Diplomarbeit

Energieeinsparung durch thermische Sanierung und Entwicklung eines alternativen Konzepts zur Gebäudeheizung und -kühlung unter Einbindung von Solarem Kühlen in der Firma Harreither

Ausgeführt am Institut für

Energietechnik und Thermodynamik

der Technischen Universität Wien

unter der Anleitung von

Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heimo WALTER

durch

Lukas Raberger

[redacted]

[redacted]

[redacted]

Garsten, am 26. September 2018

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Einsparungspotenzial zweier Gebäude der Firma Harreither durch thermische Sanierung im Zuge eines Soll-Ist-Vergleichs der berechneten Norm-Heizlast untersucht. Es ergibt sich eine Reduktion um 31,04 %. Um eine weitere Primärenergieeinsparung zu erreichen, wird eine alternative bivalente Wärmeerzeugung unter Einbindung einer Wärmepumpenanlage für den Bivalenzpunkt bei 5 °C angedacht.
Im zweiten Teil dieser Arbeit wurde zuerst ein Überblick über gängige Technologien zur Solaren Kühlung geschaffen. Anschließend wurde für das Produktionsgebäude der Firma Harreither ein Konzept zur Solaren Kühlung, basierend auf dem kombinierten Einsatz einer Adsorptionskältemaschine mit Flächenkühlungssystemen und Flachkollektoren, erstellt. Dazu musste im Vorhinein die auftretende maximale Kühllast ermittelt werden. Um das notwendige Volumen des Heißwasserspeichers und die benötigte Anzahl der Flachkollektoren zu ermitteln, wurde, auf Basis von Messwerten der Globalstrahlung, eine Simulation der Speichertemperatur durchgeführt.

Abstract

This work investigates the savings potential caused by thermal rehabilitation of two buildings of the Harreither company. A target-actual comparison of the heating load shows that a reduction by 31.04 % of the actual heating load can be achieved. In order to further increase primary energy saving, an alternative concept based on a bivalent operating mode of two heat generators, one being a heat pump, is suggested for the bivalence point at five degrees Celsius.
At the beginning of the second part of this paper, there is an overview of common methods of the solar cooling of buildings. Subsequently, a concept has been developed for the solar cooling of the production building of the Harreither company using an adsorption cooler in combination with surface cooling systems and flat plate collectors. For this purpose, the maximum cooling load had to be calculated. In order to identify the needful capacity of the hot water tank and the amount of flat plate collectors, a simulation of the thermal behaviour of the hot water tank, based on measurements of the global radiation, was performed.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Ich versichere, dass ich diese Diplomarbeit selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe. Die Stellen der Arbeit, die anderen Werken dem Wortlaut oder dem Sinne nach entnommen sind, wurden in jedem Fall unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht. Dies gilt auch für beigegebene Zeichnungen, bildliche Darstellungen, Skizzen und dergleichen.

Garsten, am 26. September 2018 [redacted]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Danksagung

Zuerst möchte ich mich bei Herrn Dr. Walter für die engagierte fachliche Betreuung und für seine Zeit, die er sich auch oft kurzfristig für mich nahm, bedanken. Nur so war es möglich, diese Arbeit in der nun vorliegenden Form fertigzustellen.

Ganz besonderen Dank möchte ich auch Herrn Dr. Harreither aussprechen, der mir die Möglichkeit gab, diese Arbeit im Rahmen eines Praktikums in der Harreither GmbH zu schreiben. Vielen Dank für die Unterstützung und Zeit. Ich danke auch allen anderen Kollegen in der Firma Harreither für ihre Unterstützung.

An dieser Stelle möchte ich mich auch bei allen Personen bedanken, die mich im Laufe des gesamten Studiums unterstützt haben und auch dafür Verständnis hatten, dass ich oftmals meine Zeit nicht ihnen, sondern dem Studium widmete. Zu diesen Personen gehören vor allem Freunde, Familie und meine Freundin Stephanie. Ich freue mich, in Zukunft mehr Zeit mit euch verbringen zu können.

Ganz besonders hervorheben möchte ich dabei meine Eltern, die mir überhaupt erst ermöglicht haben, ein Studium zu beginnen und durch ihre Unterstützung an meinem Studienfortschritt maßgeblich beteiligt waren.

Schließlich gilt mein Dank meinem Bruder Stefan, der sich die Zeit genommen hat, um Korrektur zu lesen, und mir viele nützliche Tipps für eine bessere Formulierung mitgegeben hat.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis, Nomenklatur und Indizes **vii**

1 Einleitung **1**
1.1 Motivation 1
1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung 4

2 Thermodynamische Grundbegriffe **5**
2.1 Temperatur 5
2.2 Wärme 6
2.3 Innere Energie 6
2.4 Enthalpie 8

3 Grundlagen des Heizens und Kühlens **10**

4 Wärmetransportmechanismen **13**
4.1 Wärmeleitung 13
4.2 Konvektiver Wärmeübergang 14
4.3 Wärmestrahlung 16
4.4 Wärmedurchgang 18

5 Beschreibung der Gebäude **21**
5.1 Schichtaufbau und U-Werte 22
5.1.1 Produktionsgebäude 23
5.1.2 Halle Hitherm Compact 25
5.2 Hydraulik 25

6 Einsparungspotential durch thermische Sanierung **29**
6.1 Berechnung der Norm-Heizlast 29
6.2 Produktionsgebäude 33
6.3 Halle Hitherm Compact 36
6.4 Gesamteinsparung 36

7 Einfluss der Flächenheizung und -kühlung **38**
7.1 Energieeinsparung 38
7.2 Behaglichkeit und Operative (Empfundene) Raumtemperatur 39

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

8 Einbindung einer Wärmepumpen-Kaskade in die Heizung 41
8.1 Grundlagen des Wärmepumpenprozesses 43
8.2 Hydraulische Einbindung der Wärmepumpe 45
8.2.1 Betriebsarten der Wärmepumpe 45
8.2.2 Pufferspeicher 46
8.2.3 Warmwasserbereitstellung 47
8.2.4 Regelung 48

9 Kühllastberechnung 49
9.1 Grundlagen der Kühllastberechnung 49
9.2 Durchführung der Kühllastberechnung 52
9.2.1 Allgemeine Angaben 53
9.2.2 Definition der inneren Lasten 53
9.3 Ergebnisse der Kühllastberechnung 55

10 Einbindung von Solarthermie 57
10.1 Grundlagen solarer Strahlung 57
10.2 Solarkollektoren 62
10.2.1 Verluste und Wirkungsgrad von Solarkollektoren 63
10.2.2 Der eingesetzte Flachkollektor Solar Star S 2.4 67
10.2.3 Aufstellung 67
10.3 Messung der Sonneneinstrahlung 69

11 Solares Kühlen 70
11.1 Kälteerzeugung über geschlossene Systeme 71
11.2 Absorptionskältetechnik 74
11.2.1 Funktion einer Absorptionskältemaschine 75
11.2.2 Arbeitsstoffpaare 77
11.2.3 Ab- und Desorption 79
11.3 Adsorptionskältetechnik 80
11.4 Gegenüberstellung von AbKM und AdKM 86
11.5 Rückkühlung 87
11.6 Thermische Speicher 89
11.7 Solarkollektoren 91

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

12 Bestimmung der Anlagenkonfiguration **93**
12.1 Auswahl der TKM 93
12.2 Rückkühlwerk 94
12.3 Heißwasserspeicher und Anzahl der Solarkollektoren 94
12.3.1 Simulation der Speichertemperatur 94
12.3.2 Unsicherheiten und Grenzen des Modells 100
12.4 Kaltwasserspeicher 101
12.5 Hydraulikschema der Gesamtanlage 102
12.6 Regelungssystem UNIVERSUM-Homemanagement 104

13 Schlussfolgerung und Ausblick auf weitere Arbeiten **105**

Literaturverzeichnis **110**

Abbildungsverzeichnis **113**

Tabellenverzeichnis **114**

Anhang A **115**

Anhang B **118**

Anhang C **120**

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Abkürzungsverzeichnis, Nomenklatur und Indizes

Abkürzung	Bedeutung
AbKM	Absorptionskältemaschine
AdKM	Adsorptionskältemaschine
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
KKM	Kompressionskältemaschine
SGK	Sorptionsgestütztes Klimatisierungssystem
TKM	Thermisch angetriebene Kältemaschine
TRNSYS	Transient Systems Simulation
VBA	Visual Basic for Applications
WP	Wärmepumpe

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
A_{Ap}	Aperaturfläche des Kollektors	m^2
AM	Relative Luftmasse (Air Mass Factor)	-
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
$\dot{B}$	Anergiestrom	W
$\dot{B}_Q$	Anergie des Wärmestroms	W
C'	elektrische Kapazität	F
c	spez. Wärmekapazität	J/(kgK)
c_1	linearer Wärmeverlustkoeffizient	$W/(m^2K)$
c_2	quadratischer Wärmeverlustkoeffizient	$W/(mK)^2$
c_p	spez. Wärmekapazität bei konst. Druck	J/(kgK)
c_v	spez. Wärmekapazität bei konst. Volumen	J/(kgK)
E	Energie	J
$\dot{E}x$	Exergiestrom	W
$\dot{E}x_Q$	Exergie eines Wärmestroms	W
$\dot{E}x_V$	Exergieverluststrom	W
f_c	Korrekturfaktor für lineare Wärmebrücken	$W/(m^2K)$
g	Gravitationskonstante	m/s^2
H	Enthalpie	J

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

h	spez. Enthalpie	J/kg
h_a	Außenmaß eines Bauteils	m
h_i	Innenmaß eines Bauteils	m
I	Strahlungsintensität	W/m^2
I_{diff}	Diffuseinstrahlung	W/m^2
I_{dir}	Direkteinstrahlung	W/m^2
$I_{dir,extra}$	Extraterrestrische Einstrahlungsintensität	W/m^2
I_{glob}	Globaleinstrahlung	W/m^2
$I_{glob,K}$	Globaleinstrahlung in der Kollektorebene	W/m^2
I_{sc}	Solarkonstante	W/m^2
IAM	Winkeleinflussfaktor (Incidence Angle Modifier)	-
i	Stromstärke	A
L	charakteristische Länge	m
l	Länge	m
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
n	Anzahl	-
n_{min}	hygienischer Mindestluftwechsel	h^{-1}
Nu	Nußeltzahl	-
P	Leistung	W
p	Druck	Pa
Q	Wärme	J
$\dot{Q}$	Wärmestrom, Verlustwärmestrom	W
q	spez. Wärme	J/kg
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	W/m^2
R	Wärmedurchgangswiderstand	mK/W
R'	elektrischer Widerstand	Ω
r	Weg, Radius	m
$\dot{S}_{irr}$	Entropieproduktionsstrom	W/K
T	Temperatur	K
T_0	Temperatur des Eispunktes	K
T_u	Umgebungstemperatur	K
t	Zeit	s
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(mK)
U_k	Wärmedurchgangskoeffizient eines Bauteils	W/(mK)
U_{kc}	korrigierter Wärmedurchgangskoeffizient	W/(mK)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

U^*	innere Energie	J
u	elektrische Spannung	V
u^*	spez. innere Energie	J/kg
V	Volumen	m^3
$\dot{V}$	Volumenstrom	m^3/s
v	spez. Volumen	m^3/kg
W	Arbeit	J
w	Geschwindigkeit	m/s
X	Wasserdampfgehalt	-
x	Weg	m
y	Abstand	m
z	Höhe	m

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2K)$
$\bar{\alpha}$	Absorptionsvermögen	-
β	Neigungswinkel	°
γ	Azimutwinkel des Solarkollektors	°
γ_s	Sonnenazimutwinkel	°
ΔT	Temperaturdifferenz, Spreizung	K
Δt	Zeitschritt	s
δ	Dicke, Grenzschichtdicke	°
ε	Leistungszahl	-
ε_{mittel}	Arbeitszahl	-
$\bar{\varepsilon}$	Emissionsvermögen	-
η	Wirkungsgrad	-
θ	Inzidenzwinkel	°
θ_h	Höhenwinkel	°
θ_z	Zenitwinkel	°
ϑ	Celsius-Temperatur	°C
ϑ_e	Empfundene (operative) Temperatur	°C
Λ	Wellenlänge	m
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(mK)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

ξ	Massenanteil	-
ρ	Dichte	kg/m^3
$\bar{\rho}$	Reflexionsvermögen	-
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$W/(m^2K^4)$
$\bar{\tau}$	Transmissionsvermögen	-
Φ	(Norm-)Heizlast, Wärmeverlust, Kühllast	W
Φ_{HL}	Gesamte Heizlast eines Gebäudes	W
$\Phi_{KG,N}$	Nenn-Kühllast eines Gebäudes	W
Φ_{KR}	Kühllast eines Raums	W
$\Phi_{KR,A}$	Äußere Kühllast eines Raums	W
$\Phi_{KR,I}$	Innere Kühllast eines Raums	W
Φ_{RH}	Aufheizleistung	W
Φ_T	Transmissionswärmeverlust	W
Φ_V	Lüftungswärmeverlust	W
ϕ	Geographische Breite	°
Ψ	längenbezogener Wärmedurchgangskoefizient	W/(mK)

Indizes

Abkürzung	**Bedeutung**
0	Ausgangszustand
1, 2, ...	Zustand bzw. Ort 1, 2, ...
12	Zustandsänderung von Zustand 1 auf Zustand 2
Abs	Absorber
Antr	Antrieb
a	kältemittelarm
aus	aus dem Kontrollvolumen austretend
B	Bauteil
c	kapazitiv
chem	chemisch
d	Dampf
diff	diffus
dir	direkt
ein	in das Kontrollvolumen eintretend
el	elektrisch

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

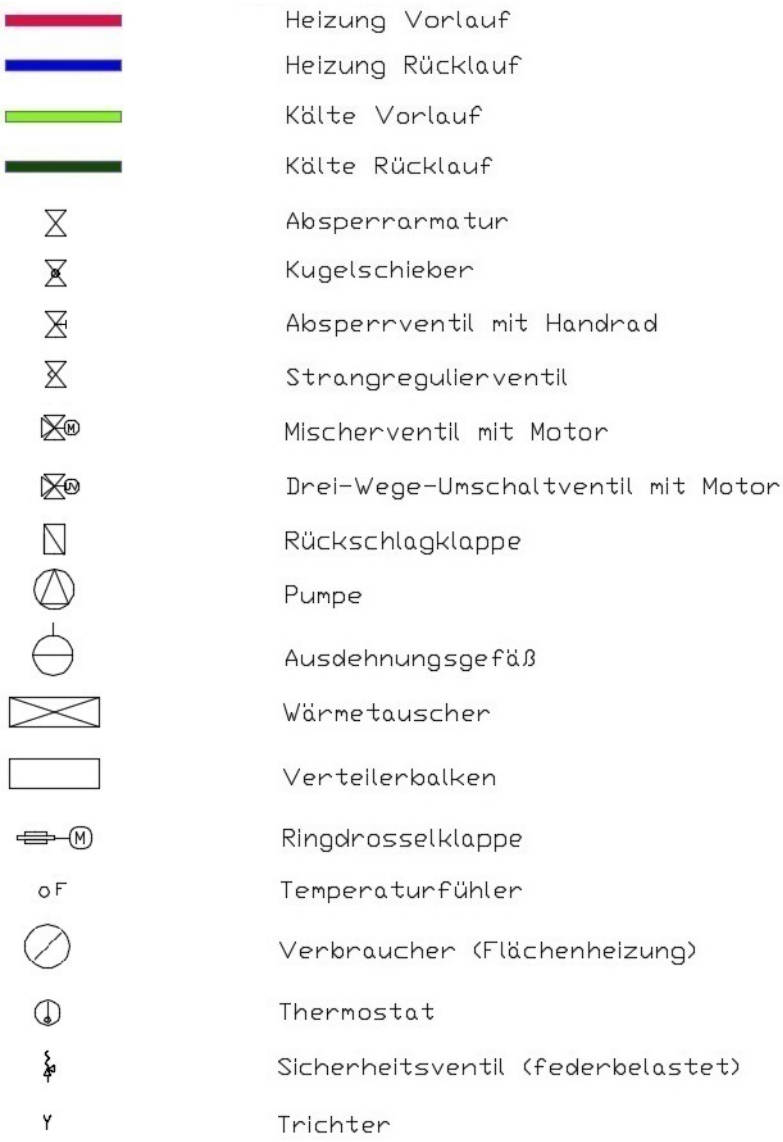
F	Fluid, Raumumschließungsflächen
f	Fensterrahmen
G	Solarglas
g	Glas, Verglasung
gb	Sprosse
ges	gesamt
H	Heizung, Himmel
$Hilfs$	bei Wärmestrom: Hilfswärmestrom (zusätzlich)
HR	Heizungsvorlauf
HV	Heizungsrücklauf
i	i-ter Raum
j	j-te Schicht
K	Kälte, Kondensator
$Koll$	Kollektor
kin	kinetisch
L	Luft
$nukl$	nuklear
opt	optisch
pot	potentiell
r	kältemittelreich
$Speicher$	thermischer Speicher
Str	Wärmestrahlung
s	schwarz
se	außen, außenseitig
si	innen, innen- bzw. raumseitig
$therm$	thermisch
V	Verdampfer
W	Wand, Wasser
$WL+K$	Wärmeleitung und Konvektion
WP	Wärmepumpe
WW	Warmwasser
w	Fenster (window)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Sonstige Zeichen

Symbol	Bedeutung
$\mathrm{d}X$	Differential von X
∂X	partielles Differential von X
∇	Differentialoperator

Legende für Anlagenschemen



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Eines der globalen Probleme unserer Gesellschaft besteht darin, eine klima- und umweltverträgliche Energieversorgung zu ermöglichen. Eine nachhaltige Energieversorgung beinhaltet die Berücksichtigung von gesellschaftlichen, ökologischen sowie ökonomischen Aspekten. Wesentliche Bausteine einer nachhaltigen Energiewirtschaft sind der sparsame und effiziente Umgang mit fossilen Energieträgern sowie die zunehmende Einbindung erneuerbarer Energiequellen. Eine nachhaltige Energiewirtschaft ist notwendig, um den in den Industriestaaten erreichten Lebensstandard weiterhin gewähren sowie Armut in den Entwicklungs- und Schwellenländern beseitigen und für eine höhere Lebensqualität sorgen zu können [35].

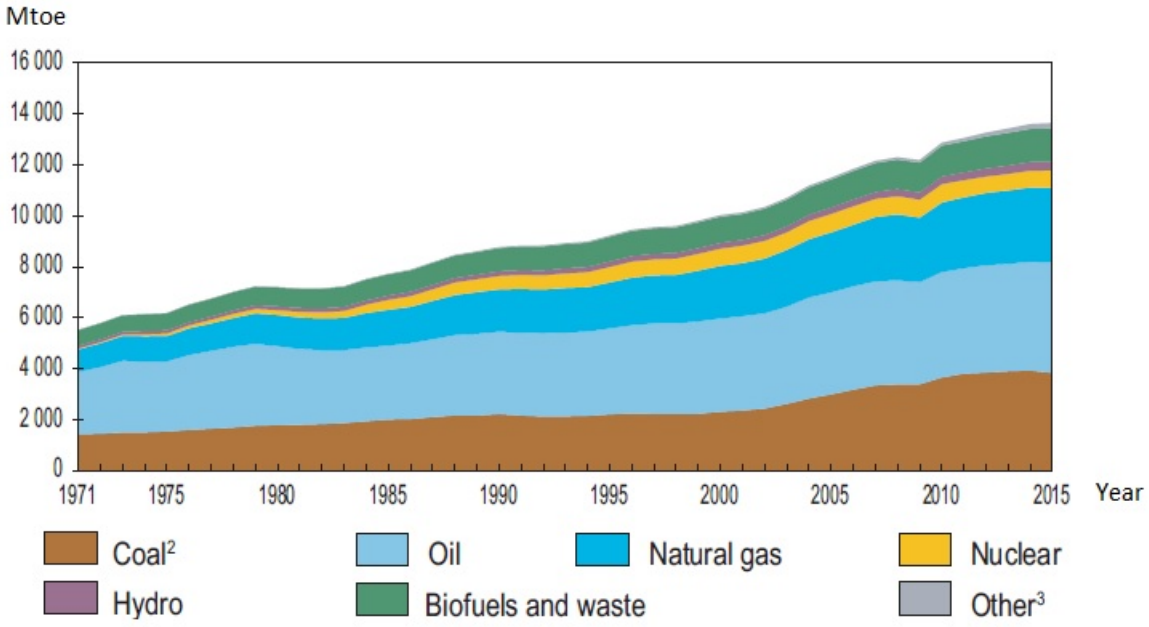


Abbildung 1: Weltweite Entwicklung des Primärenergieverbrauchs seit 1971 (modifiziert nach [1])

Abbildung 1 zeigt die weltweite Entwicklung der Primärenergiebereitstellung, aufgeschlüsselt nach der Art des Energieträgers und dargestellt in Mtoe (Megatonne Öleinheiten). Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Primärenergiebereitstellung seit dem Jahr 1971 von unter 6000 Mtoe auf einen Wert von 13647 Mtoe im Jahr

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

2015 gesteigert hat. Nach Angaben der Internationalen Energy Agency bestand die im Jahr 2015 verbrauchte Primärenergie zu 31,7 % aus Erdöl, zu 28,1 % aus Kohle, zu 21,6 % aus Erdgas und zu 4,9 % aus Kernkraft [1]. Das entspricht einem Anteil nicht erneuerbarer Energieträger von 86,3 % am totalen weltweiten Primärenergiebedarf, wobei die Energiequelle Müll hier noch nicht berücksichtigt wurde.

Zunehmende Bevölkerungszahlen sowie ein prognostiziertes globales Wirtschaftswachstum und der damit verbundene zunehmende Wohlstand werden sich auch in Zukunft in einem stetigen und schnellen Anstieg des Energiebedarfs auswirken [35]. Um die globale Erwärmung in Grenzen zu halten und die definierten umweltpolitischen Ziele zu erreichen, ist es notwendig, alternative Lösungen auch im Bereich der Gebäudeheizung und -kühlung zu finden.

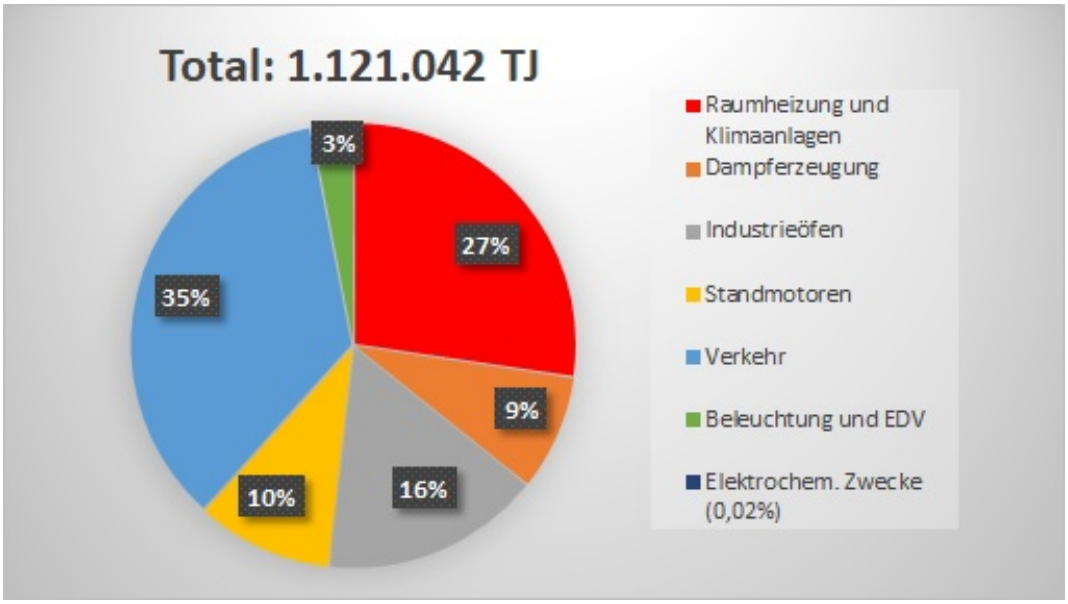


Abbildung 2: Energetischer Endverbrauch in Österreich im Jahr 2016, dargestellt nach Nutzenergiekategorien (eigene Darstellung nach [2])

In Abb. 2 ist der energetische Endverbrauch des Jahres 2016 in Österreich nach Nutzenergiekategorien dargestellt. Wie zu erkennen ist, macht die Raumheizung und -klimatisierung mit 27 % neben dem Verkehr und der benötigten Produktionsprozessenergie einen wesentlichen Anteil am Endenergieverbrauch in Österreich aus. In Abb. 3 werden diese 27 % bzw. 306392 TJ für die Raumheizung und -klimatisierung benötigte Energie nach ihren Energieträgern dargestellt. Es ist erkennbar, dass Na-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

turgas, das sowohl aus Erdgas als auch aus Biogas besteht, mit etwa 77 PJ den größten Anteil ausmacht. Fernwärme, die im Jahr 2015 nach dem Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus [41] zu rund 45 % aus erneuerbaren Energieträgern stammte, war im Jahr 2016 mit ca. 60 PJ der zweitgrößte Energieträger im Bereich Raumheizung und - klimatisierung. Neben Brennholz und elektrischer Energie gehört auch Gasöl zu den wichtigsten Energieträgern der für Raumheizung und -klimatisierung eingesetzten Endenergie.

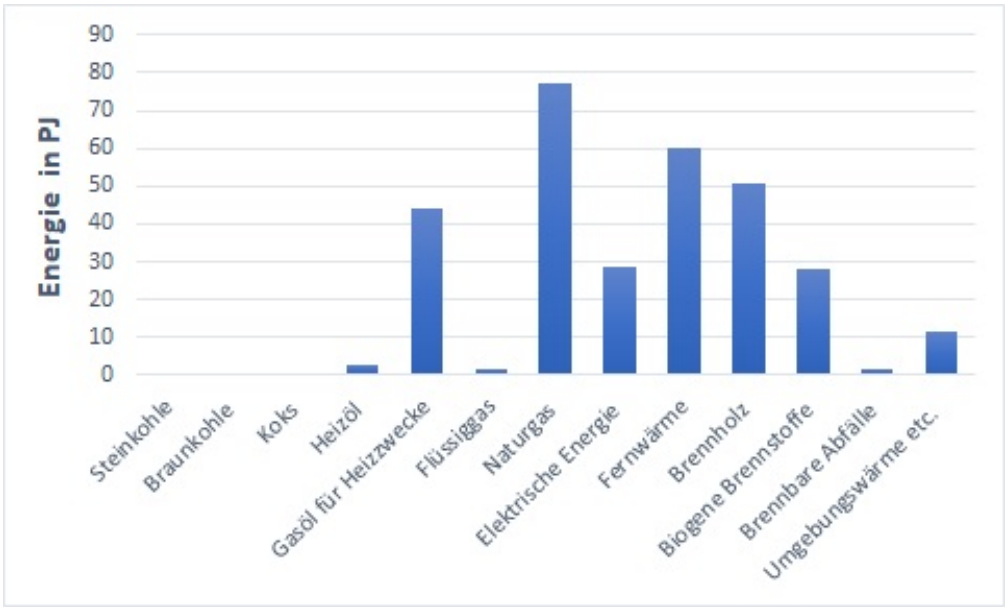


Abbildung 3: Eingesetzte Endenergie nach Energieträgern für Raumheizung und Klimaanlagen in Österreich 2016 (eigene Darstellung nach [2])

Die abgebildeten und beschriebenen Diagramme und Statistiken unterstreichen die Bedeutung des Einsatzes von erneuerbaren Energiequellen und effizienter Technologie im Bereich der Heizungs- und Klimatechnik.

Diese Arbeit soll einen Teil zum sparsameren Umgang mit Energie beitragen und beschäftigt sich auch mit dem Einsatz von regenerativen Energieträgern für Heizungs- und Klimatisierungsanwendungen.

Zur Erhöhung der Effizienz einer bestehenden Gebäudeheizung und -kühlung führt als erster und einfachster Schritt eine Sanierung des Gebäudes. Der Einsatz von Flächenheizungs- und Flächenkühlungssystemen anstelle der üblichen Radiatorhei-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

zungen bzw. Klimaanlagen ist diesbezüglich von besonderer Bedeutung, da sie Räume und Gebäude bei gleicher empfundener Raumtemperatur wesentlich effizienter wärmen bzw. kühlen können (siehe Kap. 7). In Kombination mit einer Wärmepumpe lässt sich so zum Beispiel eine ressourcensparende Wärme- und Kälteversorgung erreichen. Durch Installation einer solaren Kühlung kann im Vergleich zu einer konventionellen Kompressionskältemaschine eine zusätzliche, nicht unwesentliche Einsparung an Primärenergie und eine Verringerung der Schadstoffemission erzielt werden [47].

1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit soll das Einsparungspotential durch thermische Sanierung zweier Gebäude am Standort Oberland der Firma Harreither ermittelt werden. Zu diesem Zweck wurde eine Heizlastberechnung für den Ist- sowie für den Soll-Zustand nach erfolgter Sanierung durchgeführt und die Einsparung anhand der Differenz bestimmt. Eine weitere Primärenergieeinsparung soll durch ein alternatives Konzept für die Heizung und Kühlung der betrachteten Gebäude ermöglicht werden. Solch ein Konzept soll im Rahmen dieser Arbeit erstellt werden, wobei vor allem auf die Möglichkeit einer solaren Kühlung der Büroräume im Produktionsgebäude eingegangen wird. Diesbezüglich muss zuerst der Kühlbedarf des betrachteten Gebäudeteils ermittelt werden. Es soll ein Überblick über gängige Technologien zur Solaren Kühlung geschaffen und für den spezifischen Anwendungsfall (Solare Wärmebereitstellung über Flachkollektoren und Kälteeinbringung in die Räume mittels Flächenkühlsysteme) die optimale Technologie ausgewählt werden. Auf Basis der ausgewählten thermisch angetriebenen Kältemaschine soll die zu installierende Fläche an Solarkollektoren sowie die Kapazität des thermischen Speichers bestimmt werden.
Ziel dieser Arbeit ist es, Primärenergieeinsparungen im Bereich der Heizung und Kühlung eines Gebäudes zu ermöglichen bzw. abzuschätzen und damit eine fundierte Entscheidungsbasis für die Investition zu schaffen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

2 Thermodynamische Grundbegriffe

In diesem Kapitel sollen die im Rahmen dieser Arbeit bedeutsamen thermodynamischen Grundbegriffe vorgestellt werden. Dabei werden im Hinblick auf den praktischen Teil dieser Arbeit vor allem jene Größen und Zusammenhänge dargestellt, die für ein besseres Verständnis von Bedeutung sind.

2.1 Temperatur

Die Temperatur gibt Auskunft über das thermische Gleichgewicht zweier Systeme. Haben die Systeme die gleiche Temperatur, so befinden sie sich im thermischen Gleichgewicht zueinander und zwischen ihnen findet kein Wärmeaustausch statt. Haben sie verschieden hohe Temperaturen, herrscht ein thermischer Ungleichgewichtszustand und es kommt zum Wärmeaustausch zwischen den beiden Systemen [3].

Die Temperatur eines Systems kann über ein Thermometer gemessen werden. Dazu muss sich dieses im thermischen Gleichgewicht mit dem System befinden. Um diese Systemtemperatur anzugeben, wurden in der Vergangenheit verschiedene empirische Temperaturskalen definiert. Dazu müssen die Fixpunkte einer Skala festgelegt werden, wozu in der Regel die Schmelz- bzw. Siedepunkte bestimmter Stoffe dienen [3].

Die Celsius-Temperaturskala ist durch die Fixpunkte 0 °C, dem Gefrierpunkt von Wasser, sowie durch 100 °C, dem Siedepunkt von Wasser, jeweils bei einem Druck von 1013,25 hPa festgelegt [16]. Die Temperatur, angegeben in der Celsius-Skala, wird in dieser Arbeit mit dem griechischen Buchstaben ϑ bezeichnet.

Die absolute Temperatur T basiert im Gegenteil zur Celsius-Temperatur auf keiner empirischen Temperaturskala. Ihr Nullpunkt ist durch ein Naturgesetz, dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik, festgelegt. Sie wird auch als thermodynamische Temperatur bezeichnet und in Kelvin angegeben. Es gilt der Zusammenhang

$$\vartheta := T - T_0 = T - 273,15\ \mathrm{K}, \tag{2.1}$$

wobei T_0 der thermodynamischen Temperatur des Eispunktes entspricht [3].

In der kinetischen Gastheorie stellt die absolute Temperatur ein Maß für die kinetische Energie eines idealen Gases dar [16].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

2.2 Wärme

„Wärme ist Energie, die allein auf Grund eines Temperaturunterschieds zwischen einem System und seiner Umgebung (oder zwischen zwei Systemen) über die gemeinsame Systemgrenze übertragen wird“ [3].

Wärme tritt somit nur bei einem thermischen Ungleichgewichtszustand auf. Sie ist eine Form von Energie und fließt nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik immer entgegen dem Temperaturgradienten vom wärmeren zum kälteren System. Diese Art der Energieübertragung geschieht so lange, bis der Zustand thermischen Gleichgewichts hergestellt ist. Da die Wärme Q eine Form von Energie ist, besitzt sie die Einheit Joule. Die Wärmemenge, die pro Sekunde über die Systemgrenze übertragen wird, wird als Wärmestrom $\dot{Q}$ oder Wärmeleistung bezeichnet und besitzt die Einheit Watt.

Die Wärmestromdichte bzw. der spezifische Wärmestrom $\dot{q}$ ist dabei jener Wärmestrom, der durch eine Fläche von einem Quadratmeter fließt,

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \,. \tag{2.2}$$

Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik setzt die Änderung der inneren Energie eines geschlossenen Systems mit der zu- oder abgeführten Wärme und der Volumenänderungsarbeit in Beziehung [3],

$$U_2^* - U_1^* = Q_{12} + W_{12}. \tag{2.3}$$

Wärme und Arbeit sind somit Prozessgrößen. Wärme tritt nur an der Grenze zwischen zwei Systemen auf und nicht innerhalb eines geschlossenen Systems. Die im System gespeicherte Energie darf somit nicht als Wärme oder Wärmeinhalt bezeichnet werden. Im Systeminneren existiert keine Wärme, sondern innere Energie [11, 16].

2.3 Innere Energie

Die innere Energie U^* bildet neben kinetischer und potentieller Energie einen Teil der in einem thermodynamischen System gesamt enthaltenen Energie,

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

$$E_{ges} = U^* + E_{kin} + E_{pot}. \tag{2.4}$$

Sie kann weiter in einen Anteil thermischer, chemischer und nuklearer innerer Energie unterteilt werden,

$$U^* = U^*_{therm} + U^*_{chem} + U^*_{nukl}, \tag{2.5}$$

wobei die thermische innere Energie U^*_{therm} die potentielle und kinetische Energie der Molekularbewegung beinhaltet [3]. Chemische und nukleare innere Energie bleiben für einfache thermodynamische Betrachtungen, wie sie im Rahmen dieser Arbeit angestellt werden, konstant und spielen somit bei der Beschreibung von Zustandsänderungen keine Rolle. Die thermische innere Energie eines Systems ist abhängig von dessen Temperatur und dem spezifischen Volumen, also von zwei intensiven Zustandsgrößen. Der Zusammenhang $u^* = u^*(T, v)$ ist ein Materialgesetz und wird als kalorische Zustandsgleichung bezeichnet [3]. Mithilfe des 2. Hauptsatzes der Thermodynamik lässt sich dieser Zusammenhang zu

$$\mathrm{d}u^* = \left(\frac{\partial u^*}{\partial T}\right)_v \mathrm{d}T + \left(\frac{\partial u^*}{\partial v}\right)_T \mathrm{d}v \tag{2.6}$$

herleiten, wobei

$$c_v(T, v) = \left(\frac{\partial u^*}{\partial T}\right)_v \tag{2.7}$$

die spezifische isochore Wärmekapazität bezeichnet. Für inkompressible Medien bleibt das spezifische Volumen konstant und man erhält

$$u^*(T_2) - u^*(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\mathrm{d}T \tag{2.8}$$

für die Änderung der spezifischen inneren Energie [3].
Für kleine Temperaturdifferenzen kann die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität näherungsweise vernachlässigt werden[1] und man erhält

$$u^*_2 - u^*_1 = c_v(T_2 - T_1). \tag{2.9}$$

[1] gilt für gewisse Temperaturniveaus auch für größere Temperaturdifferenzen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

2.4 Enthalpie

Im Falle eines offenen Systems kann Energie nicht nur durch Wärme oder Arbeit, sondern auch durch Zufuhr der mit einer zugeführten Masse mitgeführten Energie geändert werden [29]. Der 1. Hauptsatz für ein offenes System lässt sich auch als Leistungsbilanzgleichung anschreiben [3]:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + P + \sum_{ein} \dot{m}_{ein}(h_{ein} + \frac{w_{ein}^2}{2} + gz_{ein}) - \sum_{aus} \dot{m}_{aus}(h_{aus} + \frac{w_{aus}^2}{2} + gz_{aus}). \quad (2.10)$$

h entspricht dabei der mit einem Massenstrom mitgeführten spezifischen Enthalpie, einer intensiven Zustandsgröße, für die gilt:

$$h = u^* + pv. \quad (2.11)$$

Ebenso wie die innere Energie hängt die spezifische Enthalpie von zwei unabhängigen Zustandsgrößen ab. Das Materialgesetz $h = h(T, p)$ wird wiederum als kalorische Zustandsgleichung bezeichnet [3]. In Analogie zu Gl. (2.6) ergibt sich folgender funktionaler Zusammenhang:

$$\mathrm{d}h = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \mathrm{d}T + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T \mathrm{d}p, \quad (2.12)$$

wobei

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \quad (2.13)$$

als spezifische isobare Wärmekapazität bezeichnet wird. Mit der spezifischen isobaren Wärmekapazität können Enthalpiedifferenzen zwischen Zuständen gleichen Drucks nach

$$h(T_2, p) - h(T_1, p) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T, p)\mathrm{d}T \quad (2.14)$$

bzw. unter Vernachlässigung der Temperaturabhängigkeit von c_p (analog zu Abschn. 2.3) nach

$$h(T_2, p) - h(T_1, p) = c_p(T_2 - T_1) \quad (2.15)$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

berechnet werden [3].

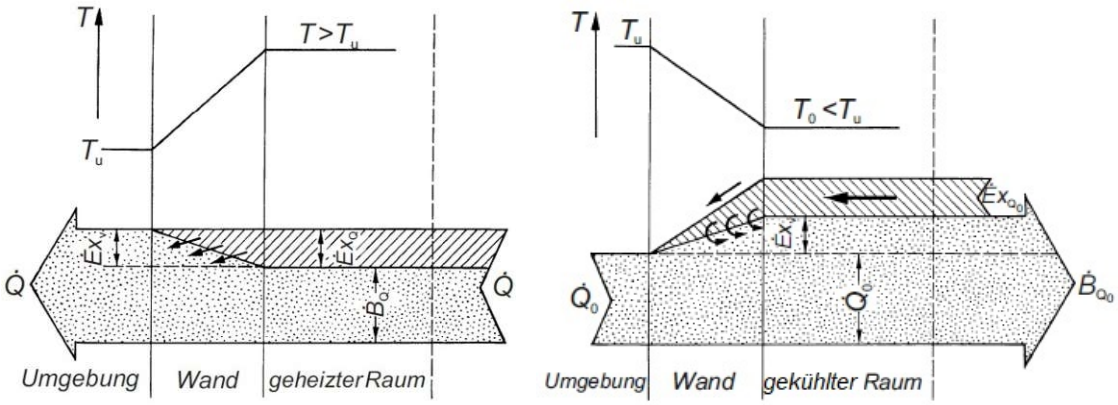
Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

3 Grundlagen des Heizens und Kühlens

In diesem Abschnitt soll, angelehnt an [3], eine thermodynamische Betrachtung der Prozesse „Heizen“ sowie „Kühlen“ erfolgen.

Beim Heizen bzw. Kühlen soll ein thermodynamisches System (Raum bzw. Gebäude) auf einer konstanten Temperatur gehalten werden, die sich von der Umgebungstemperatur T_u unterscheidet.

Im Heizfall liegt die Systemtemperatur über der Umgebungstemperatur $T > T_u$. Aufgrund des thermischen Ungleichgewichts verlässt ein Wärmestrom das System als „Wärmeverlust“ durch die Wand. Um die Systemtemperatur konstant zu halten, muss dieser Wärmeverlust durch die Heizleistung $\dot{Q}$ kontinuierlich ersetzt werden.



(a) Heizfall (b) Kühlfall

Abbildung 4: Wärmestrom durch eine Wand (modifiziert nach [3])

Der durch die Wand strömende Wärmestrom besteht aus einem Anteil Exergie, dem Exergieverluststrom $\dot{E}x_V$, der sich im Zuge des irreversiblen Wärmedurchgangs durch die Wand in Anergie umwandelt und über

$$\dot{E}x_V = T_u \dot{S}_{irr} = T_u \frac{T - T_u}{T T_u} \dot{Q} = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) \dot{Q} \tag{3.1}$$

ausgedrückt werden kann. Der Exergiegehalt des Heizwärmestroms muss diesen Exergieverluststrom ersetzen, er muss also von gleicher Größe sein:

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

$$\dot{E}x_Q = \dot{E}x_V = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right)\dot{Q}. \tag{3.2}$$

Neben dem Exergieverluststrom geht auch Anergie aus dem Raum an die Umgebung verloren und muss somit ebenfalls durch einen zuzuführenden Anergiestrom

$$\dot{B}_Q = \frac{T_u}{T}\dot{Q} \tag{3.3}$$

ersetzt werden.
Abbildung 4(a) zeigt den Heizwärmestrom $\dot{Q}$, bestehend aus dem Exergiestrom $\dot{E}x_Q$ und dem Anergiestrom $\dot{B}_Q$, der einem zu heizenden Raum zugeführt werden muss, um den Wärmeverlust an die Umgebung zu kompensieren. Die Höhe des zuzuführenden Wärmestroms entspricht dem Verlustwärmestroms durch die Gebäudehülle. Je kleiner dieser Verlustwärmestrom, desto kleiner ist also auch die zuzuführende Heizleistung.

Bei der Kühlung eines Raums liegt das Temperaturniveau des zu kühlenden Raumes niedriger als das Umgebungstemperaturniveau $T_0 < T_u$. Durch die diabate Wand gelangt ein Wärmestrom $\dot{Q}_0$ in den zu kühlenden Raum, welcher kontinuierlich abgeführt werden muss, um die Temperatur im Raum konstant zu halten. Dieser eintretende Wärmestrom besteht ausschließlich aus Anergie.
Die abzuführende Kälte- bzw. Kühlleistung $\dot{Q}_0$ besteht aus dem in den Raum eindringenden Anergiestrom $\dot{B}_{Q_0}$ sowie aus dem durch die Kühlung zuzuführenden Exergiestrom $\dot{E}x_{Q_0}$. Dieser zugeführte Exergiestrom wandelt sich infolge des irreversiblen Wärmeübergangs in der Wand in Anergie um, welche zusätzlich abgeführt werden muss. Der bei der Kühlung abzuführende Wärmestrom (Kühlleistung) $\dot{Q}_0 < 0$ setzt sich somit additiv aus dem eindringenden Anergiestrom

$$\dot{B}_{Q_0} = \frac{T_u}{T_0}\dot{Q}_0 \tag{3.4}$$

und dem zuzuführenden Exergiestrom

$$\dot{E}x_{Q_0} = \left(1 - \frac{T_u}{T_0}\right)\dot{Q}_0 \tag{3.5}$$

zusammen. Abbildung 4(b) veranschaulicht diesen Sachverhalt.

In der Realität treten neben dem beschriebenen Wärmestrom durch die Wände auch

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Wärmeströme aufgrund von Lüftung bzw. Undichtigkeiten in Form eines konvektivem Enthalpietransports auf. Im Kühlfall muss zusätzlich Wärme aufgrund innerer Wärmequellen abgeführt werden. Mehr dazu in Kap. 6 bzw. in Kap. 9.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

4 Wärmetransportmechanismen

Wie in Kap. 2 bereits beschrieben, fließt Wärme nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik entgegen dem Temperaturgradienten immer vom wärmeren zum kälteren System. Es wird jedoch keine Aussage darüber gemacht, auf welche Weise der Wärmetransport dabei stattfindet. Um den in Kap. 3 genannten Verlustwärmestrom besser erfassen zu können, wird nun auf die Wärmetransportmechanismen - generell und besonders im Hinblick auf den Wärmestrom durch eine Wand - näher eingegangen.

Grundsätzlich gibt es drei verschiedene Wärmetransportmechanismen: Wärmeleitung, den konvektiven Wärmetransport bzw. Wärmeübergang und Wärmestrahlung. Im Folgenden werden kurz die Grundlagen der drei Transportmechanismen behandelt.

4.1 Wärmeleitung

Als Wärmeleitung wir der Energietransport bezeichnet, der aufgrund eines im Material vorhandenen Temperaturgradienten zwischen benachbarten Molekülen stattfindet [4]. Der Wärmetransport tritt dabei nur in strahlungsundurchlässigen Festkörpern in Form von reiner Wärmeleitung auf. In Gasen und Flüssigkeiten läuft der Wärmetransport neben der Wärmeleitung auch durch Konvektion und Wärmestrahlung ab.

Es wird zwischen stationärer und instationärer Wärmeleitung unterschieden. Bleibt die für die Wärmeleitung verantwortliche Temperaturdifferenz, die sogenannte treibende Temperaturdifferenz, über die Zeit konstant, so ergibt sich auch ein konstanter Wärmestrom und man spricht von stationärer Wärmeleitung [8].

Die Wärmestromdichte, die sich aufgrund stationärer Wärmeleitung ergibt, kann durch das von J. B. Fourier im Jahr 1822 angegebene Grundgesetz beschrieben werden [4],

$$\dot{q} = -\lambda \nabla \vartheta. \tag{4.1}$$

Die auftretende Proportionalitätskonstante λ wird als Wärmeleitfähigkeit bezeichnet und ist ein werkstoffspezifischer temperatur- und druckabhängiger Wert. Die Druckabhängigkeit wird nur bei Gasen und Flüssigkeiten beachtet, die Temperaturabhängigkeit ist meist nicht sehr stark ausgeprägt, sodass sie vernachlässigt werden kann [4].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Zur Isolation von Gebäuden werden Dämmmaterialien mit sehr kleinen Werten für die Wärmeleitfähigkeit eingesetzt, um den Wärmetransport zwischen Innen- und Außenbereich möglichst klein zu halten.

In Abb. 5 sind die Temperaturverläufe bei der Wärmeleitung durch eine ebene Wand sowie durch ein Rohr dargestellt.

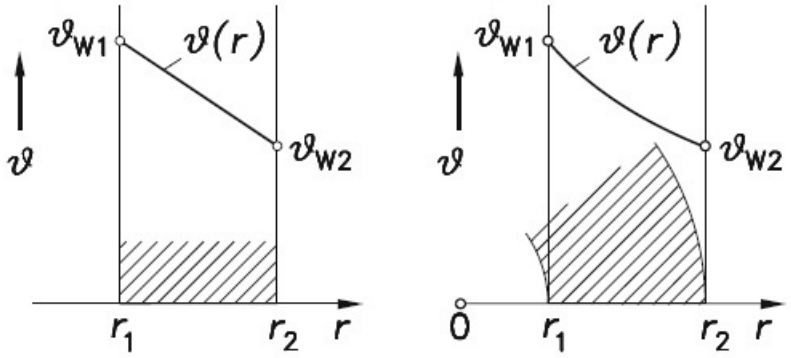


Abbildung 5: Temperaturverläufe bei der Wärmeleitung durch eine ebene Wand und durch ein Rohr [4]

Ändert sich dagegen eine der beiden Temperaturen (Aufheiz- oder Abkühlvorgang) aufgrund einer Änderung der Wärmestromdichte, so bezeichnet man diese Art der Wärmeleitung als instationäre Wärmeleitung [8]. Sie kann durch die Differentialgleichung

$$\frac{\partial \vartheta(t,x)}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \vartheta(t,x)}{\partial x^2} \tag{4.2}$$

beschrieben werden, wobei

$$a = \frac{\lambda}{c\rho} \tag{4.3}$$

als Temperaturleitfähigkeit bezeichnet wird. Sie ist eine Stoffeigenschaft und bestimmt den zeitlichen Verlauf eines Abkühl- oder Aufheizvorganges [8].

4.2 Konvektiver Wärmeübergang

Bei der Wärmeübertragung zwischen einer festen Wand und einem strömenden Fluid findet neben der Wärmeleitung zwischen Wand und Fluid außerdem ein Enthalpie-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

transport durch das bewegte Fluid in der Strömung statt. Als konvektiver Wärmeübergang wird somit die Überlagerung der Wärmeübertragung durch Wärmeleitung und konvektivem Enthalpietransport in der Strömung bezeichnet [4].
Der Wärmeübergang wird maßgeblich von der Wärmeleitung und der wandnächsten Schicht des strömenden Fluids, der sogenannten Grenzschicht, beeinflusst. Innerhalb dieser Grenzschicht steigt die parallel zur Wand gerichtete Komponente der Strömungsgeschwindigkeit mit zunehmendem Wandabstand vom Wert null (Haftbedingung an der Wand) beinahe bis zum Maximalwert in der Kernströmung. Ähnliches gilt für den Verlauf der Temperatur mit zunehmendem Wandabstand. An der Wand entspricht die Temperatur des Fluids der Wandtemperatur ϑ_W, außerhalb der Grenzschicht besitzt sie den Wert ϑ_F. Aufgrund der Temperaturdifferenz $\vartheta_W - \vartheta_F$ kommt es zum Wärmetransport zwischen Wand und Fluid [4]. Dieser Sachverhalt ist in Abb. 6 dargestellt. In diesem Fall ist die Wandtemperatur höher als die Fluidtemperatur. Ein Anwendungsbeispiel für diesen Sachverhalt findet man im Wärmeübergang von der Außenwand eines Gebäudes an die Umgebungsluft in der Heizperiode.

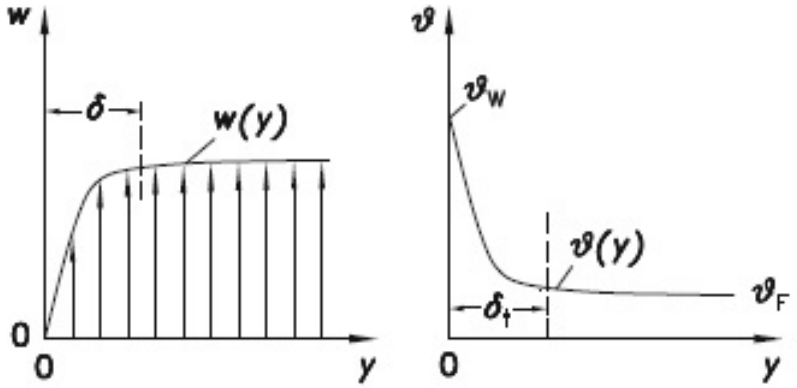


Abbildung 6: Geschwindigkeits- und Temperaturprofil an einer umströmten Wand [4]

Die Wärmestromdichte $\dot{q}$ an der Wand hängt dabei vom Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld ab und kann durch Einführung des Wärmeübergangskoeffizienten α, der nach

$$\alpha := \frac{\dot{q}}{\vartheta_W - \vartheta_F} \tag{4.4}$$

definiert ist, wie folgt berechnet werden:

$$\dot{q} = \alpha(\vartheta_W - \vartheta_F). \tag{4.5}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Der Wärmeübergangskoeffizient setzt also, ähnlich der Wärmeleitfähigkeit, die Wärmestromdichte mit dem Temperaturgradienten in Beziehung und gibt somit Auskunft über die Höhe des Wärmestromes.

Bezieht man nun den tatsächlich vorhandenen Wärmestrom auf einen (fiktiven) Wärmestrom, der bei reiner Wärmeleitung auftreten würde, so erhält man eine dimensionslose Kenngröße für den konvektiven Wärmeübergang - die Nußelt-Zahl [29],

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda}. \tag{4.6}$$

Bezüglich der Entstehungsursache von Konvektion wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden.
Freie Konvektion beruht auf den durch Temperaturunterschiede im Fluid hervorgerufenen Dichteunterschieden. Fluidschichten mit kleinerer Dichte steigen auf, wohingegen jene mit größerer Dichte absinken. Es kommt also zu natürlichen Ausgleichsströmungen im Fluid. Die Temperaturdifferenz bewirkt außerdem die Bildung einer Temperatur- und Strömungsgrenzschicht in der Strömung [8].
Bei **erzwungener Konvektion** werden durch äußere Einwirkung Druckunterschiede im Fluid verursacht, wodurch sich eine Strömung einstellt [8]. Ein typischer Anwendungsfall erzwungener Konvektion ist eine Druckerhöhung durch einen Ventilator.

4.3 Wärmestrahlung

Jeder Körper, dessen Temperatur über dem absoluten Nullpunkt liegt, gibt Energie in Form von Wärmestrahlung durch das Aussenden elektromagnetischer Wellen an seine Umgebung ab. Strahlungsemission bedeutet also die Umwandlung von innerer Energie des Körpers in Energie, die durch elektromagnetische Wellen forttransportiert wird [4].

Ein so genannter „schwarzer Körper“ ist in der Lage bei einer festgelegten Temperatur Strahlen mit maximaler Intensität zu emittieren. Die Wärmestromdichte, die von einem solchen schwarzen Körper ausgeht, kann nach dem auf Stefan und Boltzmann zurückzuführenden Naturgesetz,

$$\dot{q}_s = \sigma T^4, \tag{4.7}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

beschrieben werden und hängt von der vierten Potenz der Temperatur des schwarzen Körpers ab [4]. σ wird als Stefan-Boltzmann-Konstante bezeichnet und beträgt

$$\sigma = (5,670400 \pm 0,00004)10^{-8} \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K^4}}. \tag{4.8}$$

Das Emissionsvermögen realer Körper hängt von den Eigenschaften des Körpers ab und wird durch das Emissionsverhältnis $\bar{\varepsilon}$ beschrieben. Die Wärmestrahlung, die ein (nicht-schwarzer) Körper aussendet, entspricht der durch das Emissionsvermögen ($\bar{\varepsilon} \leq 1$) verringerten Wärmestrahlung eines schwarzen Körpers gleicher Temperatur und kann durch

$$\dot{q} = \bar{\varepsilon}\sigma T^4 \tag{4.9}$$

ausgedrückt werden [4].
Elektromagnetische Wellen, die auf einen Körper auftreffen, werden von diesem je nach seinen Eigenschaften teilweise reflektiert, durchgelassen oder absorbiert. Für die Summe aus absorbiertem Anteil (Absorptionsverhältnis $\bar{\alpha}$), durchgelassenem Anteil $\bar{\tau}$ und reflektiertem Anteil $\bar{\rho}$ gilt immer [8]:

$$\bar{\alpha} + \bar{\tau} + \bar{\rho} = 1 \tag{4.10}$$

Die von einem Körper absorbierte Strahlungsenergie wird wiederum in innere Energie des Körpers umgewandelt und erhöht dessen Temperatur.

Wärmestrahlung bewirkt eine besondere Art der Wärmeübertragung, die als Strahlungsaustausch bezeichnet wird [4]. Beim Strahlungsaustausch zwischen einem wärmeren und einem kälteren Körper gibt nicht nur der wärmere Körper Energie an den kälteren ab, sondern es sendet auch der kältere einen Wärmestrom, der durch Gl. (4.9) mit der Temperatur des Körpers bestimmt werden kann, aus. Die Wärmestromdichte, die zwischen zwei strahlungsundurchlässigen ($\bar{\rho} = 0$) parallelen nicht-schwarzen Wänden unendlicher Ausdehnung (bzw. gleicher Fläche) übertragen wird, kann durch

$$\dot{q}_{12} = \dot{q}_{aus,1} - \dot{q}_{ein,1} = \frac{\bar{\alpha}_2\bar{\varepsilon}_1\sigma T_1^4 - \bar{\alpha}_1\bar{\varepsilon}_2\sigma T_2^4}{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 - \bar{\alpha}_1\bar{\alpha}_2} \tag{4.11}$$

beschrieben werden [29].

Für den Strahlungstransport selbst ist kein Medium erforderlich, Strahlungsaustausch

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

zwischen zwei Körpern ist also auch im Vakuum möglich und kann zwischen zwei Körpern großer Distanz, wie beispielsweise Sonne und Erde, stattfinden [4]. Während die auf einen opaken Festkörper treffende Strahlung von diesem in oberflächennahen Schichten (im Bereich weniger Mikrometer) absorbiert wird, findet bei Gasen und Flüssigkeiten, aber auch bei transparenten Festkörpern, Strahlungstransmission statt. Emission und Absorption sind bei Gasen oder Flüssigkeiten keine Oberflächen- sondern volumetrische Effekte [4].

4.4 Wärmedurchgang

Betrachtet man die Außenwand eines Hauses, so trennt diese (in der Heizperiode) die warme Innenluft von der kalten Außenluft. Dabei geht Wärme von der warmen Innenluft an die Wand über, wird in dieser weitergeleitet und geht an der Außenseite der Wand auf die kalte Außenluft über. Die treibende Kraft für den Wärmefluss ist die bereits erwähnte treibende Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien. Der beschriebene Anwendungsfall einer seriellen Schaltung von Wärmeübergangs- und Wärmeleitungsvorgängen wird als Wärmedurchgang bezeichnet [4].

In Abb. 7 ist ein solcher Anwendungsfall am Beispiel einer dreischichtigen Wand dargestellt.

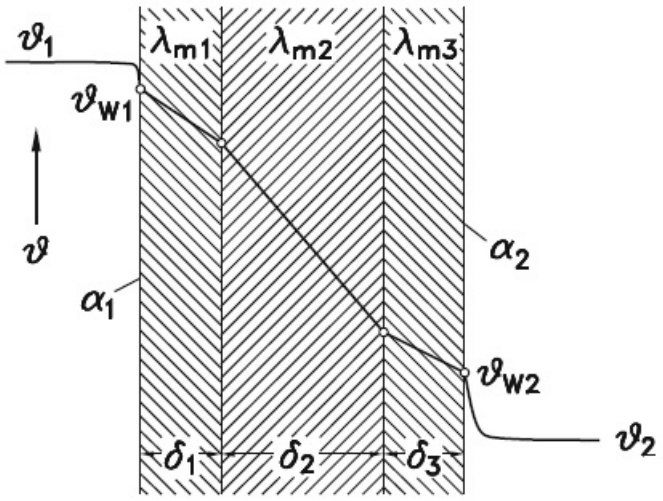


Abbildung 7: Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang durch eine ebene Wand [4]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Der Wärmestrom $\dot{Q}$, der vom Innenbereich mit der Temperatur ϑ_1 über die Wand mit der Fläche A auf den Außenbereich mit der Temperatur $\vartheta_2 < \vartheta_1$ übertragen wird, kann über den empirischen Ansatz

$$\dot{Q} = UA(\vartheta_1 - \vartheta_2) \tag{4.12}$$

berechnet werden. Der Wärmedurchgangskoeffizient U, häufig auch mit k bezeichnet, stellt den Wärmestrom in Watt dar, der ein Bauteil mit einer Fläche von 1 m^2 bei 1 Kelvin Temperaturdifferenz durchquert [26]. Er setzt sich aus dem konvektiven Wärmeübergang an beiden Seiten der Wand, gekennzeichnet durch die Wärmeübergangskoeffizienten α_j, sowie aus der Wärmeleitung in den verschiedenen Schichten, gekennzeichnet durch die Wärmeleitfähigkeiten λ_j und Dicken d_j der Schichten, zusammen und kann nach

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma\frac{d_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2}} \tag{4.13}$$

bestimmt werden.

Um U-Werte von mehrschichtigen Bauteilen leichter berechnen zu können, ist eine Modellierung des Problems über den Wärmedurchgangswiderstand R nicht unüblich. Er entspricht dem Kehrwert des Wärmedurchgangskoeffizienten eines Bauteils,

$$R = \frac{1}{U}. \tag{4.14}$$

Der Wärmedurchgangswiderstand setzt sich bei einem mehrschichtigen Bauteil aus den Wärmedurchgangswiderständen der einzelnen Baustoffschichten sowie aus dem innen- und außenseitigen Wärmeübergangswiderstand an die Umgebungsluft zusammen [32],

$$R = R_{si} + R_1 + R_2 + ... + R_n + R_{se}. \tag{4.15}$$

Der Wärmedurchgangswiderstand einer thermisch homogenen Schicht (senkrecht zum Wärmestrom) R_j entspricht dabei

$$R_j = \frac{d_j}{\lambda_j}. \tag{4.16}$$

Die Wärmeübergangswiderstände aufgrund des konvektiven Wärmeübergangs R_{sj}

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Wärmeübergangswiderstand	Richtung des Wärmestroms		
$m^2 \cdot K/W$	aufwärts	horizontal	abwärts
R_{si}	0,10	0,13	0,17
R_{se}	0,04	0,04	0,04

Tabelle 1: Innerer und äußerer Wärmeübergangswiderstand nach DIN EN ISO 6946 [32]

entsprechen dem Kehrwert der Wärmeübergangskoeffizienten α_j,

$$R_{sj} = \frac{1}{\alpha_j}. \tag{4.17}$$

Die Werte für den inneren bzw. äußeren Wärmeübergangswiderstand von Gebäudewänden sind laut DIN EN ISO 6946, wie in Tab. 1 dargestellt, festgelegt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5 Beschreibung der Gebäude

In Abb. 8 ist der Gebäudebestand der Firma Harreither dargestellt.

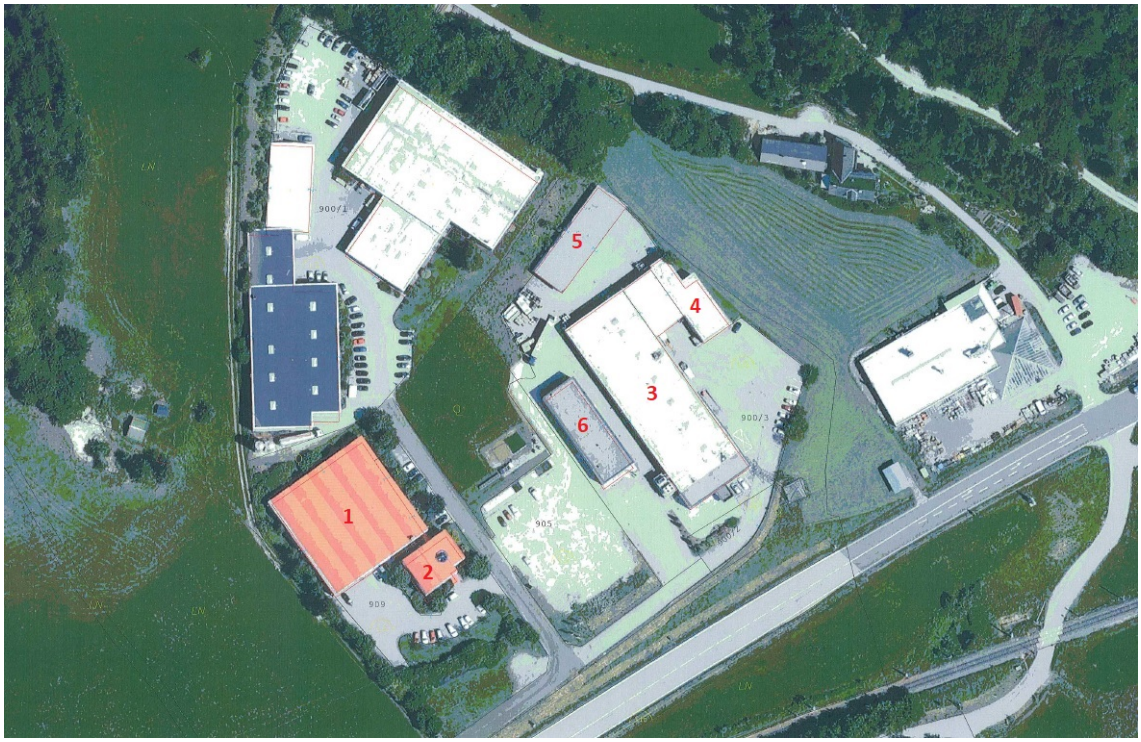


Abbildung 8: Luftaufnahme des Gebäudebestands am Standort Oberland der Firma Harreither

Gebäude Nr. 3 entspricht dabei dem im Rahmen dieser Arbeit hauptsächlich betrachteten Produktionsgebäude. Das Gebäude wurde im Jahr 1976 von der Firma Forster errichtet und später von der Firma Harreither erworben. Im Gebäude befindet sich neben einer Produktionshalle auch ein bereits sanierter Gebäudeteil mit Büros sowie einem Seminar- und einem Besprechungsraum. Auch eine derzeit nicht belegte Wohnung befindet sich im Obergeschoss des sanierten Bereichs. Die Grundrisspläne beider Geschosse sind in Anhang A dargestellt.

Das zweite Gebäude, das im Rahmen dieser Arbeit betrachtet wird, ist das Gebäude Nr. 4, weiters bezeichnet als Halle Hitherm Compact. Auch für dieses Gebäude findet sich ein Grundrissplan in Anhang A. Zu erkennen ist, dass das Gebäude aus zwei Bereichen besteht. Aus einem Produktionsbereich und einer Garage. Die beiden Bereiche sind durch eine Innenwand getrennt und jeweils von außen begehbar. Der

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Produktionsbereich wird über eine Heizlüftungsanlage beheizt, die Garage wird nicht beheizt. Das Gebäude ist über ein Flugdach mit dem nebenliegenden Produktionsgebäude verbunden. Dieses kann man in Abb. 8 erkennen.

Die im Anhang A dargestellten Grundrisspläne wurden von der Firma Harreither zur Verfügung gestellt, im Rahmen der Diplomarbeit mit dem tatsächlichen Gebäudebestand verglichen und an diesen angepasst.

5.1 Schichtaufbau und U-Werte

Für die Berechnung der Heizlast sind die U-Werte aller Bauteile eines Gebäudes notwendig. Dazu gehören Außenwände, Außenfenster, Außentüren und -tore, Fußböden, Decken und Dächer, aber auch Innenwände und Innentüren. Für die Kühllastberechnung genügt die Kenntnis der U-Werte der Bauteile jedoch nicht. Hierbei wird die thermische Speicherwirkung der Bauteile berücksichtigt und somit muss der Schichtaufbau der Wände, Böden, Decken und Dächer bekannt sein. Nur für Fenster und Türen genügt die Kenntnis der U-Werte.

Der Schichtaufbau der Außenwände konnte durch die Begutachtung der Gebäude ermittelt werden. Durch Bestimmung der verwendeten Materialien und deren zugehörige Schichtdicken konnten mithilfe von gängigen Werten für die Wärmeleitfähigkeiten aus DIN 4108-4 bzw. aus DIN EN ISO 10456 die U-Werte der Außenwände berechnet werden. Für die Dächer von Produktionshalle und Halle 2 konnten Informationen bezüglich der verwendeten Materialien aus den jeweiligen Plänen entnommen werden. Bezüglich der Schichtdicken mussten bei den Dächern allerdings Annahmen getroffen werden.

Bei Fenstern ist zwischen den Wärmedurchgangskoeffizienten der Gläser U_g und des Rahmens U_f zu unterscheiden. Der Wärmedurchgangskoeffizient des gesamten Fensters kann nach

$$U_w = \frac{\sum A_g U_g + \sum A_f U_f + \sum l_g \Psi_g + \sum l_{gb} \Psi_{gb}}{A_g + A_f} \tag{5.1}$$

laut DIN EN ISO 10077-1 berechnet werden [31]. Die U_g-Werte der Fenstergläser, die im sanierten Bereich des Produktionsgebäudes eingebaut sind, konnten aus Unterlagen der Firma Harreither ermittelt werden, die Werte für U_f wurden anhand DIN

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Größe	Einheit	Wert
A_g	m^2	1,632
A_f	m^2	0,786
U_g	$W/(m^2K)$	1,1
U_f	$W/(m^2K)$	2,2
l_g	m	7,84
ψ_g	W/(mK)	0,05
U_w	$W/(m^2K)$	**1,6**

Tabelle 2: Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten der Fenster U_w

EN ISO 10077-1 abgeschätzt. Da die im betrachteten Objekt eingebauten Fenster keine Sprossen aufweisen, kann der letzte Summand im Zähler in Gl. (5.1) vernachlässigt werden. In Tab. 2 ist die U-Wert-Berechnung der Fenster im Bereich der Büros und Seminarräume dargestellt. Für die übrigen Fenster, die zwar ebenso eine Zweifachverglasung besitzen, für die jedoch keine U_g-Werte bekannt sind, wurde je nach optischem Zustand der Fenster aus Tab. 23 (Anhang B) aus DIN EN ISO 10077-1 ein entsprechender Wert angenommen.
Bei den übrigen Bauteilen, von denen keine Informationen über Schichtaufbau oder U-Wert aus den Unterlagen hervorgingen und auch durch Begutachtung keine hinreichende Aussage gemacht werden konnte, wurden als U-Werte die Mindestwerte nach dem Landesgesetzblatt für Oberösterreich aus dem Jahr 1994 angenommen [28]. Diese Annahmen sind freilich mit Unsicherheiten behaftet.

5.1.1 Produktionsgebäude

Die Schichtaufbauten und U-Werte der Bauteile des Produktionsgebäudes sind in den Tabellen 3 und 4 zusammengefasst. Bei den U-Werten sind auch bereits die Wärmeübergangskoeffizienten an der Innen- und Außenseite der jeweiligen Bauteile enthalten (siehe Tab. 1). Im Wesentlichen können die Außenwände des Produktionsgebäudes in zwei Kategorien unterteilt werden. Die „Außenwand Produktion“ bezeichnet die Original-Außenwand der Produktionshalle. Sie besteht aus zwei Leichtbetonplatten, welche einen 15 mm starken Kern aus Expandiertem Polystyrol (EPS) in ihrer Mitte besitzen. Der Schichtaufbau der „Außenwand Produktion saniert“ setzt sich aus der originalen Außenwand und einer darauf angebrachten Dämmschicht aus EPS mit einer Stärke von 200 mm sowie einer 10 mm dicken Kalkzementputzschicht zusammen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Bauteil	Material	Quelle	λ	d	R	U
			W/(mK)	m	m^2K/W	$W/(m^2K)$
Außenwand Produktion	Beton Rohdichte 2000	DIN 10456	1,35	0,09	0,07	1,60
	EPS (Expandiertes Polystyrol)	DIN 4108-4	0,05	0,015	0,30	
	Beton Rohdichte 2000	DIN 10456	1,35	0,12	0,09	
Außenwand Produktion saniert	Kalkputz	DIN 10456	0,8	0,01	0,0125	0,18
	Beton Rohdichte 2000	DIN 10456	1,35	0,09	0,067	
	EPS (Expandiertes Polystyrol)	DIN 4108-4	0,05	0,01	0,2	
	Beton Rohdichte 2000	DIN 10456	1,35	0,12	0,089	
	EPS (Expandiertes Polystyrol)	DIN 4108-4	0,04	0,2	5	
	Kalkputz	DIN 10456	0,8	0,01	0,0125	
Dach Produktion	EPDM-Folie	DIN 10456	0,25	0,001	0,004	0,47
	PU-Schaum	DIN 10456	0,05	0,1	2	
	Stahl (Trapezblech)	DIN 10456	50	0,01	0,0002	
Dach Produktion saniert	EPDM-Folie	DIN 10456	0,25	0,001	0,004	0,20
	PU-Schaum	DIN 10456	0,05	0,24	4,8	
	Stahl (Trapezblech)	DIN 10456	50	0,01	0,0002	
Decke Produktion	Kalkputz	DIN 10456	0,8	0,01	0,0125	0,68
	Vollziegel	DIN 10456	0,7	0,25	0,35714	
	EPS (Expandiertes Polystyrol)	DIN 4108-4	0,04	0,03	0,75	
	Zementmörtel	DIN 10456	1,4	0,15	0,10714	
	Fußbodenbelag Kunststoff	DIN 10456	0,25	0,01	0,04	
Fußboden EG	Fußbodenbelag Kunststoff	DIN 10456	0,25	0,01	0,04	0,51
	Zementmörtel	DIN 10456	1,4	0,15	0,10714	
	XPS (Extrudiertes Polystirol)	DIN 10456	0,04	0,06	1,5	
	Beton armiert (1% Stahl)	DIN 10456	2,3	0,2	0,08696	
Fußboden OG	Fußbodenbelag Kunststoff	DIN 10456	0,25	0,01	0,04	0,65
	Zementmörtel	DIN 10456	1,4	0,15	0,10714	
	EPS (Expandiertes Polystyrol)	DIN 4108-4	0,04	0,03	0,75	
	Vollziegel	DIN 10456	0,7	0,25	0,35714	
	Kalkputz	DIN 10456	0,8	0,01	0,0125	
Innenwand	Kalkputz	DIN 10456	0,8	0,01	0,0125	1,63
	Vollziegel	DIN 10456	0,7	0,23	0,32857	
	Kalkputz	DIN 10456	0,8	0,01	0,0125	
Innenwand Glas	Glas	DIN 4108-4	0,8	0,015	0,01875	3,59

Tabelle 3: Schichtaufbau und U-Werte für Bauteile des Produktionsgebäudes

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Bauteil	Quelle	Zusatzinformation	*U*
			W/(m²K)
Außenfenster Produktion Räume	DIN EN ISO 10077-1 - berechnet	Zweifachverglasung	1,6
Außenfenster Produktion Halle	DIN EN ISO 10077-1 - Tabelle	Zweifachverglasung	3
Außenfenster Pumpen/E-Verteiler	DIN EN ISO 10077-1 - Tabelle	Zweifachverglasung	1,7
Lichtkuppel Produktion	Harreither Unterlagen		2,7
Decke Produktion	OÖ Bautechnikverordnung 1994		0,9
Innentür Produktion	OÖ Bautechnikverordnung 1994		2,5
Innenwand Pumpen/E-Verteiler	Harreither Unterlagen		0,59
Außenwand Pumpen/E-Verteiler	Harreither Unterlagen		0,4
Tor Produktion	Harreither Unterlagen		4
Außentür Produktion	OÖ Bautechnikverordnung 1994		1,9

Tabelle 4: U-Werte für Bauteile des Produktionsgebäudes

5.1.2 Halle Hitherm Compact

Für die Halle Hitherm Compact sind die ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten in Tab. 5 dargestellt. Bei diesen sind wiederum bereits die Wärmeübergangskoeffizienten an der Innen- und Außenseite der jeweiligen Bauteile berücksichtigt.

Bauteil	Material	Quelle	λ	d	R	U
			W/(mK)	m	m²K/W	W/(m²K)
Außenwand Halle 2	Stahl (Trapezblech)	DIN 10456	50	0,001	0,00002	1,30
	Mineralwolle	DIN 4108-4	0,05	0,03	0,6	
	Stahl (Trapezblech)	DIN 10456	50	0,001	0,00002	
Fußboden Halle 2		LGBl. Nr. 106 1994				0,51
Dach Halle 2		ident mit Produktionshalle				0,47
Außenfenster Halle 2	Zweifachverglasung	DIN EN ISO 10077-1 - Tabelle				3
Innenwand Halle 2						1,3
Tor Halle 2		Harreither Unterlagen				4,5

Tabelle 5: Schichtaufbau und U-Werte für Bauteile der Halle Hitherm Compact

5.2 Hydraulik

Ein bestehendes Hydraulikschema der Heizung wurde mit dem tatsächlichen Bestand verglichen und an diesen angepasst. Dieses Schema ist in Abb. 9 dargestellt. Wie auf dem Schema zu erkennen ist, erfolgt die Wärmeversorgung des ganzen Gebäudes durch eine Kaskadenschaltung dreier Tieftemperatur-Ölheizungen[2] vom Typ Mono-Star, einem Eigenprodukt der Firma Harreither. Im Zuge dieser Diplomarbeit soll diese Ölheizung um eine Luftwärmepumpen-Kaskadenanlage erweitert werden. Ab

[2]Ein Betrieb kann bei Rücklauftemperaturen von bis zu 18 °C erfolgen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

einer Außentemperatur von 5 °C soll die Beheizung alleine über die Luftwärmepumpenkaskade stattfinden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

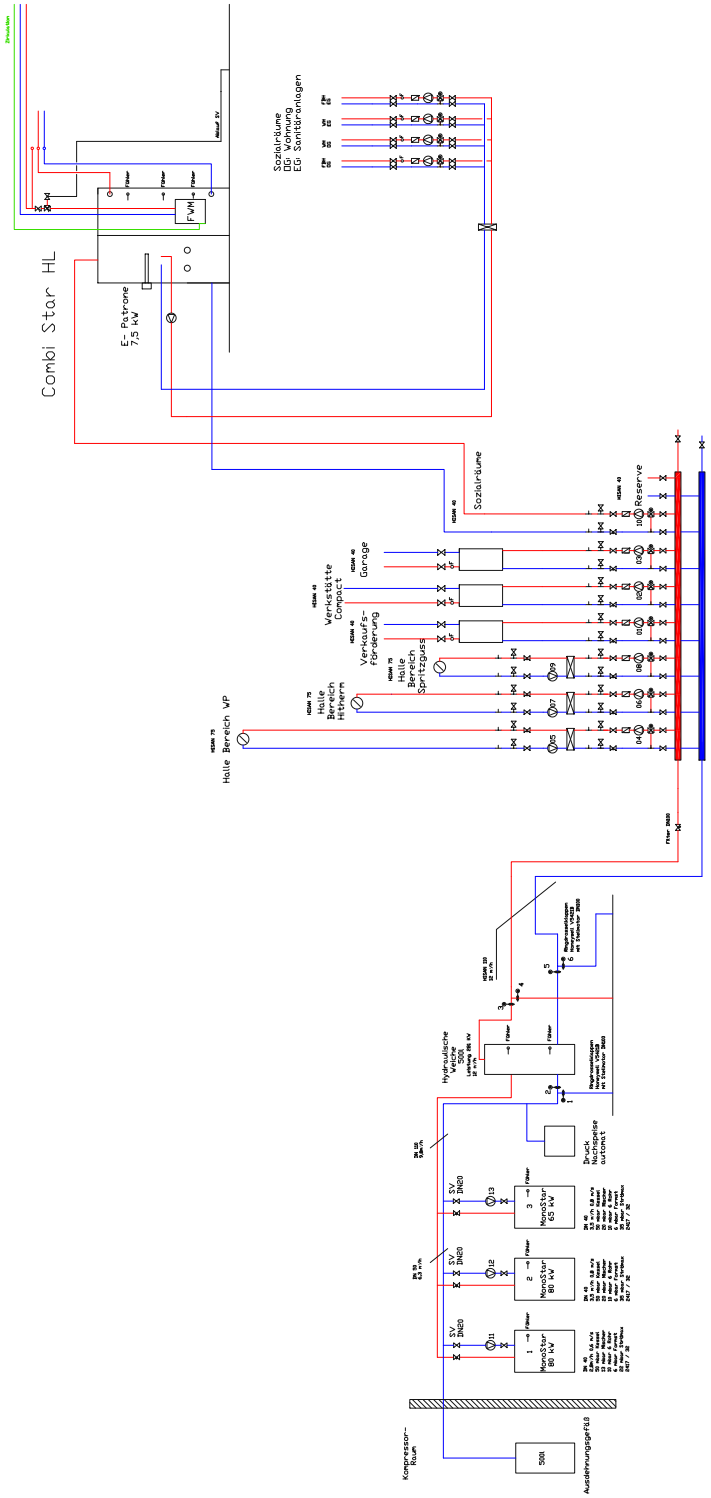


Abbildung 9: Hydraulikschema der Heizung laut Bestand

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Vom Verteilerbalken führen drei Heizkreisläufe in die Produktionshalle, die über eine vertikal abgehängte Hochleistungsklimadecke beheizt wird [11]. Weiters wird der Bereich der Verkaufsförderung (der Büros, den Seminarraum- und den Besprechungsraum enthält) über eine Fußbodenheizung und Wandheizung versorgt. Weitere Heizkreisläufe führen in die sich unmittelbar neben dem Produktionsgebäude befindlichen Gebäude Halle Hitherm Compact und Garage/Lager. Letztere wird derzeit nicht mehr beheizt. Der letzte Kreislauf führt über den Warmwasserspeicher Combi Star HL, der mit einer E-Patrone sowie einem Frischwassermodul ausgestattet ist, in die Sozialräume. Zu diesen über Fußboden- und Wandheizung versorgten Räumen werden die Wohnung im Obergeschoss, sowie die sich im Erdgeschoss befindlichen Sanitäranlagen und der Sozialraum gezählt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

6 Einsparungspotential durch thermische Sanierung

Um das Einsparungspotential durch thermische Sanierung zu ermitteln, wurde für die beiden Gebäude eine Norm-Heizlast-Berechnung nach dem ausführlichen Verfahren nach ÖNORM EN 12831 (Ausgabe:2003-12-01) bzw. dem zugehörigen nationalen Anhang für Österreich ÖNORM H 7500 (Ausgabe: 2006-01-01) durchgeführt.
Dabei wurde ein Soll-Ist-Vergleich der Norm-Heizlast durchgeführt. Der Ist-Zustand soll den derzeitigen Gebäudezustand so gut wie möglich abbilden. Die U-Werte der Bauteile wurden bereits in Kapitel 5 berechnet bzw. abgeschätzt. Der Soll-Zustand stellt die Situation nach erfolgter thermischer Sanierung dar. Dafür wurden rechtliche Rahmenbedingungen (maximal zulässige U-Werte der Bauteile) als Referenzwerte verwendet bzw. wo möglich auch unterschritten.

Mit der oberösterreichischen Bautechnikverordnungs-Novelle 2017, LGBl. Nr. 39/2017, wurde beschlossen, dass die OIB-Richtlinie 6 mit 1. Juli 2017 für Oberösterreich in Kraft treten soll [27]. In dieser Richtlinie finden sich neben Vorgaben für die Höchstwerte des Heizwärmebedarfs auch Mindestanforderungen für die U-Werte der Gebäudehülle [7]. Diese sind in Tab. 22 (Anhang B) dargestellt und wurden als Referenz zur Beschreibung des Soll-Zustands verwendet. Ausnahmen bilden die Außenwand der Produktionshalle sowie der Fußboden. Für die Außenwand wurde der laut OIB-Richtlinie vorgeschriebene Mindest-U-Wert unterschritten. Es wurde angenommen, dass die Außenwand nach der Sanierung jener des derzeit bereits sanierten Bereichs entspricht und somit einen U-Wert laut Tab. 3 von 0,18 $\frac{W}{m^2K}$ aufweist. Für den Fußboden wurde aufgrund des dadurch entstehenden Aufwands keine thermische Sanierung mit einberechnet und somit mit dem U-Wert der Ist-Situation gerechnet.

Die Berechnung der Heizlast erfolgte unter Zuhilfenahme der Software Solar-Computer, die bei der Firma Harreither eingesetzt wird. Im folgenden Abschnitt werden die wichtigsten Begriffe und Gleichungen für die Berechnung der Norm-Heizlast vorgestellt und die Ergebnisse der Berechnung präsentiert. Für genauere Informationen wird auf die entsprechenden Normen verwiesen.

6.1 Berechnung der Norm-Heizlast

Die Berechnung der Norm-Heizlast erfolgt bei einer vom geographischen Standort abhängigen Norm-Außentemperatur, welche für den Standort Gaflenz -14°C beträgt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Nach ÖNORM H 7500 muss jeder Raum über die entsprechenden Bauteilabmessungen nach Abb. 10, in der ein Beispiel angeführt ist, erfasst werden. h_e entspricht dabei den Außenmaßen, h_i den Innenmaßen. Zusätzlich muss für jeden Raum die Raumhöhe und die Fläche definiert werden.

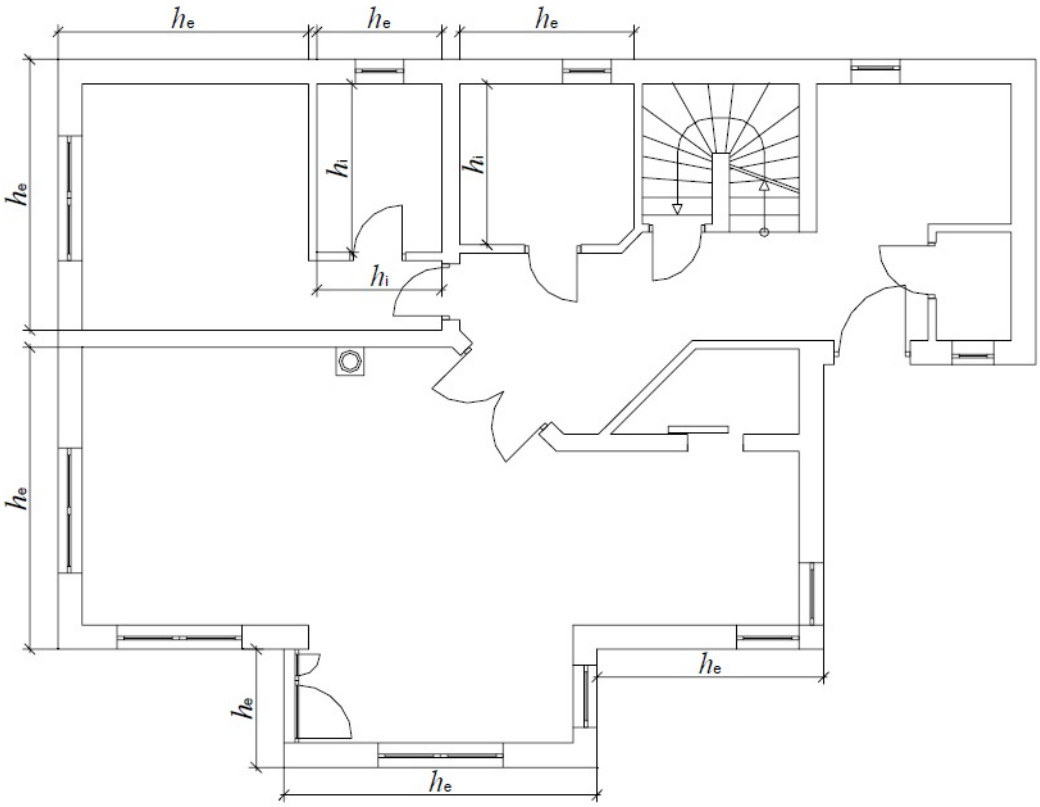


Abbildung 10: Beispiel für die Erfassung eines Raumes [22]

Nach dem ausführlichen Verfahren wird die Heizlast Φ_i eines jeden Raumes i des Gebäudes berechnet, welche sich aus dem Transmissionswärmeverlust $\Phi_{T,i}$, dem Lüftungswärmeverlust $\Phi_{V,i}$ und der zusätzlichen Aufheizleistung $\Phi_{RH,i}$ zum Ausgleich der Auswirkung durch unterbrochenes Heizen zusammensetzt [23, 26].

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \tag{6.1}$$

Die gesamte Heizlast eines Gebäudes setzt sich aus der Summe der Heizlasten der einzelnen Räume nach

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_i \tag{6.2}$$

zusammen.

Der Norm-Transmissionswärmeverlust eines Raums $\Phi_{T,i}$ ergibt sich dabei aus dem Wärmeverlust des Innenraums durch die Bauteile (Wände, Fenster, Türen, Fußboden, Decke, ...) an die Außenluft bzw. an die Erde. Auf die exakte Berechnung der Norm-Transmissionswärmeverluste wird an dieser Stelle nicht eingegangen, sondern auf die entsprechenden Normen verwiesen. Im Wesentlichen erfolgt die Berechnung nach Gl. (4.12) zuzüglich einem Korrekturfaktor f_c, der lineare Wärmebrücken berücksichtigt. Somit wird nicht mit dem Wärmedurchgangskoeffizient eines Bauteils U_k, sondern mit einem korrigierten Wärmedurchgangskoeffizienten

$$U_{kc} = U_k + f_c \tag{6.3}$$

gerechnet. Der Korrekturfaktor, in ÖNORM H 7500 auch als Wärmebrückenzuschlag ΔU_{WB} bezeichnet, entspricht für Wärmebrücken mit bauseitiger Berücksichtigung von Wärmebrücken gemäß ÖNORM B 8110-1 $f_c = 0,05 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}$ [22].

Nach Gl. (4.12) ist der die Wand durchdringende Wärmestrom abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenseite. Die Temperatur an der Außenseite entspricht nach ÖNORM EN 12831, wie bereits erwähnt, der Norm-Außentemperatur und geht aus Klimadaten hervor. Für die Innentemperaturen der verschiedenen Räume müssen Norm-Innentemperaturen definiert werden, wobei die ÖNORM EN 12831 Werte empfiehlt, die in Tab. 6 dargestellt sind. Im Rahmen dieser Arbeit wurden allerdings teilweise abweichende, besser der Realität entsprechende Temperaturen für die verschiedenen Räume festgelegt. Diese sind in den nachfolgenden Tabellen 8 bis 11, die die Ergebnisse der Heizlastberechnung beinhalten, ersichtlich.

Laut ÖNORM H 7500 muss die Wärmetransmission zwischen benachbarten Räumen erst ab einer Temperaturdifferenz $\geq 4°C$ berücksichtigt werden. Ist die Temperaturdifferenz unter diesem Wert, müssen die entsprechenden Innenwände nicht angegeben werden.

Der Lüftungswärmeverlust eines Raums $\Phi_{V,i}$ ist eine Folge des Mindestluftwechsels

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Lfd. Nr.	Raumart	Norm-Innentemperatur °C
1	**Wohnhäuser**	
1.1	Wohn- und Schlafräume	+20
1.2	Küchen	+20
1.3	Bäder	+24
1.4	WC	+15
1.5	beheizte Nebenräume (Vorräume, Flure)[1])	+15
1.6	Stiegenhäuser	+10
2	**Verwaltungsgebäude**	
2.1	Büroräume, Sitzungszimmer, Schalterhallen und dgl.	+20
2.2	Ausstellungsräume	+18
2.3	geschlossene Schalterhallen	+18
2.4	WC, Stiegenhäuser und beheizte Nebenräume	+15
9	**Fertigungs- und Werkstatträume**	
9.1	allgemein, mindestens	+15
9.2	bei sitzender Beschäftigung	+20

Tabelle 6: Norm-Innentemperaturen für beheizte Räume (Auszug aus ÖNORM H 7500) [22]

des Raums, der natürlichen Infiltration durch die Gebäudehülle (Undichtigkeiten) und, falls eine mechanische Lüftungsanlage vorhanden ist, deren Zu- und/oder Abluft. Da keine detaillierten Angaben zur mechanischen Belüftung (Zu- bzw. Abluftvolumenströme für die Räume) vorhanden sind, wird der Lüftungswärmeverlust, wie in ÖNORM EN 12831 vorgeschrieben, aufgrund natürlicher Belüftung bestimmt [23].

In Tab. 7 sind die von der Norm festgelegten Werte für den Mindestluftwechsel verschiedener Raumarten angeführt. Im Allgemeinen wurden diese Werte auch in der Berechnung verwendet. Eine Ausnahme ist der Hallenbereich der Produktionshalle, in der anstelle des vorgeschlagenen Werts von $n_{min} = 2\ \mathrm{h}^{-1}$ für gewerbliche Werkstätten, jener der privaten Werkstätten von $n_{min} = 0,5\ \mathrm{h}^{-1}$ verwendet wurde. Dies ist damit zu begründen, dass es im Hallenbereich des Produktionsgebäudes aufgrund der stattfindenden Prozesse und Tätigkeiten zu keiner erhöhten Staub- bzw. Geruchsbelastung kommt.

Die zusätzlich benötigte Aufheizleistung eines Raums $\Phi_{RH,i}$ ist ein Zuschlag, um den Raum bei unterbrochenem Heizbetrieb wieder auf die entsprechende Temperatur aufheizen zu können. Da in den betrachteten Gebäuden und Räumen von einem durchgehenden Heizbetrieb ausgegangen wird, muss die zusätzlich benötigte Aufheizleistung nicht berücksichtigt werden [23].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Raumart	n_{min} h^{-1}
bewohnbarer Raum (Standardfall)	0,5
Küche mit einem Raumvolumen ≤ 20 m^3	1,0
Küche mit einem Raumvolumen > 20 m^3	0,5
WC oder Badezimmer	1,5
Büroraum	1,0
Lagerräume bis zu 3,0 m Raumlichte	0,5
Lagerräume über 3,0 m Raumlichte	0,33
Werkstätten privat	0,5
Werkstätten gewerblich	2,0
Verkaufsraum bis zu 30 m^2	2,0
Verkaufsraum über 30 m^2	1,0
Besprechungsraum	2,0

Tabelle 7: Mindestluftwechselzahlen verschiedener Raumarten (hygienischer Mindestvolumenstrom) [22]

6.2 Produktionsgebäude

Entsprechend den Grundrissplänen aus Anhang A wurden für alle Räume des Produktionsgebäudes die einzelnen Bauteile samt Abmessungen und U-Werten, unter Berücksichtigung ihrer geographischen Lage, eingegeben. In Tab. 8 ist die Zusammenstellung der Räume der Heizlastberechnung für den Ist-Zustand des Produktionsgebäudes dargestellt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Raum		Θ_{int}	A_R	Φ_{Te}	Φ_T	Φ_V	Φ_{HL}/m^2	Φ_{HL}/m^3	Φ_{HL}	Φ_{RH}	$\Phi_{HL\ Ausl}$
Nr.	Bezeichnung	°C	m²	W	W	W	W	W	W	W	W
01.001	Eingangsbereich	18.0	31.23	2208	2208	476	86	31	2684	0	2684
01.002	Vorraum	18.0	10.65	71	71	162	22	8	233	0	233
01.003	Seminarraum	20.0	61.37	1196	1196	3689	80	31	4885	0	4885
01.004	Rezeption	20.0	26.65	462	462	400	32	12	863	0	863
01.005	Besprechungsraum	20.0	34.28	711	711	2061	81	31	2771	0	2771
01.006	Teeküche	20.0	9.63	77	222	434	68	26	657	0	657
01.007	Abstellraum	18.0	2.70	18	23	38	23	9	62	0	62
01.008	WC/WR Herren	18.0	10.40	242	242	441	66	25	683	0	683
01.009	WC/WR Damen	18.0	8.06	188	188	342	66	25	530	0	530
01.010	Büro Produktion	20.0	48.20	2582	2957	2173	106	27	5130	0	5130
01.011	Aufenthaltsraum	20.0	29.60	562	571	411	33	14	981	0	981
01.012	Halle 1 Teil 1	15.0	895.00	33912	33023	24268	64	12	57291	0	57291
01.013	Halle 1 Teil 2	15.0	498.42	35743	35743	12286	96	19	48029	0	48029
01.014	Halle 1 Teil 3	15.0	25.15	3139	2980	682	146	26	3662	0	3662
01.015	Stiegenhaus	18.0	13.40	603	603	175	58	24	778	0	778
01.016	Werkstatt/Technik	15.0	9.40	263	263	463	77	31	726	0	726
01.017	Archiv/Projekte	15.0	13.84	707	707	171	63	25	877	0	877
01.022	Pumpenraum	15.0	18.89	904	884	233	59	24	1117	0	1117
01.024	Garderobe Damen	20.0	10.40	92	128	144	26	11	272	0	272
01.025	Waschraum Damen	20.0	5.75	51	69	239	54	22	308	0	308
01.026	WC Damen	18.0	5.78	43	54	226	49	20	280	0	280
01.027	WC	18.0	3.28	22	22	128	46	19	150	0	150
01.028	WC Herren	18.0	6.20	48	67	243	50	21	310	0	310
01.029	Waschraum Herren	20.0	5.75	51	69	239	54	22	308	0	308
01.030	Garderobe Herren	20.0	17.83	289	376	742	63	26	1118	0	1118
01.031	Gang	18.0	17.83	656	656	233	50	21	889	0	889
02.001	Büro	20.0	63.90	2006	2006	1847	60	24	3853	0	3853
02.002	Stiegenhaus	18.0	19.20	500	500	261	40	16	761	0	761
02.003	Büro	20.0	31.50	917	917	910	58	23	1827	0	1827
02.004	Büro	20.0	31.50	1065	1065	910	63	25	1975	0	1975
02.005	Büro	20.0	29.56	1068	1068	854	65	26	1922	0	1922
02.006	Stiegenhaus	18.0	16.20	596	596	220	50	20	816	0	816
02.007	Vorraum	20.0	11.82	486	486	184	57	21	671	0	671
02.008	AR	20.0	4.16	73	133	65	47	18	198	0	198
02.009	WC	20.0	2.41	43	80	113	80	30	193	0	193
02.010	Essen/Wohnen	20.0	32.83	1214	1370	512	57	21	1883	0	1883
02.011	Schlafen	20.0	17.46	765	874	272	66	24	1147	0	1147
02.012	Bad	22.0	5.26	98	272	261	101	38	533	0	533
Summen			2085.49	93670		57508			151373	0	151373

Tabelle 8: Norm-Heizlast für den Ist-Zustand des Produktionsgebäudes

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Die Ergebnisse der Soll-Heizlastberechnung können der Zusammenstellung der Räume in Tab. 9 entnommen werden. Wie bereits erwähnt, wurden dafür unter Ausnahme der Außenwand und des Fußbodens die U-Werte entsprechend der OIB-Richtlinie 6 gewählt.

Raum		Θ_{int}	A_R	Φ_{Te}	Φ_T	Φ_V	Φ_{HL}/m^2	Φ_{HL}/m^3	Φ_{HL}	Φ_{RH}	$\Phi_{HL\ Ausl}$
Nr.	Bezeichnung	°C	m²	W	W	W	W	W	W	W	W
01.001	Eingangsbereich	18.0	31.23	1570	1570	476	66	23	2046	0	2046
01.002	Vorraum	18.0	10.65	71	71	162	22	8	233	0	233
01.003	Seminarraum	20.0	61.37	1196	1196	3689	80	31	4885	0	4885
01.004	Rezeption	20.0	26.65	462	462	400	32	12	863	0	863
01.005	Besprechungsraum	20.0	34.28	711	711	2061	81	31	2771	0	2771
01.006	Teeküche	20.0	9.63	77	222	434	68	26	657	0	657
01.007	Abstellraum	18.0	2.70	18	23	38	23	9	62	0	62
01.008	WC/WR Herren	18.0	10.40	152	152	441	57	22	593	0	593
01.009	WC/WR Damen	18.0	8.06	118	118	342	57	22	460	0	460
01.010	Büro Produktion	20.0	48.20	1972	2304	2173	93	24	4477	0	4477
01.011	Aufenthaltsraum	20.0	29.60	562	571	411	33	14	981	0	981
01.012	Halle 1 Teil 1	15.0	895.00	15879	14990	24268	44	8	39257	0	39257
01.013	Halle 1 Teil 2	15.0	498.42	17522	17522	12286	60	12	29808	0	29808
01.014	Halle 1 Teil 3	15.0	25.15	1700	1541	682	88	16	2223	0	2223
01.015	Stiegenhaus	18.0	13.40	397	397	175	43	18	572	0	572
01.016	Werkstatt/Technik	15.0	9.40	56	56	463	55	22	519	0	519
01.017	Archiv/Projekte	15.0	13.84	391	391	171	41	16	561	0	561
01.022	Pumpenraum	15.0	18.89	744	724	233	51	20	957	0	957
01.024	Garderobe Damen	20.0	10.40	92	128	144	26	11	272	0	272
01.025	Waschraum Damen	20.0	5.75	51	69	239	54	22	308	0	308
01.026	WC Damen	18.0	5.78	43	54	226	49	20	280	0	280
01.027	WC	18.0	3.28	22	22	128	46	19	150	0	150
01.028	WC Herren	18.0	6.20	48	67	243	50	21	310	0	310
01.029	Waschraum Herren	20.0	5.75	51	69	239	54	22	308	0	308
01.030	Garderobe Herren	20.0	17.83	289	376	742	63	26	1118	0	1118
01.031	Gang	18.0	17.83	656	656	233	50	21	889	0	889
02.001	Büro	20.0	63.90	1420	1420	1847	51	20	3267	0	3267
02.002	Stiegenhaus	18.0	19.20	334	334	261	31	12	596	0	596
02.003	Büro	20.0	31.50	628	628	910	49	20	1538	0	1538
02.004	Büro	20.0	31.50	776	776	910	54	21	1686	0	1686
02.005	Büro	20.0	29.56	796	796	854	56	22	1651	0	1651
02.006	Stiegenhaus	18.0	16.20	456	456	220	42	17	677	0	677
02.007	Vorraum	20.0	11.82	377	377	184	48	18	562	0	562
02.008	AR	20.0	4.16	35	95	65	38	14	159	0	159
02.009	WC	20.0	2.41	20	57	113	71	26	170	0	170
02.010	Essen/Wohnen	20.0	32.83	913	1069	512	48	18	1581	0	1581
02.011	Schlafen	20.0	17.46	604	714	272	56	21	986	0	986
02.012	Bad	22.0	5.26	47	221	261	92	34	482	0	482
Summen			2085.49	51258		57508			108915	0	108915

Tabelle 9: Norm-Heizlast für den Soll-Zustand des Produktionsgebäudes

Ein Vergleich der Ergebnisse führt auf ein mögliches Einsparungspotential bei Sanierung der Produktionshalle von 42,458 kW, in Prozent ausgedrückt 28,05 %.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

6.3 Halle Hitherm Compact

Wie für das Produktionsgebäude wurde auch für die Halle Hitherm Compact dieselbe Vorgehensweise eingehalten. Entsprechend dem Grundrissplan aus Anhang A wurden die Bauteile unter Angabe der Abmessungen und U-Werten angeführt. Das Ergebnis der Heizlastberechnung ist in Tab. 10 für den Ist-Zustand der Halle Hitherm Compact dargestellt. Da die Garage unbeheizt ist, scheint sie im Ergebnis der Heizlastberechnung nicht auf. Sie wurde jedoch nach ÖNORM H 7500 als „unbeheizter Nachbarraum mit Gebäude-Eingangstüren“ mit einer Raumtemperatur von +2 °C (bei Norm-Außentemperatur von -14 °C) erfasst. Somit wurde auch ihr Einfluss auf die Heizlast in der Berechnung berücksichtigt.

Raum		Θ_{int}	A_R	Φ_{Te}	Φ_T	Φ_V	Φ_{HL}/m^2	Φ_{HL}/m^3	Φ_{HL}	Φ_{RH}	$\Phi_{HL\ Ausl}$
Nr.	Bezeichnung	°C	m²	W	W	W	W	W	W	W	W
03.001	Produktionsbereich	15.0	232.00	22413	22413	5719	121	24	28132	0	28132

Tabelle 10: Norm-Heizlast für den Ist-Zustand der Halle Hitherm Compact

Anschließend wurde auch hier eine thermische Sanierung simuliert. Die Ergebnisse der Soll-Berechnung sind in Tab. 11 dargestellt.

Raum		Θ_{int}	A_R	Φ_{Te}	Φ_T	Φ_V	Φ_{HL}/m^2	Φ_{HL}/m^3	Φ_{HL}	Φ_{RH}	$\Phi_{HL\ Ausl}$
Nr.	Bezeichnung	°C	m²	W	W	W	W	W	W	W	W
03.001	Produktionsbereich	15.0	232.00	9150	9150	5719	64	13	14869	0	14869

Tabelle 11: Norm-Heizlast für den Soll-Zustand der Halle Hitherm Compact

Der erneute Vergleich der Ergebnisse führt hier auf ein mögliches Einsparungspotential bei Sanierung der Halle Hitherm Compact auf 13,263 kW, was einen Prozentsatz von 47,15 % ausmacht. Es kann die Heizlast somit um beinahe die Hälfte reduziert werden.

6.4 Gesamteinsparung

Nach Addition der Heizlasten der beiden Gebäude jeweils für Ist- und Soll-Zustand, ergibt sich eine aktuelle Gesamtheizlast von 179,505 kW bzw. nach der Sanierung

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

von 123,784 kW. Dies entspricht einer Einsparung von 55,721 kW bzw. 31,04 %. In Abb. 11 ist dieses Ergebnis grafisch dargestellt.

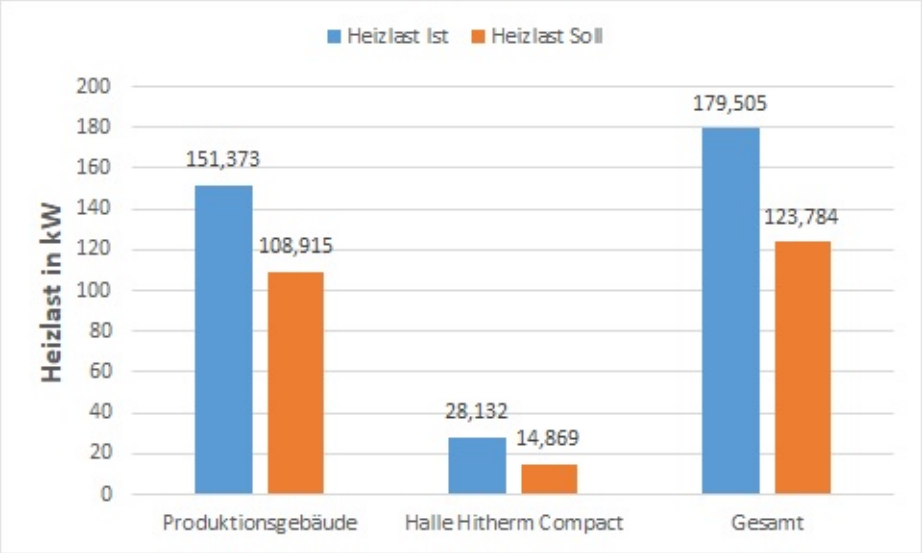


Abbildung 11: Vergleich der Norm-Heizlasten vor und nach thermischer Sanierung

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

7 Einfluss der Flächenheizung und -kühlung

7.1 Energieeinsparung

Erfolgt die Wärmeabgabe an die Räume über Flächenheizungen, kann aufgrund der sehr niedrigen Vor- und Rücklauftemperaturen Energie und damit verbundene Kosten eingespart werden. Bei Fußboden- und Wandheizungen kommen in der Regel Vorlauftemperaturen von etwa 35 °C zum Einsatz, bei Deckenheizungen liegen sie geringfügig darüber. Diese Werte sind als Richtwerte zu verstehen, da die tatsächlich benötigte Vorlauftemperatur unter anderem vom Wärmebedarf des Raumes und von der mit der Flächenheizung belegten Fläche abhängt. Bei Radiatorheizungen kann im Vergleich dazu von Vorlauftemperaturen von über 45 °C ausgegangen werden. Die niedrigeren Vorlauftemperaturen wirken sich vor allem in einer Energieeinsparung auf der Wärmeerzeugerseite aus [34]. Laut Erfahrung der Firma Harreither bewirkt eine Absenkung der Vorlauftemperatur um 1 °C bei einer Wärmepumpenanlage eine Reduktion des Energieverbrauchs um etwa 3 %. Durch die Flächenheizung selbst kann in der Regel im Vergleich zu einer Niedertemperatur-Radiatorheizung (45 bis 55 °C) keine wesentliche Einsparung (im Sinne von geringeren Wärmeverlusten) erzielt werden, im Vergleich zu einer Hochtemperatur-Radiatorheizung beträgt die Einsparung immerhin in etwa 5 % [34]. Bei Luftheizung, wie noch in der Halle Hitherm Compact eingesetzt, muss von noch höheren Heizwasservorlauftemperaturen zwischen 60 und 90 °C ausgegangen werden. Darüber hinaus wird bei einer Luftheizung um etwa zehnmal mehr Energie für die Förderung der Luft durch Ventilatoren benötigt als bei einer Warmwasserheizung durch die Pumpe [14].

Durch die Umstellung von der Wärmeeinbringung in die Halle Hitherm Compact auf eine wasserdurchströmte Deckenheizung können somit weitere Energieeinsparungen erwartet werden. Darüber hinaus kann dadurch ein durchgängiger Betrieb der Wärmepumpenanlage zur Beheizung aller Räume erreicht werden, es muss also nicht zwischen der Beheizung der Räume über Flächenheizungen und der Beheizung der Halle Hitherm Compact über Heizlüfter (höhere Vorlauftemperaturen erforderlich) umgeschaltet werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

7.2 Behaglichkeit und Operative (Empfundene) Raumtemperatur

Für die thermische Behaglichkeit in einem Raum spielt neben der Lufttemperatur auch die Oberflächentemperatur der Raumumschließungsflächen (Wände, Boden und Decke) eine wichtige Rolle. Der Mensch gibt an den Raum, neben der Energieabgabe durch Verdunstung, Wärme aufgrund des konvektiven Übergangs und aufgrund Strahlung ab. Wie in [5] beschrieben, setzt sich die empfundene Temperatur des Menschen ϑ_e daher zu einem bestimmten Teil aus der Raumlufttemperatur ϑ_L und zu einem Teil aus der (mittleren) Temperatur der Raumumschließungsflächen ϑ_F zusammen. Allgemein entspricht die empfundene Raumtemperatur näherungsweise dem arithmetischen Mittelwert aus Lufttemperatur und mittlerer Temperatur der Raumumschließungsflächen,

$$\vartheta_e \approx \frac{\vartheta_F + \vartheta_L}{2}, \tag{7.1}$$

diese Beziehung gilt allerdings nicht bei erhöhter körperlicher Aktivität, warmer Bekleidung oder hohen Raumluftgeschwindigkeiten [48].

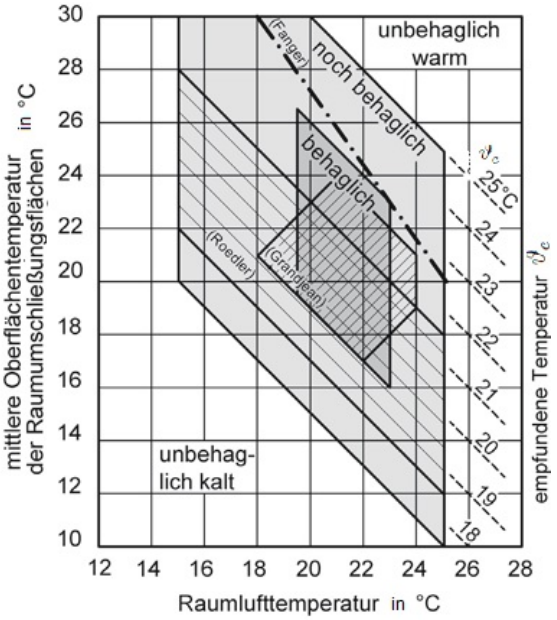


Abbildung 12: Bereich der thermischen Behaglichkeit i. A. der Lufttemperatur und der mittleren Temperatur der Raumumschließungsflächen (modifiziert nach [48])

Die Beheizung eines Raumes über Flächenheizungen wirkt sich somit bei gleichblei-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

bender Behaglichkeit in einer niedrigeren Lufttemperatur aus und kann helfen, Energie einzusparen. Im Kühlfall kann die Behaglichkeit trotz höherer Lufttemperatur (und somit geringerer Kälteleistung) durch eine Flächenkühlung aufrecht erhalten werden. Abbildung 12 verdeutlicht den Zusammenhang von Behaglichkeit und empfundener Raumtemperatur mit der Raumluft- und der mittleren Oberflächentemperatur der Raumumschließungsflächen.

Ein weiterer Vorteil von Flächenheizungssystemen (vor allem Fußboden- und Wandheizungen) ist die damit verbundene positionierte Behaglichkeit. Aufgrund der Wärmestrahlung, die von Flächenheizungen ausgeht, können Bereiche mit positionierter (lokaler) Behaglichkeit geschaffen werden. So muss nicht der gesamte Raum geheizt werden (bzw. kann eine niedrige Raumlufttemperatur zugelassen werden), um im Aufenthaltsbereich der Personen im Raum (beispielsweise am Arbeitsplatz) entsprechend Abb. 12 dennoch für Behaglichkeit zu sorgen. Auf diese Weise können weitere Energie- und Kosteneinsparungen erzielt werden.

Abbildung 13 zeigt die sich je nach System zur Wärmeeinbringung in den Raum einstellenden Raumtemperaturprofile. Dabei ist zu erkennen, dass sich vor allem die Fußbodenheizung sehr nahe am idealen Raumtemperaturprofil (nach wärmephysiologischen Gesichtspunkten) befindet.

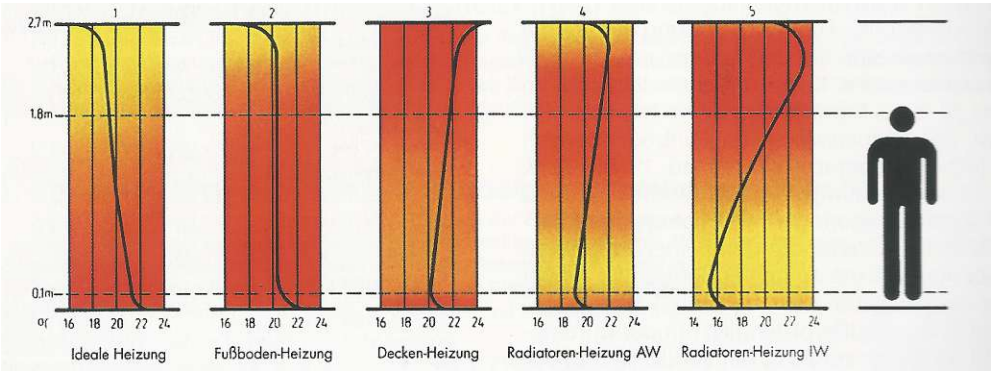


Abbildung 13: Temperaturprofile als Folge unterschiedlicher Systeme zur Wärmeeinbringung in den Raum [34]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

8 Einbindung einer Wärmepumpen-Kaskade in die Heizung

Die zur Gebäudebeheizung dienende Ölheizungskaskade soll um eine Luftwärmepumpenanlage, die ebenfalls in Kaskadenschaltung ausgeführt werden soll, erweitert werden. Da es als nicht sinnvoll erachtet wird, die bestehende nach wie vor funktionstüchtige Ölheizung komplett zu ersetzen, soll die Luftwärmepumpenanlage nicht auf die Norm-Außentemperatur (maximale Heizlast) ausgelegt werden, sondern die Gebäudebeheizung ausschließlich in den Übergangszeiten ermöglichen. Sie wird somit auf Basis einer Außentemperatur von 5 °C dimensioniert. Dazu wurde die Heizlast für den Zustand nach erfolgter thermischer Sanierung (Soll-Zustand) nicht nur für die Norm-Außentemperatur, sondern auch für eine maximale Außentemperatur von 5 °C berechnet. Die Ergebnisse finden sich in den Tabellen 12 und 13.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Raum		Θ_{int}	A_R	Φ_{Te}	Φ_T	Φ_V	Φ_{HL}/m^2	Φ_{HL}/m^3	Φ_{HL}	Φ_{RH}	$\Phi_{HL\ Ausl}$
Nr.	Bezeichnung	°C	m²	W	W	W	W	W	W	W	W
01.001	Eingangsbereich	18.0	31.23	718	718	193	29	10	911	0	911
01.002	Vorraum	18.0	10.65	71	71	66	13	5	137	0	137
01.003	Seminarraum	20.0	61.37	705	705	1628	38	15	2333	0	2333
01.004	Rezeption	20.0	26.65	267	267	177	17	6	444	0	444
01.005	Besprechungsraum	20.0	34.28	414	414	909	39	15	1323	0	1323
01.006	Teeküche	20.0	9.63	77	222	192	43	17	414	0	414
01.007	Abstellraum	18.0	2.70	18	23	16	14	6	39	0	39
01.008	WC/WR Herren	18.0	10.40	103	103	179	27	10	282	0	282
01.009	WC/WR Damen	18.0	8.06	80	80	139	27	10	219	0	219
01.010	Büro Produktion	20.0	48.20	963	1294	959	47	12	2253	0	2253
01.011	Aufenthaltsraum	20.0	29.60	317	325	181	17	7	506	0	506
01.012	Halle 1 Teil 1	15.0	895.00	6156	5266	8368	15	3	13635	0	13635
01.013	Halle 1 Teil 2	15.0	498.42	6676	6676	4237	22	4	10913	0	10913
01.014	Halle 1 Teil 3	15.0	25.15	625	466	235	28	5	701	0	701
01.015	Stiegenhaus	18.0	13.40	197	197	71	20	8	268	0	268
01.016	Werkstatt/Technik	15.0	9.40	34	34	160	21	8	194	0	194
01.017	Archiv/Projekte	15.0	13.84	143	143	59	15	6	202	0	202
01.022	Pumpenraum	15.0	18.89	355	335	80	22	9	415	0	415
01.024	Garderobe Damen	20.0	10.40	92	128	64	18	8	191	0	191
01.025	Waschraum Damen	20.0	5.75	51	69	106	30	13	174	0	174
01.026	WC Damen	18.0	5.78	43	54	92	25	11	146	0	146
01.027	WC	18.0	3.28	22	22	52	23	9	74	0	74
01.028	WC Herren	18.0	6.20	48	67	99	27	11	166	0	166
01.029	Waschraum Herren	20.0	5.75	51	69	106	30	13	174	0	174
01.030	Garderobe Herren	20.0	17.83	187	274	327	34	14	601	0	601
01.031	Gang	18.0	17.83	319	319	95	23	10	413	0	413
02.001	Büro	20.0	63.90	626	626	815	23	9	1441	0	1441
02.002	Stiegenhaus	18.0	19.20	136	136	106	13	5	242	0	242
02.003	Büro	20.0	31.50	277	277	402	22	9	679	0	679
02.004	Büro	20.0	31.50	342	342	402	24	9	744	0	744
02.005	Büro	20.0	29.56	351	351	377	25	10	728	0	728
02.006	Stiegenhaus	18.0	16.20	185	185	90	17	7	275	0	275
02.007	Vorraum	20.0	11.82	167	167	81	21	8	248	0	248
02.008	AR	20.0	4.16	16	75	29	25	9	103	0	103
02.009	WC	20.0	2.41	9	46	50	40	15	95	0	95
02.010	Essen/Wohnen	20.0	32.83	403	559	226	24	9	785	0	785
02.011	Schlafen	20.0	17.46	267	376	120	28	11	496	0	496
02.012	Bad	22.0	5.26	22	196	123	61	22	319	0	319
Summen			2085.49	21531		21611			43283	0	43283

Tabelle 12: Heizlast des Produktionsgebäudes bei 5 °C Außentemperatur

Raum		Θ_{int}	A_R	Φ_{Te}	Φ_T	Φ_V	Φ_{HL}/m^2	Φ_{HL}/m^3	Φ_{HL}	Φ_{RH}	$\Phi_{HL\ Ausl}$
Nr.	Bezeichnung	°C	m²	W	W	W	W	W	W	W	W
03.001	Produktionsbereich	15.0	232.00	3556	3556	1972	24	5	5528	0	5528

Tabelle 13: Heizlast der Halle Hitherm Compact bei 5 °C Außentemperatur

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

8.1 Grundlagen des Wärmepumpenprozesses

Der Wärmepumpenprozess ist ein thermodynamischer Kreisprozess, der Wärme auf dem niedrigen Temperaturniveau der Umgebung aufnimmt und auf höherem Niveau zum Heizzweck wieder abgibt. Dieser Vorgang verläuft entgegen der natürlichen Tendenz des Wärmetransports, beschrieben durch den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik, und kann nur durch die Zuführung technischer Arbeit (bzw. thermischer Energie im Falle einer Absorptionswärmepumpe) realisiert werden [3, 43].

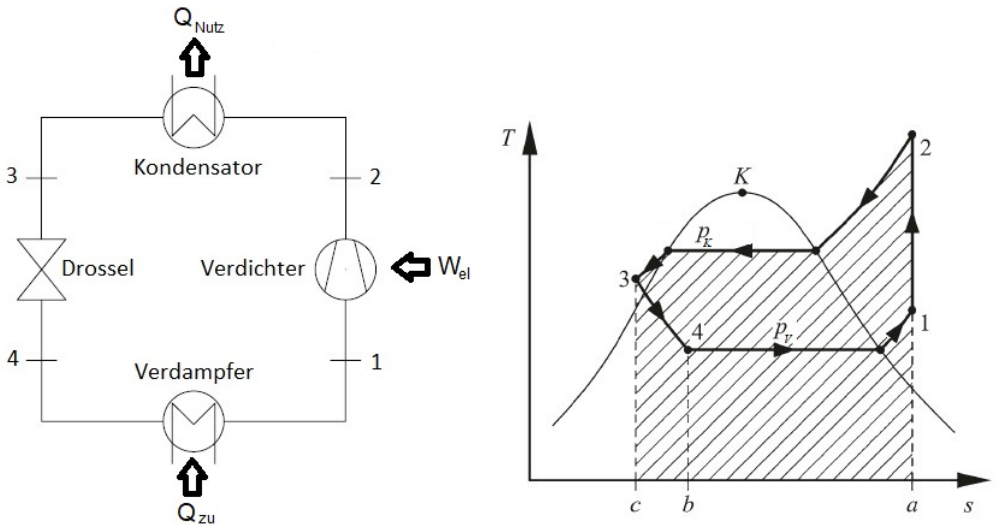


Abbildung 14: Schema einer Kompressionswärmepumpe und das zugehörige T-s-Diagramm (modifiziert nach [43])

In Abb. 14 ist der ideale thermodynamische Kreisprozess einer Kompressionswärmepumpe schematisch dargestellt. Er besteht aus vier Schritten:

- 1-2: (isentrope) Kompression
- 2-3: (isobare) Kondensation
- 3-4: (isenthalpe) Expansion
- 4-1: (isobare) Verdampfung

Das Arbeitsmittel wird mithilfe eines (für gewöhnlich) elektrisch angetriebenen Verdichters auf den Kondensatordruck p_K verdichtet. Dieser muss so hoch gewählt werden, dass die Kondensationstemperatur des Kältemittels über dem Temperaturniveau

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

des Heizungswassers der Wärmeverteilung liegt, welches im Kondensator von der Rücklauftemperatur ϑ_{HR} auf die Vorlauftemperatur ϑ_{HV} erwärmt wird [3]. Somit kann der sich aufgrund der Temperaturdifferenz (Spreizung ΔT) ergebende Wärmestrom für die Gebäudeheizung genutzt werden.

Von der Wärmeverteilung niedrig geforderte Vor- und Rücklauftemperaturen wirken sich in einem niedrigen Kondensatordruck aus [3]. Folglich nimmt die dem Verdichter zuzuführende elektrische Arbeit W_{el} bei niedrigen Vorlauftemperaturen ab. Wie bereits in Kap. 7 beschrieben, werden Kompressionswärmepumpen in der Praxis daher gerne mit Flächenheizungen wie Fußbodenheizungen kombiniert, für die nur niedrige Vorlauftemperaturen gefordert werden.

Nach der Kondensation wird das Arbeitsmittel in einem Drosselventil auf den Verdampferdruck p_V entspannt. Die Verdampfereintrittstemperatur und der Verdampferdruck müssen so niedrig liegen, dass das Arbeitsmittel durch Aufnahme eines Wärmestroms auf niedrigem Temperaturniveau verdampfen kann [3]. Als Wärmequelle wird dabei je nach Begebenheiten die Umgebungsluft, Grundwasser oder das umliegende Erdreich verwendet. Die treibende Temperaturdifferenz zwischen Verdampfertemperatur und Umgebungstemperatur $(T_V - T_u)$ wird als Grädigkeit bezeichnet. Durch den Einsatz von Ventilatoren kann auch bei kleiner Grädigkeit über die erzwungene Konvektion die Wärmeübertragung verbessert werden [3]. Das Kältemittel wird im Verdampfer vollständig verdampft und geringfügig überhitzt, um den Verdichter vor der Ansaugung flüssigen Kältemittels zu schützen [25].

Die Bewertung einer Wärmepumpe erfolgt durch die Leistungszahl ε (auch bekannt als COP, engl.: coefficient of performance)

$$\varepsilon_{WP} = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}}, \tag{8.1}$$

also aus dem Verhältnis des Heizwärmestroms und der eingesetzten elektrischen Leistung bzw. über die Arbeitszahl

$$\varepsilon_{WP,mittel} = \frac{Q_H}{W_{el}} = \frac{\int \dot{Q}_H(t)dt}{\int P_{el}(t)dt}, \tag{8.2}$$

die das Verhältnis von Heizwärme zu eingesetzter elektrischer Energie über einen bestimmten Zeitraum beschreibt [3]. Wird dieser Zeitraum über ein ganzes Jahr de-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

finiert, erhält man die Jahresarbeitszahl. Sie gibt Auskunft über die Güte der kompletten Wärmepumpenanlage [38].

Für die Auslegung einer Luftwärmepumpe sind vor allem zwei wichtige Aspekte zu beachten [38]. Bei fallender Außentemperatur

- steigt der Wärmebedarf des Gebäudes
- und sinkt die Heizleistung der Wärmepumpe (kleines ε_{WP}).

8.2 Hydraulische Einbindung der Wärmepumpe

8.2.1 Betriebsarten der Wärmepumpe

Folgende Betriebsarten einer Wärmepumpenanlage können nach [38] unterschieden werden:

- Monovalente Betriebsweise

  Die Wärmepumpe ist alleiniger Wärmeerzeuger für Heizung und Warmwasserbereitstellung; ganzjähriger Betrieb der Wärmepumpe.

- Monoenergetische Betriebsweise

  Die Wärmeversorgung wird über zwei Wärmeerzeuger auf Basis desselben Energieträgers bewerkstelligt: Neben der Wärmepumpe ist eine Elektro-Zusatzheizung zur Spitzenlastabdeckung vorgesehen.

- Bivalente alternative Betriebsweise

  Die Wärmepumpe und ein alternativer Wärmeerzeuger auf Basis eines anderen Energieträgers (für gewöhnlich Öl- oder Gasheizung) decken zusammen den Wärmebedarf. Die Wärmepumpe deckt den Wärmebedarf bis zu einer bestimmten Außentemperatur (Bivalenzpunkt). Bei niedrigeren Außentemperaturen wird die Wärme alleine vom alternativen Wärmeerzeuger bereitgestellt.

- Bivalente parallele Betriebsweise

  Die Wärmepumpe und ein alternativer Wärmeerzeuger arbeiten parallel. Die Wärmepumpe muss bis zur niedrigsten Außentemperatur betrieben werden können.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Da im betrachteten Anwendungsfall bereits eine Ölheizung besteht, wird eine bivalente Betriebsweise angestrebt. Um die Wärmepumpe nicht sehr groß dimensionieren zu müssen und die Investitionskosten niedrig zu halten, wird eine bivalente alternative Betriebsweise favorisiert. Die Wärmeerzeugung soll dabei bis zum Bivalenzpunkt von 5 °C alleine von der Luftwärmepumpenanlage erfolgen. Nach [38] liegt der Deckungsanteil dabei bei etwa 61 %. Abbildung 15 zeigt das Prinzip einer bivalenten alternativen Betriebsweise.

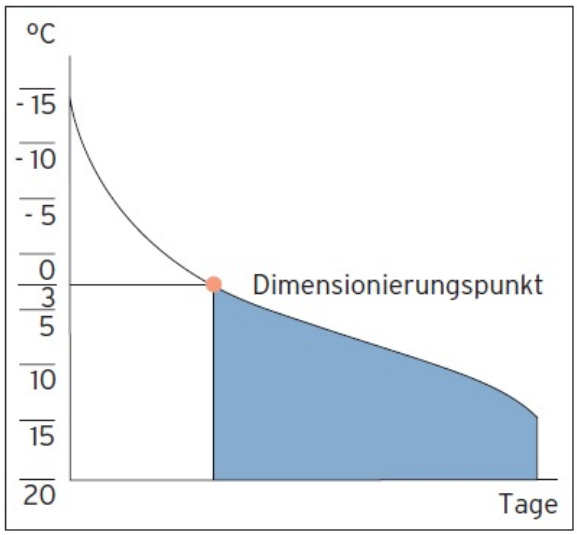


Abbildung 15: Bivalente alternative Betriebsweise (hier für den Bivalenzpunkt von 0 °C) [38]

8.2.2 Pufferspeicher

Der Einsatz eines Pufferspeichern im Rahmen einer Wärmepumpenanlage wird im Allgemeinen empfohlen. Er erfüllt grundsätzlich vier Aufgaben [38]:

- Ermöglichung einer kontinuierlichen Wärmeversorgung durch Überbrückung von vom Energieversorgungsunternehmen festgelegten Sperrzeiten.
- Erhöhung der Mindestlaufzeiten der Wärmepumpe bei Anlagen mit geringer Wassermasse.
- Gewährleistung der Mindestwasserumlaufmenge, die von der Wärmepumpe gefordert wird (Funktion als hydraulische Weiche).

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

- Bereitstellung von thermischer Energie für den Abtauvorgang des Verdampfers bei Luft/Wasser-Wärmepumpen.

Da die Entscheidung für ein bestimmtes Modell bzw. einen bestimmten Hersteller der Luft/Wasser-Wärmepumpe im Rahmen der Arbeit nicht getroffen wird, kann auch die Auslegung des Pufferspeichers derzeit noch nicht geschehen. Je nach Funktionsweise der Wärmepumpe werden verschiedene Anforderungen an den Pufferspeicher aufgrund der Mindestwasserumlaufmenge und des Abtaubetriebs der Wärmepumpe gestellt. Diese müssen bei der Auslegung des Pufferspeichers spezifisch berücksichtigt werden.

8.2.3 Warmwasserbereitstellung

Der Warmwasserbedarf hängt von der Anzahl der Produktionsmitarbeiter sowie der Bewohner der Wohnung ab. In der Produktion arbeiten täglich etwa 24 Mitarbeiter im Rahmen eines Dreischichtbetriebs, was bedeutet, dass maximal 8 Personen gleichzeitig Warmwasser benötigen. Für die Bewohner der (derzeit unbewohnten) Wohnung wurde eine Anzahl von 2 Personen angenommen. Es kann somit gleichzeitig von 10 Personen Warmwasser gefordert werden. Bei einem Bedarf von 50 l pro Person, ergibt das 500 l Warmwasser, die zur Verfügung stehen sollen. Da die Warmwasserbereitstellung über eine Frischwasserstation im Durchflussprinzip erfolgt, wird angenommen, dass das durchfließende Trinkwasser von einer Temperatur von 10 °C auf 60 °C erwärmt werden muss.

Die zur Warmwasserbereitstellung benötigte Wärme ergibt sich somit näherungsweise durch

$$Q_{WW} = m c_W \Delta T \tag{8.3}$$

mit $c_W = 4,182\ \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$[3] zu $Q_{WW} = 104,55$ MJ und soll innerhalb von 8 Stunden aufgebracht werden können, was zu einer benötigten mittleren Wärmeleistung von $\dot{Q}_{WW} = 3,63$ kW führt.

Die Warmwasserbereitstellung kann bei Auswahl einer geeigneten Luft/Wasser-Wärmepumpe von dieser erfüllt werden. Dabei werden die einzelnen Heizkreise (bis auf

[3] Wert bei 20 °C

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

jenen, der zum Warmwasserspeicher führt) durch von der Regelung angesteuerte Stellantriebe von der Wärmeverteilung abgekoppelt und der thermische Speicher, an dem sich das Frischwassermodul befindet, kann geladen werden. Dazu ist eine höhere Vorlauftemperatur von über 60 °C nötig, eine niedrigere Leistungszahl der Wärmepumpe muss in Kauf genommen werden. Zu beachten ist, dass nicht alle Wärmepumpen so hohe Vorlauftemperaturen erzeugen können, es muss also bereits im Vorhinein geplant werden, ob auch die Warmwasserbereitstellung seitens der Wärmepumpe erfolgen soll.

Eine alternative Variante wäre, die Warmwasserbereitstellung wie bisher durch die bestehende Ölheizung bzw. durch die im Speicher integrierte elektrische Zusatzheizung vorzunehmen. Somit würde die Anforderung der Warmwasserbereitstellung an die Luft/Wasser-Wärmepumpe entfallen und die Investitionskosten könnten verringert werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit angedachte Variante basiert darauf, die Warmwasserbereitstellung über die aufgrund der Solaren Kühlung ohnehin zu installierenden Solarkollektoren vorzunehmen. In den Sommermonaten und in der Übergangszeit (weniger Kühlbedarf) sollte diese alleine durch die von den Kollektoren gelieferte thermische Energie möglich sein. Die elektrische Zusatzheizung kann den Puffer, wenn nötig, auf Temperatur halten. In den Wintermonaten könnte sie, wie bisher, durch die Ölheizung geschehen, da diese über diesen Zeitraum ohnehin in Betrieb ist. Somit würde, wie auch bei der zweiten Variante, die Anforderung einer Hochtemperatur-Wärmepumpe entfallen, wodurch die Investitionskosten sinken und ein Betrieb der Wärmepumpe bei gleichmäßig gutem Betriebspunkt gewährleistet werden kann.

8.2.4 Regelung

Die Regelung der bivalent arbeitenden Heizung ist für eine effiziente Wärmeversorgung von besonderer Bedeutung. Sie ist jedoch nicht zentraler Inhalt dieser Arbeit und soll nur zur Vollständigkeit erwähnt werden. Die Regelung soll über das Harreither Universum Homemanagementsystem erfolgen. Dabei können über Temperaturfühler die Außentemperatur sowie die Raumtemperaturen gemessen und so der Betrieb von Wärmepumpen- und Ölheizungsanlage gesteuert werden. Mehr zur Regelung (der gesamten Anlage) wird in Abschn. 12.6 ausgeführt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

9 Kühllastberechnung

Für die zu kühlenden Räume wurde mithilfe der Software Solar Computer, die auch zur Heizlastberechnung verwendet wurde, eine Kühllastberechnung nach VDI 2078, die sich auf das Raummodel nach VDI 6007 Blatt 1, auf das Fenstermodell nach VDI 6007 Blatt 2 und auf das Modell der solaren Einstrahlung nach VDI 6007 Blatt 3 stützt, durchgeführt. Das berechnete Maximum der Gesamtkühllast dient als Basis zur Auslegung der thermisch angetriebenen Kältemaschine.

9.1 Grundlagen der Kühllastberechnung

Unter Kühl- bzw. Heizlast versteht man laut VDI 2078 eine „durch eine haustechnische Anlage in den Raum konvektiv und/oder strahlend eingebrachte Kälte- oder Wärmeleistung, die nötig ist, um eine vorgegebene Raumlufttemperatur (Solltemperatur) einzuhalten“ [20].

Die Gesamtkühllast eines Raumes Φ_{KR} setzt sich aus einem Anteil des konvektiv an die Raumluft abgegebenen Wärmestroms aufgrund innerer Raumbelastungen (innere Kühllast $\Phi_{KR,I}$) sowie einem Anteil des konvektiv an die Raumluft abgegebenen Wärmestroms aufgrund äußerer Raumbelastungen (äußere Kühllast $\Phi_{KR,A}$) zusammen. Da sowohl innere als auch äußere Kühllast im Allgemeinen von der Zeit abhängig sind, ist auch die Kühllast eines Raumes zeitabhängig [6],

$$\Phi_{KR}(t) = \Phi_{KR,I}(t) + \Phi_{KR,A}(t). \tag{9.1}$$

Das Maximum der Raumkühllast wird als Nenn-Kühllast eines Raums $\Phi_{KR,N}$ bezeichnet. Die maximalen Kühllasten der verschiedenen Räume eines Gebäudes treten im Allgemeinen zu verschiedenen Zeitpunkten auf. Der Maximalwert der Gebäudekühllast $\Phi_{KG,N}$ ergibt sich somit nicht aus der Summe der Nenn-Kühllasten der verschiedenen Räume, sondern aus

$$\Phi_{KG,N} = \max\left(\sum_{i=1}^{n} \Phi_{KR}(t)\right). \tag{9.2}$$

Die äußere Kühllast wird über folgende nach VDI 6007 Teil 1 angegebenen Faktoren berücksichtigt [21]:

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

- Wärmeleitung an opaken und transparenten Außenbauteilen infolge
  - der Temperatur der Außenluft
  - Absorption von kurzwelliger Strahlung am Bauteil
  - langwelligen Strahlungsaustauschs des Bauteils mit der Umgebung und der Atmosphäre
- Strahlungstransmission durch transparente Bauteile
- Luftaustausch mit der Außenluft (Fugenlüftung, Fensterlüftung u. Ä.)

Folgende Faktoren fließen unter dem Begriff der inneren Kühllast in die Berechnung ein [21]:

- Wärmeabgabe (bzw. -aufnahme) durch Personen, Beleuchtung, Maschinen und Geräte, Stofftransport sowie sonstige Wärmequellen und -senken
- Lufttemperatur in Nebenräumen, falls von der Raumlufttemperatur abweichend
- kurzwellige Einstrahlung und langwelliger Strahlungsaustausch an der Rückseite der Innenbauteile
- Luftaustausch mit Nebenräumen
- Luftaustausch über raumlufttechnische Anlagen.

Die Kühllast hängt aber nicht alleine vom Gebäude und seiner Nutzung ab, sondern *„wird maßgeblich auch von der Art und Regelstrategie haustechnischer Anlagen sowie deren Rückwirkungen auf den Raum beeinflusst“* [20]. Um den vorgegebenen Raumlufttemperaturverlauf des Raumes einhalten zu können, muss die Kühlleistung der Klimatisierungsanlage bzw. des Flächenkühlsystems, welche dem tatsächlich aus dem Raum abgeführten Wärmestrom entspricht, gleich der Kühllast des Raumes sein.

Das thermische Verhalten eines Raums wird nach dem in VDI 6007 Teil 1 beschriebenen Raummodell berechnet. Dieses basiert auf dem Beuken-Modell, welches wiederum auf der Analogie der Differentialgleichungen der Wärmeleitung und der Vorgänge in einem idealisierten elektrischen Kabel beruht [36].

Die eindimensionale Wärmeleitungsgleichung (vgl. Gl. (4.2)),

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

$$\frac{\partial \vartheta(t,x)}{\partial t} = \frac{\lambda}{c\rho}\frac{\partial^2 \vartheta(t,x)}{\partial x^2}, \tag{9.3}$$

beschreibt die zeitliche und örtliche Temperaturverteilung in einer homogenen ebenen Wand, wohingegen die Potentialgleichung für ein idealisiertes Kabel wie folgt lautet [36]:

$$\frac{\partial u(t,x)}{\partial t} = \frac{1}{R'C'}\frac{\partial^2 u(t,x)}{\partial x^2}. \tag{9.4}$$

Somit kann der Wärmestrom durch eine Wand durch ein elektrisches Ersatzschaltbild, dargestellt in Abb. 16, modelliert werden.

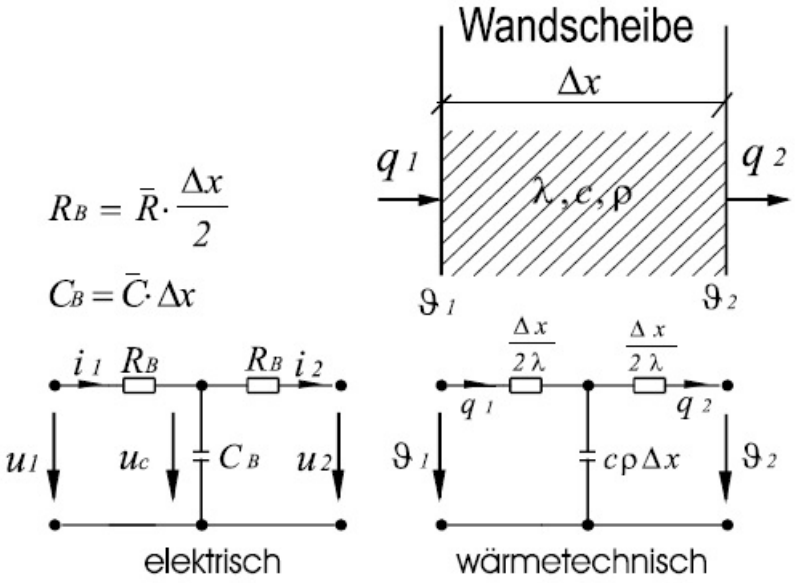


Abbildung 16: Elektrisches Ersatzschaltbild [36]

Auf Basis dieses Ansatzes wird in der VDI 6007 Blatt 1 das 2-Kapazitäten-Modell (2-K-Modell) zur Beschreibung des thermischen Verhaltens eines Raums verwendet. In diesem Modell werden alle Bauteile, deren beider Oberflächen unterschiedliche Temperaturen aufweisen, also Außenfenster, Außenwände und Dächer sowie Innenbauteile zu anders temperierten Nachbarräumen, zu einem (asymmetrisch beaufschlagten) Bauteil zusammengefasst. Innenbauteile, die sich zwischen Räumen gleicher Temperatur befinden, werden dementsprechend zu einem einzigen symmetrisch beaufschlagten Bauteil (mit adiabatem Wandverhalten) zusammengefasst [21].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Auf das genaue Berechnungsprozedere wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen, sondern auf die entsprechenden VDI-Richtlinien verwiesen. Im Folgenden werden aber die bei der Berechnung getroffenen Annahmen und die Definition der inneren Lasten behandelt.

9.2 Durchführung der Kühllastberechnung

Die Kühllastberechnung wurde für die in Tab. 14 angeführten Räume des Produktionsgebäudes durchgeführt. Alle Räume ausgenommen den Räumen „Aufenthaltsraum“, „Vorraum“, „Essen/Wohnen“ und „Schlafen“, werden derzeit bereits über die vorhandene Kompressionskältemaschine mit einer Leistung von 8 kW gekühlt. Die anderen wurden bisher hydraulisch noch nicht an den Kühlkreislauf angebunden. Eine Kühlung dieser Räume soll in Zukunft allerdings ermöglicht werden, wodurch sie auch bei der Kühllastberechnung berücksichtigt werden mussten.

Raum		Personen			Beleuchtung		Geräte		
Nr.	Bezeichnung	Anzahl	Aktivitäts-grad	Raumbelast-ungsgrad	El. Bewertungs-leistung (W)	Raumbe-lastungsgrad	Art	Leistung (W)	Auslastungs-grad
01.001	Eingangsbereich				406	0,1			
01.003	Seminarraum	21	2	0,15	798	0,15	Computer	100	1
							Beamer	500	0,1
01.004	Rezeption	1	2	1	346	0,5	Computer	100	1
							Drucker	130	0,2
01.005	Besprechung	10	2	0,1	600	0,1	Computer	100	0,1
							Beamer	500	0,1
01.010	Büro Produktion	2	2	1	844	1	2x Computer	200	1
01.011	Aufenthaltsraum	8	1	0,1	385	0,1	Herd	3000	0,1
							Mikrowelle	1000	0,1
							Kühlschrank	300	1
							Geschirrsp	500	0,2
02.001	Büro	4	2	0,5	1119	0,5	4x Computer	400	0,5
							Drucker	130	0,2
02.003	Büro	1	2	1	409	1	Computer	100	1
							Drucker	130	0,2
02.004	Büro	1	2	1	409	1	Computer	100	1
							Drucker	130	0,2
02.005	Büro	1	2	1	384	1	Computer	100	1
							Drucker	130	0,2
02.007	Vorraum				33	0,1			
02.010	Essen/Wohnen	2	1	0,5	181	0,25	Computer	100	0,1
							Fernseher	300	0,1
							Herd + BR	3000	0,1
							Kühlschrank	300	1
							Geschirrsp	300	0,1
02.011	Schlafen	2	1	0,7	48	0,1			

Tabelle 14: Definition der inneren Lasten und der zugehörigen Raumbelastungs- bzw. Auslastungsgrade

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

9.2.1 Allgemeine Angaben

Die Klimadaten sind in der verwendeten Software zur Kühllastberechnung bereits hinterlegt. Der Standort des Gebäudes befindet sich dabei in der Kühllastzone 4, die für den Raum um Linz gilt.

Die Bauteile samt deren Abmessungen der verschiedenen Räume wurden analog zur Heizlastberechnung eingegeben. Zusätzlich mussten auch Innenwände und Innentüren angegeben werden, da auch sie durch Strahlungsaustausch mit der Umgebung sowie ihrer Speicherwirkung einen Einfluss auf die Kühllast ausüben.

Eine Verschattung der Bauteile durch Eigenbeschattung oder Horizontüberhöhung wurde in der Kühllastberechnung nicht berücksichtigt, da das betrachtete Gebäude eine der Sonne ausgesetzten Lage aufweist und auch keine Dachvorsprünge o. Ä. vorhanden sind (Flachdachbauweise). Es wurde jedoch in der Berechnung angenommen, dass bei direkter Sonneneinstrahlung der Sonnenschutz geschlossen ist.

Der Reflexionsgrad des Bodens wurde für alle Bauteile mit dem laut VDI 6007 Teil 3 angegebenen für gewöhnlich angenommenen Wert von $\bar{\rho} = 0,2$ berücksichtigt.

Für die Räume wurde in der Regel eine Solltemperatur bei Kühlbetrieb von 23 °C vorgegeben, die im Rahmen eines Schwankungsbereichs von 3 °C eingehalten werden soll. Als maximal tolerierte Raumtemperatur wurden also 26 °C festgelegt. Nur im Raum „Schlafen“ wurde ein engerer Schwankungsbereich von nur 2 °C vorgegeben.

In der Berechnung wurden die in den Räumen verbauten Flächenkühlsysteme berücksichtigt. Bei Räumen, in denen eine mechanische Belüftung vorhanden ist, wurde diese auch berücksichtigt.

9.2.2 Definition der inneren Lasten

Als innere Wärmequellen wurde die Wärmeabgabe infolge von

- Personen
- Beleuchtung
- Geräten und Arbeitshilfen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

berücksichtigt. Maschinen, Stoffdurchsätze sowie sonstige Wärmequellen kommen im Rahmen dieses Anwendungsfall nicht vor bzw. wurden vernachlässigt.

Die Angaben zu den inneren Lasten sind in Tab. 14 zusammengefasst.

Die Anzahl der Personen orientiert sich an den für gewöhnlich tatsächlich im Raum anwesenden Personen bzw. an der möglichen Kapazität der Räume. Die Wärmeabgabe pro Person ergibt sich gemäß VDI 2078 nach dem der Tätigkeit im jeweiligen Raum entsprechenden Aktivitätsgrad (siehe Tab. 15).

Aktivitätsgrad	Beschreibung	Wärmeabgabe in W (pro Person) bei 24° C
1	enstpannt sitzend	100
2	sitzende Tätigkeit (Büro, Schule, Labor)	125
3	stehende leichte Tätigkeit (Laden, Labor, Leichtindustrie)	170
4	stehende mittelschwere Tätigkeit (Laborgehilfe, Maschinenarbeit)	210

Tabelle 15: Aktivitätsgrade nach VDI 2078 [20] bzw. DIN EN 13779

Die Werte für die elektrische Bewertungsleistung wurden auf Basis von Richtwerten der Nennbeleuchtungsstärken bzw. der spezifischen Wärmeleistung nach DIN 5035 „Innenraumbeleuchtung mit künstlichem Licht“, welche in der verwendeten Software hinterlegt sind, angenommen und mit der Fläche des entsprechenden Raums multipliziert.

Die Geräte (und Arbeitshilfen) entsprechen dem tatsächlichen Bestand in den jeweiligen Räumen. Die elektrische Leistung der verschiedenen Geräte wurde entsprechend den Richtwerten laut VDI 2078 bzw. den in der Software hinterlegten Richtwerten angenommen bzw. wurden auf Basis einer Internetrecherche abgeschätzt.

Alle Raumbelastungs- bzw. Auslastungsgrade wurden entsprechend der realen Umstände abgeschätzt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Für alle Räume, ausgenommen jener im Bereich der Wohnung, wurde der Nutzungszeitraum zwischen 7 Uhr und 17 Uhr an Wochentagen definiert. An den Wochenenden werden sie nicht genutzt. Für die Räume im Bereich der Wohnung („Vorraum“, „Essen/Wohnen“ und „Schlafen“) wurde eine ganzwöchige und ganztägige Nutzung berücksichtigt.

9.3 Ergebnisse der Kühllastberechnung

In Abb. 17 ist exemplarisch der Raumtemperatur- und Kühllastverlauf des Seminarraums am Tag der maximal auftretenden Kühllast dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass die inneren Lasten nur zwischen 7 und 17 Uhr auftreten, da sich die Kühllast außerhalb dieser Zeit sprungartig vermindert oder gänzlich verschwindet. Das Maximum der Kühllast tritt für den Seminarraum zwischen 15 und 16 Uhr auf. Der Verlauf der Kühllast und der Raumlufttemperatur erscheint plausibel. Die in der Nacht auftretende Heizlast ist auf die vorgeschriebene Sollraumtemperatur von 23 °C zurückzuführen. In der Realität wäre ein Absinken der Raumtemperatur auf unter 23 °C während der Nacht erwünscht und würde somit auch tagsüber zu einem geringfügig niedrigeren Kühllastverlauf führen. Da der Einfluss der auftretenden Heizlast auf die maximale Kühllast vernachlässigbar klein ist, kann er im Rahmen dieser Berechnung in Kauf genommen werden.

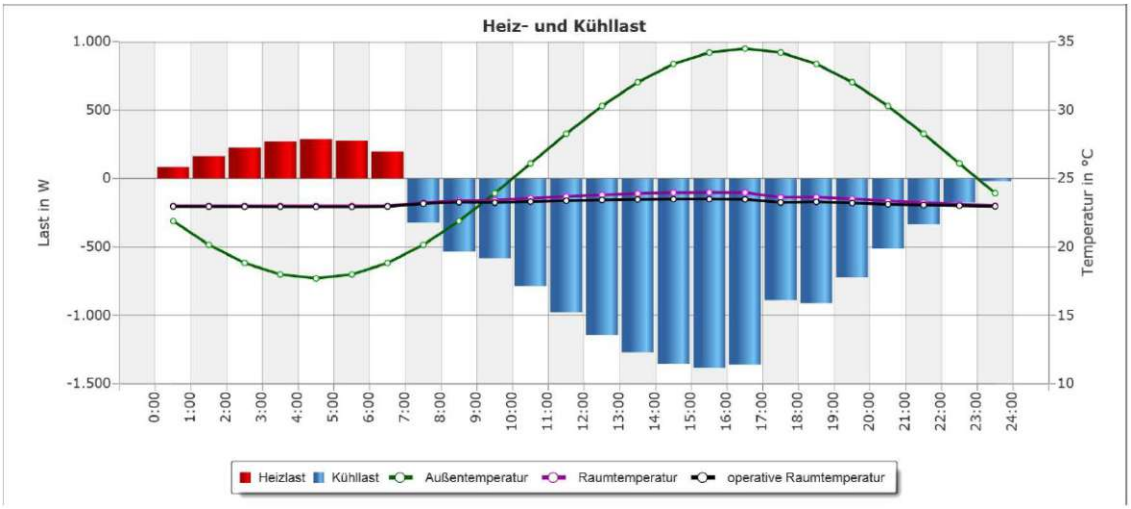


Abbildung 17: Kühllastverlauf des Seminarraums am Tag der max. Kühllast

In Tab. 16 ist die maximale Kühllast für die Monate April bis September dargestellt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Die maximale Kühllast tritt laut Berechnung im Juli zwischen 16 und 17 Uhr auf und beträgt 12,383 kW. Diese maximale Kühllast wird der Auswahl einer thermisch angetriebenen Kältemaschine zugrunde gelegt. Tabelle 17 zeigt die maximalen Kühllasten der einzelnen Räume.

Uhrzeit		Kühllast					
von Uhr	bis Uhr	April W	Mai W	Juni W	Juli W	August W	September W
0:00	1:00	-60	-552	-1715	-2710	-2624	-708
1:00	2:00	-22	-197	-1204	-2131	-2096	-372
2:00	3:00	0	-73	-834	-1639	-1622	-183
3:00	4:00	0	-41	-550	-1282	-1246	-74
4:00	5:00	0	-18	-393	-1075	-987	-43
5:00	6:00	0	-7	-438	-1033	-808	-22
6:00	7:00	0	-84	-904	-1606	-990	-8
7:00	8:00	-1771	-3357	-5305	-6068	-5352	-2507
8:00	9:00	-2329	-4012	-6408	-7122	-6169	-3266
9:00	10:00	-3084	-5074	-7019	-7680	-7258	-4277
10:00	11:00	-4123	-6128	-8029	-8629	-8358	-5352
11:00	12:00	-5078	-7088	-8941	-9505	-9378	-6384
12:00	13:00	-5874	-7886	-9695	-10262	-10243	-7278
13:00	14:00	-7014	-9079	-10863	-11462	-11460	-8476
14:00	15:00	-7485	-9558	-11318	-12017	-11976	-8993
15:00	16:00	-7632	-9720	-11484	-12333	-12158	-9141
16:00	17:00	-7487	-9590	-11371	**-12383**	-12039	-8989
17:00	18:00	-3363	-5490	-7309	-8484	-8012	-4844
18:00	19:00	-2835	-5126	-7047	-8317	-7604	-4074
19:00	20:00	-1819	-4092	-6019	-7346	-6553	-3315
20:00	21:00	-1243	-2936	-4843	-6188	-5541	-2835
21:00	22:00	-813	-2332	-3878	-5249	-4877	-2296
22:00	23:00	-444	-1733	-3143	-4441	-4172	-1812
23:00	24:00	-175	-1144	-2515	-3618	-3456	-1327

Tabelle 16: Ergebnis der Kühllastberechnung

Raum-nummer	Bezeichnung	Fläche m²	Kühllast W	Kühllast W/m²	Monat	Uhrzeit
01.003.001	Eingangsbereich	31.25	-1191	-38.11	Juli	17:00
01.003.003	Seminarraum	61.39	-1406	-22.90	August	15:00
01.003.004	Rezeption	26.63	-352	-13.20	Juli	17:00
01.003.005	Besprechungsraum	34.28	-64	-1.86	Juli	17:00
01.003.010	Büro Produktion	48.23	-1230	-25.49	Juli	17:00
01.003.011	Aufenthaltsraum	29.59	-1401	-47.35	Juli	16:00
02.002.001	Büro	63.92	-1422	-22.25	Juli	17:00
02.002.003	Büro	31.47	-912	-28.99	Juli	17:00
02.002.004	Büro	31.47	-888	-28.23	Juli	17:00
02.002.005	Büro	29.54	-1098	-37.15	Juli	16:00
02.002.007	Vorraum	11.83	-158	-13.34	Juli	17:00
02.002.010	Essen/Wohnen	32.83	-1654	-50.37	Juli	17:00
02.002.011	Schlafen	17.47	-704	-40.30	Juli	18:00

Tabelle 17: Max. auftretende Kühllasten der verschiedenen Räume

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

10 Einbindung von Solarthermie

10.1 Grundlagen solarer Strahlung

Die extraterrestrische Einstrahlungsintensität $I_{dir,extra}$ bezeichnet die Leistung, die aufgrund der Sonneneinstrahlung, ohne Abschwächungseinfluss der Erdatmosphäre, auf eine zur Sonne senkrecht stehende Fläche von einem Quadratmeter eintrifft. Infolge der elliptischen Umlaufbahn der Erde um die Sonne schwankt diese Einstrahlungsintensität über das Jahr hinweg periodisch [39]. Sie kann für den n-ten Tag des Jahres mittels

$$I_{dir,extra} = I_{sc}\left(1 + 0,033\cos\left(\frac{360}{365}n\right)\right) \tag{10.1}$$

berechnet werden, wobei I_{sc} den Mittelwert der extraterrestrischen Einstrahlungsintensität, die sogenannte Solarkonstante, bezeichnet. Der Wert dieser Solarkonstante wurde im Jahr 1982 von der Weltorganisation für Meteorologie auf Basis langjähriger Messungen mit

$$I_{sc} = 1367\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2} \pm 1\% \tag{10.2}$$

festgelegt. Zwischen den einzelnen Jahren (Perioden) gibt es eine relativ geringe Schwankung der Einstrahlungsintensität von 0,1 % [39]. Abbildung 18 zeigt den Verlauf der extraterrestrischen Einstrahlungsintensität über das Jahr.

In der Erdatmosphäre wird die extraterrestrische Sonnenstrahlung durch die beiden Abschwächungsmechanismen Absorption und Streuung abgeschwächt. Durch die Streuung ergibt sich neben der Direkteinstrahlung I_{dir} ein diffuser Anteil I_{diff} der Strahlung. Die globale solare Einstrahlung setzt sich aus diesen beiden Anteilen additiv zusammen,

$$I_{glob} = I_{dir} + I_{diff}. \tag{10.3}$$

Die Stärke dieser Abschwächung hängt von der relativen Luftmasse AM (engl.: Air mass factor), die die solare Einstrahlung durchqueren muss, ab. Sie gibt das Verhältnis der Atmosphärendicke bei bestimmtem Zenitwinkel θ_z zur einfachen Atmosphärendicke an und kann (näherungsweise) unter Zuhilfenahme von

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

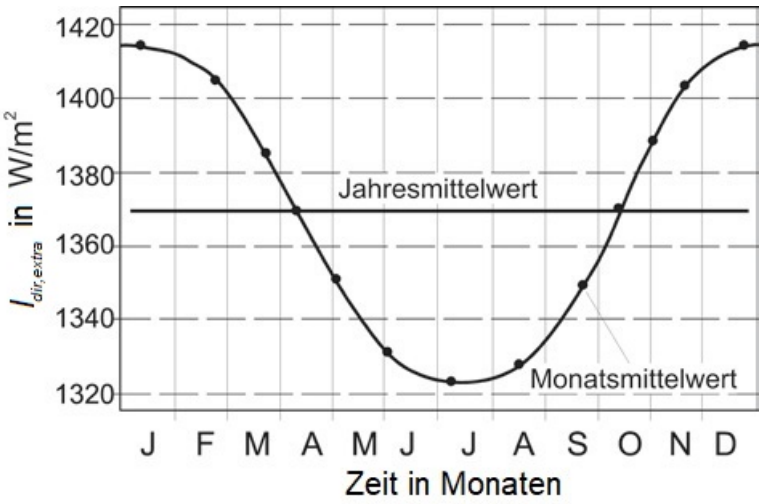


Abbildung 18: Schwankung der extraterrestrischen Intensität der solaren Einstrahlung über ein Jahr (modifiziert nach [39])

$$AM = \frac{1}{\cos \theta_z} \tag{10.4}$$

berechnet werden [13].

Das extraterrestrische solare Einstrahlungsspektrum kann in drei Wellenlängenbereiche unterteilt werden [39]:

- ultraviolett: $\Lambda < 380$ nm, Energieanteil: 6,4 %
- sichtbar: $380 < \Lambda < 780$ nm, Energieanteil: 48 %
- infrarot: $\Lambda > 780$ nm, Energieanteil: 45,6 %.

Abbildung 19 zeigt die extraterrestrische Strahlungsstärke der Sonne und das globale Einstrahlungsspektrum bei 1,5-facher relativer Luftmasse ($AM = 1,5$). Der Unterschied zwischen den beiden Kurven entsteht durch die bereits genannten Abschwächungsmechanismen Absorption und Streuung.

Absorption tritt durch die in der Atmosphäre vorkommenden Gase CO_2, O_2 und O_3 sowie durch Wasserdampf auf. Absorption bedeutet die Dissipation einer Welle in einem Körper, wodurch ein Intensitätsverlust folgt. Große energetische Verluste treten vor allem im infraroten Bereich der Strahlung auf, in dem hauptsächlich Wasserdampf

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

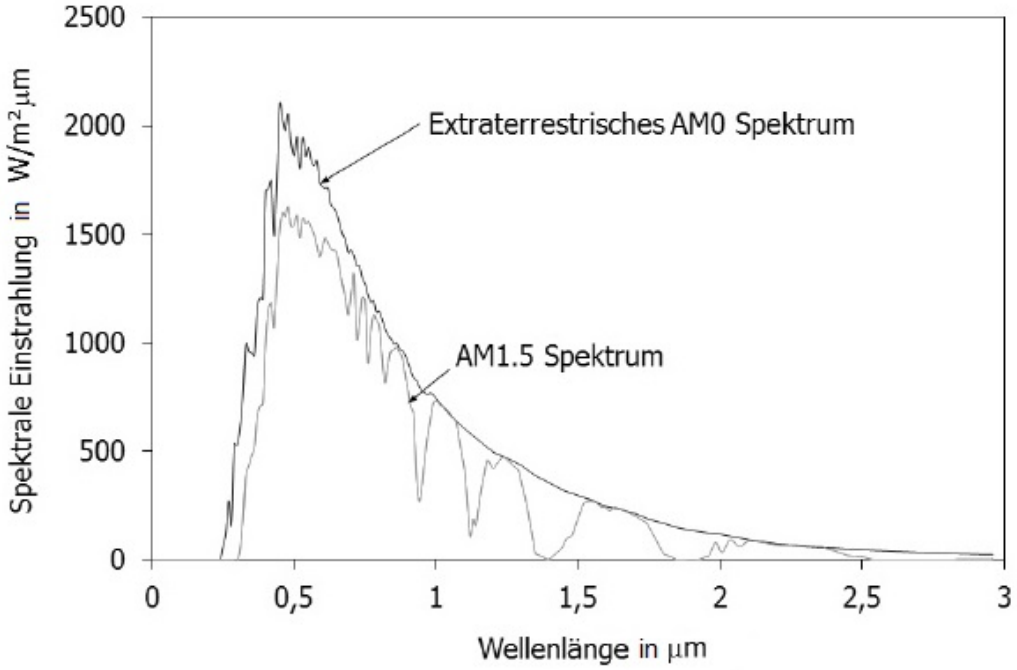


Abbildung 19: Extraterrestrische Einstrahlung der Sonne (modifiziert nach [13])

und CO_2 absorbieren. Im ultravioletten Bereich des Spektrums tritt Absorption durch Ozon auf, was zwar energetisch gesehen nur einen kleinen Teil ausmacht, allerdings von großer Bedeutung für das Leben auf der Erde ist [39].

Bei der Streuung von Strahlung werden die einfallenden Wellen in verschiedene räumliche Richtungen umgelenkt. Im Gegensatz zur Absorption findet hier keine Energieumwandlung statt. Streuung kann in zwei Mechanismen unterteilt werden, in die Rayleigh-Streuung und die Mie-Streuung. Als Rayleigh-Streuung wird die Streuung an atmosphärischen Molekülen, die sehr viel kleiner als die Lichtwellenlänge sind, bezeichnet. Dadurch kommt es zur Blaufärbung des Himmels. Die Mie-Streuung erfolgt an Aerosolen wie beispielsweise Wassertropfen. Diese befinden sich im gleichen Größenbereich wie die Wellenlänge des Lichts [39].

Wie Abb. 20 zeigt, kann aufgrund des Verhältnisses von Globalstrahlung zu extraterrestrischer Einstrahlung eine Aussage über den Diffusanteil der globalen Strahlung am entsprechenden Tag gemacht werden. Wie zu erkennen ist, besteht das einfallende Licht an trüben bzw. bewölkten Tagen nahezu gänzlich aus diffuser Einstrahlung, wohingegen der diffuse Anteil an klaren Tagen auf etwa 20% zurückgeht [42].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

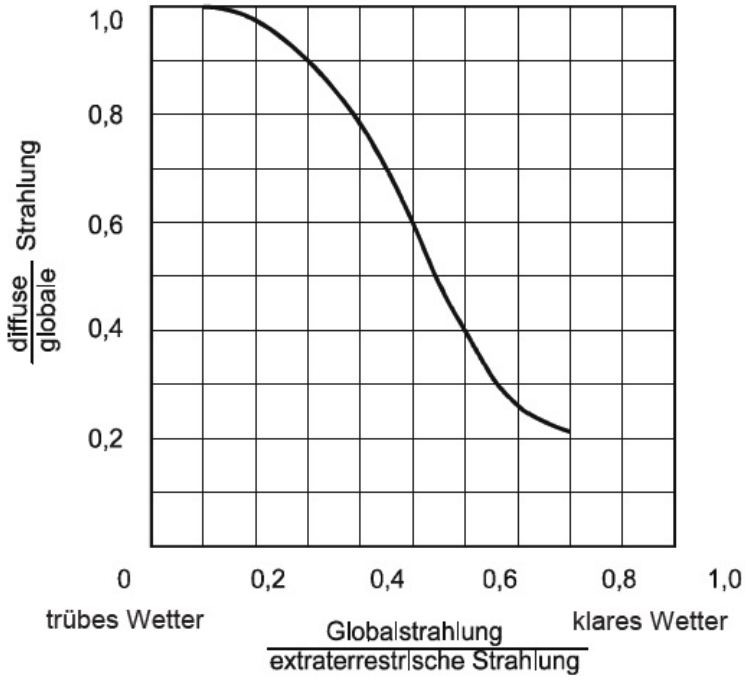


Abbildung 20: Verhältnis der Diffus- zur Globalstrahlung über jenem der Global- zur extraterrestrischen Strahlung [42]

Wie oben bereits beschreiben, wirkt sich die Ekliptik der Erde auf die extraterrestrische Einstrahlung der Sonne aus. Neben dieser wird die auf der Erde ankommende Strahlungsintensität der Sonne (terrestrische Strahlung) unter anderem von folgenden weiteren Faktoren beeinflusst [39]:

- von der Deklination der Erde, der Neigung der Erdachse zur Ekliptik (Einfluss der Jahreszeiten).
- von der Eigenrotation der Erde (Tageszeiteneinfluss).
- vom Sonnenstand, der wiederum von der geographischen Breite ϕ abhängt und
- vom Einfluss des Wetters.

Der Einstrahlwinkel der Sonne hat große Auswirkungen auf die Intensität der Sonneneinstrahlung. Um einen möglichst großen Solarertrag durch Solarkollektoren zu erzielen, kommt der Ausrichtung dieser eine wichtige Rolle zu. Im Folgenden werden die wichtigsten Winkel und Begriffe zur Beschreibung der Sonnenposition und Kollektorausrichtung zusammengefasst. Abbildung 21 veranschaulicht diese bildlich.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

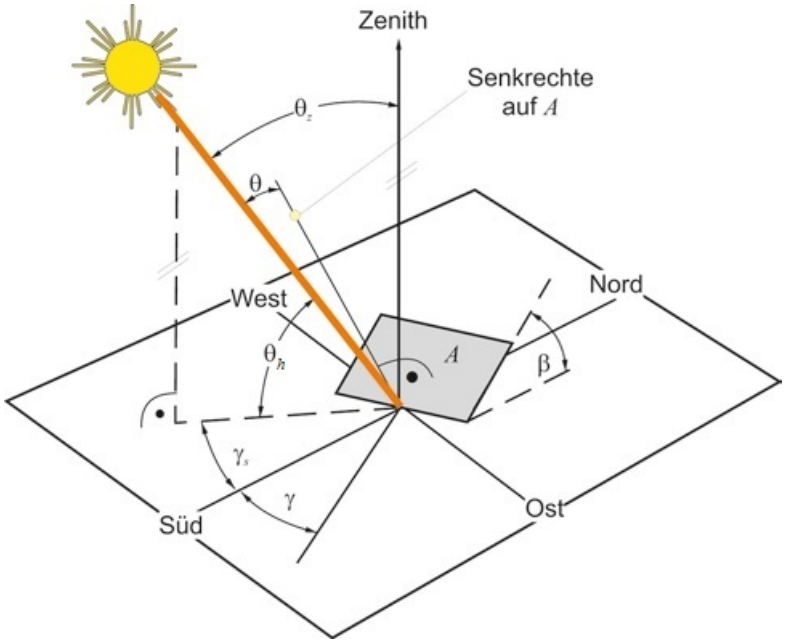


Abbildung 21: Winkel zur Beschreibung der Sonnenposition und Kollektorausrichtung (modifiziert [39])

Dabei ist

- β der Kollektorneigungswinkel gegenüber der horizontalen Ebene.
- γ der Azimutwinkel des Kollektors (Abweichung bezüglich südlicher Ausrichtung, wobei eine östliche Ausrichtung als negativ, eine westliche als positiv angegeben wird).
- γ_s der Sonnenazimutwinkel (wiederum östlich negativ, westlich positiv).
- θ der Inzidenzwinkel (Abweichung der Einstrahlungsrichtung von der Kollektornormalen).
- θ_z der Zenitwinkel der Sonne.
- θ_h der Höhenwinkel der Sonne. Es gilt $\theta_h + \theta_z = 90°$.

Der Inzidenzwinkel kann bei Kenntnis des Zenitwinkels θ_z und des Sonnenazimutwinkels γ_s sowie der Aufstellwinkel der Solarkollektoren β und γ nach

$$\theta = \arccos(\cos\theta_z \cos\beta + \sin\theta_z \sin\beta \cos(\gamma_s - \gamma)) \tag{10.5}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

berechnet werden [12].

Die Globalstrahlung in der Kollektorebene $I_{glob,K}$ setzt sich analog zu Gl. (10.3) aus der Direkteinstrahlung und der Diffuseinstrahlung in der Kollektorebene zusammen.

10.2 Solarkollektoren

In Solarkollektoren wird die einfallende Solarstrahlung in thermische Energie umgewandelt, um ein Arbeitsmittel (meist Wasser oder Wasser-Glykol-Gemisch) zu erwärmen [9]. Das Heißwasser ist dann für Heizzwecke, zur solaren Brauchwassererwärmung oder zum Antrieb einer thermisch angetriebenen Kältemaschine einsetzbar. Es gibt aber auch Systeme, in denen Luft als Arbeitsmedium dient und beispielsweise für eine Heizlüftungsanlage vorgewärmt wird.

Durch die Kombination von solarer Kühlung und einer solaren Heizungsunterstützung inklusive Brauchwassererwärmung wird eine hohe Auslastung der Solarkollektoren im Verlauf des ganzen Jahres erreicht. Durch folgende Umstände gibt es allerdings eine Abminderung der Kollektorerträge [46]:

- In den Übergangszeiträumen gibt es eine Bedarfslücke (geringer Heizbedarf, kaum Kühlbedarf)
- Verringerter/Kein Heiz- bzw. Kühlbedarf an den Wochenenden - Mangelnde Verwertung solarer Einstrahlung

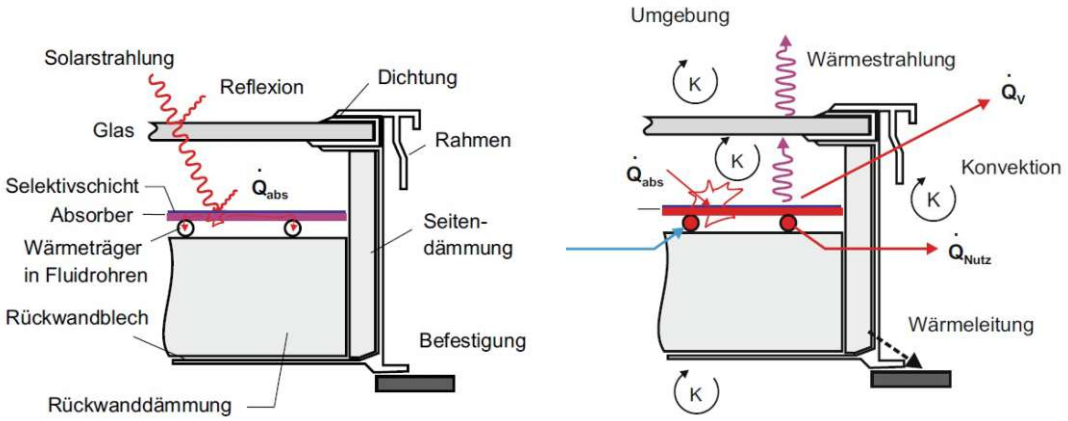
Es gibt eine Vielzahl an unterschiedlichen Bauweisen von Solarkollektoren. Typische Kollektorarten im Bereich von Niedertemperatursystemen, dazu gehören Systeme bis zu einer Temperatur von 400 °C, sind [39]:

- Röhrenabsorber (für solare Schwimmbadheizung)
- Flachkollektoren
- Vakuumkollektoren (Vakuumröhren - und Vakuumflachkollektoren)

Da in dieser Arbeit Flachkollektoren zur Nutzung der Sonnenenergie verwendet werden, wird im Folgenden ausschließlich diese Bauart vorgestellt. Der Einsatzbereich von Flachkollektoren liegt bei Temperaturen zwischen 30 und 120 °C [39]. In Abb. 22(a) ist

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

der Aufbau eines Flachkollektors dargestellt, Abb. 22(b) veranschaulicht die Verluste gemäß der verschiedenen Wärmetransportmechanismen. Auf diese wird im nächsten Kapitel genauer eingegangen. Zuerst werden aber die wichtigsten Bestandteile eines Solarkollektors vorgestellt.



(a) Aufbau und Wärmeaufnahme

(b) Verluste infolge Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung

Abbildung 22: Aufbau und Funktion von Flachkollektoren [37]

Eine spezielle Glasabdeckung mit hohem Transmissionsgrad (Solarglas) sorgt für geringe optische Verluste. Zusätzlich soll sie Wärmeverluste durch Wärmestrahlung und konvektiven Übergang klein halten. Der Absorber (meist selektiv beschichtet) wandelt die einfallende Solarstrahlung in innere Energie um und gibt Wärme an das durch die Rohre strömende Wärmeträgerfluid ab. Die Dämmung des Kollektors sowie das Gehäuse und die Dichtung haben die Aufgabe, Verluste aufgrund von Wärmeleitung und Konvektion möglichst klein zu halten. Zusätzlich schützen Gehäuse und Dichtung vor Verschmutzung und mechanischer Beanspruchung [37, 39].

10.2.1 Verluste und Wirkungsgrad von Solarkollektoren

Allgemein kann der mithilfe von Solarkollektoren aus der Sonneneinstrahlung umgewandelte Nutzwärmestrom des Kollektors $\dot{Q}_{Koll}$ als

$$\dot{Q}_{Koll} = I_{glob,K} A_{Ap} - \dot{Q}_{opt} - \dot{Q}_{therm} \tag{10.6}$$

angeschrieben werden [33]. Die Einstrahlleistung in der Kollektorebene $I_{glob,K} A_{Ap}$ wird aufgrund optischer Verluste $\dot{Q}_{opt}$ und thermischer Verluste $\dot{Q}_{therm}$ reduziert. Ab-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

bildung 23 veranschaulicht die Aufspaltung der gesamten Einstrahlleistung in Nutzwärme sowie in optische und thermische Verluste.

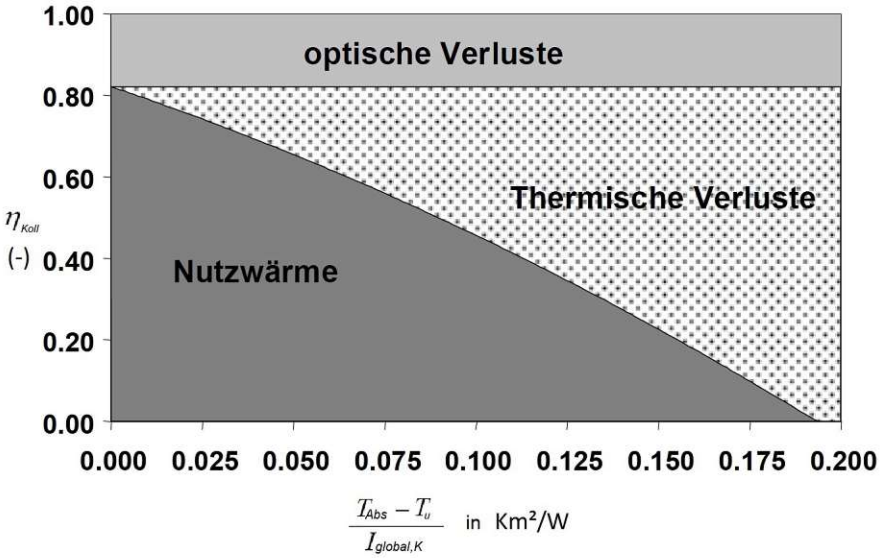


Abbildung 23: Kollektorwirkungsgrad und Verluste (modifiziert nach [33])

Der Wirkungsgrad eines Solarkollektors ist definiert durch

$$\eta_{Koll} = \frac{\dot{Q}_{Koll}}{I_{glob,K} A_{Ap}}. \tag{10.7}$$

Die optischen Verluste entstehen durch Reflexion der Solarstrahlung am Solarglas sowie am Absorber und können formelmäßig durch

$$\dot{Q}_{opt} = I_{glob,K} A_{Ap} (1 - \bar{\tau}_G \bar{\alpha}_{Abs}) \tag{10.8}$$

ausgedrückt werden. Das Transmissions-Absorptionsprodukt $\bar{\tau}\bar{\alpha}_{Abs}$ entspricht dem optischen Wirkungsgrad η_{opt} und berücksichtigt auch die in der Realität auftretende mehrfache Reflexion zwischen der Unterseite der Glasabdeckung und dem Absorber. Für eine tiefergehende Betrachtung des optischen Wirkungsgrades wird an dieser Stelle auf die Literatur in [12] und [45] verwiesen.

Die thermischen Verluste $\dot{Q}_{therm}$ können in Verluste durch Wärmeleitung und Konvektion $\dot{Q}_{WL+K}$ sowie Verluste durch Wärmestrahlung $\dot{Q}_{Str}$ aufgeteilt werden, wobei erstgenannter Anteil durch die Gleichung für den Wärmedurchgang (vgl. Gl. (4.12)),

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

also durch

$$\dot{Q}_{WL+K} = A_{Ap} U_{Koll} (T_{Abs} - T_u) \tag{10.9}$$

ausgedrückt werden kann. Die (mittlere) Absorbertemperatur T_{Abs} wird näherungsweise über den arithmetischen Mittelwert der Vor- und Rücklauftemperaturen des Überträgerfluids nach

$$T_{Abs} = \frac{T_{F,ein} + T_{F,aus}}{2} \tag{10.10}$$

bestimmt [33].

Die Verluste aufgrund des Strahlungsaustausches mit der Umgebung können über

$$\dot{Q}_{Str} = A_{Ap} \varepsilon_{Abs} \sigma (T_{Abs}^4 - T_H^4) \tag{10.11}$$

ermittelt werden, wobei T_H die Temperatur des Himmels bezeichnet [33].

Für den Wirkungsgrad des Kollektors ergibt sich mithilfe der zuvor dargestellten Gleichungen

$$\eta_{Koll} = \tau_G \alpha_{Abs} - \frac{U_{Koll}}{I_{glob,K}} (T_{Abs} - T_u) - \frac{\varepsilon_{Abs} \sigma}{I_{glob,K}} (T_{Abs}^4 - T_H^4). \tag{10.12}$$

Praktisch wird der Wirkungsgrad eines Solarkollektors oft auf die vereinfachte Gleichung

$$\eta_{Koll} = \eta_{opt} - c_1 \frac{T_{Abs} - T_u}{I_{glob,K}} - c_2 \frac{(T_{Abs} - T_U)^2}{I_{glob,K}} \tag{10.13}$$

unter der Vereinfachung $T_H \approx T_u$ bzw. unter Berücksichtigung des Einfallswinkels der Solarstrahlung, des Inzidenzwinkels θ, mithilfe der Winkelkorrektur $IAM(\theta)$ (engl.: Incidence Angle Modifier) auf

$$\eta_{Koll} = IAM(\theta) \eta_{opt} - c_1 \frac{T_{Abs} - T_u}{I_{glob,K}} - c_2 \frac{(T_{Abs} - T_U)^2}{I_{glob,K}} \tag{10.14}$$

reduziert [45, 47].

Der Winkelkorrekturfaktor kann bei der messtechnischen Erfassung nach EN 12975 auch zwischen dem Winkelkorrekturfaktor für direkte Einstrahlung IAM_{dir} und dem

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Winkelkorrekturfaktor für den diffusen Strahlungsanteil IAM_{diff} unterschieden werden [45]. Folglich kann der am Absorber eintreffende und aufgenommene Wärmestrom durch

$$\dot{Q}_{Abs} = (\eta_{opt,dir} IAM_{dir} I_{dir} + \eta_{opt,diff} IAM_{diff} I_{diff}) A_{Ap} \tag{10.15}$$

ausgedrückt werden, wobei auch der optische Wirkungsgrad in einen Anteil für die Direkteinstrahlung und in einen Diffusanteil aufgeteilt werden muss.

Abbildung 24 zeigt typische Wirkungsgradkennlinien für verschiedene Solarkollektorarten.

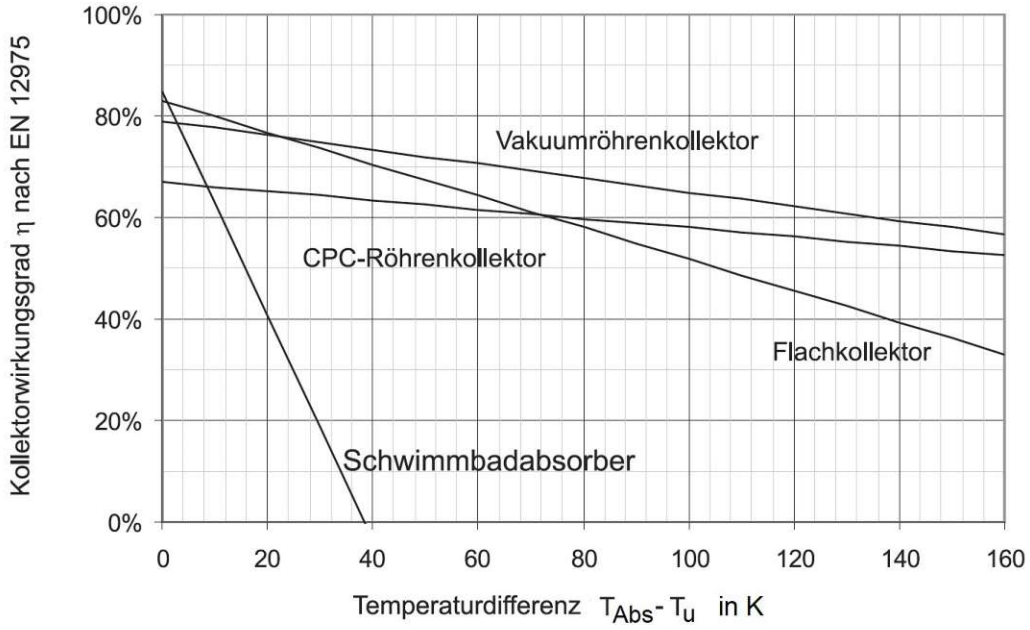
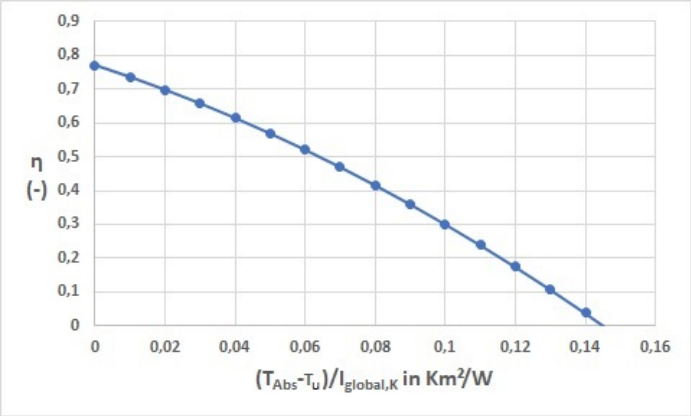


Abbildung 24: Typische Kollektorwirkungsgrade in Abhängigkeit der Differenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur (modifiziert nach [45])

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

10.2.2 Der eingesetzte Flachkollektor Solar Star S 2.4

(a) Solar Star S 2.4



(b) Wirkungsgraddiagramm

Abbildung 25: Eingesetzter Flachkollektor Harreither Solar Star S 2.4 mit zugehörigem Wirkungsgraddiagramm

Die verwendeten Flachkollektoren Solar Star S 2.4 werden von der Firma Harreither selbst hergestellt. Sie besitzen einen optischen Wirkungsgrad η_{opt} von 0,77. Der Flachkollektor ist in Abb. 25(a) dargestellt, Abb. 25(b) zeigt das zugehörige Wirkungsgraddiagramm. Tabelle 18 beinhaltet die Werte des Winkelabhängigkeitsfaktors IAM bei verschiedenen Inzidenzwinkeln. Diese Werte wurden aus dem Testbericht des Fraunhofer Instituts zur Messung nach EN 12975-1,2:2006 übernommen, der von der Firma Harreither zur Verfügung gestellt wurde.

θ	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
IAM	1	1	1	0,99	0,97	0,94	0,86	0,83	0,47	0

Tabelle 18: Winkeleinflussfaktor IAM in Abhängigkeit vom Inzidenzwinkel θ

10.2.3 Aufstellung

Solare Flachkollektoren werden der Bewegung der Sonne in der Regel nicht nachgeführt und müssen deshalb so ausgerichtet werden, dass eine möglichst große Menge an solarer Einstrahlung genutzt werden kann. Der optimale Neigungswinkel β_{opt} ist näherungsweise eine Funktion der geographischen Breite ϕ alleine [9]. Kollektoren, die hauptsächlich zur Heizungsunterstützung genutzt werden, also im Winter für gute Erträge sorgen, sollten mit einem Neigungswinkel von $\beta_W = \phi + 15°$ aufgestellt

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

werden. Steht hingegen ein Betrieb während des Sommers im Vordergrund (z.B. für Trinkwassererwärmung), empfiehlt sich ein Neigungswinkel von $\beta_S = \phi - 15°$ [9, 10]. Im Rahmen dieser Arbeit sollen die Kollektoren hauptsächlich zum Betrieb der Ab- bzw. Adsorptionskältemaschine dienen. Die Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung durch die Kollektoren soll von zweitrangiger Bedeutung sein. Somit wird der optimale Anstellwinkel entsprechend der oben angegebenen Faustregel für eine sommerliche Nutzung verwendet. Diese ergibt am nördlichen Breitengrad von $\phi = 47,9°$ einen Neigungswinkel von $\beta = 32,9°$.

Der optimale Azimutwinkel γ_{opt} der Kollektoren würde sich bei Einbindung der thermisch angetriebenen Kältemaschine ohne Heißwasserspeicher durch den Zeitpunkt der maximalen Kühllast ergeben. Durch den Einsatz eines Heißwasserspeichers kann hier eine zeitliche Entkopplung von Angebot und Bedarf ermöglicht werden. Die Solarkollektoren werden, um möglichst hohe Kollektorerträge zu erreichen, genau in südlicher Richtung $\gamma = 0°$ ausgerichtet.

Abbildung 26 zeigt das Sonnenstandsdiagramm für den Standort Gaflenz, wobei durch das rote Kreuz die gewählte Ausrichtung der Solarkollektoren gekennzeichnet ist. Der Anstellwinkel entspricht dem Komplementärwinkel des Höhenwinkels.

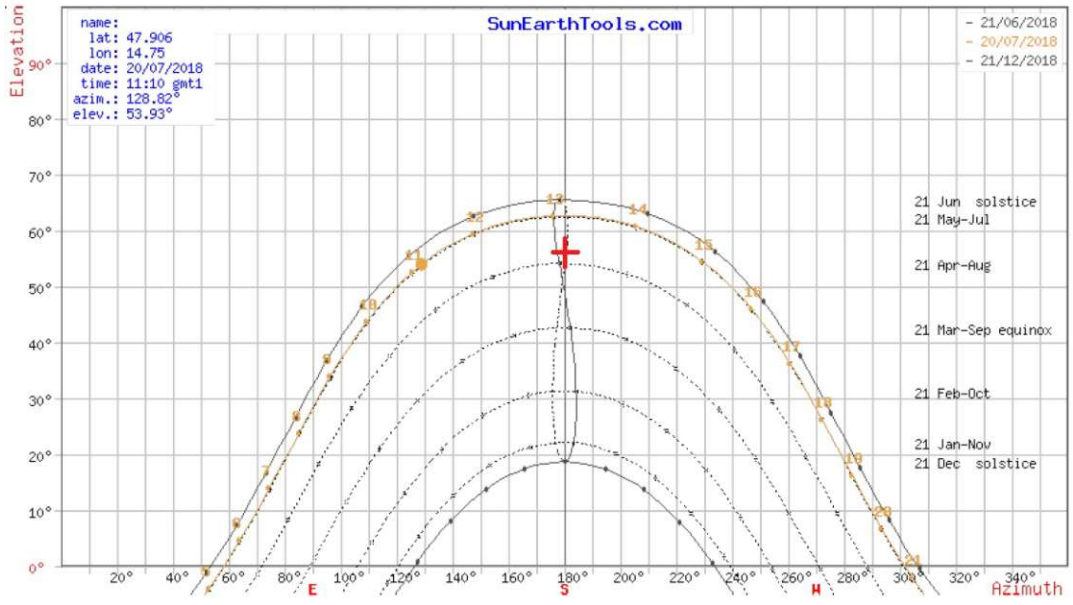


Abbildung 26: Sonnenstandsdiagramm für den Standort Gaflenz, Oberland (modifiziert nach [40])

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

10.3 Messung der Sonneneinstrahlung

Für die Auslegung des Kollektorfeldes wurden Messungen herangezogen, die von der Fa. Harreither durchgeführt wurden bzw. zurzeit gerade laufen. Der Ort der Messung befindet sich in unmittelbarer Nähe zum Firmenstandort (ca. 2 km Distanz), sodass lokale Aussagen über den zeitlichen Verlauf der Einstrahlungsleistung am Ort gemacht werden können. Die Messgröße ist die globale solare Strahlung I_{glob} (Globalstrahlung). Sie wird mithilfe eines Pyranometers auf einer horizontalen Fläche gemessen.

Ein Pyranometer lenkt die einfallende Strahlung durch zwei halbkugelförmige Glashauben auf einen schwarzen Absorber. Dort wird sie vom Absorber in innere Energie umgewandelt und erhöht dessen Temperatur, welche über ein Thermoelement gemessen werden kann. Es entsteht eine Spannung, die der Temperaturdifferenz proportional ist und somit Auskunft über die Globalstrahlung gibt [45]. Durch die hemisphärische Glasabdeckung wird eine geringe Winkelabhängigkeit erreicht. Die gemessenen Einstrahlungsintensitäten können somit näherungsweise in die Kollektorebene, welche gegenüber der horizontalen Ebene um den gewählten Anstellwinkel geneigt ist, übernommen werden.

Die gesammelten Messdaten wurden ausgewertet, um als Grundlage zur Auslegung der Solarkollektoren und des thermischen Speichers zu dienen. Die Auswertung wird in Kap. 12.3.1 behandelt. Zuvor soll aber auf die Grundlagen und verschiedenen Möglichkeiten einer Solaren Kühlung eingegangen werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

11 Solares Kühlen

Weltweit sind bisher mehrere hundert Systeme auf Basis solarer Kühlung installiert. In Österreich gab es im Jahr 2012 etwa zwanzig - vorrangig im Bereich von Bürogebäuden. Die größten Hindernisse für die vermehrte Nutzung solarer Kühlung sind die noch hohen Kosten bei gleichzeitig niedrigen Strompreisen [13].

Solare Technologien für die Gebäudekühlung umfassen grundsätzlich elektrisch und thermisch angetriebene Systeme. Einen Überblick über gängige Technologien zur Solaren Kühlung zeigt Abb. 27. Bei elektrisch angetriebenen Systemen wird die elektrische Energie im Regelfall über eine Photovoltaikanlage aus solarer Einstrahlung gewonnen und treibt eine Kompressionskältemaschine an. Alternativ dazu gibt es auch Systeme, bei denen mithilfe von Peltier-Elementen elektrische Energie direkt in thermische Energie umgewandelt werden kann [39].

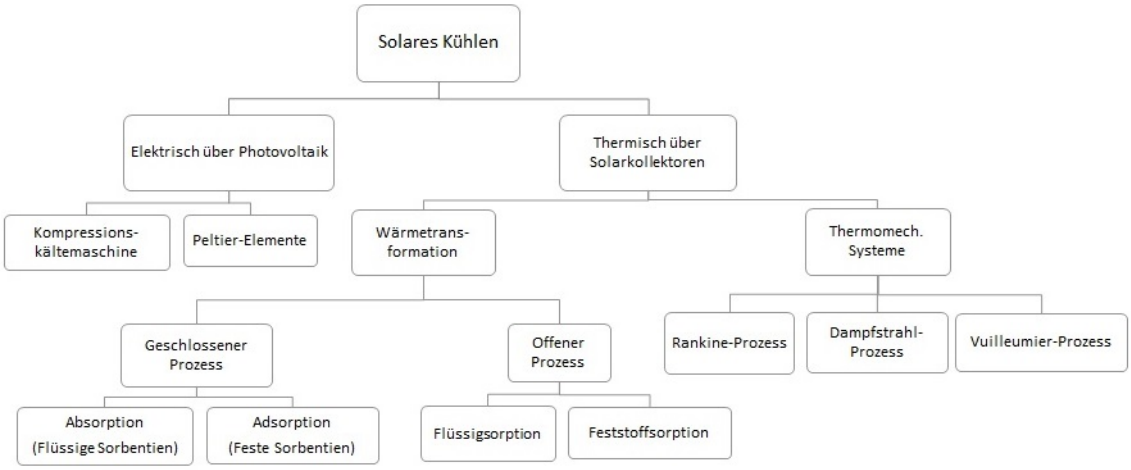


Abbildung 27: Übersicht über Technologien zur Solaren Kühlung (eigene Darstellung nach [30, 39])

In thermischen Systemen wird die einfallende Solarstrahlung in Solarkollektoren in thermische Energie umgewandelt und kann anschließend über verschiedene Prozesse genutzt werden. Neben thermomechanischen Systemen, zu denen der Rankine-Prozess, der Dampfstrahl-Prozess sowie die Vuilleumier-Maschine, die im Wesentlichen nach einem linksläufigen Stirling-Prozess arbeitet, gehören, gibt es auch Wärmetransfersysteme. Letztere lassen sich hinsichtlich der Prozessführung in offene sowie

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

geschlossene Prozesse unterteilen [39].

Nach dem geschlossenen Prozess arbeiten die Absorptionskältemaschine, die auf Basis eines flüssigen Sorptionsmittels funktioniert sowie die Adsorptionskältemaschine, welche sich auf die Adsorption an einem festen Sorptionsmittel stützt. Wärmetransfersysteme, die im Rahmen eines geschlossenen Prozesses arbeiten, stellen Nutzkälte zur Verfügung, die für Prozesskühlung oder Raumkühlung über eine Kühldecke genutzt werden kann [39]. Diese Technologien kommen somit für die Anwendung im Rahmen dieser Arbeit in Frage. Sie werden daher in den nächsten Kapiteln näher behandelt.

Ein sorptionsgestütztes Klimatisierungssystem (SGK-Anlage) arbeitet als offener Prozess. Es wird im Unterschied zu einem geschlossenen Kältemaschinenprozess nicht nur Nutzkälte zur Verfügung gestellt, sondern die Temperatur und der Feuchtegehalt der Luft, die die Anlage direkt durchströmt, bereits innerhalb der Anlage konditioniert [39]. Da im betrachteten Anwendungsfall die Raumklimatisierung nicht über das Medium Luft erfolgt, sondern über eine mit Wasser durchströmte Deckenkühlung, kommen SGK-Anlagen nicht in Frage und werden daher nicht näher behandelt.

11.1 Kälteerzeugung über geschlossene Systeme

In geschlossenen Prozessen entsteht der Kühleffekt durch die Verdampfung eines Kältemittels bei niedrigem Druck durch Wärmeentzug aus dem zu kühlenden Kreislauf (Kältekreislauf). Zur Aufrechterhaltung des Kältemitteldampfstromes wird das Kältemittel von einem Sorptionsmittel aufgenommen. Hinsichtlich der Art dieser Kältemittelaufnahme kann in Absorptions- und Adsorptionsprozessen unterschieden werden. Um ein Erliegen des Prozesses nach Erreichen der Sättigung des Sorptionsmittels zu verhindern, wird das Kältemittel mithilfe von (solarer) Wärme wieder ausgetrieben. Anschließend wird der Kältemitteldampf kondensiert und wieder dem Verdampfer zugeführt - es entsteht ein geschlossener Kreisprozess [47].

In geschlossenen Wärmetransfersystemen kommen gezielt ausgewählte Arbeitsstoffpaare zum Einsatz. Eine Komponente dieses Paares bildet das Kältemittel, während die andere als Lösungsmittel (für das Kältemittel) dient. Bei der Absorption kommt es zur chemischen Lösung des Kältemittels im Lösungsmittel. Die Adsorption beruht auf der physikalischen Bindung des Kältemittels an einem hochporösen Feststoff mit

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

möglichst großer innerer Oberfläche [47].

Ein weiterer Unterschied ergibt sich in der Kontinuität der Prozesse. Bei der Absorptionskältemaschine wird eine kontinuierliche Nutzkältebereitstellung durch kontinuierliche Absorption und Austreibung des Kältemittels bewerkstelligt. Dazu wird neben dem Kältemittel auch das Lösungsmittel in einem geschlossenen Kreislauf gefördert. Weder die Adsorption noch die Austreibung des Kältemittels verlaufen im Adsorptionskälteprozess hingegen kontinuierlich, da das feste Sorptionsmittel statisch ist. Um dennoch einen annähernd kontinuierlichen Betrieb zu ermöglichen, benötigt es zwei Adsorptionskammern, die alternierend betrieben werden müssen. Während in einer die Adsorption stattfindet, wird in der anderen zum betrachteten Zeitpunkt das Kältemittel ausgetrieben [47].

Abbildung 28 zeigt die grundsätzliche Funktionsweise sowie die Unterschiede in der Prozessführung der Ad- und Absorptionskältetechnik.

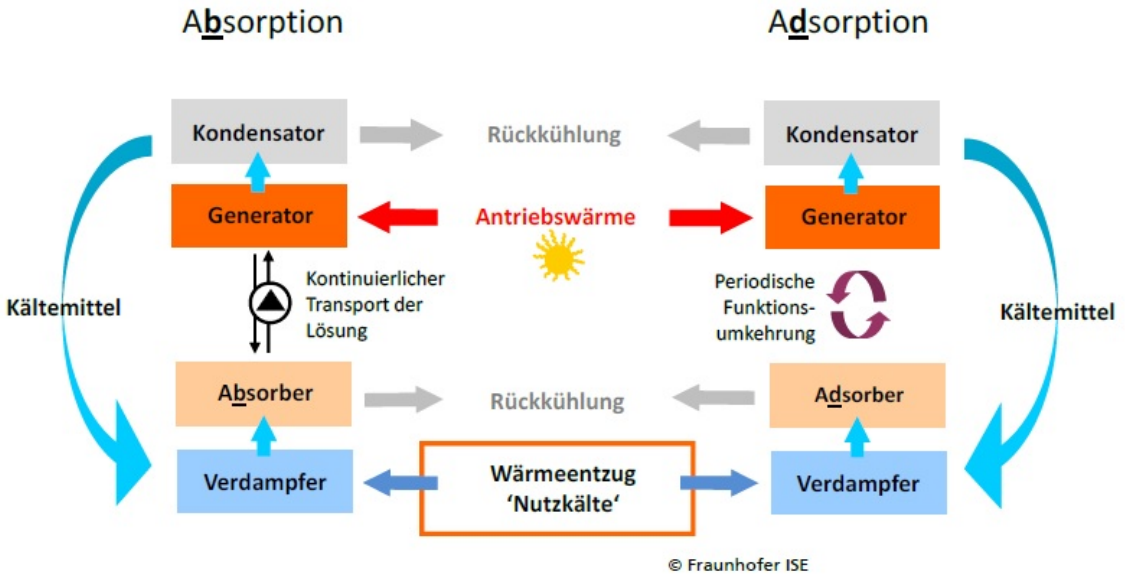


Abbildung 28: Funktionsweise der Ad- und Absorptionskältetechnik [47]

Da sich beide Technologien sehr ähnlich sind, werden die grundlegenden Komponenten und das gemeinsame Funktionsprinzip nun allgemein nach [47] erklärt:

Im **Verdampfer** wird die eigentliche Kühlfunktion der thermisch angetriebenen Käl-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

temaschine (TKM) erzielt. Das Kältemittel nimmt bei niedrigem Druck Wärme aus dem Kältekreislauf auf. Dazu muss das Temperaturniveau im Verdampfer über jenem des Kältekreislaufs liegen. Das für die Verdampfung des Kältemittels notwendige niedrige Druckniveau wird durch Ab- bzw. Adsorption des Kältemittels erreicht.

Im **Absorber** bzw. **Adsorber** wird das Kältemittel vom Lösungsmittel aufgenommen. Die dabei frei werdende Sorptionswärme muss über einen Kühlwasserkreislauf abgeführt werden, um die Aufnahme des Kältemittels im Lösungsmittel weiter zu ermöglichen.

Im **Austreiber** wird die Antriebswärme dazu benötigt, das Kältemittel wieder vom Lösungsmittel zu trennen, um eine erneute Ab- bzw. Adsorption und somit einen Kreislauf zu ermöglichen. Ab- bzw. Adsorber und Austreiber übernehmen zusammen die Funktion des Verdichters in einer Kompressionskältemaschine und werden aus diesem Grund auch als thermischer Verdichter bezeichnet.

Der ausgetriebene Kältemitteldampf wird anschließend im **Kondensator** unter Abgabe von Wärme an den Kühlwasserkreislauf wieder verflüssigt. Dadurch nimmt das Kältemittel wieder seinen Anfangszustand ein und der Kreisprozess kann erneut durchlaufen werden. Der Kondensatordruck und die Kondensatortemperatur müssen mit der Kühlwassertemperatur so abgestimmt werden, dass das Kältemittel unter Abgabe von Wärme kondensiert.

Die Leistungszahl einer Kompressionskältemaschine (KKM) entspricht im Grunde der einer Wärmepumpe, es gilt

$$\varepsilon_{KM} = \frac{\dot{Q}_K}{P_{el}}. \tag{11.1}$$

Im Falle einer thermisch angetriebenen Kältemaschine setzt sich der benötigte Wärmestrom aus dem Antriebswärmestrom aufgrund solarer Einstrahlung und dem Hilfswärmestrom zusammen [39]. Somit ergibt sich für die Leistungszahl

$$\varepsilon_{KM} = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_{Antr} + \dot{Q}_{Hilfs}}. \tag{11.2}$$

Durch die unterschiedlichen Bezugsgrößen ist der Vergleich zwischen thermisch angetriebener und Kompressionskältemaschine schwierig. Aus diesem Grund wird häufig

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

auf die auf den Primärenergieeinsatz bezogene Leistungszahl ε_{prim} zurückgegriffen. Dabei werden neben dem Antriebswärmestrom auch die benötigte Hilfswärme bzw. -kälte und die elektrische Leistung für Pumpen und andere Hilfsaggregate samt ihrer spezifischen Umwandlungswirkungsgrade miteinbezogen [39],

$$\varepsilon_{prim} = \frac{\dot{Q}_K}{\frac{P_{el}}{\eta_{el}} + \frac{\dot{Q}_{Hilfs}}{\eta_{therm}} + \dot{Q}_{Antr}}. \tag{11.3}$$

11.2 Absorptionskältetechnik

Absorptionskältemaschinen werden mithilfe eines Arbeitsstoffpaares aus einem Kältemittel sowie einem flüssigen Lösungsmittel betrieben. Als einsatztauglich haben sich vor allem Maschinen mit den Stoffpaaren Ammoniak/Wasser und Wasser/Lithiumbromid erwiesen, wobei der erstgenannte Stoff jeweils das Kältemittel und der zweitgenannte das Lösungsmittel darstellt. Hinsichtlich des verwendeten Arbeitsstoffpaares ergeben sich verschiedene Eigenschaften und Anwendungsbereiche [13, 19]. Bevor auf diese eingegangen wird, werden allerdings noch einige allgemeine Zusammenhänge erläutert.

Absorptionskältemaschinen (AbKM) lassen sich in einstufige, zwei- und dreistufige Maschinen unterteilen. Mehrstufige AbKM bringen höhere Leistungszahlen mit sich, zweistufige AbKM müssen jedoch bereits mit konzentrierenden thermischen Kollektoren, dreistufige mit Wasserdampf betrieben werden [13]. Für die Anwendung im Rahmen dieser Arbeit kommt somit aufgrund der eingesetzten Flachkollektoren nur eine einstufige Anlage in Frage. Diese sind mit Leistungen zwischen 5 kW und mehreren Megawatt am Markt verfügbar [13].

Im Gegensatz zu einer Kompressionskältemaschine wird bei der Absorptionskältemaschine anstelle eines elektrisch angetriebenen Verdichters thermische Energie auf einem bevorzugten Temperaturniveau von 75 bis 95 °C (bei einstufigen Anlagen) zum Antrieb der Maschine genutzt [13]. Die dafür notwendige thermische Energie kann unter anderem aus solarthermischen Anlagen oder Abwärme industrieller Prozesse kommen. Lediglich für die Lösungsmittelpumpe wird elektrische Energie zur Druckerhöhung und Überwindung der hydraulischen Widerstände benötigt. Da im Gegensatz zur KKM eine Flüssigkeit verdichtet wird, beschränkt sich die eingesetzte elektrische Leistung auf einen Bruchteil jener der KKM [3].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

11.2.1 Funktion einer Absorptionskältemaschine

In Abb. 29 sind die Prozessschemen der Absorptions- und der Kompressionskältemaschine gegenübergestellt. Es ist erkennbar, dass das ausgetriebene Kältemittel dieselben Stationen wie in der Kompressionskältemaschine durchläuft. Anstelle des Verdichters befindet sich bei der Absorptionskältemaschine ein Lösungsmittelkreislauf, der aus Lösungspumpe, Austreiber, Drossel und Absorber besteht. Wie zuvor bereits erwähnt wird er als thermischer Verdichter bezeichnet. In dieser Abbildung ist außerdem ein Lösungsmittelwärmetauscher eingezeichnet. Dieser muss für die Funktion der Maschine nicht zwingend vorhanden sein, erhöht die Effizienz des Prozesses aber maßgeblich [47].

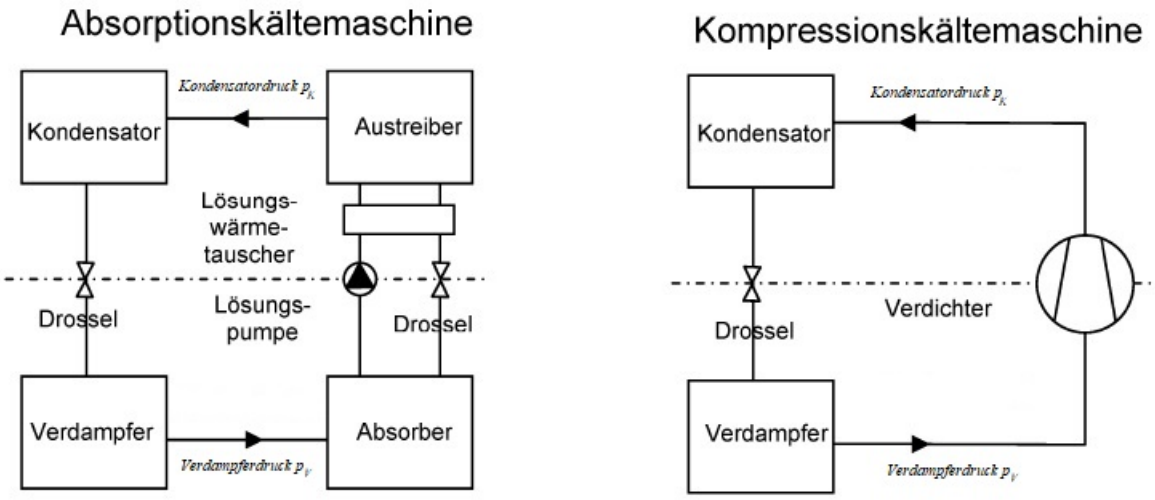


Abbildung 29: Vergleich: Absorptions- und Kompressionskältemaschine (modifiziert nach [13])

Wie bei der Kompressionskältemaschine teilt sich der Kreislauf der Absorptionskältemaschine auf zwei Druckniveaus auf. Der Hochdruckteil beinhaltet den Austreiber und den Kondensator, hier herrscht der höhere Kondensatordruck p_K. Verdampfer und Absorber arbeiten unter dem niederen Verdampferdruck p_V (Niederdruckteil). Die beiden Teile unterschiedlichen Drucks sind durch die Drosselventile und die Kreislaufpumpe voneinander getrennt [3, 13].

Die Funktion einer Absorptionskältemaschine basiert auf der Ausnutzung der unterschiedlichen Siedelinien des Kälte- und des Lösungsmittels. Durch den zugeführ-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

ten Antriebswärmestrom wird im Austreiber die leichter siedende Komponente, das Kältemittel, vom flüssigen in den gasförmigen Zustand gebracht (ausgetrieben) und somit vom Lösungsmittel (Absorbent) getrennt. Der Kältemittel-Massenanteil ξ im Lösungsmittel verringert sich dabei von ξ_r der zuströmenden kältemittelreichen Lösung auf ξ_a der abströmenden kältemittelarmen Lösung. Der ausgetriebene Dampf soll aus möglichst reinem Kältemittel bestehen ($\xi_d = 1$) [3].

Die kältemittelarme Lösung wird über eine Drossel auf den Absorberdruck entspannt und dem Absorber zugeführt. Im Absorber wird der Kältemitteldampf in Abhängigkeit der Absorbertemperatur und der Lösungsmittelkonzentration vom Lösungsmittel absorbiert, es entsteht wiederum die kältemittelreiche Lösung. Damit ein kontinuierlicher Kreislauf möglich ist, sitzt nach dem Absorber eine Umwälzpumpe, die das Zweistoffgemisch zum Austreiber befördert [3, 13].

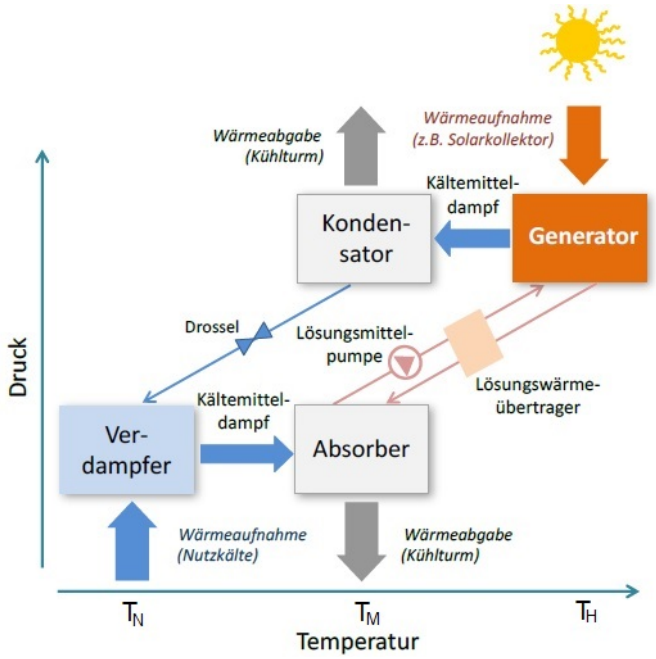


Abbildung 30: Absorptionsprozess im p,T-Diagramm (modifiziert nach [47])

Abbildung 30 zeigt ein Schema des Absorptionskältekreislaufes über Druck und Temperatur für das Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid. Die Temperatur des Kühlwasserkreislaufs bestimmt jene im Mitteltemperaturbereich und gemeinsam mit den Stoffeigenschaften des Kältemittels auch den Kondensatordruck ($p_K < 50$ mbar für

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Wasser) [47]. Wird der Kondensator luftgekühlt, kann bei hohen Umgebungstemperaturen das Druckniveau der Anlage stark ansteigen [13]. Auch der Verdampferdruck hängt von den Stoffeigenschaften des Kältemittels ab und zusätzlich vom Temperaturniveau des Kältekreislaufes ($p_V < 10$ mbar für Wasser) [47].

Die Kältemittelaufnahme im Absorber wird so geregelt, dass ein Betrieb mit konstant niedrigem Verdampferdruck ermöglicht wird. Dabei darf keine Sättigung im Lösungsmittel erreicht werden, da sonst keine weitere Aufnahme möglich wäre und der Druck im Verdampfer ansteigen würde. Die Konzentrationsänderung zwischen kältemittelarmer und kältemittelreicher Lösung wird als Entgasungsbreite bezeichnet. Für das Stoffpaar NH_3/H_2O liegt diese im Allgemeinen zwischen 10 und 25 %, für H_2O/LiBr-Maschinen zwischen 4 und 6 % [13].

11.2.2 Arbeitsstoffpaare

Sowohl die Anschaffungs- als auch die Betriebskosten einer AbKM sind stark vom eingesetzten Arbeitsstoffpaar abhängig [19]. Dabei haben sich vor allem die Stoffpaare Ammoniak/Wasser und Wasser/Lithiumbromid für den Einsatz in AbKM's bewährt. Dabei wird bei NH_3/H_2O Ammoniak als Kältemittel und Wasser als Lösungsmittel verwendet, bei H_2O/LiBr Wasser als Kältemittel und Lithiumbromid, ein Salz, als Lösungsmittel. Immer wieder wurden in der Vergangenheit zwar andere Arbeitsstoffpaare für den Einsatz in einer AbKM untersucht, wie beispielsweise Wasser/Natriumhydroxid, Wasser/Schwefelsäure oder Ammoniak/Natriumthiocyanat, jedoch konnte sich bisher kein anderes Zweistoffgemisch gegenüber den zwei üblichen Arbeitsstoffpaaren durchsetzen [19].

Im Folgenden wird also nur auf die beiden bisher erprobten Substanzen eingegangen. Es werden die Eigenschaften der beiden Zweistoffgemische Ammoniak/Wasser und Wasser/Lithiumbromid beschrieben und anschließend gegenübergestellt.

Der mögliche Einsatzbereich im Bezug auf die Kaltwassertemperatur einer Absorptionskältemaschine ist abhängig von den thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels. Ammoniak siedet bei 105 Pa Druck bereits bei -33 °C und ist somit für Kälteerzeugung und Klimatisierung geeignet [13]. Mittlerweile gibt es auch Ansätze für Gebäudeklimatisierung mit Eisspeichern oder für Wärmepumpen mit Außenluftnutzung unter 0 °C Außentemperatur auf Basis dieses Arbeitsstoffpaares [47].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Wasser als Kältemittel hingegen ist aufgrund des höheren Gefrierpunkts auf reine Klimatisierungsanwendungen mit minimalen Verdampfertemperaturen von 5 °C beschränkt. Der in Wasser/LiBr-Anlagen auftretende geringe Kältemitteldruck von etwa 103 Pa bei +5 °C wirkt sich durch geringe Pumpenleistung und wenig aufwendige Konstruktionen positiv aus. Die Vermeidung niedriger Kältemittelkonzentrationen in der Lösung bei LiBr-Anlagen ist wichtig, da Kristallisation des Lösungsmittels eintreten könnte [13].

Die Siedepunkte von Wasser und Lithiumbromid liegen weit voneinander entfernt, sodass im Austreiber reiner Kältemitteldampf entsteht. Der Siedepunktabstand von Ammoniak und Wasser ist dagegen sehr niedrig, wodurch es im Austreiber zu Wasserdampfproduktion kommt. Der erzeugte Wasserdampf muss über eine Rektifiziersäule wiederum abgeschieden werden. Das wirkt sich auch auf die Anschaffungskosten der Anlage aus [13].

Bei LiBr-Anlagen sind den Kühlwassertemperaturen nach oben und unten Grenzen gesetzt. Deshalb ist ein Betrieb bei hohen Außentemperaturen mit trockener Rückkühlung nur bedingt möglich [47]. Auf die verschiedenen Arten der Rückkühlung wird in Abschn. 11.5 eingegangen.

Bei Anlagen, die mit Salzen als Sorptionsmittel arbeiten (LiBr oder auch LiCl), muss auch dem Thema Korrosion Aufmerksamkeit geschenkt werden. Durch Korrosionsinhibitoren wie Lithiummolybdat (Li_2MoO_4) oder Edelstahl-Wärmetauscher kann Korrosion vermieden werden. Wird Korrosion in Kauf genommen, können Absaugsysteme für die Abfuhr des bei der Korrosion entstehenden Wasserstoffs dienen [47].

AbKM auf Basis NH_3/H_2O weisen im Gegensatz zu LiBr-Anlagen keine Kristallisationsgefahr auf und können mit trockener Rückkühlung betrieben werden. Sie benötigen im Allgemeinen aber höhere Antriebstemperaturen von über 100 °C, was einen entscheidenden Nachteil bezüglich Einsatz in Kombination mit Solarkollektoren darstellt. Außerdem ist die Leistungszahl aufgrund der physikalischen Eigenschaften von Ammoniak allgemein niedriger als bei LiBr-Anlagen [47].

In Tab. 19 sind die Eigenschaften der NH_3/H_2O- und der H_2O/LiBr-AbKM gegen-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

übergestellt.

Stoffwert	NH_3/H_2O	$H_2O/LiBr$
Kühlmittel		
Hohe latente Wärme	Gut	Exzellent
Moderater Verdampfungsdruck	Zu hoch	Zu niedrig
Niedriger Gefrierpunkt	Exzellent	Limitiert Anwendung
Niedrige Viskosität	Gut	Gut
Absorber		
Niedriger Verdampfungsdruck	Schlecht	Exzellent
Niedrige Viskosität	Gut	Gut
Mischung		
Kein feste Phase	Exzellent	Limitiert Anwendung
Niedrige Toxität	Schlecht	Gut
Hohe Affinität zwischen Kühlmittel und Absorbent	Gut	Gut

Tabelle 19: Gegenüberstellung der Zweistoffgemische Ammoniak/Wasser und Wasser/Lithiumbromid [44]

11.2.3 Ab- und Desorption

Die Funktion des thermischen Verdichters beruht auf der Abnahme des Kältemitteldampfdrucks bei zunehmender Lösung in einem höher siedenden Lösungsmittel. Reines Ammoniak besitzt bei +5 °C einen Dampfdruck von ca. 5 bar, wohingegen es, gelöst in Wasser, mit 50 % Wasseranteil bei gleicher Temperatur einen Dampfdruck von nur noch 1,3 bar aufweist. Die Absorption im Lösungsmittel bewirkt ein Absinken des Drucks und erfüllt anstelle eines elektrisch betriebenen Verdichters die Absaugfunktion [13].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Wasser ist in LiBr schlechter löslich als NH_3 in Wasser [13]. Aus diesem Grund sind Absorber und Kondensator in LiBr-Anlagen meist wassergekühlt ausgeführt. In Abb. 31 ist die Abnahme des Dampfdrucks des Zweistoffgemischs Wasser/LiBr mit zunehmendem Massenanteil LiBr und abnehmender Temperatur deutlich zu erkennen.

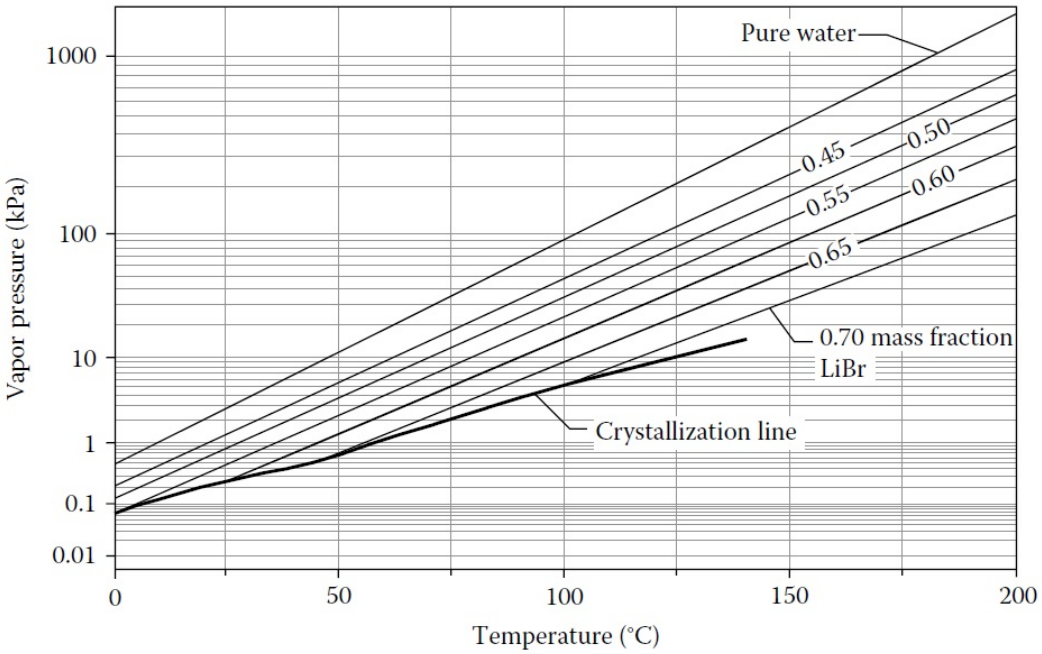


Abbildung 31: Dampfdruck von Wasser/LiBr i. A. von Mischungsverhältnis und Temperatur [19]

Im Austreiber wird das Kältemittel durch hohe Temperaturen vom Lösungsmittel getrennt. Für die anschließende Kondensation des Kältemittels ist ein hoher Dampfdruck notwendig. Je geringer die Kältemittelkonzentration in der reichen Lösung ist, desto höher muss die Austreibertemperatur sein, um das hohe Druckniveau im Kondensator aufrechtzuerhalten [13]. Diesen Zusammenhang kann man wiederum gut in Abb. 31 erkennen.

11.3 Adsorptionskältetechnik

Bei Adsorptionskältemaschinen (AdKM) findet der Sorptionsprozess im Gegensatz zur Absorptionskältemaschine nicht in einer Flüssigkeit, sondern an einem Feststoff

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

statt. Da dieser an der Wärmetauscherstruktur, die zur Kühlung bzw. Erwärmung dient, angebunden ist, ist kein kontinuierlicher Betrieb in Form eines Lösungsmittelkreislaufs möglich. Die Kontinuität der Prozesskälte wird jedoch über zwei getrennte Sorptionskammern ermöglicht, in denen wechselweise die Kältemitteladsorption und -desorption stattfindet [39].

Neben der reinen Adsorptionstechnik, bei der eine physikalische Anlagerung der Kältemittelmoleküle an jene eines hochporösen Feststoffes geschieht, zählt man zu den Adsorptionskältemaschinen auch die Trockenadsorptionstechnik. Hierbei gehen Kältemittel und Sorptionsmittel eine reversible chemische Bindung ein. Als Beispiel kann die Reaktion von Ammoniak mit Calciumchlorid genannt werden [39].

Bei gewöhnlichen AdKM werden als Sorptionsmittel Feststoffe mit einer möglichst großen inneren Oberfläche eingesetzt. Dabei werden an die Adsorbentien folgende Anforderungen gestellt [47]:

- Möglichst große Phasengrenzfläche zur Anlagerung des Kältemitteldampfes (300 - 1200 m^2 pro Gramm Adsorbens)
- Geringe Widerstände für den Stofftansport durch die Poren des Adsorbens (Porengröße ca. 1 nm)
- Gute Anbindung und Wärmeübertragung zwischen Adsorbens und Wärmetauscherstruktur
- Reversibilität der Ad- und Desorption, keine/geringe Hysterese, hohe Zyklenstabilität

Zu den Materialien, die den zuvor beschriebenen Anforderungen genügen, gehören [39]:

- Zeolith
- Silikagel
- Aktivkohle

Als Kältemittel kommt für gewöhnlich Wasser zum Einsatz.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

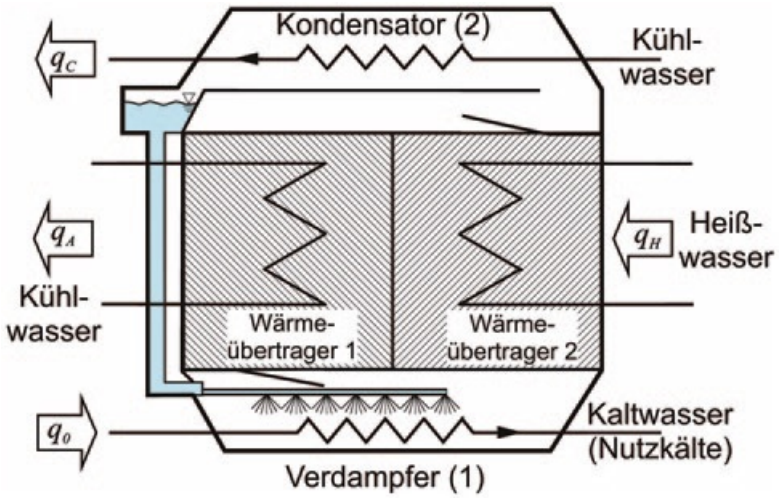


Abbildung 32: Schematische Darstellung einer ADKM [39]

Eine AdKM besteht also aus zwei (oder mehreren) Adsorptionskammern, die gegenläufig Kältemittel ad- und desorbieren. Ein Schema einer AdKM mit zwei Adsorptionskammern ist in Abb. 32 dargestellt. Die Arbeitskammern bestehen aus von Sorptionsmittel umgebenen Wärmetauschern und werden dabei auf einem konstanten Druckniveau im Niederdruckbereich (ca. 10 bis 200 mbar) gehalten [9]. Durch den niedrigen Druck und eine niedrige Temperatur wird das Kältemittel am Lösungsmittel angelagert. Dabei wird Kondensations- sowie Bindungswärme frei, welche über das Kühlwasser abgeführt werden muss [47]. Der Vorgang der Adsorption geht solange, bis das Sorptionsmittel nahezu vollständig gesättigt ist.

Ist die Speicherkapazität des Adsorbers zu Ende, wird anstelle des Kühlwassers Heißwasser durch den Adsorber geleitet. Das minimale Temperaturniveau ist je nach Hersteller unterschiedlich, sollte aber in der Regel über 60 °C hoch sein. Die hohe Temperatur bewirkt eine Desorption des Kühlmitteldampfes und somit eine Regeneration des Adsorbers. Als Wärmequelle für den Betrieb einer AdKM kann beispielsweise Solarwärme, Fernwärme, Abwärme aus Prozessen oder Wärme von Blockheizkraftwerken dienen [9]. Abbildung 33 veranschaulicht die Ad- und Desorption am Feststoff bildlich.

Die Wärmetauscher werden somit alternierend von Kühlwasser (während der Adsorption) und Heißwasser (während der Desorption bzw. Regeneration) durchströmt. Durch das geringe Druckniveau in der gesamten Anlage kann das flüssige Kältemit-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

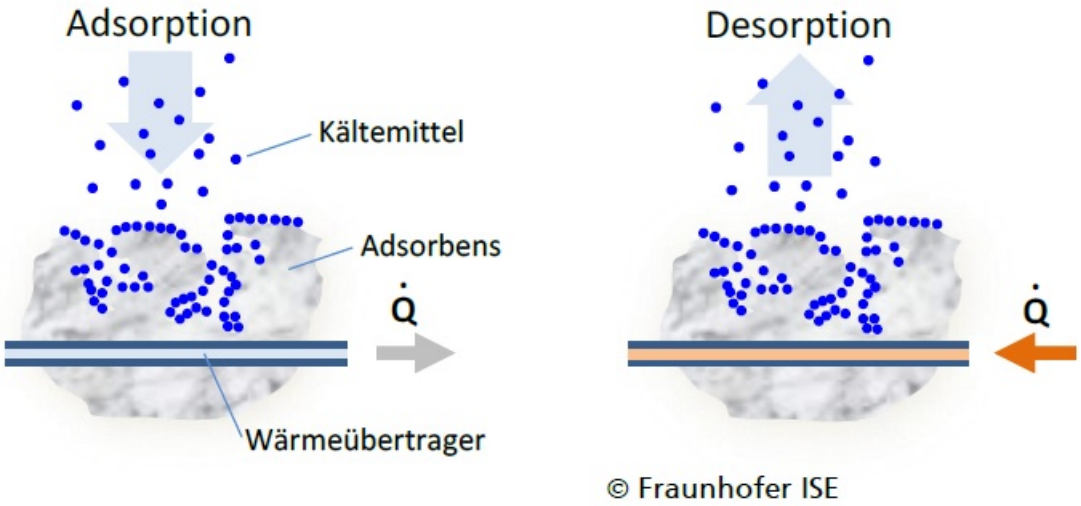


Abbildung 33: Ad- und Desorption des Kältemittels am Lösungsmittel [47]

tel durch Wärmezufuhr bei geringen Temperaturen verdampft werden. Diese Wärme wird über den für die Kühlungsaufgaben benötigten Kaltwasserkreislauf zur Verfügung gestellt und bewirkt so eine Temperaturabsenkung des Kaltwassers [13, 39].

Der nach der Regeneration des Adsorbers freigewordene Kältemitteldampf wird im Kondensator unter Abfuhr der frei werdenden Kondensationswärme verflüssigt. Das gesammelte Wasser wird in den auf niedrigerer geodätischer Höhe liegenden Verdampfer geleitet, in dem der Kältemittelkreislauf wieder von vorne beginnt. Um einen kontinuierlichen Betrieb ermöglichen zu können, muss kontinuierlich Wärme vom Kaltwasserkreislauf an den Verdampfer abgegeben werden [39]. Wie bereits erwähnt ist das nur möglich, wenn mindestens zwei Adsorptionskammern alternierend betrieben werden.

Zur Wärmerückgewinnung liegt zwischen den beiden Arbeitstakten (Adsorption und Desorption) eine Zwischenphase, in der die beiden Sorptionskammern seriell von Kühl- bzw. Heißwasser durchströmt werden. Das Heißwasser wärmt jene Kammer, in der als nächstes der Adsorptionsprozess stattfindet vor, das Kühlwasser kühlt jene, in der als nächstes der Desorptionsprozess stattfindet. Diese Zwischenphase dauert üblicherweise etwa 20 Sekunden, ein gesamter Arbeitszyklus etwa 7 Minuten [13].

Der Adsorptions- und Desorptionskreislauf läuft, wie oben beschrieben, ganz ohne

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

mechanische Arbeit ab. Es befinden sich somit keine Pumpen oder Verdichter im Inneren einer AdKM. Das Innere der Maschine ist selbst also wartungsfrei. Generell ist der Stromverbrauch der Maschine dadurch auch sehr gering. Für die den Wärmetauschern zugeführten Kühlungs-, Kälte- und Heißwasserkreisläufen sind allerdings Umwälzpumpen zur Überwindung der hydraulischen Druckverluste notwendig. Den größten Teil der benötigten elektrischen Energie macht für gewöhnlich das Rückkühlwerk aus. Diese werden aufgrund der Wärmerückgewinnungsphase der AdKM meist als geschlossene Nassrückkühlwerke oder auch als Trocken- oder Hybridrückkühlwerke ausgeführt (siehe Kap. 11.5) [47].

Die Leistungszahlen sind bei AdKM im Allgemeinen etwas niedriger als bei (einstufigen) AbKM [47].

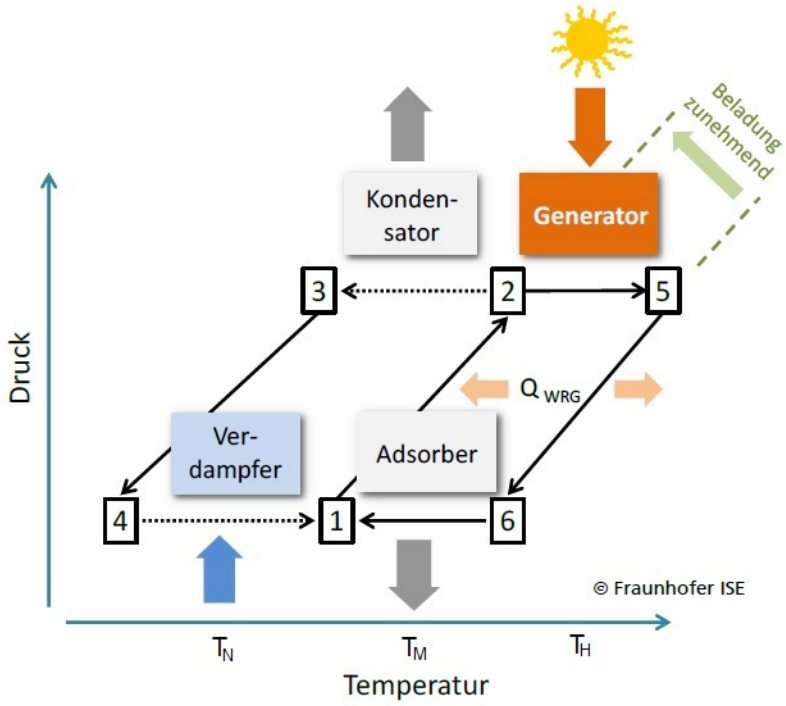


Abbildung 34: Adsorptionsprozess im p,T-Diagramm (modifiziert nach [47])

In Abb. 34 ist das Schema des Adsorptionskältekreislaufs über Druck und Temperatur dargestellt. Für die typischen Druckniveaus bei Einsatz des Kältemittels Wasser gelten dieselben Richtwerte wie für Wasser/LiBr-Absorptionskältemaschinen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Für die Wärmerückgewinnung gibt es derzeit zwei verschiedene Ansätze: Eine Variante basiert auf einem hydraulischen Kurzschluss zwischen Adsorber und Austreiber. Dadurch wird in beiden Kammern die gleiche Temperatur (Mitteltemperatur T_M) erreicht. Die zweite Methode beruht auf einer verzögerten Umschaltung der Rücklaufventile nach den Vorlaufventilen. Dadurch strömt das heißere Wasser in den Heißwasserkreis, das kühlere in den Kühlwasserkreis. Das Umschalten erfolgt idealerweise zum Zeitpunkt, an dem die Austrittstemperaturen der beiden Kammern gleich hoch sind [47].

Eine Folge der periodischen Wärmerückgewinnungsprozesse sind Temperatursprünge in den drei Kreisläufen. Dies kann die Funktion der Kollektorpumpenregelung negativ beeinflussen und durch Einbau eines zusätzlichen Rücklaufpuffers oder regelungstechnisch durch Filterung der Temperaturpeaks kompensiert werden [47]. Vor allem im Kältekreislauf empfiehlt sich aufgrund dieser Schwankung in der Temperatur der Einsatz eines kleinen Kältepuffers, um dadurch eine Mischtemperatur zu erreichen. Ein Beispiel der Temperaturschwankungen in den drei Kreisläufen ist in Abb. 35 gegeben.

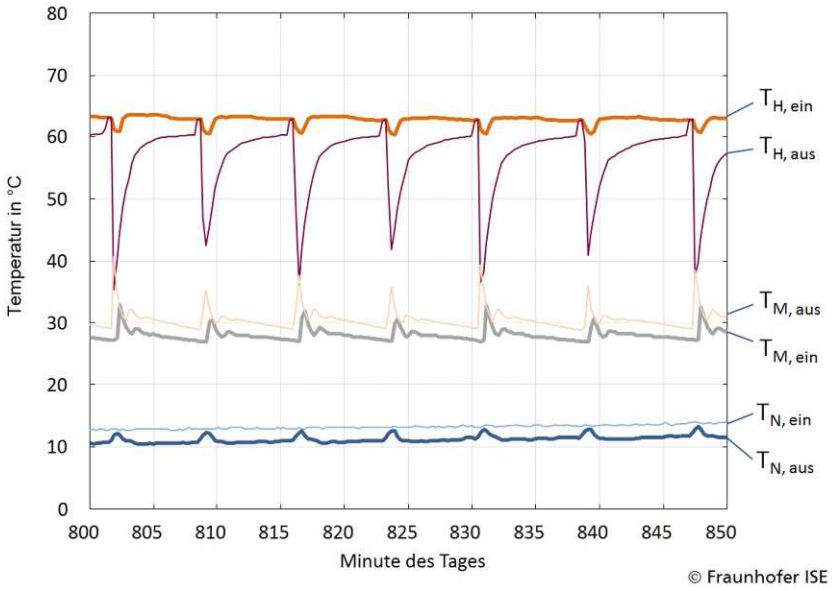


Abbildung 35: Schwankungen im Kälte-, Kühl- und Antriebskreislauf einer AdKM (modifiziert nach [47])

Adsorptionskältemaschinen werden von mehreren deutschen Firmen für einen Leistungsbereich von etwa 5 bis 15 kW Kälteleistung angeboten [13]. Die Anlagen wer-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

den in der Regel in Kombination mit trockener Rückkühlung eingesetzt, wobei auch eine zusätzliche Spitzenlastbesprühung vorgesehen ist. Da die Lamellen des Wärmetauschers immer wieder vollständig trocknen, besteht keine Gefahr der Legionellenbildung. Durch die Variante der Spitzenlastbesprühung wird ein geringer Wasserverbrauch erreicht. Für den Standort Spanien werden laut [13] innerhalb eines Jahres nur 4 m^3 benötigt. AdKM mit kleiner Leistung werden oft mit Zeolith als Adsorptionsmaterial ausgeführt. Diese Maschinen können selbst mit geringen Heißwassertemperaturen von 55 bis 65 °C betrieben werden. Auch für durch hohe Außenlufttemperaturen bedingte hohe Rückkühltemperaturen kann ein Betrieb der AdKM bei etwas verringerter Leistungsziffer noch ermöglicht werden, vorausgesetzt es stehen Antriebstemperaturen von über 75 °C zur Verfügung [13].

11.4 Gegenüberstellung von AbKM und AdKM

Die unterschiedlichen Stoffpaare und die Prozesskontinuität machen die Hauptunterschiede zwischen den beiden Technologien aus. Während bei der Absorption die Kontinuität des Prozesses durch den Kreislauf des flüssigen Sorptionsmittels gegeben ist, muss bei der Adsorption ein alternierender Betrieb zweier Adsorptionskammern für den kontinuierlichen Betrieb sorgen. Während bei AdKM die Lösungsmittelpumpe entfällt, kann in der AbKM durch den Einsatz eines Wärmetauschers eine bessere Wärmerückgewinnung (als bei der AdKM) erfolgen [47].

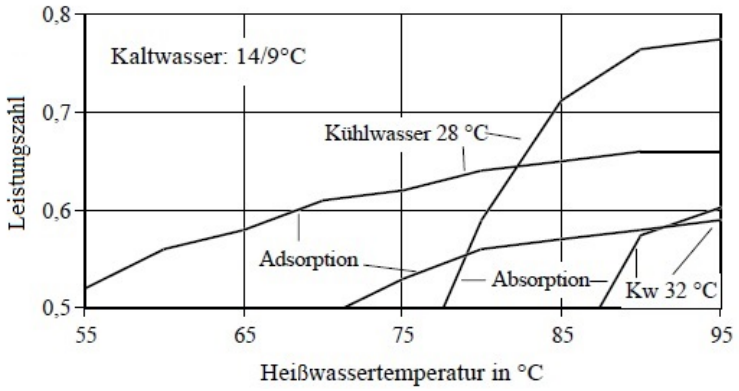


Abbildung 36: Antriebstemperaturen und Leistungszahlen von AdKM und AbKM (modifiziert nach [15])

Der Einsatzbereich von Adsorptionskältemaschinen liegt meist bei geringeren An-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

triebstemperaturen als jener der Absorptionskältemaschinen. Abbildung 36 verdeutlicht diesen Unterschied. Bei der Bereitstellung von Nutzkälte für eine Kühldecke mit hohen Vorlauftemperaturen (15 bis 16 °C) kann eine Adsorptionskältemaschine aufgrund des geringen Temperaturhubs Leistungszahlen von bis zu 0,7 erreichen und liegt damit nur geringfügig unter jenen der AbKM [13]. In Tab. 20 ist ein Vergleich zwischen verschiedenen thermisch angetriebenen Kältetechnologien dargestellt.

Technologie	*Absorptions-kälte Wasser-Lithiumbromid*	*Absorptionskälte Ammoniak-Wasser*	*Geschlossene Adsorption H_2O-Silikagel*	*Offene sorptions-gestützte Klimati-sierung*
Kältemittel	H_2O	NH_3	H_2O	–
Sorptionsmittel	LiBr	H_2O	Silikagel	Silikagel / LiCl
Kälteträger	Wasser	Wasser-Glykol	Wasser	Luft
Kältetemperaturbereich	6–20 °C	-60 ° bis +20 °C	6–20 °C	16–20 °C
Heiztemperaturbereich	70–110 °C	80–140 °C	55–100 °C	55–100 °C
Kühlwassertemperatur	25–40 °C	25–50 °C	25–35 °C	nicht erforderlich
Kälteleistungsbereich pro Einheit	10–12000 kW	5–10.000 kW	5–350 kW	6–300 kW
Leistungszahlen [-]	0.6–0.8	0.5–0.7	0.6–0.7	0.5–1.0
Investitionskosten Maschine pro kW Kälteleistung	1200–200 €/kW	1250–400 €/kW	1500–350 €/kW	1500–2000 €/kW (ca. 6000 €/ 1000 m^3/h)

Tabelle 20: Vergleich verschiedener Sorptionskältemaschinen [13]

11.5 Rückkühlung

Für den Abtransport der Abwärme und die Effizienz der thermisch angetrieben Kältemaschine kommt der Rückkühlung des Kühlwasserkreislaufs eine besonders hohe Bedeutung zu. Im Gegensatz zu einer KKM muss bei einer TKM nicht nur Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau, sondern auch die Hochtemperaturwärme des Antriebsprozesses nach deren Nutzung an die Umgebung abgeführt werden. Außerdem reagieren thermisch getriebene Kälteprozesse sensibler auf eine Abweichung der Rückkühltemperatur als KKM. Positive Auswirkungen einer hohen Leistungszahl der TKM ergeben sich durch eine kleinere Anlagengröße und eine geringere Leistung des Rückkühlwerks sowie durch die daraus resultierenden niedrigeren Investitionskosten [47].

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Prinzipiell können Rückkühlwerke in offene und geschlossene Systeme eingeteilt werden [18]. Nach der Kühlart kann außerdem in Nass- und Trockenkühlung unterschieden werden. Außerdem gibt es die sogenannten Hybridkühler, die je nach angeforderter Kühlleistung zwischen Trocken- und Nasskühlung umschalten können [47].

Bei offenen Nasskühlwerken kommt das Kühlwasser in direkten Kontakt mit der Außenluft. Ein Teil des Kühlwassers (kleiner 3 %) wird dabei verdunstet, wodurch der hauptsächliche Kühleffekt zustande kommt. Dieser Verlust muss durch Frischwasserzufuhr ausgeglichen werden. Ein Ventilator sorgt durch Entfernung der gesättigten Luft und Ansaugung frischer Umgebungsluft für die Aufrechterhaltung des Kreislaufs. Die Kühlwassertemperatur kann bei Nasskühlwerken auf wenige Kelvin über der Feuchtkugeltemperatur und somit unter die Umgebungstemperatur abgesenkt werden. Diese erreichbare niedrige Temperatur macht den großen Vorteil von Nasskühlwerken aus [47].

Bei geschlossenen Nasskühlwerken wird der Wärmetauscher zwischen Kühlwasser und Umgebungsluft über einen externen Wasserumlaufkreis befeuchtet. Dadurch kann der Kühlkreislauf mit einem Wasser-Glykol-Gemisch betrieben und vor Frost geschützt werden. Durch den Wärmetauscher bringt diese Art der Nasskühlung allerdings einen niedrigeren Wirkungsgrad sowie höhere Investitionskosten mit sich [47].

Bei trockenen Rückkühlwerken wird die Abwärme sensibel an die Umgebung abgegeben. Dadurch sind die Rückkühltemperaturen auf einige Kelvin oberhalb der Umgebungstemperatur begrenzt. Außerdem wird in der Regel mehr elektrische Energie für den Antrieb der Ventilatoren benötigt. Vorteile bietet die trockene Rückkühlung aber durch die fehlende Frischwassernotwendigkeit sowie der einfachen Bauweise. Durch den geschlossenen Kreislauf besteht außerdem keine Verschmutzungs- oder Verkeimungsgefahr. Trockene Rückkühlung wurde bisher allerdings nur in wenigen Ausführungen in Kombination mit einer TKM angewandt. Grundsätzlich ist die Entscheidung bezüglich der Art der Rückkühlung vor allem aber von den klimatischen Bedingungen am Standort abhängig. In heiß-feuchten Klimazonen kann auch Nasskühlung nur wenig effizient arbeiten, da die Umgebungsluft nicht mehr soviel Wasser bis zur Sättigung aufnehmen kann [47].

Als Mischvariante zwischen trockener und nasser Rückkühlung werden auch soge-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

nannte Hybridrückkühlwerke eingesetzt. Diese besitzen einen geschlossenen Kühlwasserkreis. Reicht die trockene Rückkühlung bei hoher Leistungsanforderung oder hohen Umgebungstemperaturen zur Rückkühlung des Kühlwassers nicht mehr aus, so kann ein externer Sprühwasserkreislauf aktiviert werden. So kann zusätzlich durch Verdunstungskühlung gekühlt werden. Nachteile der Hybridkühlung sind vor allem die höheren Investitionskosten [47].

Von besonderer Bedeutung sind effizient arbeitende Ventilatoren und Kreislaufpumpen sowie generell sorgfältig dimensionierte Anlagenkomponenten. Komponenten mit einem Verbrauch hoher elektrischer Leistung bzw. überdimensionierte Komponenten würden den entscheidenden Vorteil der solaren Kühlung gegenüber der Kompressionskältetechnik - die Einsparung an elektrischer Energie - verschwinden lassen. Bei einer bestehenden Wärmepumpenanlage mit Erdkollektoren können diese eine energieeffiziente Alternative zur Rückkühlung des Kühlwassers bieten. So kann gleichzeitig das umliegende Erdreich schneller für Heizzwecke regeneriert werden [47].

11.6 Thermische Speicher

Thermische Speicher sind Energiespeicher, die Energie in Form von innerer Energie speichern. Dadurch kann bei zeitlicher Diskrepanz zwischen Wärmeangebot und -bedarf eine Speicherung der thermischen Energie stattfinden. Dieser Fall tritt insbesondere bei solarthermischen Anlagen auf, da das Angebot der Solarstrahlung durch das Wetter kurzzeitige Schwankungen beinhaltet. Arten von thermischen Speichern sind sensible, latente und thermochemische Speicher [9].

Bei der sensiblen Speicherung thermischer Energie kommt es zu einem Temperaturanstieg des Speichermediums. Im Unterschied zur latenten Speicherung tritt beim Be- und Entladevorgang des Speichers kein Phasenwechsel des Speichermediums auf. Bei der sensiblen Speicherung thermischer Energie wird vorrangig Wasser als Speichermedium eingesetzt, wohingegen es bei der latenten Speicherung eine Vielzahl an einsetzbaren Stoffen gibt. Die thermochemische Energiespeicherung macht sich reversible chemische Reaktionen zunutze. Bei der endothermen Reaktion wird vorhandene Wärme benötigt und bei der exothermen Reaktion wieder freigesetzt [9].

Im Bereich der Heizungs- und Kältetechnik kommen aufgrund wirtschaftlicher Faktoren hauptsächlich sensible Wärmespeicher zum Einsatz. Sensible Speicher können

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

in Nieder-, Mittel- und Hochtemperaturspeicher eingeteilt werden. In Kombination mit Solarkollektoren kommen ausschließlich Niedertemperaturspeicher mit einer maximalen Mediumstemperatur von ca. 100 °C zum Einsatz [9].

Von wesentlicher Bedeutung für die Speicherung thermischer Energie ist die spezifische Wärmekapazität des Speichermediums. Wasser besitzt mit 4,182 $\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ bei 20 °C eine hohe spez. Wärmekapazität und ist somit bestens für Wärmespeicherung geeignet [9].

Die Be- und Entladung flüssiger Wärmespeicher kann auf unterschiedliche Weise passieren. Zum einen kommen Systeme mit direkter Be- und Entladung zum Einsatz, andererseits gibt es Systeme, bei denen durch interne oder externe Wärmetauscher eine stoffliche Trennung stattfindet [9].

Abgesehen vom Einsatz eines Wärmespeichers mit internem Wärmetauscher kann die Effizienz der Speicherung durch eine Temperaturschichtung des Speichermediums erhöht werden. Wasser mit der höchsten Temperatur befindet sich ganz oben im Speicher, jenes mit der niedrigsten am Boden. Beim Be- und Entladen des Speichers wird das Fluid je nach Temperatur in der entsprechenden Schicht eingespeist bzw. entnommen [9].

Abschließend werden die Vorteile des Einsatzes thermischer Speicher bei solarthermischer Einbindung in die Heizungs- bzw. Kälteversorgung nach [9] zusammengefasst:

- Zeitliche und gegebenenfalls auch stoffliche Entkopplung von Wärmeerzeugung und Verbraucher
- Erhöhung der Versorgungssicherheit
- Ausgleich von Angebots- und Bedarfsspitzen
- Speicherung der Energie von fluktuierenden Wärmequellen
- Reduktion der Heizkapazität von Zusatzheizungen
- Erhöhung der Effizienz von solarthermischen Anlagen v. a. durch den Einsatz von Schichtenspeichern

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Thermische Speicher können im Rahmen der Anwendung in Kombination mit einer thermisch angetriebenen Kältemaschine sowohl auf der Antriebsseite der TKM als Heißwasserspeicher sowie auf der Kälteträgerseite als Kaltwasserspeicher zur Anwendung kommen [47].

Der Einsatz eines thermischen Speichers bei Solarkollektoren als Wärmequelle führt zum Ausgleich kurzzeitiger Leistungsschwankungen und so zu einen gleichmäßigen Betrieb der TKM. Wichtig ist, dass der Speicher nicht zu groß ausgeführt wird, da der Betriebsstart der TKM durch eine zu geringe Speichertemperatur ansonsten zeitlich stark verzögert werden kann [47].

Kaltwasserspeicher hingegen können für kurze Zeit Leistungen, die über die Nennkälteleistung der TKM gehen, erbracht werden. Deshalb kann die TKM sowie das Kollektorfeld durchaus etwas kleiner ausgelegt werden [47]. Eine weitere wichtige Funktion bringt der Kaltwasserspeicher bei Einsatz in Kombination mit einer AdKM, wie im Rahmen dieser Arbeit angedacht, mit: Wie bereits erwähnt gibt es eine zyklusbedingte Schwankung der Kaltwasservorlauftemperatur der AdKM. Eine konstante Kaltwasservorlauftemperatur für die Kälteverteilung kann aber durch Einsatz eines Kaltwasserspeichers gewährleistet werden.

Bei genügend großer Auslegung von Heißwasser- und Kaltwasserspeicher kann außerdem der Betrieb einer TKM zu Zeiten niedrigerer Außentemperatur (abends bzw. nachts) verschoben werden. So kann eine Verminderung der Kälteleistung und eine niedrige Leistungszahl der Maschine aufgrund hoher Rückkühltemperaturen vermieden werden. Tagsüber wird der Heißwasserspeicher von den Solarkollektoren beladen, die Energie wird dabei so lange gespeichert, bis niedrigere Außentemperaturen vorhanden sind. Erst dann arbeitet die TKM und kann den Kaltwasserspeicher beladen, der für den nächsten Tag die Nutzkälte für das Gebäude bereitstellt.

11.7 Solarkollektoren

Die Art und die Betriebsweise der Solarkollektoren haben einen großen Einfluss auf die übrigen Anlagenkomponenten. Aufgrund der eingesetzten Flachkollektoren stehen eher niedrige Antriebstemperaturen für den Betrieb der TKM zur Verfügung. Das Kollektorsystem kann als low-flow, high-flow oder als matched-flow Anlage betrieben werden, wobei für den Betrieb einer TKM im Allgemeinen eine matched-flow Anlage

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

empfohlen wird [47]. Dadurch kann das benötigte Temperaturniveau sichergestellt und eine optimale thermische Gesamteffizienz erreicht werden. Allerdings wird dazu eine drehzahlgeregelte Solarpumpe benötigt, wodurch zusätzliche Anschaffungskosten entstehen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

12 Bestimmung der Anlagenkonfiguration

12.1 Auswahl der TKM

Die Auswahl einer geeigneten Maschine hängt neben der Leistungsanforderung vom Einsatzgebiet und von sonstigen Anlagenkomponenten ab. Da eine Kompressionskältemaschine (8 kW Nennleistung) als Back-up vorhanden ist und die maximal auftretende Kühllast 14,4 kW beträgt, genügt eine geringe Kälteleistung der TKM. Da die Wärmeversorgung der TKM über Flachkollektoren geschieht und die TKM somit bei niedrigeren Heißwassertemperaturen arbeiten können muss, fiel die Entscheidung im Rahmen dieser Arbeit auf die Adsorptionskältemaschine LTC 10 e plus der Firma InvenSor, die Wasser als Kältemittel und Zeolith als Adsorptionsmittel verwendet. Sie ist in Abb. 38 dargestellt. Weitere Gründe für die getroffene Entscheidung sind der zu den Anforderungen passende Leistungsbereich, die Umweltfreundlichkeit der Materialien und des Mediums sowie der geräusch- und wartungsarme Betrieb der InvenSor LTC 10 e plus [24].

Abbildung 37: Adsorptionskältemaschine InvenSor LTC 10 e plus [24]

Die Maschine wird in der Regel in Kombination mit einer trockenen Rückkühlung mit zusätzlicher Spitzenlastbesprühung eingesetzt. In Abb. 38 ist das Kennfeld der ausgewählten Maschine (für eine Kaltwassereingangstemperatur von 18 °C) dargestellt. Mit einem Leistungsbereich von 4 bis 14 kW und einer Nennleistung von 10 kW

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

entspricht die ausgewählte AdKM genau den Anforderungen der Kühlung des Produktionsgebäudes. Je nach Rückkühltemperatur ist für die Maschine eine minimale Heißwassertemperatur zwischen 45 und 75 °C gefordert.

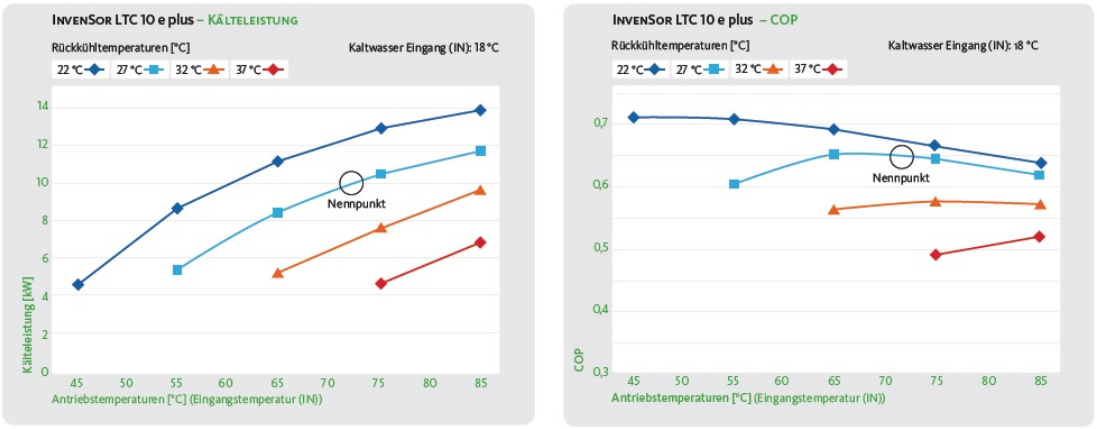


Abbildung 38: Kennfeld der InvenSor LTC 10 e plus AdKM [24]

12.2 Rückkühlwerk

Zur Rückkühlung wird das von der Firma InvenSor angebotene und zu der Adsorptionskältemaschine passende Produkt mit einer Nennleistung von 25,4 kW angedacht. Dieses arbeitet im Allgemeinen als trockener Rückkühler und besitzt eine Drehzahlregelung. Der Rückkühler verfügt allerdings auch über eine Spitzenlastbesprühungsanlage, die über einen externen Kreislauf mit Wasser versorgt wird. Nach Angaben des Herstellers kann aufgrund dieser Kombination die eingesetzte elektrische Leistung sowie der Wasserbrauch auf ein Minimum reduziert werden. Als Medium wird zum Schutz vor Gefrieren eine Ethylenglykol-Wasser-Mischung (34 Vol.-%) verwendet. Der Rückkühlkreislauf muss somit über einen Wärmetauscher vom Kühlwasserkreislauf getrennt werden.

12.3 Heißwasserspeicher und Anzahl der Solarkollektoren

12.3.1 Simulation der Speichertemperatur

Zur Bestimmung der Kapazität des Heißwasserspeichers und der Anzahl an Solarkollektoren wurde eine Simulation der Speichertemperatur durchgeführt. Dazu wurden die Messungen der solaren Globalstrahlung ausgewertet (siehe auch Abschn. 10.3)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

und die optimale Konfiguration der Anlage bezüglich Speichervolumen und Anzahl der Kollektoren nach folgenden Kriterien bewertet:

- Möglichst kein Unterschreiten einer Speichertemperatur von 65 °C (kurzzeitige Unterschreitungen werden zugelassen)
- Minimierung des Auftretens der maximalen Speichertemperatur von 100 °C[4]

Temperaturschwankungen im thermischen Speicher sollen sich also möglichst innerhalb dieser vorgegebenen Grenzen, die entsprechend den Einsatzmöglichkeiten der AdKM gewählt wurden, halten.[5] Es besteht somit keine Einschränkung für den Betrieb der AdKM seitens des Heißwasserspeichers.

Die von der Firma Harreither zur Verfügung gestellten Messungen der Globalstrahlung wurden mithilfe von Visual Basic for Applications (VBA) in Microsoft Excel ausgewertet. Ab dem 18. April 2018, an dem die Umgebungstemperatur laut den Messdaten zum ersten Mal dieses Jahres für mehrere Stunden eine Temperatur von 26 °C überstieg, wurden die Messungen über einen Zeitraum von 17 Wochen ausgewertet. Es standen Messdaten für die Globalstrahlung sowie die Umgebungstemperatur im Halbstundentakt zur Verfügung.

Neben der Globalstrahlung und der Umgebungstemperatur war für die Auswertung die Kenntnis des Sonnenstandverlaufs in dem betrachteten Zeitraum notwendig. Dazu wurde von der Website https://www.sunearthtools.com/ der berechnete Sonnenstandverlauf für das gesamte Jahr 2018 herangezogen. Es konnte somit jedem Messwert ein zugehöriger Sonnenazimut- und Höhenwinkel zugeordnet werden.

Mithilfe von Gl. (10.5) konnte der Inzidenzwinkel zu jedem Zeitschritt berechnet werden. Aufgrund der Daten aus Tab. 18 konnte der Winkeleinflussfaktor IAM für jeden Inzidenzwinkel ermittelt werden. Zwischen den bekannten Werten für den IAM wurde dabei jeweils linear interpoliert. Für jeden Tag konnte anhand Gl. (10.1) und Abb. 20 auch der Anteil diffuser Strahlung bestimmt werden. Da für die Solarkollektoren allerdings nur der gesamte Winkeleinflussfaktor und nicht jener für Diffus- und

[4]Es wird vorausgesetzt, dass der Speicher bei leichtem Überdruck betrieben wird, um Dampfbildung im Speicher zu vermeiden.

[5]Bei niedrigen Rückkühltemperaturen kann die Maschine bereits bei Antriebstemperaturen von 45 °C betrieben werden (vgl. Abb. 38).

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Direktanteil der Strahlung bekannt ist, konnte der Wirkungsgrad der Kollektoren nur nach Gl. (10.14) und die Leistung nicht nach Gl. (10.15) berechnet werden.

Aufgrund der verschiedenen Medien in Kollektor- und Heißwasserkreislauf ist eine Systemtrennung in Form eines Wärmetauschers notwendig. Dieser bewirkt einen Temperaturverlust, der als Grädigkeit bezeichnet wird. Die Grädigkeit entspricht der Differenz zwischen eintretendem Kollektorkreismedium und erwärmtem Fluid des Sekundärkreislaufs und ist laut [39] bei solarthermischen Anwendungen etwa 5 K groß. Tatsächlich hängt sie jeweils vom aktuellen Betriebspunkt ab, also von der Kollektorleistung und dem Temperaturniveau zum betrachteten Zeitpunkt. Da eine Auslegung des Wärmetauschers erst nach erfolgter Bestimmung der Kollektoranzahl und Größe des thermischen Speichers möglich ist, muss an dieser Stelle der Einfluss des Wärmetauschers abgeschätzt werden. Es wird somit vereinfachend der in der Literatur angegebene Wert für die Grädigkeit berücksichtigt. Somit ergibt sich für die Beziehung zwischen Absorbertemperatur (mittlere Kollektortemperatur) und Speichertemperatur näherungsweise

$$T_{Abs} \approx T_{Speicher} + 5 \text{ K}. \tag{12.1}$$

Mit dem aktuellen Wirkungsgrad und der Aperaturfläche des Kollektors ergibt sich die Kollektorleistung nach

$$\dot{Q}_{Koll} = I_{glob,K} A_{Ap} \eta_{Koll}. \tag{12.2}$$

Die vom Kollektor an das Fluid abgegebene Wärme innerhalb des Zeitschritts $\Delta t = 30$ min bzw. 1800 s wurde über

$$Q_{Koll} = \frac{\dot{Q}_{Koll}(t_{i-1}) + \dot{Q}_{Koll}(t_i)}{2} \Delta t \tag{12.3}$$

berechnet. Die gesamte vom Kollektorfeld an das Fluid abgegebene Wärme ergibt sich durch Multiplikation mit der Anzahl der Kollektoren,

$$Q_{ges} = n Q_{Koll}. \tag{12.4}$$

Abbildung 39 zeigt das Modell, mithilfe dessen die (mittlere) Temperatur im thermischen Speicher innerhalb des Messzeitraums berechnet wurde. Dabei wird (sofern möglich) die von den Kollektoren gelieferte Wärme Q_{ges} dem Speicher zugeführt. Ab

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

einer Überschreitung der Außentemperatur von 26 °C wird die Wärme $Q_{Antrieb}$ vom Speicher an die Adsorptionskältemaschine (Kühlbetrieb) abgegeben. Sie entspricht für einen Zeitschritt

$$Q_{Antrieb} = \dot{Q}_{Antrieb}\Delta t = 15,4 \text{ kW} \cdot 1800 \text{ s} = 27720 \text{ kJ}, \tag{12.5}$$

wobei vereinfachend von einem Betrieb im Nennpunkt der Maschine ausgegangen wird.

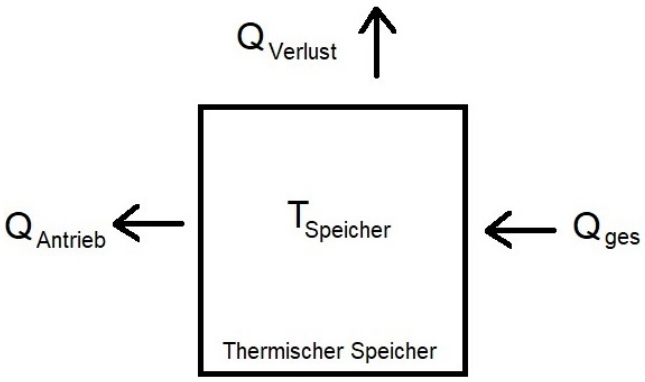


Abbildung 39: Einfaches Modell zur Simulation der mittleren Heißwasserspeichertemperatur

Zur Berücksichtigung der Wärmeverluste des Speichers wurde auf Messdaten der Firma Harreither zurückgegriffen. In Abb. 40 sind die Abkühlkurven eines thermischen Speichers für zwei verschiedene Dämmstärken abgebildet. Die strichlierten Linien stellen den Temperaturverlauf an verschiedenen Höhen des Speichers mit normaler Dämmstärke (100 mm) dar, während die vollen Linien jene des Speichers mit doppelter Dämmstärke (200 mm) repräsentieren. Für die Berücksichtigung der Wärmeverluste in der Simulation wurde die verbesserte Isolierung vorausgesetzt. Aus den drei Kurven, die die Temperatur an einer bestimmten Höhe des Speichers darstellen, wurde eine mittlere Abkühlkurve approximiert. Anhand dieser wurden die Wärmeverluste im Speicher in Form eines Temperaturverlustes je nach Temperaturniveau pro Zeitschritt (halbe Stunde) berücksichtigt.

Da gängige Heißwasserspeicher eine maximale Einsatztemperatur von etwa 100 °C aufweisen, wird auch in der Simulation dieses Temperaturniveau als obere Grenze verwendet. Wie bereits erwähnt, sollte der Speicher zur Vermeidung von Dampfbildung bei leichtem Überdruck betrieben werden. Ab Erreichen von 100 °C wird keine

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

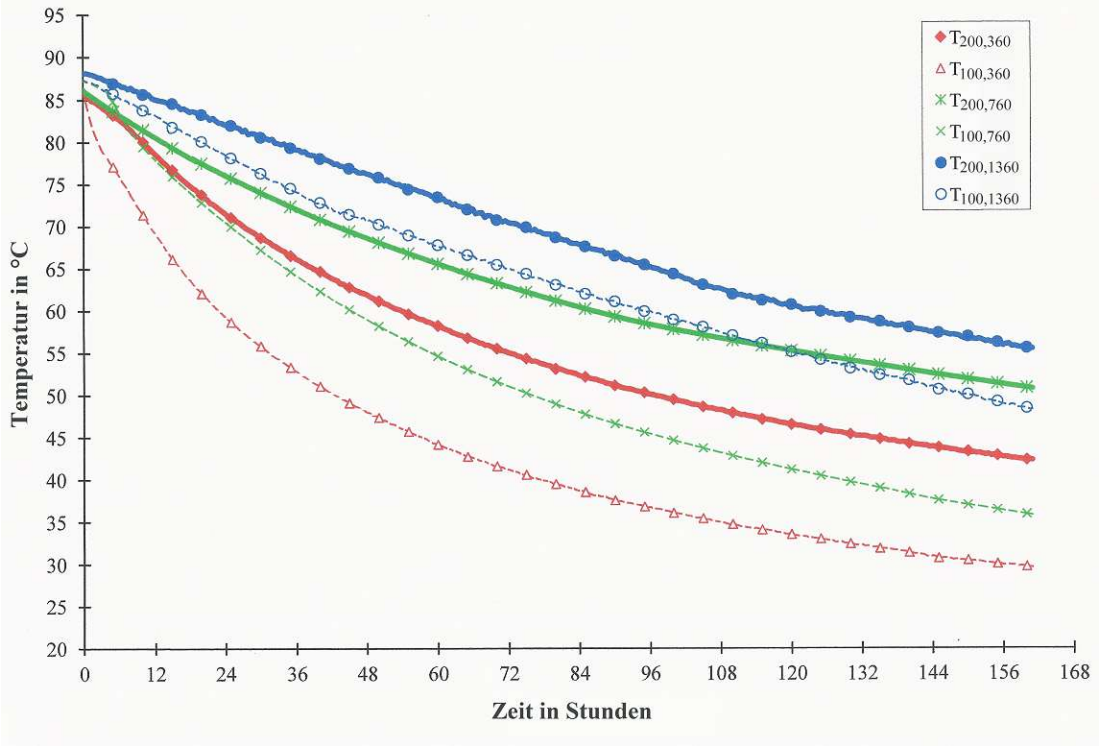


Abbildung 40: Abkühlkurven eines Pufferspeichers mit unterschiedlicher Dämmung, Indizes: Dämmstärke, Höhe des Temperaturfühlers (in mm)

Wärme mehr in das System eingebracht. In der Simulation liegen die maximal auftretenden Temperaturen aufgrund des Messintervalls von einer halben Stunde knapp über 100 °C.

In der Realität wird bei Erreichen der maximalen Speichertemperatur die Kollektorkreispumpe abgeschaltet oder im besten Fall die Wärme zur Heizungsunterstützung oder zur Brauchwasserbereitstellung eingesetzt. Alternativ wäre auch die Verwendung eines thermischen Druckspeichers mit einer höheren maximalen Einsatztemperatur möglich.

Um die optimale Anzahl der Solarkollektoren und die optimale Größe des thermischen Speichers nach den zuvor beschriebenen Kriterien zu ermitteln, wurde im ersten Schritt für verschiedene Kapazitäten des thermischen Speichers eine Variation der Kollektoranzahl durchgeführt. Abbildung 41 zeigt einen Ausschnitt einer solchen Variation für einen 3000 l Speicher (für den Zeitraum von einer Woche), wobei fünf Varianten mit einer Kollektoranzahl zwischen 22 und 26 simuliert wurden. Neben

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

den Graphen für die Speichertemperaturen findet sich auch der Verlauf der Umgebungstemperatur T_u und jener der Globalstrahlung im Diagramm. Um das Erreichen der zulässigen unteren Temperaturgrenze besser erkennen zu können, wurde auch die Grenztemperatur von 65 °C dargestellt.

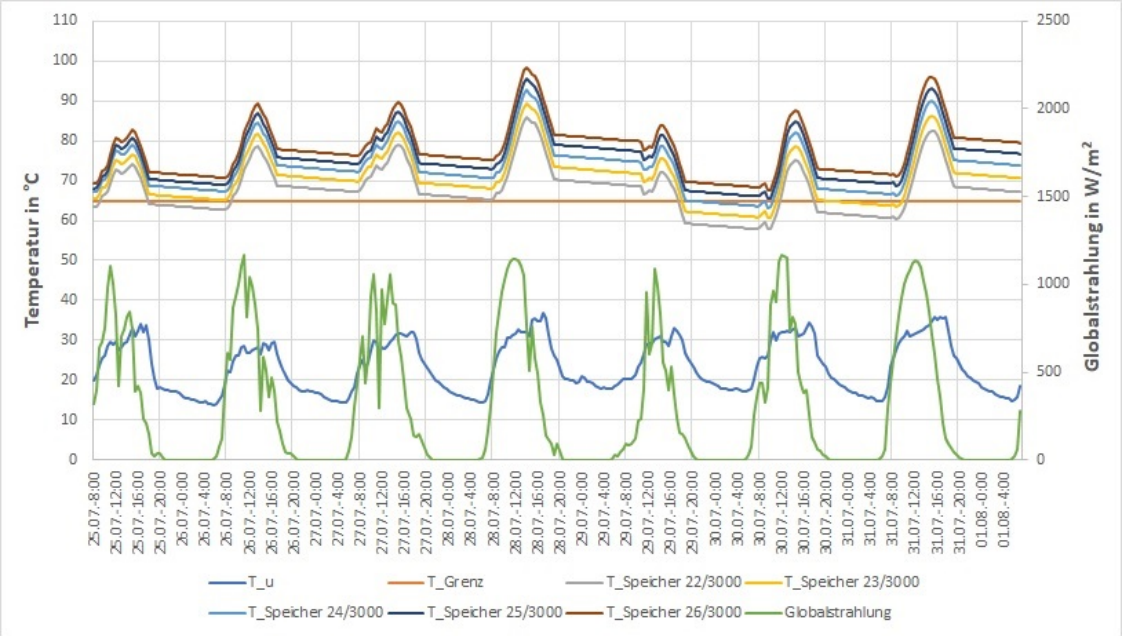


Abbildung 41: Simulation der Speichertemperatur eines 3000 l Speichers bei verschiedenen Kollektoranzahlen

In diesem Fall wurde die Variante 23/3000 als die beste vorgeschlagen (23 Kollektoren bei 3000 Litern Speichervolumen), da bei nur geringfügiger und kurzzeitiger Unterschreitung der unteren Grenztemperatur die geringste Anzahl an Kollektoren benötigt wird.

Tabelle 21 zeigt die aufgrund der ersten Runde gefundenen Anlagenvarianten. Zu jedem Speichervolumen wurde also die passende Anzahl an Solarkollektoren ermittelt. Diese Varianten wurden dann erneut gegenübergestellt. In Anhang C sind die Diagramme für alle 17 simulierten Wochen dargestellt. Beim 1500 l Speicher konnte kein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden. Hier finden sich trotz hoher Kollektoranzahl beträchtliche Temperaturschwankungen. Auch beim 2000 l Speicher kommt es noch zu größeren Schwankungen, hingegen kann bei den Varianten 24/2500, 23/3000, 23/3500 und 23/4000 ein den Anforderungen entsprechender, geeigneter Verlauf der Speichertemperatur erreicht werden. Diese vier Varianten können grundsätzlich für

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Volumen in l	1500	2000	2500	3000	3500	4000
optimale Kollektoranzahl	-	25	24	23	23	23

Tabelle 21: Durch die Simulation ermittelte Varianten

den Einsatz in Kombination mit der ausgewählten AdKM empfohlen werden, wobei die Varianten 24/2500 und 23/3000 wohl aus wirtschaftlicher Sichtweise die interessantesten Konfigurationen sind. Es sei angemerkt, dass die „optimale“ Variante bezüglich Speichervolumen und Kollektoranzahl von der Nutzungscharakteristik der AdKM abhängt. Diese Simulation wurde mit Augenmerk auf eine möglichst große Betriebszeit der AdKM, mit dem Ziel einer maximalen Einsparung elektrischer Energie, durchgeführt. Wird ein vermehrter Betrieb der als Back-up dienenden KKM in Kauf genommen, so kann womöglich auch mit einer kleineren Anlage eine zufriedenstellende Kühlung erreicht werden.

12.3.2 Unsicherheiten und Grenzen des Modells

Bei der Messung der Globalstrahlung mithilfe eines Pyranometers treten Messabweichungen von bis zu 5 % auf [13]. Die Messungen wurden auf einer horizontalen Ebene durchgeführt. Trotz des geringen Winkeleinflusses der Einstrahlungsintensität bei der Messung mithilfe eines Pyranometers, wie in Kap. 10 beschrieben, ist die Verwendung der Daten für eine geneigte Fläche mit Fehlern behaftet.

Während Verluste in den Solarkollektoren und im thermischen Speicher berücksichtigt werden, gehen keine Wärmeverluste über die Rohrleitungen in die Berechnung ein. Diese können erst bei genauer Kenntnis der Leitungslänge, die vom Aufstellungsort der Kollektoren und des Speichers abhängt, in Betracht gezogen werden.

In der Simulation wird die mittlere Speichertemperatur berechnet. Es wird nicht berücksichtigt, ob ein herkömmlicher Speicher oder ein sogenannter Schichtenspeicher eingesetzt wird. Bei Einsatz eines Speichers mit guter Schichtladung kann aufgrund der wärmeren Schicht im oberen Bereich des Speichers ein Betrieb der Adsorptionskältemaschine nach kürzerer Betriebszeit des Kollektors bzw. bei höherer Leistungszahl der AdKM ermöglicht werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Die Kriterien, nach denen die Auswahl der optimalen Konfiguration des Antriebskreises der Adsorptionskältemaschine getroffen wurde, sollen optimale Bedingungen für den Betrieb der AdKM im Nennpunkt schaffen. Der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Rückkühlung der Maschine und somit auf den Betriebspunkt wurde in der Simulation nicht berücksichtigt. Betrachtet man das Kennlinienfeld der eingesetzten AdKM ist ein Betrieb bei hohen Rückkühltemperaturen bei etwas geringerer Leistungszahl aber dennoch möglich, sofern genügend hohe Antriebstemperaturen erreicht werden. Aufgrund der Simultanität hoher Außentemperaturen und hoher solarer Strahlungsleistung können diese hohen Antriebstemperaturen in der Regel, wenn gefordert, auch erreicht werden. Trotz einer Rückkühltemperatur von 37 °C kann bei einer Antriebstemperatur von 85 °C laut Datenblatt eine Kälteleistung von 7 kW bei einer Leistungszahl von über 0,5 erreicht werden, wodurch eine Antriebsleistung von etwa 14 kW benötigt wird.

Auf Basis der Kühllastberechnung kann nur eine Aussage über die maximal auftretende Kühllast gemacht werden und nicht über die Kühllast an den Tagen, an denen die Auswertung stattgefunden hat. Die durch die Simulation ermittelte optimale Kollektoranzahl sorgt für eine hinreichende Heißwasserbereitstellung, um den Betrieb der Adsorptionskältemaschine an Tagen, an denen die Umgebungstemperatur die Marke von 26 °C übersteigt, zu ermöglichen. Es wird jedoch keine Aussage über die an diesem Tag tatsächlich vorhandene Kühllast gemacht.

In der Simulation wird die Gleichzeitigkeit von hoher Außentemperatur und Kühlung vorausgesetzt. Mitunter kann in der Realität aber durch eine alternative Regelungs- bzw. Betriebsstrategie unter Einbindung eines Kaltwasserspeichers ein besserer Betriebspunkt und eine höhere Leistung der AdKM, wie in Abschn. 11.6 beschrieben, erreicht werden.

12.4 Kaltwasserspeicher

Laut [13] sollte bei Verwendung einer Adsorptionskältemaschine zur Dämpfung der zeitlichen Schwankung der Kaltwasservorlauftemperatur ein Kaltwasserspeicher von etwa 1/40 des stündlichen Kältevolumenstroms vorgesehen werden. Für die InvenSor LTC 10 e plus ergibt sich bei einem Kaltwasservolumenstrom im Nennpunkt von 2900 $\frac{\mathrm{l}}{\mathrm{h}}$ ein Mindestvolumen von 72,5 l für den Kaltwasserspeicher. Laut dem Hersteller der AdKM wird in der Regel ein 1000 l Speicher für die gewählte Kältemaschine einge-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

setzt.

Je nach Regelungs- und Betriebsstrategie kann an dieser Stelle ein größerer oder kleinerer Speicher sinnvoll sein. Wird ein nächtlicher Betrieb der AdKM bei niedrigeren Außentemperaturen und nicht zu den mittäglichen Temperaturspitzen laufen, so muss ein genügend großer Kaltwasserspeicher vorgesehen werden, um den Kühlbedarf über diese Zeit dennoch ermöglichen zu können (siehe auch Abschn. 11.6).

Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass in dem betrachteten Anwendungsfall eine Kompressionskältemaschine als Back-up dient, wird empfohlen, dass das Volumen des Kaltwasserspeichers zwischen den beiden oben genannten Werten gewählt werden sollte, wobei die Entscheidung - wie bereits erwähnt - von der angedachten Betriebsstrategie abhängig ist.

12.5 Hydraulikschema der Gesamtanlage

Das in Abb. 9 dargestellte Hydraulikschema der bestehenden Anlagen wurde um die Wärmepumpen-Kaskadenanlage und die Anlage zur Solaren Kühlung erweitert. Zusätzlich wurde der Bereich der Wohnung in die Kühlung miteingebunden. Abbildung 42 zeigt das fertige Hydraulikschema mit den wichtigsten Komponenten. Es wird kein Anspruch auf Vollständigkeit gestellt, kleinere Anlagenkomponenten wie Ausdehnungsgefäße und Ventile sind teilweise nicht dargestellt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

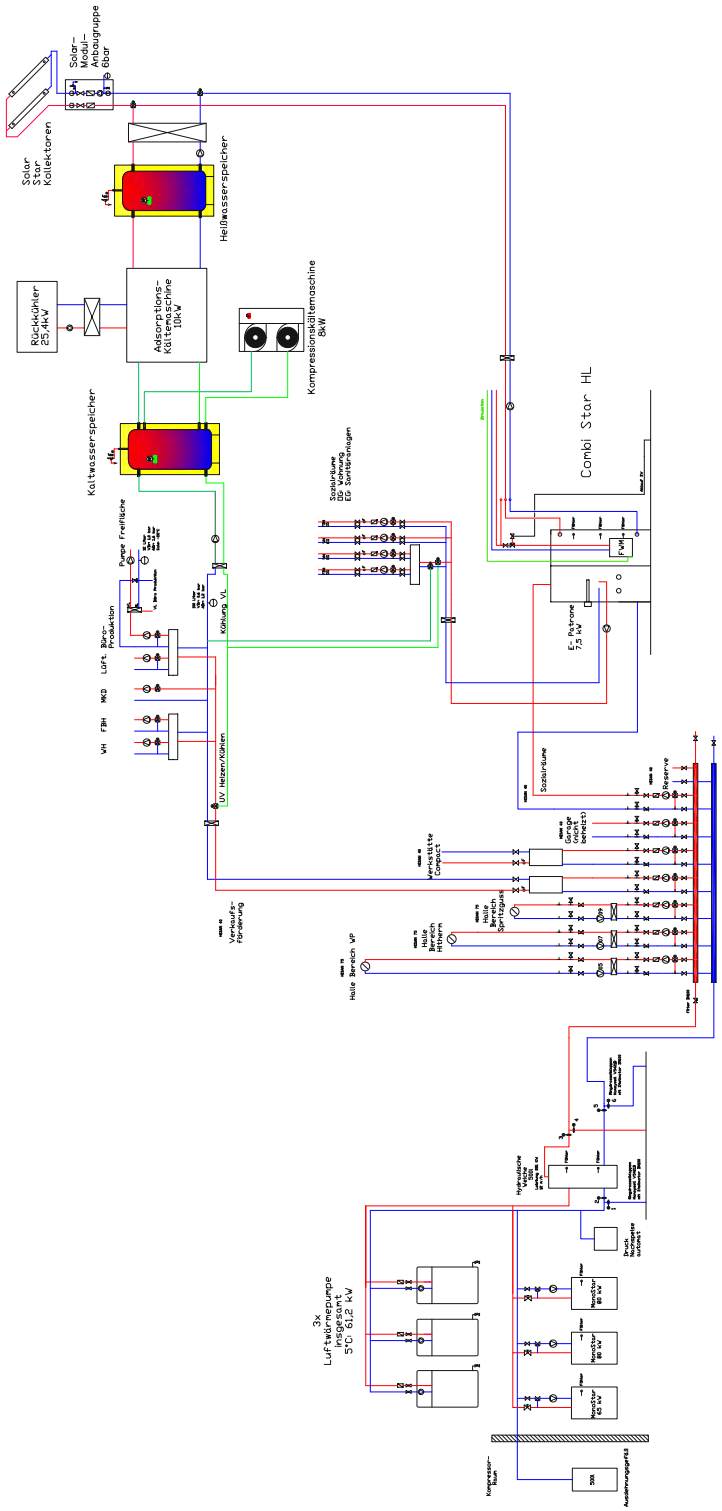


Abbildung 42: Fertiges Hydraulikschema (Heizung und Kühlung)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

12.6 Regelungssystem UNIVERSUM-Homemanagement

Wie bereits in Abschn. 8.2.4 erwähnt, können durch eine intelligente Regelung der Anlage große Energieeinsparungen erzielt werden. Durch das eingesetzte Regelungssystem Harreither UNIVERSUM-Homemanagement können folgende Einflüsse berücksichtigt bzw. Funktionen erfüllt werden, um eine effiziente Heizung und Kühlung zu ermöglichen [17]:

- Einzelraumregelung mithilfe von UNIVERSUM-Raumcontrollern
- Steuerung der Wärmeerzeuger: Paralleler und alternativer bivalenter Betrieb
- Anpassung der Vorlauftemperaturen
- Regelung der Warmwasserbereitstellung
- Einbindung der Solaranlage
- Taupunktsgeführte Regelung der Kühlung durch Feuchtemessung
- Tageszeiten und Außentemperatur
- Abwärme von Produktionsprozessen und Maschinen durch lokale Temperaturmessung
- Betriebszeiten (Schichtbetrieb, Urlaube und Wochenenden)
- Nächtliche Absenkung der Raumtemperatur

Die Wärmeversorgung der Räume kann somit an die Betriebszeiten angepasst werden. Durch eine Einzelraumregelung ist es möglich, an bestimmten Tagen nicht genutzte Räume automatisch auf einer niedrigeren Temperatur zu halten. Durch lokale Messung der Temperatur kann der Einfluss der Abwärme durch Produktionsprozesse und Maschinen erfasst werden und sich in einer geringeren Heizleistung auswirken.

Voraussetzung für eine Regelung nach oben angeführten Kriterien ist die Anbringung von Raumcontrollern an geeigneten Stellen (z. B. Arbeitsplätze) und Temperaturfühlern an entsprechenden Anlagenkomponenten wie dem Pufferspeicher etc.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

13 Schlussfolgerung und Ausblick auf weitere Arbeiten

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Einsparungspotential durch thermische Sanierung auf Basis eines Soll-Ist-Vergleichs der Heizlast zweier Gebäude der Firma Harreither ermittelt, wobei sich eine Verringerung der Heizlast um etwa 55,7 kW bzw. 31 % ergab. Nach erfolgter Sanierung wäre eine Messung der nun erforderlichen Heizleistung bzw. -energie und ein Vergleich mit der berechneten Heizlast interessant.

Um ein Konzept zur Solaren Kühlung des Produktionsgebäudes zu erstellen, wurde eine Kühllastberechnung durchgeführt, wobei eine gesamte maximale Kühllast von 14,4 kW ermittelt wurde. Als passende thermisch angetriebene Kältemaschine wird die Adsorptionskältemaschine InvenSor LTC 10 e plus angesehen. Im Zuge einer Simulation und Parametervariation wurde eine geeignete Anlagenkonfiguration bezüglich Heißwasserspeichervolumen und Kollektoranzahl gefunden.

Dabei stellte sich heraus, dass mindestens ein 2000 l, besser ein 2500 - 3000 l Heißwasserspeicher vorgesehen werden sollte. Die optimale Kollektoranzahl beträgt beim 2500 l Speicher 24, beim 3000 l Speicher 23. Entgegen der Erwartung erwies sich, dass die Kollektoranzahl für ein größeres Speichervolumen verringert werden kann. In den Diagrammen ist deutlich zu erkennen, dass die Temperaturschwankungen im Heißwasserspeicher mit zunehmendem Speichervolumen abnehmen. Welche Konfiguration am sinnvollsten ist, hängt auch von wirtschaftlichen Bedingungen ab und ist somit nicht mehr Teil dieser Arbeit.

Bei der Durchführung der Simulation wurden einige Annahmen und Vereinfachungen getroffen. Es könnten in dieser Hinsicht noch weitere Schritte unternommen werden, um das modellierte System besser abzubilden. Bei der Messung der Direkt- und Diffuseinstrahlung in der Kollektorebene bzw. bei der Ermittlung der getrennten Winkelabhängigkeit für direkte und diffuse Strahlung könnte die Leistung der Solarkollektoren genauer prognostiziert werden. In einem iterativen, zweiten Schritt könnte außerdem nach erfolgter Auslegung des Wärmetauschers, der sich zwischen Kollektorkreis und Heißwasserspeicher befindet, dessen Einfluss in die Simulation miteinbezogen werden. Alternativ zur getrennten Betrachtung der Kühllast und der Solaren Kühlung, könnte die gemeinsame instationäre Simulation eines solchen Sy-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

stems (TRNSYS) zu einem besseren Verständnis und einer exakteren Auslegung der Anlagenbestandteile führen.

Schließlich wäre es interessant, nach erfolgter Installation der Anlage, das Betriebsverhalten zu untersuchen und gegebenenfalls Optimierungspotentiale zu finden und diese umzusetzen. Dies ist durch Anbringung von Temperaturfühlern an entsprechenden Anlagenkomponenten sowie in den beheizten und gekühlten Räumen und durch Einbindung des Harreither UNIVERSUM-Homemanagementsystems möglich.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Literatur

[1] International Energy Agency. *Key World Energy Statistics*. 2017.

[2] Statistik Austria. *Endenergieverbrauch 2016 nach Energieträgern und Nutzenergiekategorien für Österreich*. URL: `https://www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_umwelt_innovation_mobilitaet/energie_und_umwelt/energie/nutzenergieanalyse/index.html`.

[3] H. D. Baehr und S. Kabelac. *Thermodynamik*. 16. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Imprint: Springer Vieweg, 2016.

[4] H. D. Baehr und K. Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*. 9. aktual. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Imprint: Springer Vieweg, 2016.

[5] S. Baumgarth (Hrsg.) und B. Hörner (Hrsg.). *Handbuch der Klimatechnik: 1. Grundlagen*. 6., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin: VDE Verlag, 2016.

[6] S. Baumgarth (Hrsg.) und B. Hörner (Hrsg.). *Handbuch der Klimatechnik: 2. Anwendungen*. 6., überarb. Auflage. Heidelberg: Müller, 2014.

[7] Österreichisches Institut für Bautechnik. *OIB-Richtlinie 6 - Energieeinsparung und Wärmeschutz*. 2015.

[8] P. v. Böckh und T. Wetzel. *Wärmeübertragung*. 7., aktualisierte und überarbeitete Auflage. Lehrbuch. Berlin: Springer Vieweg, 2017.

[9] M. Brychta. *Energetische und wirtschaftliche Analyse von solaren Kühlsystemen in Österreich auf Basis dynamischer Simulation*. Diplomarbeit, TU Wien, 2008.

[10] N. V. Chartčenko. *Thermische Solaranlagen*. 2., überarb. u. verb. Auflage. Akademische Abhandlungen zu den Ingenieurwissenschaften. Berlin: VWF, Verl. für Wiss. und Forschung, 2004.

[11] M. Deckelmann. *Kühldeckensystem - Messung und Auswertung*. Masterarbeit, BOKU Wien, 2012.

[12] J. A. Duffie und W. A. Beckman. *Solar engineering of thermal processes*. 4th ed. Hoboken, New Jersey: Wiley, 2013.

[13] U. Eicker. *Solare Technologien für Gebäude; Grundlagen und Praxisbeispiele*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden, 2012.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[14] K. Fitzner und RIETSCHEL. *Raumklimatechnik*. 16., völlig überarbeitete und wesentlich erweiterte Auflage. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.

[15] A. Gassel. *Die Adsorptionskältemaschine - Betriebserfahrungen, thermodynam. Modell und TRNSYS-Simulation*.

[16] W. Geller. *Thermodynamik für Maschinenbauer*. 5., erg. Auflage. Lehrbuch. Berlin [u.a.]: Springer Vieweg, 2015.

[17] Harreither GmbH. *Harreither UNIVERSUM-Hausmanagement Systemhandbuch*. Version 6. 2016.

[18] K.-H. Grote und J. Feldhusen (Editor). *Dubbel*. 24., aktualisierte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014.

[19] K. E. Herold, R. Radermacher und S. A. Klein. *Absorption Chillers and Heat Pumps, Second Edition*. CRC Press, 2016.

[20] Verein deutscher Ingenieure. *VDI 2078: Berechnung der thermischen Lasten und Raumtemperaturen (Auslegung Kühllast und Jahressimulation)*. 2015.

[21] Verein deutscher Ingenieure. *VDI 6007 Blatt 1: Berechnung des instationären thermischen Verhaltens von Räumen und Gebäuden - Raummodell*. 2015.

[22] Austrian Standards International. *Heizungssysteme in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast (Nationale Ergänzung zu ÖNORM EN 12831)*. 2006.

[23] Austrian Standards International. *ÖNORM EN 12831: Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast*. 2003.

[24] InvenSor.com. URL: `https://www.invensor.com`.

[25] M. Kaltschmitt (Hrsg.). *Regenerative Energien in Österreich*. 1. Auflage. Praxis. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009.

[26] T. Laasch, E. Laasch und K. Volger. *Haustechnik*. 13., durchgesehen und akt. Auflage. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.

[27] Oberösterreichische Landesregierung. *Landesgesetzblatt für Oberösterreich - Nr. 39: Oö. Bautechnikverordnungs-Novelle 2017*. 2017.

[28] Oberösterreichische Landesregierung. *Landesgesetzblatt für Oberösterreich - Oberösterreichische Bautechnikverordnung*. 1994.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[29] T. Loimer und H. Steinrück. *Wärmeübertragung - Skriptum zur Lehrveranstaltung*. 2016.

[30] A. Marko (Hrsg.). *Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden*. Berlin [u.a.]: Springer, 1997.

[31] Deutsches Institut für Normung. *DIN EN ISO 10077-1: Wärmetechnisches Verhalten von Fenstern, Türen und Abschlüssen – Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten – Teil 1: Allgemeines (ISO 10077-1:2017)*. 2017.

[32] Deutsches Institut für Normung. *DIN EN ISO 6946: Bauteile – Wärmedurchlasswiderstand und Wärmedurchgangskoeffizient – Berechnungsverfahren (ISO 6946:2017)*. 2017.

[33] K. Ponweiser und M. Haider. *Folien zur Vorlesung Grundlagen der Solartechnik*. TU Wien, 2017.

[34] U. Radtke. *Flächenheizung - Flächenkühlung. Das ABC der Flächenheizung und Flächenkühlung*. 1. Heizungs-Journal Verlags-GmbH, 2005.

[35] G. Reich und M. Reppich. *Regenerative Energietechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.

[36] L. Rouvel und F. Zimmermann. „Ein regelungstechnisches Modell zur Beschreibung des thermisch dynamischen Raumverhaltens, Teil 1: Theoretische Grundlagen und deren Anwendung auf die Berechnung von Raumtemperaturen“. In: *HLH 1997 Nr. 10* (1997).

[37] T. Schabbach und P. Leibbrandt. *Solarthermie; Wie Sonne zu Wärme wird*. Technik im Fokus. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2014.

[38] S. Sobotta und Deutsches Institut für Normung (herausgebendes Organ). *Praxis Wärmepumpe*. 2., überarbeitete und erweiterte Auflage. Beuth Praxis. Berlin Wien Zürich: Beuth Verlag GmbH, 2015.

[39] R. Stieglitz und V. Heinzel. *Thermische Solarenergie; Grundlagen, Technologie, Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2012.

[40] SunEarthTools.com. URL: `https://www.sunearthtools.com`.

[41] Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus. *Energie in Österreich - Zahlen, Daten, Fakten*. 2017.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[42] H.-G. Wagemann und H. Eschrich. *Photovoltaik*. 2., überarbeitete Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2010.

[43] B. Weigand, J. Köhler und J. von Wolfersdorf. *Thermodynamik kompakt*. 4. aktual. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg Imprint: Springer Vieweg, 2016.

[44] A. Werner. *Folien zur Vorlesungsübung Thermodynamik fortschrittlicher und alternativer Verfahren der Energiewandlung*. TU Wien, 2017.

[45] V. Wesselak und T. Schabbach. *Regenerative Energietechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2009.

[46] E. Wiemken u. a. *Bestimmung der Kollektorfläche von Solarthermieanlagen nach dem Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz (TAG4-EW-0805-E01), Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme*. 2008.

[47] E. Wiemken u. a. *Planungsleitfaden Solare Kühlung, Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme*. 2008.

[48] W. M. Willems, S. Dinter und K. Schild. *Vieweg Handbuch Bauphysik Teil 1*. Wiesbaden: Friedr.Vieweg Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006.

Abbildungsverzeichnis

1 Weltweite Entwicklung des Primärenergieverbrauchs seit 1971 (modifiziert nach [1]) 1
2 Energetischer Endverbrauch in Österreich im Jahr 2016, dargestellt nach Nutzenergiekategorien (eigene Darstellung nach [2]) 2
3 Eingesetzte Endenergie nach Energieträgern für Raumheizung und Klimaanlagen in Österreich 2016 (eigene Darstellung nach [2]) 3
4 Wärmestrom durch eine Wand (modifiziert nach [3]) 10
5 Temperaturverläufe bei der Wärmeleitung durch eine ebene Wand und durch ein Rohr [4] 14
6 Geschwindigkeits- und Temperaturprofil an einer umströmten Wand [4] 15
7 Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang durch eine ebene Wand [4] 18

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

8 Luftaufnahme des Gebäudebestands am Standort Oberland der Firma Harreither 21
9 Hydraulikschema der Heizung laut Bestand 27
10 Beispiel für die Erfassung eines Raumes [22] 30
11 Vergleich der Norm-Heizlasten vor und nach thermischer Sanierung . 37
12 Bereich der thermischen Behaglichkeit i. A. der Lufttemperatur und der mittleren Temperatur der Raumumschließungsflächen (modifiziert nach [48]) 39
13 Temperaturprofile als Folge unterschiedlicher Systeme zur Wärmeeinbringung in den Raum [34] 40
14 Schema einer Kompressionswärmepumpe und das zugehörige T-s-Diagramm (modifiziert nach [43]) 43
15 Bivalente alternative Betriebsweise (hier für den Bivalenzpunkt von 0 °C) [38] 46
16 Elektrisches Ersatzschaltbild [36] 51
17 Kühllastverlauf des Seminarraums am Tag der max. Kühllast 55
18 Schwankung der extraterrestrischen Intensität der solaren Einstrahlung über ein Jahr (modifiziert nach [39]) 58
19 Extraterrestrische Einstrahlung der Sonne (modifiziert nach [13]) . . . 59
20 Verhältnis der Diffus- zur Globalstrahlung über jenem der Global- zur extraterrestrischen Strahlung [42] 60
21 Winkel zur Beschreibung der Sonnenposition und Kollektorausrichtung (modifiziert [39]) 61
22 Aufbau und Funktion von Flachkollektoren [37] 63
23 Kollektorwirkungsgrad und Verluste (modifiziert nach [33]) 64
24 Typische Kollektorwirkungsgrade in Abhängigkeit der Differenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur (modifiziert nach [45]) 66
25 Eingesetzter Flachkollektor Harreither Solar Star S 2.4 mit zugehörigem Wirkungsgraddiagramm 67
26 Sonnenstandsdiagramm für den Standort Gaflenz, Oberland (modifiziert nach [40]) 68
27 Übersicht über Technologien zur Solaren Kühlung (eigene Darstellung nach [30, 39]) 70
28 Funktionsweise der Ad- und Absorptionskältetechnik [47] 72

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

29 Vergleich: Absorptions- und Kompressionskältemaschine (modifiziert nach [13]) . . . 75
30 Absorptionsprozess im p,T-Diagramm (modifiziert nach [47]) . . . 76
31 Dampfdruck von Wasser/LiBr i. A. von Mischungsverhältnis und Temperatur [19] . . . 80
32 Schematische Darstellung einer ADKM [39] . . . 82
33 Ad- und Desorption des Kältemittels am Lösungsmittel [47] . . . 83
34 Adsorptionsprozess im p,T-Diagramm (modifiziert nach [47]) . . . 84
35 Schwankungen im Kälte-, Kühl- und Antriebskreislauf einer AdKM (modifiziert nach [47]) . . . 85
36 Antriebstemperaturen und Leistungszahlen von AdKM und AbKM (modifiziert nach [15]) . . . 86
37 Adsorptionskältemaschine InvenSor LTC 10 e plus [24] . . . 93
38 Kennfeld der InvenSor LTC 10 e plus AdKM [24] . . . 94
39 Einfaches Modell zur Simulation der mittleren Heißwasserspeichertemperatur . . . 97
40 Abkühlkurven eines Pufferspeichers mit unterschiedlicher Dämmung, Indizes: Dämmstärke, Höhe des Temperaturfühlers (in mm) . . . 98
41 Simulation der Speichertemperatur eines 3000 l Speichers bei verschiedenen Kollektoranzahlen . . . 99
42 Fertiges Hydraulikschema (Heizung und Kühlung) . . . 103
43 Gebäudeplan: Produktionsgebäude (Obergeschoss) . . . 115
44 Gebäudeplan: Produktionsgebäude (Erdgeschoss) . . . 116
45 Gebäudeplan: Halle Hitherm Compact . . . 117
46 Auswertung und Simulation: Woche 1 . . . 120
47 Auswertung und Simulation: Woche 2 . . . 120
48 Auswertung und Simulation: Woche 3 . . . 121
49 Auswertung und Simulation: Woche 4 . . . 121
50 Auswertung und Simulation: Woche 5 . . . 122
51 Auswertung und Simulation: Woche 6 . . . 122
52 Auswertung und Simulation: Woche 7 . . . 123
53 Auswertung und Simulation: Woche 8 . . . 123
54 Auswertung und Simulation: Woche 9 . . . 124
55 Auswertung und Simulation: Woche 10 . . . 124
56 Auswertung und Simulation: Woche 11 . . . 125

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

57 Auswertung und Simulation: Woche 12 125
58 Auswertung und Simulation: Woche 13 126
59 Auswertung und Simulation: Woche 14 126
60 Auswertung und Simulation: Woche 15 127
61 Auswertung und Simulation: Woche 16 127
62 Auswertung und Simulation: Woche 17 128

Tabellenverzeichnis

1 Innerer und äußerer Wärmeübergangswiderstand nach DIN EN ISO 6946 [32] 20
2 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten der Fenster U_w 23
3 Schichtaufbau und U-Werte für Bauteile des Produktionsgebäudes . . 24
4 U-Werte für Bauteile des Produktionsgebäudes 25
5 Schichtaufbau und U-Werte für Bauteile der Halle Hitherm Compact 25
6 Norm-Innentemperaturen für beheizte Räume (Auszug aus ÖNORM H 7500) [22] 32
7 Mindestluftwechselzahlen verschiedener Raumarten (hygienischer Mindestvolumenstrom) [22] 33
8 Norm-Heizlast für den Ist-Zustand des Produktionsgebäudes 34
9 Norm-Heizlast für den Soll-Zustand des Produktionsgebäudes 35
10 Norm-Heizlast für den Ist-Zustand der Halle Hitherm Compact 36
11 Norm-Heizlast für den Soll-Zustand der Halle Hitherm Compact . . . 36
12 Heizlast des Produktionsgebäudes bei 5 °C Außentemperatur 42
13 Heizlast der Halle Hitherm Compact bei 5 °C Außentemperatur . . . 42
14 Definition der inneren Lasten und der zugehörigen Raumbelastungs- bzw. Auslastungsgrade 52
15 Aktivitätsgrade nach VDI 2078 [20] bzw. DIN EN 13779 54
16 Ergebnis der Kühllastberechnung 56
17 Max. auftretende Kühllasten der verschiedenen Räume 56
18 Winkeleinflussfaktor IAM in Abhängigkeit vom Inzidenzwinkel θ . . 67
19 Gegenüberstellung der Zweistoffgemische Ammoniak/Wasser und Wasser/Lithiumbromid [44] 79
20 Vergleich verschiedener Sorptionskältemaschinen [13] 87
21 Durch die Simulation ermittelte Varianten 100

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

22 Mindestanforderungen für U-Werte bei Neubau bzw. Sanierung [7] . . 118
23 Wärmedurchgangskoeffizienten von Fenstern U_w (Auszug aus [31]) . . 119

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Anhang A - Gebäudepläne

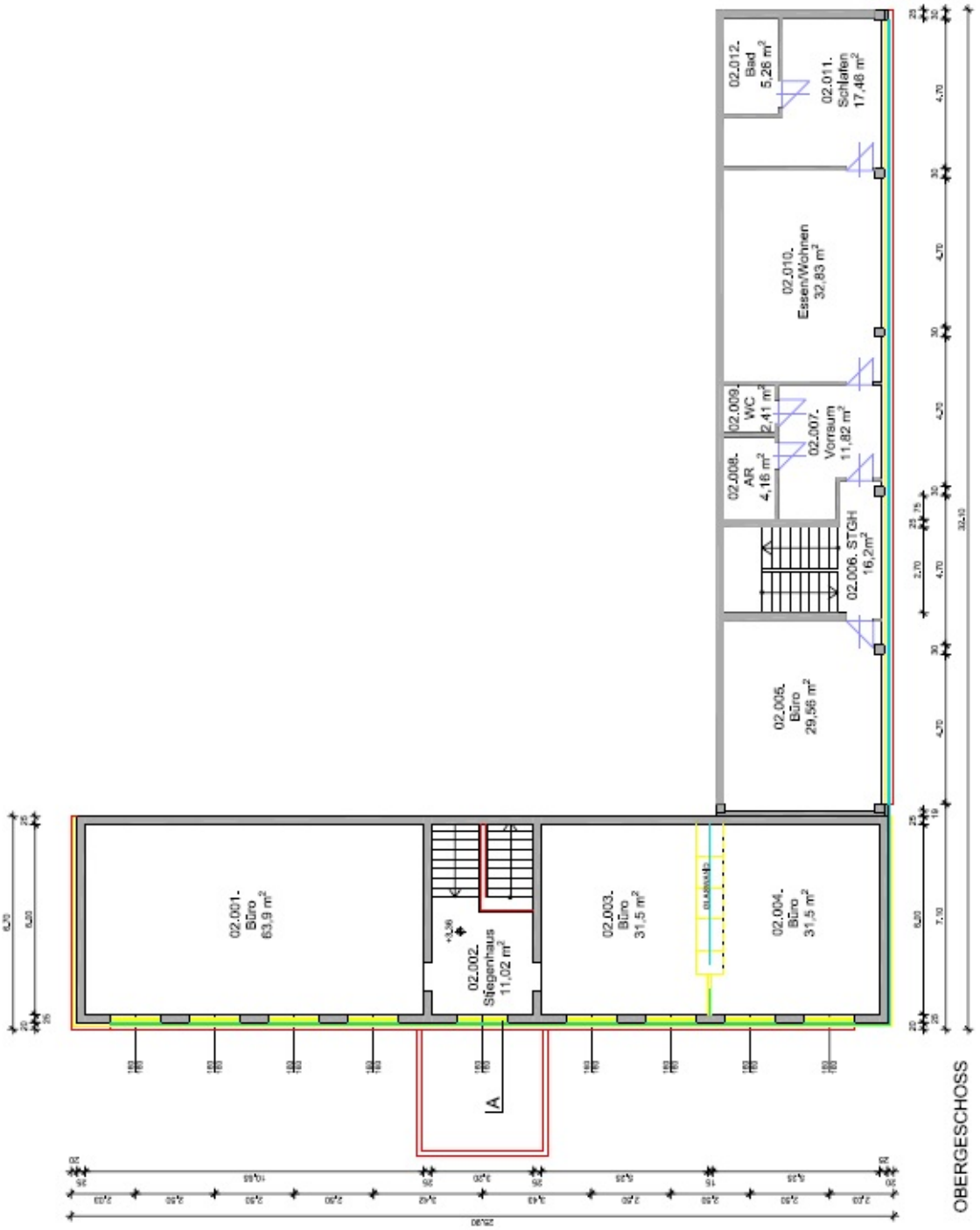


Abbildung 43: Gebäudeplan: Produktionsgebäude (Obergeschoss)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

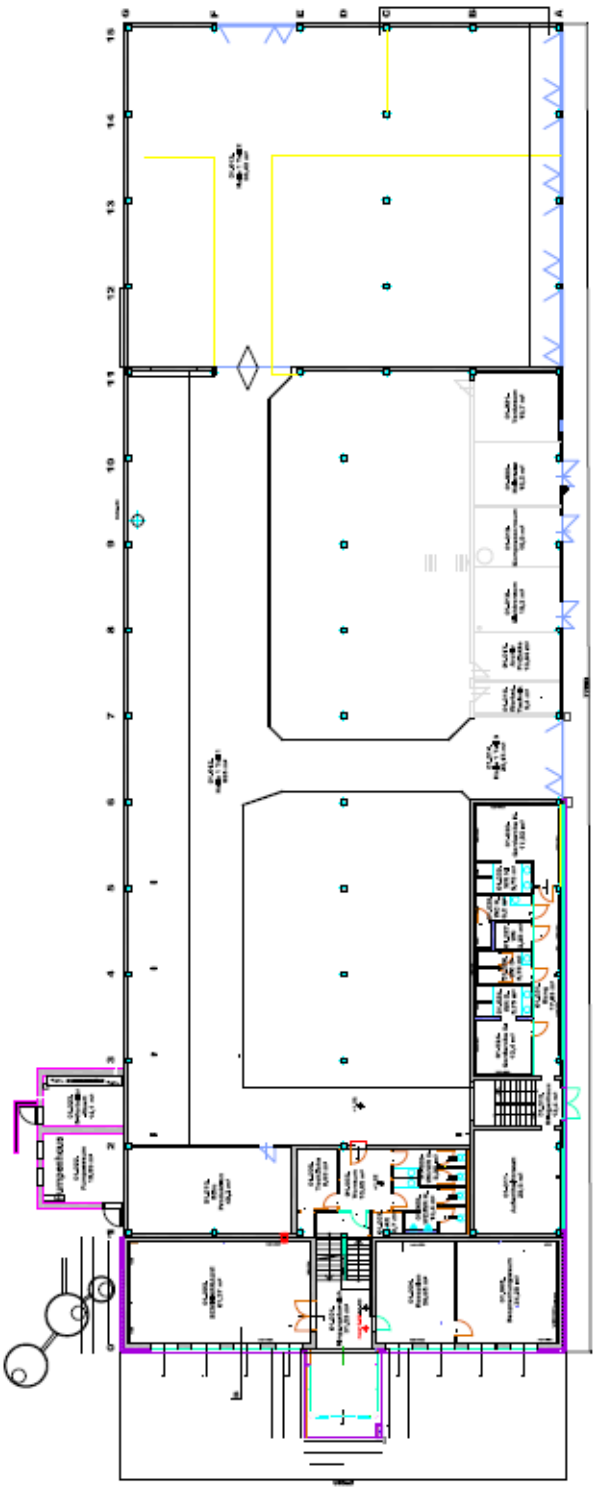


Abbildung 44: Gebäudeplan: Produktionsgebäude (Erdgeschoss)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

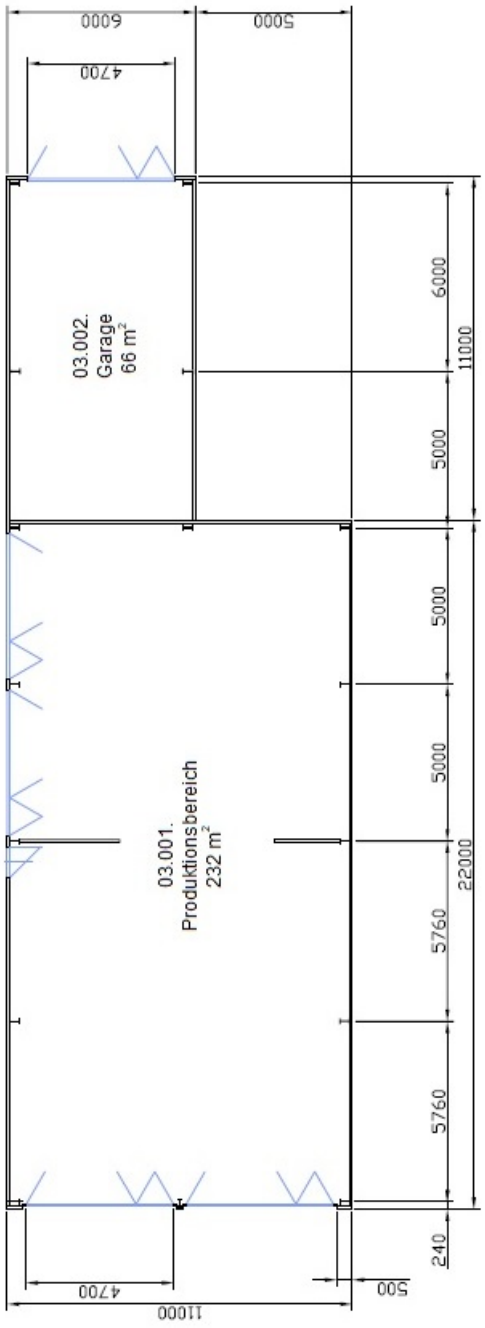


Abbildung 45: Gebäudeplan: Halle Hitherm Compact

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Anhang B - U-Werte

	Bauteil	U-Wert [W/m²K]
1	WÄNDE gegen Außenluft	0,35
2	WÄNDE gegen unbeheizte oder nicht ausgebaute Dachräume	0,35
3	WÄNDE gegen unbeheizte, frostfrei zu haltende Gebäudeteile (ausgenommen Dachräume) sowie gegen Garagen	0,60
4	WÄNDE erdberührt	0,40
5	WÄNDE (Trennwände) zwischen Wohn- oder Betriebseinheiten oder konditionierten Treppenhäusern	0,90
6	WÄNDE gegen andere Bauwerke an Grundstücks- bzw. Bauplatzgrenzen	0,50
7	WÄNDE kleinflächig gegen Außenluft (z.B. bei Gaupen), die 2 % der Wände des gesamten Gebäudes gegen Außenluft nicht überschreiten, sofern die ÖNORM B 8110-2 (Kondensatfreiheit) eingehalten wird	0,70
8	WÄNDE (Zwischenwände) innerhalb von Wohn- und Betriebseinheiten	–
9	FENSTER, FENSTERTÜREN, VERGLASTE TÜREN jeweils in Wohngebäuden (WG) gegen Außenluft (1)	1,40
10	FENSTER, FENSTERTÜREN, VERGLASTE TÜREN jeweils in Nicht-Wohngebäuden (NWG) gegen Außenluft (1)	1,70
11	sonstige TRANSPARENTE BAUTEILE vertikal gegen Außenluft (2)	1,70
12	sonstige TRANSPARENTE BAUTEILE horizontal oder in Schrägen gegen Außenluft (2)	2,00
13	sonstige TRANSPARENTE BAUTEILE vertikal gegen unbeheizte Gebäudeteile (2)	2,50
14	DACHFLÄCHENFENSTER gegen Außenluft (3)	1,70
15	TÜREN unverglast, gegen Außenluft (4)	1,70
16	TÜREN unverglast, gegen unbeheizte Gebäudeteile (4)	2,50
17	TORE Rolltore, Sektionaltore u. dgl. gegen Außenluft (5)	2,50
18	INNENTÜREN	–
19	DECKEN und DACHSCHRÄGEN jeweils gegen Außenluft und gegen Dachräume (durchlüftet oder ungedämmt) (6)	0,20
20	DECKEN gegen unbeheizte Gebäudeteile (6)	0,40
21	DECKEN gegen getrennte Wohn- und Betriebseinheiten (6)	0,90
22	DECKEN innerhalb von Wohn- und Betriebseinheiten (6)	–
23	DECKEN über Außenluft (z.B. über Durchfahrten, Parkdecks) (6)	0,20
24	DECKEN gegen Garagen (6)	0,30
25	BÖDEN erdberührt (6)	0,40

Tabelle 22: Mindestanforderungen für U-Werte bei Neubau bzw. Sanierung [7]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Werte in W/(m²·K)

Art der Verglasung	U_g	Wärmedurchgangskoeffizienten U_w für vertikale Fenster mit einem Flächenanteil des Rahmens von 20 % an der Gesamtfensterfläche und mit typischen Arten von Abstandhaltern und folgenden Werten für U_f												
		0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8	7,0
Einscheiben-verglasung	5,8	4,8	4,8	4,9	4,9	5,0	5,0	5,0	5,1	5,2	5,2	5,3	5,4	6,0
Zweischeiben- oder Dreischeiben-Isolier-verglasung	3,3	3,0	3,0	3,0	3,1	3,1	3,2	3,2	3,3	3,4	3,5	3,5	3,6	4,1
	3,2	2,9	2,9	3,0	3,0	3,0	3,1	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,5	4,0
	3,1	2,8	2,8	2,9	2,9	3,0	3,0	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,9
	3,0	2,7	2,8	2,8	2,8	2,9	2,9	3,0	3,1	3,1	3,2	3,3	3,4	3,9
	2,9	2,6	2,7	2,7	2,8	2,8	2,8	2,9	3,0	3,1	3,1	3,2	3,3	3,8
	2,8	2,6	2,6	2,6	2,7	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,1	3,1	3,2	3,7
	2,7	2,5	2,5	2,6	2,6	2,6	2,7	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,1	3,6
	2,6	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,6	2,7	2,6	2,9	3,0	3,1	3,5
	2,5	2,3	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,5	2,8	2,9	3,0	3,5
	2,4	2,2	2,3	2,3	2,4	2,4	2,4	2,5	2,6	2,4	2,7	2,8	2,9	3,4
	2,3	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,4	2,7	2,7	2,8	3,3
	2,2	2,1	2,1	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4	2,3	2,6	2,7	2,7	3,2
	2,1	2,0	2,0	2,1	2,1	2,2	2,2	2,2	2,3	2,2	2,5	2,6	2,7	3,1
	2,0	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1	2,2	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	3,1
	1,9	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1	2,3	2,3	2,4	2,5	2,6	3,1
	1,8	1,8	1,9	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,2	2,3	2,3	2,4	2,5	3,0

Tabelle 23: Wärmedurchgangskoeffizienten von Fenstern U_w (Auszug aus [31])

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Anhang C - Ergebnisse der Simulation

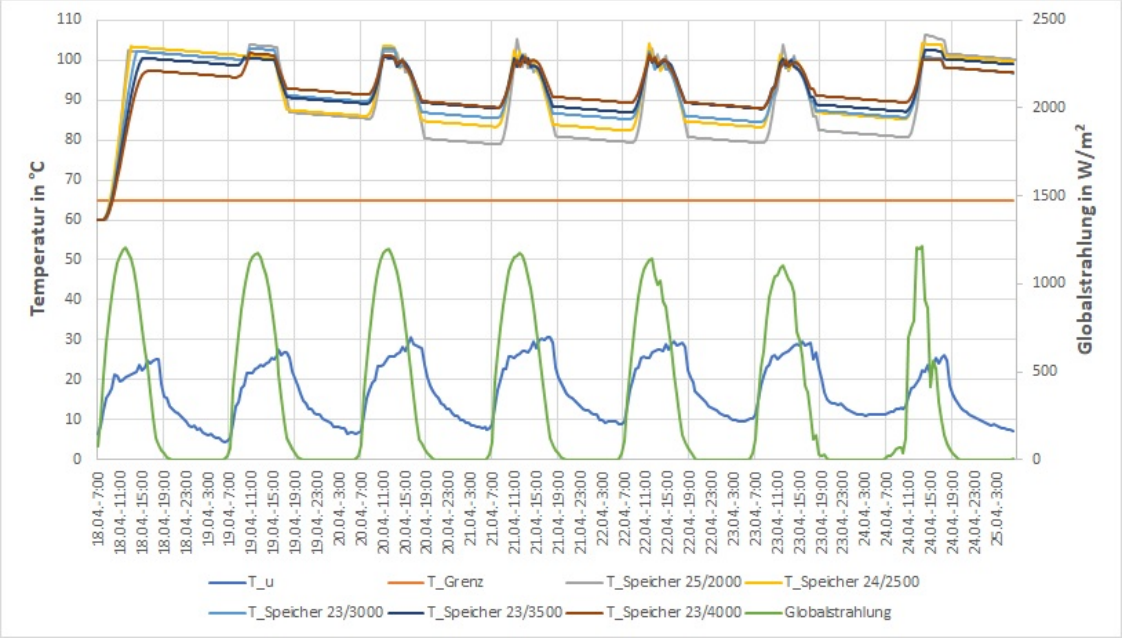


Abbildung 46: Auswertung und Simulation: Woche 1

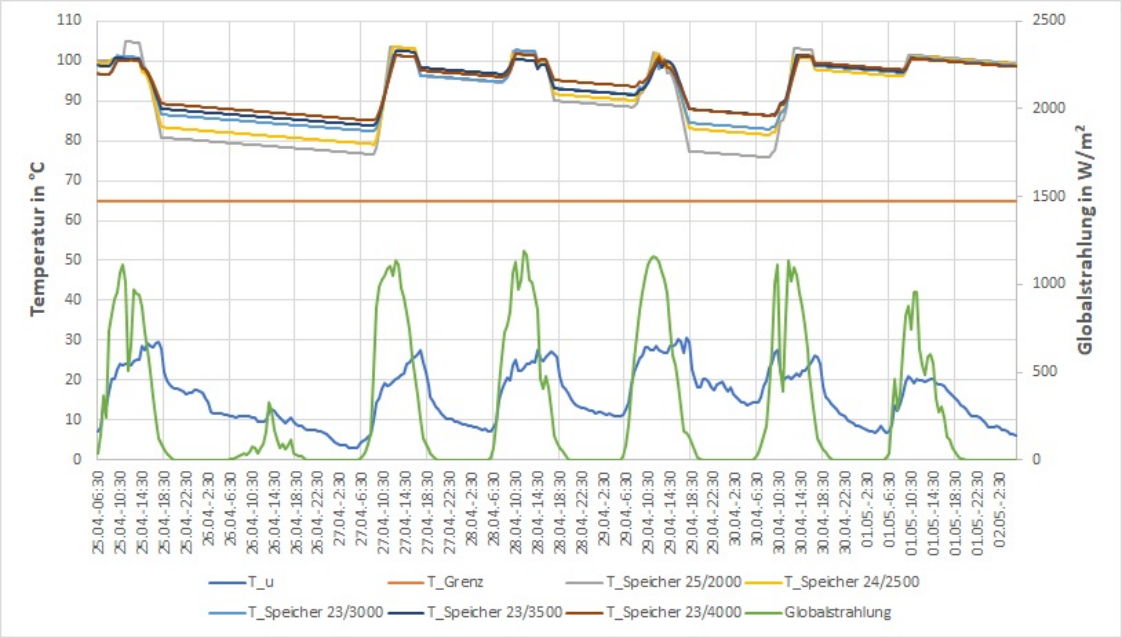


Abbildung 47: Auswertung und Simulation: Woche 2

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

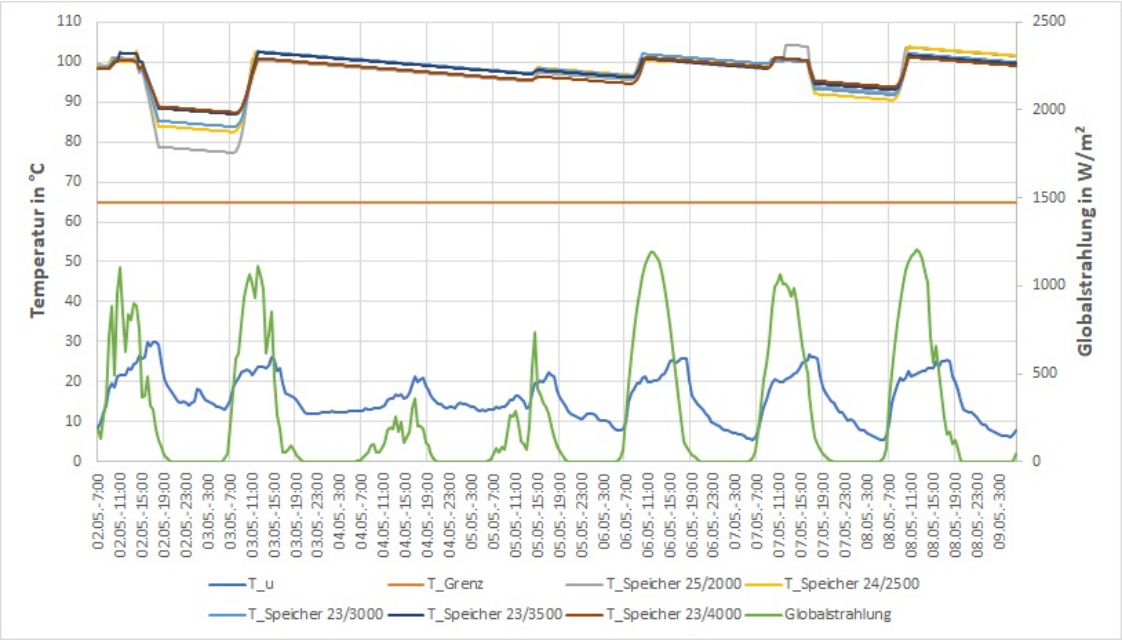


Abbildung 48: Auswertung und Simulation: Woche 3

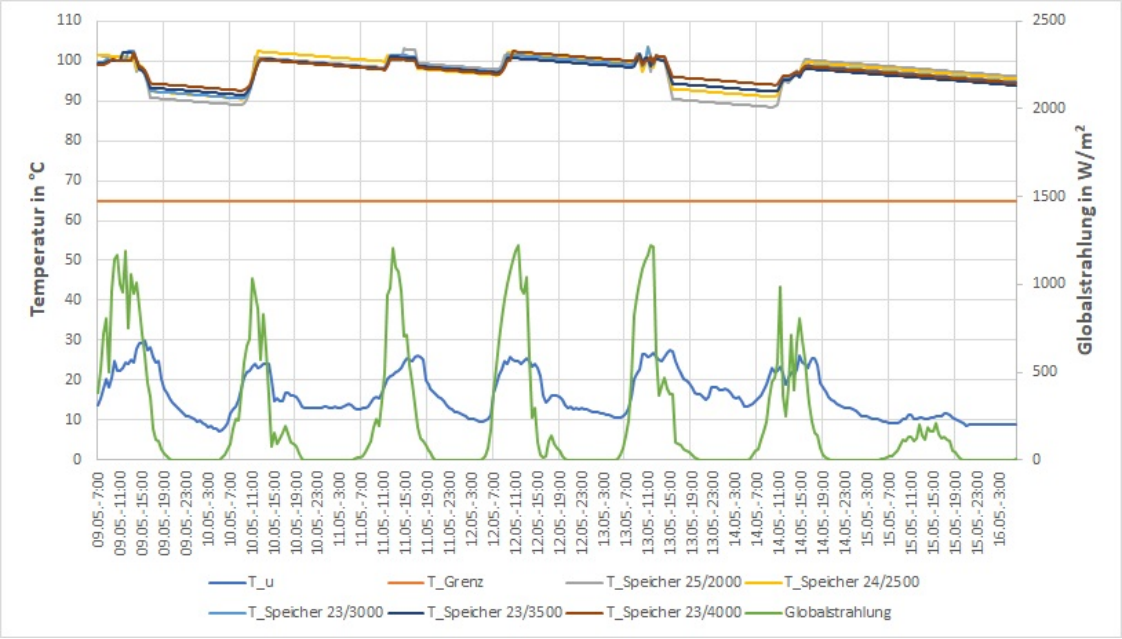


Abbildung 49: Auswertung und Simulation: Woche 4

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

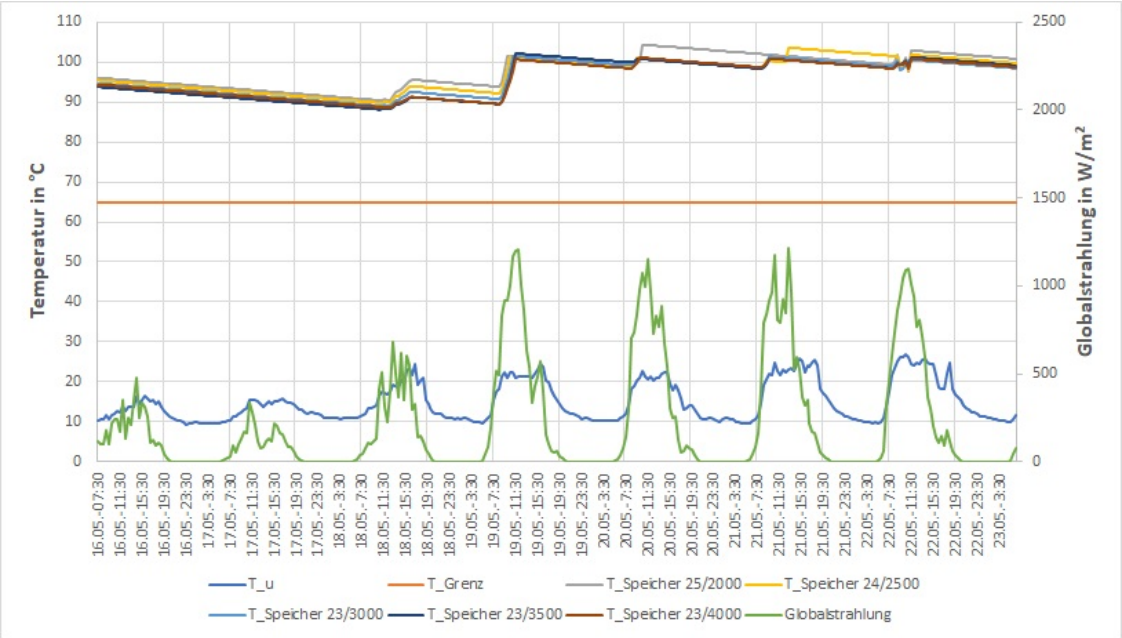


Abbildung 50: Auswertung und Simulation: Woche 5

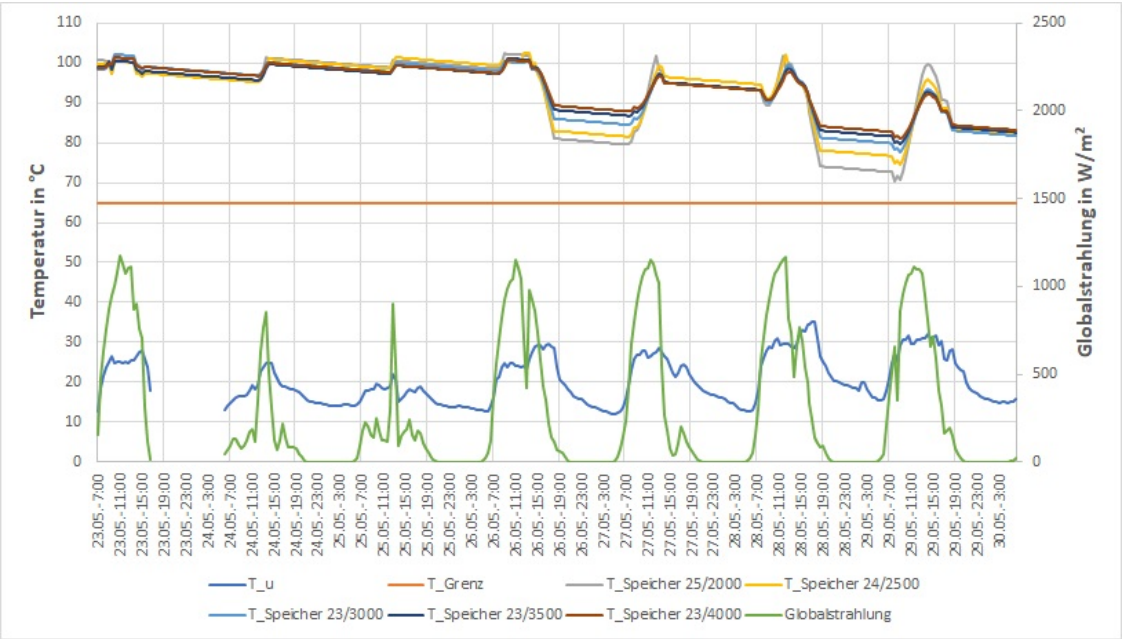


Abbildung 51: Auswertung und Simulation: Woche 6

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

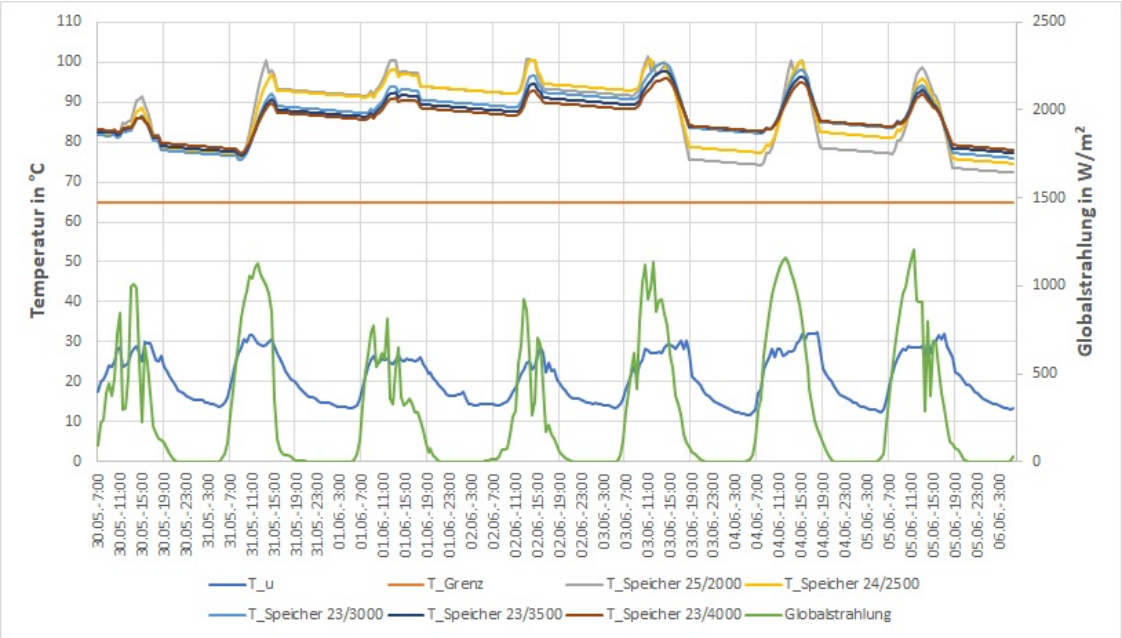


Abbildung 52: Auswertung und Simulation: Woche 7

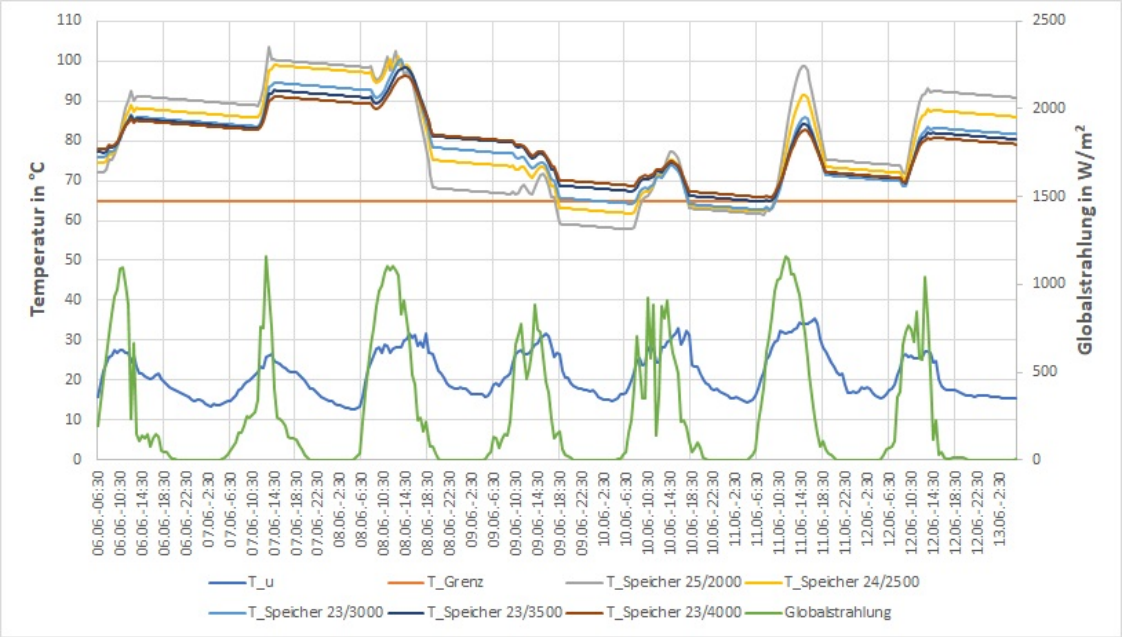


Abbildung 53: Auswertung und Simulation: Woche 8

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

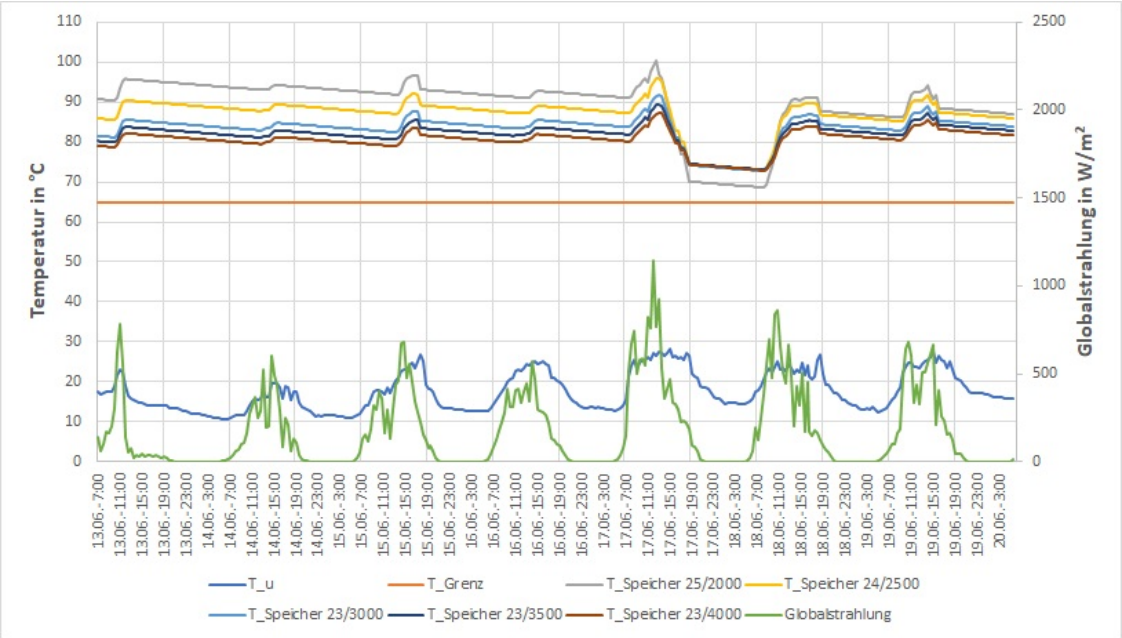


Abbildung 54: Auswertung und Simulation: Woche 9

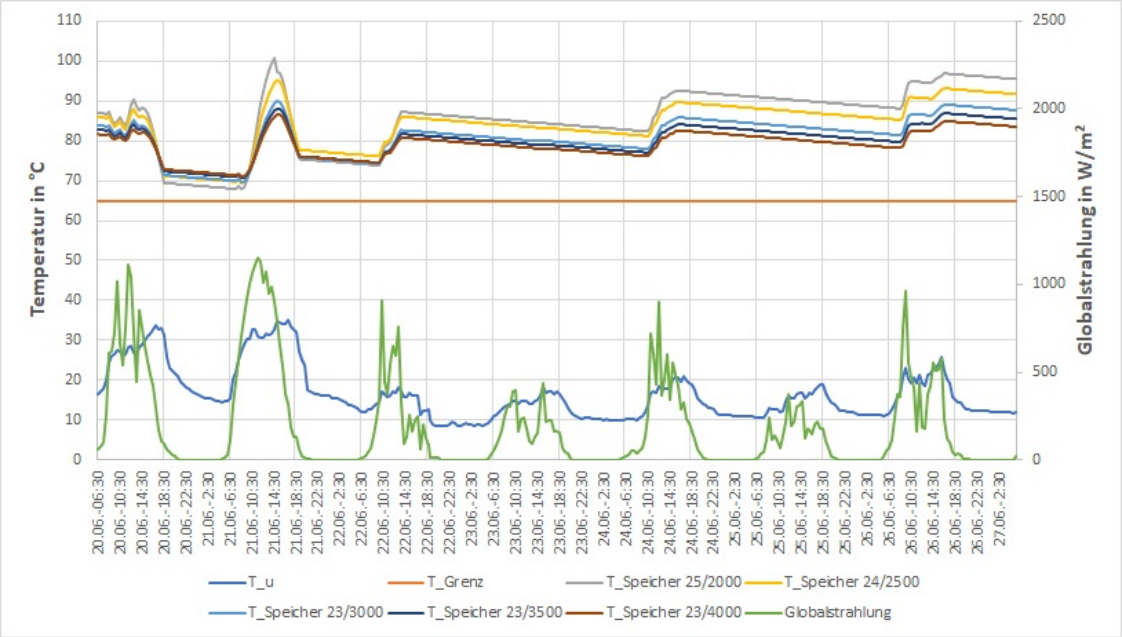


Abbildung 55: Auswertung und Simulation: Woche 10

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

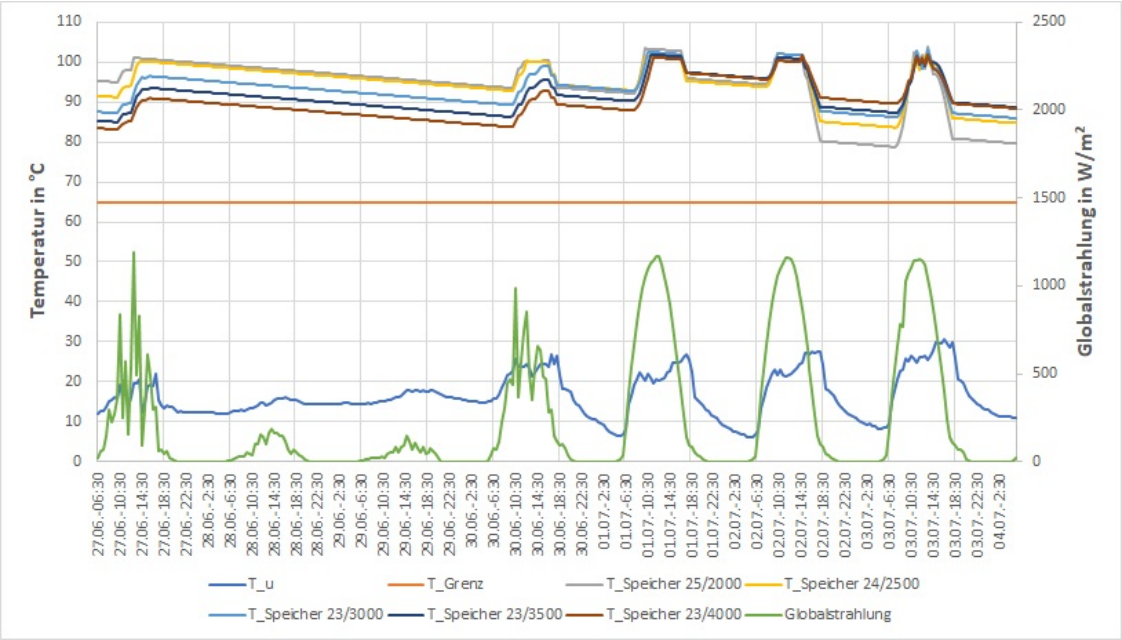


Abbildung 56: Auswertung und Simulation: Woche 11

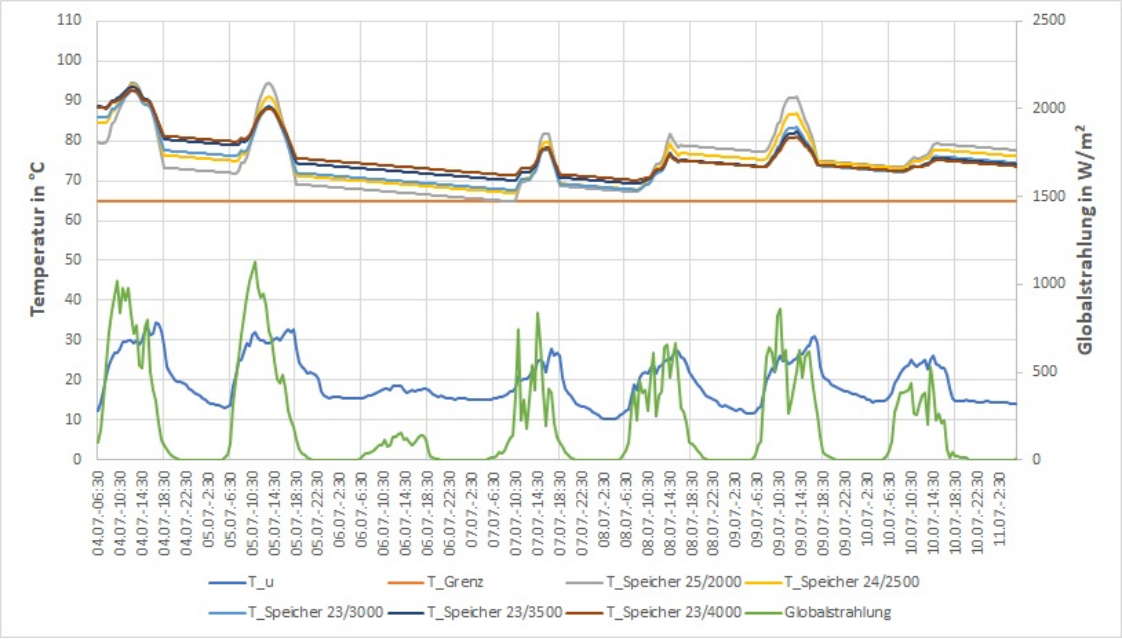


Abbildung 57: Auswertung und Simulation: Woche 12

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

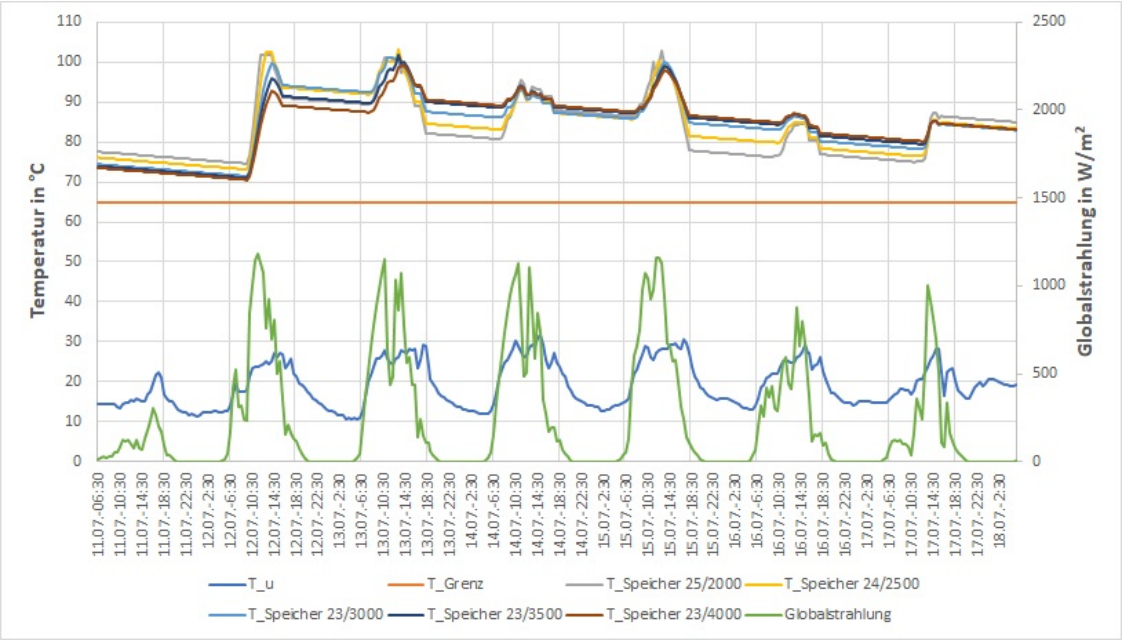


Abbildung 58: Auswertung und Simulation: Woche 13

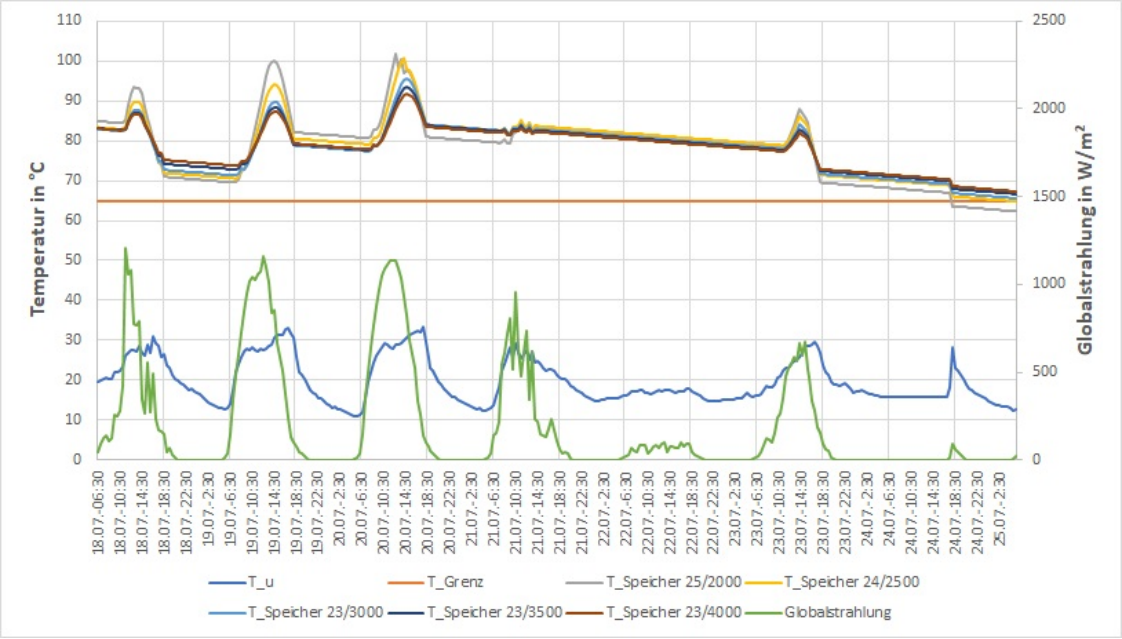


Abbildung 59: Auswertung und Simulation: Woche 14

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

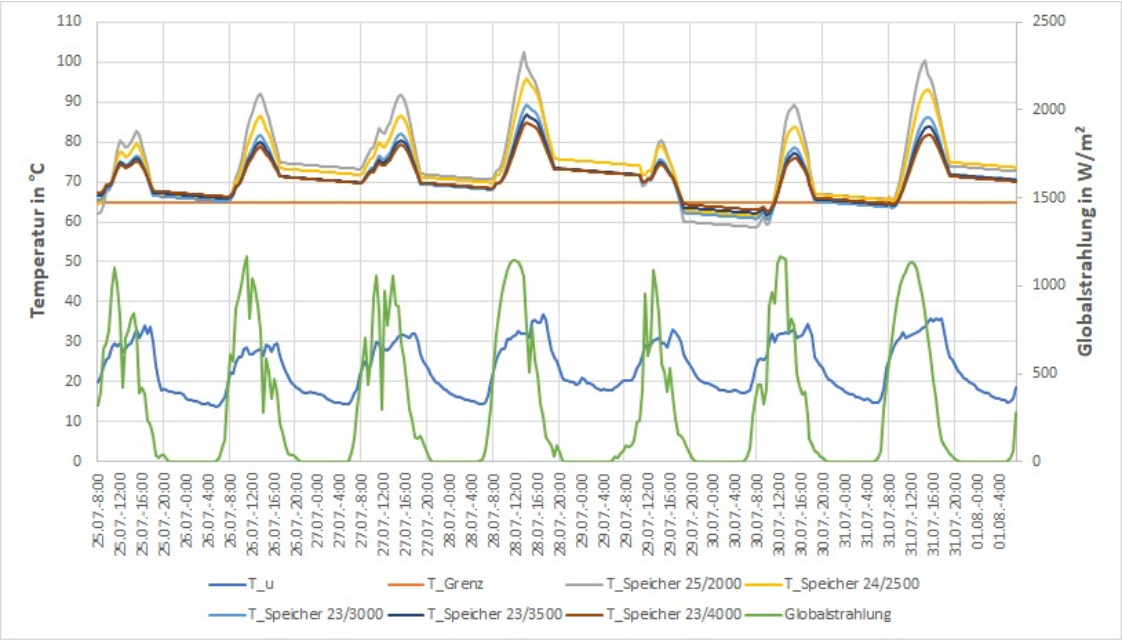


Abbildung 60: Auswertung und Simulation: Woche 15

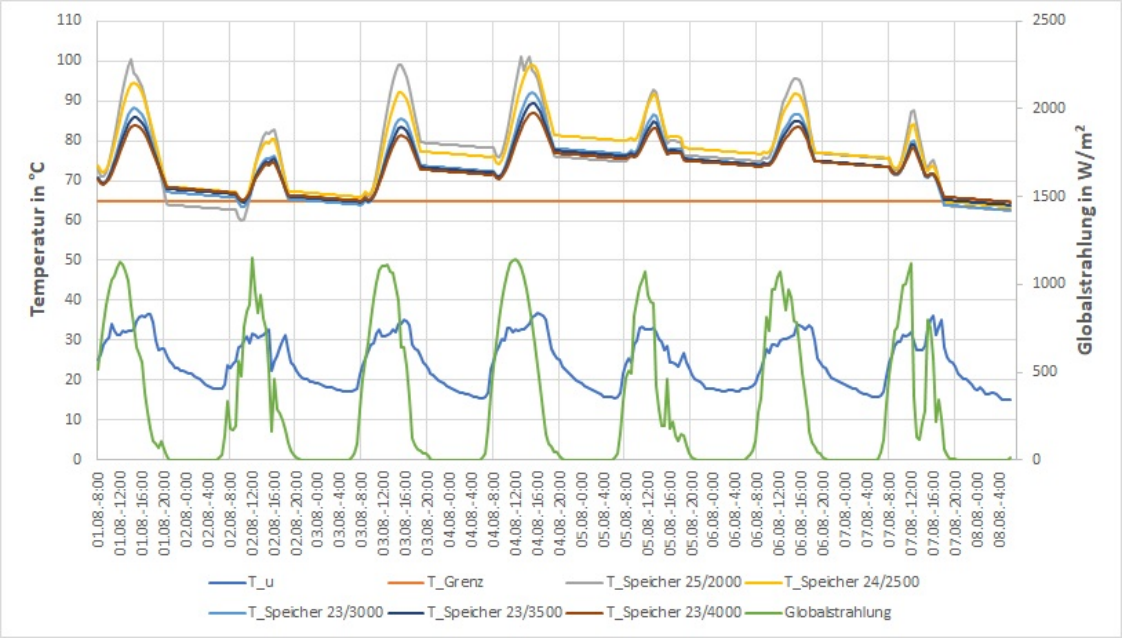


Abbildung 61: Auswertung und Simulation: Woche 16

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

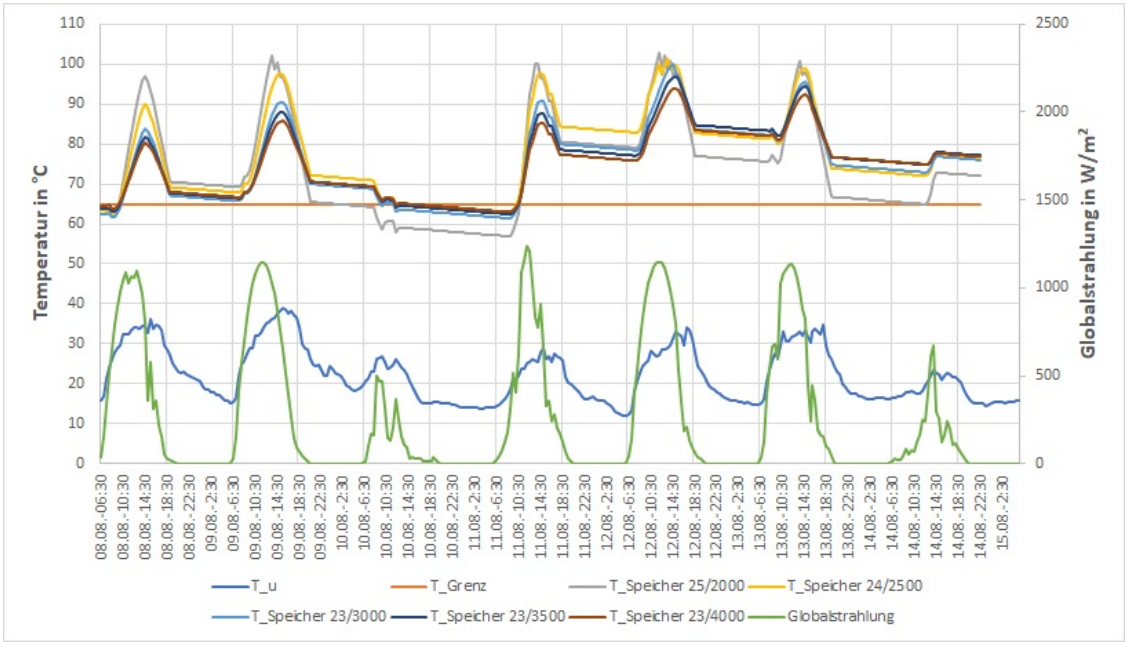


Abbildung 62: Auswertung und Simulation: Woche 17

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.