

Tel.: 02461 / 99 35 42
Fax.: 02461 / 99 35 70
Email: chris@hc-solar.de

Universität Karlsruhe (TH)

Prof. A. Wagner, Fachgebiet Bauphysik und Technischer Ausbau

Dr. -Ing. G. Bräuning, Institut für Technische Thermodynamik

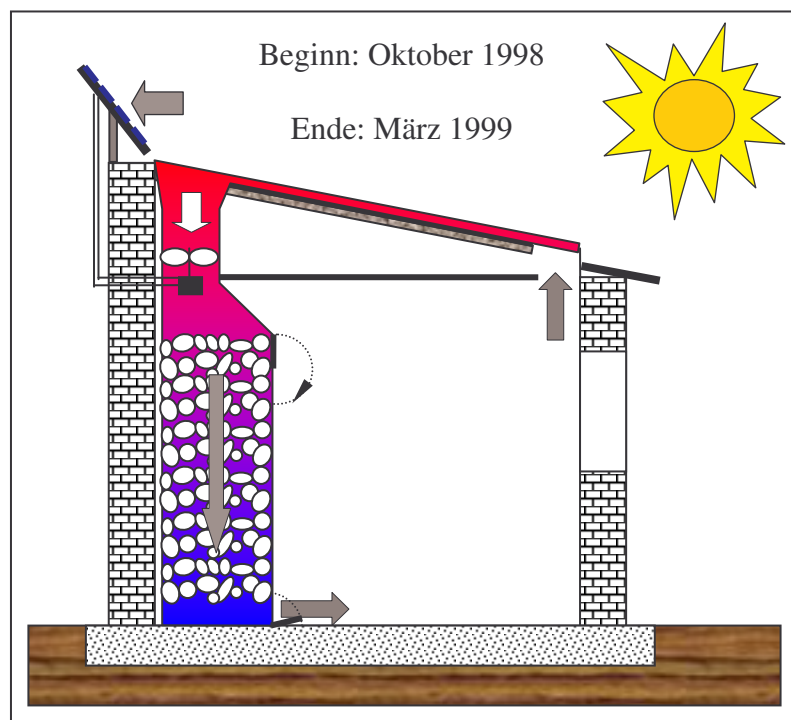
Solar Global, Jülich

Agemus, Freiburg

EcoAndina, Salta/Argentinien

Diplomarbeit vorgelegt von Hans-Christoph Müller

Entwicklung und Bau einer solaren Gebäudeheizung im Altiplano/Argentinien



Diese Arbeit wurde selbständig angefertigt und verfaßt. Es wurden keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet

Zusammenfassung:

Das Altiplano ist eine Hochebene in den südamerikanischen Anden, auf einer durchschnittlichen Höhe von 3700m gelegen. Der argentinische Teil liegt auf der Höhe des südlichen Wendekreises und wird fast ausschließlich von Indianervölkern bewohnt.

Aufgrund der einfachen Lebensumstände und der geringen Verdienstmöglichkeiten ist Landflucht in dieser Region ein großes Problem. Von argentinischen Organisationen werden Projekte initiiert, die der starken Landflucht entgegenwirken sollen. Zum einen soll dies durch Verbesserung der Lebensbedingungen und zum anderen durch Schaffung von Verdienstmöglichkeiten bewerkstelligt werden. Die Gebäudeheizung ist ein Projekt neben anderen, die mit diesem Hintergrund in den Anden durchgeführt werden.

Die Klimabedingungen auf dem Altiplano sind in bezug auf Temperatur und Sonneneinstrahlung extrem. Tägliche Temperaturschwankungen von 25°C sind die Regel. Dabei sinkt die Nachttemperatur im Wintermonat Juni im Mittel auf -15°C ab, während tagsüber noch +10°C erreicht werden.

Das Projekt wurde exemplarisch an der Dorfschule von Misa Rumi durchgeführt. Aufgrund der niedrigen Umgebungstemperatur fällt die mittlere Raumtemperatur im Winter in den unbeheizten Schulräumen auf 5°C ab. Die Versorgung mit Brennstoff ist schwierig und teuer. Ein Heizen mit der spärlichen Strauchvegetation, die außer als Lebensgrundlage der Lamas und Schafe auch als Energiequelle zum Kochen dient, wäre aus ökologischer Sicht unverantwortlich.

Um die Wohnverhältnisse zu verbessern, wurde ein Energiekonzept zur Beheizung erstellt, das auf viele der 40 Schulen und Gemeinschaftseinrichtungen des Altiplano übertragbar ist. Da die Anlage in einer der ärmsten und abgelegensten Regionen Argentiniens entstand, ist sie so konzipiert, daß sie auch durch die dortige Bevölkerung betrieben und gewartet werden kann.

Zur Auslegung der Anlage wurde der Heizenergiebedarf des Gebäudes bestimmt. Dazu wurde mit dem Mathematik- Programm Matlab/Simulink ein thermisches Gebäudemodell erstellt und vor Ort validiert. Unter Einbeziehung von Wetterdaten wurde mit Hilfe der Simulation der Heizenergiebedarf zu jeder Jahreszeit bestimmt. Bei der Annahme, daß die Raumtemperatur 18°C (mit einer Nachtabenkung auf 15°C) beträgt, ergab sich bei einer mittleren Jahrestemperatur von 9,3°C ein Heizenergieverbrauch des Gebäudes von 116 kWh/(m²a). Mit dieser bekannten Größe ließ sich nach Möglichkeiten der solaren Deckung suchen. Dazu wurden verschiedene Konzepte aktiver und passiver Art anhand von Simulationen untersucht.

Konzipiert und gebaut wurde ein aktives System mit Kiesbettspeicher und solarem, einfachverglastem Lufterwärmer mit überströmtem Absorber.

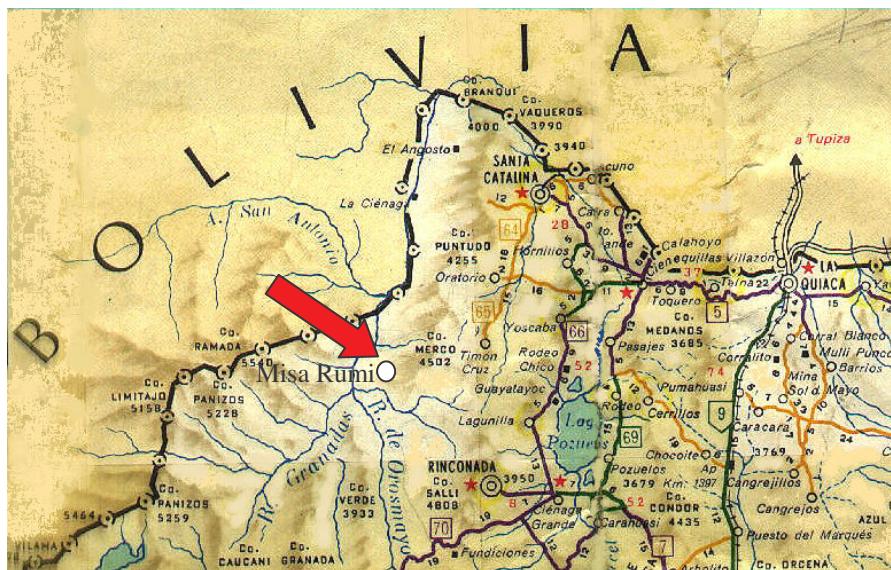
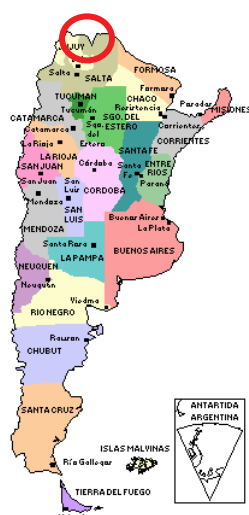
Luft wird mit einem Wirkungsgrad von 27 Prozent solar erwärmt und über einen Ventilator in den Steinspeicher im Gebäudeinneren transportiert. Dort gibt die Luft ihre Wärmeenergie an die Kieselsteine des Speichers ab. Eine besondere Schwierigkeit bei der Nutzung von Luft als Wärmeträger stellt die geringe Luftdichte in 3700 m Höhe dar. Statt 1,225 kg/m³ stehen hier nur noch 0,833 kg/m³ zur Verfügung. Das bedeutet, daß die Wärmekapazität des gleichen transportierten Luftvolumens um ein Drittel reduziert ist und die konvektiven Wärmeübergänge kleiner werden.

Die Messungen des gesamten Systems zeigen eine deutliche Verbesserung des Wohnklimas. Im Durchschnitt wurde die Raumlufttemperatur um ca. 9°C angehoben. Der vorher bestimmte Heizenergiebedarf wird durch den solaren Lufterwärmer zu 89 Prozent gedeckt. Demnach ist in den Wintermonaten Mai bis September ein leichtes Energiedefizit vorhanden. Die mittlere Raumtemperatur kann im Juni bis auf 13°C absinken. Im unbeheizten Gebäude herrscht zu diesem Zeitpunkt eine mittlere Temperatur von 6,5°C.

In der kalten Zeit können die Bewohner ihr Wohlbefinden erhöhen, indem sie sich in der Nähe des Wärme abstrahlenden Speichers aufhalten.

Das gesamte hier vorgestellte aktive System wurde mit einem Materialkostenaufwand von ca. 2500\$ realisiert. Der 26m² große, solare Lufterwärmer liefert im Jahresmittel täglich 47 kWh an Wärmeenergie. Das ergibt einen Jahresertrag von ca. 17000 kWh und entspricht dem Heizwert von 1360 kg Butangas. Ein Kilogramm Butangas wird zu einem Dollar verkauft. Die Anlage könnte sich also innerhalb von 2 bis 3 Jahren amortisieren, vorausgesetzt alle Energie würde auch verwertet.

1	EINLEITUNG	6
2	AUSWIRKUNGEN DER EXTREMEN HÖHENLAGE	8
3	GEBÄUDE UND THERMISCHE MODELLIERUNG	10
3.1	KONVEKTION AN DER AUßENOBERFLÄCHE	11
3.2	LANGWELLIGER STRAHLUNGSUSTAUSCH MIT DER UMGEBUNG	12
3.2.1	<i>Modell für die atmosphärische Gegenstrahlung</i>	<i>13</i>
3.2.2	<i>Modell der Umgebungsstrahlung</i>	<i>13</i>
3.3	SONNENSTRAHLUNG	15
3.3.1	<i>Sonnenstand</i>	<i>15</i>
3.3.2	<i>Absorption, Reflexion und Transmission</i>	<i>16</i>
3.4	WÄRMELEITUNG	18
3.5	FENSTER	21
3.6	MODELLE FÜR DIE WÄRMESTRÖME IM INNENRAUM	22
3.6.1	<i>Wärmeübergang durch Konvektion</i>	<i>22</i>
3.6.2	<i>Luftwechsel</i>	<i>27</i>
3.6.3	<i>Innere Wärmequellen</i>	<i>28</i>
3.6.4	<i>Langwelliger Strahlungsaustausch im Innenraum</i>	<i>29</i>
3.6.5	<i>Das exakte Modell</i>	<i>30</i>
3.6.6	<i>Das Sternknoten-Modell</i>	<i>32</i>
3.6.7	<i>Das 2-Knoten-Modell</i>	<i>35</i>
3.6.8	<i>Vergleich der Modelle</i>	<i>37</i>
3.7	SIMULATIONSERGEBNIS	40
4	HEIZENERGIEBEDARF	42
4.1	WETTERDATEN	42
4.2	ERGEBNIS	44
5	DAS ENERGIEKONZEPT	46
6	DER LUFTKOLLEKTOR	50
6.1	DAS KOLLEKTORMODELL	50
6.1.1	<i>Langwellige und kurzwellige Strahlungsübergänge</i>	<i>51</i>
6.1.2	<i>Konvektive Übergänge</i>	<i>52</i>
6.2	AUSFÜHRUNG DES LUFTKOLLEKTORS	55
6.3	SIMULATIONSERGEBNIS	56
6.4	DER ANTRIEB	60
7	DER KIESBETTSPEICHER	62
7.1	DER LADEVORGANG:	63
7.2	DER ENTLADEVORGANG	64
7.3	WÄRMEÜBERGANG UND DRUCKVERLUST	65
7.4	DAS SPEICHERMODELL	66
7.5	AUSFÜHRUNG DES SPEICHERS	68
7.6	SIMULATIONSERGEBNIS	70
8	MEßERGEBNISSE DES GESAMTSYSTEMS	73
9	RESULTAT UND VERBESSERUNGSVORSCHLÄGE	74
10	LITERATURVERZEICHNIS	77
11	ANHANG	78



1 Einleitung

Das Altiplano ist eine Hochebene in den südamerikanischen Anden, auf einer durchschnittlichen Höhe von 3700m gelegen. Sie erstreckt sich über eine Fläche von ca. 300 km x 600 km in den Ländern Argentinien, Bolivien und Chile. Der argentinische Teil liegt auf der Höhe des südlichen Wendekreises.

Die Provinz Jujuy im nördlichen Andengebiet Argentinien umfasst einen Teil des Altiplano. Jujuy wird fast ausschließlich von Indianervölkern bewohnt und zählt zu den ärmsten Regionen des Landes. Aufgrund der einfachen Lebensumstände und der geringen Verdienstmöglichkeiten ist Landflucht in dieser Region ein großes Problem. Die Menschen wandern in die Städte ab, wo sie aber aufgrund ihrer geringen Bildung selten ihre Lage verbessern können. Es kommt zur Slumbildung und zu fortschreitender Marginalisierung.

Von argentinischen Organisationen werden Projekte initiiert, die der starken Landflucht in der Region des Altiplano entgegenwirken sollen. Zum einen soll dies durch Verbesserung der Lebensbedingungen und zum anderen durch Schaffung von Verdienstmöglichkeiten bewerkstelligt werden. Die Gebäudeheizung ist ein Projekt neben anderen, die mit diesem Hintergrund in den Anden durchgeführt werden.

Die Klimabedingungen auf dem Altiplano sind in bezug auf tägliche Temperaturschwankungen und Sonneneinstrahlung extrem. Ursache für das extreme Klima ist vor allem die geringe Luftfeuchtigkeit von durchschnittlich 15 Prozent. Die Umgebung hat aufgrund der Trockenheit eine geringe Wärmespeicherefähigkeit. Da es kaum Bewölkung gibt, wird die Sonneneinstrahlung nicht gemindert, und der Boden heizt sich schnell auf. Nachts strahlt der Boden wiederum seine Wärme ungehindert in den Weltraum ab, so daß es zu einer starken Abkühlung kommt. Tägliche Temperaturschwankungen von 25°C sind die Regel. Dabei sinkt die Nachttemperatur im Wintermonat Juni im Mittel auf -15°C ab, während tagsüber noch 10°C erreicht werden.

Das Projekt wurde exemplarisch an der Dorfschule von Misa Rumi durchgeführt. Misa Rumi hat 130 Einwohner, von denen ein Drittel unter zehn Jahre alt ist. Die Schule ist ein Internat, in dem bis zur siebten Klasse unterrichtet wird. Die 30 Schulkinder kommen größtenteils aus dem Dorf, aber auch aus dem weiteren Umland.



Das Dorf Misa Rumi

Aufgrund der niedrigen Umgebungstemperatur sinkt die mittlere Raumtemperatur im Winter in den unbeheizten Schulräumen auf 5°C ab.

Die naturverbundene Lebensweise der Bevölkerung als Lama- und Schafhirten oder als Goldwäscher machte nie eine Verbesserung der Wohnverhältnisse nötig. Durch den schnellen Lufttemperaturanstieg über Tag, die starke Sonneneinstrahlung und die ständige Bewegung war eine Heizung überflüssig. Erst mit der Einführung der europäischen Kultur, wie dem Schulsystem entstand dieser Bedarf.

Das Dorf Misa Rumi ist, wie die meisten anderen Dörfer des Hochplateaus, sehr weit von der nächsten größeren Stadt entfernt. Die Versorgung mit Brennstoffen ist schwierig und teuer. Ein Heizen mit der spärlichen Strauchvegetation, die außer als Lebensgrundlage der Lamas und Schafe auch als Energiequelle zum Kochen dient, wäre aus ökologischer Sicht unverantwortlich.

Ziel der Arbeit

Um die Wohnverhältnisse zu verbessern, wird im Rahmen dieser Arbeit ein Energiekonzept zur Beheizung erstellt, das auf viele der 40 Schulen und Gemeinschaftseinrichtungen des Altiplano übertragbar ist.

Unter der Voraussetzung, daß die Anlage in einer der ärmsten und abgelegensten Regionen Argentiniens entstehen soll, muß die Anlage so konzipiert sein, daß sie auch durch die dortige Bevölkerung betrieben und gewartet werden kann.

Zur Auslegung der Anlage muß der Heizenergiebedarf des Gebäudes bestimmt werden. Dazu wird ein thermisches Gebäudemodell mit Hilfe des Mathematik- Programms Matlab/Simulink erstellt und vor Ort validiert. Mit dem Modell und den Wetterdaten des gesamten Jahres kann der tägliche Heizenergiebedarf ermittelt werden. Mit dieser bekannten Größe läßt sich nach Möglichkeiten der solaren Deckung suchen. Dazu werden verschiedene Konzepte aktiver, wie passiver Art mit Hilfe von Simulationen untersucht.

Es wird eine Anlage konzipiert und gebaut, die Luft als Wärmeträger nutzt. Luft wird in einem Solarkollektor erwärmt und über einen Ventilator in den Steinspeicher im Gebäudeinneren transportiert. Dort gibt die Luft ihre Wärmeenergie an die Kieselsteine des Speichers ab. Eine besondere Schwierigkeit, Luft als Wärmeträger zu nutzen, liegt in der geringen Luftdichte in 3700 m Höhe. Statt einer Luftdichte von 1,225 kg/m³, wie auf Meereshöhe, stehen hier nur noch 0,833 kg/m³ zur Verfügung. Das bedeutet, daß die Wärmekapazität des gleichen transportierten Luftvolumens um ein Drittel reduziert ist.

2 Auswirkungen der extremen Höhenlage

In den Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangs sind druck- und temperaturabhängige Stoffeigenschaften enthalten, die die übertragenen Wärmeströme mehr oder weniger stark beeinflussen. So benötigt man beim Wärmeübergang mit erzwungener Konvektion, außer der stets erforderlichen Wärmeleitfähigkeit und der spezifischen Wärmekapazität, zusätzlich die in die Reynolds-Zahl eingehende kinematische Viskosität, sowie oft noch getrennt, die Dichte und die dynamische Viskosität.

Kommt wie bei der freien Konvektion die Fluidbewegung durch Temperaturunterschiede im Schwerfeld zustande, so benötigt man zusätzlich noch den räumlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten als maßgebliche Stoffeigenschaft in der Grashof-Zahl.

Die Veränderlichkeit der Stoffwerte ist mit der Temperatur besonders stark, während der Einfluß des Druckes im Allgemeinen geringer ist.

Das in dieser Studie behandelte Gebäude liegt auf einer Höhe von 3700m über Null. Der Luftdruck liegt hier bei 633mbar. Bei dieser geringen Abweichung vom Normaldruck (1,013 bar) macht sich vor allem die Druckabhängigkeit der Luftdichte und die von der Dichte abhängige kinematische Viskosität im Wärmeübergang und im Energietransport bemerkbar. Wird Luft als ideales Gas angesehen, so kann man folgende Beziehung zur Ermittlung der Luftdichte verwenden:

$$\rho = 1,293 \cdot \frac{273[K]}{T[K]} \cdot \frac{p[\text{bar}]}{1,013[\text{bar}]} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (2.1)$$

Demnach ist die Luftdichte in 3700m Höhe mit 0,75 kg/m³ 38,5% geringer, wie auf Meereshöhe mit 1,22 kg/m³. Die dynamische Viskosität η ist nach *Wagner* (S.202) nur sehr schwach druckabhängig. Die kinematische Viskosität ν läßt sich aus dem Quotienten von dynamischer Viskosität und Dichte bestimmen:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.2)$$

Gemäß *VDI-Wärmeatlas* [1988, Da29] ist die Wärmeleitfähigkeit bei niedrigen Drücken (etwa 0,1 bis 10 bar) unabhängig vom Druck, nimmt jedoch mit steigender Temperatur zu. Für die spezifische Wärmekapazität idealer Gase gibt der *VDI-Wärmeatlas* [1988, Da21] an, daß sie nur von der Temperatur abhängt, und zwar nimmt sie mit steigender Temperatur zu. Der Wert der spezifischen Wärmekapazität eines idealen Gases ist durch die Energiespeichereigenschaft des Moleküls bestimmt, nicht dagegen durch Kraftwirkungen zwischen den Molekülen. Die Änderung des räumlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Luft ist in dem hier betrachteten Druckbereich zu vernachlässigen. Er sinkt bei einer Änderung von 1,013 auf 0,633 bar nur um 0,35% ab. Auch die Veränderung der Prandtl-Zahl für Luft ist in diesem Druckbereich kaum meßbar.

Den Einfluß des Druckes auf den Wärmeübergangskoeffizienten einer längs angeströmten horizontalen Platte zeigt Diagramm 2.1. Der Übergangskoeffizient ist in 3700m Höhe um 25,7% kleiner, wie auf Meereshöhe.

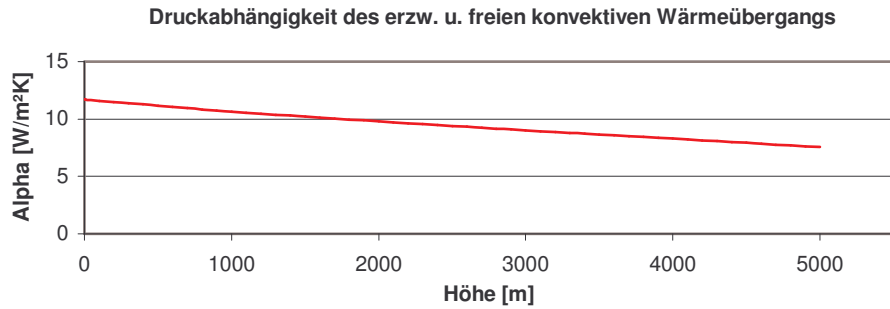


Diagramm 2.1: Druckabhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangs einer horizontalen Platte.

Über die Dichte und die kinematische Viskosität wirkt sich der niedrigere Druck nicht nur auf die Wärmeübergänge, sondern in starkem Maße auch auf den Druckverlust in einem Strömungsapparat aus. Das Beispiel in Diagramm 2.2 zeigt einen Rückgang des Druckverlustes in einem luftdurchströmten Kiesbettspeicher um bis zu 40% auf einer Höhe von 3700m.

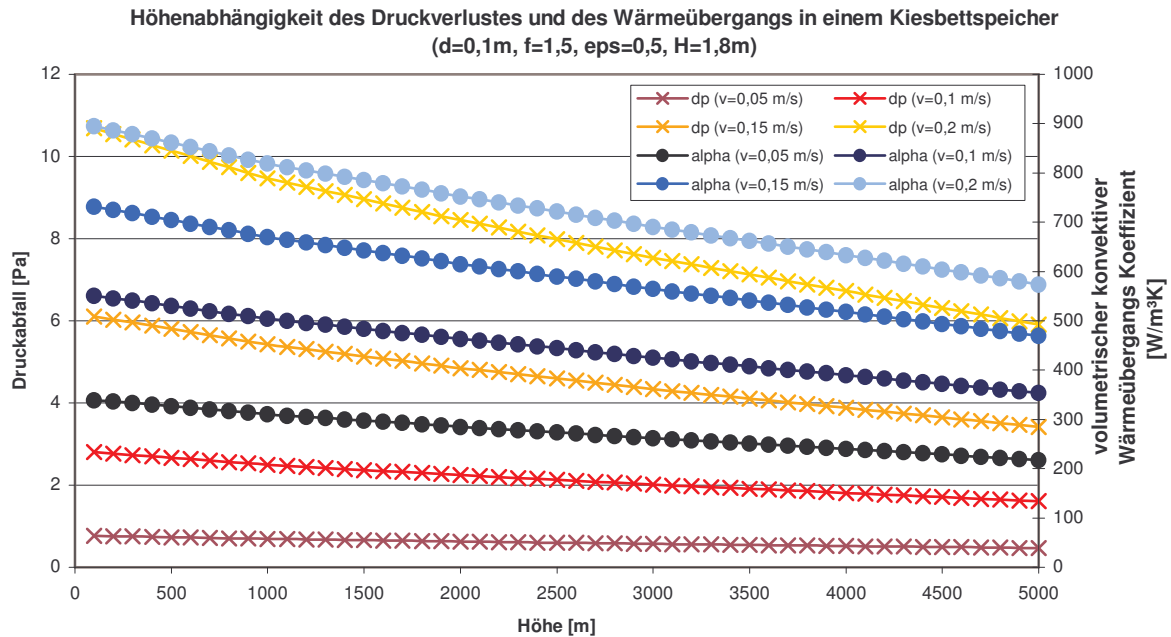
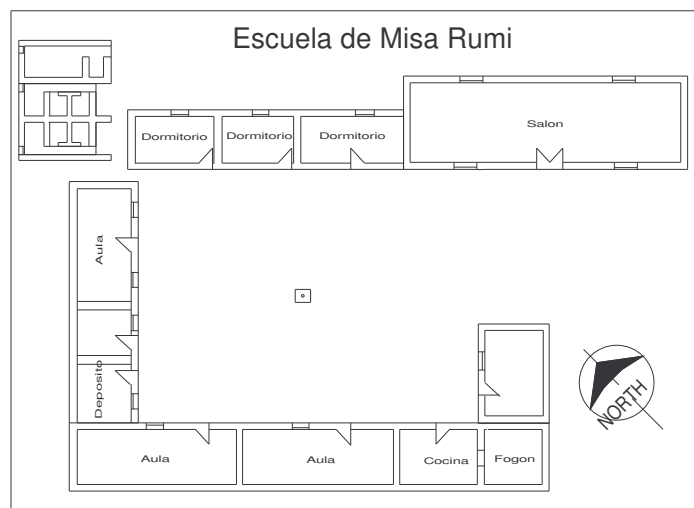


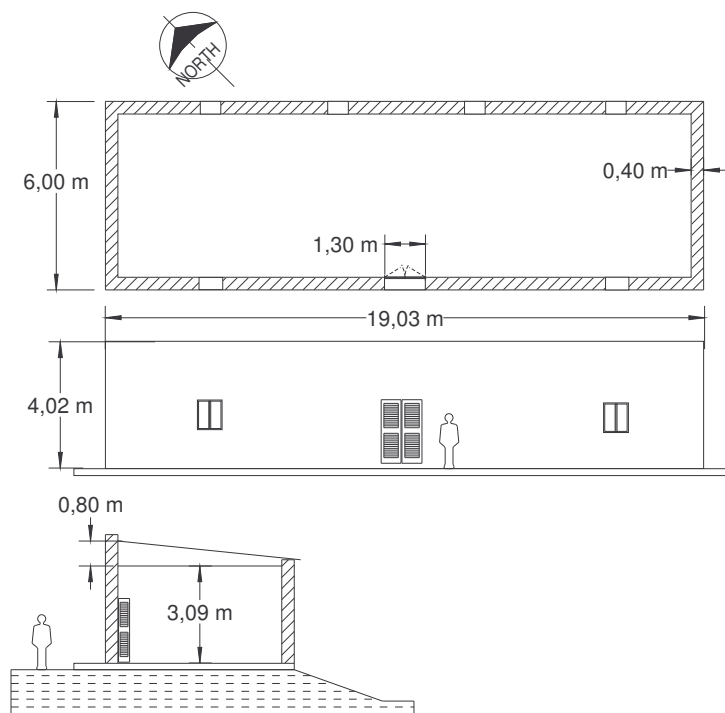
Diagramm 2.2: Druckabhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangs und des Druckverlustes in einem Kiesbettspeicher

3 Gebäude und thermische Modellierung

Die Schule besteht aus einem Gebäudekomplex rund um einen Hof. Jeder Raum ist über eine Tür mit dem Hof verbunden. Der Salon der Schule stellt mit 95m² den Raum mit der größten Grundfläche dar. Der Salon wird den ganzen Tag über benutzt. Angefangen beim Frühstück



Grundriss des Gebäudekomplexes der Schule



Salon der Schule: Grundriss, NO-Ansicht und Schnitt

um 8 Uhr morgens bis zum Abendessen um 20 Uhr, werden hier täglich vier Mahlzeiten zu sich genommen. Zudem dient der Salon bis nachts um 22 Uhr als Aufenthaltsraum für die insgesamt 30 Schulkinder. Zur Übernachtung sind die Kinder in einer Sammelunterkunft in einem weiter entfernten Gebäude untergebracht. Der Salon wurde aufgrund seiner ausgiebigen Nutzung für die Ausstattung mit der Gebäudeheizung ausgewählt. Obwohl er ab 22 Uhr nicht mehr genutzt wird, wurde doch eine ununterbrochene Beheizung mit einer Nachtabenkung der Raumtemperatur auf 15°C vorgesehen. Damit ist es möglich, das System auch auf Gebäude, die rund um die Uhr genutzt werden übertragen zu können. Der Salon hat eine Länge von 19m und eine Breite von 6m. Die Längsachse des Gebäudes zeigt in nordwestliche Richtung. Wie in der Region üblich, besteht das Gebäude aus massiven Lehmwänden mit einer Stärke von 40cm und einem Dach aus verzinktem Wellblech. Der Salon ist darüber hinaus mit einer Zwischendecke aus Holz ausgestattet, so daß eine notdürftige Isolation gegeben ist. Der erste Schritt der Studie befaßt sich mit der thermischen Modellierung des Gebäudes, um damit den Heizenergiededarf und verschiedene Energiekonzepte simulieren zu können.

3.1 Konvektion an der Außenoberfläche

Der konvektive Wärmeübergang an der Außenoberfläche des Gebäudes ist aufgrund der vielen eingehenden Parameter schwierig zu beschreiben. Der einflußreichste Parameter ist die Windgeschwindigkeit, die je nach Luv- oder Leeseite stark unterschiedlich ist. Auch spielt die Rauigkeit und Geometrie der Oberfläche eine Rolle. Eine Berechnung des Strömungsfeldes eines Hauses würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen.

Für das Gebäudemodell kommt nur eine empirische Lösung in Frage. Die von *Feist* (1994, S.279) untersuchten Formeln zur Beschreibung der freien und erzwungenen Konvektion durch Wind weisen eine große Streuung auf. Dies ist vor allem auf die unterschiedlichen Randbedingungen der Versuche im Windkanal und bei der Feldmessung zurückzuführen. Nach oben werden die Werte durch die Feldmessungen von *Sturrock* (1971) begrenzt, nach unten durch die von *Mitchell* (1976).

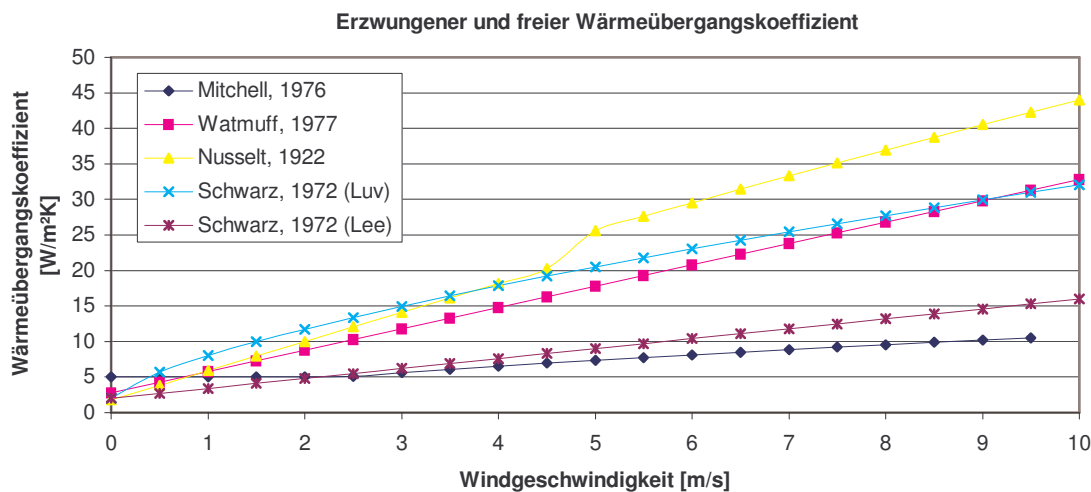


Diagramm 3.1: Erzwungener und freier Wärmeübergangskoeffizient einer Außenoberfläche

Für die Anwendung im Gebäudemodell kommt die Formel von *Watmuff* (1977) zum Einsatz, deren Werte sich im Vergleich mit denen anderer Autoren im mittleren Bereich befinden. Leider konnte für diese Studie keine einfache Formel ausfindig gemacht werden, die die druckabhängigen Stoffwerte von Luft in den Wärmeübergang des umströmten Hauses mit einbezieht. Nach *Watmuff* (1977), zitiert von *Duffie und Beckmann* (1980), gilt folgende einfache Beziehung für freie und erzwungene Konvektion durch Wind:

$$\alpha = 2,8 + 3 \cdot v_{\text{Wind}} \quad (3.1)$$

Dabei wird die Platte parallel angeströmt. Es wird in dieser Arbeit nicht in der Anströmrichtung differenziert. Es tritt also eine Unterbewertung des Wärmeübergangs im Luv und eine Überbewertung im Lee auf. Es ist zu erwarten, daß sich diese Verallgemeinerung in bezug auf den Gesamtenergieverbrauch nur geringfügig bemerkbar macht, da sich der Fehler ausmittelt. Um der Höhenabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten Rechnung zu tragen, wurde die bereits für den erzwungenen und freien Wärmeübergang einer horizontalen beheizten Platte berechnete Druckabhängigkeit (siehe Diagramm 2.1) auf die Formel von *Watmuff* übertragen. Die modifizierte Formel ist proportional zum Luftdruck:

$$\alpha = \frac{p}{1,013} \cdot (2,8 + 3 \cdot v) \quad (3.2)$$

3.2 Langwelliger Strahlungsaustausch mit der Umgebung

Die Gebäudeoberfläche steht im Strahlungsaustausch mit dem Himmel, dem umgebenden Boden und benachbarten Gebäuden. Der Wärmestrom durch Strahlung ergibt sich aus:

$$\dot{Q}_{Str,12} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sigma_S \cdot \varphi_{12} \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.3)$$

Hier steht ε für den Emissionskoeffizienten und σ für die Stefan-Boltzman Konstante. Sie ist die Strahlungskonstante eines schwarzen Körpers und wird in der Literatur mit $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ angegeben. Die Orientierung der strahlenden Oberflächen zueinander, wird in einem geometrischen Faktor, der Einstrahlzahl φ berücksichtigt:

$$\varphi_{12} = \frac{1}{\pi \cdot A_1} \cdot \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2}{s^2} \cdot dA_1 \cdot dA_2 \quad (3.4)$$

Hierin sind β_1 und β_2 die Winkel zwischen der Verbindungslinie von der Länge s zwischen zwei Elementen dA_1 und dA_2 beider Oberflächen und deren Flächennormalen.

Nimmt man vereinfacht einen ebenen Horizont (ohne Berge oder Bebauung) an, so sehen senkrechte Wände 50% Himmel und 50% Boden. Man kann für die Einstrahlzahlen der Wände festlegen:

$$\begin{aligned} \varphi_{Wand,Himmel} &= 0,5 \\ \varphi_{Wand,Umgebung} &= 0,5 \end{aligned}$$

Das Dach steht dagegen nur mit dem Himmel im Strahlungsaustausch und kann als Fläche in einer unendlichen Halbkugel angesehen werden:

$$\varphi_{Dach,Himmel} = 1$$

Der Emissionskoeffizient des Himmels wird ideal mit 1 angenommen. Für die Wärmeströme ergeben sich damit folgende Gleichungen:

$$\dot{Q}_{Str,Wand} = \varepsilon_{Wand} \cdot \sigma_S \cdot A_{Wand} \cdot (0,5 \cdot \varepsilon_{Himmel} \cdot T_{Himmel}^4 + 0,5 \cdot \varepsilon_{Umgebung} \cdot T_{Umgebung}^4 - T_{Wand}^4) \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{Str,Dach} = \varepsilon_{Dach} \cdot \sigma_S \cdot A_{Dach} \cdot (T_{Himmel}^4 - T_{Dach}^4) \quad (3.6)$$

Ein Problem stellt die Bestimmung der Himmelstemperatur, der Bodentemperatur und der Emissionskoeffizienten dar. Die Temperaturen erhalten durch den Einfluß der 4.Potenz eine große Gewichtung für den Wärmestrom.

3.2.1 Modell für die atmosphärische Gegenstrahlung

Die atmosphärische Gegenstrahlung wird vor allem durch folgende Parameter charakterisiert:

- Temperatur der Außenluft
- Taupunkttemperatur
- Bedeckungsgrad durch Wolken
- Höhe der Wolkenbasis
- Wolkenemissionsverhältnis

Es gibt viele empirische Formeln zur Beschreibung dieser Einflüsse. Übersichten finden sich in *Stanzel* (1990) und *Berger* (1984).

Laut *Feist* (1994, S.290) ist die Streuung der Werte groß: für eine Außentemperatur von 0°C reicht das Spektrum von –16°C bis –25°C Himmelstemperatur.

Für den hier untersuchten Fall eines Gebäudes im Hochland der Anden (3700m) gelten spezielle Randbedingungen. Die extreme Trockenheit von ca.15% im Mittel, der extrem klare Himmel und die seltene Bewölkung vereinfachen das Modell erheblich. Die Bestimmung der atmosphärischen Gegenstrahlung erfolgt nur in Abhängigkeit der Außentemperatur. *Clarke* (1985, S.194) gibt eine Formel für den klaren Himmel an, die mit Hilfe von Daten weltweit verschiedener Orte verifiziert wurde *Swinbank* (1963).

$$T_{\text{Himmel}} = 0,05532 \cdot T_{\text{Luft}}^{1,5} \quad (3.7)$$

3.2.2 Modell der Umgebungsstrahlung

Der Strahlungsaustausch der Außenoberflächen findet einerseits mit dem Himmel, andererseits auch mit dem Erdboden und mit den umliegenden Gebäuden statt. Um den Wärmestrom bestimmen zu können, benötigt man die Oberflächentemperaturen der Gegenseite. Die Temperatur des Erdbodens und anderer Bauwerke läßt sich meistens jedoch nur schätzen, oder wird oft als Lufttemperatur angesehen.

Die Bodentemperatur kann aber auch aus komplexen Zusammenhängen ermittelt werden. Es gehen folgende Faktoren ein:

- Absorptionskoeffizient für kurzwellige Strahlung und Emissionskoeffizient für langwellige Strahlung.
- Thermische Speicherkapazität und Leitfähigkeit (Wassergehalt, Beschaffenheit)
- Beschattung solarer und Abstrahlung z.B. durch Bewuchs.
- Erzwungene und freie Konvektion (Rauhigkeit, Windexposition)

Nach *Feist* (1994, S.289) werden in gängigen Simulationsprogrammen die Mehrfachreflexionen zwischen Umgebungsboden und Gebäudeoberflächen im allgemeinen vernachlässigt. Dies ist in erster Näherung zulässig, da der Boden nur unter sehr geringem Winkelanteil in Richtung Bauteil strahlt.

Das vereinfachte Bodenmodell zur Ermittlung der Oberflächentemperatur kann so beschrieben werden:

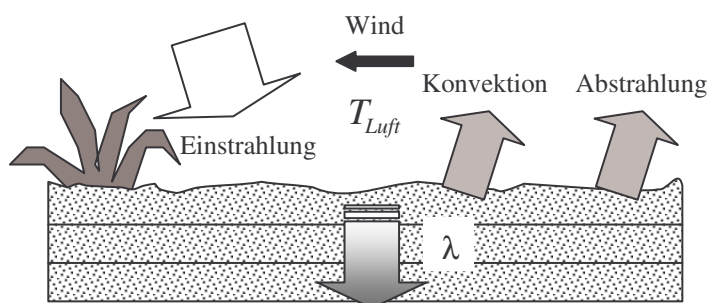


Abbildung 3.2: Wärmeströme zum und vom Boden

Dabei wurde die Feuchtigkeit des Bodens und damit die Verdampfungsenthalpie vernachlässigt. Diagramm 3.3 zeigt den simulierten Temperaturverlauf an der Oberfläche unter dem Einfluß von Einstrahlung, Wind und Bodentemperatur.

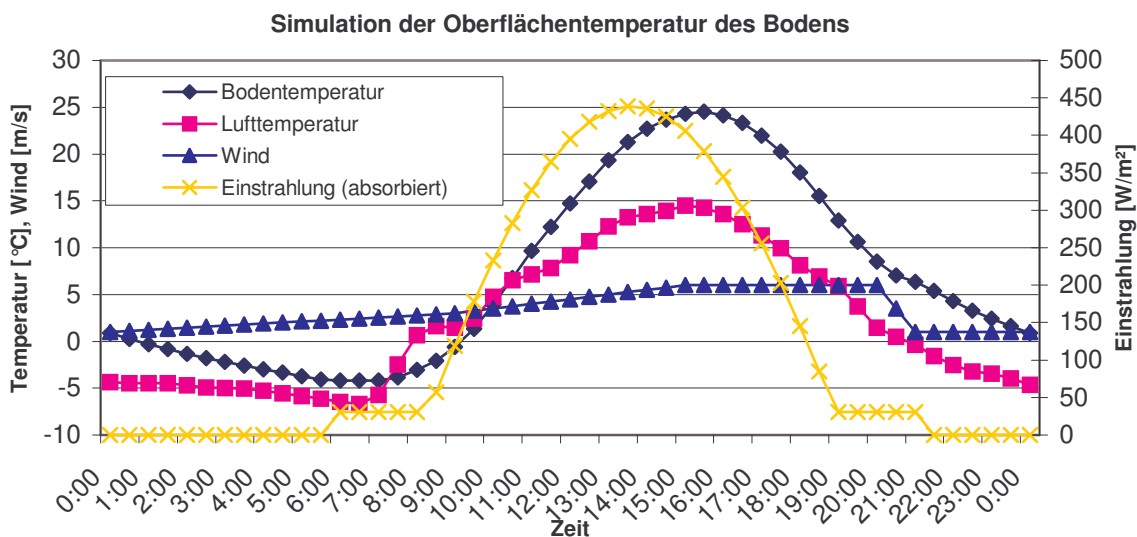


Diagramm 3.3: Simulierter Tagesverlauf der Oberflächentemperatur des Erdbodens

3.3 Sonnenstrahlung

Für solartechnische Anwendungen interessiert vor allem der Wellenlängenbereich zwischen 0,25 bis 3,0 μm der Sonnenstrahlung. In diesem Bereich der elektromagnetischen Strahlung ist der größte Anteil der von der Sonne ausgestrahlten Energie enthalten. Dieser Wellenlängenbereich umfaßt harte UV Strahlung bis hin zum langwelligen Infrarot.

Die Sonne emittiert soviel Strahlungsenergie, wie ein schwarzer Strahler bei 5777K. Je nach Abstand der Erde von der Sonne variiert die extraterrestrische Einstrahlung zwischen 1410 und 1320 W/m^2 (*Duffie and Beckman*, 1980, S.9). Bis die Strahlung auf die Erdoberfläche gelangt wird noch ein Teil der Energie in der Atmosphäre absorbiert.

Um die Sonneneinstrahlung auf Objekte auf der Erdoberfläche berechnen zu können, muß außerdem die tägliche Erddrehung sowie die jahreszeitlich variierende Neigung der Erdbachse zur Erdbahn berücksichtigt werden. Das nachfolgende Kapitel zeigt die Berechnung des Sonnenstands.

3.3.1 Sonnenstand

Um die Sonnenenergie in eine Wärmebilanz einbeziehen zu können, benötigt man den Winkel der Einstrahlung auf die Oberfläche.

In die Berechnung der solaren Einstrahlung fließt zum einen der jahreszeitlich wechselnde Sonnenstand von maximal $\pm 23,5$ Grad und zum anderen die Erddrehung von 15 Grad pro Stunde ein. Nach *Duffie und Beckman* (1980, S.13) läßt sich der Winkel θ zwischen Flächen-normale und Einstrahlungsrichtung wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned}\cos(\theta) = & \sin \delta \cdot \sin \phi \cdot \cos \beta \\ & - \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega \\ & + \cos \delta \cdot \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega \\ & + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega\end{aligned}\quad (3.8)$$

Hierin sind:

ϕ	Breitengrad, Nord positiv: $-90^\circ < \phi < 90^\circ$.
δ	Deklination, Winkel der Sonnenposition am Mittag, Nord positiv: $-23,45^\circ < \delta < 23,45^\circ$.
β	Winkel zwischen Oberfläche und Horizontale: $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$
γ	Azimuth, Richtungswinkel der Oberfläche, Süd=0°: $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.
ω	Stundenwinkel, 15° pro Stunde, Morgens negativ, Nachmittags positiv.
n	Tag des Jahres

Die Deklination ergibt sich aus: $\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284+n}{365}\right)$. (3.9)

Um die Standard-Zeit in die Sonnenzeit zu überführen, müssen zwei Korrekturen gemacht werden. Die erste beinhaltet eine konstante Korrektur des Längengrades. Pro Längengrad

$(L_{St} - L_{Loc})$ verschiebt sich die Zeit um 4 Minuten. Die zweite Korrektur bezieht die Unregelmäßigkeiten in der Erdrotation mit ein. Der hierdurch entstehende Fehler beträgt maximal +/-15 Minuten.

$$\text{Sonnenzeit} = 4(L_{St} - L_{Loc}) + E + \text{Standardzeit} \quad (3.10)$$

Die jahreszeitliche Korrektur E ergibt sich aus:

$$E = 229,2 \cdot (0,000075 + 0,001868 \cdot \cos B - 0,032077 \cdot \sin B - 0,014615 \cdot \cos(2 \cdot B) - 0,04089 \cdot \sin(2 \cdot B)) \quad (3.11)$$

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (3.12)$$

3.3.2 Absorption, Reflexion und Transmission

Trifft Sonnenstrahlung auf eine Oberfläche, so wird ein Teil der Strahlung reflektiert, absorbiert und transmittiert.

In diesem Modell wird davon ausgegangen, daß stumpfe Oberflächen, wie Hauswände, nicht reflektieren. Zur Berechnung des Wärmestroms ist hier nur der Absorptionskoeffizient α der Oberfläche für das Solarspektrum interessant.

$$\dot{Q}_{solar} = \alpha \cdot A \cdot \cos \theta \cdot \dot{q}_{solar} \quad (3.13)$$

Handelt es sich um ein lichtdurchlässiges Material, so wird Strahlung auch transmittiert. Dies ist vor allem zur Berechnung der solarpassiven Gewinne durch Fenster und bei der Auslegung von verglasten Kollektoren wichtig.

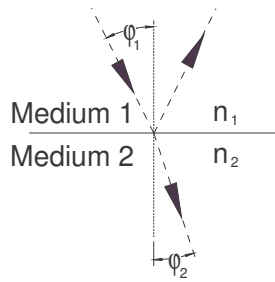
Die Sonneneinstrahlung Q_{solar} , die auf Glas trifft, erreicht nur zum Teil den Innenraum des Gebäudes. Ein Teil wird am Glas reflektiert, oder im Glas absorbiert. Reflektion und Absorption sind von der Wellenlänge und Polarisierung der Strahlung abhängig, werden hier jedoch vereinfachend als konstant angenommen. *Duffie and Beckman (1980, S. 221)* geben für die **Transmission** einer Glasabdeckung unter Vernachlässigung der Polarisation eine vereinfachte Beziehung an:

$$\tau \cong \tau_{\alpha} \cdot \tau_r \quad (3.14)$$

Der nicht im Glas absorbierte Anteil wird durch folgende winkelabhängige Beziehung bestimmt, die auch unter dem Namen IAM (incidence angle modifier) bekannt ist:

$$\tau_{\alpha} = \frac{\dot{Q}_{trans}}{\dot{Q}_{ein}} = \exp\left(-\frac{\alpha \cdot L}{\cos \varphi_2}\right) \quad (3.15)$$

wobei α der Absorptionskoeffizient des Glases für das Sonnenspektrum in $1/m$, L die Glasdicke in m und φ_2 der Winkel des Strahlenganges im Glas ist.



Die Reflexion der am Glas auftreffenden Strahlung ist winkelabhängig. *Fresnel* stellte Beziehungen auf, die die Berechnung der Reflexion unpolarisierter Strahlung an glatten Oberflächen möglich machen. Die Reflexion wird dabei als Mittelwert aus einer senkrecht und einer parallel zur Fläche stehenden Reflexionskomponente gebildet.

Die Strahlung kommt vom Medium 1 mit dem Brechungsindex n_1 und durchläuft Medium 2 mit dem Brechungsindex n_1 .

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\varphi_2 - \varphi_1)}{\sin^2(\varphi_2 + \varphi_1)}, \quad r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\varphi_2 - \varphi_1)}{\tan^2(\varphi_2 + \varphi_1)} \quad (3.16)$$

$$r = \frac{\dot{Q}_{refl}}{\dot{Q}_{Str}} = \frac{1}{2}(r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad (3.17)$$

Die Winkel φ_1 und φ_2 sind nach dem Gesetz von *Snell* vom Brechungsindex n_1 und n_2 abhängig:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1} \quad (3.18)$$

Diagramm 3.4 zeigt den Anteil der transmittierten Strahlung nach Reflexion und nach Absorption, sowie den insgesamt durchgelassenen Anteil.

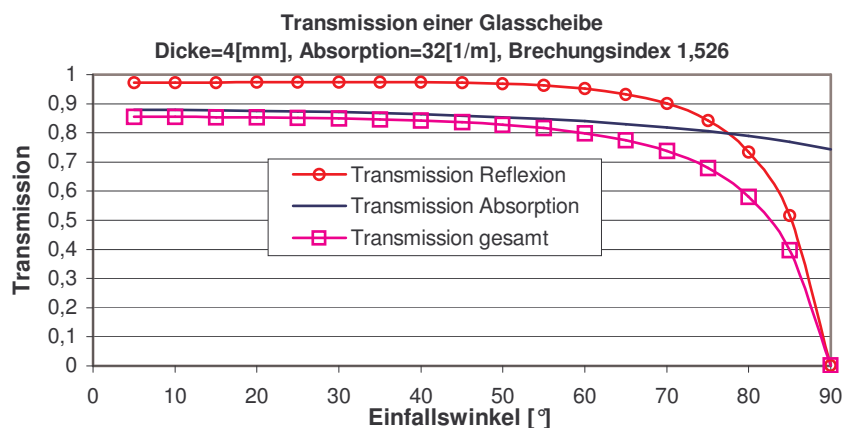


Diagramm 3.4: Winkelabhängige Transmission einer Glasscheibe

Diese Darstellung gilt nur für direkte und nicht **diffuse Strahlung**. Für diffuse Strahlung kann jedoch nach *Duffie and Beckman (1980, S.227)* ein äquivalenter Einfallswinkel direkter Strahlung berechnet werden, der eine Transmission liefert, die der Transmission diffuser Strahlung äquivalent ist. Dieser Winkel liegt für die meisten Anwendungen bei 60°. Es kann dann für das Beispiel der Glasabdeckung in Diagramm 3.4 für diffuse Strahlung eine konstante Transmission von 0,8 angenommen werden.

3.4 Wärmeleitung

Wärmeleitung spielt bei der thermischen Gebäudesimulation eine große Rolle. Meistens ist die Wärmeleitfähigkeit der Gebäudehülle der dominante Parameter im Heizenergiebedarf. Bei Berücksichtigung der Trägheit der Baustoffe ergeben sich durch die Wärmeleitung die Temperaturverläufe an Innen- und Außenoberflächen.

Grundlage für die Berechnung des Wärmestroms durch Wärmeleitung ist die Beziehung:

$$\dot{Q} = -\lambda_x \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.19)$$

in der λ die Wärmeleitfähigkeit und A die vom Wärmestrom \dot{Q} durchströmte Fläche ist. Zur dynamischen Bestimmung der Wärmeleitung ist das zeitlich veränderliche Temperaturprofil im Festkörper von großer Bedeutung. Zur Berechnung des Temperaturfeldes benötigt man den Energieinhalt des betrachteten Volumens. Die Energiebilanz für ruhende Medien lautet nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik (siehe *VDI-Wärmeatlas* (1988, A2)):

$$-\nabla \dot{q} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\delta T}{\delta t} \quad (3.20)$$

Der Nabla-Operator (oder auch Divergenz) $\nabla \dot{q}$ besagt, daß die Wärmeflußdichte gleich der substantiellen Änderung der Enthalpie mit der Zeit ist. Demnach erhöht sich die innere Energie, wenn der eintretende Wärmestrom größer als der austretende ist.

Einfach ist die Berechnung der eindimensionalen dynamischen Wärmeleitung. Diese Annahme vernachlässigt jedoch die wirklichen Gegebenheiten, die zum Beispiel im Randbereich von Wänden auftreten. Zur genauen Lösung wird dann die Berechnung des zweidimensionalen Temperaturfeldes (Ecke mit zwei Wänden) oder gar des dreidimensionalen Temperaturfeldes (Ecke mit drei Wänden) nötig. Diese Probleme können durch das Fouriersche Grundgesetz der Wärmeleitung beschrieben werden.

Das hier erstellte thermische Simulationsmodell berücksichtigt nur ein eindimensionales Temperaturfeld für eine Fläche mit homogener Temperatur, so wie das in allen gängigen Simulationsprogrammen gehandhabt wird.

Zur Modellierung wird das Bauteil in aneinandergereihte Schichten aufgeteilt, in denen der Wärmetransport allein durch Wärmeleitung beschrieben werden kann. Die Wand kann sich aus Schichten verschiedener Materialien zusammensetzen, z.B. aus Putz, Isolation und Mauerwerk. Es wird vorausgesetzt, daß die Stoffwerte der Materialien temperatur- und zeitunabhängig sind. Jede Schicht besitzt eine für das Material typische Wärmeleit- und Wärmespeicherfähigkeit.

Für eine so aufgebaute Wand gilt die eindimensionale dynamische Wärmeleitungsgleichung:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\delta T}{\delta t} = \frac{\delta}{\delta x} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta x} \right) \quad (3.21)$$

An der Innen- und Außenoberfläche wirken zusätzlich die Einflüsse der Wärmeströme durch Konvektion und Strahlung:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\delta T \cdot \delta x}{\delta t} = \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta x} \right) + \dot{q}_{Str} + \dot{q}_{Konv} \quad (3.22)$$

Um das thermische Wandmodell zu Berechnen, gibt es einen analytischen und einen numerischen Ansatz.

Bei den **analytischen Methoden** steht vor allem die Laplace-Transformation im Vordergrund. Für geometrisch einfache Körperformen sind eine Vielzahl von analytischen Lösungen bekannt (siehe VDI, Ec2), diese sind jedoch immer an spezielle Randbedingungen gekoppelt. Feist (1997, S.133) beschreibt ein analytisches Verfahren mittels einer Fourierentwicklung. Er geht dabei von temperaturunabhängigen Wärmeübergängen an den Oberflächen aus, da der Fourieransatz lineare Gleichungen für das Superpositions-gesetz voraussetzt. Die Änderung der Randbedingung in Abhängigkeit der Raumlufitemperatur durch Wärmezufuhr, z.B. durch eine Heizung mit Regler, ist nach diesem Ansatz nicht möglich. Feist kommt zum Schluß, daß dieses Verfahren in Sonderfällen ein gutes Vergleichsnormale für die numerischen Verfahren liefert, jedoch zur realitätsnahen Simulation von Gebäuden nicht geeignet ist.

Wegen der großen Leistungsfähigkeit von Computern, haben die numerischen Methoden mehr an praktischer Bedeutung gewonnen. Man kann grundsätzlich zwei numerische Ansätze unterscheiden, das Differenzenverfahren und das Verfahren mit finiten Elementen.

Die Methode der **finiten Elemente** teilt das Definitionsgebiet in endlich viele Teilgebiete auf. Auf jedem Teilgebiet wird ein vereinfachter, parametrisierter Ansatz für die gesuchte Funktion erstellt. Das Teilgebiet mit den darauf angesetzten Funktionen heißt finites Element. Durch Stetigkeitsforderungen an den Elementgrenzen resultiert ein Gleichungssystem für die Parameter.

Beim **Differenzenverfahren** werden die Differentialquotienten in Differentialgleichung 3.22 durch Differenzenquotienten ersetzt. Die Bauteile werden in eine beliebige Anzahl von n Schichten aufgeteilt. Dann geht δx in Δx über. Die entstehende Differenzengleichung wird auf ein Gitter mit endlich vielen Punkten eingeschränkt. Die gesamte Masse und Wärmekapazität einer Schicht werden durch einen Massepunkt approximiert. Für jeden Massepunkt gilt folgende Gleichung:

$$\rho \cdot c_p \cdot \Delta x \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{\lambda}{\Delta x} \cdot \Delta T + \dot{q}_{Str} + \dot{q}_{Konv} \quad (3.23)$$

Innerhalb der Schichten sind die Materialwerte konstant. An den Grenzen zwischen den Schichten herrscht, idealer Kontakt vorausgesetzt, die gleiche Temperatur und der gleiche Wärmestrom.

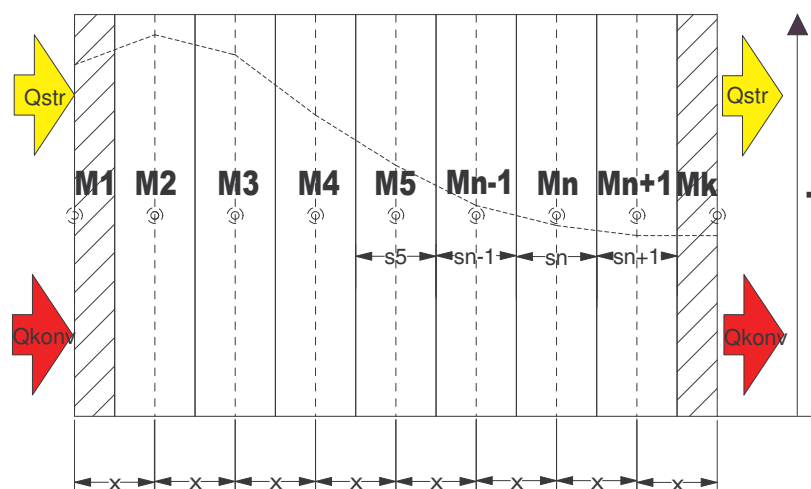


Abbildung 3.5: Thermisches Wandmodell mit Aufteilung in Schichten

Zur numerischen Lösung des Differenzenverfahrens unterscheidet man in explizite und implizite Verfahren. Das explizite Verfahren hat den Vorteil der einfachen Modellbildung. Der entscheidende Nachteil liegt aber in der Stabilitätsbedingung begründet. Der Zeitschritt Δt kann, laut *VDI-Wärmeatlas* [1988, Ec18] für explizite Verfahren nicht größer sein als:

$$\Delta t = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta x^2}{a} \quad (3.24)$$

Mit der Temperaturleitfähigkeit a :

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (3.25)$$

Bei der Verwendung verschiedener Wandmaterialien lautet die Differenzengleichung einer Schicht nach Abbildung 3.5 :

$$\rho_n \cdot c_{p,n} \cdot s_n \cdot \frac{dT_n}{dt} = \left(2 \cdot \left(\frac{\lambda_{n-1}}{s_{n-1}} + \frac{\lambda_n}{s_n} \right) \cdot (T_n - T_{n-1}) \right) + \left(2 \cdot \left(\frac{\lambda_{n+1}}{s_{n+1}} + \frac{\lambda_n}{s_n} \right) \cdot (T_n - T_{n+1}) \right) \quad (3.26)$$

Für eine Randschicht lautet die Gleichung entsprechend:

$$\rho_1 \cdot c_{p,1} \cdot s_1 \cdot \frac{dT_1}{dt} = \dot{q}_{Str} + \dot{q}_{Konv} + \left(2 \cdot \left(\frac{\lambda_2}{s_2} + \frac{\lambda_1}{s_1} \right) \cdot (T_1 - T_2) \right) \quad (3.27)$$

Bei der Simulation wird nun, von Schicht 1 ausgehend, pro Zeitschritt für jede Schicht eine neue Temperatur berechnet.

Die Abbildung ist prinzipiell um so besser, je mehr Schichten für eine Wand angesetzt werden. Die Wärmeströme sind Funktionen des örtlichen Temperaturgradienten. Dieser ist zum Beispiel für Innenwände deutlich kleiner, so daß diese durch eine geringere Anzahl von Schichten dargestellt werden können. Um die Wärmeströme möglichst genau zu beschreiben, können die Schichtdicken verschieden stark gewählt werden. Zum Beispiel bei dicken Außenwänden beidseitig von Außen nach Innen zunehmend. Da sich Änderungen der Außentemperatur oft erst nach Stunden im Inneren bemerkbar machen, würde sich eine Verfeinerung der Schichtdicke in der Mitte aufgrund der großen Zeitkonstanten weit weniger auf die Wärmeströme auswirken, als eine Verfeinerung der Randschichten.

Das implizite, wie das Crank-Nicolson-Verfahren sind im Gegensatz zu expliziten Verfahren immer stabil und auch bei großen Zeitschritten sehr genau. Der Nachteil liegt hier jedoch in dem hohen Programmieraufwand und der langen Rechenzeit.

Feist (1997, S.157) stellt fest, daß die Fehler, die durch die räumliche Diskretisierung der Bauteile entstehen, gering sind.

Zur Lösung der Differenzengleichungen wurde im mathematischen Simulationsprogramm Matlab/Simulink das Verfahren ode23tb gewählt. Dieses Verfahren wird im Manual zu Matlab 5.0 zur Lösung träger Systeme mit großen Fehlertoleranzen empfohlen.

Ode23tb ist eine Anwendung von TR-BDF2, eine implizite Runge-Kutta Formel in der im ersten Schritt die Trapez Regel und im zweiten eine Rückdifferenzierung zweiter Ordnung angewandt wird. Dabei greifen beide Schritte auf die gleiche Iterations-Matrix zu.

Es wird angegeben, daß dieser Löser im Vergleich zu Lösern mit veränderlicher Ordnung, die auf numerischen Differenzialgleichungen oder der Gear-Methode basieren effizienter ist. Zur Simulation wurde die Option variable Schrittweite aktiviert und eine relative Toleranz von $1e^{-3}$ und eine absolute Toleranz von $1e^{-6}$ eingestellt.

In dem Fall des in dieser Studie behandelten Gebäudes ergab sich mit einer Aufteilung der massiven Lehmwände in 10 Schichten und dem gewählten Differenzenverfahren immer ein stabiler Simulationsverlauf. Die Einteilung in 10 Schichten ist nach Feist (1994, S.157) völlig ausreichend um den Temperaturverlauf in der Wand abzubilden.

3.5 Fenster

Jedes Fenster hat einen eigenen Temperaturknoten. Die Fensterscheiben werden als unendlich dünn angenommen. Die Wärmeleitung und Wärmekapazität werden also vernachlässigt. Das Fenster wird an der Innenoberfläche über einen konvektiven Wärmeübergang nach Kapitel 3.6.1.2 an den Raumlufknoten sowie über einen Strahlungswärmeübergang nach Kapitel 3.6.4 an den Strahlungsknoten im Raum angekoppelt. An der Außenoberfläche wird über den konvektiven Wärmeübergang nach Kapitel 3.1 windabhängig die Wärmeabgabe an die Außenluft und nach Kapitel 3.2 der langwellige Strahlungsaustausch mit der Umgebung bestimmt. Die vom Glas absorbierte kurzwellige Sonneneinstrahlung geht als weiterer Wärmestrom in die Bilanz ein. Kapitel 3.3 beschreibt die Berechnung der Reflexion, Absorption und Transmission sowie die Berechnung des Sonneneinfallwinkels. Um eine in der Realität gegebene Verschmutzung zu berücksichtigen, geben *Adamson und Efring* (1979), zitiert nach *Feist* (1994, S.208), eine zusätzliche Absorption von 5% auf der Außenoberfläche an. Die Fenster des hier behandelten Gebäudes sind nur einfach verglast, so daß kein Konvektions- und Strahlungsaustausch zwischen zwei Scheiben, wie bei einer Doppelverglasung berechnet werden muß.

Die vom Glas transmittierte Einstrahlung geht als solarpassiver Gewinn in die Energiebilanz des Innenraumes ein. Die Solareinstrahlung wird in diesem Modell von der Oberflächenschicht des Bodens absorbiert. Von dort geht die Energie konvektiv an die Raumluf, als langwellige Strahlung an die Oberflächen des Raumes oder durch Wärmeleitung in den Boden über.

3.6 Modelle für die Wärmeströme im Innenraum

Im Innenraum eines Gebäudes findet ein komplexes Wechselspiel aus Konvektion, langwelliger Strahlung mit Mehrfachreflexion und Wärmeströmen interner Quellen statt. Im folgenden werden die einzelnen Wärmeströme und deren Vernüpfung in Modellen des Innenraums beschrieben. Es werden drei Modelle untersucht, ein exaktes Modell, ein Sternknoten-Modell nach Seem und ein Zwei-Knoten-Modell nach Feist. Die beiden letzteren Modelle stellen eine Vereinfachung der physikalischen Zusammenhänge und damit eine Reduzierung des Erstellungs- und Rechenaufwands dar. Die Auswirkungen der Vereinfachung auf die Genauigkeit der Ergebnisse werden anhand der Simulation des in dieser Studie behandelten Gebäudes untersucht.

3.6.1 Wärmeübergang durch Konvektion

Der konvektive Wärmeübergang von einer Oberfläche auf das anliegende Fluid wird durch folgende Parameter charakterisiert:

- Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Fluid
- Stoffwerte des Fluids (Temperaturabhängigkeit)
- Geometrie der Oberfläche (z.B. Winkel zur Horizontalen)
- Geschwindigkeit des Fluids bei der erzwungenen Konvektion.

3.6.1.1 Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte

Im Gegensatz zu der Druckabhängigkeit der Stoffwerte von Luft wirkt sich die Temperatur auf alle Stoffeigenschaften aus. Zum Teil sind diese Abhängigkeiten leicht zu Beschreiben, wie zum Beispiel der Ausdehnungskoeffizient β . Viele Eigenschaften, wie die Wärmeleitfähigkeit, werden jedoch durch komplizierte intermolekulare Kräfte und den inneren Aufbau der Moleküle bestimmt. Für alle Eigenschaften gibt es Berechnungsmethoden (siehe *VDI-Wärmeatlas*, (1988, Da1)), um die Rechenzeit der Simulation nicht unnötig zu verlängern, wurden hier die kompliziert zu berechnenden Eigenschaften im interessanten Bereich linearisiert. Wenn man von Temperaturdifferenzen um 10K ausgehen kann, wie das im Haus normalerweise der Fall ist, so ist der Einfluß der Temperaturabhängigkeit gering. Wichtiger ist die Berücksichtigung dagegen bei großen Temperaturdifferenzen, wie bei der Berechnung von Luftkollektoren oder Heizflächen. Diagramme 3.6 bis 3.9 stellen die temperaturabhängigen Stoffwerte und ihre linearen Ersatzfunktionen dar.

Die Wärmeleitfähigkeit von Luft fließt linear in den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten ein. Die Änderung des Übergangs beträgt damit zwischen -10°C und $+60^{\circ}\text{C}$ bis zu 20 Prozent.

Ebenso ist die Prandtl-Zahl, als Maß für das Verhältnis von Strömungsschicht und thermischer Grenzschicht, für den konvektiven Wärmeübergang von Bedeutung. Die Prandtlzahl nimmt mit zunehmender Temperatur leicht ab. Zwischen -10°C und $+60^{\circ}\text{C}$ beträgt die Differenz nur 1,5 Prozent. Die Gewichtung der Prandtlzahl ist in den meisten Beziehungen für konvektive Wärmeübergänge gering (siehe z.B. Gleichung 3.33 und 3.43), so daß der Einfluß der Temperaturabhängigkeit vernachlässigbar ist.

Die kinematische Viskosität spielt sowohl bei der Bestimmung des Wärmeübergangs, wie des Druckverlustes bei Strömung eine Rolle. So ist die Reynoldszahl als Maß für den Strömungszustand umgekehrt proportional zur kinematischen Viskosität. Die Grashofzahl, die mit einer Reynoldszahl für freie Konvektion vergleichbar ist, ist sogar umgekehrt proportional zum Quadrat der kinematischen Viskosität. Die kinematische Viskosität ist signifikant temperaturabhängig. Sie nimmt im Temperaturbereich von -10°C bis $+60^{\circ}\text{C}$ um fast 25 Prozent ab.

Der Druckverlust in geraden Rohren ist zum Beispiel direkt proportional zur kinematischen Viskosität.

Der Wärmeausdehnungskoeffizient für Luft findet vor allem in der Berechnung des Wärmeübergangs durch freie Konvektion Verwendung. Er geht linear in die Grashofzahl ein. Im Bereich zwischen -10°C und $+60^{\circ}\text{C}$ nimmt der Wärmeausdehnungskoeffizient um 21 Prozent ab.

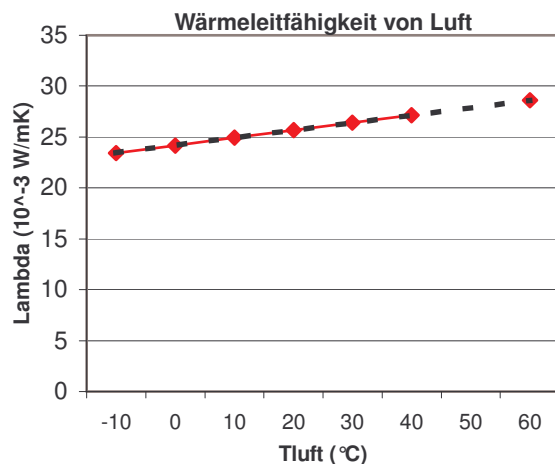


Diagramm 3.6: Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit

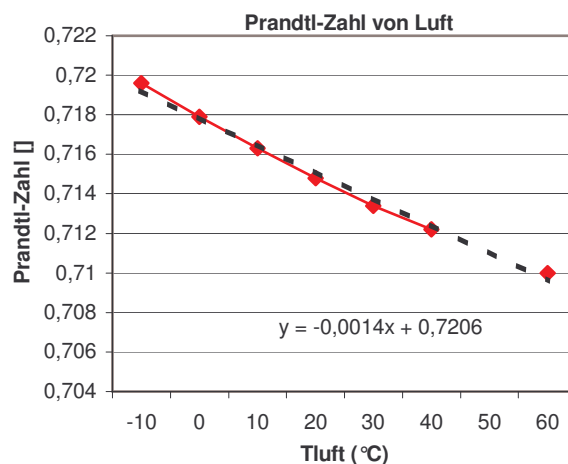


Diagramm 3.7: Temperaturabhängigkeit der Prandtl-Zahl

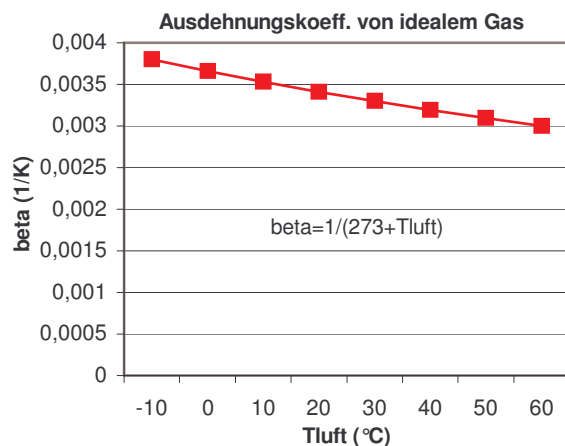


Diagramm 3.8: Temperaturabhängigkeit des Ausdehnungskoeffizienten

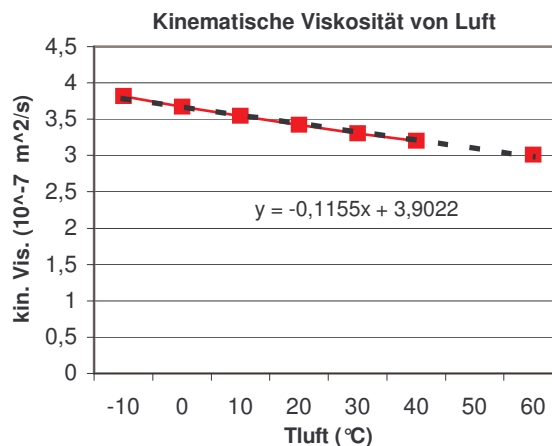


Diagramm 3.9: Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität

Die Luftdichte wird nach Gleichung 2.1 bestimmt.

3.6.1.2 Konvektion an der Innenoberfläche

Im Raum wird in der Regel von freier Konvektion ausgegangen. Im folgenden wird die mathematische Beschreibung der Wärmeübergänge an Wänden behandelt.

Konvektion an einer vertikalen Wand

Der Wärmeübergang an einer vertikalen Wand im Temperaturdifferenzbereich von 10° Kelvin wurde von vielen Autoren untersucht. Feist hat einige Untersuchungen verglichen, darunter *Bayley* (1970), *Bovay&Woelk* (1971), *Kollmar&Liese* (1957), *Rat* (1969), *Churchill&Chu* (1975) und *Gebhart* (1971). Entsprechend ist die Streuung der Werte groß, da die Versuche oft unter verschiedenen Randbedingungen stattfanden, z.B. Unterschiede bei freistehenden Wänden und Wänden im Raum mit Störungen durch Boden und Decke. Nach *Feist* (1994, S.160) werden die in der Literatur auffindbaren Übergangswerte nach unten begrenzt durch die Formel von *Bayley* (1970) nach oben durch die von *Bovey* und *Woelk.* (1971) (große Temperaturdifferenz) und *Kollmar* und *Liese* (1957) (kleine Temperaturdifferenz). Im folgenden sind Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich für eine Lufttemperatur von 20°C und eine Wandhöhe von 2,5 m dargestellt. Feist (1994, S.161) hat für den interessanten Temperaturbereich Ersatzfunktionen erstellt, die einen besseren Vergleich ermöglichen.

$$\text{Rat:} \quad \alpha = 1,450 \cdot \Delta T^{0,35} \left[\frac{W}{m^2 K^{1,35}} \right] \quad (3.27)$$

$$\text{Bayley:} \quad \alpha = 1,209 \cdot \Delta T^{0,333} \left[\frac{W}{m^2 K^{1,333}} \right] \quad (3.28)$$

$$\text{Bovey und Woelk:} \quad \alpha = 1,475 \cdot \Delta T^{0,333} \left[\frac{W}{m^2 K^{1,333}} \right] \quad (3.29)$$

$$\text{Kollmar und Liese:} \quad \alpha = 2.000 \cdot \Delta T^{0,25} \left[\frac{W}{m^2 K^{1,25}} \right] \quad (3.30)$$

Feist hat für seine Untersuchungen die Formel von *Rat* (1969) benutzt, die für kleine Temperaturdifferenzen näher an den Werten nach *Churchill und Chu*, für größere Temperaturdifferenzen näher an Werten von *Michejew* liegt. Er bezieht die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte nach dem *VDI-Wärmeatlas* [1984] mit ein:

$$\alpha_{konv} = \frac{1}{0,3381 + 0,0012 \cdot \vartheta_m} \cdot \Delta \vartheta^{0,32 + 0,014 \cdot h} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (3.31)$$

Um neben der Temperatur- auch die Druckabhängigkeit der Stoffwerte von Luft berücksichtigen zu können, kommt in dieser Arbeit die Formel von *Churchill und Chu* zum Einsatz, deren Werte, im Vergleich mit denen anderen Formeln, eher niedriger sind. Hier werden sowohl die Luftdichte, wie die kinematische Viskosität von Luft berücksichtigt. Damit ist es möglich, den Wärmeübergang auch bei niedrigem Druck, wie in diesem Beispiel in 3700m Höhe, zu berechnen.

Churchill und *Chu* (1975) ermittelten die Beziehung, die sowohl für den laminaren, als auch turbulenten Strömungsbereich mit einer Raleigh Zahl von $Ra=0,1$ bis $Ra=10^7$ gilt, auf der Grundlage der Meßergebnisse zahlreicher Autoren. Gemäß *VDI-Wärmeatlas* (1988, Fa2) ergibt sich:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot l}{\lambda} \quad (3.32)$$

$$Nu = \{0,825 + 0,387[Ra \cdot f_1(Pr)]^{1/6}\}^2 \quad (3.33)$$

$$f_1(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad \text{im Bereich } 0,001 < Pr < \infty \quad (3.34)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.35)$$

Die Grashof-Zahl bestimmt sich aus Geometrie und Stoffdaten zu

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_\infty - \rho_w}{\rho_w} \quad (3.36)$$

mit der Luftdichte ρ_w an der Oberfläche und ρ_∞ in weiter Entfernung.

Die Nußeltsche Kennzahl Nu ist das Verhältnis der kennzeichnenden Abmessung des Körpers zur Dicke der thermischen Grenzschicht. Die Prandtl-Zahl Pr ist ein Maß für das Verhältnis von Strömungs- und thermischer Grenzschicht. Die Grashof Zahl ist mit einer Reynolds-Zahl für freie Konvektion vergleichbar und stellt das dimensionslose Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften unter Berücksichtigung der Dichteunterschiede dar.

Konvektion an der horizontalen Oberseite einer beheizten oder an der Unterseite einer gekühlten Platte

Der Wärmeübergang an der Oberseite einer beheizten, bzw. an der Unterseite einer gekühlten horizontalen Platte wird im Zusammenhang mit der Berechnung der Wärmeverluste durch das Dach und den Boden gebraucht.

Churchill [*VDI-Wärmeatlas* '94, Fa3), ermittelte die Beziehungen

$$Nu = 0,766[Ra \cdot f_2(Pr)]^{1/5} \quad (3.37)$$

für laminare Strömung, mit $Ra \cdot f_2(Pr) < 7 \cdot 10^4$ und für turbulente Strömung

$$Nu = 0,15[Ra \cdot f_2(Pr)]^{1/3} \quad (3.38)$$

mit $Ra \cdot f_2(Pr) > 7 \cdot 10^4$.

Die Funktion $f_2(\text{Pr})$ berücksichtigt den Einfluß der Prandtl-Zahl im gesamten Bereich $0 < \text{Pr} < \infty$.

$$f_2(\text{Pr}) = \left[1 + \left(\frac{0,322}{\text{Pr}} \right)^{11/20} \right]^{-20/11} \quad (3.39)$$

Die Überströmlänge errechnet sich aus

$$l = \frac{L \cdot B}{2 \cdot (L + B)} \quad (3.40)$$

Konvektion in horizontalen Schichten:

Der Wärmestrom durch eine horizontale Luftschicht tritt zum Beispiel im Zwischenraum von Holzverschalung und Blechdach auf.

Für einen Schicht der Dicke s gilt:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot s}{\lambda} \quad (3.41)$$

Für einen von unten nach oben gerichteten Wärmestrom kann laut VDI-Wärmeatlas (1988, Fc1) das Einsetzen einer freien Konvektion in Abhängigkeit einer kritischen Rayleigh-Zahl beschrieben werden. Unterhalb der kritischen Rayleigh-Zahl $Ra=1708$ wird Wärme ausschließlich durch Leitung übertragen:

$$Nu = 1 \quad (3.42)$$

Bei Vorliegen einer laminaren Strömung mit $1708 < Ra < 2,2 \cdot 10^4$ gilt für die Nusselt-Zahl:

$$Nu = 0,208 \cdot (Gr \cdot \text{Pr})^{0,25} \quad (3.43)$$

Mit $Ra > 2,2 \cdot 10^4$ wird turbulente Strömung angenommen:

$$Nu = 0,092 \cdot (Gr \cdot \text{Pr})^{0,33} \quad (3.44)$$

Solange keine Randeinflüsse vorherrschen ist bei einem Wärmestrom von oben nach unten $Nu=1$.

3.6.2 Luftwechsel

Der Einfluß der Lüftung auf den Wärmebedarf ist sehr hoch. Generell ist der Wärmestrom infolge des Luftaustausches mit der Umgebung eine Funktion des ausgetauschten Massenstromes und der Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Raumluft:

$$\dot{Q}_{Luft} = \dot{m}_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{Luft,innen} - T_{Luft,aussen}) \quad \left[\frac{kg}{s} \cdot \frac{kWs}{kgK} \cdot K \right] \quad (3.45)$$

In der Heizungstechnik wird der ausgetauschte Massenstrom üblicherweise über die Luftwechselzahl ϵ bestimmt. Die Luftwechselzahl ϵ gibt an, wie oft das gesamte Raumluftvolumen in einer Stunde ausgetauscht wird.

$$\dot{Q}_{Luft} = 3600 \cdot \epsilon \left[\frac{1}{h} \right] \cdot V_{Raum} [m^3] \cdot \rho_{Luft} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot c_{p,Luft} \left[\frac{kWs}{kgK} \right] \cdot (T_{Luft,innen} - T_{Luft,aussen}) [K] \quad (3.46)$$

Die praktische Bestimmung der Luftwechselzahl ϵ ist schwierig. Es ist Grund- und Stoßlüftung wirksam. Die Grundlüftung bezieht sich auf einen Luftaustausch über Fugen in der Gebäudehülle. Als Stoßlüftung bezeichnet man die gezielte Lüftung durch die Bewohner.

Der Luftaustausch mit der Umgebung läßt sich nur schwer bestimmen, da die Strömung durch Fugen und Fenster stark vom Winddruck abhängt. Der Winddruck ist als Funktion des Strömungsfeldes sehr aufwendig zu berechnen.

Weiterhin wirkt sich der Temperaturunterschied zwischen Rauminnen und Umgebung aus. Der resultierende Dichteunterschied bewirkt einen Druckunterschied und damit einen weiteren Luftaustausch durch Öffnungen in der Gebäudehülle.

Die durch Versuche ermittelten Zahlenwerte für den Luftwechsel schwanken nach *Recknagel, Sprenger* und *Schramek* (1998, S.1063) in weiten Grenzen. Im Winter ergibt sich demnach eine stündliche Grundlüftung von Wohnräumen zwischen 0,1 (nach WSVO) und 0,8.

Auch die Stoßlüftung ist schwierig zu handhaben, da Zeitpunkt und Dauer stark von den Gewohnheiten der Bewohner abhängen. Als grober Richtwert wird bei *Recknagel, Sprenger* und *Schramek* (1998, S.1065) eine stündliche Luftwechselzahl von 10 bis 15 für ganz geöffnete Fenster angegeben.

Die Luftwechselzahl kann auch über den Luftbedarf der Bewohner bestimmt werden. Nach *Recknagel, Sprenger* und *Schramek* (1998, S.1431) sollte in Schulgebäuden ein Luftaustausch von 30m³/h pro Person gewährleistet sein.

In diesem Simulationsmodell wird die Luftwechselzahl entsprechend der Gewohnheiten der Bewohner für bestimmte Tagesabschnitte in einer Tabelle vorgegeben.

3.6.3 Innere Wärmequellen

Unter dem Sammelbegriff innere Wärmequellen werden alle Wärmequellen im Raum zusammengefaßt. Darunter sind zum Beispiel folgende Quellen zu verstehen:

- Energieumsatz von Personen
- Wärmeabgabe elektrisch betriebener Geräte
- Wärmeabgabe von Brennstellen
- Abwärme aus Warmwassernutzung

In dem Fall dieser Studie ist die Abwärme der 30 Schulkinder am einflußreichsten. Nach *Recknagel, Sprenger und Schramek* (1998, S.40) gilt für die Mindestwärmebildung im Körper der „Grundumsatz“ von 45 W/m^2 . Für die Berechnung nach Du Bois ergibt sich damit pro Schulkind eine Wärme von ca. 40 Watt.

Die 7 installierten Energiesparlampen á 13 Watt fallen kaum ins Gewicht. Die durch die Fenster eingestrahlte Sonnenwärme wird in diesem Modell der Bodenoberfläche zugeführt. Dort einmal absorbiert wird sie langwellig in den Raum abgestrahlt, durch Konvektion an die Raumluft abgegeben und durch Leitung weiter in den Boden geleitet.

3.6.4 Langwelliger Strahlungsaustausch im Innenraum

Aufgrund der thermischen Bewegung von Molekülen gibt ein Körper bei Temperaturen über dem absoluten Nullpunkt elektromagnetische Strahlung ab. Die Stärke der Strahlung wird nur durch die Temperatur und die Beschaffenheit der Oberfläche bestimmt. Stehen mehrere Oberflächen im Strahlungsaustausch, gilt nach dem Energieerhaltungssatz:

$$\alpha(T) + \tau(T) + r(T) = 1 \quad (3.47)$$

Wobei $\alpha(T)$ der Absorptionsgrad, $\tau(T)$ der Transmissionsgrad und $r(T)$ der Reflexionsgrad der Oberfläche ist. Vorausgesetzt, es handelt sich um grau strahlende Oberflächen, d.h. $\alpha \neq 1$ über dem gesamten Wellenlängenbereich, dann entsteht ein Wechselspiel aus Reflexion, Absorption und Transmission zwischen den beteiligten Oberflächen. Nach dem Kirchhoffschen Gesetz ist der spektrale Emissionsgrad eines Strahlers gleich seinem Absorptionsgrad $\alpha_\lambda(T) = \varepsilon_\lambda(T)$ bei gleicher Strahlungstemperatur.

Der Wärmestrom wird durch die schon in Kapitel 3.2 angegebene Formel 3.3 bestimmt:

$$\dot{Q}_{12} = \varphi_{12} \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sigma_s \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

In die Formel geht die Einstrahlzahl φ ein, welche die Anordnung der Flächen zueinander berücksichtigt. In allgemeiner Form wird φ durch folgende Beziehung bestimmt:

$$\varphi_{12} = \frac{1}{\pi \cdot A_1} \cdot \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2}{s^2} \cdot dA_1 \cdot dA_2$$

Die Lösung des Doppelintegrals kann, je nach Geometrie, sehr komplexe Formen annehmen. Man findet aber in der Literatur für einige Fälle bereits Lösungen, wie z.B. für den Strahlungsaustausch zwischen zwei parallelen Platten sowie zwei rechtwinklig zueinander stehenden Platten mit gemeinsamer Kante.

In dem rechteckigen Innenraum eines Hauses findet der Strahlungsaustausch zwischen mindestens 6 Flächen statt. Das heißt, daß 6×5 Einstrahlzahlen erstellt werden müssen. Es wurden alternative Modelle entwickelt, die weniger Rechenaufwand benötigen und die Gefahr der fehlerhaften Parametrierung bei der Berechnung der Einstrahlzahlen reduzieren. Mit der Vereinfachung der Modelle muß man jedoch eine grundlegende Ungenauigkeit in Kauf nehmen. Die folgenden Kapitel beschreiben und vergleichen die drei vorgeschlagenen Modelle für die Wärmeströme des Innenraumes.

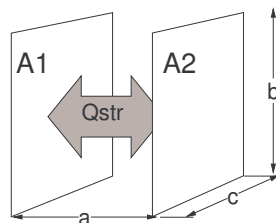
3.6.5 Das exakte Modell

Abbildung 3.10 zeigt alle Wärmeströme im Innenraum eines idealisierten Raumes. Die konvektiven Wärmeübergangswiderstände ($R_{i,conv}$) werden mit den temperaturabhängigen Stoffwerten in jedem Zeitschritt neu bestimmt. Die konvektiven Wärmeströme werden ebenso, wie z.B. der Lastwärmestrom (Q_{load}) von einer Heizung, der Luftmasse im Raum aufgebracht. Auch der Luftwechsel geht hier als Wärmestrom mit ein. Eine Wand steht mit den angrenzenden zwei Wänden, der Decke, dem Boden und mit der gegenüberliegenden Wand im langwelligen Strahlungsaustausch. Für eine Berechnung

aller Wärmeströme durch Strahlung ergibt sich für eine Oberfläche eines rechteckigen Raumes folgende Formel:

$$\dot{Q}_{Strahlung} = \sum_{n=2}^5 \varphi_{1n} \cdot A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_n \cdot \sigma_s \cdot (T_1^4 - T_n^4) \quad (3.48)$$

Man benötigt im allgemeinen die Einstrahlzahlen φ_{ij} für parallel und senkrecht zueinander stehende Flächen. Insgesamt sind für einen Raum mit 6 Flächen 6×5 Einstrahlzahlen zu bestimmen. Für zwei **parallel** zueinander stehende Flächen gilt laut *VDI-Wärmeatlas* (1988, Kb6):



$$\text{mit } B = \frac{b}{a}, \quad C = \frac{c}{a}$$

$$\varphi_{12} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{1}{B \cdot C} \cdot \ln \frac{(1+B^2) \cdot (1+C^2)}{1+B^2+C^2} - \frac{2}{B} \arctan(C) - \frac{2}{C} \arctan(B) + \frac{2}{C} (1+C^2)^{0,5} \arctan \frac{B}{(1+C^2)^{0,5}} + \frac{2}{B} (1+B^2)^{0,5} \arctan \frac{C}{(1+B^2)^{0,5}} \right] \quad (3.49)$$

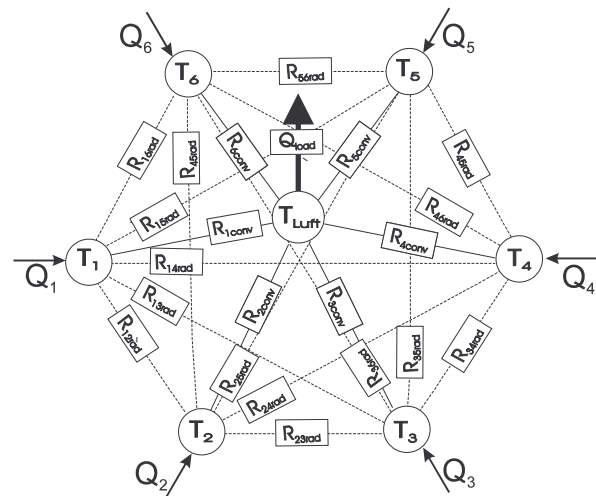
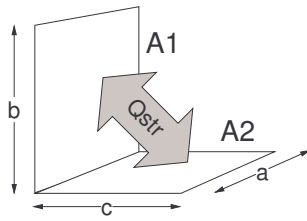


Abbildung 3.10: Exakte Wärmeströme

Für zwei **senkrecht** zueinander stehende Flächen gilt:

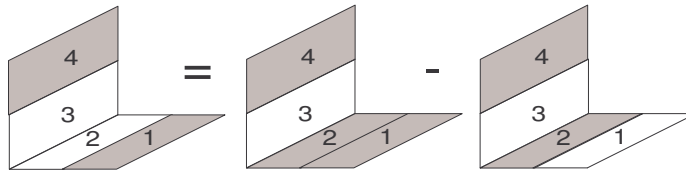


$$B = \frac{b}{a}, \quad C = \frac{c}{a}$$

$$\varphi_{12} = \frac{1}{\pi \cdot B} \left[B \cdot \arctan\left(\frac{1}{B}\right) + C \cdot \arctan\left(\frac{1}{C}\right) - (B^2 + C^2)^{0,5} \cdot \arctan\left(\frac{1}{(B^2 + C^2)^{0,5}}\right) + \left\{ B^2 \ln \frac{(1 + B^2 + C^2) \cdot B^2}{(B^2 + C^2)(1 + B^2)} + C^2 \ln \frac{(1 + B^2 + C^2) \cdot C^2}{(B^2 + C^2)(1 + C^2)} - \ln \frac{1 + B^2 + C^2}{(1 + B^2)(1 + C^2)} \right\} \right] \quad (3.50)$$

Im einfachsten Fall geht man von isothermen Flächen aus. Man vernachlässigt also eine inhomogene Temperaturverteilung, wie sie in der Realität z.B. durch Wärmebrücken an der Außenwand entsteht. Eine beliebig genaue Annäherung des Modells an die realen Bedingungen ist durch eine Unterteilung der Wandflächen in Bereiche mit und ohne Wärmebrücken möglich. Dabei kommt die Reziprozitäts-, Summations- und Zerlegungsregel zum Einsatz.

Zerlegungsregel:



$$A_1 \cdot \varphi_{1,4} = (A_{1,2} \cdot \varphi_{1,2/3,4} - A_{1,2} \cdot \varphi_{1,2/3}) - (A_2 \cdot \varphi_{2/3,4} + A_2 \cdot \varphi_{2,3}) \quad (3.51)$$

Summationsregel: $\sum_{k=1}^n \varphi_{ik} = 1$ (3.52)

Reziprozitätsgesetz: $\varphi_{12} \cdot A_1 = \varphi_{21} \cdot A_2$ (3.53)

Nach *Feist* (1994, S.181) ist eine genaue Berechnung der Strahlungsübergänge mit Einbeziehung von Wärmebrücken zu vernachlässigen. Der durch die Vereinfachung entstehende relative Fehler im Jahreswärmebedarfs, beläuft sich auf maximal 0.1 Prozent bezogen auf den Jahreswärmebedarf des BKL-Vergleichshauses. Aus Gründen des Rechenaufwandes und der Fehleranfälligkeit wird dieser Sachverhalt deshalb bei fast allen Simulationsprogrammen vereinfacht. Bei dem hier erstellten Gebäudesimulationsmodell wurde auch die Reflexion über mehrere Wände vernachlässigt. Dies ist vertretbar, da langwellige Strahlung zu über 95% von der Wandoberfläche absorbiert wird. Der reflektierte Anteil ist also äußerst gering.

3.6.6 Das Sternknoten-Modell

Seem (1987, S.41) entwickelte aus dem exakten Modell zur einfachen Beschreibung des Strahlungs- und Konvektionsaustausches in beliebigen n-flächigen Räumen ein Sternknoten-Modell. Das Verfahren wird in der Elektrotechnik zur Berechnung von Widerstandsnetzwerken angewandt.

Seem führt einen Raumluf- und einen Sternknoten ein. Abbildung 3.11 zeigt das exakte Modell und die Transformation in ein Sternknotenmodell, in dem nur noch die Widerstände R und R_i (mit $i=1$ bis 6) als verknüpfte Konvektions- und Strahlungswiderstände wirken.

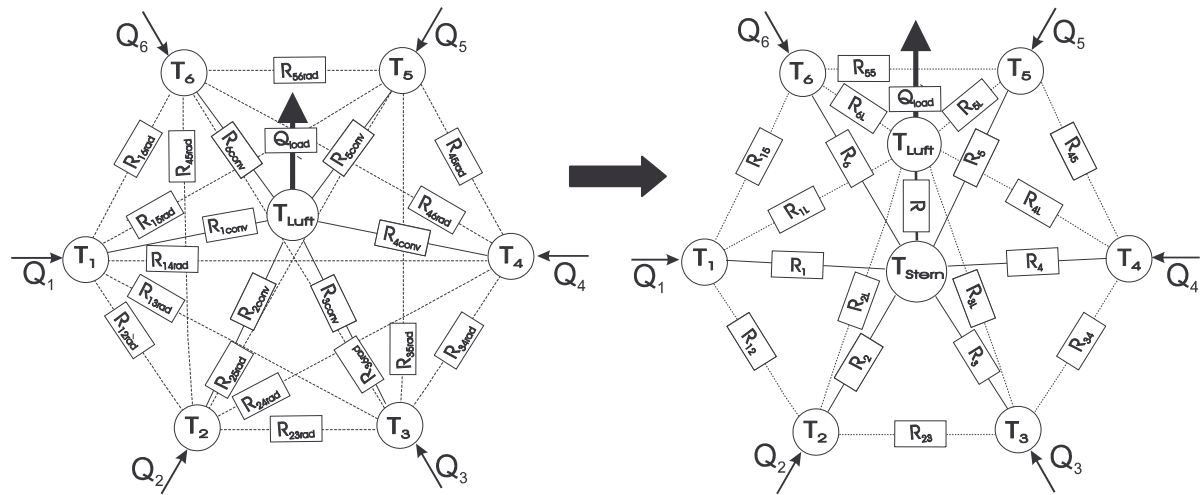


Abbildung 3.11: Transformation des exakten in das Sternknotenmodell

Zur Durchführung der Transformation müssen die Wärmeübergangswiderstände durch Konvektion $R_{i,conv}$ und Strahlung $R_{ij,rad}$ bekannt sein. Die konvektiven Widerstände werden durch die in den Kapiteln beschriebenen Formeln vor der Transformation berechnet. Der Strahlungswiderstand wird nach Seem über folgende Beziehung ermittelt:

$$R_{ij,rad} = \frac{1}{\varepsilon_i \cdot A_i \cdot \varphi_{ij} \cdot \sigma \cdot 4 \cdot \bar{T}^3} \quad (3.54)$$

Dabei ist ε der Emissionskoeffizient, A die Fläche und φ_{ij} die Einstrahlzahl zwischen Fläche i und j . \bar{T} ist die mittlere Oberflächentemperatur des Raumes in Grad Kelvin.

Um die Ersatzwiderstände R_i zu bestimmen, sind nach Seem zwei Hauptschritte nötig. Der erste besteht darin, den Widerstand R_{ij} zwischen jeweils zwei Oberflächen zu berechnen. Der zweite besteht aus der Bestimmung von R . Dazu stellt Seem zuerst eine Energiebilanz für alle Knotenpunkte des Sternknotenmodells in Form einer Matrix $X \cdot \vec{y} = \vec{z}$ auf.

$$\begin{pmatrix} x_{11} & R_{12rad}^{-1} & R_{13rad}^{-1} & R_{14rad}^{-1} & R_{15rad}^{-1} & R_{16rad}^{-1} & 0 \\ R_{21rad}^{-1} & x_{22} & R_{23rad}^{-1} & R_{24rad}^{-1} & R_{25rad}^{-1} & R_{26rad}^{-1} & 0 \\ R_{31rad}^{-1} & R_{32rad}^{-1} & x_{33} & R_{34rad}^{-1} & R_{35rad}^{-1} & R_{36rad}^{-1} & 0 \\ R_{41rad}^{-1} & \dots & \dots & x_{44} & \dots & \dots & 0 \\ R_{51rad}^{-1} & \dots & \dots & \dots & x_{55} & \dots & 0 \\ R_{61rad}^{-1} & \dots & \dots & \dots & \dots & x_{66} & 0 \\ R_{1conv}^{-1} & R_{2conv}^{-1} & R_{3conv}^{-1} & R_{4conv}^{-1} & R_{5conv}^{-1} & R_{6conv}^{-1} & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_1 - T_L \\ T_2 - T_L \\ T_3 - T_L \\ T_4 - T_L \\ T_5 - T_L \\ T_6 - T_L \\ \dot{Q}_{load} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{Q}_1 \\ \dot{Q}_2 \\ \dot{Q}_3 \\ \dot{Q}_4 \\ \dot{Q}_5 \\ \dot{Q}_6 \\ -\dot{Q}_{load} \end{pmatrix} \quad (3.55)$$

Die identischen Strahlungswiderstände $R_{ij, rad}$ und $R_{ji, rad}$ ergeben eine Symetrieachse entlang der Elemente x_{ii} .

Mit i und j gleich 1 bis N werden die Elemente x_{ii} folgendermaßen berechnet:

$$x_{ii} = - \left(\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \frac{1}{R_{ij, rad}} \right) - \frac{1}{R_{i, conv}} \quad (3.56)$$

Das Gleichungssystem läßt sich nach y auflösen, indem man die Matrix X invertiert.

$$X \cdot X^{-1} = I \Rightarrow \vec{y} = X^{-1} \cdot \vec{z} \quad (3.57)$$

I bezeichnet die Einheitsmatrix.

Seem definiert nun einen Einheitswärmestrom aus der Fläche i zur Fläche j , $Q_i = -Q_j = 1W$, während er alle anderen Wärmeströme des Vektors y gleich Null setzt. Der Wärmestrom wird durch die Widerstand R_{ij} bestimmt.

$$R_{ij} = \frac{T_i - T_j}{\dot{Q}_i} = (T_i - T_{Luft}) - (T_j - T_{Luft}) = y_i - y_j = x_{ij, inv} + x_{ji, inv} - x_{ii, inv} - x_{jj, inv} \quad (3.58)$$

Auf gleiche Weise erhält man den Widerstand R_{iL} einer Fläche i zum Raumlufknoten. Man betrachtet dazu den Einheitswärmestrom, $Q_i = -Q_{Last} = 1W$ aus der Fläche i , den man über die innere Last des Raumes Q_{Last} abführt.

$$R_{iL} = \frac{T_i - T_L}{\dot{Q}_{Last}} = y_i = -x_{ii, inv} \quad (3.59)$$

Zur vollständigen Bestimmung des Sternknoten-Modells fehlen nun noch die Widerstände R_i . Sie können näherungsweise durch $R_i = R_{iL} - R$ bzw. $R_j = R_{jL} - R$ ersetzt werden. Dies ergibt

$N=6$ Gleichungen mit 7 Unbekannten (R_i und R). Um das Gleichungssystem lösen zu können, benötigt man also 7 Gleichungen. Der letzte Zusammenhang ergibt sich aus der Annäherung des Wärmeübergangs zwischen zwei Oberflächen des exakten Modells an den des Sternknoten-Modells. Es gilt dann für die Differenz der Widerstände:

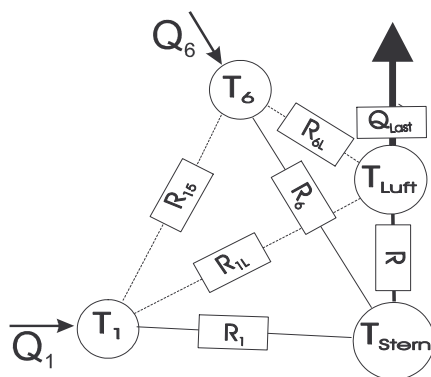


Abbildung 3.12

$$R_i + R_j - R_{ij} = R_{iL} + R_{jL} - R_{ij} - 2R = \min \quad (3.60)$$

Um den Fehler zu minimieren wird die Funktion für alle Widerstände quadriert. Seem verleiht dabei den geringen radiativen Widerständen R_{ij} durch die dritte, statt der zweiten Potenz mehr

Gewichtung.

$$\psi = \sum_{i=2}^N \sum_{j=1}^{i-1} \frac{(R_{iL} + R_{jL} - R_{ij} - 2R)}{R_{ij}^3} \quad (3.61)$$

Setzt man die Ableitung des Fehlers nach dem Widerstand R gleich Null, so erhält man den kleinsten Fehler und kann R bestimmen:

$$\frac{d\psi}{dR} = 0 \Rightarrow R = \frac{\sum_{i=2}^N \sum_{j=1}^{i-1} \frac{(R_{iL} + R_{jL} - R_{ij})}{R_{ij}^3}}{2 \cdot \sum_{i=2}^N \sum_{j=1}^{i-1} \frac{1}{R_{ij}^3}} \quad (3.62)$$

Damit sind alle Widerstände des Sternknoten-Modells bestimmt. Zusammengefaßt geht man also folgendermaßen vor:

- mit den bekannten Widerständen $R_{i,conv}$ und $R_{i,rad}$ bestimmt man das Netzwerk mit Hilfe der Ersatzwiderstände R_{ij} und R_{iL}
- dann bestimmt man den Widerstand R zwischen Luftknoten und Sternknoten.
- schließlich ergeben sich die restlichen Widerstände R_i

Wie beim exakten Modell müssen die einzelnen Einstrahlzahlen der Wände aufwendig berechnet werden. Um die Transformation durchführen zu können, werden die Strahlungs- und Konvektionsübergänge als feste, temperaturunabhängige Wärmewiderstände angesehen. Somit ist der Wärmeübergang nur über einen bestimmten Bereich linearisiert.

Dies erklärt eine grundlegende Ungenauigkeit dieser Methode. Diese tritt vor allem in Fällen großer Temperaturdifferenzen auf, da der konvektive und der Übergang durch Strahlung stark nichtlinear sind. Abbildung 3.13 zeigt die Wärmeströme in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen der Wand und der Raumluft, bzw. den anderen Wänden, sowie die lineare Ersatzfunktion.

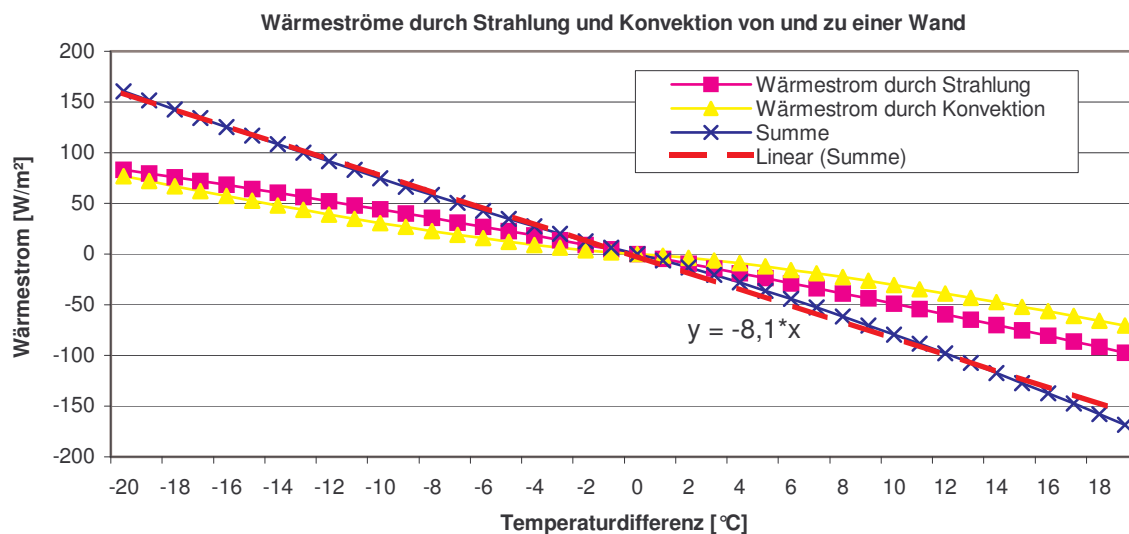


Abbildung 3.13: Linearisierung der Wärmeübergangskoeffizienten

Die Linearisierung hat den Vorteil, daß der Rechenaufwand reduziert wird. Die rechenintensive Transformation findet nur einmal zu Beginn der Simulation statt.

3.6.7 Das 2-Knoten-Modell

Eine wesentliche Erleichterung bei der Erstellung eines Strahlungsmodells bringt das Ersetzen des komplexen Netzwerkes durch ein einfacheres Sternmodell mit sich. Der konvektive Raumluftknoten wird, wie beim exakten Modell, getrennt vom Strahlungsknoten betrachtet.

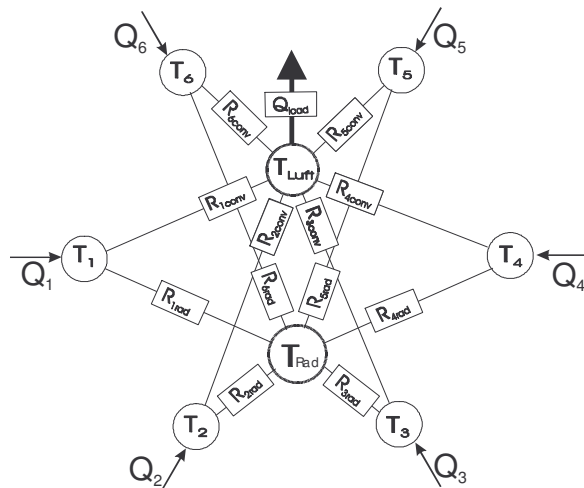


Abbildung 3.14: 2-Stern-Modell

Die Strahlung der Oberflächen wird nicht mehr direkt ausgetauscht, sondern an einem imaginären schwarzen Körper, der den gesamten Raum ausfüllt, absorbiert. Der Körper hat keine Masse, aber eine unendliche Wärmeleitfähigkeit. Die gesamt absorbierte Strahlungsenergie des schwarzen Körpers wird dann entsprechend der Temperatur, der Fläche und des Emissionskoeffizienten wieder anteilig auf die einzelnen Oberflächen verteilt. Dabei ist der für die einzelnen Wärmeströme entstehende Fehler beträchtlich, da zum Beispiel Oberflächen im Strahlungsaustausch stehen können, die sich geometrisch gar nicht sehen (jedoch unter Beachtung von Reflexion). Der mittlere relative quadratische Fehler für einzelne Austauschterme beträgt nach *Feist* (1987, S.195) 29 Prozent.

Die grobe Vereinfachung ist nicht völlig aus der Luft gegriffen. Die aus der Elektrotechnik bekannte Umrechnungsmöglichkeit von einer Dreiecks- auf eine Sternschaltung verdeutlicht dies. Eine aus R_1 , R_2 und R_3 bestehende Dreiecksschaltung lässt sich durch Transformation in einen Sternknoten exakt in eine Sternschaltung mit r_1 , r_2 und r_3 umrechnen (siehe Abbildung 3.15). Es gilt:

$$r_1 = \frac{R_{i+1} + R_{i+2}}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (3.63)$$

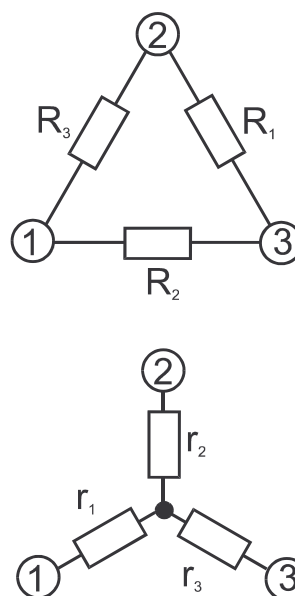


Abbildung 3.15: Dreieck auf Sternschaltung

Mit der Exaktheit ist es allerdings vorbei, wenn mehr als 3 Knoten in einem Netzwerk vorliegen. Dann ist das Problem des Sterns überbestimmt und man kann allenfalls nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate nach einer Approximation mit minimaler quadratischer Fehlerabweichung suchen. Methoden werden bei *Davies* (1983, S.135) beschrieben. *Feist* (1994, S.194) überträgt das Modell direkt auf einen Raum mit 8 Flächen.

Der Verteilfaktor für jede Wand ergibt sich zu:

$$v_i = \frac{A_i \cdot \varepsilon_i}{\sum_{n=1}^8 A_n \cdot \varepsilon_n} \quad (3.64)$$

Das exakte und das Zweisternmodell hat *Feist* (1994, S.189) in einer vollständigen Parameterstudie untersucht und mit den Meßwerten des BKL-Vergleichshauses verglichen. Er vereinfachte das Modell noch weiter, indem er den Wärmeleitwert der Strahlung im Bereich von 10°C bis 24°C linearisierte. Das exakt berechnete Strahlungsnetzwerk berücksichtigte auch Mehrfachreflexion. Er kam trotz der starken Vereinfachung des Modells zu dem Ergebnis, daß die relative Abweichung im Heizwärmebedarf des BKL-Vergleichshauses maximal 0,55% und im Mittel unter 0,25% beträgt. Größer ist mit 1% der Fehler, der bei der Beurteilung des Einflusses einzelner Bauteile auf den Wärmebedarf entsteht. Oberflächentemperaturen der Wände unterschieden sich verglichen mit denen des exakten Modells maximal um 0.1K.

Er kommt damit zu dem Schluß, daß der Fehler nicht größer ist, als der, der durch die übliche Vernachlässigung der Mehrfachreflexion entsteht. Zu Begründen ist dieser Effekt dadurch, daß durch den Strahlungsaustausch eine fast komplette thermische Kopplung der Oberflächen vorliegt. Auch relativ große Fehler der „Kurzschluß“-Wärmeleitwerte bewirken damit nur kleine Fehler im Gesamtmodell.

Nach *Feist* (1997, S.199) macht diese grobe Vereinfachung Studien von komplexeren Gebäuden mit vielen thermisch gekoppelten Zonen erst möglich. Er bezieht sich vor allem auf die Fehleranfälligkeit bei der Modellierung und die Rechenzeit.

3.6.8 Vergleich der Modelle

Anhand des praktischen Beispiels des hier behandelten Schulhauses wurden die drei Wärmestrommodelle für den Innenraum verglichen. Alle Parameter wurden belassen, nur das Modul für die Wärmeströme an den Innenoberflächen des Raumes wurde ausgetauscht. Die Linearisierung der Strahlungswiderstände im Sternknoten-Modell erfolgte bei mittleren Wandtemperaturen und die Linearisierung der konvektiven Widerstände bei der typischen Raumlufttemperatur. Diagramm 3.16 zeigt den jährlichen Heizenergiebedarf, berechnet nach den drei Modellen. Es ergibt sich nach dem exakten Modell ein jährlicher Heizenergiebedarf von 13,95 MWh, für das 2-Knoten-Modell ein Bedarf von 13,29 MWh (-4,75%) und für das Sternknoten-Modell 12,93 MWh (-7,3%). Für die mittlere tägliche Abweichung ergibt sich für das 2-Knoten-Modell 16 Wh/m² und für das Sternknoten-Modell 24 Wh/m². Es zeigt sich, daß der Mehraufwand des Sternknoten-Modells bei der Berechnung der Einstrahlzahlen, wegen des größeren Fehlers im Heizenergiebedarf, kaum zu rechtfertigen ist. Dies gilt zumindest für die in diesem Fall herrschenden Bedingungen eines schlecht isolierten Lehmhauses und den großen Temperaturschwankungen des Wüstenklimas.

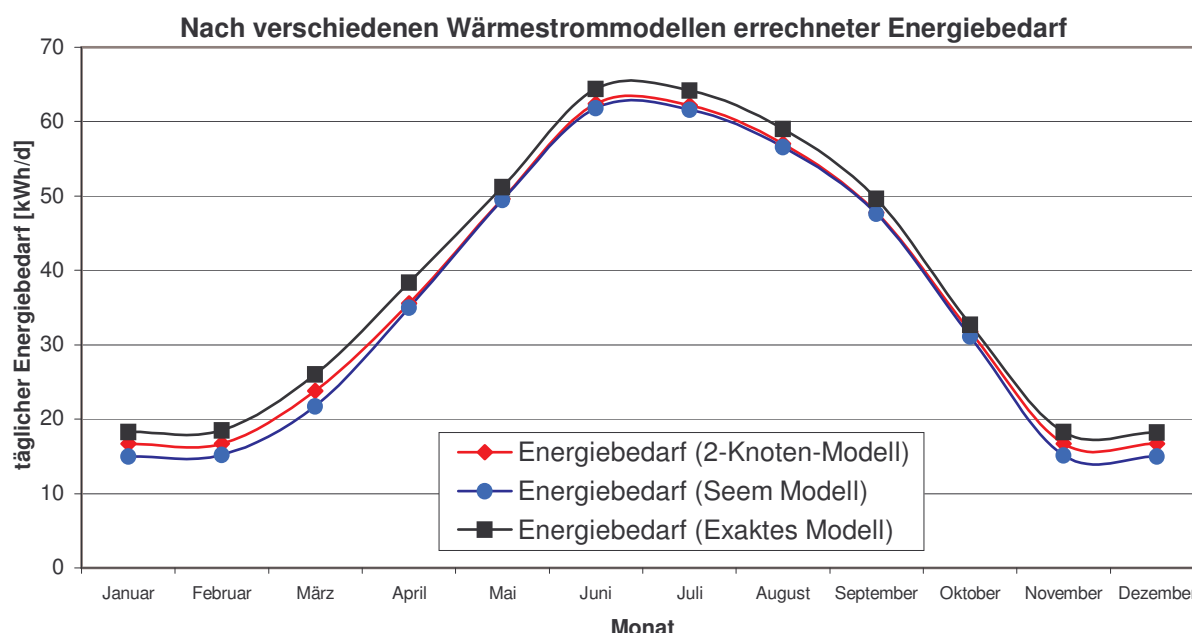


Diagramm 3.16: Energiebedarf nach verschiedenen Innenraummodellen

Einen Vergleich der einzelnen Wärmeströme durch Decke, Wände und Boden zeigt Diagramm 3.17 für das Sternknoten Modell und Diagramm 3.18 für das 2-Knoten Modell. Dabei sind Konvektion und Strahlung jeweils zusammengefaßt. Man kann erkennen, daß das Sternknoten-Modell besonders in dem kleinen Temperaturbereich rund um die Temperatur, die zur Linearisierung angenommen wurde, gute Werte liefert. Das ist zum Beispiel bei den Wärmeflüssen von den Wänden an den Sternknoten der Fall. Die aus 40cm Lehm bestehenden Wände haben durch ihre große Wärmekapazität nur geringe Temperaturschwankungen an der Innenoberfläche zur Folge.

Weicht die Oberflächentemperatur jedoch von diesem Punkt stark ab, so wird der Fehler äußerst groß. Dieses Verhalten kann man besonders an der thermisch nur wenig trägen Decke erkennen. Sobald die Temperatur aus dem linearen Bereich tritt, werden, wie in Diagramm 3.17 zu sehen ist, die Abweichungen immer größer. Da Konvektion und Strahlung bei dem Sternknoten-Modell in einem Ersatzwiderstand zusammengefaßt werden, ist ein weiterer

Nachteil dieses Modells, daß die Konvektion auch dann einbezogen wird, wenn zum Beispiel die Decke wärmer ist, als die Luft darunter. Es würde eine stabile Schichtung ohne Konvektion eintreten und trotzdem noch ein Übergang durch Strahlung vorhanden sein. Im Sternknotenmodell wird nicht nach Vorzeichen der Temperaturdifferenz zwischen Luft und Oberfläche unterschieden.

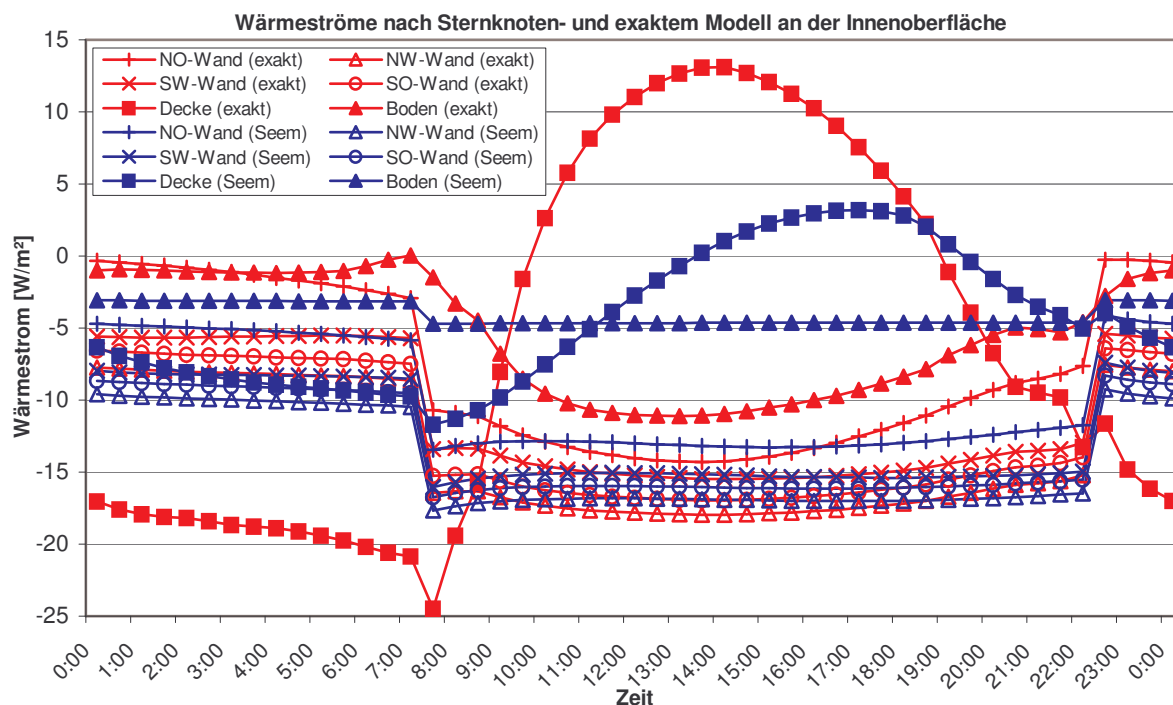


Diagramm 3.17: Vergleich der Wärmeströme von Sternknoten- und exaktem Modell

Der Vergleich des 2-Knoten-Modells mit dem exakten Modell zeigt für Dach und Boden eine sehr hohe Genauigkeit. Die Wärmeströme zu den Wänden sind dagegen für hohe Raumtemperaturen höher, für niedrige Raumtemperaturen geringer.

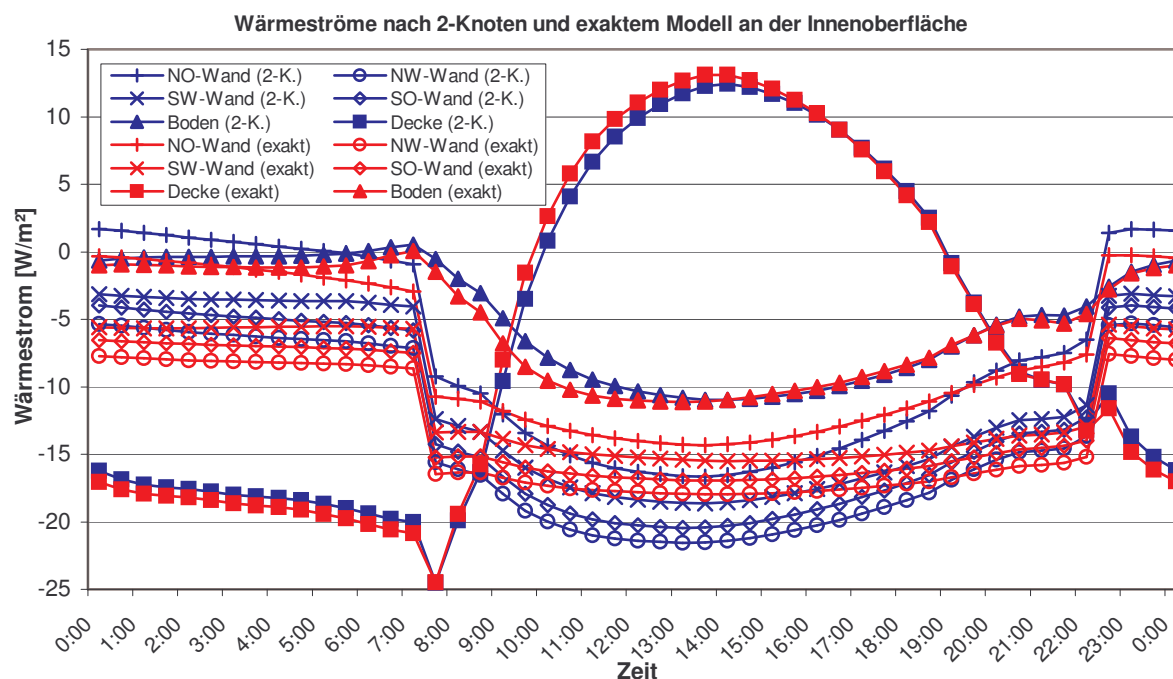


Abbildung 3.18: Vergleich der Wärmeströme von 2-Knoten- und exaktem Modell

Der Vorteil des 2-Knoten-Modells gegenüber anderen Modellen ist vor allem darin zu suchen, daß zusätzliche Bauteile, wie Fenster und Heizflächen ohne Aufwand an den Strahlungsknoten angebunden werden können. Damit wird es möglich, auch komplexe Modelle ohne das Risiko einer falschen Berechnung der Einstrahlzahlen zu erstellen.

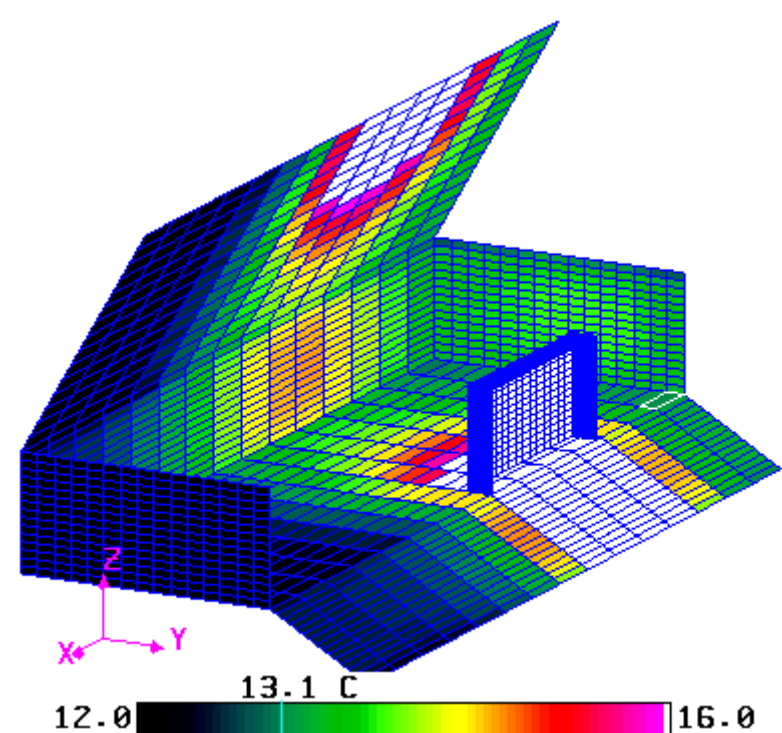


Abbildung 3.19: Simulation mit finiten Elementen

Eine Berechnung der Strahlungsübergänge mit finiten Elementen zeigt wie grob die Annahme einer gleichverteilten Wandtemperatur ist. Besonders wenn, wie in diesem Fall, ein Wärmespeicher mit deutlich höherer Temperatur abstrahlt (hier mit 30°C).

3.7 Simulationsergebnis

Die Simulation des Gebäudes erfordert genaue Kenntnis einiger Parameter. Dazu zählen die geometrischen Abmessungen, die Stoffwerte der Baustoffe und benutzerabhängige Werte wie z.B. die Luftwechselzahl. Die Bestimmung der Stoffwerte hat sich als das größte Problem erwiesen. Besonders Parameter, wie Emission und Absorption bei kurzwelliger und langwelliger Strahlung, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität lassen sich selten direkt aus Tabellen übernehmen. Um Parameter anzupassen wurde das Gebäude meßtechnisch untersucht und die Simulation mit den ermittelten Wetterdaten durchgeführt. Die eingesetzten Meßgeräte werden im Anhang beschrieben.

Um die Wärmeleitfähigkeit der Lehmziegel zu messen, wurde ein einfacher Meßstand entworfen. Ein isolierter Kasten mit 5l heißem Wasser wurde nach oben mit einem Lehmziegel verschlossen und die Abkühlkurve des heißen Wassers mit einem Datenlogger aufgezeichnet.

Die aus den Messwerten resultierende Wärmeleitfähigkeit ergab sich zu $0,5 \text{ W/(mK)}$.

Über die Phasenverschiebung zwischen innerer und äußerer Oberflächentemperatur wurde die Wärmekapazität von Lehmziegeln zu 880 Ws/(kgK) und die Dichte zu 1600 kg/m^3 korrigiert. Anhand der gemessenen Oberflächentemperaturen wurde auch der kurz- und langwellige Absorptionskoeffizient des Anstrichs bestimmt. Dazu wurde zuerst der Emissionskoeffizient für langwellige Strahlung so festgelegt, daß der simulierte mit dem gemessenen Temperaturverlauf der Außenoberfläche in der Nacht übereinstimmte. Daraufhin wurde der Absorptionskoeffizient für Sonnenlicht unter Einbeziehung der Wetterdaten über Tag angepaßt. Die Luftwechselzahl konnte nur geschätzt werden. Die besten Simulationsergebnisse wurden mit einer Grundlüftung von $0,1 \text{ h}^{-1}$ und einer Stoßlüftung von $0,6 \text{ h}^{-1}$ erreicht. Das sind im Vergleich mit den üblichen Richtwerten sehr niedrige Werte (siehe Kapitel 3.6.2). Es ist jedoch festzuhalten, daß die Fenster mit Gummidichtung und die Zwischendecke vor der Messung mit PU-Schaum abgedichtet wurden. Als interne Wärmequelle wurde nur die Körperwärme der 30 Schulkinder berücksichtigt. Pro Schulkind wurde eine abgegebene Energie von 40 Watt angenommen.

Das Simulationsergebnis im Vergleich mit den Meßwerten ist in Diagramm 3.20 zu sehen.

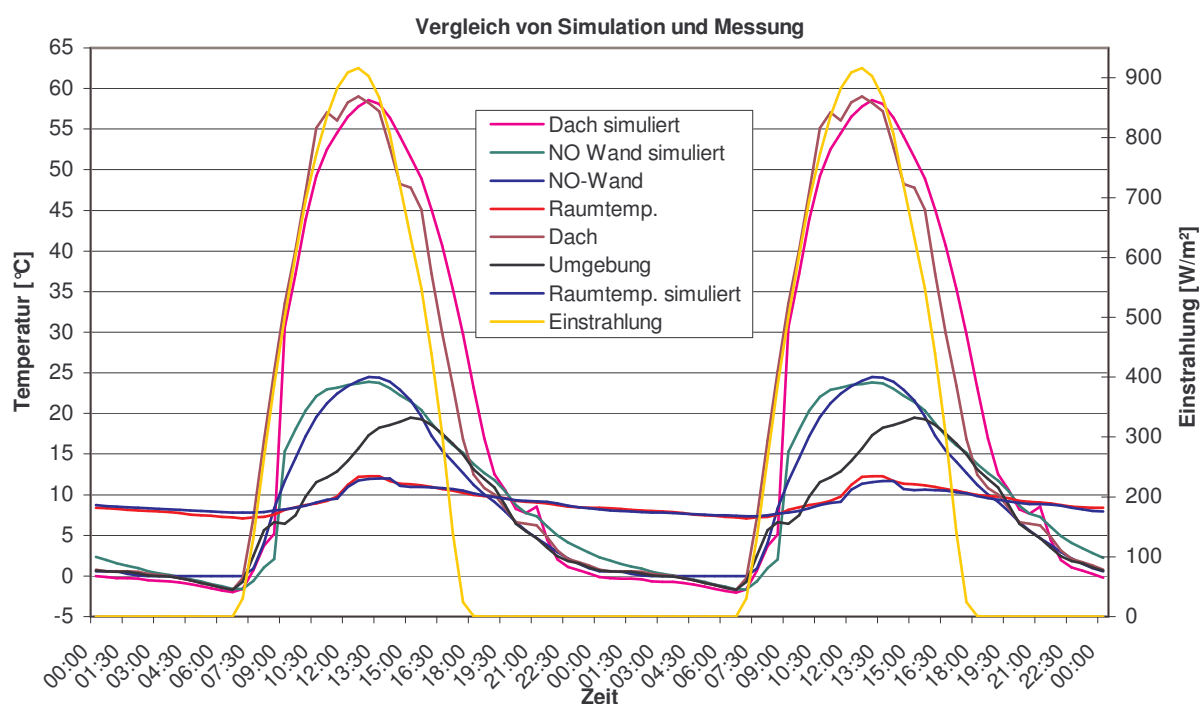


Diagramm 3.20: simulierte und gemessene Temperaturverläufe

Nach der Anpassung der Parameter stimmt die berechnete Raumtemperatur bis auf wenige Zehntel Grad mit den gemessenen Werten überein. Die größten Abweichungen zwischen Modell und Realität treten an den Außenoberflächen und am Wellblechdach auf. Die Ursache dafür ist vor allem in der ungenauen Messung der Windgeschwindigkeit zu suchen.

Es fällt die geringe Temperaturschwankung im Inneren des Gebäudes auf. Während die Außentemperatur um mehr als 25°C schwankt, variiert die Innentemperatur nur um ca. 5°C. Das verdeutlicht die große Masse des massiv in Lehmbauweise erstellten Gebäudes. Auch zeigt dies, daß sich, trotz der tagsüber geöffneten Tür, der Wärmeaustausch mit der Umgebung durch Luftwechsel stark in Grenzen hält.

Mit dem angeglichenen Modell können nun die aufgeprägten Wärmeströme bei Beheizung des Gebäudes sichtbar gemacht werden. Dazu wird im Modell nur eine feste Raumlufthtemperatur vorgegeben, in diesem Fall 18°C tagsüber und 15°C als abgesenkte Nachttemperatur. Diagramm 3.21 zeigt, daß der Wärmeverlust durch das Dach den größten Anteil trägt. Es folgen die Wärmeströme durch die flächenmäßig großen SW und NO-Wände. Der Luftwechsel hat einen relativ geringen Einfluß, was zum Teil auch an der geringen Luftdichte von 0,833 kg/m³ auf 3700m Höhe liegt.

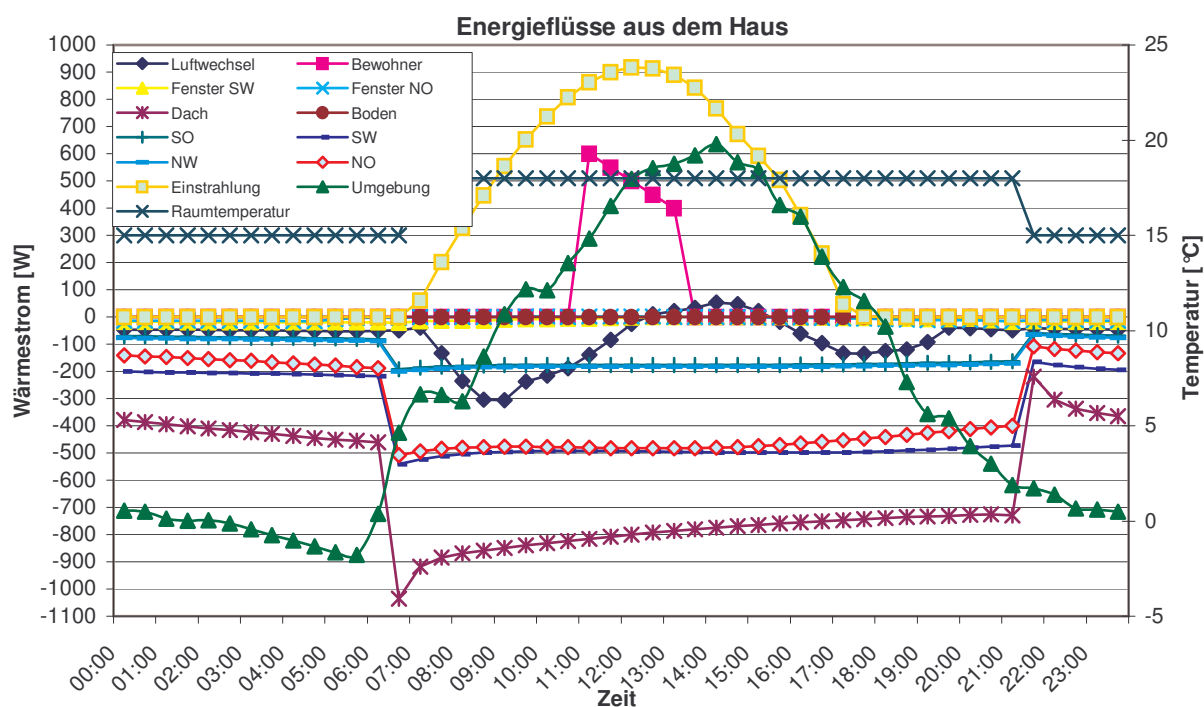


Abbildung 3.21: simulierte Wärmeströme durch die Gebäudehülle

4 Heizenergiebedarf

Mit dem in den vorigen Kapiteln aufgestellten und angepaßten thermischen Modell, läßt sich der Heizenergiebedarf des Hauses bestimmen. Dazu wird der Lufttemperatur im Raum ein fester Sollwert zugeordnet. Die Temperatur kann auch im täglichen Verlauf einem festen Temperaturprofil folgen, so daß man zum Beispiel eine Nachtabsenkung berücksichtigen kann. Der Energiebedarf wird aus der Summe konvektiver Wärmeströme des Raumlufthaltens an die Hüllflächen und aus internen Quellen (Bewohner, Luftwechsel) bestimmt.

4.1 Wetterdaten

Wichtigster Faktor bezüglich des Heizenergiebedarfs ist das Wetter. Aufgrund der geringen Dichte von Wetterwarten im Aktionsgebiet fanden hier Meßwerte aus Stationen im Umkreis von 150 km Verwendung. Verfügbar waren nur monatliche Mittelwerte der Lufttemperatur, der Windgeschwindigkeit und der Einstrahlung. Diagramme 4.2 bis 4.4 zeigen die vorhandenen Wetterdaten.

Aufgrund der besonderen klimatischen Bedingungen auf der Hochebene, wie z.B. der extremen Trockenheit von 15 Prozent relativer Feuchte, sind sich die täglichen Temperatur- und Einstrahlungsverläufe äußerst ähnlich. Diagramm 4.2 zeigt, daß die mittlere tägliche Temperaturamplitude über Monate bei ca. 25°C liegt. Aufgrund von eigenen Messungen konnte ein typisches Temperaturprofil einiger Tage erstellt werden. Entsprechend der monatlich variierenden mittleren Tagestemperatur wird der Temperaturverlauf mit Hilfe eines Offsets angepaßt. So ist es möglich die Wetterdaten in einem Abstand von einer halben Stunde mit dem Simulationsprogramm einzulesen. Liegt die Zeitschrittweite dazwischen, so wird von dem Programm zwischen den Meßwerten interpoliert.

Die Jahressumme der globalen Einstrahlung auf eine horizontale Fläche liegt nach den Angaben der Wetterwarte in La Quiaca (150 km von Misa Rumi entfernt) bei 2360 kWh/m².

Satellitengestützte Messungen der NASA nach dem Surface Solar Energy Daten-Satz (SSE) ergaben für die Zelle 2146 eine Jahressumme von 2115 kWh/m².

Nach Meßdaten der Wetterwarte in La Quiaca beträgt das Einstrahlungsmaximum auf die horizontale Fläche im Dezember ca. 8 kWh/m²d. Das Einstrahlungsminimum tritt mit 5,5 kWh/m²d im Juni auf. Es ist anzumerken, daß die Einstrahlung auf die Horizontale im Winter nur wegen der tiefstehenden Sonne niedriger ist. Es handelt sich sonst um die Zeit mit dem klarsten Himmel.

Die Meßwerte der Wetterwarte und der NASA sind qualitativ kritisch zu betrachten. Die Wetterwarte in La Quiaca verfügt über ein Pyranometer, das selten gewartet wird, die NASA-Werte beziehen sich auf einen gemittelten Wert einer Region von 280 km x 280 km Fläche. Diagramm 4.1 zeigt den typischen Temperatur- und Einstrahlungsverlauf einiger Tage.

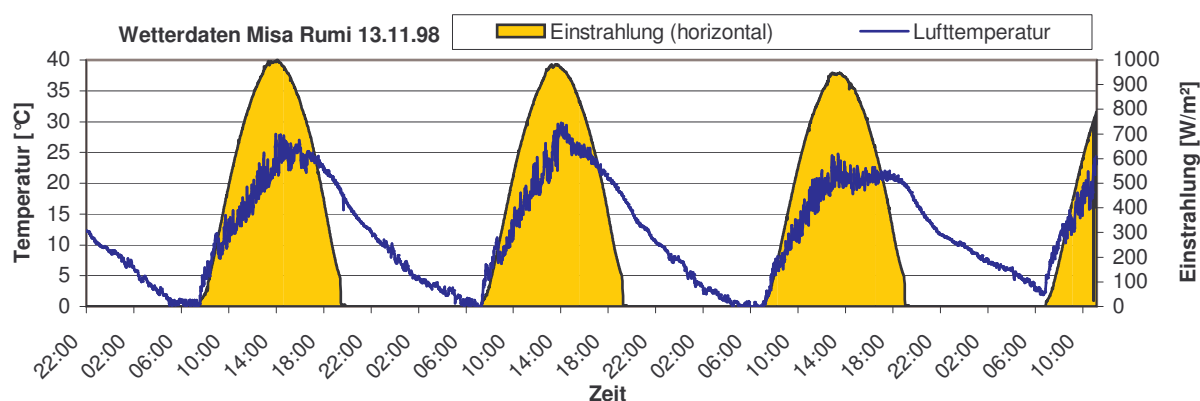


Diagramm 4.1: Tagesverlauf von Temperatur und Einstrahlung

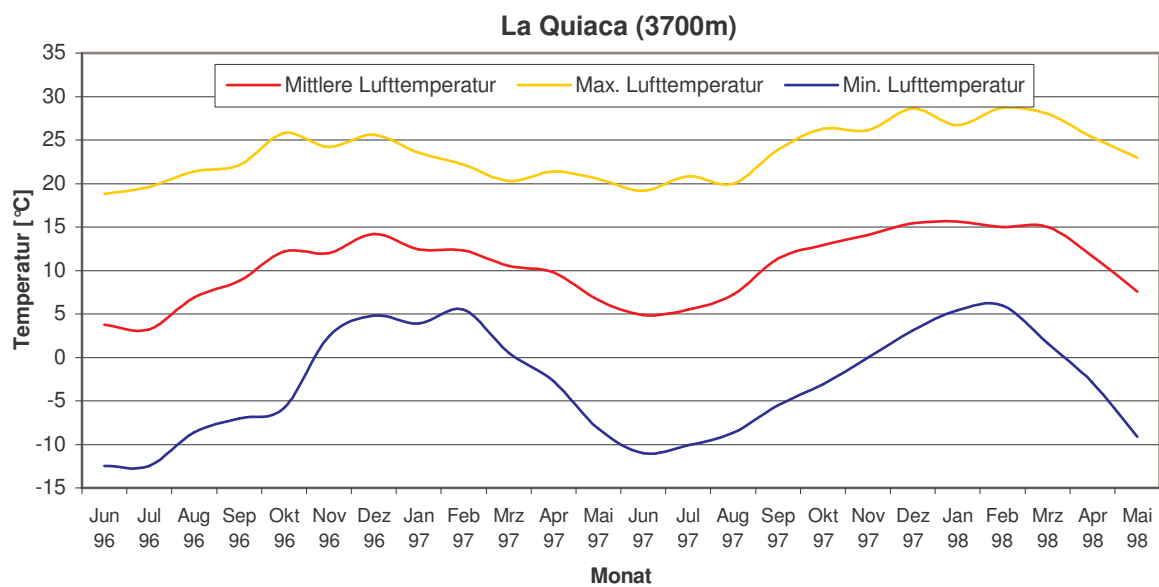


Diagramm 4.1

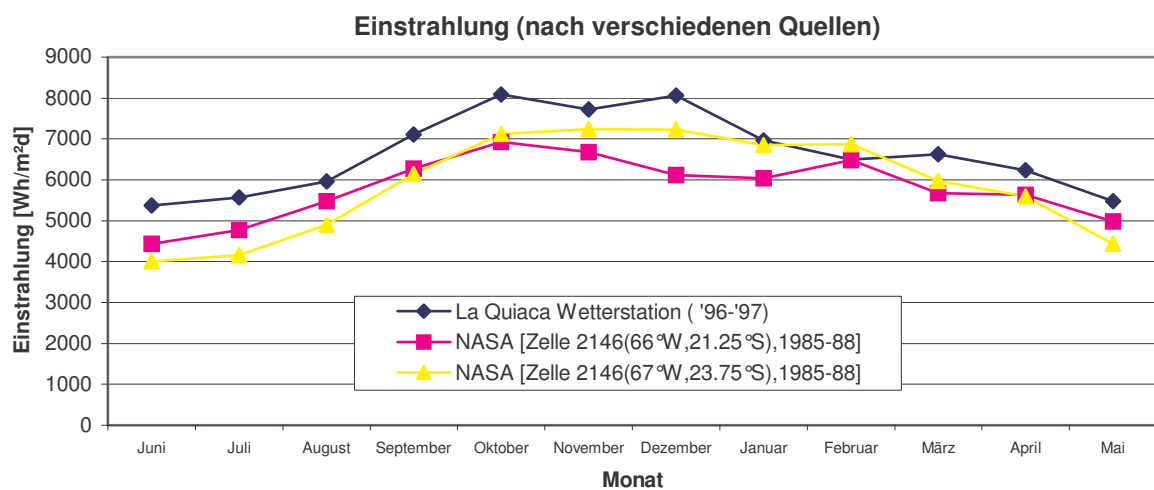


Diagramm 4.2

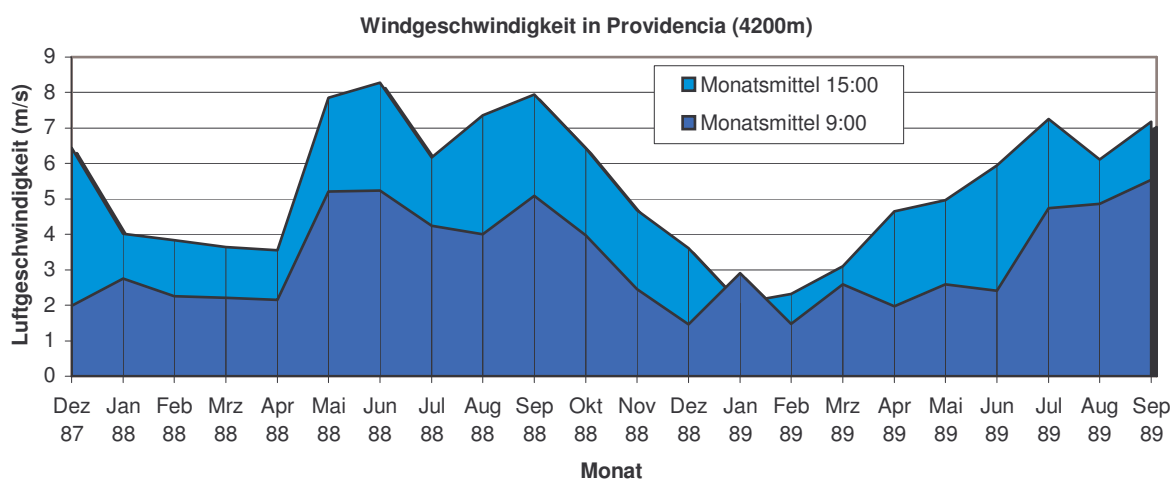


Diagramm 4.3

4.2 Ergebnis

Mit den monatlichen Mittelwerten für Einstrahlung, Temperatur und Wind wurde für jeden Monat der durchschnittliche tägliche Heizenergiebedarf bestimmt. Es wurde über Tag von 8 Uhr bis 22 Uhr von einer Raumtemperatur von 18°C ausgegangen. Nachts wurde die Temperatur auf 15°C abgesenkt. Es ist anzumerken, daß die indianische Bevölkerung an die extremen Temperaturen im Hochgebirge gewöhnt ist und Temperaturen unterhalb unserer Maßstäbe schon als warm empfindet.

Als Luftwechselzahl wurden die in Kapitel 3.7 bestimmten Werte einer Grundlüftung von 0,1 h⁻¹ und einer Stoßlüftung von 0,6 h⁻¹ zugrunde gelegt. Diese Werte entsprechen mit 7,7 m³/h pro Person nicht den deutschen Richtlinien der erforderlichen Luftmenge von 30 m³/h, sondern nach *Rechnagel, Sprenger und Schramek* (1998, S.1431) eher den Werten in den USA (8,5 m³/h) oder Schweden (9,0 m³/h). Zwecks Energieeinsparung kann jedoch auch nach deutscher Norm DIN 1946 Teil 2 die Lüfrate bei Außentemperaturen unter 0°C und über 26°C auf 50 Prozent verringert werden.

Es wurde auf die Einbeziehung interner Wärmequellen, wie der 7 Energiesparlampen á 13 Watt, verzichtet. In diesem Beispiel hätte nur die Körperwärme der 30 Schulkinder signifikanten Einfluß. Um auch mit weniger Personen ein gutes Wohnklima zu gewährleisten, wurde diese Wärmequelle vernachlässigt.

Unter den oben genannten Voraussetzungen schwankt der tägliche Heizenergiebedarf, wie Diagramm 4.4 erkennen läßt, zwischen 17 kWh/d im Sommer (November-Februar) und 64 kWh/d im Juni. Das entspricht einem jährlichen Verbrauch von 116 kWh/(m²a) bei einer Außenlufttemperatur von 9,3°C im Jahresmittel.

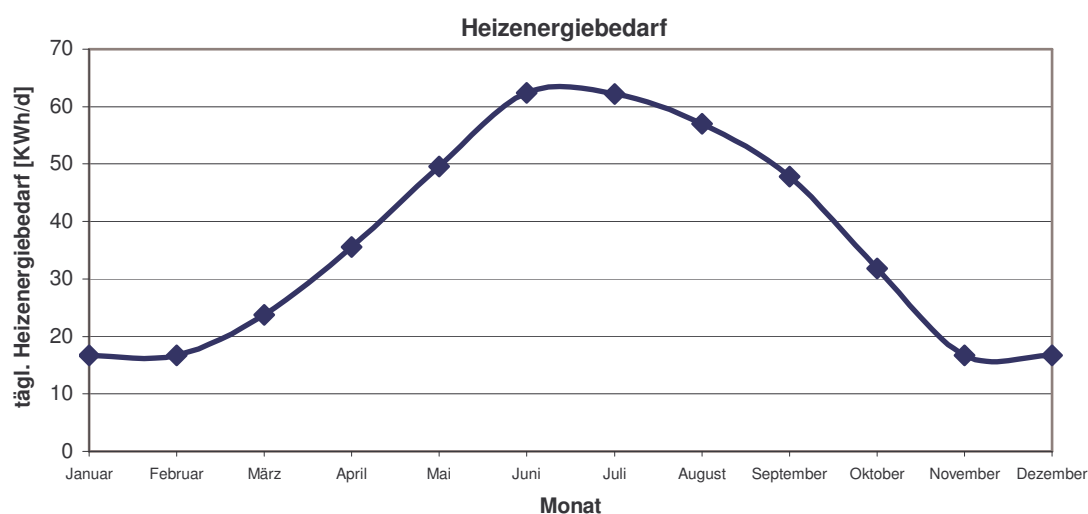


Diagramm 4.4: Simulierter Heizenergiebedarf

Legt man deutsche Verhältnisse zugrunde so erhöht sich der Heizenergiebedarf erheblich. Folgende Tabelle 4.5 für den jährlichen Heizenergiebedarf wurde mit Hilfe des Wetterdatensatzes des Test-Referenz-Jahres (TRY) für die Klimazone 11 der BRD erstellt. Dieser Wetterdatensatz bezieht sich auf die Hochlagen der nördlichen und westlichen Mittelgebirge. Die mittlere jährliche Außentemperatur beträgt 6,14°C, die Windgeschwindigkeit 3,6 m/s und die globale Einstrahlung in der Normalen 1300 kW/m²a.

Für das Raumklima wurde über Tag von 8 Uhr bis 22 Uhr von einer Lufttemperatur von 21°C ausgegangen. Nachts wurde die Temperatur auf 18°C abgesenkt. Es wurden zwei Fälle des Luftwechsels mit einer Grund-/Stoßlüftung von 0,1/0,6 und 0,5/2,5 simuliert. Weiterhin wurde in zwei Fällen, einer Luftdichte von 1,22 kg/m³ auf 0m und 0,75 kg/m³ auf 3700m Höhe, unterschieden.

Auf Meereshöhe und bei erhöhtem Luftwechsel nach deutschen Richtlinien ergibt sich in deutschem Klima ein Heizenergiebedarf des Gebäudes von 440 kWh/m²a. In 3700m Höhe verringert sich der Heizenergiebedarf allein durch die Tatsache der geringeren Luftdichte um 22 Prozent auf 343 kWh/m²a. Bei niedrigerem Luftwechsel ergibt sich durch die geringere Luftdichte eine Einsparung von 16,7 Prozent.

Die Reduzierung des Luftwechsels geht auf Meereshöhe mit einer Verringerung des Heizenergiebedarfs um 25 Prozent einher. Auf 3700m wirkt sich die gleiche Veränderung wegen der geringeren Luftdichte nur um 20 Prozent aus.

	Heizenergiebedarf (Höhe 0m)	Heizenergiebedarf (Höhe 3700m)
Luftwechselzahl 0,1 / 0,6 h ⁻¹	36,2 MWh/a (329 kWh/m ² a)	30,1 MWh/a (274 kWh/m ² a)
Luftwechselzahl 0,5 / 2,5 h ⁻¹	48,4 MWh/a (440 kWh/m ² a)	37,8 MWh/a (343 kWh/m ² a)

Tabelle 4.5: Vergleichsrechnung des Heizwärmebedarfs unter deutschen Klimaverhältnissen.

Der vergleichsweise niedrige Heizenergiebedarf des Gebäudes in den Argentinischen Anden von 116 kWh/m²a kommt vor allem durch die Randbedingungen einer tieferen Raumlufttemperatur, die kleine Luftwechselzahl, die im Jahresmittel höhere Außentemperatur von 9,3°C und die stärkere Einstrahlung zustande. Weiteren großen Einfluß hat die geringe Luftdichte in 3700m Höhe, da der konvektive Wärmeübergang und der Wärmetransport durch den Luftwechsel um ca. 30 Prozent geringer sind (siehe Kapitel 2).

5 Das Energiekonzept

Zur Deckung des Heizenergiebedarfs der Schule ist ein System nötig, daß unter den harten Bedingungen des Hochlandes der Anden bestehen kann. Lange Zufahrtswege von circa 200km Piste haben zur Folge, daß das Dorf Misa Rumi nur sehr unzuverlässig an die Infrastruktur des Tieflandes angebunden ist. Dementsprechend ist es mit Risiko behaftet, sich auf Lieferungen von Brennstoffen, wie Öl, Gas oder Holz aus dem Tiefland zu verlassen. Auch erhöhen sich die Brennstoffkosten durch den Transport.

Wie im Kapitel 4.1 Wetterdaten Diagramm 4.2 ersichtlich ist, herrschen auf dem Altiplano aufgrund des ariden Klimas äußerst günstige Umstände für die Nutzung von Solarenergie. Sogar im Winter, der trockensten Jahreszeit, gibt es noch über 5 kWh/m² pro Tag an Solareinstrahlung auf die Horizontale zu verzeichnen. Angesichts dieser Tatsache wurden verschiedene Konzepte zur Deckung des Heizenergiebedarfs durch Solarenergie untersucht.

Passive Solargewinne

Zuerst wurde der Einsatz einer größeren Verglasung zur Erhöhung der passiven solaren Gewinne simulationstechnisch untersucht. Die 57m² große NO-Wand ist optimal für eine derartige Modifikation geeignet. Es wurde statt der insgesamt 1,8m² großen Fensterfläche eine einfachverglaste Fläche von 13m² angenommen um die direkten solaren Gewinne zu steigern. Im Juni beträgt die Einstrahlung auf die Vertikale in NO-Richtung unter normalen Bedingungen 8,4 kWh/(m²d) und im Sommer noch 3,4 kWh/(m²d), während auf die Horizontale im Juni nur 6,7 kWh/(m²d) und im Sommer aber 9 kWh/(m²d) fallen. Das Energieangebot ist im Juni auf der Fassade um 20% höher als auf der Horizontalen.

Die Simulation macht eine deutliche Verbesserung durch die Maßnahme sichtbar (siehe Diagramm 5.3). Wie in Diagramm 5.3 ersichtlich ist erhöht sich vor allem im Winter, wenn die Sonne tief steht, die mittlere Raumtemperatur um bis zu 5°C gegenüber dem unbeheizten Gebäude. Diagramm 5.4 zeigt den Raumtemperaturverlauf eines Wintertages. Die große Fensterfläche hat durch die starken Verluste durch das Glas den Nachteil der stärkeren Auskühlung des Gebäudes in den Nachtstunden. So fällt die Temperatur im Raum nachts stets wieder auf das Niveau des unbeheizten Gebäudes ab. Um Wärme für die Nacht zu speichern wurde deshalb eine offene und eine geschlossene Variante der Trombe-Wand an der NO- Fassade untersucht.

Abbildung 5.1 zeigt das Prinzip der offenen Trombe Wand. Hier findet zusätzlich zur Aufheizung der Wand auch eine natürliche Konvektion von Luft statt. Die kalte Raumluft wird vom Kollektor angesaugt, erwärmt sich beim Hochströmen und verläßt mit bis zu 50°C den Kollektor in Richtung Raum.

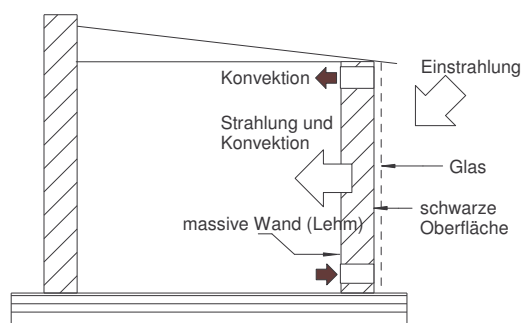


Abbildung 5.1: Trombe-Wand

Um die Trombe-Wand zu simulieren, wurde sie als einfachverglaster Fassadenkollektor mit 23m² Fläche ohne Isolation auf der NO-Fassade angenommen. Mit dieser Vereinfachung ist es möglich den Energieeintrag zu berechnen, nicht aber die Wärmespeicherung. Die konvektiven Übergänge und die Strahlungsübergänge wurden nach Kapitel 6 berechnet. Die Sonneneinstrahlung auf den Kollektor nach Kapitel 3.3.

Es hat sich gezeigt, daß der Sonnenenergieeintrag geringer ist, wie zum Beispiel durch einen Kollektor auf dem Dach. Das ist vor allem damit zu erklären, daß die Hauptarbeitszeit des einfach verglasten Fassadenkollektors in den sehr kalten Morgenstunden liegt. Dadurch sind die vorderseitigen Verluste höher. Diagramm 5.2 zeigt den Vergleich der mittleren täglichen Energieausbeute eines Luftkollektors mit 23m² Fläche auf dem Dach und an der NO-Fassade.

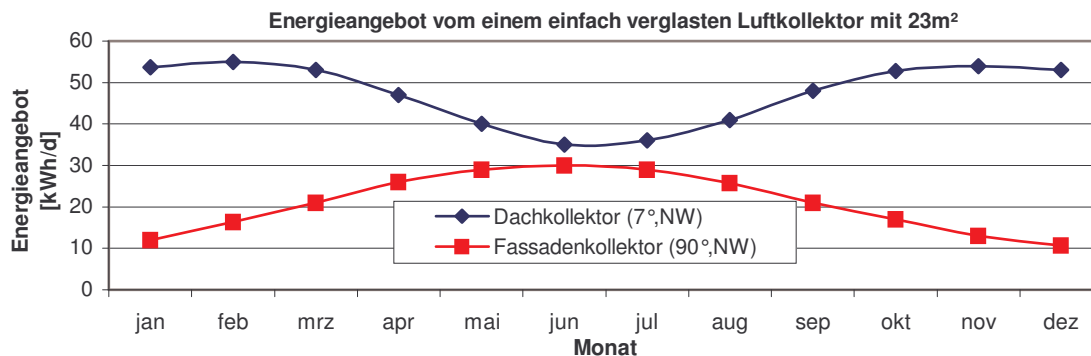


Diagramm 5.2: Monatliches Energieangebot eines horizontalen und eines Fassadenkollektors

Ein weiteres Problem der Trombe Wand ist, daß die in den Nachtstunden an den Innenraum abgegebene Wärme nicht ausreichend ist. Dies ist durch die relativ hohen Verluste an der Kollektorseite zu begründen. Die Wand verliert ihre Energie nach beiden Seiten hin. Es müßte also eine nächtliche Abschirmung der Trombe Wand nach Außen installiert werden. Auch ist Dämpfung der Temperatur durch die große Wanddicke von 40cm zu groß. Die Temperatur erreicht mit einer Phasenverschiebung von ca. 6h, nachdem auf der Außenseite bis zu 50°C erreicht wurden, auf der Innenseite ein Maximum von nur 15°C. Das Optimum der Wanddicke liegt bei ca. 20cm. Es wäre alleine aus statischen Gründen schwierig von der vorhandenen 40cm dicken Wand die Hälfte abzunehmen.

Das Ergebnis der Simulation ist eine Erhöhung der mittleren Raumtemperatur im Juni von 5,6°C auf 9,6°C. Dabei wurden die gesamten 57m² der Fassade als Trombe-Wand eingesetzt und eine Wanddicke von 20cm angenommen.

Aus den oben genannten Gründen, der geringen Energieausbeute des Kollektors und der unzureichenden Speicherkapazität für die Nachtstunden, lohnt sich der Einsatz der NO-Fassade in diesem Fall fraglich.

Aktives Solarsystem

Es wurde daraufhin ein aktives Solarsystem untersucht, das mit einem dachintegrierten Kollektor arbeitet. Damit ist zum einen der beste Jahresenergieertrag gewährleistet und zum anderen die Übertragbarkeit auf andere Gebäude gegeben. Als Wärmeträger wird Luft verwendet. Das hat gegenüber Wasser den Nachteil, daß es nur einen Bruchteil der Wärmeenergie beinhaltet, dafür ist eine derartige Anlage jedoch einfach zu erstellen, unempfindlich gegenüber den tiefen Temperaturen im Hochgebirge und ferner wartungsarm.

Es handelt sich nun um ein aktives System, da die warme Luft mit Energieaufwand vom Dach nach unten transportiert werden muß. Als Antriebseinheit wird ein Ventilator eingesetzt, der den Strom direkt aus einem Solarmodul bezieht.

Es wurde die Möglichkeit untersucht den Warmluftkollektor durch eine Installation zu ersetzen, die warme Luft direkt unter dem Blechdach absaugt. Damit hätten die Anlagenkosten halbiert werden können. Das Blechdach kam bei Messungen im Mai auf die gewünschte Temperatur von 60°C in der Mittagssonne. Es stellte sich aufgrund fehlender Wetterdaten jedoch erst später heraus, daß typischerweise im Mai bis Oktober (der kältesten Jahreszeit) starker Wind von durchschnittlich 5m/s auftritt (siehe Diagramm 4.3). Eine Nutzung des erwärmten Blechdachs wurde damit unmöglich, da der starke Wind eine Abkühlung des Blechs auf 35°C zur Folge hatte.

Als Wärmepeicher für die Nacht wurde ein Kiesbettspeicher konzipiert, der von der solar erwärmten Luft aus dem Kollektor geladen wird. Der Speicher ist über einen Luftkanal mit dem Kollektor verbunden. Über Öffnungen kann kontrolliert Wärme in Form von warmer Luft aus dem Speicher entweichen.

	Passives System (verglaste NO-Fassade)	Aktives System (Luftkollektor auf dem Dach)
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> Kostengünstig Einfach zu bauen 	<ul style="list-style-type: none"> Übertragbar auf andere Gebäude Wärme durch Benutzer steuerbar (Speicher) Mehr Energieangebot Überschußwärme nutzbar für Warmwasser Überschußstrom nutzbar für elektrische Kleinanlagen
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> Selten bei Altbestand möglich (durch falsche Ausrichtung usw.) Kein gut funktionierender Wärmespeicher Weniger Energieangebot (da Fassade genutzt wird) 	<ul style="list-style-type: none"> Teuer Mehr Know-How nötig

Diagramme 5.3 und 5.4 zeigen einen Vergleich der passiven Systemvariante (13m² Glasfassade an der NO-Wand) und dem aktiven System mit Kiesbettspeicher und 23m² großem Luftkollektor auf dem Dach. Das aktive System wird über die in Kapitel 6 und 7 beschriebenen Modelle berechnet.

Die mittlere Raumtemperatur über das Jahr ergibt sich für das unbeheizte Haus zu 10,2°C, für das Haus mit passiver Nutzung zu 12,9°C und für das aktive System zu 16,6°C.

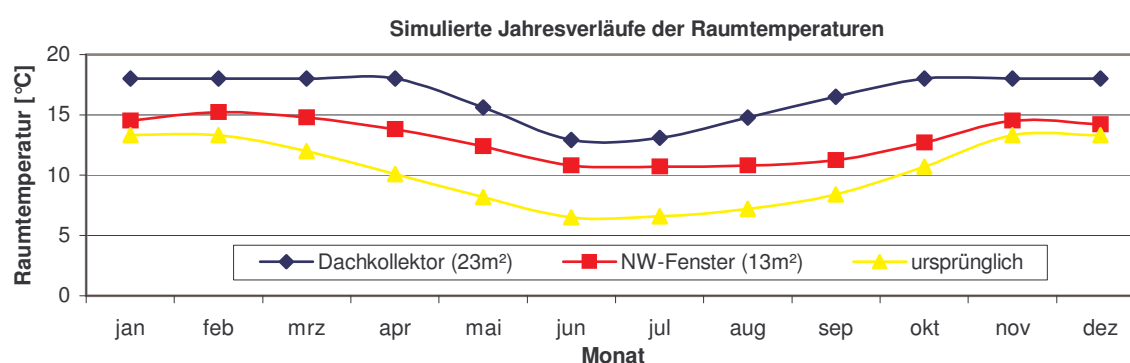


Diagramm 5.3: Vergleich der simulierten Raumtemperatur im Monatsmittel

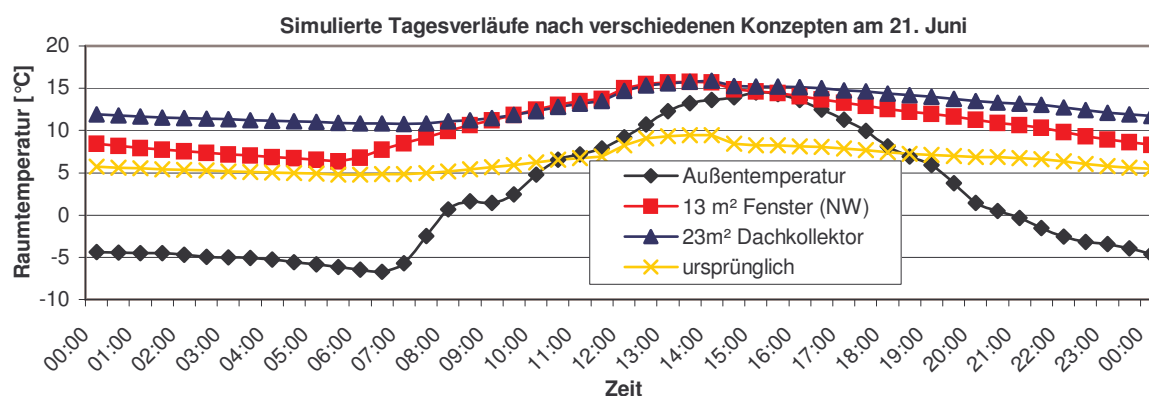


Diagramm 5.4: simulierter Verlauf der Raumtemperatur an einem typischen Wintertag

Diagramm 5.5 zeigt den simulierten Heizenergiebedarf über das Jahr für das Gebäude mit und ohne Isolation. Der Deckungsgrad des Energiebedarfs ergibt sich aus dem Anteil des durch den Solarkollektor gedeckten Bedarfs zu 89% für das unisolierte Gebäude bzw. zu 90,7% für das Gebäude mit isoliertem Dach. Der Deckungsgrad bezieht sich dabei auf eine Temperatur von 18°C zwischen 8 und 22 Uhr und eine Nachtabsenkung von 15°C. In den Sommermonaten Oktober bis April lässt sich der Wärmeüberschuss zur weiteren Erhöhung der Raumtemperatur einsetzen bzw. zur Erzeugung von Warmwasser. Die mittlere Raumtemperatur kann bis auf die Monate Mai bis September mit 18°C aufrecht erhalten werden. Die Minimaltemperatur beträgt im Juni statt 6,5°C nunmehr 12,9°C.

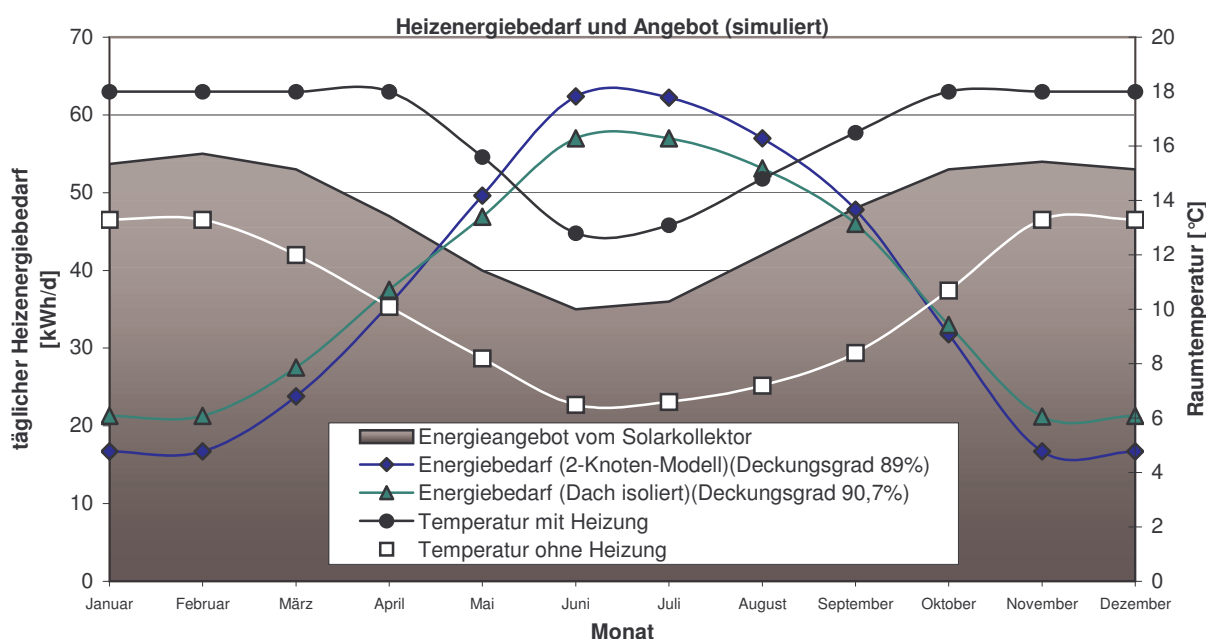


Diagramm 5.5: Simulierter Heizenergiebedarf und das Angebot vom Solarkollektor, sowie die aus der Deckungsrate resultierende Raumlufttemperatur.

Aufgrund der schon oben genannten Vorteile, der Übertragbarkeit auf andere Gebäude, der Nutzungsmöglichkeit der Überschusswärme für Warmwasser und des höheren Deckungsgrades wurde das Konzept des aktiven Systems ausgewählt. Die folgenden Kapitel geben einen weiteren Einblick in die Systemkomponenten, ihr Zusammenwirken und die praktischen Ergebnisse.

6 Der Luftkollektor

Das Heizungssystem verwendet einen solaren Luftkollektor mit überströmtem Absorber als Wärmequelle. Der Kollektor ist auf dem Dach des zu heizenden Gebäudes angebracht. Der Kollektor besteht aus einem Luftkanal, der oben durch eine einfache Verglasung abgedeckt. Nach unten schließt er durch ein schwarzes Absorberblech ab. Unter dem Absorberblech befindet sich eine Isolierung, um die Wärmeverluste durch Leitung nach unten gering zu halten. Der Kollektor muß so ausgelegt sein, daß er an einem Wintertag die Wärmemenge liefert, die zur Heizung des Gebäudes Tag und Nacht gebraucht wird. Um die Masse des Wärmespeichers gering zu halten muß der Kollektor außerdem eine ausreichend hohe Lufttemperatur erzeugen. Die Abmessungen des Kollektors werden über eine Simulation berechnet. Die Simulation bezieht die örtlichen Gegebenheiten, wie Orientierung und Neigungswinkel des Kollektors, sowie Wetterdaten mit ein. Für die Simulation wurde ein thermisches Kollektormodell erstellt, daß in folgendem Kapitel beschrieben wird.

6.1 Das Kollektormodell

Ein Schema der wirkenden Energieströme durch Konvektion und Strahlung in einem Luftkollektor zeigt Abbildung 6.1:

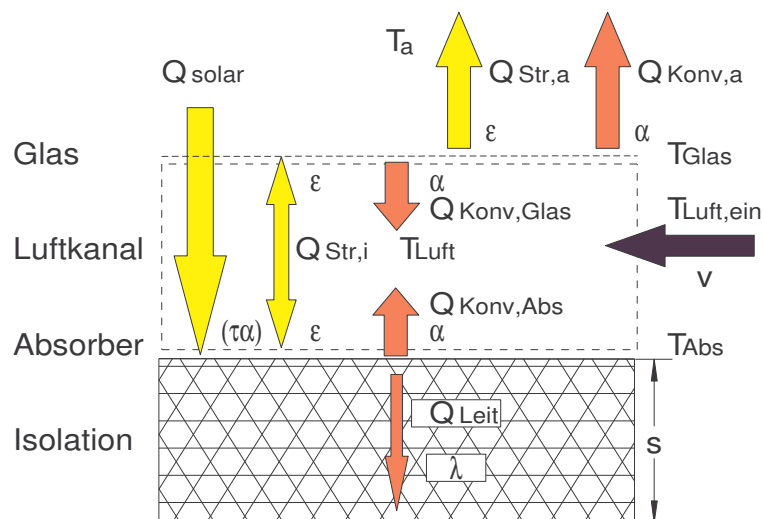


Abbildung 6.1: Wärmeströme in einem Luftkollektor

Zur Berechnung werden dem Absorberblech, der Glasabdeckung und dem Luftvolumen thermische Trägheiten zugeordnet. Man könnte die thermische Trägheit des Absorbers und der Abdeckung wegen ihrer geringen Masse eigentlich vernachlässigen und die Temperatur des Bauteils iterativ bestimmen. Die Vorgehensweise hat jedoch den Vorteil, daß Rechenzeit eingespart wird, da nicht bei jedem Zeitschritt eine neue Iteration durchgeführt werden muß. Das Energiegleichgewicht läßt sich jeweils durch eine Differenzialgleichung beschreiben. Es gilt für die Glasabdeckung:

$$m_{Glas} \cdot c_{p,Glas} \cdot \frac{\partial T_{Glas}}{\partial t} = r \cdot (1 - \tau_{\alpha}) \cdot \dot{Q}_{Solar} + \dot{Q}_{Str,a} + \dot{Q}_{Konv,a} + \dot{Q}_{Str,i} + \dot{Q}_{Konv,Glas} \quad (6.1)$$

mit dem Reflexionsfaktor r und dem Transmissionsfaktor für Absorption τ_{α} .

Für den Luftstrom gilt folgende Beziehung

$$V_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot \frac{\partial T_{Luft}}{\partial t} = A \cdot v_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{Luft} - T_{Luft,ein}) - \dot{Q}_{Konv,Abs} - \dot{Q}_{Konv,Glas} \quad (6.2)$$

mit der Querschnittsfläche A des Luftkanals. Am Absorber wirkt das Energiegleichgewicht:

$$m_{Abs} \cdot c_{p,Abs} \cdot \frac{\partial T_{Abs}}{\partial t} = (\tau\alpha) \cdot \dot{Q}_{Solar} - \dot{Q}_{Str,i} + \dot{Q}_{Konv,Abs} + \dot{Q}_{Leit} \quad (6.3)$$

6.1.1 Langwellige und kurzwellige Strahlungsübergänge

Die Sonneneinstrahlung Q_{solar} , die auf das Glas trifft, erreicht nur zum Teil den Absorber. Ein Teil wird am Glas reflektiert, oder im Glas absorbiert. *Duffie and Beckman* (1980, S.221) geben für die **Transmission** einer Glasabdeckung unter Vernachlässigung der Polarisierung eine vereinfachte Beziehung an:

$$\tau \cong \tau_{\alpha} \cdot \tau_r \quad (6.4)$$

Die Bestimmung der Absorptions- und Reflexionsverluste τ_{α}, τ_r wurde bereits in Kapitel 3.3 behandelt.

Die Strahlung, die das Glas passiert hat, trifft auf den schwarzen Absorber. Nach dem Kirchhoffschen Gesetz ist der spektrale Emissionsgrad eines nicht selektiven Strahlers gleich seinem Absorptionsgrad bei gleicher Temperatur:

$$\alpha_{\lambda}(T) = \varepsilon_{\lambda}(T) \quad (6.5)$$

Der Absorptionskoeffizient des Absorbers, α gibt an, zu welchem Teil die Strahlung absorbiert wird. Man kann den Absorptionskoeffizienten des Absorbers mit dem Transmissionskoeffizienten der Abdeckung zu einem Faktor ($\tau\alpha$) zusammenfassen, der die Konfiguration aus Absorber und Abdeckung beschreibt. Der Faktor ($\tau\alpha$) wird durch Mehrfachreflexionen zwischen Absorber und Abdeckung beeinflusst, da der Anteil, der nicht am Absorber aufgenommen wurde, als vorwiegend diffuse Strahlung in Richtung Abdeckung zurückreflektiert wird. An der Abdeckung selber wird wieder ein Teil Richtung Absorber reflektiert. Die Mehrfachreflexion wiederholt sich in einer unendlichen Reihe. Der letztendlich absorbierte Anteil ist:

$$(\tau\alpha) = \tau \cdot \alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha) \cdot r]^n = \frac{\tau \cdot \alpha}{1 - (1-\alpha)r} \quad (6.6)$$

dabei ist r der zurückreflektierte diffuse Anteil $r = 1 - \tau_{r,diff}$.

Neben dem kurzwelligen Strahlungsausgleich gibt es zwischen Absorber und Abdeckung und zwischen Abdeckung und Umgebung einen **langwelligen Strahlungsaustausch**.

Der Wärmestrom zwischen Absorber und Abdeckung wird durch folgende Formel bestimmt:

$$\dot{Q}_{12} = \varphi_{12} \cdot A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sigma_s \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (6.7)$$

In die Formel geht weiterhin die Einstrahlzahl φ ein, welche die Stellung der Flächen zueinander berücksichtigt. In allgemeiner Form wird φ durch folgende Beziehung bestimmt:

$$\varphi_{12} = \frac{1}{\pi \cdot A_1} \cdot \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2}{s^2} \cdot dA_1 \cdot dA_2 \quad (6.8)$$

Die Lösung des Doppelintegrals kann je nach Geometrie sehr komplexe Formen annehmen. Man findet jedoch in der Literatur für bestimmte Fälle, wie in diesem Fall zwei parallele Platten, bereits Lösungen (siehe Gleichung 3.49).

Betrachtet man den langwelligen Strahlungsaustausch des Kollektors mit der Umgebung, so kann die Abdeckung als Fläche in einer unendlichen Halbkugel angesehen werden. Der Strahlungsausgleich mit dem Umgebungsboden kann bei schwach geneigten Kollektoren, wie in diesem Fall, vernachlässigt werden. Damit kann φ als 1 angenommen werden.

Für den Wärmestrom ergibt sich folgende Gleichung, wobei der langwellige Emissionskoeffizient des Himmels und des Glases ideal als 1 angenommen wird:

$$\dot{Q}_{Str,Glas} = \sigma_s \cdot A_{Glas} \cdot (T_{Himmel}^4 - T_{Glas}^4) \quad (6.9)$$

Ein Problem stellt die Bestimmung der Himmelstemperatur dar. Kapitel 3.2.1 behandelt dessen Berechnung.

6.1.2 Konvektive Übergänge

Es treten Wärmeströme sowohl durch **erzwungene**, wie **freie Konvektion** auf. Der Wärmeübergangskoeffizient an der Außenoberfläche hängt stark vom Wind ab. Empirische Formeln verschiedener Autoren divergieren stark in der Bewertung dieses Faktors (siehe Kapitel 3.1). Hier wurde die Formel von *Watmuff* (1977) nach *Duffie und Beckmann* (1980, S.174) angewendet:

$$\alpha = 2,8 + 3 \cdot v_{Wind} \quad (6.10)$$

Um die Abhängigkeit von der Luftdichte berücksichtigen zu können, wurde ein Faktor in die Gleichung eingeführt (siehe Kapitel 3.1). Die modifizierte Formel ist proportional zum Luftdruck:

$$\alpha = \frac{p}{1,013} \cdot (2,8 + 3 \cdot v) \quad (6.11)$$

Der konvektive Wärmeübergang des Absorbers an die darüberstreichende Luft besitzt ebenfalls eine freie und eine erzwungene Komponente. Die erzwungene Komponente wiederum ist zusammengesetzt aus einer laminaren und einer turbulenten Strömung. Der Wärmeübergang bei einer gerichteten Luftströmung ist besser untersucht. Nach dem *VDI-Wärmeatlas* (Ga1) lässt sich der laminare Anteil durch folgende Gleichung einer längsangeströmten, ebenen Platte mit laminarer Grenzschicht berechnen:

$$Nu_{lam} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (6.12)$$

mit $Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr}$ (6.13)

und $Re = \frac{v \cdot l}{\nu} < 10^5$ (6.14)

Die Länge l stellt die überströmte Plattenlänge dar. Die Stoffwerte sind für eine mittlere Fluidtemperatur von $T_m = (T_{ein} + T_{aus})/2$ einzusetzen.

Der turbulente Anteil ergibt sich nach dem VDI-Wärmeatlas zu :

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (6.15)$$

Der Gültigkeitsbereich liegt bei $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$.

In der Praxis besteht die Strömung oft aus einer Mischung aus laminaren und turbulenten Anteil. Diese kann nach dem *VDI-Wärmeatlas* (1988, Ga1) durch eine Mittelkurve dargestellt werden. Diese berechnet sich aus:

$$Nu = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (6.16)$$

Die **freie Konvektion** überlagert nach dem *VDI-Wärmeatlas* (1988, Fa5) die erzwungene. Der Wärmeübergang wird wiederum mit der Nusselt-Zahl bestimmt:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (6.17)$$

Die Länge l stellt hier eine charakteristische Überströmlänge dar, die sich aus dem Quotienten der Fläche der Platte durch den Umfang ihrer Projektionsfläche berechnet.

$$l = \frac{A}{U} \quad (6.18)$$

Die Nusselt-Zahl ist eine Funktion der Raleigh-Zahl $Ra = Gr \cdot Pr$:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_\infty - \rho_0}{\rho_\infty} \quad (6.19)$$

mit $\frac{\rho_\infty - \rho_0}{\rho_\infty} = \beta \cdot \Delta T = \beta \cdot (T_0 - T_\infty)$ (6.20)

Der thermische Ausdehnungskoeffizient β für ideales Gas lautet:

$$\beta = \frac{1}{(273 + T_m)} \quad (6.21)$$

Die Stoffwerte sind für die mittlere Fluidtemperatur $T_m = (T_0 + T)/2$ anzunehmen.
Für die Oberseite einer beheizten Platte ergibt sich für die Nusselt-Zahl die Beziehung

$$Nu = 0,766 [Ra \cdot f_2(Pr)]^{1/5} \quad (6.22)$$

für laminare Strömung, mit $Ra \cdot f_2(Pr) < 7 \cdot 10^4$ und

$$Nu = 0,15 [Ra \cdot f_2(Pr)]^{1/3} \quad (6.23)$$

für turbulente Strömung mit $Ra \cdot f_2(Pr) > 7 \cdot 10^4$.

Die Funktion $f_2(Pr)$ berücksichtigt den Einfluß der Prandtl-Zahl im gesamten Bereich $0 < Pr < \infty$.

$$f_2(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{11/20} \right]^{-20/11} \quad (6.24)$$

Ein weiterer Wärmestrom tritt auf der Rückseite des Absorbers durch **Wärmeleitung** auf.
Dieser wird aus der Wärmeleitfähigkeit des Isolationsmaterials, dessen Dicke s und der Temperaturdifferenz auf beiden Seiten bestimmt zu:

$$\dot{Q}_{Leit} = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot (T_{Umgebung} - T_{Abs}) \quad (6.25)$$

6.2 Ausführung des Luftkollektors



Abbildung 6.2: Ansicht des Kollektors

Der Kollektor umfaßt eine Fläche von 26 m². Die Verglasung ist aus 32 einzelnen Scheiben mit jeweils 100cm x 80cm aufgebaut. Diese sind an den gemeinsamen Kanten mit Silikon abgedichtet. An den Auflagekanten lagern die Gläser in Gummi U-Profilen.

Mit 50mm x 5mm Flachstahl werden die Gläser an den Holzrahmen gepreßt. Als Absorber dient 0,3mm dickes verzinktes Eisenblech, das mit schwarzer Teerfarbe lackiert ist. Die Isolation darunter kann aus Stroh, Wolle oder Glasfaser bestehen. Abbildung 6.3 zeigt einen Schnitt durch den Kollektor.

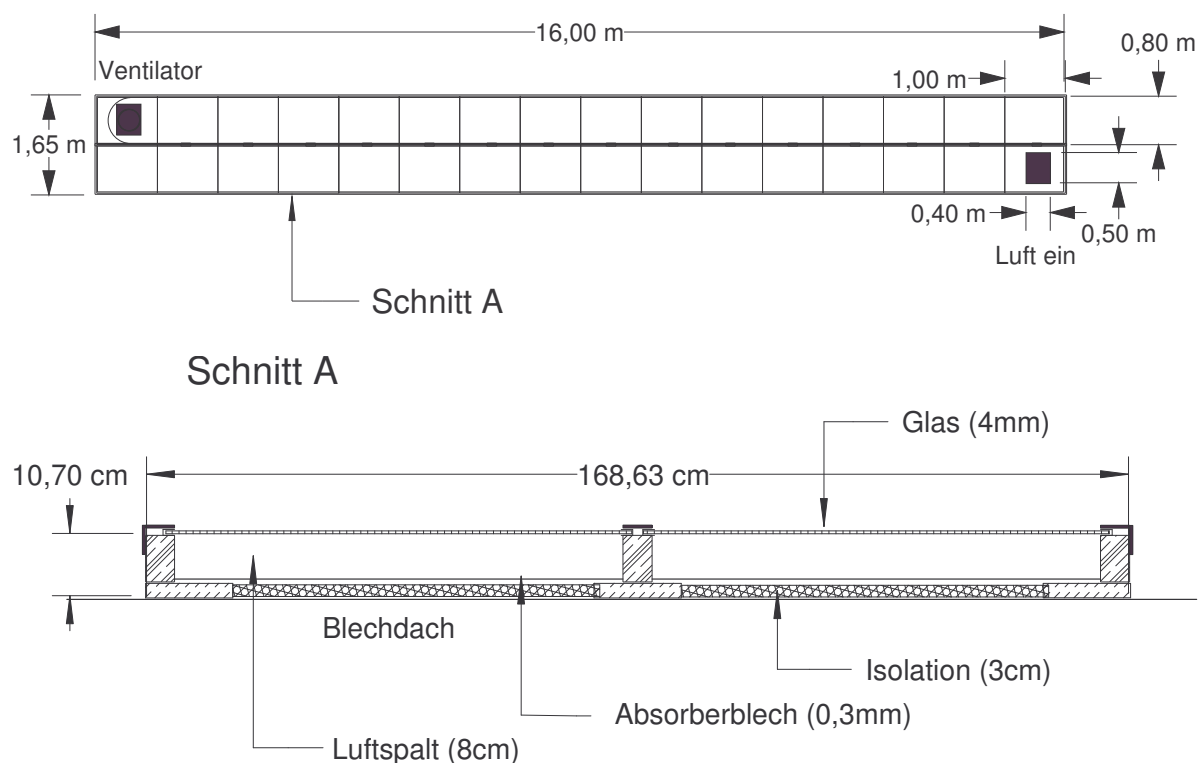


Abbildung 6.3: Bauplan des solaren Warmluftkollektors

6.3 Simulationsergebnis

Um den Kollektor zu simulieren wurde er in fünf diskrete Abschnitte entlang der Durchströmungsrichtung aufgeteilt. Für jeden Abschnitt wurde über die Energiebilanz die Temperaturerhöhung des Luftstroms berechnet. Der ausgehende Volumenstrom und die entsprechende Temperatur dienen wiederum dem nachfolgenden Abschnitt als Eingangsparameter.

Zur Validierung des Simulationsmodells wurde zunächst ein 4m langer Versuchskollektor erstellt. Mit Hilfe des Datenloggers wurde die Lufteingangs- und ausgangstemperatur des Kollektors in Mittelwerten aus Sekundenintervallen jede Minute aufgezeichnet. Weitere Temperatursensoren wurden über die Länge des Kollektors, auf dem Absorberblech im Luftkanal und der Glasabdeckung verteilt. Die Umgebungstemperatur wurde strahlungsgeschützt gemessen. Die globale Einstrahlung wurde mit dem Kurzschlußstrom über einer Photodiode in der Ebene des Kollektors erfaßt. Mit einem Handanemometer wurde der Volumenstrom über dem Querschnitt des Strömungskanals jede halbe Stunde gemittelt. Die Windgeschwindigkeit wurde ebenfalls nur jede halbe Stunde in Höhe des Kollektors gemessen. Die eingesetzten Meßgeräte werden im Anhang beschrieben.

Mit Hilfe der erhaltenen Meßwerte konnte der Absorptionskoeffizient des Glases und des Absorberblechs sowie die Leitfähigkeit der rückseitigen Isolation angepaßt werden. Die Maße des endgültigen Kollektors wurden über eine Simulation des virtuell vergrößerten Modellkollektors bestimmt.

Diagramm 6.4 zeigt einen Vergleich der simulierten und gemessenen Temperaturen des endgültigen Kollektors. Generell ist eine sehr gute Übereinstimmung festzustellen. Größere Abweichungen von bis zu 2°C sind vor allem durch die nur überschlägig gemessene Windgeschwindigkeit zu erklären. In der Zeit bis 12 Uhr ist es an diesem Tag windstill und die Simulationsergebnisse weichen um bis zu 1°C von den gemessenen ab.

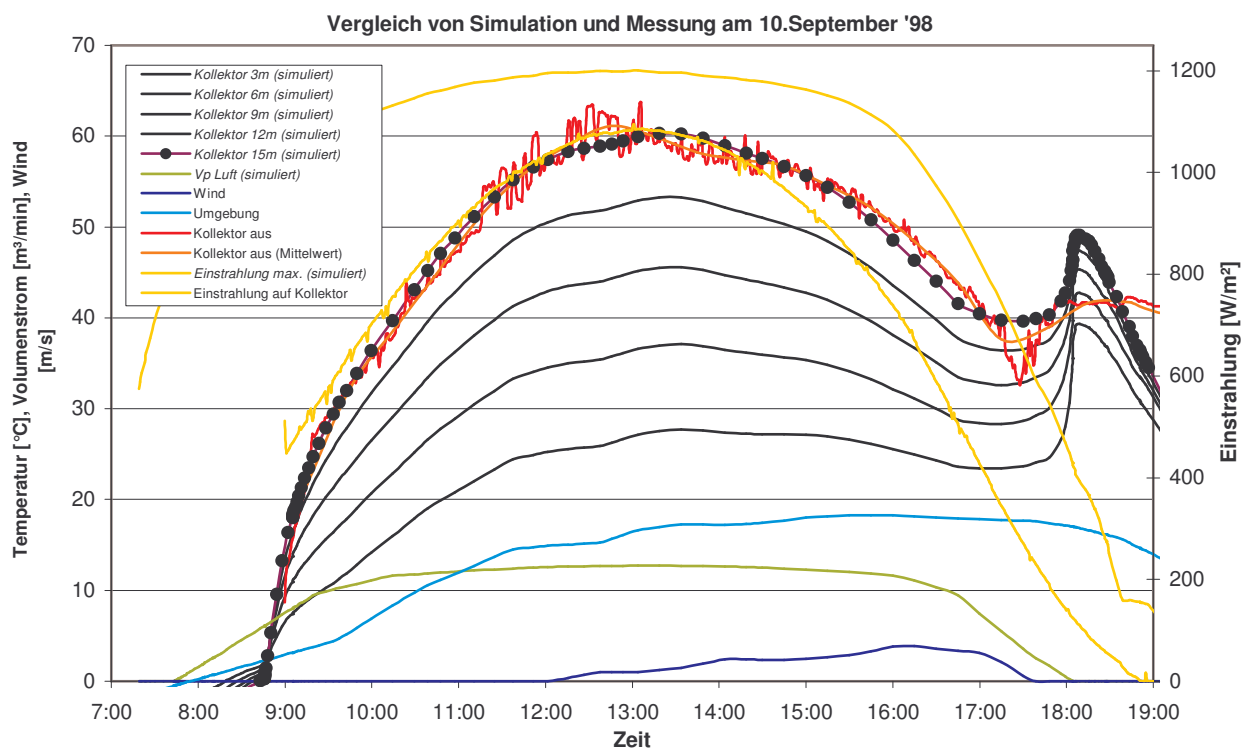


Diagramm 6.4: Vergleich des simulierten mit dem gemessenen Temperaturverlauf am Kollektorausgang

Aus der Messung des 10. September ergab die auf die Fläche des Kollektors treffende Energiesumme 178,8 kWh. Die Summe der nutzbaren Wärmeenergie beträgt 48,8 kWh, das entspricht einem mittleren Wirkungsgrad von 27,3 Prozent.

Das Simulationsmodell berechnet eine eingestrahlte Energiesumme von 188,2 kWh und eine nutzbare Wärmeenergie von 49,8 kWh, was einem mittleren Wirkungsgrad von 26,5 % entspricht. Im Rahmen der hier benötigten Genauigkeit ist das Modell mit einer Unterbewertung des Wirkungsgrades um ca. 0,8% völlig ausreichend. Den größten Einfluß haben die Meßfehler des Volumenstroms.

Im Vergleich zu diesen Ergebnissen sind die Ergebnisse einer Simulation interessant, wenn man den Kollektor, unter sonst gleichen Bedingungen, auf Meereshöhe bei einem Luftdruck von 1,013 bar betreiben würde. Diagramm 6.5 zeigt das Ergebnis.

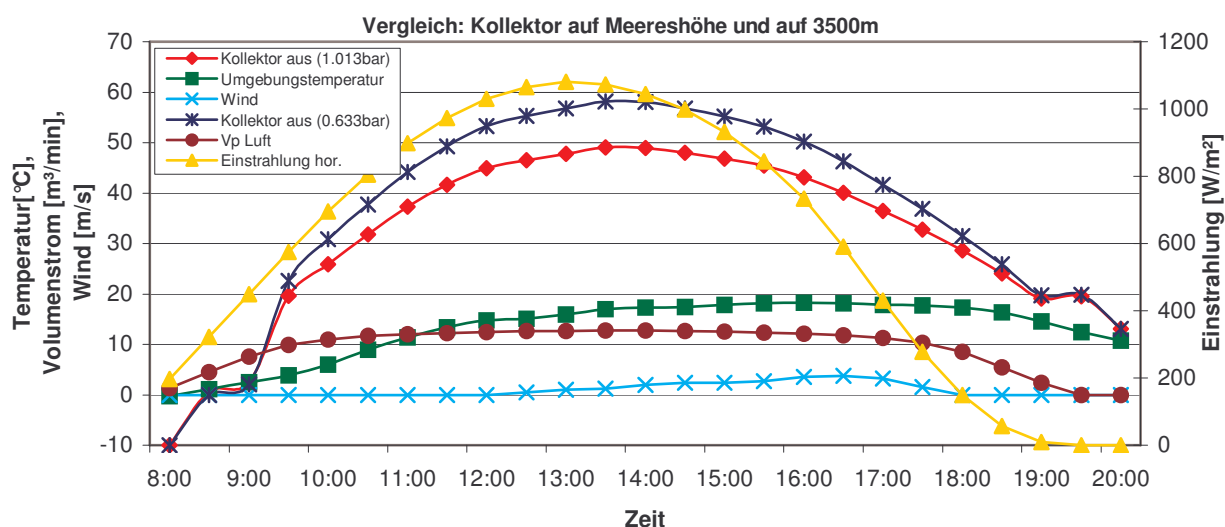


Diagramm 6.5: Simulierte Ausgangstemperaturen des Kollektors auf Meereshöhe und auf 3700m Höhe.

Der Energieertrag steigt mit dem Druck von 1,013 bar um 25 Prozent an und hat einen resultierenden mittleren Wirkungsgrad von 33,5 Prozent zur Folge. Dieses Ergebnis gilt nur für die Annahme, daß der durch den Ventilator erzeugte Volumenstrom in beiden Fällen gleich groß ist. Der Luftvolumenstrom kann in 3700m Höhe aufgrund seiner geringeren Dichte weniger Energie aufnehmen. Die Lufttemperatur am Ausgang des Kollektors steigt um fast 10K an. Die höhere Temperatur im Kollektor hat auch größere Verluste an die Umgebung zur Folge. In der Realität nimmt der Luftvolumenstrom bei gleicher Antriebsleistung in der großen Höhe jedoch etwas zu, da der Druckverlust im System bei gleicher Luftgeschwindigkeit mit der größeren kinematischen Viskosität abnimmt. Die Volumenstromerhöhung gilt jedoch nur, wenn der Ventilator bei erhöhter Drehzahl nicht zu sehr aus seinem Auslegungspunkt herauswandert (siehe Kapitel 6.4).

Diagramme 6.6 und 6.7 zeigen die Kollektorkennlinien. Diagramm 6.6 stellt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Differenz der mittleren Lufttemperatur im Kollektor und Umgebung, sowie des Volumenstroms bei einer festen Einstrahlung in der Normalen dar. Es wird eine globale Einstrahlung von 1000W/m² mit 50W/m² Diffusanteil angenommen. Die Variation des Volumenstroms und der Luftdichte ergibt unterschiedliche Kennlinien. Der maximale Wirkungsgrad liegt demnach bei 55 Prozent für eine Luftdichte von 1,225 kg/m³, einen Volumenstrom von 0,2 m³/s und einer Einstrahlung von 1000W/m². Bei der Luftdichte von 0,75 kg/m³ liegt der entsprechende Wirkungsgrad aus oben genannten Gründen nur noch

bei 49 Prozent. Die unterschiedlichen Steigungen der Kennlinien bei verschiedener Luftdichte sind auf die dichteabhängigen konvektiven Verluste und Masseströme zurückzuführen. Bei geringer Luftdichte nehmen die konvektiven Verluste ab, die Stillstandstemperatur steigt und die Kennlinie schneidet die x-Achse erst später. Ist die Luftdichte dagegen hoch, so nimmt der Massenstrom und die damit abgeführte Wärme zu. Die Kollektortemperatur sinkt, die äußeren Verluste nehmen ab und damit erhöht sich der Wirkungsgrad.

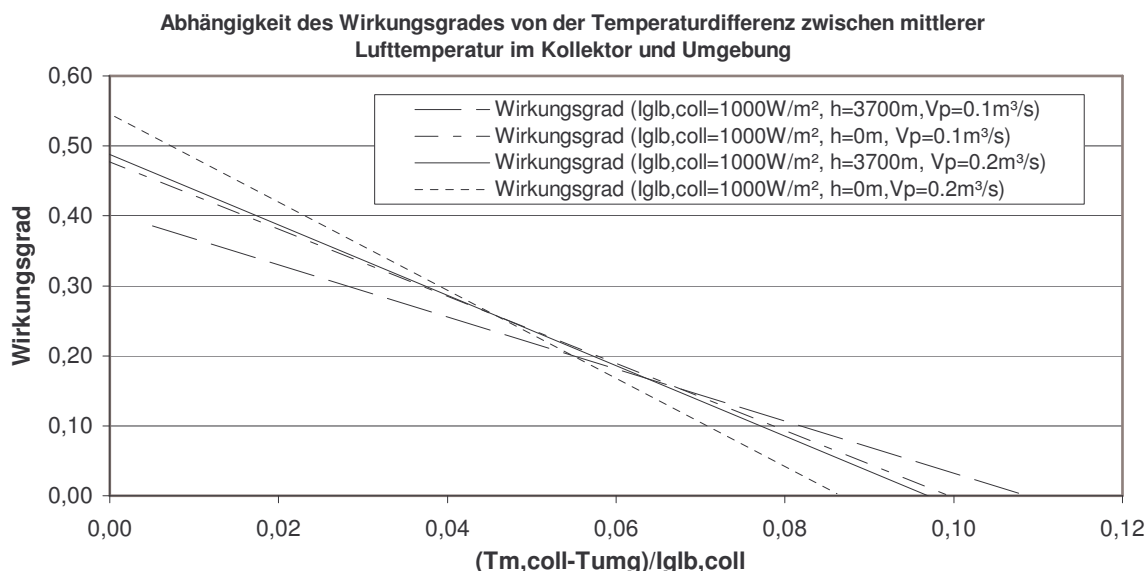


Diagramm 6.6: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Lufttemperatur im Kollektor und Umgebung

Diagramm 6.7 stellt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Volumenstrom im Kollektor dar. Die Variation der Luftdichte ergibt unterschiedliche Kennlinien. Es ist deutlich zu sehen, wie der Wirkungsgrad mit zunehmendem Volumenstrom ansteigt. Es wird immer mehr Wärme vom Absorber abtransportiert. Die Kollektorausgangstemperatur nimmt jedoch mit dem erhöhten Volumenstrom ab. Obwohl sich auch der Wärmeübergang an der Glasabdeckung

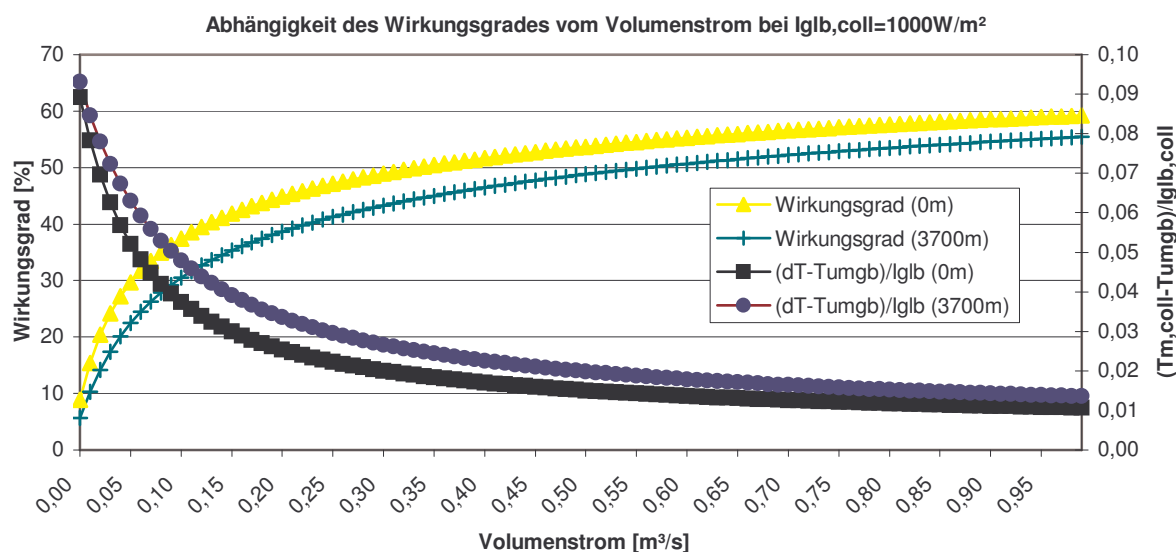


Diagramm 6.7: Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Volumenstrom

verbessert, nimmt der Wärmeverlust insgesamt aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung ab. Es wird weiterhin der bessere Wirkungsgrad bei höherer Luftdichte und gleichem Volumenstrom sichtbar, da der erhöhte Massenstrom die Temperatur senkt. Der Umschlag von laminar zu turbulent findet in diesem Fall bei $0,6 \text{ m}^3/\text{s}$ statt, da hier die Reynoldszahl die Grenze von $5e5$ erreicht.

Diagramm 6.8 zeigt, daß der Wirkungsgrad mit der Lufttemperaturerhöhung entlang der Kollektorlänge stark abnimmt. Diese Feststellung wird durch die Tatsache begründet, daß die äußeren Verluste durch Strahlung und Konvektion stark mit der Temperatur zunehmen (siehe Gleichung 6.9 und 6.11). Es ist also ab einer gewissen Temperaturerhöhung effizienter, eine Doppelverglasung am Kollektor anzubringen um die Verluste zu begrenzen. Mit der Doppelverglasung muß man jedoch auch eine erhöhte Absorption der Sonnenstrahlung im Glas in Kauf nehmen.

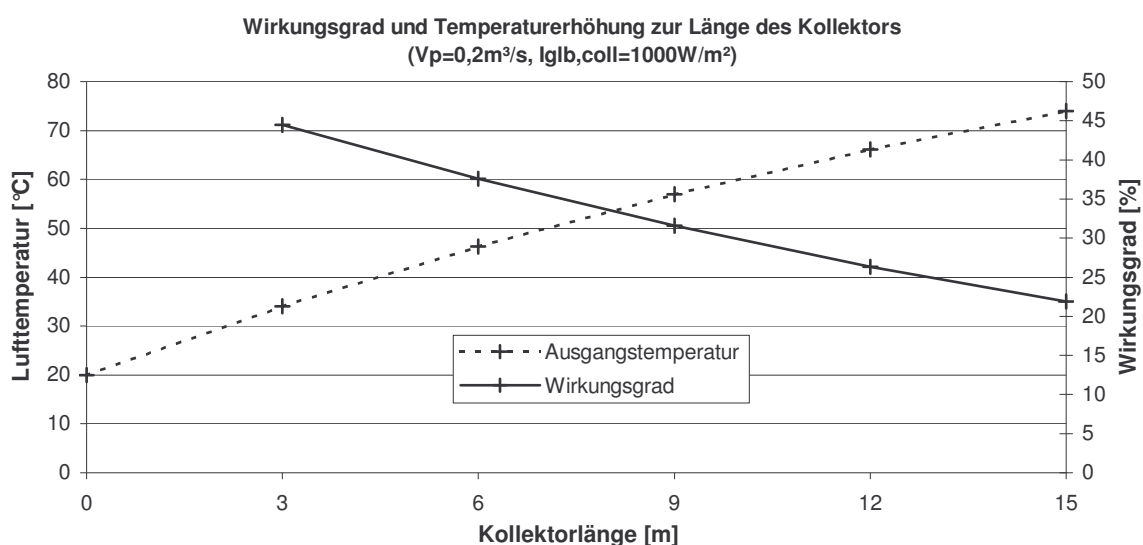


Diagramm 6.8: Abhängigkeit des Wirkungsgrades und der Temperaturerhöhung von der Kollektorlänge

6.4 Der Antrieb

Der Energieertrag des Solarkollektors ist direkt abhängig von dem Massenstrom der zu erwärmenden Luft durch den Kollektor. In diesem Fall wird die für den Antrieb nötige Energie über ein Solarmodul gewonnen, da am Standort kein zuverlässiges Stromnetz existiert. Außer der Netzunabhängigkeit hat das den Vorteil, daß der Luftvolumenstrom immer über die Einstrahlung gesteuert und so keine kalte Luft in den Speicher eingeblasen wird. Jedoch stellt das Solarmodul, das zum Antrieb des Ventilators dient, einen erheblichen Kostenfaktor dar, so daß die Größe der Photovoltaikanlage und damit die Antriebsleistung möglichst minimal sein sollte. Der Optimierung der Luftführung gilt deshalb besonders viel Achtung. Es ist also auf einen möglichst geringen Druckverlust im System zu achten. Dies ist zum Beispiel durch die Wahl von großen Querschnitten und abgerundeten Umlenkungen des Luftkanals zu erreichen. Die Auslegung des Antriebs ist bei der geringen Luftdichte schwierig. Über das Verhalten des Gebläses bei niedriger Luftdichte können nur grobe Voraussagen mit Hilfe der Affinitätsgesetze getroffen werden.

Nach dem 1. Affinitätsgesetz gilt für die Volumenströme:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_2} \quad (6.26)$$

Nach dem 3. Affinitätsgesetz gilt für die Leistungen:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (6.27)$$

Geht man davon aus, daß die benötigte Leistung P_1 und P_2 gleich und der Ventilator derselbe ist, ergibt Gleichung 6.27, daß die Drehzahl umgekehrt proportional zur 3. Wurzel der Luftdichte ist. In diesem konkreten Beispiel heißt das, daß sich die Drehzahl eines Ventilators, der auf Meereshöhe entworfen wurde bei einer Luftdichte von $0,833 \text{ kg/m}^3$ um 13,7 Prozent erhöht. Nach Gleichung 6.26 ergibt dies eine ebensolche Erhöhung des Volumenstroms. Mit der Luftdichte multipliziert ergibt sich daraus für den Massenstrom eine Verringerung um 22,6 Prozent.

In der Praxis ist zu erwarten, daß der Massenstrom noch geringer ausfallen wird, da der Gleichstrommotor nach Diagramm 6.8 mit der Erhöhung der Drehzahl aus seinem optimalen Auslegungspunkt herauswandert. Damit verringert sich der Motorwirkungsgrad.

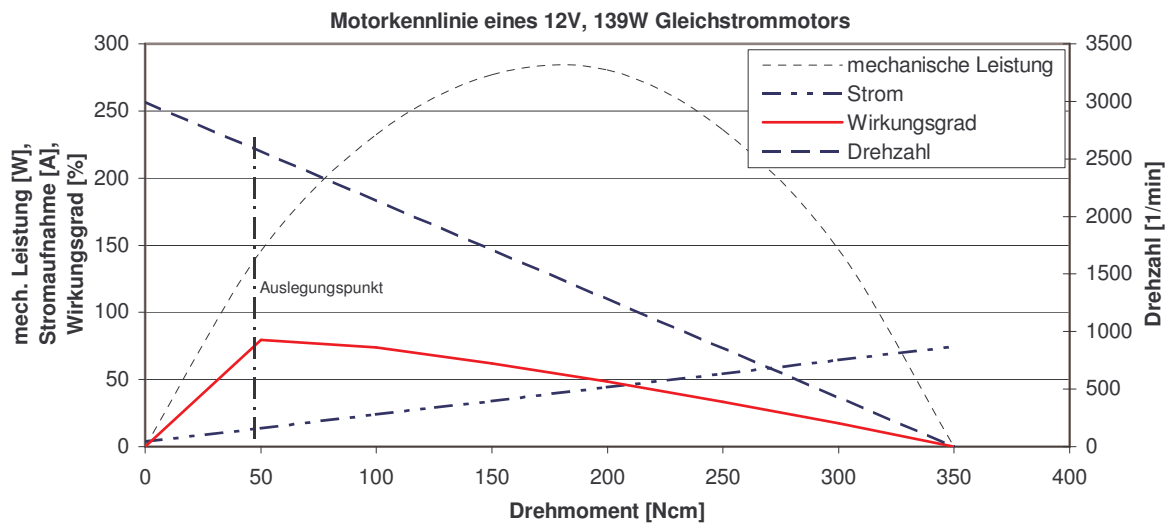


Diagramm 6.8: Kennlinie eines Gleichstrom-Nebenschlußmotors [Quelle: Bosch-Katalog]

In diesem Fall wurde ein Autoventilator (Ford 95AB8C) mit 12Vdc Versorgungsspannung und 120 Watt Antriebsleistung benötigt, um einen ausreichenden Volumenstrom von 0,2 m³/s zu erreichen. Die Versorgung wurde über zwei monokristalline Solarmodule á 60 Wp (Photocomm) sichergestellt.

Diagramm 6.9 zeigt den Volumenstrom im System in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung auf die Solarpanele. Es ist deutlich die mit dem Volumenstrom quadratisch ansteigende Antriebsleistung zu erkennen.

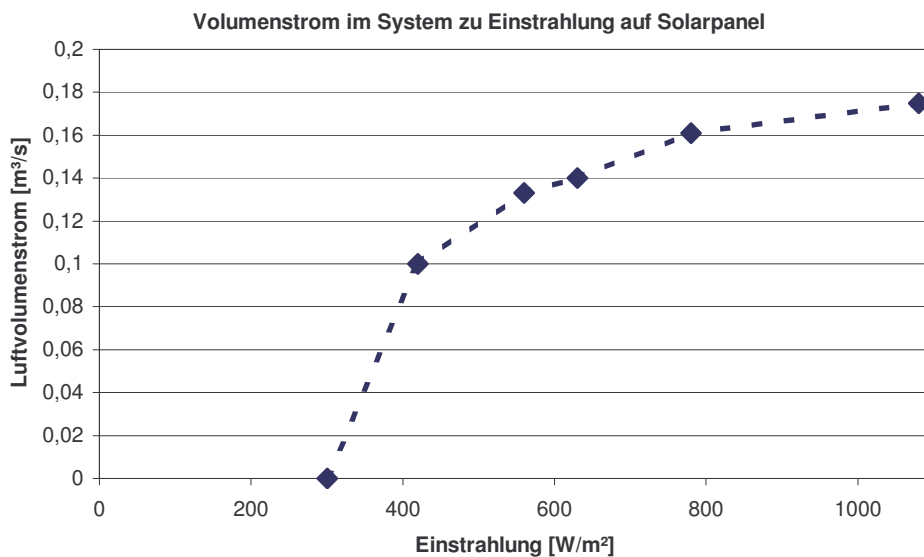


Diagramm 6.9: Volumenstrom im System mit Antriebseinheit aus Ventilator und 2 Solarpanelen á 60 Watt

7 Der Kiesbettspeicher

Ein Schüttbett-Wärmespeicher nutzt die Wärmekapazität einer Anhäufung von locker gepacktem, körnigen Material. Dieses wird von Luft durchströmt, um Wärme in das Bett, oder aus dem Bett zu befördern. Der volumenspezifische Wärmeübergangskoeffizient und die innere Oberfläche sind sehr groß, so daß zwischen Luft und Speichermedium eine geringe Temperaturdifferenz bleibt. Im Stillstand ist die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung dagegen gering und damit auch der Wärmeverlust des Speichers an die Umgebung. Diese beiden Eigenschaften haben einen hohen Speicherwirkungsgrad zur Folge.

Der Speicher wird im Normalfall durch einen erzwungenen warmen Luftstrom von oben Be-
laden. Dies hat eine Temperaturschichtung im Speicher zur Folge, so daß an der obersten Schicht immer die heißeste Luft entnommen werden kann. Der Schüttbettspeicher ist naturgemäß ein geschichteter Wärmespeicher.

Beim Entladen wird von unten kalte Luft zugeführt und es bildet sich ein konvektiver Luftstrom aus, der die Luft oben mit der Temperatur der obersten Schicht aus dem Speicher abführt.

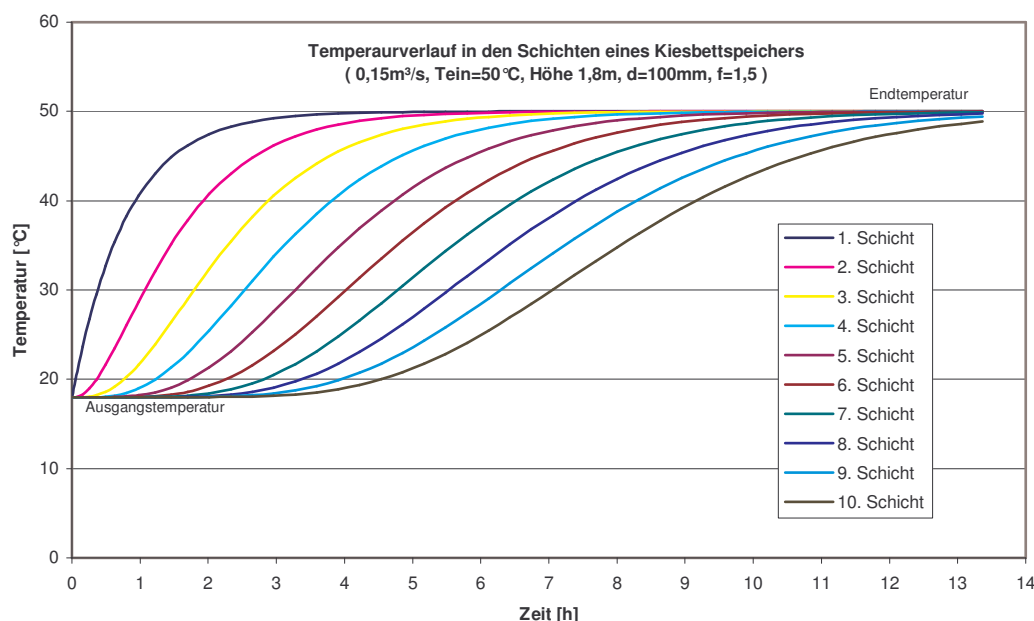


Diagramm 7.1: Temperaturverlauf in den Schichten eines Kiesbettspeichers

7.1 Der Ladevorgang:

Mit dem Anspringen des Ventilators beginnt am Morgen der Ladevorgang des Speichers. Die Luft, die aus dem Zwischenraum von Verschalung und Blechdach abgesaugt wird, tritt in den Kollektor ein und legt dort die 15m der Länge zurück. Am Ausgang passiert sie den Ventilator. Der Speicher ist über einen Kamin mit dem Kollektorausgang verbunden. Nachdem die Luft am Ende des Kamins 90° umgelenkt wird, strömt sie durch die Rückflußklappe. Danach verteilt sich die Luft im oberen Luftkanal, von dem aus sie gleichmässig durch das 1,8m lange Kiesbett gedrückt wird. Die Luft verläßt den Speicher mit der Temperatur der untersten Steinschicht, die je nach Ladezustand 20-40°C beträgt. Sind die unteren Lüftungsklappen des Speichers geöffnet, so strömt die Luft direkt in den Raum und wird zum Heizen genutzt. Sind die unteren Lüftungsklappen geschlossen, wird die Luft im unteren Sammelkanal wieder zusammengeführt und strömt durch den Ausgangskamin in den Zwischenraum unter dem Dach. Von dort kann sie vorgewärmt wieder in den Kollektor eintreten, so daß der Kreislauf geschlossen ist. Abbildung 5.6 verdeutlicht den Ladevorgang.

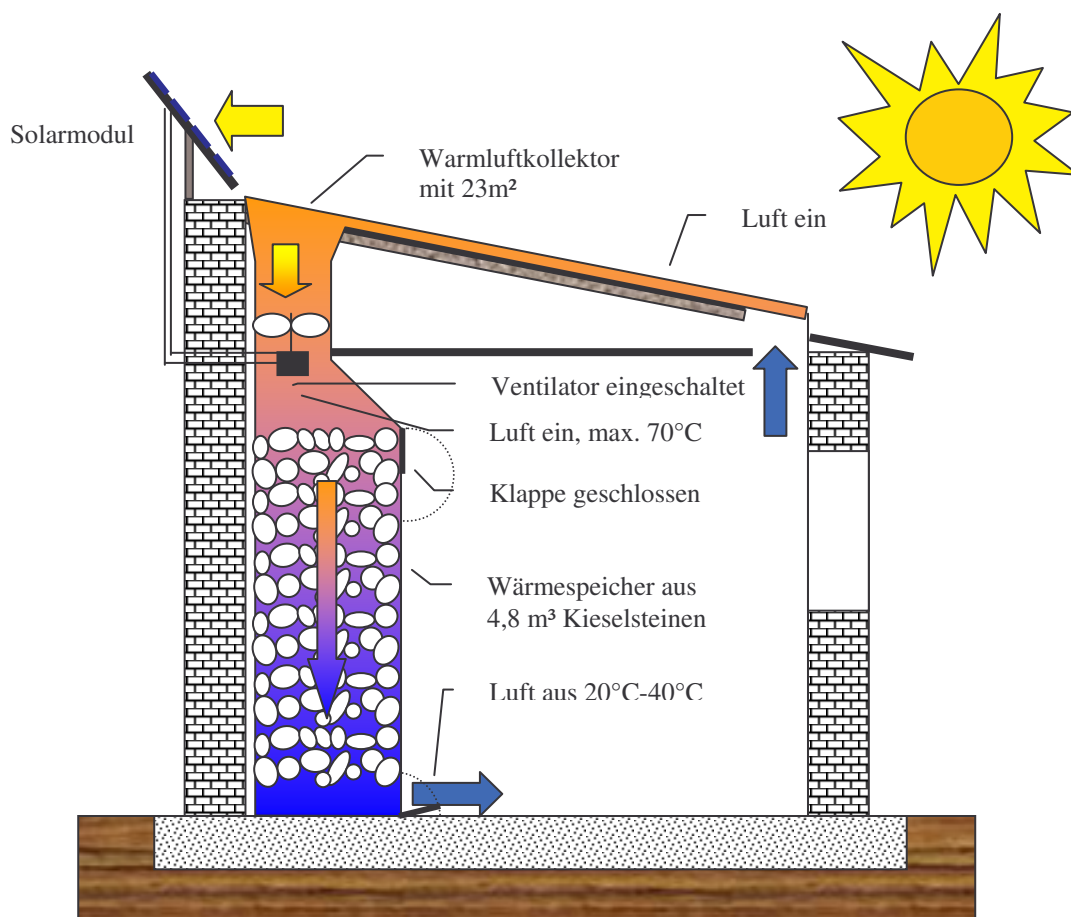


Abbildung 5.6: Schema der Speicherladung mit solar erwärmter Luft vom Kollektor

7.2 Der Entladevorgang

Nachts wird zum Heizen die im Kiesbett gespeicherte Wärmeenergie benötigt. Diese steht durch das Öffnen der oberen und unteren Lüftungsklappen des Speichers dem Raum zur Verfügung. Die Energie wird dabei durch einen konvektiven Luftstrom in den Raum transportiert. Kalte, bodennahe Luft wird an den unteren Lüftungsklappen angesaugt, erwärmt sich im Speicher und steigt nach oben. Durch die oberen Klappen verläßt sie den Speicher in Richtung Raum mit der Temperatur der obersten Steinschicht.

Die Entladung kommt im Gegensatz zur Beladung ohne Hilfsenergie aus. Allein der Dichteunterschied der kalten und warmen Luft treibt die natürliche Konvektion an. Die Heizleistung läßt sich manuell durch die Anzahl der geöffneten Klappen regeln.

Damit keine Entladung des Speichers über den Kollektor auf dem Dach stattfindet, ist zwischen Speicher und Kollektor eine Rückflußklappe angebracht. Sie besteht aus einer dünnen Plastikfolie, die auf einen Drahtrahmen aufgespannt ist. Der Drahtrahmen ist an der Oberkante drehbar gelagert. In Richtung des Speichers kann der Luftstrom die Klappe aufdrücken, in der anderen Richtung wird die Klappe blockiert.

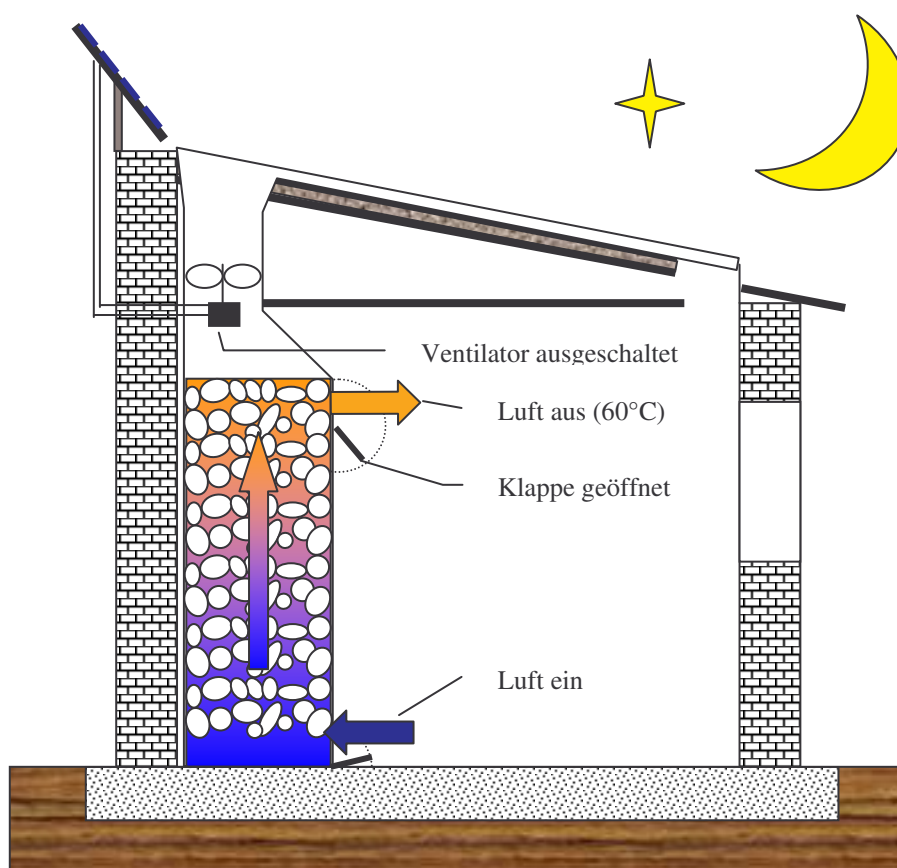


Abbildung 5.7: Schema der konvektiven Speicherentladung

7.3 Wärmeübergang und Druckverlust

Die Wärmeleistung, die vom Luftstrom auf den Feststoff des Speichers übertragen wird, lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q} = \alpha_v \cdot V_{\text{Feststoff}} \cdot (T_{\text{Luft}} - T_{\text{Feststoff}}) \quad (7.1)$$

Der volumenbezogene Wärmeübergang ergibt sich, wie in *Duffie und Beckman* (S.176) zitiert, nach Shewen (1978) aus der Löff und Hawley Gleichung (1948):

$$\alpha_v = 650 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{Luft}} \cdot v_{\text{Luft}}}{d} \right)^{0,7} \left[\frac{W}{m^3 K} \right] \quad (7.2)$$

wobei d der gleichwertige Durchmesser der Feststoffpartikel ist. Für diesen gilt:

$$d = \left[\frac{6 \cdot V_{\text{Gesamt}} \cdot (1 - \varepsilon)}{\pi \cdot n} \right]^{1/3} \quad (7.3)$$

mit n = Anzahl der Partikel und ε = Anteil des Luftvolumens am Gesamtvolumen.

Weiterhin von großer Bedeutung für die Auslegung ist der Druckabfall im Speicher. Duffie und Beckman (S.177) zitieren Shewen, der die Gleichung von McCorquodale (1978) empfiehlt:

$$\Delta p = \rho_{\text{Luft}} \cdot v_{\text{Luft}}^2 \cdot (L/d) \left[(1 - \varepsilon)^2 / \text{Re} \cdot \varepsilon^3 \left[1,24 \cdot \text{Re} / (1 - \varepsilon) + 368 \right] \right] \quad (7.4)$$

Mit:
$$\text{Re} = \frac{v_{\text{Luft}} \cdot d}{\nu} \quad (7.5)$$

Der Druckverlust steigt quadratisch mit der Luftgeschwindigkeit an.

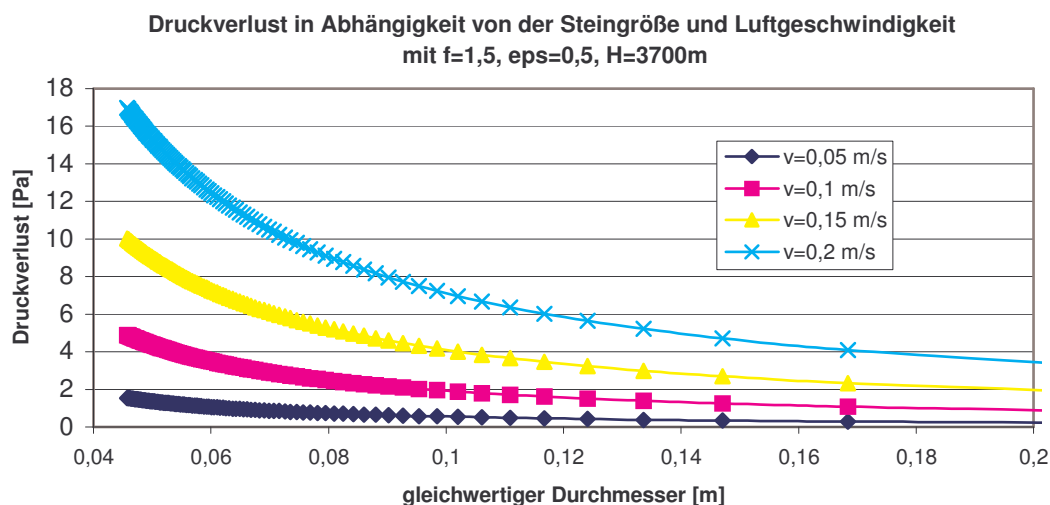


Diagramm 7.2: Druckverlust in Abhängigkeit von der Steingröße und der Luftgeschwindigkeit

7.4 Das Speichermodell

Um den Speicher zu modellieren, wird er in $n = H/\Delta x$ horizontale Schichten unterteilt. Mit der Formel 7.1 zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs zwischen Luft und Steinen kann das Energiegleichgewicht bestimmt werden. Wegen der geringen Wärmeleitfähigkeit der Schüttung können die radialen Temperaturgradienten vernachlässigt werden. Die diskretisierten Schichten lassen sich so durch eine einheitliche Schichttemperatur kennzeichnen.

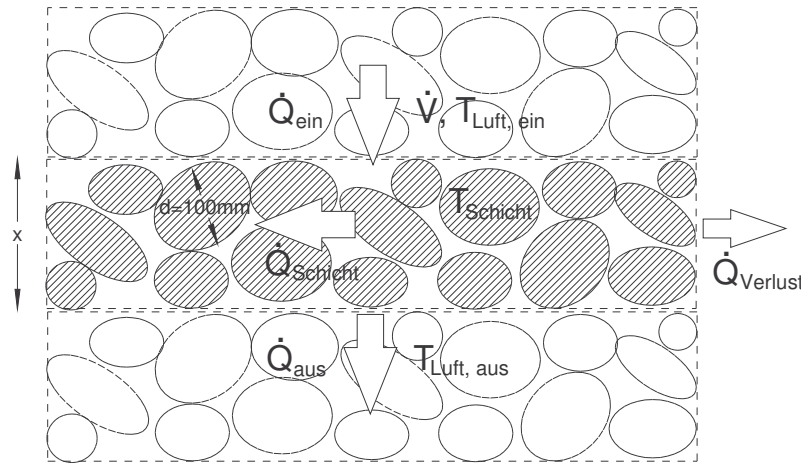


Abbildung 7.3: Wärmeströme in einer Schicht

Für die Wärmeströme in einer Schicht gilt:

$$\dot{Q}_{Schicht} = (\dot{Q}_{ein} - \dot{Q}_{aus}) - \dot{Q}_{Verlust} \quad (7.6)$$

Die momentane Energiebilanz einer Schicht lässt sich über folgende Differentialgleichung beschreiben:

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_{Stein} \cdot c_{p,Stein} \cdot V_{Schicht} \cdot \frac{dT_{Schicht}}{dt} = \alpha_V \cdot V_{Schicht} \cdot (T_{Luft,ein} - T_{Schicht}) - \dot{Q}_{Verlust} \quad (7.7)$$

Für den Wärmeverlust an die Umgebung gilt die Beziehung:

$$\dot{Q}_{Verlust} = k \cdot \Delta x \cdot U \cdot (T_{Schicht} - T_{Umgebung}) \quad (7.8)$$

wobei k der Wärmedurchgangskoeffizient in W/mK und U der Umfang der Schicht in m ist. Da die spezifische Wärmekapazität der Luft im Vergleich zu der des Feststoffes vernachlässigt werden kann ergibt sich beim Beladen die Energiebilanz für eine Schicht des Speichers zu:

$$\dot{Q}_{Schicht} = \dot{V}_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{Luft,ein} - T_{Luft,aus}) = \alpha_V \cdot V_{Schicht} \cdot (T_{Luft,ein} - T_{Schicht}) \quad (7.9)$$

Damit kann man nun ein System von n Gleichungen mit n unbekannten Feststofftemperaturen bzw. n unbekannten Lufttemperaturen herleiten und Schicht für Schicht lösen. Dazu wird zuerst mit dem volumenspezifischen Wärmeübergangskoeffizienten die Wärmeenergie berechnet, die von der einströmenden Luft an das diskretisierte Feststoffvolumen einer Schicht

fließt. Mit der so bekannten Energiedifferenz der Luft lässt sich die Temperatur der austretenden Luft und des Feststoffes bestimmen. Für die nächsten Schichten wiederholt sich dieser Prozeß.

Die internen Temperaturgradienten der Steine des Schüttbetts können vernachlässigt werden, solange das Verhältnis des inneren thermischen Widerstands R/λ eines Partikels zum äußeren Widerstand $1/\alpha$ klein ist. Das Verhältnis wird über die Biot-Zahl definiert. Diese ergibt sich aus dem Wärmeübergangskoeffizienten α , dem Partikelradius R und der Wärmeleitfähigkeit λ zu $Bi = \alpha R/\lambda$.

Bei $Bi < 0,1$ ist der innere Widerstand im Vergleich zum äußeren gering und die internen Temperaturgradienten im Partikel sind damit vernachlässigbar. Ist die Biot-Zahl größer, so sollte ein thermisches Modell der Steine erstellt werden, das die Temperaturgradienten berücksichtigt. Dazu wird in diesem Fall ein Stein als Kugel mit dem nach Gleichung 7.3 berechneten äquivalenten Durchmesser angenommen. Die Kugel wird in drei Schichten gleicher Masse unterteilt, die jeweils durch einen Massepunkt ersetzt werden. An der äußersten Schicht wirken Wärmeströme durch Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung. An den inneren Schichten nur Wärmeströme durch Wärmeleitung.

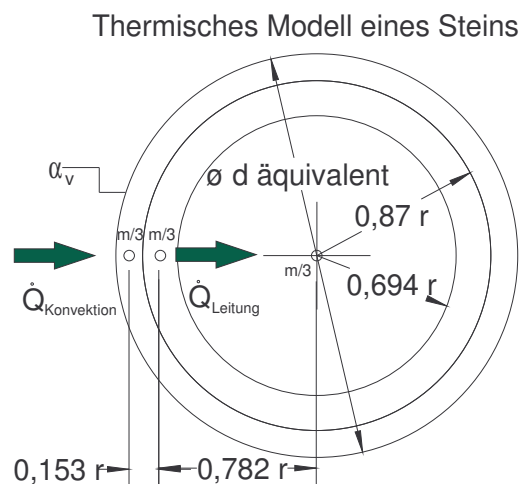


Abbildung 7.4: Aufteilung des Steinmodells in 3 Schichten gleicher Masse.

Die Wärmeleitung in Kugelschichten lässt sich nach folgender Gleichung bestimmen:

$$\dot{Q}_{\text{Leitung}} = \lambda \cdot \frac{4 \cdot \pi}{\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_a}} \cdot (T_i - T_a) \quad (7.10)$$

Der konvektive Wärmestrom ergibt sich nach Gleichung 7.1 aus dem Produkt des volumenspezifischen Wärmeübergangskoeffizienten, dem Kugelvolumen mit dem gleichwertigen Durchmesser d und der Temperaturdifferenz zwischen der äußeren Schicht und der umströmenden Luft. Abbildung 7.4 zeigt das Schema des Steinmodells

Gelöst wird das System aus Differenzialgleichungen nach dem expliziten Differenzenverfahren, indem, wie in Kapitel 5 beschrieben, die Differentialquotienten in Differentialgleichung 3.22 durch Differenzenquotienten ersetzt werden. Die so erhaltene Oberflächentemperatur eines Steins wird exemplarisch als Temperatur für den Wärmeaustausch der gesamten Schicht mit der durchströmenden Luft angenommen.

Soll für die Entladung des Speichers keine Energie verbraucht werden, so müssen Öffnungen und Kanäle des Speichers so ausgelegt sein, daß der Auftrieb durch die geringere Dichte der heißen Speicherluft trotz des Druckverlustes als Antrieb ausreicht. Dazu müssen zuerst alle

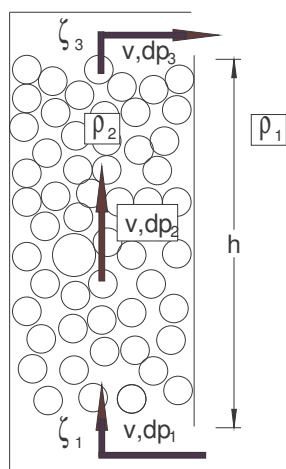


Abbildung 7.5: Druckverlust

Druckverluste über den Bauteilen der von der Luft zurückgelegten Strecke aufsummiert werden. Der Druckverlust wird dann gleich der Druckdifferenz zwischen der leichten Luftsäule im Speicher und der der Umgebung gesetzt. In einem iterativen Verfahren wird vom Programm die resultierende Luftgeschwindigkeit ermittelt. Mit der Luftgeschwindigkeit läßt sich der Wärmeübergang im Speicher und der Wärmestrom in den Raum berechnen. Als Druckverluste treten hier vor allem die schon beschriebenen Verluste im Kiesbett auf, jedoch auch die 90° Umlenkung durch die Klappenöffnung und die Größe der Öffnungen, haben einen Einfluß.

Es gilt das Gleichgewicht:

$$g \cdot h \cdot (\rho_1 - \rho_2) = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad (7.11)$$

mit:
$$\Delta p_i = \zeta_i \cdot \frac{\rho_i}{2} \cdot v_i^2 \quad (7.12)$$

Werte für die Widerstandszahl ζ finden sich für alle erdenkbaren Bauteile und Geometrien in der Literatur zur Strömungslehre.

7.5 Ausführung des Speichers

Ist der thermische Speicher vollständig geladen, so besitzt er bei einer mittleren Temperaturdifferenz von $dT=25^\circ\text{C}$ einen Energieinhalt von 52 kWh.

Der Speicher besteht aus einer großen Steinmasse von circa 6 Tonnen. Die Länge des Speicherraums beträgt 4,6m, die Höhe 1,77m und die Breite 0,6m. Das entspricht einem Kiesbettvolumen von $4,88\text{m}^3$. Der gemessene Leerraumanteil beträgt 49 Prozent. Der Speicher ist nach oben und zur Außenmauer mit Stroh, beziehungsweise Styropor isoliert. Die 20cm dicken Mauern sind aus Lehmziegeln erstellt. Das Kiesbett lagert auf einem Metallgitter, das eine vertikale Durchströmung des Speichers ermöglicht. Der Speicher besitzt ober- und unterhalb des Kiesbetts einen Verteilerkanal mit den Abmessungen 0,6m x 0,2m. Diese sollen bei der Aufladung für eine konstante Verteilung der heißen Luft im Kiesbett sorgen. Die Luft wird durch den Ventilator, vom Kollektor kommend, über ein Umlenkblech in den oberen Verteilerkanal gedrückt. Dort passiert sie die Rückflußklappe. Diese besteht aus einem, mit Plastikfolie bespannten Drahtrahmen, der an der Oberkante drehbar aufgehängt ist. Die Rückflußklappe verhindert nachts die Entladung des Speichers über den Kollektor. Für die Wärmeentnahme sind oben und unten dicke Holzklappen mit 0,5m x 0,14m vorgesehen, die die Verteilerkanäle mit der Raumluft verbinden.

Sind alle Klappen geschlossen, verläßt die abgekühlte Luft den Speicher über den unteren Sammelkanal und den Kamin in Richtung Kollektor. Abbildung 7.6 zeigt den Speicheraufbau.

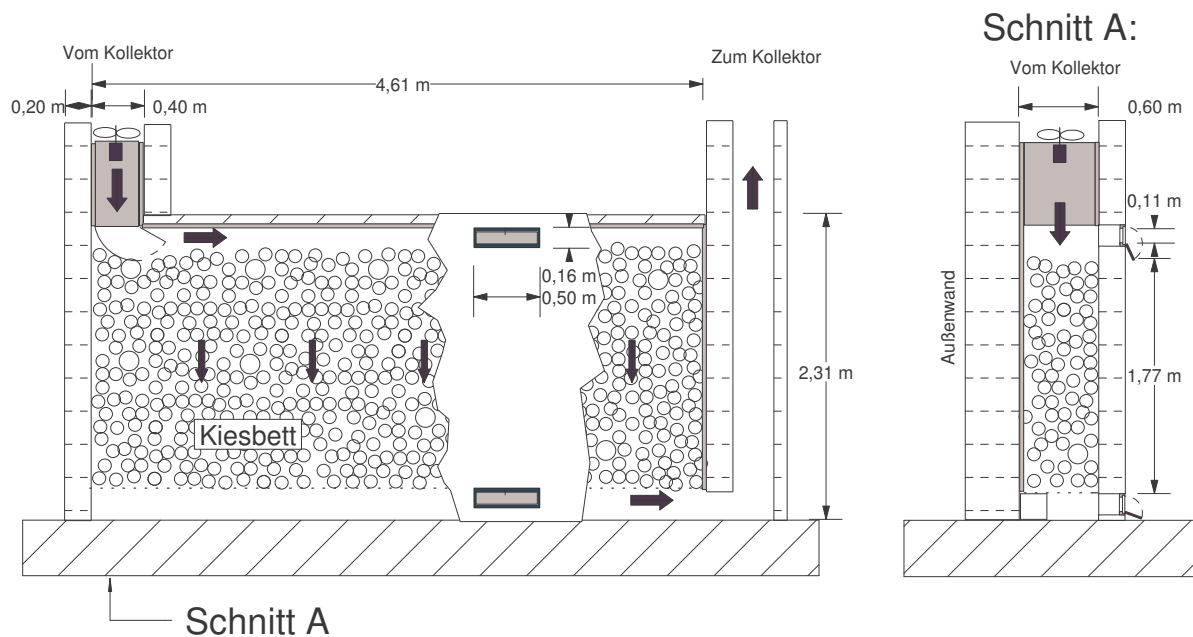


Abbildung 7.6: Speicheraufbau



Die Kieselsteine haben einen durchschnittlichen Durchmesser von 10cm. Der Formfaktor wird aufgrund der runden Form der Kiesel mit 1,5 angenommen. Der Durchmesser der Kiesel von 10cm ist ein Kompromiß aus Druckverlust des Speichers und Wärmeübergang der Luft an die Kiesel. Bei einem Luftstrom von $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ beträgt der Druckverlust in der Höhe von 3700m gemäß Gleichung 7.4 nur 7 Pa. Der relativ unkritische volumenspezifische Wärmeübergangskoeffizient liegt unter den gleichen Voraussetzungen bei $650 \text{ W/m}^3\text{K}$.

7.6 Simulationsergebnis

Für den volumenspezifischen Wärmeübergangskoeffizienten aus Gleichung 7.2 ergibt sich aufgrund der geringen Luftdichte und der größeren kinematischen Zähigkeit ein niedrigerer Wert. Der Faktor 650 mußte um 30 Prozent auf 470 verringert werden, um eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Realität zu erhalten. Da die Biot-Zahl für diese Anwendung 0,17 beträgt und damit größer als 0,1 ist, wurde der Temperaturgradient im Stein nicht vernachlässigt. Diagramm 7.7 zeigt den simulierten Temperaturverlauf in Steinen der obersten und der untersten Speicherschicht. Die Temperaturdifferenz zwischen innerster und äußerster Schicht der Steine beträgt bis zu 2°C, wenn man eine Wärmeleitfähigkeit von 2,5 W/mK zugrundelegt

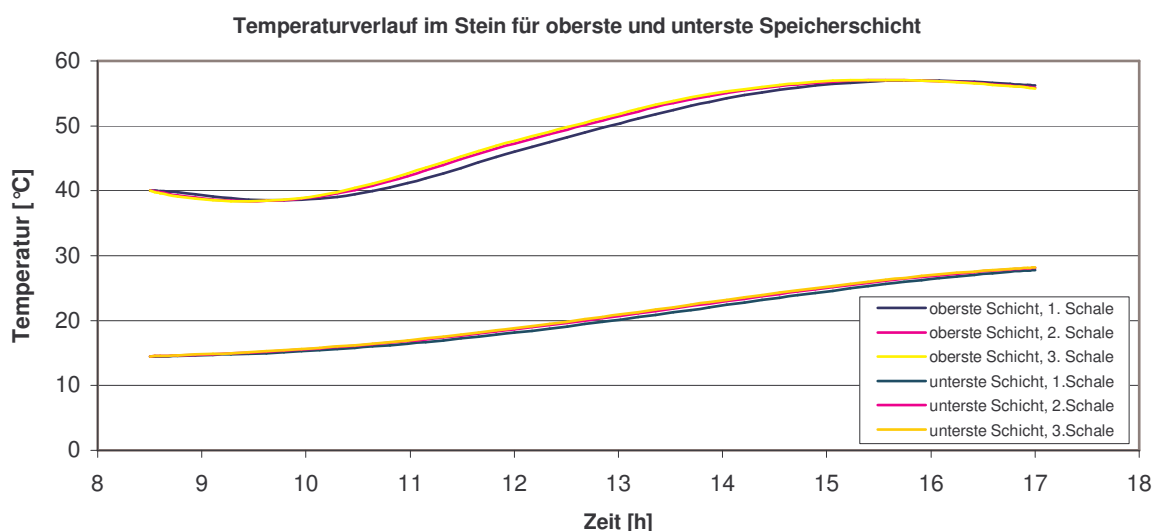


Diagramm 7.7: Temperaturverlauf im Stein

Für die Simulation der Speicherladung und Entladung ergeben sich Temperaturverläufe nach Diagramm 7.8 und 7.9. Zum Vergleich sind die gemessenen Temperaturen eingezeichnet. Die eingesetzten Meßgeräte werden im Anhang beschrieben.

Nach den Messwerten erreicht die oberste Speicherschicht 55°C und kühlt bis zum Morgen auf 35°C ab. Die mittlere Temperatur im Speicher erhöht sich in diesem Fall um 21,5°C von 24,5°C auf 46°C. Bei einer Wärmespeicherfähigkeit der Steinmasse von 1,525 kWh/K entspricht dies einem Energieinhalt von 32,8 kWh.

Zusätzlich muß die Aufheizung der Lehmwände des Speichers berücksichtigt werden. An der Lehmwandinnenseite wird die mittlere Speichertemperatur und an der Außenseite die im Mittel gemessene Temperatur von 25°C angenommen. Die Temperaturerhöhung beträgt demnach im Mittel 10,75°C. Dies entspricht bei einer Wärmespeicherfähigkeit von 1,1 kWh/K einem Energieinhalt von 11,8 kWh. Die insgesamt gespeicherte Wärmemenge beträgt damit 44,6 kWh.

Die Simulation ergibt dagegen eine Erhöhung der mittleren Speichertemperatur um 20,7°C von 25,3°C auf 46°C. Die in der Steinmasse enthaltene Energie ergibt sich damit zu 31,5 kWh. Daraus ergibt sich insgesamt eine gespeicherte Wärmemenge von 43,3 kWh.

Das Speichermodell bewertet den Wärmeübergang der Luft an den Speicher um 3 Prozent unter.

Großen Einfluß auf die Abweichung hat die vereinfachende Annahme, daß alle Steine einen gleichwertigen Durchmesser von 10 cm haben. In Wirklichkeit tritt hier jedoch eine große Streuung der Steingrößen auf. Auch sind die Formen der Steine und damit die Formfaktoren sehr unterschiedlich.

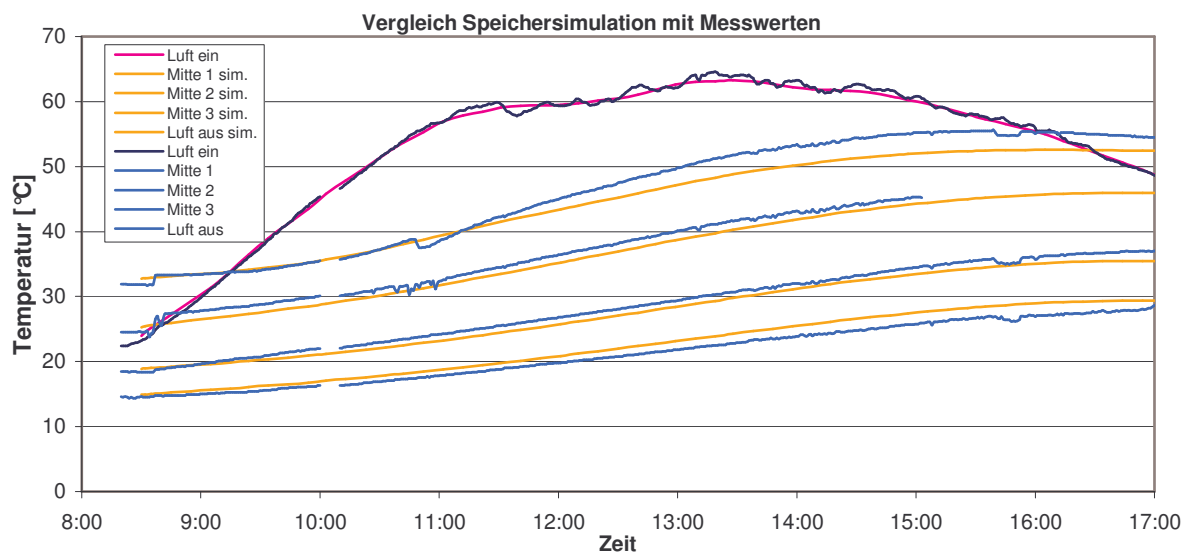


Diagramm 7.8: Ladevorgang des Kiesbettspeichers

Der Entladevorgang in Diagramm 7.9 zeigt, daß die Konvektion zum Entladen des Speicher völlig ausreicht. Die mittlere Temperatur im Speicher sinkt über 14 Stunden um 18,5°C von 40°C auf 21,5°C ab. Das entspricht einer abgegebenen Wärme von 38 kWh. Davon wird der Großteil konvektiv über die Lüftungsschlitze abgeführt. Der sich einstellende Volumenstrom beträgt nach der Simulation, abhängig von der Speichertemperatur, zwischen 0,11 m³/s und 0,08 m³/s. Der konvektive Wärmestrom berechnet sich mit einem Volumenstrom von 0,11 m³/s und 50°C Lufttemperatur zu 2,6 kW. Nach 14 Stunden beträgt er noch 640 W. Ein kleinerer Teil der Wärme wird über die Mauer des Speichers konvektiv und über langwellige Strahlung an den Raum abgegeben.

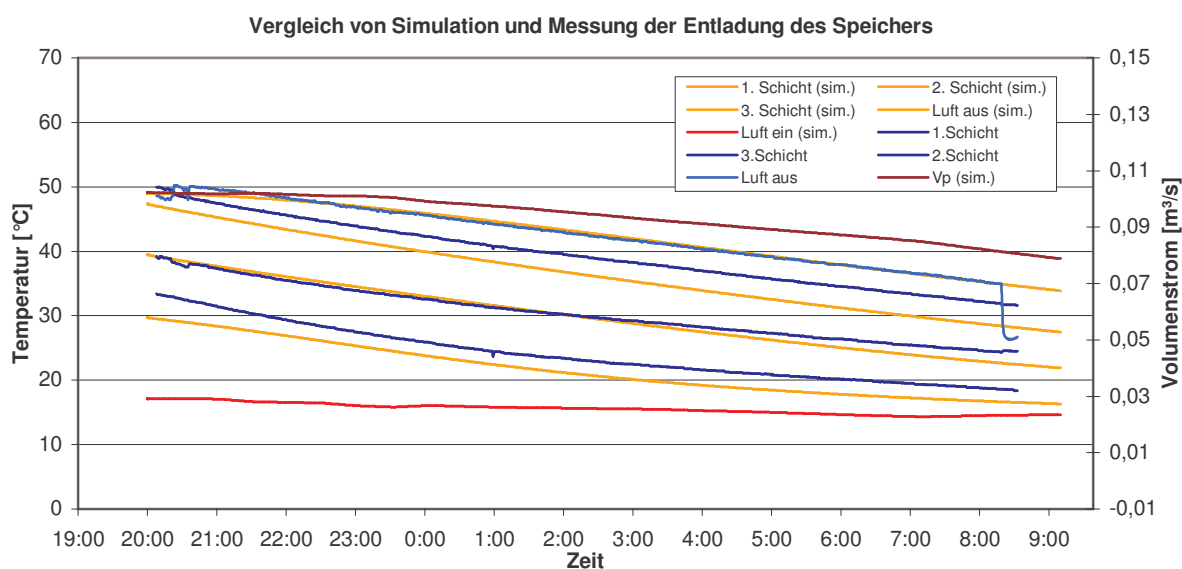


Diagramm 7.9: Entladekurve des Speichers

Die zum Teil großen Abweichungen zwischen Simulation und Messung sind zum Teil durch die von der Schichteinteilung des Speichers abweichenden Positionierungen der Temperatursensoren zu erklären. So stimmt der simulierte Temperaturverlauf der Speicherladung relativ gut mit dem realen Verlauf überein, ist jedoch um eine Temperaturdifferenz verschoben. Die Lage der ca. 15 cm ins Kiesbett eingeführten Thermoelementsensoren trägt ebenfalls zu Abweichungen bei. So ist es möglich, daß Sensoren teilweise Steine im Inneren berühren oder frei in der Luft hängen und so das Ergebnis verfälschen.

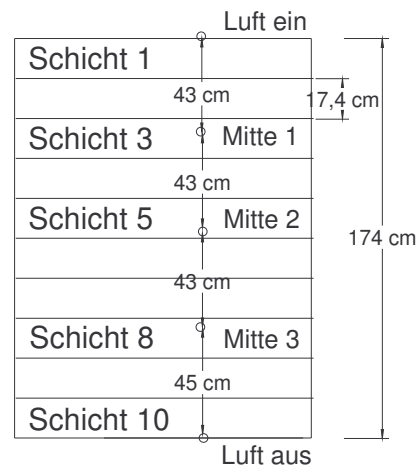


Abbildung 7.10: Abweichung der Sensorpositionen von der Schichtaufteilung des Modells

Abbildung 7.11 zeigt die Verteilung der Thermoelementsensoren im Speicher:

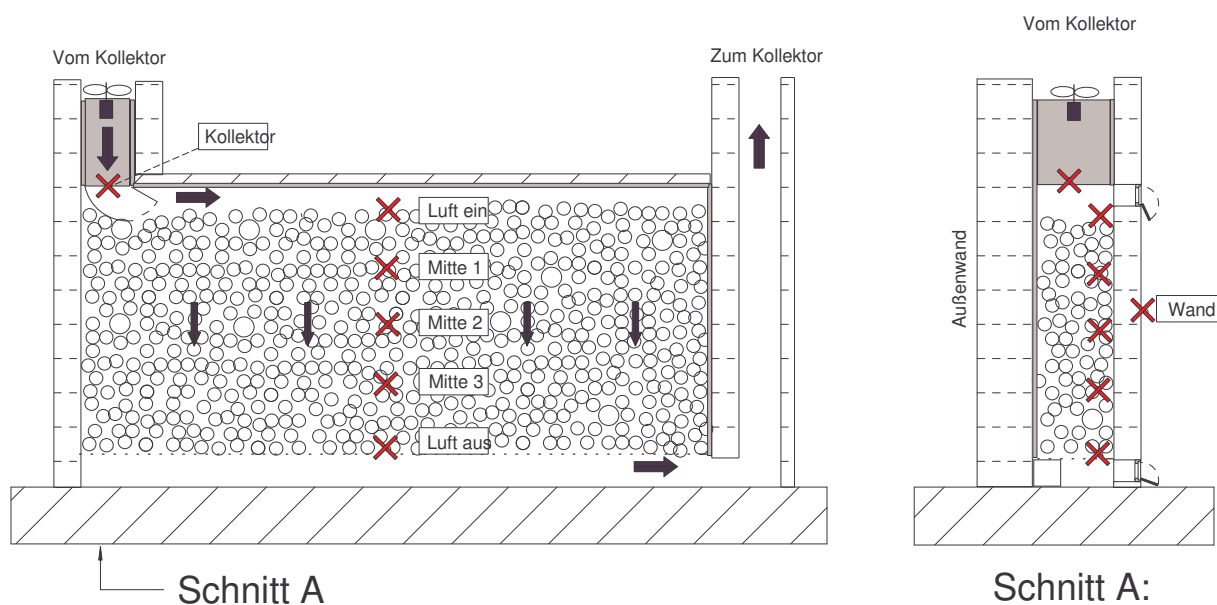


Abbildung 7.11: Positionierung der Temperatursensoren im Speicher

8 Meßergebnisse des Gesamtsystems

Diagramm 8.1 zeigt den Verlauf der Raumlufttemperatur mit und ohne Heizung. Die Meßkurven wurden zu Zeitpunkten aufgenommen, die klimatisch, bezüglich Außentemperaturverlauf und Einstrahlung sehr ähnlich und nur zwei Wochen auseinander waren. Zur Verringerung der Wärmeverluste wurden vor den Messungen die Abdichtungen von Fenstern, Türen und der Zwischendecke verbessert.

Die mittlere Raumtemperatur des Schulraumes konnte Ende September, bei durchschnittlichen $7,5^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur, von $9,2^{\circ}\text{C}$ auf 17°C angehoben werden. Dies bezieht sich auf ein Nachtminimum der Umgebungstemperatur von -2°C und ein Tagesmaximum von 20°C . Die Temperatur im Schulraum sinkt nachts nicht mehr auf 6°C ab, sondern erreicht ihr Minimum bei 14°C . Zum Schulbeginn um 8 Uhr sind nun 15°C Raumtemperatur zu verzeichnen, während es ohne Heizung nur 6°C waren.

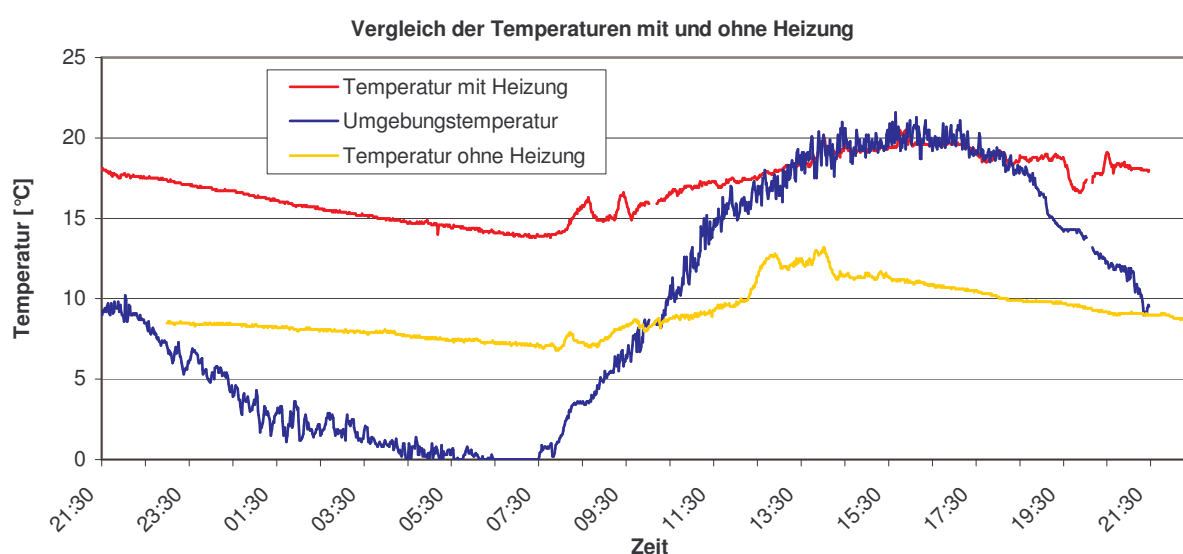


Diagramm 8.1: Vergleich der Temperaturen mit und ohne Heizung bei ähnlichen klimatischen Verhältnissen

Diagramm 8.2 zeigt die Temperaturverläufe im Speicher, der NO-Wand innen und außen, der Raumluft und der Umgebung vom 10. bis 13. November. Es wurde eine mittlere Raumlufttemperatur von $20,8^{\circ}\text{C}$ gemessen. Das Minimum wurde morgens mit 17°C , das Maximum mit 23°C gemessen. Die Umgebungstemperatur liegt im Tagesmittel bei $11,8^{\circ}\text{C}$. Die Temperatur der Innenoberfläche der NO-Wand folgt, mit durchschnittlich $18,5^{\circ}\text{C}$ leicht phasenverschoben dem Temperaturgang im Innenraum. Die Oberflächentemperaturen der anderen Wände liegen bis zu 3°C tiefer. Dies liegt vor allem daran, daß die NO-Wand in besserem Strahlungsaustausch mit dem gegenüberliegenden Wärmespeicher steht, dessen Oberflächentemperatur bis zu 30°C betragen kann (siehe Abbildung 3.19).

Im Diagramm 8.2 sind die Temperaturverläufe im Speicher zu erkennen. Die Temperatur in der Speichermitte repräsentiert recht gut die mittlere Speichertemperatur und damit den Ladezustand. Die oberste Speicherschicht erreicht 78°C und kühlt bis zum Morgen auf 40°C ab. Die mittlere Speichertemperatur erreicht maximal 50°C und fällt morgens auf ein Minimum von 27°C ab. Die Temperaturdifferenz des geladenen und ungeladenen Speichers beträgt somit 23°C . Bei einer Wärmespeicherfähigkeit der Steinmasse von $1,525 \text{ kWh/K}$ entspricht dies einem Energieinhalt von 35 kWh . Zusätzlich muß die Aufheizung der Lehmwände des Speichers berücksichtigt werden. Die Temperaturerhöhung beträgt hier im Mittel $12,5^{\circ}\text{C}$. Dies entspricht bei einer Wärmespeicherfähigkeit von $1,1 \text{ kWh/K}$ einem Energieinhalt von $13,75 \text{ kWh}$. Die insgesamt gespeicherte Wärmemenge beträgt damit $48,75 \text{ kWh}$.

Verluste durch den Speicherwirkungsgrad und durch Wärmeleitung der Speicherwände tragen über den Tag zusätzlich zur Heizung des Gebäudes bei.

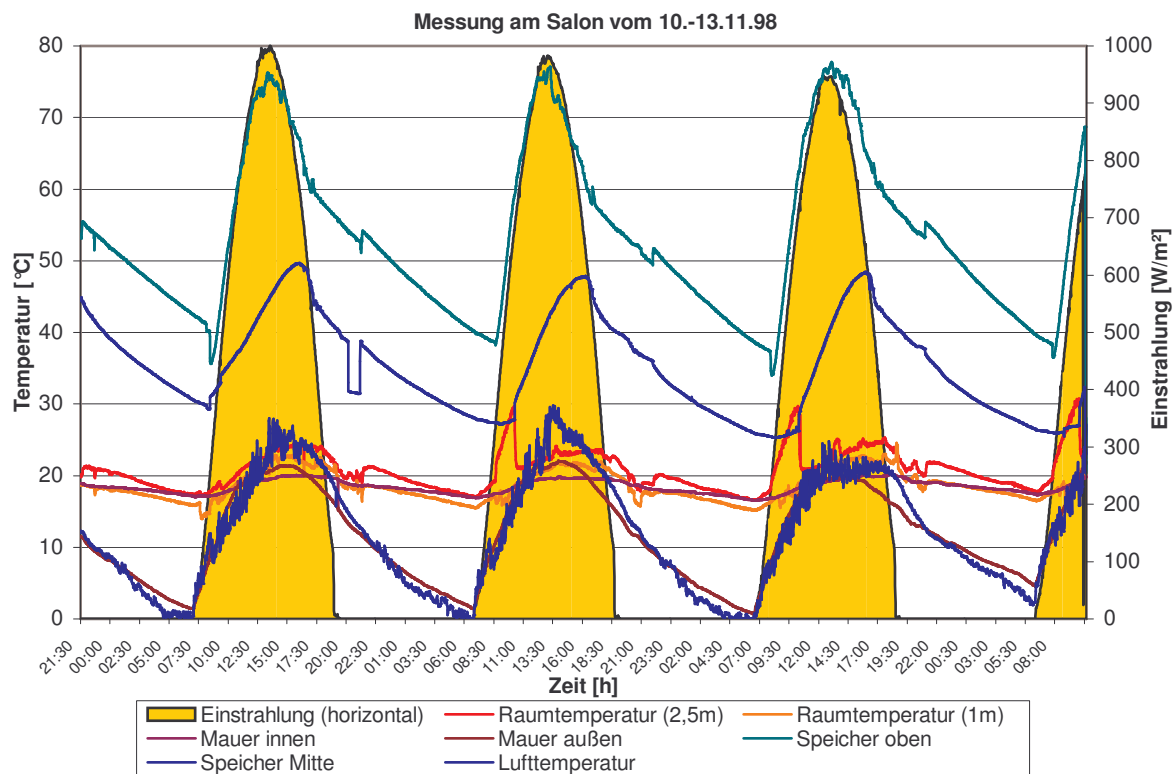


Diagramm 8.2: Temperaturverläufe über mehrere Tage im beheizten Schulhaus

9 Resultat und Verbesserungsvorschläge

Die Erstellung eines Energiekonzeptes zur Beheizung eines Gebäudes in den argentinischen Anden setzte zunächst die Kenntnis des Heizwärmebedarfs voraus. Da in dieser Region keine Heizungsanlagen existieren, an denen man den Heizwärmebedarf hätte ablesen können, mußte er mit Hilfe einer thermischen Gebäudesimulation ermittelt werden.

Zu diesem Zweck wurde ein Gebäudemodell erstellt, welches die geringe Luftdichte von $0,833 \text{ kg/m}^3$ in 3700m Höhe berücksichtigt. Jene hat eine Verringerung der inneren und äußeren konvektiven Wärmeübergänge sowie des Wärmeverlustes durch Luftwechsel um ca. 30 Prozent zur Folge.

Um passive Maßnahmen wie große Glasfassaden und aktive Systeme wie Luftkollektoren mit Speicher simulieren zu können, wurden zwei vereinfachte Modelle für die Wärmeströme im Innenraum untersucht, das Sternknotenmodell nach Seem und das Zwei-Knoten-Modell nach Feist.

Die beiden Modelle wurden mit dem exakten Modell für Strahlungs- und Konvektionsaustausch verglichen. Es zeigte sich eine Überlegenheit des Zwei-Knoten-Modells gegenüber dem Sternknotenmodell, was die Einfachheit der Parametrierung sowie die Genauigkeit der Simulation angeht. Während das Zwei-Knoten-Modell gegenüber dem exakten Modell einen Fehler von 4,7 Prozent im Jahresenergiebedarf aufweist, sind es beim Sternknotenmodell 7,3 Prozent.

Das Gebäude wurde vor Ort meßtechnisch untersucht. Es wurden Stoffwerte wie beispielsweise die Wärmeleitfähigkeit und die Wärmekapazität von Lehmziegeln bestimmt. Die simu-

lierte Raumtemperatur stimmt bis auf wenige Zehntel Grad mit den gemessenen Werten überein. Die größten Abweichungen treten an den Außenoberflächen und am Wellblechdach auf. Die Ursache dafür ist vor allem in der ungenauen Messung der Windgeschwindigkeit zu suchen (siehe Kapitel 3.7).

Mit einem Datenlogger wurden Klimadaten aufgenommen, da in der Region des Altiplano Wetterwarten sehr selten sind. Es stellte sich heraus, daß aufgrund der extremen Trockenheit die täglichen Temperatur- und Einstrahlungsverläufe nahezu identisch sind. Da monatliche Mittelwerte für Temperatur, Wind und Einstrahlung zur Verfügung standen, konnte mit den erstellten, typischen Tagesverläufen auf die Wetterdaten anderer Jahreszeiten geschlossen werden.

Unter Einbeziehung der Wetterdaten wurde mit Hilfe der Simulation der Heizenergiebedarf zu jeder Jahreszeit bestimmt. Für die Annahme, daß die Raumtemperatur 18°C (mit einer Nachtabenkung auf 15°C) beträgt, ergab sich mit einer mittleren Jahrestemperatur von 9,3°C ein Heizenergieverbrauch des Gebäudes von 116 kWh/(m²a).

Mit diesen Werten konnte ein Konzept zur Deckung des Energiebedarfs erstellt werden. In der engeren Auswahl wurden passive Systeme wie eine große Glasfassade und eine offene Trombe Wand sowie ein aktives System mit einem Kiesbettspeicher und einem solaren Luftkollektor untersucht. Aufgrund der Übertragbarkeit auf andere Gebäude, der Nutzungsmöglichkeit der Überschußwärme für Warmwasser und des höheren Deckungsgrades wurde das Konzept des aktiven Systems gewählt.

Zur genauen Auslegung der Systemkomponenten wurden je ein thermisches Modell des Luftkollektors und des Kiesbettpeichers sowie ein Modell der Antriebseinheit mit Ventilator und Solarpanel erstellt.

Wegen seiner einfachen Bauweise fand ein Luftkollektor mit Einfachverglasung und überströmtem Absorber Verwendung. Als erforderliche Abmessungen des Luftkollektors wurden 16m x 1,6m ermittelt, wobei die Luft die Länge von 16 Metern durchströmt. Als Antrieb dient ein 120Watt starker Axiallüfter mit Gleichstrommotor. Die Versorgung über zwei 60 Watt starke Solarmodule gewährleistet zum einen die Netzunabhängigkeit des Systems und zum anderen eine automatische Regelung des Volumenstroms mit der Einstrahlung. Aus Simulation und späteren Messungen ergab sich ein Wirkungsgrad des Kollektors von 27 Prozent. Der praktische Betrieb zeigt eine ausreichende Übereinstimmung von Simulation und Messwerten der Praxis (Kapitel 6.3). Die sich einstellenden Temperaturen weichen maximal 2°C von den simulierten Werten ab.

Der vorher bestimmte Heizenergiebedarf wird durch den solaren Lufterwärmer zu 89 Prozent gedeckt.

Um Wärme für die Nacht speichern zu können, wurde ein Kiesbettspeicher dimensioniert. Diese Art von Speicher hat den Vorteil der einfachen und billigen Bauweise. Alle Baustoffe wie Kieselsteine und Lehmziegel sind lokal vorhanden.

Wichtig für die Auslegung ist die Größe der Kieselsteine. Die Kieselsteine dürfen weder zu klein sein, um die Strömung nicht zu behindern, noch zu groß, damit die innere Oberfläche und damit der konvektive Wärmeübergang nicht zu klein werden. In diesem Fall wurden als Kompromiß Kieselsteine von 10 cm Durchmesser verwendet.

Der Speicher hat Abmessungen von 4,6m x 2,3m x 0,8m. Unter Berücksichtigung von Steinen und Lehmmauer besitzt er eine Wärmespeicherfähigkeit von 2,075 kWh/K. Das heißt, es kann bei einer Erhöhung der mittleren Kiesbettemperatur um 25°C eine Wärmeenergie von 51,8 kWh gespeichert werden. An einem typischen Wintertag im Juni reicht diese Energie aus, um den für die Nacht nötigen Heizenergiebedarf zu decken. Die zum Teil großen Differenzen zwischen Simulation und Messung von maximal 3°C sind hauptsächlich durch die von der Schichteinteilung des Speichers abweichenden Positionierungen der Temperatursensoren zu erklären. So stimmt der simulierte Temperaturverlauf der Speicherladung sehr gut mit dem

realen Verlauf überein, ist jedoch um eine Temperaturdifferenz verschoben. Weiteren Einfluß hat die vereinfachende Annahme, daß die Steine alle einen gleichwertigen Durchmesser von 10 cm haben. In Wirklichkeit tritt hier jedoch eine große Streuung der Steingrößen auf.

Zur Verringerung der Wärmeverluste wurden vor den Messungen die Abdichtungen von Fenstern, Türen und Zwischendecke verbessert.

Die Messungen des gesamten Systems von Ende September bis Anfang November zeigen eine deutliche Verbesserung des Wohnklimas. Im Schnitt wird die Raumlufthtemperatur um ca. 9°C angehoben.

Legt man die Simulationsergebnisse in Abbildung 5.5 zugrunde, so läßt sich in den Wintermonaten Mai bis September ein Energiedefizit feststellen. Die mittlere Raumtemperatur kann im Juni bis auf 13°C absinken. Im unbeheizten Gebäude herrscht zu diesem Zeitpunkt eine mittlere Temperatur von 6,5°C. Reicht im Winter die konvektive Wärmeleistung des Speichers nicht aus, um das gesamte Raumvolumen zu erwärmen, können die Bewohner ihr Wohlbefinden erhöhen, indem sie sich in der Nähe des Wärme abstrahlenden Speichers aufhalten.

Nach *Recknagel, Sprenger und Schramek* (1998, S.427) ist für das klimatische Wohlbefinden von Menschen in Räumen die Empfindungstemperatur ausschlaggebend. Sie wird nach der Fangerschen Behaglichkeitsgleichung als Mittelwert aus der mittleren Oberflächentemperatur und der Lufttemperatur des Raumes gebildet. So läßt sich in den kalten Monaten in der Nähe des mit bis zu 30°C abstrahlenden Speichers das Wohlbefinden deutlich steigern, auch wenn die Raumlufthtemperatur nur 13°C beträgt.

Es ist anzumerken, daß die indianische Bevölkerung an die extremen Temperaturen gewöhnt ist und Temperaturen unter unseren Maßstäben schon als warm empfindet.

Das gesamte hier vorgestellte aktive System wurde mit einem Materialkostenaufwand von ca. 2500\$ realisiert. Der 26m² große, solare Lufterwärmer liefert im Schnitt täglich 47 kWh an Wärmeenergie. Das ergibt einen Jahresertrag von ca. 17000 kWh und entspricht dem Heizwert von 1360 kg Butangas. Ein Kilogramm Butangas wird zu einem Dollar verkauft. Die Anlage könnte sich also innerhalb von 2 bis 3 Jahren amortisieren, vorausgesetzt alle Energie würde auch verwertet.

Da die Anlage nur 5 Monate des Jahres ausgelastet ist, wäre es möglich, die Überschußwärme zur Warmwasserbereitung der Schule zu verwenden. Hier wird bislang noch konventioneller Brennstoff wie Holz eingesetzt. Dazu könnte man einen Wärmetauscher im Kiesbett einbauen, um durchfließendes Brauchwasser zu erhitzen, oder einen Wassertank in den Speicher integrieren.

Ein weiterer Verbesserungsvorschlag ist die Verlagerung des Kiesbettspeichers in den Boden des Gebäudes. Zum einen wäre eine bessere Temperaturverteilung im Raum gewährleistet. Zum anderen würde es gestatten, den Speicher größer zu gestalten und damit das Temperaturniveau auf circa 40°C zu senken. Das hätte zur Folge, daß der solare Lufterwärmer mit höherem Wirkungsgrad arbeiten würde (siehe Diagramm 6.8), damit eine kleinere Kollektorfläche nötig wäre und die Anlagenkosten gesenkt würden.

10 Literaturverzeichnis

- John A. Duffi, William A. Beckman: „Solar Engineering of Thermal Processes“; John Wiley & Sons, 1980
- Shampine, L. F. and M. E. Hosea, „Analysis and Implementation of TR-BDF2“ Applied Numerical Mathematics 20, 1996.
- Bank, R. E., W. C. Coughran, Jr., W. Fichtner, E. Grosse, D. Rose, and R. Smith, "Transient Simulation of Silicon Devices and Circuits," IEEE Trans. CAD, 4 (1985), pp 436-451
- Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) „VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang“; Fünfte erweiterte Auflage, VDI-Verlag, 1988.
- Seem, John Ervin, „Modelling of heat transfer in buildings“; UMI Dissertation Services, 1987.
- Humpich, Klaus-Dieter, „Ein Beitrag zur Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von Wärmeversorgungsanlagen in Gebäuden“; VDI-Verlag Reihe 19, Nr.56.
- Clarke, J.A. „Energy simulation in building design“; Adam Hilger Ltd, 1985.
- Bohl, Willi, „Technische Strömungslehre“; Vogel-Fachbuch, Kamprath-Reihe
- Nikolai. V. Khartschenko, „Thermische Solaranlagen, Grundlagen, Planung und Auslegung“; Springer Verlag.
- Wagner, Walter, „Wärmeübertragung“; Vogel-Fachbuch, Kamprath Reihe.
- Dubbel, „Taschenbuch für den Maschinenbau“; 17. Auflage, Springer-Verlag, 1990
- Gieck, „Technische Formelsammlung“; Gieck-Verlag, 1995
- Feist, Wolfgang, „Thermische Gebäudesimulation : kritische Prüfung unterschiedlicher Modellansätze“ 1. Auflage, C. F. Müller, 1994.
- Recknagel, Sprenger, Schramek, „Taschenbuch für Heizungs + Klimatechnik“; Oldenbourg, 97/98.
- Davies, M.G., „Optimal designs for star circuits for radiant exchange in a room“; Building and Environment, 1983

11 Anhang