatsächlich auf die geneigten Ebenen auftreffenden Solarstrahlung, werden von einem Radiation Processor durchgeführt.

Das Type 109 vereinigt nun die Funktionen und Möglichkeiten sowohl eines Datareaders, als auch eines Radiation Processors. Die gespeicherten Wetterdaten werden aus der vorgegebenen Datei ausgelesen, interpretiert und die gewünschten Strahlungswerte auf geneigte Flächen berechnet.

Für die Simulationen stehen stündliche Wetterdaten in Lokalzeit zur Verfügung. Als Ausgangsgrößen werden die Temperatur, die relative Luftfeuchtigkeit, sowie die direkte und die diffuse Solarstrahlung auf 6 verschiedene Ebenen betrachtet. Die Temperaturwerte zwischen den ganzzahligen Stundenintervallen werden linear interpoliert, die Werte der relativen Feuchtigkeit mit Hilfe einer 5-Punkt Akima-Spline Interpolation ^[24] berechnet. Die 6 Ebenen sind wie folgt orientiert (Richtung zum Äquator entspricht Azimuth 0°):

Name	Neigung	Azimuth
Kollektor	30°	0°
Horizontal	0°	0°
Nord	90°	180°
Ost	90°	270°
Süd	90°	0°
West	90°	90°

Zur Berechnung der Strahlung auf die geneigten Flächen kommt das Perez-Modell, ein anisotropes Himmelsmodell, zur Verwendung (Siehe [24] pp.5-273 und [25]). Die geneigten Flächen werden nicht der Sonne nachgeführt. Die Bodenreflexivität charakterisiert das Reflexionsverhalten der umgebenden Bodenfläche und kann Werte zwischen 0 (keine Reflexion) und 1 (vollständige Reflexion) annehmen.

$$\rho_{Boden} = \frac{I_{reflektiert}}{I_{in}} \quad [-]$$

Typischerweise liegen die Werte für ρ_{Boden} bei 0,20, jedoch können bei Schneelage auch Werte von $\rho_{Boden} > 0,5$ erreicht werden. Für die vorliegenden Simulationen wird ein konstanter Wert angenommen:

$$\rho_{Boden} = 0,2$$

6.2 Psychrometrie

Die Hauptaufgabe dieser Komponente (Type 33) liegt in der Berechnung der Feuchtkugeltemperatur und der Taupunkttemperatur (Siehe Abschnitt 2.4.2). Als Eingabe dienen die Trockenkugeltemperatur, die relative Luftfeuchte und der Luftdruck. Da keine Wetterdaten über den Luftdruck an den 5 betrachteten Orten in Österreich zur Verfügung stehen, wird der Luftdruck als konstant angenommen.

$$p_{luft} = 1atm = 1,01325 \quad [bar] \quad (6.1)$$

Die Feuchtkugeltemperatur ist ein wichtiger Eingabewert für die Simulation des Betriebsverhaltens eines Kühlturms. Die Berechnung der Taupunkttemperatur ermöglicht mit Hilfe einer weiteren Komponente die Bestimmung der Himmelstemperatur.

6.3 Himmelstemperatur

Diese Komponente bestimmt die effektive Himmelstemperatur, mit deren Hilfe der Austausch langwelliger Strahlung zwischen externen Wänden eines Gebäudes und der Atmosphäre berechnet werden kann. Zur Bestimmung der effektiven Himmelstemperatur wird der Himmel als ideale schwarze Oberfläche angenommen, die Wärmestrahlung sowohl absorbiert, als auch emittiert. Für die exakte Bestimmung der Himmelstemperatur ist der Bewölkungsfaktor c nötig, welcher ein Maß für die Bewölkung des Himmels ist. In den verwendeten Wetterdaten ist der Bewölkungsfaktor nicht enthalten, weshalb er zur Laufzeit der Simulation mit Hilfe der folgenden Formel berechnet wird: [24] pp.5-303

$$c = \left(1,4286 \frac{I_{Diffus}}{I_{global, horizontal}} - 0,3 \right)^{0,5} \quad (6.2)$$

In der Nacht wird der Bewölkungsfaktor c auf einen Durchschnittswert des Nachmittags gesetzt. Diese Berechnungen werden mit dem Type 69 durchgeführt.

6.4 Controller

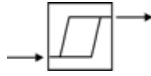


Abbildung 6.1: Type 2, Controller mit Hystereseis.

Der Controller (Type 2, siehe Abb. 6.1) erzeugt eine Kontrollfunktion γ , mit deren Hilfe andere Komponenten angesteuert werden können. Die Werte der Kontrollfunktion γ liegen im Intervall $[0,1]$. Der Funktionswert von γ_{i+1} wird bestimmt durch einen Vergleich zwischen T_{high} und T_{low} , dem ausgewählten oberen und unteren Temperaturniveau unter Berücksichtigung der eingestellten oberen und unteren Toleranzgrenzen ΔT_{upper} und ΔT_{lower} und in Abhängigkeit des letzten Funktionswertes γ_i . Durch diese Verknüpfung des alten und des neuen Funktionswertes weist der Controller ein mit einer Hysterese behaftetes Steuerverhalten auf. Die Abbildung 6.2 zeigt einen typischen Verlauf der Kontrollfunktion γ .

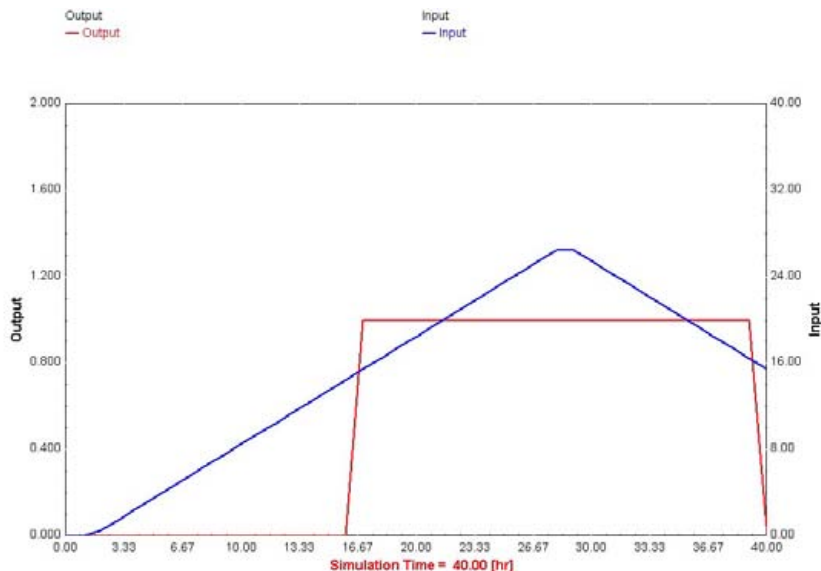


Abbildung 6.2: Type 2, Funktionsweise.

Das Type 2 bietet auch die Möglichkeit, eine bestimmte Eingangsgröße hinsichtlich eines erlaubten Maximalwertes zu beobachten. Übersteigt der Eingangswert ein vom Benutzer definiertes Maximum, so wird die Kontrollfunktion $\gamma = 0$ gesetzt. Diese Form der Regelung wird z.B. bei der Überwachung der Maximaltemperatur in einem Heißwasserspeicher genutzt.

6.5 Kollektor



Abbildung 6.3: Type 73, Thermischer Solarkollektor.

Flachkollektor. Diese Komponente berechnet das thermische Verhalten eines Flachkollektors mit dem Arbeitsmedium Wasser. Die Gesamtfläche des Kollektor kann sowohl aus einem einzelnen, als auch aus mehreren in Serie oder parallel geschalteten Modulen bestehen. Der Benutzer gibt die charakteristischen Kenngrößen des Kollektors vor. Die Effizienz des Kollektors wird in diesem Type als Funktion der Temperatur des einströmenden Mediums verstanden. Zur Charakterisierung des Kollektors wurden folgende Werte benutzt, die bei einem Nenndurchfluß von $50 \frac{kg}{h}$ gültig sind.

- Spezifische Wärme des Kollektormediums: $c = 3,8 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ (40% Glykol und Wasser)
- U-Wert: $0,7 \frac{kJ}{h \cdot m^2}$
- a_1 : $15 \frac{kJ}{h \cdot m^2 \cdot K}$
- a_2 : $0 \frac{kJ}{h \cdot m^2 \cdot K^2}$

Die spezifische Kollektorfläche $A_{Koll,spezifisch}$ ist ein Maß dafür, wieviele m^2 Kollektorfläche pro kW thermischer Kälteleistung der Kältemaschine zur Verfügung stehen.

$$A_{Koll,spezifisch} = \frac{A_{Koll}}{P_{Kälte}} \quad \left[\frac{m^2}{kW} \right] \quad (6.3)$$

Mit Hilfe von $A_{Koll,spezifisch}$ und der thermischen Kapazität $P_{Kälte}$ (in kW) wird bei jeder Simulation die Größe der Kollektorfläche A_{Koll} bestimmt.

$$A_{Koll} = A_{Koll,spezifisch} \cdot P_{Kälte} \quad [m^2] \quad (6.4)$$

Somit ergibt sich mit einem Standardmassenstrom $\dot{m}_{Standard}$ von

$$\dot{m}_{Standard} = 50 \quad \left[\frac{kg}{m^2 h} \right] \quad (6.5)$$

der Gesamtdurchfluß \dot{m}_{Koll} durch den Kollektor zu

$$\dot{m}_{Koll} = A_{Koll} \cdot \dot{m}_{Standard} = A_{Koll} \cdot 50 \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (6.6)$$

Luftkollektor. Mit Hilfe des Types 561 wird ein Luftkollektor modelliert. Dieser Kollektor besitzt keine Verglasung, die Luft wird hinter der Absorberplatte vorbeigeleitet. Die Feuchte bzw. die Feuchteänderungen der erwärmten Luft werden nicht berücksichtigt. Die zu Grunde liegenden Berechnungsalgorithmen sind der einschlägigen Literatur entnommen ^[10]. Die Kollektorfläche wird vom Benutzer vorgegeben und beträgt in den Simulation zwischen 100 und 200m². Der Luftstrom \dot{V} durch den Kollektor wird in Anlehnung an ^[26] aus der Kollektorfläche A_{Koll} wie folgt bestimmt.

$$\dot{V} = A_{Koll} \cdot 60 \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (6.7)$$

Das Kollektorfeld wird aus gleichen, parallel verschalteten Modulen zusammengesetzt und jedes dieser Module und somit auch die Gesamtkollektoranlage weisen ein Druckverlust Δp_{Koll} auf.

$$\Delta p_{Koll} = 100Pa \quad (6.8)$$

6.6 Wärmetauscher

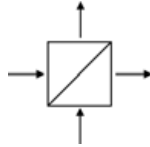


Abbildung 6.4: Type 91, Wärmetauscher.

Der Wärmetauscher Type 91 (Siehe Abbildung 6.4) simuliert einen Wärmetauscher mit konstanter Effektivität ϵ , die thermische Kapazität dieses Bauteils ist gleich Null. Die spezifischen Wärmen der Medien auf der kalten und heißen Seite des Wärmetauschers, c_{pk} und c_{ph} , und die jeweiligen Massenströme, \dot{m}_k und \dot{m}_h ermöglichen die Berechnung der thermischen Kapazitäten C_k und C_h auf beiden Seiten.

$$\begin{aligned} C_k &= \dot{m}_k \cdot c_{pk} \\ C_h &= \dot{m}_h \cdot c_{ph} \end{aligned} \quad (6.9)$$

Die maximale bzw. minimale thermische Kapazität C_{max} , bzw. C_{min} werden wie folgt bestimmt.

$$\begin{aligned} C_{max} &= \max(C_k, C_h) \\ C_{min} &= \min(C_k, C_h) \end{aligned} \quad (6.10)$$

Somit ergeben sich zwei Möglichkeiten, die maximal mögliche zu transportierende Wärmemenge anhand der Einlasstemperaturen auf der kalten und heißen Seite, $T_{h,in}$ und $T_{k,in}$, zu berechnen.

$$\begin{aligned} \text{Wenn } C_{min} &= C_h, \text{ dann ist } \dot{Q}_{max} = C_h(T_{h,in} - T_{k,in}) \\ \text{Wenn } C_{min} &= C_k, \text{ dann ist } \dot{Q}_{max} = C_k(T_{h,in} - T_{k,in}) \end{aligned} \quad (6.11)$$

Der tatsächlich übertragene Wärmestrom von der einen Seite des Wärmetauschers zu der anderen folgt dann unter Verwendung der vom Benutzer definierten Effektivität ϵ .

$$\dot{Q}_{Transfer} = \epsilon \cdot \dot{Q}_{max} \quad (6.12)$$

Aufgrund dieser Wärmestromes $\dot{Q}_{Transfer}$ werden schließlich die Temperaturen der beiden Auslasströme, $T_{k,aus}$ und $T_{h,aus}$, bestimmt. Die Effektivität ε wurde bei Wasser-Wasser Wärmetauschern mit $\varepsilon_{W,W} = 0,6$ und bei Wasser-Luft Wärmetauschern mit $\varepsilon_{W,L} = 0,5$ festgelegt.

6.7 Pumpen und Ventilatoren

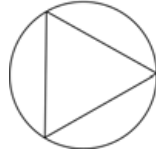


Abbildung 6.5: Type 3 und 110, Pumpe.

Pumpen. In den Simulationen werden Pumpen (Siehe Abb. 6.5) durch zwei unterschiedliche Komponenten abgebildet. Die Pumpen mit variablem Massenstrom werden mit Hilfe des Types 110 dargestellt. Nach Vorgabe eines maximalen Massenstromes \dot{m}_{Max} wird der momentan durch die Pumpe fließende Massenstrom \dot{m} in Abhängigkeit von der Kontrollfunktion γ wie folgt bestimmt:

$$\dot{m} = \gamma \dot{m}_{Max} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (6.13)$$

Bei Pumpen mit konstantem Massenstrom kommt das Type 3b zum Einsatz. Hier wird mit Hilfe der Kontrollfunktion γ zwischen den beiden möglichen Betriebszuständen, ein und aus, gewechselt. Die elektrische Leistung der Pumpen ist abhängig vom Volums- bzw. Massenstrom \dot{V} bzw. \dot{m} , der zu überwindenden Höhe h , der Dichte des Mediums ρ und der Effizienz η_{Ges} der Pumpe. Für den Wirkungsgrad der Pumpe gilt:

$$\eta_{Ges} = \eta_{Motor} \cdot \eta_{Hydraulisch} = 0.4 \quad (6.14)$$

Die Größe η_{Motor} beschreibt den Wirkungsgrad des antreibenden Elektromotors und $\eta_{Hydraulisch}$ ist ein Maß für die Effizienz der Pumpe selbst, z.B. der Schaufeln, Schnecken o.ä. Der Wert $\eta_{Ges} = 0,4$ wird angenommen. Mit dem Druckverlust δp [Pa] ergibt sich für den elektrischen Leistungsbedarf P_{el} der Pumpe:

$$P_{el} = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_{Ges}} \quad [W] \quad (6.15)$$

Der Druckverlust Δp setzt sich aus verschiedenen Beiträgen zusammen. So verursachen sowohl der hydrostatische Druck, als auch die dynamischen Reibungsverluste in den Rohren und Ventilen Beiträge zum gesamten Druckverlust Δp .

$$\Delta p = \Delta p_{hydrostatisch} + \Delta p_{dynamisch} \approx \Delta p_{hydrostatisch} \quad [Pa] \quad (6.16)$$

Da die genauen Konfigurationen der hier simulierten Anlagen nicht festgelegt sind, erscheint eine exakte Untersuchung der auftretenden dynamischen Beiträge durch Reibung zum Druckverlust in den hydraulischen Komponenten nicht sinnvoll. Es wird deshalb dieser Anteil des Gesamtdruckverlustes vernachlässigt. Der elektrische Leistungsbedarf hervorgerufen durch hydrostatischen Druckverlust beträgt, mit der Erdbeschleunigung g , somit:

$$P_{el} = \frac{\dot{V} h \rho g}{\eta_{Ges}} = \frac{\dot{m} h g}{\eta_{Ges}} \quad (6.17)$$

Zur Berechnung des Leistungsbedarfes wurde die Höhe h für alle Pumpen auf einen einheitlichen Wert festgelegt.

$$h = 3m \quad (6.18)$$

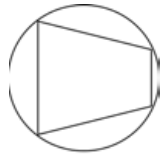


Abbildung 6.6: Type 111, Ventilator.

Ventilatoren. Die Ventilatoren werden hier zur Belüftung des Gebäudes und zum Durchströmen der Luftkollektoren der DEC-Anlage eingesetzt und durch das Type 111 repräsentiert. Type 111 ist dem oben beschriebenen Type 110 ähnlich, jedoch wird hier auch die Feuchte der transportierten Luft berücksichtigt und weitergegeben. Die Steuerung der Ventilatoren erfolgt stufenlos in Abhängigkeit von der Steuerfunktion γ und dem maximalen Volumenstrom \dot{V}_{Max} analog zu Gleichung 6.13. Der Gesamtwirkungsgrad η_{Ges} setzt sich wie in Gleichung 6.14 beschrieben zusammen und wird wie folgt abgeschätzt:

$$\eta_{Ges} = 0.6 \quad (6.19)$$

Der elektrische Leistungsbedarf beträgt (Siehe auch Glg. 6.15):

$$P_{el} = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_{Ges}} \quad (6.20)$$

Im Gegensatz zum obigen Abschnitt, in dem das elektrische Verhalten der Pumpen besprochen wurde, wird bei den Ventilatoren der hydrostatische Druckverlust vernachlässigt und nur der dynamische Druckverlust durch Reibung berücksichtigt. Der hydrostatische Druckverlust ist aufgrund der zu vermutenden geringen Höhenunterschiede im Lüftungssystem einerseits und der geringeren Dichte von Luft im Vergleich zu Wasser andererseits eher gering. Die höhere Kompressibilität der Luft bewirkt hingegen höhere Reibungsverluste und damit höhere dynamische Beiträge zum gesamten Druckverlust.

$$\Delta p = \Delta p_{hydrostatisch} + \Delta p_{dynamisch} \approx \Delta p_{dynamisch} \quad (6.21)$$

Der Druckverlust im Ventilationssystem wird für Absorptions-, Adsorptions- und Kompressionskältesysteme mit $\Delta p = 1000 \text{ Pa}$ abgeschätzt. In DEC-Systemen liegt der Druckverlust aufgrund der zusätzlichen Komponenten zwischen 1500 und 2000 Pa.

6.8 Wasserspeicher

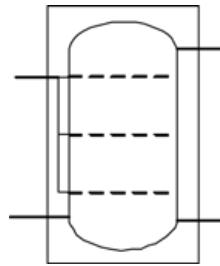


Abbildung 6.7: Type 4, Thermischer Schichtenspeicher.

Um trotz variierender solarer Einstrahlungsintensitäten eine ausreichende Versorgung der Verbraucher mit solarer Energie zu gewährleisten, ist der Einsatz von Heiß- oder Kaltwasserspeichern üblich. Die Größe des Wasserspeichers richtet sich nach den Massenströmen des zirkulierenden Mediums und der zu überbrückenden Zeitspanne. Soll etwa aufgrund von Bewölkung einige Minuten lang Energie aus dem Speicher bezogen werden, so kann dieser wesentlich kleiner dimensioniert werden, als wenn z.B. ein ganzer Tag überbrückt werden soll. Genauere Erläuterungen finden sich in Abschnitt 2.3.1. In den vorliegenden Untersuchungen werden die Heißwasserspeicher durch Type 4 abgebildet. In der Simulation wird der Speicher in drei Bereiche unterteilt, diese weisen eine Höhe von jeweils einem Meter auf. Bei Beladung des Speichers mit heißem Wasser aus dem Solarkreis wird das Medium in den Bereich gleicher oder ähnlicher Temperatur eingeschichtet. So wird das Verhalten eines Schichtenspeichers mit Lanzenbefüllung dargestellt. Die Entnahme erfolgt stets aus der obersten Schicht. Darüberhinaus werden die folgenden Betriebsparameter verwendet:

- Spezifische Wärme Medium: $4,19 \frac{kJ}{kgK}$
- Dichte des Mediums: $1000 \frac{kg}{m^3}$
- Thermischer Verlustkoeffizient: $2,88 \frac{kJ}{m^2hK}$
- Anzahl der simulierten Temperaturniveaus im Tank: 3
- Keine zusätzliche Beheizung des Speichermediums

Der Speichertank für das Kaltwasser wird ebenfalls mit dem Type 4 abgebildet, in dem drei Temperaturschichten mit einer Höhe von jeweils einem Meter definiert werden. Die Zufuhr des kalten Wassers von der Kältemaschine erfolgt am Boden des Tanks, ebenso wie die Entnahme von Wasser, welches zur Kühlung des Gebäudes weiterverwendet wird. Die Betriebsparameter des Kaltwassertanks sind ident mit jenen des Heißwasserspeichers.

6.9 Diverter



Abbildung 6.8: Type 11, T-Stück.

An verschiedenen Stellen im hydraulischen System ist es notwendig, eventuell auch in Abhängigkeit diverser Kontrollfunktionen, den Massenstrom durch hydraulische Verteiler oder T-Stücke zu simulieren. Diese Bauteile werden durch das Type 11 dargestellt. Modus 1 des Types 11 bildet ein T-Stück, Modus 2 einen Verteiler in der Simulation ab. T-Stück. Wie der Abbildung 6.8 zu entnehmen ist, gelten für die Temperaturen T_i und die Massenströme \dot{m}_i im T-Stück folgende Gleichungen:

$$T_{out} = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (6.22)$$

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (6.23)$$

Wird das Type 11 als Verteiler eingesetzt, so verhalten sich die Temperaturen T_i und die Massenströme \dot{m}_i in Abhängigkeit von der Kontrollfunktion γ wie folgt:

$$T_1 = T_2 = T_{in} \quad (6.24)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{in} (1 - \gamma) \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_{in} \gamma \quad (6.25)$$

In den Simulationen werden Kontrollfunktionen benutzt, um die hydraulischen Verteiler anzusteuern und so zwischen den unterschiedlichen Kreisen im System, z.B. Heiz- und Kühlkreislauf, umzuschalten.

6.10 Absorptionskältemaschine

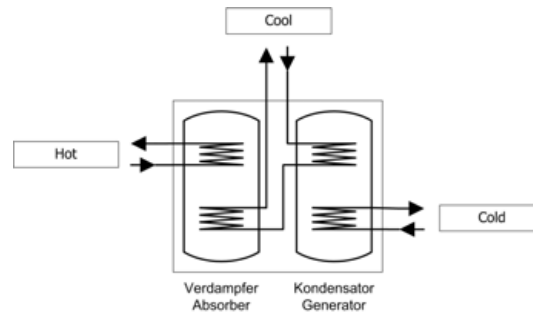


Abbildung 6.9: Type 680, Absorptionskältemaschine.

Mit Hilfe des Types 680, welches in den zusätzlichen TESS Bibliotheken enthalten ist, wird eine Absorptionskältemaschine simuliert. Eine externe Datei enthält die normierten Betriebsdaten einer Single-Effekt Absorptionskältemaschine. Die nötige Energie für den Kälteprozess wird der Maschine in Form von heißem Wasserdampf, bzw. heißem Wasser, zur Verfügung gestellt. Darüberhinaus ist nur ein geringer Anteil an elektrischer Energie zur Versorgung der internen Pumpen zum Betrieb der Kältemaschine nötig. Durch die Normierung der spezifischen Betriebsdaten der Kältemaschine können mit diesem Type Absorptionskältemaschinen mit beliebiger Größe simuliert werden. Der folgenden Tabelle 6.10 sind die Default-Werte der Eingangstemperaturen $T_{i, \text{ein}}$, der Massenströme \dot{m}_i und die spezifischen Wärmen c_i der Arbeitsmedien, sowie die thermische, P^{therm} , und die elektrische, P^{el} , Leistung des Types 680 zu entnehmen. Die Bezeichnungen Hot, Cool und Cold stehen für den Heiz-, Kühl- und Kältekreislauf der Kältemaschine (Siehe Abb. 6.9). Diese Bezeichnungen behalten auch in den nachfolgenden Abschnitten ihre Gültigkeit.

In Anlehnung an diese vorgegeben Werte werden Simulationen mit dem Type 680 durchgeführt, um das Verhalten desselben bei Parametervariation der thermischen Kälteleistung, sowie der Temperaturen und Massenströme zu untersuchen. Ausgehend von den Standardwerten für das Type werden die Werte für die elektrische Hilfsenergie P^{el} , sowie die Massenströme in den drei Kreisläufen der Maschine $\dot{m}_{\text{Hot}}, \dot{m}_{\text{Cool}}, \dot{m}_{\text{Cold}}$ in Abhängigkeit von der thermischen Kälteleistung P^{therm} und der Eingangstemperatur des Heizmediums anhand folgender Gleichungen variiert. Die Variablen mit dem Index 0 bezeichnen die Standardwerte der Kältemaschine mit einer thermischen Leistung von 1494 kW. Die Betriebsdaten einer realen Kältemaschine mit einer thermischen Leistung von 1494 kW dienen diesem Modell als Grundlage.

$$\dot{m}_{\text{Hot}} = \dot{m}_{\text{Hot}}^0 \cdot \frac{P^{\text{therm}}}{1494} \quad (6.26)$$

$$\dot{m}_{\text{Cool}} = \dot{m}_{\text{Cool}}^0 \cdot \frac{P^{\text{therm}}}{1494} \quad (6.27)$$

$$\dot{m}_{\text{Cold}} = \dot{m}_{\text{Cold}}^0 \cdot \frac{P^{\text{therm}}}{1494} \quad (6.28)$$

$$P^{\text{el}} = P^{\text{elektrisch},0} \cdot \frac{P^{\text{therm}}}{1494} \quad (6.29)$$

Es werden Variationen über die thermische Leistung in folgendem Bereich durchgeführt:

$$20\text{kW} \leq P^{\text{therm}} \leq 50\text{kW}$$

Type 680	Parameter	
	P _{therm}	[kW]
COP	[-]	0.53
CHot	[kJ/kg.K]	4.19
CCool	[kJ/kg.K]	4.19
CCold	[kJ/kg.K]	4.19
P _{El}	[kW]	5.6
Input		
T _{HOT,ein}	[°C]	142
\dot{m}_{Hot}	[kg/h]	58000
T _{Cool,ein}	[°C]	30
\dot{m}_{Cool}	[kg/h]	279000
T _{Cold,ein}	[°C]	12
\dot{m}_{Cold}	[kg/h]	232000
T _{Set: Hot,aus}	[°C]	7

Abbildung 6.10: Standardwerte des Types 680.

Die Ergebnisse dieser Simulationen sind in Tabelle 6.11 zusammengefasst.

In den Simulationen zu dieser Arbeit wurde die Anlage für eine Antriebstemperatur von $T_{Hot} \geq 65^\circ C$ ausgelegt und die Massenströme und die elektrische Hilfsenergie P^{el} der Absorptionsmaschine anhand der Gleichungen 6.26 bis 6.29 mit $\dot{m}_{Hot}^0 = 127000 \frac{kg}{h}$ bestimmt.

Type 680		Input	1)	2)	3)	3)	3)	3)	
P_{therm}	[kW]		1494	1494	1494	20	30	40	50
P_{El}	[kW]		5.6	5.6	5.6	0.07	0.11	0.15	0.19
\dot{m}_{Hot}	[kg/h]		58000	110000	127000	1700	2550	3400	4250
\dot{m}_{Cool}	[kg/h]		232000	232000	232000	3106	4659	6212	7764
\dot{m}_{Cold}	[kg/h]		279000	279000	279000	3735	5602	7470	9337
		Output							
$T_{Hot,aus}$	[°C]		32.6	32.6	32.6	45.6	45.6	45.6	45.6
$T_{Cool,aus}$	[°C]		41.9	41.9	41.9	41.9	41.9	41.9	41.9
$T_{Cold,aus}$	[°C]		9.1	9.1	9.1	9.1	9.1	9.1	9.1
$P_{therm,Hot}$	[kW]		2863	2863	2863	38	57	77	96
$P_{therm,Cool}$	[kW]		4185	4185	4185	56	84	112	140
$P_{therm,Cold}$	[kW]		1317	1317	1317	18	26	35	44
COP	[-]		0.459	0.459	0.459	0.459	0.459	0.459	0.459

Testbedingungen:

$T_{Hot,ein}$	1) 142 °C
	2) 75 °C
	3) 65 °C

$T_{Cool,ein}$	29 °C
$T_{Cold,ein}$	14 °C
$T_{Set: Cold,aus}$	1 °C

Abbildung 6.11: Ergebnisse der Parameterstudie des Types 680.

6.11 Adsorptionskältemaschine

Das Type 221 ermöglicht die Simulation einer Adsorptionskältemaschine. Dieses Type wurde im Rahmen eines Projektes des Fraunhofer Institutes für Solare Energiesysteme und einer darauf aufbauenden Diplomarbeit entwickelt [27]. Anhand der Herstellerangaben der Firmen NAK und MYCOM wurde ein Kennlinienmodell für diese Kältemaschinen erstellt. In der vorliegenden Arbeit wurde das Type 221 zur Simulation einer MYCOM Adsorptionskältemaschine benutzt. Die Herstellerangaben für diese Kältemaschine sind der Tabelle 6.13 zu entnehmen.

Zur Durchführung der Parameterstudien ist es notwendig, die thermische Kapazität der Kältemaschine zu variieren. Gemeinsam mit dieser Variation müssen jedoch auch die Massenströme \dot{m}_i des Heiz-, Kühl- und Kältekreislaufs verändert werden (Siehe Abbildung 6.12). Um das Verhalten des Types 221 bei unterschiedlichen thermischen Leistungen näher zu untersuchen, werden Simulationen einer Adsorptionskältemaschine mit unterschiedlichen thermischen Kälteleistungen durchgeführt. Die Vorgaben und die Ergebnisse der Simulationen sind in Tabelle 6.14 zusammengefasst.

Es zeigt sich, daß bei niedrigeren Antriebstemperaturen $T_{Hot,ein} = 65^\circ C$ statt $75^\circ C$ die Leistung der Kältemaschine stark abnimmt und damit auch der COP sinkt. Die weitere Auslegung der Adsorptionsanlage erfolgte anhand der Daten für eine Antriebstemperatur von $T_{Hot,ein} = 65^\circ C$. Die Massenströme werden in Abhängigkeit von der thermischen Kälteleistung P^{therm} linear aus den vorgegeben Grundwerten \dot{m}_i^0 , die einer thermischen Kälteleistung

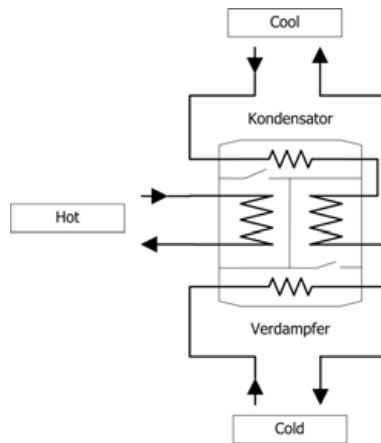


Abbildung 6.12: Type 221, Adsorptionskältemaschine.

Type 221		Parameter	
P_{therm}	[kW]	118	
Hersteller	[-]	Albring	
Input			
$T_{HOT,ein}$	[°C]	75	
\dot{m}_{Hot}	[kg/h]	20200	
$T_{Cool,ein}$	[°C]	29	
\dot{m}_{Cool}	[kg/h]	40400	
$T_{Cold,ein}$	[°C]	14	
\dot{m}_{Cold}	[kg/h]	12100	

Abbildung 6.13: Standardwerte des Types 221.

von 118 kW entsprechen, berechnet. Somit ergeben sich die folgenden Gleichungen zur Bestimmung der Massenströme \dot{m}_{Hot} , \dot{m}_{Cool} und \dot{m}_{Cold} .

$$\dot{m}_{Hot} = \dot{m}_{Hot}^0 \frac{P^{therm}}{118} \quad (6.30)$$

$$\dot{m}_{Cool} = \dot{m}_{Cool}^0 \frac{P^{therm}}{118} \quad (6.31)$$

$$\dot{m}_{Cold} = \dot{m}_{Cold}^0 \frac{P^{therm}}{118} \quad (6.32)$$

Type 666	Parameter	
	P_{therm}	[kW]
COP	[-]	4.45
C_{Hot}	[kJ/kg.K]	4.19
C_{Cool}	[kJ/kg.K]	4.19
C_{Cold}	[kJ/kg.K]	4.19
Input		
$T_{Cool,ein}$	[°C]	30
\dot{m}_{Cool}	[kg/h]	110000
$T_{Cold,ein}$	[°C]	12
\dot{m}_{Cold}	[kg/h]	87500
$T_{Set: Hot,aus}$	[°C]	7

Abbildung 6.16: Standardwerte des Types 666.

$$\dot{m}_{Cool} = \dot{m}_{Cool}^0 \frac{P^{therm}}{509} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (6.33)$$

$$\dot{m}_{Cold} = \dot{m}_{Cold}^0 \frac{P^{therm}}{509} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (6.34)$$

Die Eingangstemperatur des Kühl- und des Kaltwassers, sowie die maximale Temperatur des abgekühlten Wassers im Kaltwasserkreislauf, werden, wie in Tabelle 6.16 beschrieben, festgelegt.

Anhand dieser Simulationen, deren Ergebnisse in Tabelle 6.17 zusammengefasst sind, zeigt sich, daß sich bei linearer Variation der Betriebsparameter der durch das Type 666 abgebildeten Kompressionskältemaschine auch der COP und die benötigte elektrische Leistung lineares Verhalten aufweisen. Die Temperatur $T_{Cold,aus}$ bleibt bei linearer Variation konstant.

Type 666		Input				
P_{therm}	[kW]	509	20	30	40	50
\dot{m}_{Cool}	[kg/h]	110000	4322	6483	8644	10805
\dot{m}_{Cold}	[kg/h]	87500	3438	5157	6976	8595
		Output				
$T_{\text{Cool,aus}}$	[°C]	33.8	33.8	33.8	33.8	33.8
$P_{\text{therm,Cool}}$	[kW]	617	24	36	48	61
$P_{\text{therm,Cold}}$	[kW]	500	20	29	39	49
COP	[-]	4.279	4.279	4.279	4.279	4.279

Testbedingungen:	$T_{\text{Cool,ein}}$	29 °C
	$T_{\text{Cold,ein}}$	12 °C
	$T_{\text{Set: Cold,aus}}$	1 °C

Abbildung 6.17: Ergebnisse der Parameterstudie des Types 666.

6.13 DEC-Kältemaschine mit Regelung

Am Fraunhofer Institut "FhG ISE" wurde von der Arbeitsgruppe rund um Hans-Martin Henning ein Modell zur Simulation einer Desiccant Evaporative Cooling Anlage entwickelt. Dieses Type 275 bildet eine DEC Kältemaschine ohne Regelung ab. Die Regelung dieser Anlage wird durch das Type 276 von der gleichen Arbeitsgruppe bewerkstelligt. Die Abbildung 6.18 zeigt den Aufbau einer solchen Kältemaschine. Untenstehende Tabelle/Abbildung 6.19 enthält die Standardwerte der Betriebsparameter dieses Types.

Die DEC-Anlage ist in der Lage in 5 verschiedenen Modi zu arbeiten, um auf die jeweilige Heiz- bzw. Kühlsituation zu reagieren. Im folgenden Abschnitt werden die unterschiedlichen Betriebsmodi dargestellt und auf ihre Funktionsweise hin untersucht. Dabei stellt sich heraus, daß der psychrometrische Zustand der Fortluft beim Verlassen der DEC-Anlage falsch berechnet wird. Die Temperaturzunahme des Ventilators wird nicht berücksichtigt, wie die Temperatur- und Feuchteänderungen bei Betrieb des Sorptionsrades. Da der Zustand der Luft bei Messpunkt 9 jedoch für keine weiteren Berechnungen verwendet wird, sind diese Fehler irrelevant und das DEC-Modell kann in den Simulationen problemlos eingesetzt werden.

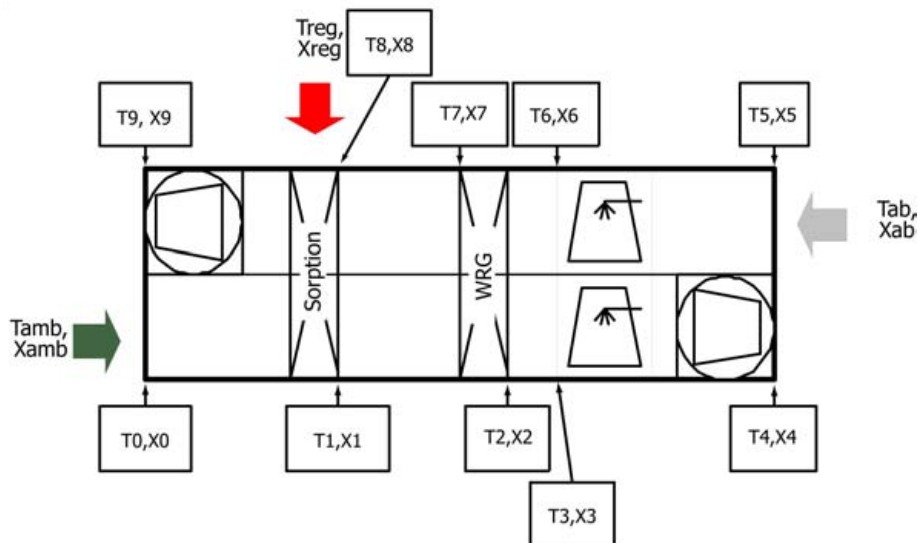
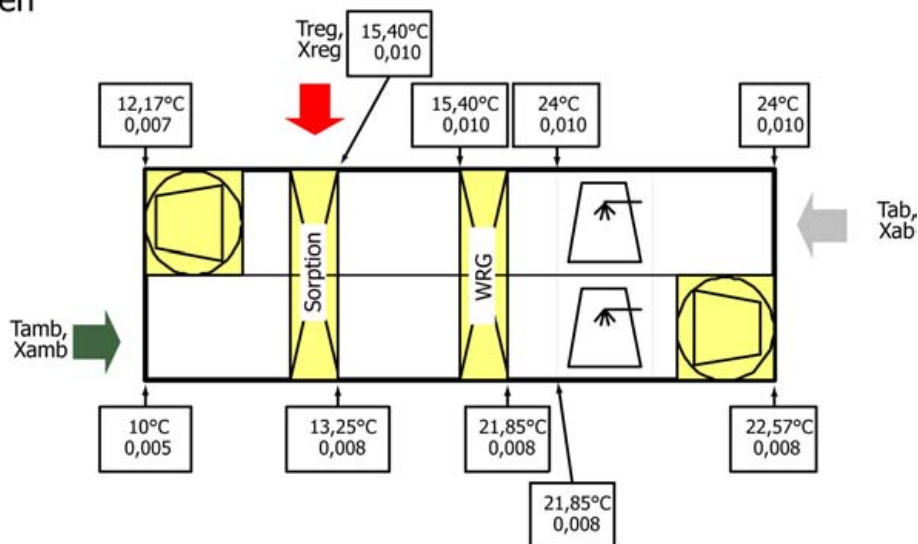
Messpunkte
DEC

Abbildung 6.18: Type 275, Desiccant Evaporative Cooling Maschine.

6.13.1 Modus 1, Heizen

Modus 1:
Heizen

Modus 1, Heizen.

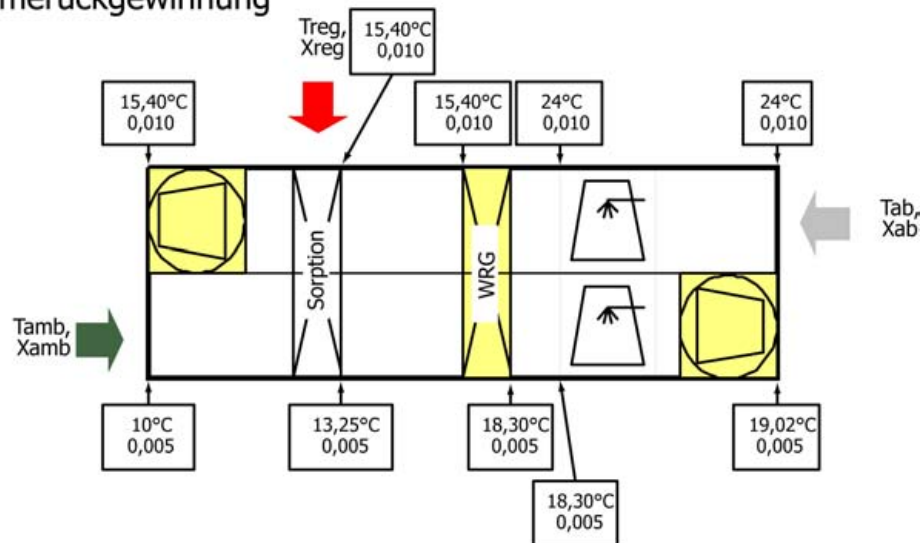
In diesem Betriebsmodus ist das Sorptionsrad in Betrieb, um mit Hilfe des Regenerationsluftstromes die Zuluft zu erwärmen. Zusätzlich wird die Zuluft auch über das Wärmerückgewinnungsrad (WRG-Rad) durch die Abluft des Gebäudes vorgewärmt.

Type 275	Parameter	
Eff. Wärmetauscher	[-]	0.8
Eff. Entfeuchter	[-]	1
Eff Befeuchter Abluft	[-]	0.9
Eff Befeuchter Abluft	[-]	0.6
Eff. Enthalpietauscher	[-]	0.6
η Ventilator	[-]	0.6
Bypass-Fraction	[-]	0.8
Druckverlust	[Pa]	1500-2000
Hersteller	[-]	1
Luftdruck	[Pa]	101345

Abbildung 6.19: Standardwerte des Types 275.

6.13.2 Modus 2, Wärmerückgewinnung

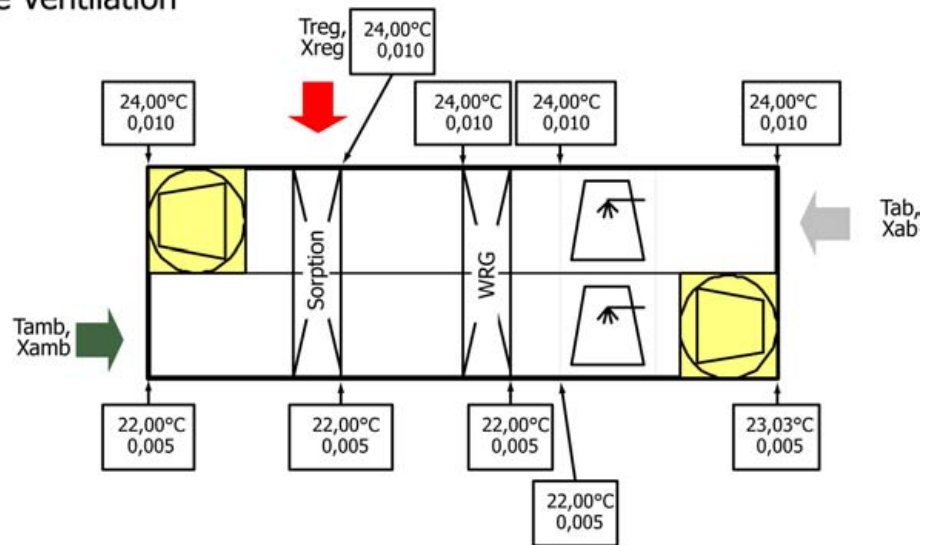
Modus 2: Wärmerückgewinnung



Modus 2, Wärmerückgewinnung.

Das WRG-Rad sorgt für eine Vorwärmung der Zuluft, durch Wärmeaustausch mit der Abluft.

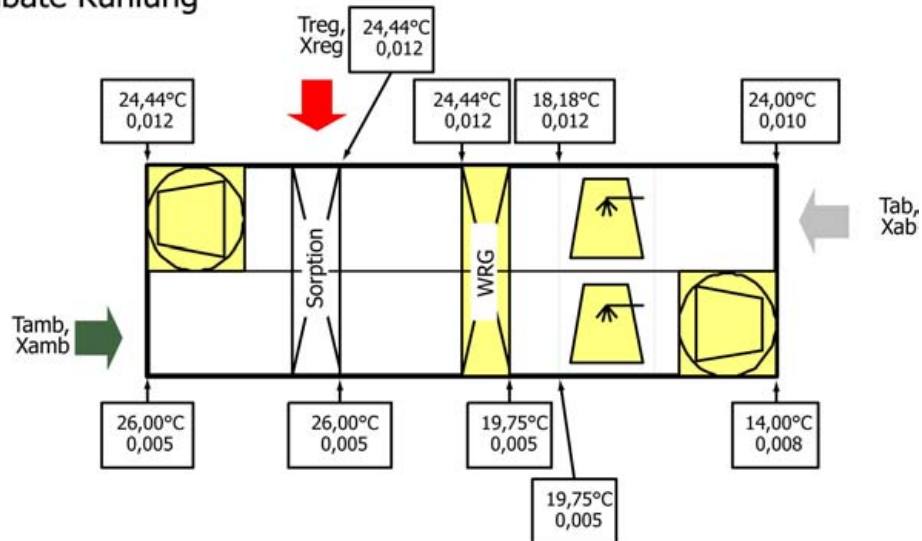
6.13.3 Modus 3, Freie Ventilation

Modus 3:
Freie Ventilation

Modus 3, Freie Ventilation.

Sämtliche Komponenten der DEC-Anlage, außer den beiden Ventilatoren, sind abgeschaltet. Die Anlage bläst unconditionierte Außenluft in das Gebäude.

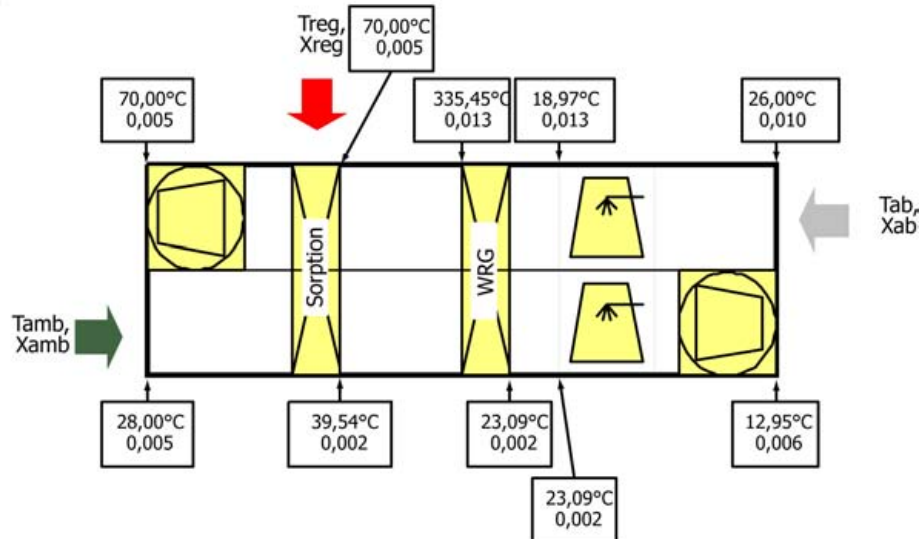
6.13.4 Modus 4, Adiabate Kühlung

Modus 4:
Adiabate Kühlung

Modus 4, Adiabate Kühlung.

Neben den Ventilatoren ist auch eine Befeuchtungseinheit im Abluftstrang der Maschine und das WRG-Rad in Betrieb. Die Luft wird, bevor sie das WRG-Rad durchströmt, bis zur Sättigung befeuchtet und gekühlt.

6.13.5 Modus 5, DEC-Betrieb

Modus 5:
DEC

Modus 5, Desiccant Evaporative Cooling.

Sämtliche Komponenten der Anlage sind in Betrieb. Die Außenluft wird am Sorptionsrad getrocknet und durch den physikalischen Bindungsprozeß erwärmt. Am Wärmerückgewinnungsrad wird die Zuluft, durch Wärmeaustausch mit der kalten Abluft, wieder vorgekühlt. In einer Befeuchtungseinheit im Zuluftstrom wird die Zuluft schließlich bis zu einer frei wählbaren Maximalfeuchtigkeit befeuchtet und so gekühlt. Prozeßluft wird adiabatisch bis zur Sättigung befeuchtet und gekühlt. Nach dem Durchströmen des WRG-Rades wird die Abluft in die

Umgebung abgegeben. Heiße Luft, z.B. aus Solarluftkollektoren, wird durch das Sorptionsrad geleitet, um dieses zu regenerieren.

6.14 Kühlturm

Bei jedem theoretischen, wie auch realen Kühlsystem, muss an einem bestimmten Punkt im Kreisprozess Wärme abgeführt werden. Die abgegebene Wärme befindet sich auf einem Temperaturniveau knapp über der Umgebungstemperatur und wird Abwärme genannt. Zur Abgabe dieser Wärme sind entsprechende Systemkomponenten erforderlich. Bei Kühlsystemen mit großer Kühlleistung kommen deshalb leistungsfähige Kältemittel-Luft Wärmetauscher zum Einsatz. Kühltürme können Abwärmen von wenigen Watt bis zu mehreren Gigawatt, z.B. bei Kraftwerken, abführen.

Man unterscheidet zwei verschiedene Arten von Kühltürmen: Geschlossene und offene Systeme. In den Simulationen dieser Diplomarbeit wird ein offener Kühlturm, abgebildet durch das Type 51, eingesetzt. Die Standardwerte der Betriebsparameter dieser Komponente sind der Tabelle 6.14 zu entnehmen. Der Type des Kühlturms beschreibt die grundlegende Funktionsweise der Anlage: Im Gegen- oder Kreuzstrom geführte Luft- bzw. Wasserströme. Große Kühlanlagen bestehen oft aus mehreren kleineren parallelen Zellen, die ein gemeinsames Auffangbecken teilen. Der Parameter Anzahl Zellen "legt fest, aus wievielen dieser einzelnen Zellen der Kühlturm besteht. Die Massenströme der Luft bewegen sich zwischen dem Minimum \dot{m}_{Air}^{Min} und dem Maximum \dot{m}_{Air}^{Max} . Die elektrische Leistung, die zum Betrieb des Ventilators des Kühlturmes nötig ist, wird mit dem Parameter $P_{elektrisch}$ bestimmt. Am Boden eines Kühlturmes befindet sich ein Auffangbecken, in dem das herabgerieselte, gekühlte Wasser gesammelt wird. Das Volumen dieses Auffangbeckens beträgt V_{Becken} , und die Temperatur des darin befindlichen Wassers wird für den Startzeitpunkt der Simulation mit dem Wert $T_{Becken,aus}^0$ festgelegt. Bei offenen Kühltürmen wird, neben dem Wärmeaustausch mit der Umgebung, das Wasser auch durch die Verdunstung während des Herabrieselns gekühlt. Bei diesem Vorgang wird Wasser an die Umgebung abgegeben und geht damit für den Kreislauf verloren. Zur Beschreibung dieses Effektes werden die Parameter Massentransferkonstante und Massentransferexponent verwendet (Siehe [23] und [24]).

Type 051		Parameter	
Typ	[-]	Counterflow	
Anzahl Zellen	[-]	1	
$\dot{m}_{Max,air}$	[m ³ /h]	40	
$\dot{m}_{Min,air}$	[m ³ /h]	10	
P _{El}	[kW]	1	
V _{Becken}	[m ³]	1	
T _{Becken}	[°C]	15	
Massentransfer - Konst.	[-]	2.3	
Massentransfer - Exp.	[-]	-0.72	

Standardwerte des Types 51.

In Abhängigkeit von der thermischen Kühlleistung werden die weiteren Betriebsparameter in einer Parameterstudie untersucht und an die, in den obigen Abschnitten festgestellten, benötigten Kühlleistungen der Absorption, der Adsorptions- und der Kompressionskältemaschine angepasst. So kann der Kühlturm in der Simulation spezifisch auf jede Kältemaschine und jede thermische Kälteleistung dieser Maschinen angepasst werden.

6.14.1 Kühlturm mit Absorptions-KM

Type 051 mit Absorptionskältemaschine					
		Input			
P _{Cold,ABKM}	[kW]	20	30	40	50
P _{Cool,ABKM}	[kW]	56	84	112	140
T _{Cool,ein}	[°C]	42	42	42	42
\dot{m} _{Cool}	[kg/h]	3735	5602	7470	9337
		Output			
\dot{m} _{max,air}	[m ³ /h]	2300	3450	4600	5750
\dot{m} _{max,air pro kW-Kälte}	[m ³ /h.kW]	115	115	115	115
P _{Cool,Kühlturm}	[kW]	57.8	86.7	115.6	144.5
T _{Cool,aus}	[kW]	28.9	28.9	28.9	28.9

Testbedingungen:

V _{Becken}	2 m ³
T _{Becken}	10 °C
\dot{m} _{Min,air}	2 m ³ /h

Ergebnisse der Parameterstudie des Types 51 mit ABKM.

Somit können die Betriebsparameter maximaler Luftstrom in der Kühlturmzelle, $ct_CellFlowrate$, und die elektrische Leistungsaufnahme des Ventilators, ct_power , für den Einsatz des Kühlturmes in Kombination mit einer Absorptionskältemaschine anhand der folgenden Gleichungen bestimmt werden. Die Berechnung der elektrischen Leistung erfolgt in Anlehnung an die in der Literatur [5] angegebenen Werte.

$$ct_CellFlowrate_{AB} = P_{AB}^{therm} \cdot 115 \quad \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (6.35)$$

$$ct_power_{AB} = P_{AB}^{therm} \cdot 0,02 \quad [kW] \quad (6.36)$$

6.14.2 Kühlturm mit Adsorptions-KM

Type 051 mit Adsorptionskältemaschine					
Input					
$P_{\text{Cold,ABKM}}$	[kW]	20	30	40	50
$P_{\text{Cool,ABKM}}$	[kW]	44	65	87	109
$T_{\text{Cool,ein}}$	[°C]	32	32	32	32
\dot{m}_{Cool}	[kg/h]	11380	17070	22760	28450
Output					
$\dot{m}_{\text{max,air}}$	[m ³ /h]	3000	45000	6000	7500
$\dot{m}_{\text{max,air pro kW-Kälte}}$	[m ³ /h.kW]	150	150	150	150
$P_{\text{Cool,Kühlturm}}$	[kW]	40.6	61.0	81.3	101.7
$T_{\text{Cool,aus}}$	[°C]	29.1	29.1	29.1	29.1

Testbedingungen:

V_{Becken}	2 m ³
T_{Becken}	10 °C
$\dot{m}_{\text{Min,air}}$	2 m ³ /h

Ergebnisse der Parameterstudie des Types 51 mit ADKM.

Die spezifischen Daten eines Kühlturmes für eine Adsorptionskältemaschine berechnen sich wie folgt:

$$ct_CellFlowrate_{AD} = P_{AD}^{therm} \cdot 150 \quad \left[\frac{m^3}{h}\right] \quad (6.37)$$

$$ct_power_{AD} = P_{AD}^{therm} \cdot 0,02 \quad [kW] \quad (6.38)$$

6.14.3 Kühlturm mit Kompressions-KM

Type 051 mit Kompressionskältemaschine					
	Input				
P _{Cold,ABKM}	[kW]	20	30	40	50
P _{Cool,ABKM}	[kW]	24	36	48	61
T _{Cool,ein}	[°C]	34	34	34	34
\dot{m} _{Cool}	[kg/h]	4322	6483	8644	10805
Output					
\dot{m} _{max,air}	[m ³ /h]	1600	2400	3200	4000
\dot{m} _{max,air pro kW-Kälte}	[m ³ /h.kW]	80	80	80	80
P _{Cool,Kühlturm}	[kW]	25.2	37.8	50.4	63.0
T _{Cool,aus}	[kW]	29.1	29.1	29.1	29.1

Testbedingungen:

V _{Becken}	2 m ³
T _{Becken}	10 °C
\dot{m} _{Min,air}	2 m ³ /h

Ergebnisse der Parameterstudie des Types 51 mit KompKM.

Die folgenden Gleichungen dienen der Bestimmung der Betriebsdaten für einen Kühlturm in Kombination mit einer Kompressionskältemaschine:

$$ct_CellFlowrate_{KOMP} = P_{KOMP}^{therm} \cdot 80 \quad \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (6.39)$$

$$ct_power_{KOMP} = P_{KOMP}^{therm} \cdot 0,02 \quad [kW] \quad (6.40)$$

6.14.4 Zusammenfassung

Es zeigt sich, daß zur Abfuhr der Abwärme bei der Adsorptionskältemaschine der höchste Luftvolumenstrom durch den Kühlturm nötig ist ($150 \frac{m^3}{kW}$), gefolgt von der Absorptionsmaschine ($115 \frac{m^3}{kW}$), während die Kompressionsmaschine am wenigsten Abwärme erzeugt und so mit dem geringsten Luftstrom ($80 \frac{m^3}{kW}$) im Kühlturm betrieben werden kann.

6.15 Fancoil

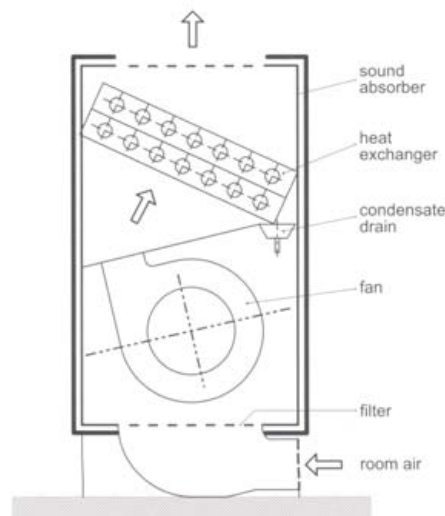


Abbildung 6.20: Fancoil.

Die Abfuhr der inneren thermischen Lasten aus einem Raum oder Gebäude kann auf verschiedene Art und Weise erfolgen. Neben anderen Systemen, wie z.B. der Bauteilaktivierung oder der Konditionierung der Zuluft, kann auch mit Hilfe eines mit Kaltwasser gespeisten Wasser-Luft Wärmetauschers Wärme entzogen werden. Wird dieser Wärmetauscher mit einem Gebläse kombiniert und im Umluftbetrieb eingesetzt, so nennt man diese Geräte Fancoils. Der schematische Aufbau einer solchen Komponente, ist der Skizze 6.20 zu entnehmen.

Das Type 608 aus den TESS Bibliotheken modelliert eine Fancoileinheit. Dabei wird mit Hilfe einer Bypassmethode die Arbeitsweise der Maschine beschrieben. In den Simulationen zu dieser Arbeit wird eine Variante dieses Types eingesetzt, daß als Regelgröße die Austrittstemperatur der Luft benutzt. In Abhängigkeit von der einströmenden Kaltwassertemperatur, der Raumluft und den Massenströmen wird, entsprechend der benutzerdefinierten Lufttemperatur, nur ein Teil der Luft durch den Wärmetauscher geleitet, während der Rest unverändert vorbeiströmt. Der Luftstrom durch den Wärmetauscher weist dahinter ungefähr die Temperatur des Kaltwassers auf. Die beiden Luftströme werden schließlich wieder zusammengeführt, um die gewünschte Luftaustrittstemperatur zu erreichen.

Type 608		Parameter	
c_{Cold}	[kJ/kg.K]		4.19
		Input	
Luftdruck	[bar]		1.01325
$T_{Set: air}$	[°C]		18

Standardwerte des Types 608.

In obiger Tabelle sind die wichtigsten Parameter und Inputs des Types 608 zusammengefasst. Der Parameter c_{Cold} gibt die spezifische Wärmekapazität des eingesetzten Kaltmediums wieder. Der oben angeführte Wert des Luftdrucks entspricht genau einer Atmosphäre. Die gewünschte Austrittstemperatur der konditionierten Luft wird mit dem Input T_{Air}^{Set} festgelegt.

6.16 Wärmerückgewinnungsrads (WRG)

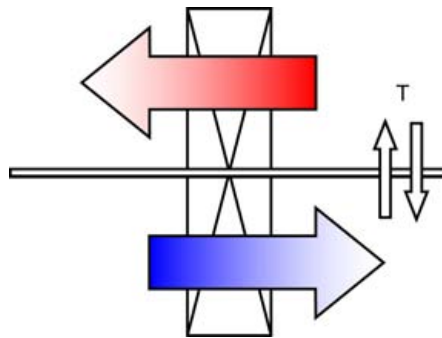


Abbildung 6.21: Wärmerückgewinnungsrads.

Das Type 760 aus den TESS Bibliotheken ermöglicht die Abbildung eines Wärmerückgewinnungsrades in der TRNSYS Simulation. Dieses Type modelliert das thermische und elektrische Verhalten eines Wärmetauschers, der in Form eines sich langsam drehenden Rades, zwei Luftströme mit einander verbindet (Siehe Abb. 6.21). Diese Komponente wird zur Wärmerückgewinnung zwischen der Ab- und der Zuluft des Gebäudes eingesetzt. So kann, sowohl im Heiz- als auch im Kühlfall, Wärme zur Energieeinsparung des Gesamtsystems zwischen unterschiedlichen Temperaturniveaus der beteiligten Luftströme transportiert werden. Die Tabelle 6.16 enthält die relevanten Parameter- und Inputwerte für das Type 760. Die elektrische Leistung P^{el} wird zur Drehung des Rades benötigt. Der Faktor $\varepsilon_{Sensibel}$ gibt die Effektivität des WRG-Rades bezüglich des sensiblen Wärmetransportes an.

Type 760		Parameter	
P_{El}	[W]	186	
		Input	
Luftdruck	[bar]	1.01325	
$\varepsilon_{sensibel}$	[-]	0.6	

Standardwerte des Types 760.

Kapitel 7

Simulierte Systeme

Mit jeder der unten vorgestellten Anlagen werden Parametervariationen verschiedener Schlüsselparameter durchgeführt. So werden die thermische Kälteleistung der Kältemaschine, sowie die spezifische Kollektorfläche (siehe Gleichung 2.8) der solaren Systeme variiert. Ziel dieser Untersuchungen ist eine Abschätzung, wie sich z.B. eine Reduktion der thermischen Kapazität der Kältemaschine oder der installierten Kollektorfläche auf das Verhalten und die insgesamt Leistungsfähigkeit und Brauchbarkeit eines Kühlsystems, und hier besonders der solaren Kühlsysteme, auswirkt. Der Wunsch bei der Realisierung konkreter Kühlanlagen die installierten Solar- und Kälteleistungen möglichst gering zu halten, liegt in den geringeren Investitionskosten begründet.

Die Variation der simulierten Kälteleistungen erfolgt anhand der in Abschnitt 5.7 erhaltenen Ergebnisse. Die spezifischen Kollektorflächen für die einzelnen Anlagen wurden in Anlehnung an den Forschungsbericht ^[32] von arsenal research, Geschäftsfeld Nachhaltige Energiesysteme, festgelegt.

7.1 System mit Kompressions-KM

Kühlsystem mit Kompressionskältemaschine

Hydraulisches Konzept

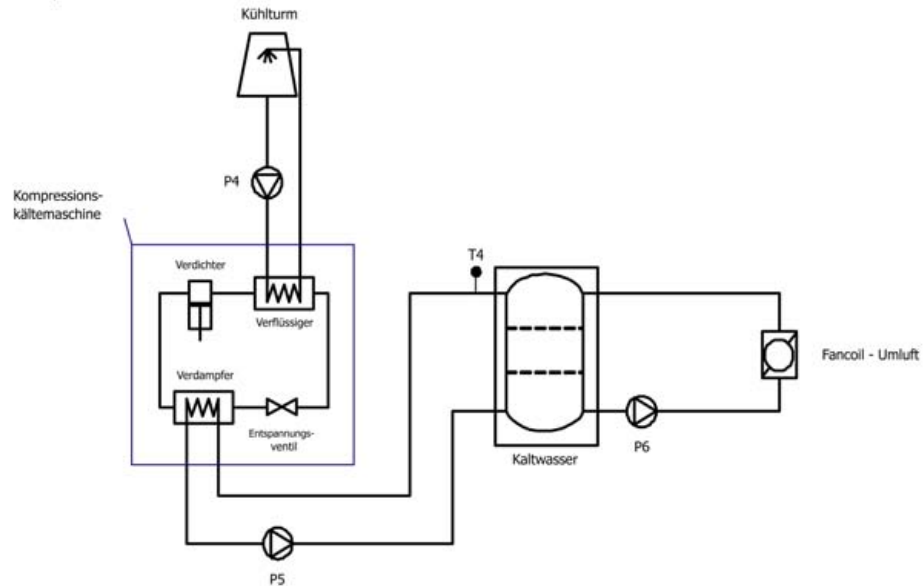


Abbildung 7.1: Kühlsystem mit Kompressionskältemaschine.

7.1.1 Beschreibung der Anlage

Das zentrale Element der hier simulierten Kälteanlage ist eine wassergekühlte Kompressionskältemaschine. Diese Maschine wird elektrisch betrieben und versorgt einen Fancoil, welcher die Wärmelasten aus dem Raum abführt, mit kaltem Wasser. Zur Pufferung befindet sich zwischen dem Fancoil und der Kälteerzeugung ein Kaltwasserspeicher. Dieser Speicher ist als Schichtenspeicher mit 3 Temperaturniveaus ausgeführt (Siehe Abb. 7.1). Die Abfuhr der Abwärme erfolgt über einen offenen Kühlturm (Siehe Gleichungen 6.39 ff).

Pumpen. Die Fördermengen der Pumpen P4 und P5 werden mit Hilfe der im Abschnitt 6.12 bestimmten Gleichungen 6.33 bestimmt.

$$P4 : \dot{m}_{Cool} = \dot{m}_{Cool}^0 \frac{P^{therm}}{509} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (7.1)$$

$$P5 : \dot{m}_{Cold} = \dot{m}_{Cold}^0 \frac{P^{therm}}{509} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (7.2)$$

$$P7 : \dot{m}_{Heating} = 3000 \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (7.3)$$

Die Pumpe P6, welche das Kaltwasser aus dem Speicher zur Fancoil-Einheit pumpt, arbeitet mit dem Massenstrom $\dot{m}_{Fancoil}^{H20}$. Dabei wird eine Auslegungstemperaturdifferenz von

$\Delta T = 6K$ und eine spezifische Wärme des Wassers von $c_p = 4,19 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ angenommen.

$$P6 : \dot{m}_{Fancoil}^{H2O} = \frac{P^{therm}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{P^{therm}}{4,19 \cdot 6} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (7.4)$$

Der Luftstrom durch den Fancoil beträgt:

$$\dot{m}_{Fancoil}^{AIR} = \frac{P^{therm}}{8} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (7.5)$$

Speicher. Die Dimensionierung des Volumens des Kaltwasserspeichers V_{Cold} erfolgt in Abhängigkeit von der Förderleistung der Pumpe 6. Es wird angestrebt, daß durch den Betrieb der Pumpe P6 der Inhalt des Schichtenspeichers maximal zwei mal pro Stunde umgewälzt wird. Unter diesen Voraussetzungen ist eine Schichtung des Speichermediums noch möglich.

$$V_{Cold} = \frac{\dot{m}_{Fancoil}^{H2O} \cdot \rho}{2} = |\rho \approx 1| = \frac{\dot{m}_{Fancoil}^{H2O}}{2} \quad (7.6)$$

7.1.2 Simulationen

Bei der von einer Kompressionskältemaschine angetriebenen Kühlanlage, wird die Kälteleistung der Maschine variiert und es werden folgende Simulationen durchgeführt.

Kompressions-KM		Bürogebäude				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	$P_{kälte}$	40	40	40	35	35
2	$P_{kälte}$	45	45	45	40	40

Kompressions-KM		Versammlungsraum				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	$P_{kälte}$	40	40	40	35	30
2	$P_{kälte}$	45	45	45	40	35

Kompressions-KM		Hotel				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	$P_{kälte}$	10	10	10	10	10
2	$P_{kälte}$	15	15	15	15	15

7.2 System mit Absorptions-KM

Solares Heizungs- und Kühlsystem mit Absorptionskältemaschine

Hydraulisches Konzept

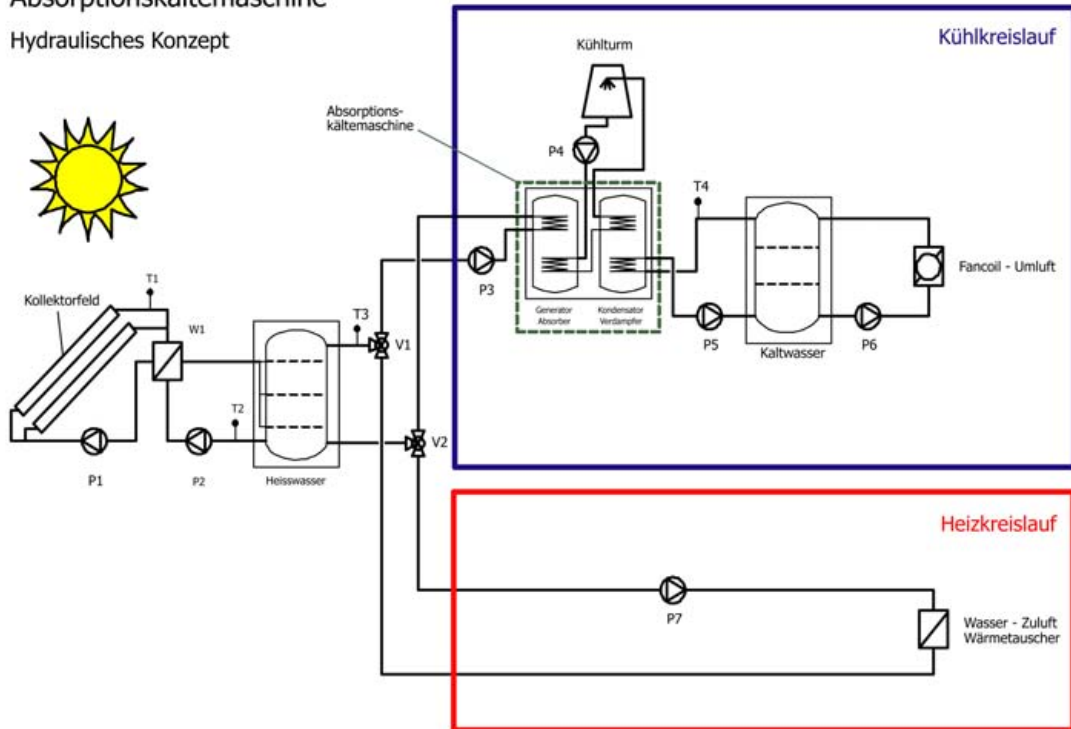


Abbildung 7.2: Solares System mit Absorptionskältemaschine.

7.2.1 Beschreibung der Anlage

Das zum Betrieb des Fancoils nötige Kaltwasser wird mit Hilfe einer Absorptionskältemaschine erzeugt. Diese Maschine benötigt neben der thermischen Antriebsenergie, welche über solar erwärmtes Heißwasser eingebracht wird, auch elektrische Energie zum Betrieb der internen Pumpen. Die Abwärme der Kältemaschine wird über einen offenen Kühlturm abgeführt, dessen Betriebsparameter den Gleichungen 6.35 ff zu entnehmen sind.

Pumpen. Die Fördermengen der Pumpen bestimmen sich wie folgt (Vgl. oben und Kapitel 6).

$$P1 : \dot{m}_{Koll} = A_{Koll} \cdot 50 \quad (7.7)$$

$$P2 : \dot{m}_{Storage} = \dot{m}_{Koll} \quad (7.8)$$

$$P3 : \dot{m}_{Hot} = \dot{m}_{Cool}^0 \frac{P^{therm}}{1494} \quad (7.9)$$

$$P4 : \dot{m}_{Cool} = \dot{m}_{Cool}^0 \frac{P^{therm}}{1494} \quad (7.10)$$

$$P5 : \dot{m}_{Cold} = \dot{m}_{Cold}^0 \frac{P^{therm}}{1494} \quad (7.11)$$

$$P6 : \dot{m}_{Fancoil}^{H2O} = \frac{P^{therm}}{4,19 \cdot 6} \quad (7.12)$$

$$P7 : \dot{m}_{Heating} = 3000 \quad (7.13)$$

Speicher. Die Größe des Heißwasserspeichers wird abhängig vom Durchfluss im Solarkreis so gewählt, daß innerhalb einer halben Stunde (rechnerisch) ein kompletter Austausch des Speichermediums möglich wäre.

$$V_{Hot} = \frac{\dot{m}_{Storage} \cdot \rho}{2} = |\rho \approx 1| = \frac{\dot{m}_{Storage}}{2} \quad (7.14)$$

Ebenso wird der Kaltwasserspeicher dimensioniert.

$$V_{Cold} = \frac{\dot{m}_{Fancoil}^{H2O} \cdot \rho}{2} = |\rho \approx 1| = \frac{\dot{m}_{Fancoil}^{H2O}}{2} \quad (7.15)$$

7.2.2 Simulationen

Durch Variation der spezifischen Kollektorfläche A_{spez} und der Kälteleistung der Kältemaschine und anschließender Simulation werden verschiedene solare Kühlsysteme mit Absorptionskälte untersucht. Die Schlüsselparameter werden wie folgt festgelegt.

Absorptions-KM		Bürogebäude				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	P _{kälte}	40	40	40	35	35
	A _{spez}	3	3	3	3	3
2	P _{kälte}	40	40	40	35	35
	A _{spez}	4	4	4	4	4
3	P _{kälte}	40	40	40	35	35
	A _{spez}	5	5	5	5	5
4	P _{kälte}	45	45	45	40	40
	A _{spez}	3	3	3	3	3
5	P _{kälte}	45	45	45	40	40
	A _{spez}	4	4	4	4	4
6	P _{kälte}	45	45	45	40	40
	A _{spez}	5	5	5	5	5

Absorptions-KM		Versammlungsraum				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	$P_{kälte}$	40	40	40	35	30
	A_{spez}	3	3	3	3	3
2	$P_{kälte}$	40	40	40	35	30
	A_{spez}	4	4	4	4	4
3	$P_{kälte}$	40	40	40	35	30
	A_{spez}	5	5	5	5	5
4	$P_{kälte}$	45	45	45	40	35
	A_{spez}	3	3	3	3	3
5	$P_{kälte}$	45	45	45	40	35
	A_{spez}	4	4	4	4	4
6	$P_{kälte}$	45	45	45	40	35
	A_{spez}	5	5	5	5	5

Absorptions-KM		Hotel				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	$P_{kälte}$	10	10	10	10	10
	A_{spez}	3	3	3	3	3
2	$P_{kälte}$	10	10	10	10	10
	A_{spez}	4	4	4	4	4
3	$P_{kälte}$	10	10	10	10	10
	A_{spez}	5	5	5	5	5
4	$P_{kälte}$	15	15	15	15	15
	A_{spez}	3	3	3	3	3
5	$P_{kälte}$	15	15	15	15	15
	A_{spez}	4	4	4	4	4
6	$P_{kälte}$	15	15	15	15	15
	A_{spez}	5	5	5	5	5

7.3 System mit Adsorptions-KM

Solares Heizungs- und Kühlsystem mit Adsorptionskältemaschine

Hydraulisches Konzept

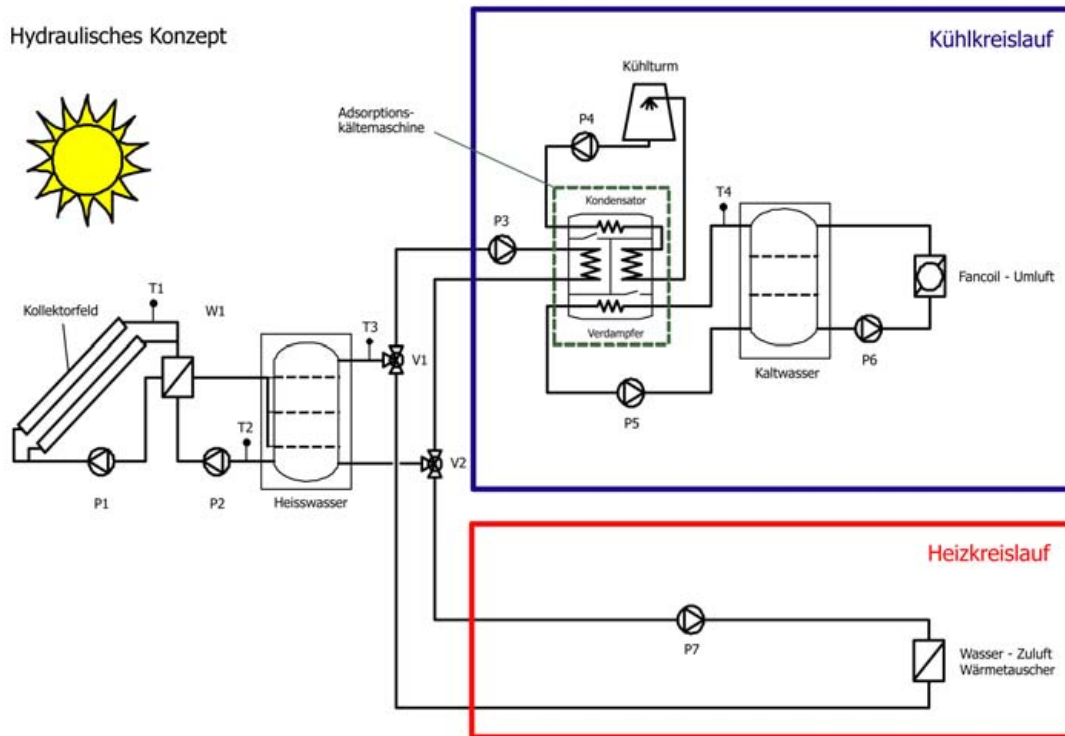


Abbildung 7.3: Solares System mit Adsorptionskältemaschine.

7.3.1 Beschreibung der Anlage

In dieser Kühlanlage wird die benötigte Kälteleistung von einer Adsorptionskältemaschine zur Verfügung gestellt. Der Antrieb erfolgt mittels thermischer Solarenergie. Die anfallende Abwärme wird über einen offenen Kühlturm abgeführt, siehe Gleichungen 6.37 ff. Die Betriebsparameter des Systems sind mit jenen der Absorptionskälteanlage ident, sofern nicht anders angegeben.

Pumpen. Die Fördermengen der Pumpen bestimmen sich wie folgt (Vgl. Kapitel 6).

$$P3 : \dot{m}_{Hot} = \dot{m}_{Cool}^0 \frac{P^{therm}}{118} \quad (7.16)$$

$$P4 : \dot{m}_{Cool} = \dot{m}_{Cool}^0 \frac{P^{therm}}{118} \quad (7.17)$$

$$P5 : \dot{m}_{Cold} = \dot{m}_{Cold}^0 \frac{P^{therm}}{118} \quad (7.18)$$

7.3.2 Simulationen

Die Parametervariationen für das solare Kühlsystem mit Adsorptionskälte sind ident mit jenen die in Abschnitt 7.2.2 für das Kühlsystem mit Absorptionskältemaschine angegeben

wurden.

7.4 System mit DEC-KM

Solares Heizungs- und Kühlsystem mit Dessicant Cooling System

Hydraulisches Konzept

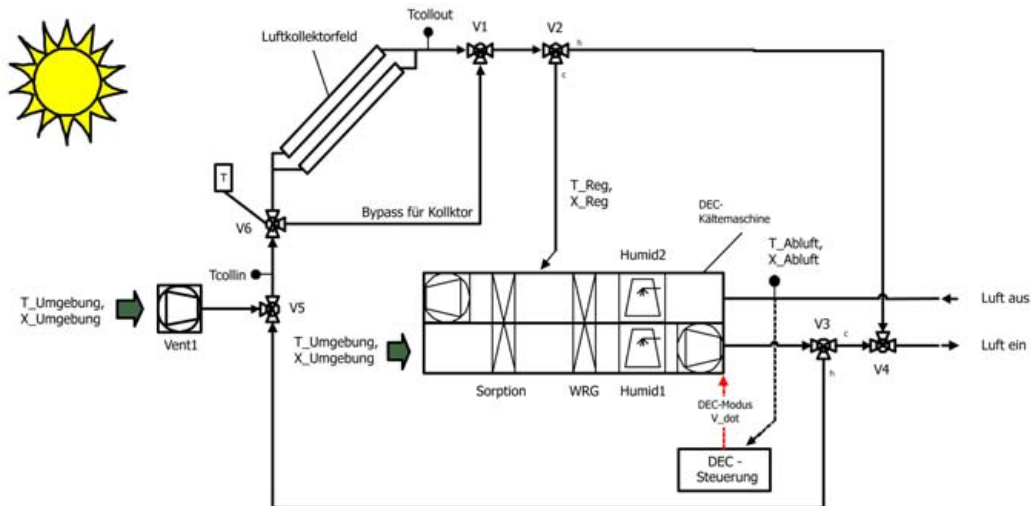


Abbildung 7.4: Solares DEC-System.

7.4.1 Beschreibung der Anlage

Im Gegensatz zu den oben vorgestellten Kühlanlagen, wird bei der DEC-Anlage Luft gekühlt, und nicht Wasser. Die zum Betrieb nötige solarthermische Energie wird hier von Luftkollektoren bereitgestellt. Der Luftstrom durch den Kollektor wird wie folgt angenommen.

$$\dot{V} = A_{Koll} \cdot 60 \quad \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Luftwechsel. Die DEC-Anlage ändert in Abhängigkeit von der auftretenden Kühllast den Volumenstrom ins Gebäude. Die Grenzen für diese Variation sind durch den minimalen hygienischen Luftwechsel auf der einen Seite und eine maximale Luftwechselzahl auf der anderen Seite festgelegt. Der Mindestluftwechsel für die verschiedenen Gebäudenutzungen beträgt (Siehe Abschnitte 5.2, 5.3 und 5.4)

$$LWR_{Büro} = 0,57 \frac{1}{h} \triangleq 2100 \frac{m^3}{h} \quad (7.19)$$

$$LWR_{Vers.raum} = 1,64 \frac{1}{h} \triangleq 6000 \frac{m^3}{h} \quad (7.20)$$

$$LWR_{HOTEL} = 0,36 \frac{1}{h} \triangleq 1300 \frac{m^3}{h} \quad (7.21)$$

Die maximale Luftwechselrate wird mit $LWR_{MAX} = 5\frac{1}{h}$ festgelegt. Nur das Hotel bildet hier eine Ausnahme: die maximale Luftwechselrate beträgt hier, um Störungen der Gäste zu vermeiden, $LWR_{MAX} = 3\frac{1}{h}$. Somit ergeben sich die angeführten Werte für die DEC-Ventilation.

DEC	LWR - Min. [1/h]	LWR - Max. [1/h]	Luftstrom - Min. [m ³ /h]	Luftstrom - Max. [m ³ /h]
Büro	0.57	5.00	2100	18300
Versammlungsraum	1.64	5.00	6000	18300
Hotel	0.36	3.00	1300	10980

Abbildung 7.5: Ventilation des DEC-Systems.

7.4.2 Simulationen

Bei den Untersuchungen des DEC-Systems wird die Kollektorfläche entsprechend dem Nutzungsfall des Gebäudes variiert. Die verwendeten Werte sind untenstehender Abbildung zu entnehmen.

DEC-KM		Bürogebäude				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	A_{Koll}	100	100	100	100	100
2	A_{Koll}	150	150	150	150	150
3	A_{Koll}	200	200	200	200	200

DEC-KM		Versammlungsraum				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	A_{Koll}	100	100	100	100	100
2	A_{Koll}	150	150	150	150	150
3	A_{Koll}	200	200	200	200	200

DEC-KM		Hotel				
Variante	Parameter	Wien	Eisenstadt	Klagenfurt	Innsbruck	Litschau
1	A_{Koll}	25	25	25	25	25
2	A_{Koll}	50	50	50	50	50
3	A_{Koll}	75	75	75	75	75

Kapitel 8

Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der dynamisch thermischen Simulationen dargestellt. Die in Kapitel 7 vorgestellten Klimatisierungssysteme wurden mit den fünf Standorten (Wien, Eisenstadt, Klagenfurt, Innsbruck, Litschau) und den drei Gebäudetypen (Büro, Hotel, Versammlungsraum) kombiniert und untersucht. Dabei wurden sowohl die thermische Leistung der Kältemaschine, als auch die spezifische Kollektorfläche pro kW thermischer Leistung der Kältemaschine variiert. Die erhaltenen Ergebnisse sind äußerst umfangreich, da die Ergebnisse einzelner Komponenten, wie z.B. der Stromverbrauch einer Pumpe, gesondert und nicht in Gruppen zusammengefasst, ausgegeben werden.

Diese Rohdaten werden herangezogen um sowohl technische als auch wirtschaftliche Analysen des Systemverhaltens durchzuführen. Naturgemäss ist die Bestimmung der naturwissenschaftlichen Kenngrößen, wie zum Beispiel des COP, durch direkte Berechnung aus den Rohdaten möglich. Die wirtschaftliche Analyse jedoch erfordert weitere Annahmen und Daten. Es werden aktuelle Preise für die genutzten Ressourcen und Kostenabschätzungen für die Instandhaltung und Wartung benötigt. Darüber hinaus sind Informationen bezüglich der Preisentwicklungen und Lebensdauer nötig um eine sinnvolle wirtschaftliche Analyse über das zukünftige Anlagenverhalten zu ermöglichen. Am Beginn dieses Abschnitts werden daher die wesentlichen Annahmen, auf denen die wirtschaftliche Analyse beruht, erläutert.

In dieser Arbeit werden die Ergebnisse von Simulationen von über 90 verschiedenen Fällen berücksichtigt. Jede dieser Simulationen stellt ungefähr 150 verschiedene Ausgabewerte zur Verfügung. Der Umfang dieser Rohdaten erfordert eine überlegte Herangehensweise bei der Auswertung der Daten, welche ebenfalls in diesem Abschnitt erläutert wird. Schrittweise werden die wesentlichen Kenngrößen, technisch wie wirtschaftlich, identifiziert und so die Anzahl der Ergebnisparameter reduziert. Im Zuge dieser Reduktion können bereits erste Erkenntnisse über das Systemverhalten gewonnen werden. Mit Hilfe der entstandenen, reduzierten Ergebnisdatensätze werden schließlich die Auswirkungen unterschiedlicher Standorte, Gebäudetypen auf das Verhalten der Klimatisierungssysteme untersucht.

Im Zuge der Arbeit hat sich gezeigt, daß ein direkter Vergleich der Simulationsergebnisse der Absorptions-, Adsorptions- und Kompressionssysteme mit dem Desiccant Cooling System nur schwer möglich ist. Im Gegensatz zu den anderen Systemen ist die DEC-Anlage als ausschließlich luftgeführte Anlage ausgeführt. Die implementierte Regelungsstrategie der DEC-Anlage sieht eine lastabhängige Erhöhung des Zuluftstromes vor. Dies hat eine Zunahme der zur Zuluftkonditionierung benötigten Energie zur Folge, was einen Vergleich der luft- und wassergeführten Systeme schwer macht. Die Resultate der DEC-Anlagen werden deshalb gesondert betrachtet.

Die Ergebnisse sämtlicher Simulationen sind im Anhang dieser Arbeit beigefügt.

8.1 Annahmen zur Ergebnisauswertung

8.1.1 Investitionskosten

Zur Abschätzung der Investitionskosten der untersuchten Anlagen werden folgende Werte herangezogen ^[5] :

Komponente	Preis	Einheit
Kollektor	300	€/m ²
Speichertank	500	€/m ³
Absorptionskältemaschine	400	€/kW
Adsorptionskältemaschine	850	€/kW
Kompressionskältemaschine	300	€/kW
Rückkühlanlage	35	€/kW
Backup Heizgerät (HG)	400	€/kW
DEC Lüftungsgerät	+3	€/m ³ /h

Bei Ausführung einer Lüftungsanlage als DEC-Lüftungsanlage fallen aufgrund zusätzlicher Komponenten (Sorptionsrad etc.) auch zusätzliche Kosten an. Bezugnehmend auf ^[35] werden diese Kosten anhand der maximalen Lüftungsleistung (in m³/h) der Anlage bestimmt und mit 3 Euro pro m³/h maximaler Lüftungsleistung angenommen.

8.1.2 Wartungskosten

Die eingesetzten HKL-Geräte bedürfen Wartungsarbeiten. Die tatsächlich anfallenden Kosten können je nach Standort und v.a. Betriebsführung der Anlage variieren. In dieser Arbeit werden folgende Abschätzungen nach ^[5] festgelegt:

Komponente	Wartungskosten	Einheit
Solarsystem	1	% der Investkosten p.a.
Restliches System	2	% der Investkosten p.a.

8.1.3 Energiepreise

Zu den wichtigsten Eingangsdaten einer Kostenabschätzung zählen sowohl die aktuellen Strompreise, wie auch die jährlichen Steigerungsraten derselben. Anhand des auf der Homepage der e-control ^[34] zur Verfügung gestellten Tarif-Kalkulators für Gas und Strom bezogen von österreichischen Anbietern wird der derzeitige Strom- und Gaspreis anhand des arithmetischen Mittelwertes bestimmt. Die Ergebnisse der Tarifabfragen sind Abbildung 8.1 und Abbildung 8.2 zu entnehmen. Die festgestellten aktuellen Strompreise betragen:

$$K_{Gas} = 6.7 \quad \left[\frac{ct}{kWh} \right] \quad (8.1)$$

$$K_{Strom} = 16.9 \quad \left[\frac{ct}{kWh} \right] \quad (8.2)$$

Der aktuelle Wasserpreis in Österreich beträgt laut ^[36] :

$$K_{Wasser} = 1.07 \quad \left[\frac{e}{m^3} \right] \quad (8.3)$$

Aus den Angaben der Statistik Austria für die Energiekosten im Jahr 2003 (Abb. 8.3) und 2007 (Abb. 8.4) wird die jährliche Steigerungsrate der Energiekosten für Gas und Strom berechnet. Die Ergebnisse lauten:

$$p_{Gas} = 6.9 \quad [\%p.a.] \quad (8.4)$$

$$p_{Strom} = 5.3 \quad [\%p.a.] \quad (8.5)$$

Die recherchierten aktuellen Strompreise und die berechneten jährlichen Steigerungsraten werden zur Bestimmung der Betriebskosten eines untersuchten Systems über die festgelegte Laufzeit der Anlage herangezogen.

8.1.4 Primärenergiefaktoren

Als Primärenergie (PE) bezeichnet man in der Energiewirtschaft jene Energie, die in Form von natürlich vorkommenden Energieformen oder Energiequellen zur Verfügung steht (z.B. Kohle, Gas oder Wind). Sekundärenergie ist eine Energieform, welche durch einen Umwandlungsprozess aus Primärenergie gewonnen wird. Die schließlich dem Nutzer nach eventuellen weiteren Umwandlungen zur Verfügung stehende Energie wird als Endenergie bezeichnet. Diese kann nun vom Verbraucher in der gewünschten Weise verwendet werden und wird so zur Nutzenergie.

Die Verluste bei der Transformation von Primär- zu Endenergie können mit Hilfe von Primärenergiefaktoren dargestellt werden. Diese Faktoren geben an, wieviel Energie in ursprünglicher Form nötig ist, um Energie in der gewünschten Form bereitzustellen. Neben der Art der Transformationsprozesse und deren Wirkungsgraden, beeinflussen auch Transport- und Verteilnetze diese Faktoren. So variiert z.B. der Primärenergiefaktor von Strom je nach eingesetztem Kraftwerkspark und benutzten Stromnetz. Zur Bestimmung des Primärenergiebedarfes der untersuchten Anlagen ist im Rahmen dieser Arbeit eine Festlegung, bzw. Berechnung der Primärenergiefaktoren für Strom und Gas unerlässlich. Anhand der Daten der e-control bezüglich des österreichischen Kraftwerksparks, der Angaben zum Verbrauch in Österreich, sowie Daten zum Primärenergiebedarf verschiedener Kraftwerkstypen aus der Schweiz werden die gesuchten Primärenergiefaktoren abgeschätzt. Das Zugrundelegen von Daten aus der Schweiz stellt eine Näherung dar, ist aber zum Zwecke einer Abschätzung aufgrund der ähnlichen Situation in den beiden Ländern zulässig. Neben der hier beschriebenen Methode gibt es auch andere Möglichkeiten zur Bestimmung der PE-Faktoren für eine bestimmte Endenergieform. So kann z.B. mit Hilfe der Software GEMIS der Primärenergiebedarf für bestimmte Energietransformationen berechnet werden.

Die Daten zur Stromerzeugung stammen von ^[37] und beschreiben das Jahr 2006. Die PE-Faktoren für die einzelnen Kraftwerkstypen wurde ^[38] entnommen. Es ergibt sich mit der Stromerzeugung SE und dem Primärenergiebedarf PEB:

	Wasserkraft	Wärmekraft	Erneuerbare	Sonstige	Importe
SE [GWh]	37 278	24 489	1 766	386	21 257
PE-Faktor	1.50	4.05	1.50	3.31	3.31
PEB [GWh]	55 916	99 180	2 649	1 279	70 362
PE-Faktor	2.69	$\frac{kWh(\text{Primärenergie})}{kWh(\text{Strom})}$			

In der Literatur finden sich ähnliche Werte, so werden bei ^[5] folgende PE-Faktoren für Strom und Gas angegeben:

Energieträger	PE-Faktor	Einheit
Gas	1.1	$\frac{kWh(PE)}{kWh(Gas)}$
Strom	2.8	$\frac{kWh(PE)}{kWh(Strom)}$

In dieser Arbeit werden schließlich folgende Primärenergiefaktoren für Strom und Gas in Österreich verwendet:

Energieträger	PE-Faktor	Einheit
Gas	1.1	$\frac{kWh(PE)}{kWh(Gas)}$
Strom	2.7	$\frac{kWh(PE)}{kWh(Strom)}$

8.1.5 Weitere Annahmen

Bei der Bestimmung des Strombedarfes werden die elektrischen Verbräuche der relevanten Geräte (Pumpen, Ventilatoren, Kältemaschinen) erfasst. Ebenso wird der Gasbedarf anhand des Verbrauchs des Backup Heizgerätes (HG) bestimmt. Sowohl bei dem Backupsystem der Heizung, wie auch der Kühlung, werden, wie oben erwähnt, Systemwirkungsgrade des Verteilungssystems berücksichtigt. Die folgende Tabelle gibt einen Überblick über die angenommenen Wirkungsgrade der Systeme und Komponenten.

Komponente	η	Einheit
Backup Kältemaschine	3	$\frac{kWh(Kälte)}{kWh(Strom)}$
Backup Gasbrenner	1	$\frac{kWh(Wärme)}{kWh(Gas)}$
Heizsystem gesamt	0.9	-
Kühlsystem gesamt	0.9	-

In den Berechnungen zur Wirtschaftlichkeit wird von einer Laufzeit der Anlagen von 20 Jahren ausgegangen. Dieser Wert erscheint sowohl hinsichtlich der durch die Hersteller gewährten Garantiefrieten, als auch der Erfahrungen mit bestehenden Anlagen realistisch. Zinsen, Kreditkosten oder Ähnliches werden in den Berechnungen nicht berücksichtigt. Ebenso bleiben auch Förderungen unberücksichtigt.

Die Dimensionierung des Rückkühlers erfolgt anhand der Kälteleistung der thermischen Kältemaschine und deren COP, sowie der Kompressionskältemaschine und deren Leistungszahl.

In allen Simulationen wird der elektrische Bedarf für den Betrieb eines Zuluftventilators berücksichtigt. Bei wassergeführten Systemen (Absorption, Adsorption und Kompression) bleibt der Luftvolumenstrom und damit der damit verbundene Druckverlust im Ventilationsystem konstant und wird mit 1000 Pa angenommen. Im Falle des DEC-Systems wird der Druckverlust je nach Betriebszustand der Anlage dynamisch berechnet. Er bewegt sich dabei ungefähr in einem Bereich zwischen 1500 und 2000 Pa. Der Gesamtwirkungsgrad der Lüftungsanlage wird mit $\eta = 0.6$ angenommen, die Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme der Lüftungsanlage erfolgt mittels folgender Gleichung:

$$P_{elektr.} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta}$$

8.2 Variation der Systemdimensionierung

Die Auslegung der Systeme richtet sich nach bestimmten Vorgaben. So wird die benötigte Frischluftmenge anhand der entsprechenden Norm definiert, die zu erwartenden maximalen Kühllasten wurden mit Hilfe von Simulationen des Gebäudes ohne die haustechnischen Anlagen abgeschätzt. Neben diesen bereits festgelegten Vorgaben gibt es weitere Dimensionierungsparameter, die (nahezu) beliebig gewählt werden können. In diesem Abschnitt werden sowohl die spezifische Kollektorfläche, als auch die thermische Kälteleistung der Kältemaschine variiert. Die spezifische Kollektorfläche ist die Kollektorfläche pro kW thermischer Kälteleistung der damit angetriebenen Kältemaschine. Die Auswirkungen dieser Variation werden

am Beispiel eines mit einer Absorptionsanlage ausgerüsteten Bürogebäudes am Standort Wien untersucht. Die detaillierten Ergebnisse sind der Abbildung 8.11 zu entnehmen.

Wie Abbildung 8.5 zu entnehmen ist, variiert die Kollektorfläche je nach Kälteleistung und spezifischer Kollektorfläche zwischen 120 und 225 m^2 .

Die Simulationsergebnisse können wie folgt zusammengefasst werden:

- Eine Erhöhung der Kälteleistung oder der Kollektorfläche führt in allen untersuchten Fällen zu einer Reduktion des Primärenergiebedarfes und einer Erhöhung der Gesamtkosten.
- Die Änderung der spezifischen Kollektorfläche (3, 4 oder 5 $\frac{m^2}{kW}$) hat starken Einfluß sowohl auf den Primärenergiebedarf, als auch die Kosten der untersuchten Systeme. Die Auswirkungen einer veränderten thermischen Kälteleistung sind vergleichsweise gering.
- In der Basisvariante (Abb. 8.11, Spalte ganz links) wird eine 40 kW Absorptionskältemaschine von einem 120 m^2 großen Kollektorfeld angetrieben. Durch eine Erhöhung der Kollektorfläche auf 225 m^2 und einer Erhöhung der Kälteleistung der Kältemaschine um 5 kW kann der Primärenergiebedarf auf 74 % der Basisvariante reduziert werden. Gleichzeitig kommt es zu einer Erhöhung der Gesamtkosten auf 109%.

Bei der Untersuchung anderer Systeme zeigt sich, daß die meisten simulierten Absorptions- und Adsorptionsanlagen ähnliches Verhalten aufweisen. Bei Einsatz einer auf 75% der Maximalleistung ausgelegten Kältemaschine (Siehe Abschnitt 5.7) kann durch eine Erhöhung der spezifischen Kollektorfläche von 3 auf 5 $\frac{m^2}{kW}$ der Primärenergiebedarf um ca. 20 % gesenkt werden, wobei die Kosten um ca. 6-10% steigen.

- Hinsichtlich einer Minimierung des Primärenergiebedarfes stellt die Variante der leistungsfähigeren Kältemaschine mit maximaler Kollektorfläche ein Optimum dar. Werden jedoch auch wirtschaftliche Aspekte berücksichtigt, so erscheint die Kombination der geringeren Kälteleistung der Basisvariante mit der maximalen spezifischen Kollektorfläche (In dieser Arbeit: 5 $\frac{m^2}{kW}$) als sinnvoller Kompromiss. Vergleicht man in Abbildung 8.5 die Varianten 40 kW - 5 $\frac{m^2}{kW}$ und 45 kW - 5 $\frac{m^2}{kW}$, so ist nur mehr eine geringe Abnahme des Primärenergiebedarfes festzustellen, während die Kosten deutlich steigen.

In den weiteren Untersuchungen werden deshalb die Systeme mit der kleineren Kälteleistung und der maximalen Kollektorfläche betrachtet.

8.3 Variation des Standortes

Betrachtet werden die Auswirkungen unterschiedlicher Standorte auf ein Absorptionssystem in Kombination mit einem Bürogebäude. Die detaillierten Ergebnisse sind der Abbildung 8.11 zu entnehmen. Die Abbildung 8.6 gibt einen Überblick über den Primärenergiebedarf und die Gesamtkosten der untersuchten Systeme in Abhängigkeit vom Standort.

Die wesentlichen Ergebnisse dieser Variation sind:

- Das Verhalten der simulierten Anlagen und Gebäude in Wien, Eisenstadt, Klagenfurt und Innsbruck ist hinsichtlich des Primärenergiebedarfes ähnlich.
- Am Standort Litschau wird der höchste Primärenergiebedarf berechnet. Ein Grund dafür ist der hohe Heizwärmebedarf im eher kalten Klima (Siehe Tabelle 8.6).

- Die geringsten Kosten und der geringsten PE-Bedarf wird am Standort Innsbruck berechnet.
- In Klagenfurt treten die höchsten Kosten im Vergleich mit den anderen Standorten auf.

Ort	Strombedarf <small>$[\frac{kWh}{m^2 \cdot a}]$</small>	Gasbedarf <small>$[\frac{kWh}{m^2 \cdot a}]$</small>	
Wien	7.4	5.2	(8.6)
Litschau	6.2	12.3	
Innsbruck	6.5	5.3	

8.4 Variation des Gebäudetyps

Im nächsten Schritt wird untersucht, welche Auswirkung der Gebäudetyp auf das energetische und wirtschaftliche Verhalten der untersuchten Systeme hat. Bedingt durch ihre Nutzung unterscheiden sich die Gebäude hinsichtlich ihrer Tagesnutzungsdauer, der auftretenden Spitzen im Heiz- und Kühlbetrieb sowie der benötigten Frischluftmenge. Die Abbildung 8.7 zeigt den berechneten PE-Bedarf in Abhängigkeit vom Standort. In Abbildung 8.8 sind die zugehörigen Kosten dargestellt.

Zusammenfassend lässt sich anhand der Simulationsergebnisse Folgendes feststellen:

- Es zeigt sich je nach eingesetzter Kältetechnologie hinsichtlich des Energiebedarfes und der Kosten eine unterschiedliche Abhängigkeit vom Gebäudetyp.
- Ab- und Adsorptionssysteme zeigen bezüglich des PE-Bedarfes sehr ähnliches Verhalten: Der PE-Bedarf zur Klimatisierung eines Büros ist geringer als bei einem Versammlungsraum, der eines Hotels liegt deutlich über den beiden anderen Nutzungstypen. Der Grund dafür ist vermutlich die tägliche Nutzung des Hotels rund um die Uhr. Maximal während der Hälfte der Betriebszeit des Hotels ist auch Solarstrahlung möglich. Auch eine Wiederbeladung des Speichers während des Wochenendes ist nicht möglich, da die Anlage auch hier in Betrieb ist. Die restliche Zeit werden mit Hilfe der Backupsysteme die Klimatisierungsaufgaben erfüllt. Dieser Trend ist für alle Standorte gültig, jedoch kommt es entsprechend der oben gezeigten Abhängigkeiten vom Standort zu Verschiebungen.
- Bei Ab- und Adsorptionssystemen liegen die Gesamtkosten beim Versammlungsraum am höchsten. Dies ist vermutlich eine Folge des vermehrten Einsatzes der Backupsysteme und des geforderten höheren Luftaustausches bei diesem Nutzungstyp.
- Der Primärenergiebedarf des Kompressionssystems in Kombination mit dem Büro und dem Versammlungsraum liegt deutlich höher als bei den solarthermischen Systemen. Beim Hotel ist der PE-Bedarf nur geringfügig höher. Dies stärkt die obige Vermutung, daß aufgrund der Nutzung rund um die Uhr hauptsächlich die konventionellen mit Strom und Gas betriebenen Backupsysteme den Klimatisierungsbedarf decken.
- Die Gesamtkosten der Adsorptionsanlage ist bei allen untersuchten Gebäudetypen höher als bei der Absorptions- und Kompressionskälte.
- Bei der Versorgung eines Versammlungsraumes liegen die berechneten Kosten für den Betrieb einer Absorptionsanlage unter jenen der Kompressionsanlage. Dies tritt nur bei der Kombination Absorption und Versammlungsraum auf.

8.5 Variation der Kältetechnologie

Abschließend werden nur die einzelnen Gebäudetypen mit unterschiedlichen Kältetechnologien kombiniert. Abbildung 8.9 gibt einen Überblick über den berechneten Primärenergiebedarf der einzelnen Varianten. In Abbildung 8.10 sind die Kosten der Systeme dargestellt.

Dies führt zu folgenden Ergebnissen:

- Durch den Einsatz von Absorptions- oder Adsorptionskälte bei dem Büro und dem Versammlungsraum wird der berechnete Primärenergiebedarf um mehr als ein Drittel deutlich reduziert.
- Die Ergebnisse der Simulationen scheinen darauf hin zu deuten, daß der Primärenergiebedarf einer Absorptionsanlage etwas unter jenem einer Adsorptionsanlage liegt. Diese Aussage ist zu relativieren, da nicht jedes einzelne System einer Optimierung unterzogen wurde. Es ist also davon auszugehen, daß die meisten Systeme in dieser Untersuchung zwar zufriedenstellend, aber eventuell nicht ideal dimensioniert, abgestimmt oder ausgelegt sind. Die festgestellten Unterschiede zwischen den beiden Technologien sind nach Ansicht des Autors zu gering, um hier eine generelle Aussage treffen zu können.
- Die Kosten der Adsorptionanlage sind in fast allen Varianten am höchsten, gefolgt von der Absorptionsanlage und schließlich dem Kompressionssystem. Die einzige Ausnahme bildet, wie schon oben erwähnt, die Versorgung eines Versammlungsraumes, wo die Absorptionsanlage die geringsten berechneten Kosten aufweist.


8.6 Ergebnisse DEC-Systeme

Aufgrund der unterschiedlichen Regelstrategien der luft- und wassergeführten Systeme ist ein direkter Vergleich zwischen diesen nur schwer möglich. Das Dessicant Cooling System reagiert auf eine erhöhte Last im Gebäude durch Erhöhung des Luftvolumenstromes. Diese Erhöhung bedingt einen höheren Energiebedarf zur Konditionierung dieser Frischluft. Ebenso steigt die elektrische Leistungsaufnahme der Lüftungsanlage an. Der erhöhte Luftwechsel bedingt aber auch ein besseres Raumklima im Gebäude. Da im Rahmen dieser Arbeit keine Analysen bezüglich des Innenraumklimas und der Komfortkriterien der Benutzer durchgeführt wurde, ist somit eine Quantifizierung und damit ein Vergleich nicht möglich. Dennoch können aus den Simulationsergebnissen einige Aussagen über das energetische und thermische Verhalten des untersuchten DEC-Systems abgeleitet werden.

Eine Vergrößerung der Kollektorfläche hat in keinem der untersuchten Fälle eine deutliche Auswirkung auf den PE-Bedarf der Anlage. Die zusätzlich verfügbare solare Wärme kann also offensichtlich nicht sinnvoll in den Klimatisierungsprozess eingebracht werden. Dafür kommen mehrere Gründe in Frage, die bei einer weiteren Untersuchung solcher Systeme untersucht werden sollten:

- Der Wärmestrom in und aus dem Gebäude ist durch die spezifische Wärme der Luft und den maximalen Volumenstrom begrenzt.
- Beim Kühlen ist eventuell der Anteil der adiabaten Befeuchtungskühlung ohne Desorption dominant. Die weitere Wärmezufuhr die zu verstärkter Desorption genutzt wird, verändert dann das Kühlverhalten der Anlage kaum mehr.
- Die eingesetzten Regelstrategien sind vielleicht nicht ideal und eine weitere Optimierung v.a. hinsichtlich des Zusammenwirkens der solarthermischen Kühlung und der konventionell betriebenen Backupssysteme notwendig.

Aufgrund der höheren Investitionskosten, steigen die Gesamtkosten mit zunehmender Kollektorfläche an.

TARIF KALKULATOR Gas RANKING	Dokument:	ErgebnisUebersicht.pdf	
	Seite:	1/1	
	Abfragedatum:	2008/08/30	
	Postleitzahl:	1170	
	Verteilnetzbetreiber:	Wien Energie Gasnetz GmbH	
	Gesamtverbrauch:	7500 kWh	

Die günstigsten Gastarife in der Übersicht.

Da der Tarifkalkulator eine Berechnung auf Basis der gegenwärtigen Preise erstellt, kann dieses Ergebnis von dem Preis abweichen, der auf Ihrer Jahresabrechnung ausgewiesen ist. Preisänderungen durch den Lieferanten werden erst ab Zeitpunkt des Inkrafttretens im Tarifkalkulator berücksichtigt.

Nr.	Tarif	Energielieferant	Preis	Rabatte		Gesamtpreis	Bindung
				allgemein	einmalig		
1.	MyElectric Erdgas Gewerbe	MyElectric Energievertriebs- u.dienstleistungsGmbH	598,37	6,00	110,83	481,54	11 Mon.
2.	Gewerbe	Unsere Wasserkraft	550,27	keine	60,00	490,27	12 Mon.
3.	BusinessGas Mega Klassik	WIEN ENERGIE Vertrieb GmbH & CO KG	507,73	keine	keine	507,73	keine
4.	Erdgas Oberösterreich	Erdgas Oberösterreich GmbH & CO KG	509,90	keine	keine	509,90	12 Mon.
5.	switch erdgas	switch	514,42	keine	keine	514,42	12 Mon.

Voraussichtliche
Preisänderung ab
01.09.2008


Preise inkl. Ust in EUR/Jahr

Hinweis:

Bei den angegebenen Preisen handelt es sich um Inklusivpreise (Energiekosten, Netzkosten, Steuern und Abgaben) pro Jahr. Angaben ohne Gewähr. Ihre tatsächlichen Gesamtkosten können von diesen Werten geringfügig abweichen. Gründe dafür können z.B. sein: unterjährige Änderungen von einzelnen Kostenbestandteilen, Hinzukommen von Kommunalsteuern, die ev. in der Datenbank noch nicht erfasst sind, unterschiedliche Höhe des "Entgeltes für Messleistungen", da nur Standardwerte erfasst wurden und nicht individuelle Werte abgefragt werden (den tatsächlichen Wert finden Sie auf Ihrer Jahresabrechnung oder erkundigen Sie sich bei Ihrem Netzbetreiber).

E-Control Tarifkalkulator - Ein Service der Energie-Control GmbH, Rudolfsplatz 13a, 1010 Wien, www.e-control.at

Abbildung 8.1: Ergebnis Tarifkalkulator Gas

TARIF KALKULATOR Strom RANKING	Dokument:	ErgebnisUebersicht.pdf	
	Seite:	1/2	
	Abfragedatum:	2008/08/30	
	Postleitzahl:	1170	
	Verteilnetzbetreiber:	WIEN ENERGIE Stromnetz GmbH	
Gesamtverbrauch:	10000 kWh		

Die günstigsten Stromtarife in der Übersicht.

Da der Tarifkalkulator eine Berechnung auf Basis der gegenwärtigen Preise erstellt, kann dieses Ergebnis von dem Preis abweichen, der auf Ihrer Jahresabrechnung ausgewiesen ist. Preisänderungen durch den Lieferanten werden erst ab Zeitpunkt des Inkrafttretens im Tarifkalkulator berücksichtigt.

Nr.	Tarif	Energieanbieter (Stromkennzeichen)	Preis	Rabatte		Gesamtpreis	Bindung
				allgemein	einmalig		
1.	VERBUND-Strom	Verbund	1.532,71	keine	keine	1.532,71	keine
2.	EKG-Strom	Energie Klagenfurt GmbH	1.621,99	keine	keine	1.621,99	12 Mon.
3.	OVILAVA Strom	Wels Strom GmbH	1.653,67	keine	keine	1.653,67	keine
4.	MEGA 03	WIEN ENERGIE Vertrieb GmbH & Co KG	1.657,87	keine	keine	1.657,87	36 Mon.
5.	Austria-PRO	KELAG - Kärntner Elektrizitäts-Aktiengesellschaft	1.673,94	keine	keine	1.673,94	12 Mon.
6.	MEGA 02	WIEN ENERGIE Vertrieb GmbH & Co KG	1.677,01	keine	keine	1.677,01	24 Mon.
7.	NaturStrom	Naturkraft Energievertriebsgesellschaft m.b.H.	1.715,11	keine	keine	1.715,11	keine
8.	oekostrom business	oekostrom Vertriebs GmbH	1.719,91	keine	keine	1.719,91	3 Mon.
9.	AAE - BUSINESS PARTNER	AAE Naturstrom Vertrieb GmbH	1.722,31	keine	keine	1.722,31	24 Mon.
10.	switch strom	switch	1.724,71	keine	keine	1.724,71	12 Mon.
11.	MyElectric Kleingewerbetarif	MyElectric Energievertriebs- u dienstleistungsGmbH	1.735,51	keine	keine	1.735,51	11 Mon.
12.	AAE-KLEINWASSERKRAFT	AAE Naturstrom Vertrieb GmbH	1.752,31	keine	keine	1.752,31	12 Mon.
13.	AAE - Naturstrom (Gewerbe)	AAE Naturstrom Vertrieb GmbH	1.758,22	keine	keine	1.758,22	12 Mon.
14.	MEGA 01	WIEN ENERGIE Vertrieb GmbH & Co KG	1.762,96	keine	keine	1.762,96	12 Mon.
15.	Unsere Wasserkraft GEWERBE	Unsere Wasserkraft	1.781,59	keine	keine	1.781,59	12 Mon.
16.	MEGA Klassik	WIEN ENERGIE Vertrieb GmbH & Co KG	1.807,18	keine	keine	1.807,18	keine
17.	oekostrom	oekostrom Vertriebs GmbH	2.024,59	keine	keine	2.024,59	keine

■ erneuerbar ■ fossil ■ nuklear Preise inkl. Ust in EUR/Jahr

Hinweis:
Bei den angegebenen Preisen handelt es sich um Inklusivpreise (Energiekosten, Netzkosten, Steuern und Abgaben) pro Jahr. Angaben ohne Gewähr. Ihre tatsächlichen Gesamtkosten können von diesen Werten geringfügig abweichen. Gründe dafür können z.B. sein: unterjährige Änderungen von einzelnen Kostenbestandteilen, Hinzukommen von Kommunalsteuern, die ev. in der Datenbank noch nicht erfasst sind, unterschiedliche Höhe des "Entgeltes für Messleistungen", da nur Standardwerte erfasst wurden und nicht individuelle Werte abgefragt werden (den tatsächlichen Wert finden Sie auf Ihrer Jahresabrechnung oder erkundigen Sie sich bei Ihrem Netzbetreiber).
E-Control Tarifkalkulator - Ein Service der Energie-Control GmbH, Rudolfsplatz 13a, 1010 Wien, www.e-control.at

Abbildung 8.2: Ergebnis Tarifkalkulator Strom

Jahresdurchschnittspreise und -steuern für die wichtigsten Energieträger 2003
(in EUR)

	Nettopreis	Energieabgabe	MWSt	Steuern insgesamt	Bruttopreis
Heizöl schwer (Industrie)/t	162.38	36.34	0.00	36.34	198.72
Heizöl schwer (Kraftwerke)/t	121.88	7.70	0.00	7.70	129.58
Gasöl (Industrie)/1000 l	228.80	76.91	0.00	76.91	305.70
Gasöl (Haushalte)/1000 l	251.28	76.91	65.64	142.54	393.82
Diesel (komm. Einsatz)/l	0.28	0.29	0.00	0.29	0.57
Diesel (privater Einsatz)/l ¹⁾	0.32	0.29	0.12	0.41	0.73
Superbenzin 98 Octan/l ¹⁾	0.39	0.42	0.16	0.58	0.96
Superbenzin 95 Octan/l ¹⁾	0.32	0.42	0.15	0.56	0.88
Normalbenzin/l ¹⁾	0.30	0.42	0.14	0.56	0.86
Steinkohle (Industrie)/t	76.34	0.00	0.00	0.00	76.34
Steinkohle (Kraftwerke)/t	57.06	0.00	0.00	0.00	57.06
Naturgas (Industrie)/10 ³ kcal BW ³⁾	n.v.	n.v.	n.v.	n.v.	n.v.
Naturgas (Haushalte)/10 ³ kcal BW ³⁾	389.78	45.81	87.12	132.92	522.70
Elektrischer Strom (Industrie)/kWh ²⁾	n.v.	n.v.	n.v.	n.v.	n.v.
Elektrischer Strom (Haushalte)/kWh ²⁾	0.09	0.02	0.02	0.04	0.13

Q: STATISTIK AUSTRIA, Gütereinsatzstatistik 2003, VPI 2003; Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit; E-Control. Erstellt am: 04.04.2008. - 1) Quelle Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit. - 2) Quelle E-Control. - 3) BW=Brennwert, 10³ kcal = 1t Ölequivalent. - n.v. = nicht verfügbar

Abbildung 8.3: Energiekosten 2003

Jahresdurchschnittspreise und -steuern für die wichtigsten Energieträger 2007
(in EUR)

	Nettopreis	Energieabgabe	MWSt	Steuern insgesamt	Bruttopreis
Heizöl schwer (Industrie)/t	276.58	67.70	0.00	67.70	344.28
Heizöl schwer (Kraftwerke)/t	156.91	7.70	0.00	7.70	164.61
Gasöl (Industrie)/1000 l	365.95	108.32	0.00	108.32	474.27
Gasöl (Haushalte)/1000 l	439.38	108.32	109.54	217.86	657.24
Diesel (komm. Einsatz)/l	0.37	0.36	0.00	0.36	0.73
Diesel (privater Einsatz)/l ¹⁾	0.49	0.36	0.17	0.53	1.02
Superbenzin 98 Octan/l ¹⁾	0.58	0.45	0.21	0.65	1.23
Superbenzin 95 Octan/l ¹⁾	0.48	0.45	0.19	0.63	1.11
Normalbenzin/l ¹⁾	0.47	0.45	0.18	0.63	1.10
Steinkohle (Industrie)/t	93.96	50.00	0.00	50.00	143.96
Steinkohle (Kraftwerke)/t	75.29	0.00	0.00	0.00	75.29
Naturgas (Industrie)/10 ³ kcal BW ³⁾	n.v.	n.v.	n.v.	n.v.	n.v.
Naturgas (Haushalte)/10 ³ kcal BW ³⁾	500.37	69.34	113.94	183.28	683.65
Elektrischer Strom (Industrie)/kWh ²⁾	0.08	0.02	0.00	0.02	0.10
Elektrischer Strom (Haushalte)/kWh ²⁾	0.11	0.02	0.03	0.05	0.16

Q: STATISTIK AUSTRIA, Gütereinsatzstatistik 2006, Großhandelspreisindex 2007, VPI 2007; Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit; E-Control. Erstellt am: 04.04.2008. - 1) Quelle Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit. - 2) Quelle E-Control. - 3) BW=Brennwert, 10³ kcal = 1t Ölequivalent. - n.v. = nicht verfügbar

Abbildung 8.4: Energiekosten 2007

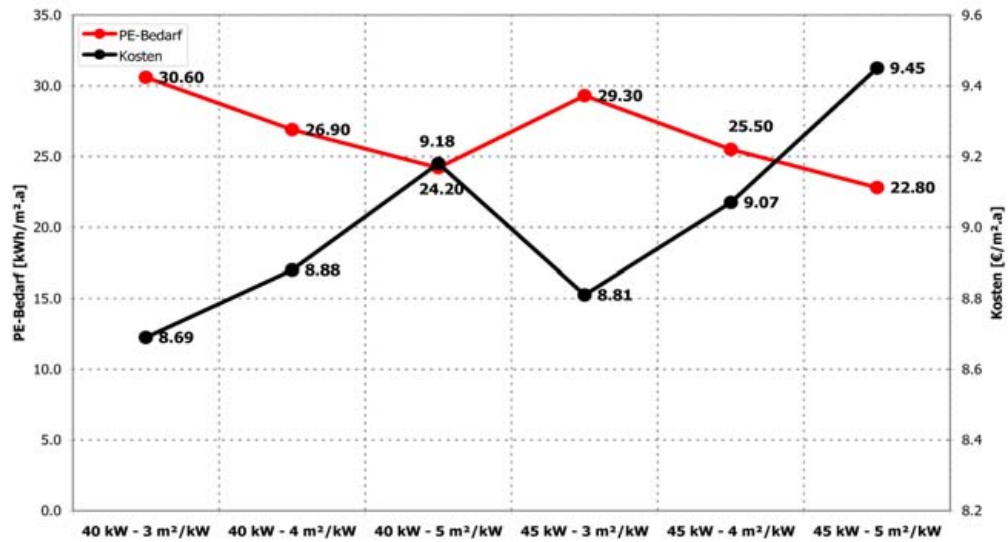


Abbildung 8.5: Variation der Systemdimensionierung: PE-Bedarf und Kosten.

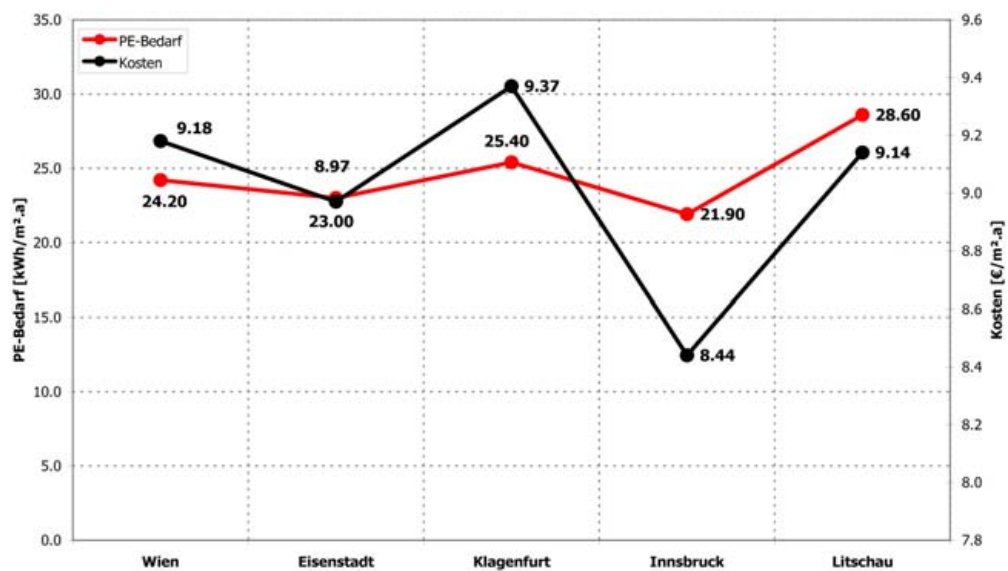


Abbildung 8.6: Variation des Standortes: PE-Bedarf und Kosten.

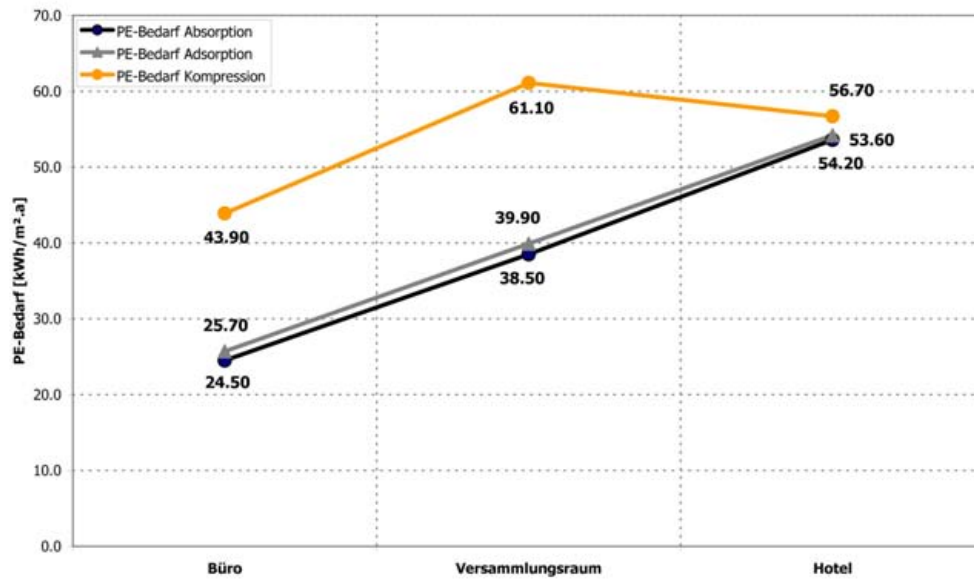


Abbildung 8.7: Variation des Gebäudetyps: PE-Bedarf.

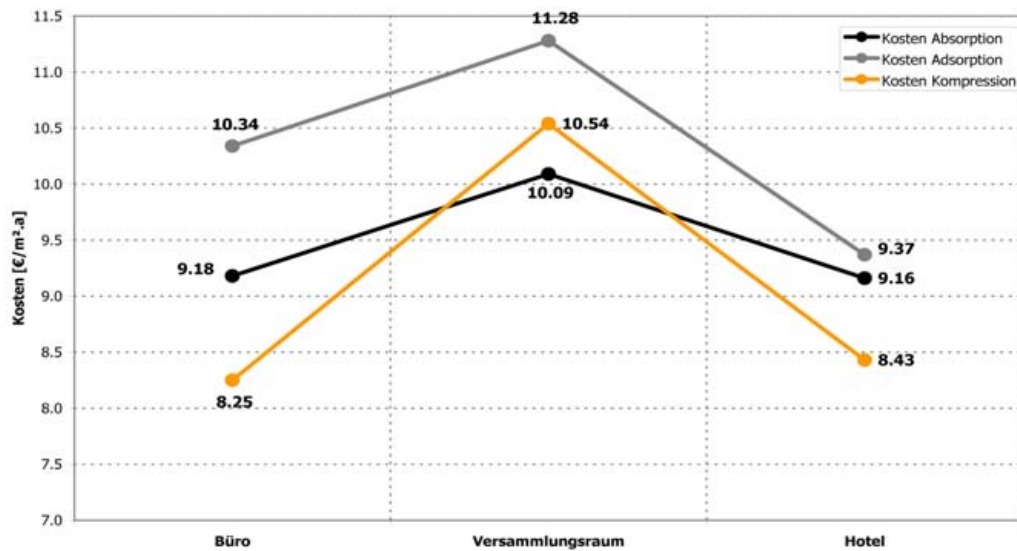


Abbildung 8.8: Variation des Gebäudetyps: Kosten.

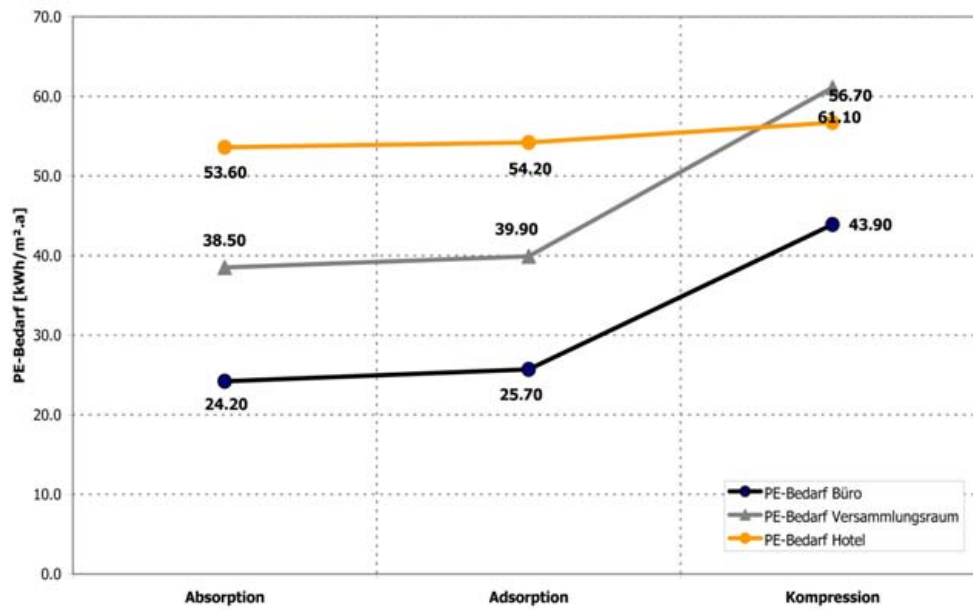


Abbildung 8.9: Variation der Kältetechnologie: PE-Bedarf.

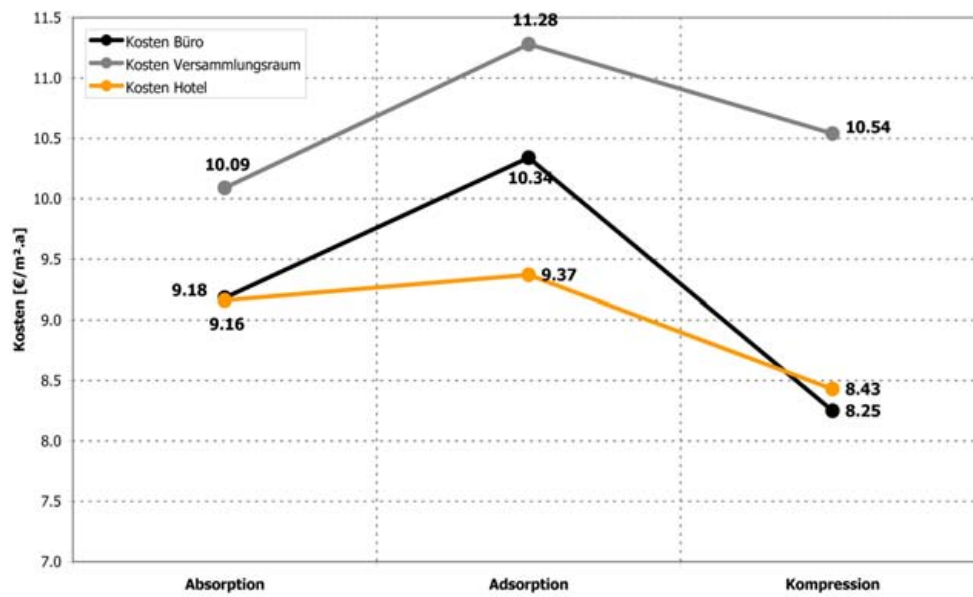


Abbildung 8.10: Variation der Kältetechnologie: Kosten.

Wien - Büro - Absorptionskälte								
SYSTEM								
Ptherm AB-KM	kW	40	40	40	45	45	45	
KM Backup	kW	17	17	17	11	11	11	
HG Backup	kW	68	67	67	67	67	67	
Rückkühler	kW	165	164	164	173	172	172	
Fläche Kollektor	m ²	120	160	200	135	180	225	
Speicher HW	m ³	3.0	4.0	5.0	3.4	4.5	5.6	
Speicher KW	m ³	2.9	2.9	2.9	3.2	3.2	3.2	
HEIZEN								
Solar	kWh/m ² .a	5.3	6.1	6.8	5.6	6.4	7.1	
WRG	kWh/m ² .a	5.7	5.5	5.5	5.6	5.5	5.5	
Backup	kWh/m ² .a	6.3	5.5	4.9	6.0	5.2	4.6	
Total	kWh/m ² .a	17.2	17.2	17.2	17.2	17.2	17.2	
Solar	%	30.7	35.3	39.3	32.5	37.4	41.3	
WRG	%	32.9	32.2	31.9	32.6	32.1	31.9	
Backup	%	36.4	32.2	28.6	34.8	30.3	26.7	
KÜHLEN								
Solar, AB-KM	kWh/m ² .a	-14.9	-19.2	-22.7	-16.6	-21.2	-24.8	
WRG	kWh/m ² .a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
Backup	kWh/m ² .a	-15.4	-11.1	-7.7	-13.9	-9.4	-6.1	
Total	kWh/m ² .a	-30.4	-30.3	-30.4	-30.5	-30.7	-30.9	
COP AB-KM	-	0.53	0.54	0.54	0.53	0.53	0.54	
Solar, AB-KM	%	49.1	63.4	74.8	54.6	69.9	81.7	
WRG	%	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	
Backup	%	50.8	36.5	25.4	45.7	31.0	20.0	
RESSOURCEN								
Strom	kWh/m ² .a	9.4	8.3	7.4	9.0	7.8	7.0	
Gas	kWh/m ² .a	6.6	5.8	5.2	6.3	5.5	4.8	
Wasser	kg/m ² .a	74.3	83.1	90.3	78.2	87.9	95.5	
PE	kWh/m ² .a	30.6	26.9	24.2	29.3	25.5	22.8	
PE	%	100.0	88.0	79.0	95.7	83.5	74.6	
KOSTEN								
Invest	Kollektor	€	36 000	48 000	60 000	40 500	54 000	67 500
	Speicher	€	2 932	3 432	3 932	3 298	3 861	4 423
	Rückkühler	€	5 767	5 753	5 743	6 055	6 032	6 016
	AB-KM	€	16 000	16 000	16 000	18 000	18 000	18 000
	Backup KM	€	5 019	5 019	5 019	3 219	3 219	3 219
	Backup HG	€	27 012	26 950	26 903	26 980	26 922	26 931
	Invest - Gesamt	€	92 731	105 154	117 597	98 053	112 034	126 089
Betrieb 20a	Strom	€	66 253	58 274	52 427	63 412	55 355	49 645
	Gas	€	21 940	19 381	17 222	20 952	18 261	16 096
	Wasser	€	1 946	2 175	2 364	2 048	2 303	2 502
	Wartung	€	29 892	32 461	35 039	31 121	34 014	36 936
	Betrieb - Gesamt	€	120 031	112 292	107 052	117 534	109 932	105 179
Gesamtkosten		€	212 762	217 445	224 648	215 587	221 966	231 268
		€/m ² .a	8.69	8.88	9.18	8.81	9.07	9.45

Abbildung 8.11: Ergebnisse für Wien, Büro, Absorptionskälte.

Literaturverzeichnis

- [1] G.Heinrich/U.Franzke: "Sorptionsgestützte Klimatisierung". Müller-Verlag, Heidelberg, 1997.
- [2] D.Schittenhelm: "Kälteanlagen- und Steuerungstechnik". C.F.Müller-Verlag, Heidelberg, 1999.
- [3] H.L.Cube/F.Steimle: "Lehrbuch der Kältetechnik". Hrsg.: H.Lotz/J.Kunis. C.F.-Müller-Verlag, Heidelberg, 1997.
- [4] "Wärme macht Kälte-Absorptionskälteerzeugung in der Praxis". Hrsg: ASUE - Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V.. Vulkan-Verlag, Essen. Internationale ASUE-Fachtagung, Dresden, 24.-25.Jänner 1996.
- [5] H.-M.Henning: "Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings". Springer-Verlag, Wien, 2004.
- [6] D.Bathen/M.Breitbach: "Ädsorptionstechnik". Springer-Verlag, Wien, 2004.
- [7] E.Tschegg/W.Heindl/A.Sigmund: "Grundzüge der Bauphysik". Springer-Verlag, Wien, 1984.
- [8] D.Baehr: "Thermodynamik". 2 Edition. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1966.
- [9] F.Winter: "Solar Collectors, Energy Storage and Materials". Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1990.
- [10] J.A.Duffie/W.A.Beckman: "Solar Engineering of Thermal Processes". John Wiley and Sons, New York, 1991.
- [11] N.V.Khartchenko: "Thermische Solaranlagen". Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1995.
- [12] K.Breidenbach: "Der Kälteanlagenbauer. Band 1: Grundkenntnisse". C.F.Müller-Verlag, Heidelberg, 2003.
- [13] E.-R.Schramek: "Taschenbuch für Heizung+Klimatechnik". Oldenburg-Industrieverlag, München, 2003.
- [14] W.Beitz/K.-H.Grote: "Dubbel-Taschenbuch für den Maschinenbau". Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1997.
- [15] W.Casas/K.Proells/G.Schmitz: "Modelling of Desiccant Air Conditioning Systems". Modelica, 2005.
- [16] G.Dannen: "The Einstein-Szillard Refrigerator". Scientific American, 1800.

- [17] Zentralamt für Meteorologie und Geodynamik: SStationen: Wien, Eisenstadt, Villach, Klagenfurt, Zwettl, Litschau, Innsbruck. Monatsmittelwerte der Temperatur, rel. Feuchte, Globalstrahlung und Diffusstrahlung für den Beobachtungszeitraum 1981-2000. Zusatz: Relativzahl Himmelsstrahlung/Globalstrahlung". Auftrag Nr.: 164/06. Wien, 2006.
- [18] Meteotest/J.Remund/S.Kunz: "Handbook METEONORM 5.0 - Edition 2003". Meteotest, Bern, 2004.
- [19] A.Mouchot: "Die Sonnenwärme und ihre industrielle Anwendung". Olynthus-Verlag, Oberbözing, 1987.
- [20] G.Hausladen/M.d.Saldanha/P.Liedl/C.Sager: "ClimaDesign. Lösungen für Gebäude die mit weniger Technik mehr können". Callwey-Verlag, München, 2005.
- [21] DIN 1946-2.
- [22] Österreichisches Normungsinstitut: "ÖNORM 6000, Teil 3". Österreichisches Normungsinstitut, Wien, 1995.
- [23] Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison:"TRNSYS 16 Documentation". PDF, 2004.
- [24] Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison:"TRNSYS 16 Documentation: Mathematical Reference.". PDF, 2004.
- [25] R.Perez/R.Stewart/R.Seals/T.Guertin:"The Development and Verification of The Perez Diffuse Radiation Model". Sandia Report SAND88-7030, (Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, 87185, USA), October 1988.
- [26] www.grammer-solar.de. 14.April 2006, 13:26.
- [27] H.M.Henning:"Modellierung des Verhaltens von Adsorptionskältemaschinen". 2004.
- [28] R.Clausius: "Über die bewegende Kraft der Wärme und die Gesetze, die sich daraus für die Wärmelehre selbst ableiten lassen". Pogg. Ann. Phys. Chem. 79(1850) 368, 500.
- [29] W.Heindl/T.Kornicki/A.Sigmund: „Erstellung halbsynthetischer Klimadatenätze für meteorologische Meßstationen, Forschungsbericht im Auftrag des Bundesministeriums für Wissenschaft und Forschung und dem Amt der NÖ-Landesregierung (1990)".
- [30] J.Thornton: Email Jeff Thornton (thornton@tess-inc.com), Thermal Energy System Specialists, 2916 Marketplace Drive - Suite 104, Madison WI 53719, 4.März 2006, 18:01 Uhr.
- [31] S.A.Klein: "Calculation of flat-plate loss coefficients". Solar Energy. Vol. 17. p. 79. 1975.
- [32] M.Neuhäuser, T.Selke: "Daumenwerte Kollektorfeldgröße für solare Kühlanlagen". Bericht, arsenal research, Geschäftsfeld Nachhaltige Energiesysteme, Giefingasse 2, 1210 Wien, Österreich. August 2005.
- [33] W.Demtröder: Experimentalphysik 2, p. 235 (2. Auflage)". Springer Verlag, 1995.
- [34] www.e-control.at
- [35] E.Podesser: "Desiccant-Klimatechnik mit Antriebswärme aus Sonne und Biomasse. Prototypanlage DEC-Ökopark Hartberg". AEE INTEC, Institut für Nachhaltige Technologien.

- [36] http://www.ovgw.at/wasser/themen/index_html?uid:int=294: 14.09.2008; 18:58.
- [37] <http://www.e-control.at/> / Strom / Zahlen, Daten, Fakten / Jahresreihen / Gesamte Elektrizitätsversorgung / Aufbringung: 12.09.2008; 19:14.
- [38] EN 15603 - Ökoinventare für Energiesysteme - ETH Zürich", 1996.