

Laborprojekt: *Modellierung des instationären Verhaltens eines geschichteten Warmwasserspeichers*

Feldprojekt: *Simulation thermischer Solaranlagen:
System-Integration von Kollektor und Speicher*

Bearbeitung: Tobias Loga

Betreuung: Rainer Kühne

Laufzeit: März bis Oktober 1990 (LP)
Oktober bis April 1991 (FP)

Laborprojekt: "Modellierung des instationären Verhaltens eines geschichteten Warmwasserspeichers"

Betreuung durch: Rainer Kühne

Bearbeiter: Tobias Loga

Laufzeit: März bis Oktober 1990

Definition: Es soll ein mathematisches Modell entwickelt und erprobt werden, mit dem das instationäre Verhalten eines geschichteten Warmwasserspeichers abgebildet werden kann.

Projektbeschreibung: Es wird zunächst ein geeignetes Modellsystem definiert, die notwendigen Vereinfachungen werden festgelegt. Durch räumliche Diskretisierung wird die Abbildung des Speichers in einem thermischen "RC-Netz" ermöglicht, das entsprechend dem elektrotechnischen Analogon mathematisch zu behandeln ist. Die vertikale Unterteilung des Speichers in eine variable Anzahl von Zonen ("n-Zonen-Speicher") erlaubt die Untersuchung der Auswirkung einer thermischen Schichtung.

Die verschiedenen Wärmeübergänge werden physikalisch beschrieben: Mechanismen für Verlust nach außen und interne Relaxation, Behandlung von Temperatur-Inversion, Be- und Entladung direkt (Massenstrom) und über Wärmetauscher (Wärmestrom).

Die System-(Differential-)Gleichung wird aufgestellt, die Lösung erfolgt nach Runge-Kutta. Der Programmalgorithmus wird unter Turbo-Pascal 5.0 implementiert.

Es werden verschiedene Tests für Einzelkomponenten und Gesamtsystem durchgeführt.

Ergebnisse: Die Tests belegen die Eignung des Modells zur Abbildung des instationären Betriebsverhaltens von geschichteten Warmwasserspeichern: direkte und indirekte Be-/Entladung, Zusammenwirken verschiedener zeitvariabler Randbedingungen.

Das entwickelte Unterprogramm ist flexibel genug, um sowohl detaillierte Analysen dynamischer Prozesse als auch Jahresbilanzierungen im Systemverbund mit thermischen Solaranlagen durchzuführen.

Feldprojekt: "Simulation thermischer Solaranlagen: System-Integration von Kollektor und Speicher"

Betreuung durch: Rainer Kühne

Bearbeiter: Tobias Loga

Laufzeit: Oktober bis April 1991

Definition: Es soll ein komponentenorientiertes Programmsystem entwickelt und erprobt werden, mit dem das dynamische Verhalten von Solaranlagen zur Brauchwasserbereitung simuliert werden kann.

Projektbeschreibung: Als Varianten für das Systemmodell werden verschiedene gebräuchliche Konfigurationen von Brauchwasser-Solaranlagen ausgewählt, die Verknüpfung der einzelnen Komponenten untereinander wird festgelegt.

Unter Rückgriff auf das Laborprojekt (Modellierung des instationären Verhaltens eines geschichteten Warmwasserspeichers) wird für den Speicher ein dynamisches Modell verwendet: zeitlich aufeinander folgende Speicherzustände sind korreliert. Alle anderen Komponenten werden als stationäre Probleme behandelt, speziell für die Module Kollektor und Wärmetauscher werden System-Kennlinien eingesetzt (Input/Output-Diagramme). Weitere Komponenten sind: Rohrleitungen, Pumpe, Regelung, Brauchwasserentnahme. Es werden Klimadaten in Form von Stundenwerten verwendet. Die Implementierung des Programmsystems erfolgt unter Turbo-Pascal 5.0.

Verschiedene Testreihen dienen der Erprobung des dynamischen Systemverhaltens, sowie der Untersuchung des Einflusses verschiedener Systemparameter auf die Jahreseffizienz. Ein quantitativer Vergleich mit Meßergebnissen wird vorgenommen.

Ergebnisse: Das erstellte Programmsystems ist in der Lage, sowohl das Betriebsverhalten im Detail als auch die jährliche Effizienz realer Anlagen abzubilden. Ein weiterer Ausbau als Nutzerprogramm erscheint sinnvoll.

Im einzelnen ergeben die Testreihen:

- Gute Wiedergabe des dynamischen Verhaltens einer realen thermischen Solaranlage für eine Meßperiode von 5 Tagen
- Gute Eignung zur Systemoptimierung durch Parametervariation. Untersucht wurde der Einfluß folgender Parameter: Absorberfläche, Kollektororientierung und -neigung, Speicher-Dämmung, Brauchwasser-Zapfrate, Anzahl der Speicher-Temperaturzonen
- Ein Vergleich des Programmsystems (Speicher mit 3 Temperaturzonen) mit dem Auslegungsverfahren f-chart ergibt Abweichungen von 20%
- Ein Vergleich mit dem Ergebnis einer Jahresmessung zeigt dagegen sehr gute Übereinstimmung; f-chart ergibt wieder 20% zu hohe solare Gewinne.
- Für die gleiche Messung zeigt sich bei Reduktion des Speichermodells auf 1 Zone eine starke Abweichung. Der Aufwand zur Erstellung eines n-Zonen-Modells für den Speicher erscheint gerechtfertigt.

Einleitung und Motivation

Die üblicherweise für die Auslegung von Solaranlagen eingesetzten Verfahren (f-chart [1], "Utilizability-" bzw ϕ -Methode, w-Methode [2] etc.) basieren meist auf empirischen Untersuchungen (Messungen oder Simulationen) an einer Vielzahl von Anlagen und daraus abgeleiteten mathematischen Zusammenhängen. Mit ihrer Hilfe können tendenzielle, statistische Aussagen über die Leistungsfähigkeit von Solarsystemen getroffen werden. Berechnungen für einzelne, konkrete Anlagen sind jedoch mit einer großen Unsicherheit behaftet, weshalb eine systematische Optimierung der Anlagenparameter nur sehr begrenzt möglich ist. Die einfachen Verfahren bieten daher im Planungsprozeß gegenüber der Auslegung auf der Basis (überlieferter) praktischer Erfahrungen ("Daumenregeln") kaum Vorteile.

Eine wesentlich höhere Genauigkeit wird durch komponentenorientierte Simulationsprogramme erreicht. Am weitesten verbreitet und am besten validiert ist das Programm TRNSYS [3]. Anstelle statistischer Funktionen verwenden diese Verfahren mathematische Modelle zur Abbildung der in den einzelnen Anlagenkomponenten auftretenden physikalischen Prozesse. Ein wesentlicher Vorteil besteht in der Fähigkeit, auch instationäre Vorgänge abzubilden. Diesen wird zunehmend Bedeutung für die Charakterisierung von Solaranlagen zugemessen, was aktuelle Bemühungen um eine Normung von Solaranlagen-Tests mit Hilfe dynamischer Rechenmethoden belegen [4].

Die Anwendung komplexer Simulationsprogramme erfordert allerdings eine gute Kenntnis ihrer internen Struktur. Damit steht der große Zeitaufwand für die Einarbeitung einer breiteren Anwendung in der Planungspraxis entgegen.

Es besteht folglich die Forderung nach Auslegungsprogrammen, welche die vorteilhaften Eigenschaften beider Ansätze verbinden. Übersichtlichkeit und Bedienungskomfort sollten ebenso gewährleistet sein wie Detailgenauigkeit und Flexibilität. Das dynamische Zusammenwirken der Komponenten muß auf einer übergreifenden Systemebene mathematisch beschrieben und kontrolliert werden [5].

Der erste und wesentliche Schritt in Richtung Auslegungsverfahren ist die *Entwicklung eines Kernprogramms für die dynamische Simulation der thermischen Prozesse in Solaranlagen*. Dies erfolgte im Rahmen von Labor- und Feldprojekt und ist Gegenstand des vorliegenden Berichts. Die Schaffung einer übergeordneten Anwenderoberfläche bleibt weiteren Arbeiten vorbehalten.

Im Rahmen des Projekts besteht eine Festlegung auf solare Systeme zur Brauchwasserbereitung. Hier liegen die meisten Erfahrungen hinsichtlich der Auslegungskriterien und eine Vielzahl von experimentellen und theoretischen Untersuchungen vor. Die Programm-Struktur ist dabei offen für einen späteren Ausbau in Richtung solarer Heizungsanlagen oder auch Niedertemperatursysteme für industrielle Prozesse.

Teil A: Laborprojekt

Modellierung des instationären Verhaltens eines geschichteten Warmwasserspeichers

	Seite
1. Problemstellung	1
2. Physikalische Modellbildung: n-Zonen-Speicher	2
2.1. Thermisch-elektrische Analogie	2
2.2. System-Definition	4
2.3. Differentialgleichungssystem	7
2.4. Matrizen	8
2.5. Lösungsverfahren	10
2.5.1. Verfahren von Euler	10
2.5.2. Verfahren von Heun	10
2.5.3. Konvergenz	11
2.5.4. Diskretisierungsfehler	11
2.6. Physikalische Gleichungen: Wärmeübergänge	13
2.6.1. Wärmeverlust des Speichers nach außen	13
2.6.2. Wärmeleitung innerhalb des Speichers	14
2.6.3. Wärmetransport durch Massenstrom	15
2.6.4. Wärmequellen/-senken	15
2.6.5. Wärmetauscher	16
2.6.6. Durchmischung der Speicherschichten	19
2.6.7. Regelung	20
3. Simulationsergebnisse	23
3.1. Wärmetauscher-Test	23
3.2. Ladevorgang	27
3.2. Dynamisches Verhalten	31
4. Zusammenfassung	33

Teil B: Feldprojekt

Simulation thermischer Solaranlagen: System-Integration von Kollektor und Speicher

	Seite
1. Problemstellung	34
2. System-Definition	36
3. Programm-Struktur	40
3.1. Eingabedaten	40
3.2. Ausgabedaten	42
3.3. Programmablauf	44
4. Kurzzeit-Test	47
4.1. Parameter	47
4.2. Ergebnisse	52
5. Jahres-Testläufe	53
5.1. Voraussetzungen und Parameter	53
5.2. Jahres-Wärmebilanz der Standard-Solaranlage	55
5.3. Parameterstudie	57
5.3.1. Absorberfläche	58
5.3.2. Kollektororientierung (Azimutwinkel)	59
5.3.3. Kollektorneigung (Zenitwinkel)	60
5.3.4. Speicher-Verluste	61
5.3.5. Tägliche Zapfmenge	62
5.3.6. Speicher-Zonierung	64
5.3.7. Jahresgang mit monatsweise konstanten Rand- bedingungen	65
5.3.8. "Relativer Fremdenergieaufwand" und "Solarer Deckungsgrad"	67
5.4. Vergleich der Monatsbilanzen von SPOTS und f-chart	69
5.5. Vergleich der Jahresbilanzen von Simulation und Messung	70
6. Zusammenfassung	73
7. Ausblick	74
* Anhang	75
- Quellenverzeichnis	
- Anforderungskatalog für ein Solaranlagen- Auslegungsprogramm	
- Daten der STANDARD-Anlage	

Teil A: Laborprojekt

Modellierung des instationären Verhaltens eines geschichteten Warmwasserspeichers

1. Problemstellung

Die angestrebte Optimierung von Solaranlagen wird häufig auf den Aspekt der Maximierung des Kollektor-Wirkungsgrades reduziert. Dabei wird die Bedeutung der übrigen Komponenten, vor allem ihrer *gegenseitigen Wechselwirkung* unterschätzt.

Das *spezifische* Problem der Solarenergienutzung liegt in der *Ungleichzeitigkeit* von Angebot und Nachfrage. Der Komponente Speicher kommt hier die zentrale Funktion des zeitlichen Ausgleichs zu. Die dadurch entstehende Korrelation der Speicherladezustände zweier nicht zu weit auseinanderliegender Zeitpunkte muß mathematisch durch ein *dynamisches* Modell beschrieben werden.

Die Erstellung eines Speichermodells erfordert zunächst die Modellierung *verschiedenartiger physikalischer Phänomene*: Wärmeverlust nach außen, Entstehen und Ausgleich von Temperaturschichtung, Einkopplung von solarer Wärme aus dem Kollektorkreis, Auskopplung von Brauchwasser. Die Mechanismen werden in eine *Systemgleichung* überführt, die auch die zeitliche Entwicklung mitberücksichtigt (Differentialgleichung). Die eigentliche Simulation besteht im Prinzip in der *sukzessiven Lösung* (Integration) dieser Gleichung in zeitlich aufeinander folgenden, definierten Zeitschritten.

2. Physikalische Modellbildung: n-Zonen-Speicher

2.1. Thermisch-elektrische Analogie

Eine weit verbreitete Methode, thermische Prozesse auf ein einfaches, leicht handhabbares physikalisches Modell zu reduzieren, ist die Ausnutzung der thermisch-elektrischen Analogie. Diese beruht auf der Ähnlichkeit der Differentialgleichungen für Ladungstransport und Wärmestrom bei räumlicher Diskretisierung. Auf ihrer Grundlage kann die physikalische Modellierung der thermischen Prozesse im Speicher analog der Behandlung elektrischer Netzwerke vorgenommen werden. Eine Temperaturdifferenz wird als elektrische Spannung, ein Wärmestrom als elektrischer Strom betrachtet. Entsprechend werden Wärmeübergänge zwischen zwei Punkten durch Widerstände, Wärmekapazitäten durch Kondensatoren dargestellt. Auf dieser Basis ist es möglich, das thermische Verhalten des Warmwasserspeichers in Form eines RC-Netzes zu simulieren.

Da im RC-Netz lediglich diskrete Temperaturen gemessen werden, muß der Speicher in diskrete, jeweils endlich große Bereiche unterteilt werden. Jedem dieser "finiten Elemente" werden homogene thermische Eigenschaften zugeschrieben und ein Temperaturwert zugeordnet. Symbolisiert wird es (entsprechend dem elektrotechnischen Analogon) durch einen "Temperaturknoten", der durch Widerstände mit anderen Knoten und über einen Kondensator mit der Masse gekoppelt ist. Es findet analog zu elektrischen Schaltkreisen nur eine eindimensionale Wärmeleitung statt.

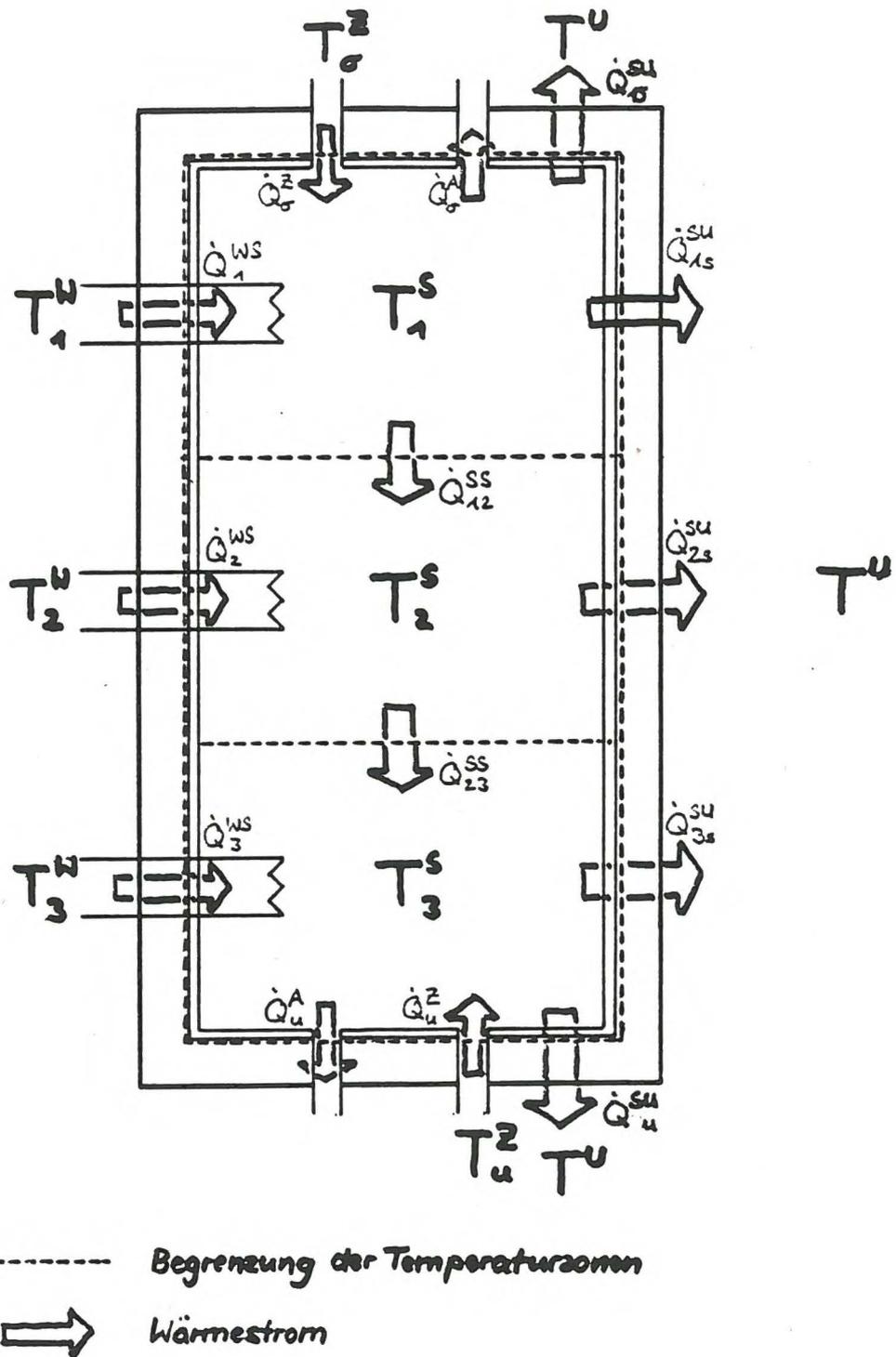


Abb. 1: Thermisches Modell eines geschichteten Warmwasserspeichers (3 Temperaturzonen)

2.2. System-Definition

Um die Netzwerkgleichungen aufstellen zu können, muß zunächst - ausgehend von der Geometrie des zu betrachtenden Warmwasserspeichers - eine räumliche Diskretisierung erfolgen.

Abb. 1 zeigt das Speichermodell, bestehend aus dem Speichermedium, der Behälterwandung, der Wärmedämmung, einem Zu- und einem Ablauf jeweils im oberen und unteren Bereich sowie mehreren Wärmetauschern oder Heizstäben.

Weiterhin ist eine Unterteilung des Speichers in vertikaler Richtung vorgesehen. Diese Zonierung ermöglicht die Abbildung einer in der Praxis auftretenden Schichtung, die das Betriebsverhalten stark beeinflusst.

Die Ausbildung einer Schichtung besitzt bei realen Speichern folgenden Vorteil: Durch unten einströmendes Kaltwasser wird im Speicher vorhandenes Wasser nach oben verdrängt, so daß an der Zapfstelle im oberen Bereich warmes Wasser austritt. Im Idealfall verschiebt sich eine scharfe Grenze zwischen kaltem und warmem Wasser nach oben, so daß das gesamte Volumen eines auf Brauchwassertemperatur geladenen Speichers ohne Nachheizung voll nutzbar ist. Dies trifft auch im umgekehrten Fall zu, wenn der (kalte) Speicher von oben direkt mit warmem Wasser aus dem Kollektorkreis geladen wird. Bis zu dem Moment, wo das Speichervolumen voll verdrängt ist, fließt in den Kollektor-Rücklauf Speichermedium mit niedriger Temperatur (Erhöhung des Kollektor-Wirkungsgrades).

Bei vollständiger Durchmischung treten überhöhte Wärmeverluste auf, da der gesamte Speicherinhalt (auch bei geringer solarer Einspeisung) durch die Zusatzheizung auf Solltemperatur gehalten wird.

Für die Erstellung des Speichermodells werden folgende Annahmen getroffen:

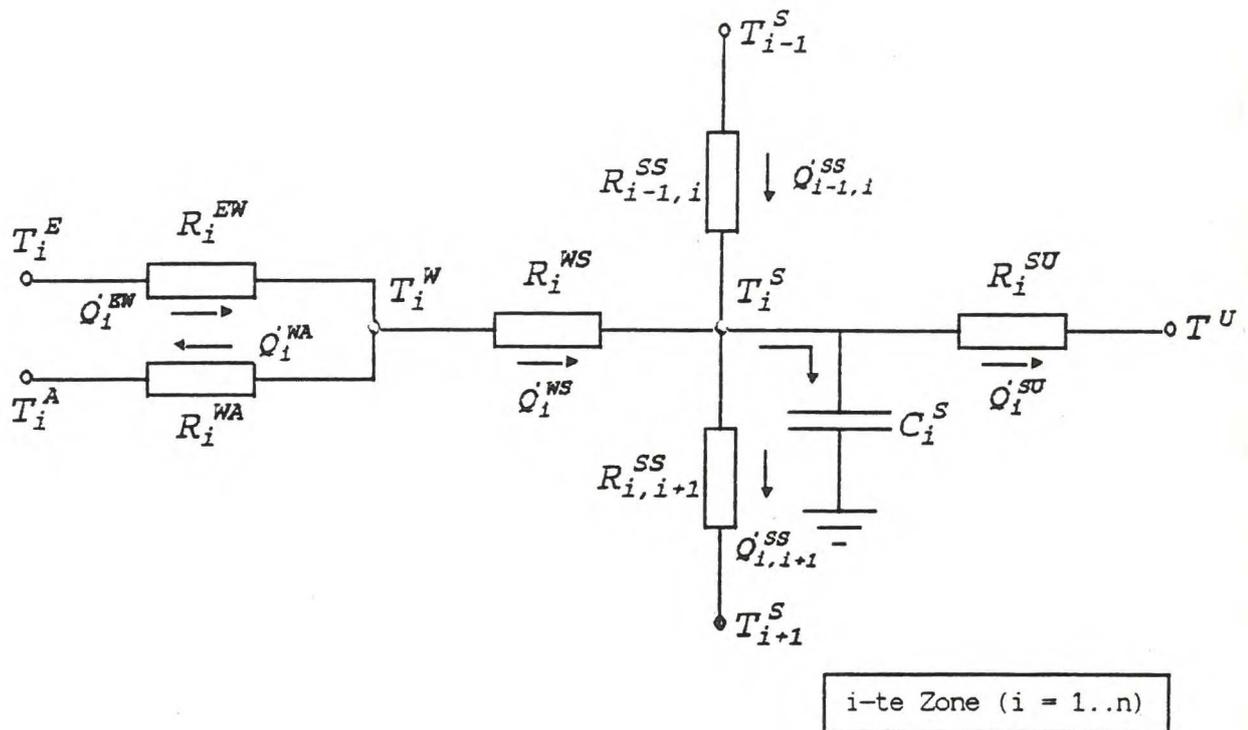
1. Der Speicher besitzt eine zylindrische Form, mit vertikaler Achse
2. Das (flüssige) Speichermedium wird durch eine Behälterwandung, diese wiederum durch eine Wärmedämmschicht zur Umgebung abgegrenzt.
3. Allein dem Speichermedium wird eine endliche thermische Kapazität zugeordnet, die Kapazitäten der übrigen Bauteile werden vernachlässigt.
4. Der Speicher (einschließlich seiner Hülle) wird in vertikaler Richtung in n zylindrischen Zonen mit gleichem Mediumvolumen unterteilt. Jede Zone besitzt in sich homogene thermische Eigenschaften (spez. Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit) und eine ortsunabhängige Temperatur.
5. Jeder Zone kann mittels thermischen Quellen oder Senken Wärme zu- oder abgeführt werden. Diese sind entweder als durchströmter Wärmetauscher oder als elektrischer Heizstab ausgeführt, jeweils mit vernachlässigter Kapazität.
6. Die oberste und unterste Zone besitzt je einen direkten Zu- und Abfluß. Der aufwärts- und der abwärtsgerichtete Massenstrom beeinflussen sich gegenseitig nicht und sind über die gesamte Speicherhöhe konstant.

In Abb. 1 sind folgende Temperaturen definiert:

T_i^S	Temperatur der i -ten Zone des Speichermediums
T_i^W	Temperatur der Wärmequelle/-senke in der i -ten Zone
T_u^Z	Temperatur des Zulaufs im unteren Bereich
T_o^Z	Temperatur des Zulaufs im oberen Bereich
T^U	Umgebungstemperatur (Aufstellungsraum Speicher)

Die Temperaturdifferenzen verursachen folgende Wärmeströme:

\dot{Q}_{is}^{SU}	Wärmestrom vom i -ten Volumenelement des Speichers seitlich in die Umgebung
$\dot{Q}_o^{SU}, \dot{Q}_u^{SU}$	Wärmestrom vom obersten/untersten Volumenelement des Speichers nach oben/unten in die Umgebung
\dot{Q}_i^{WS}	Wärmestrom zwischen Quellen/Senken und dem i -ten Volumenelement
\dot{Q}_o^Z, \dot{Q}_o^A	Wärmestrom infolge Zufluß/Abfluß des Speichermediums im oberen Volumenelement
\dot{Q}_u^Z, \dot{Q}_u^A	Wärmestrom infolge Zufluß/Abfluß des Speichermediums im unteren Volumenelement



- T_i^S Temperatur des Volumenelements i
- T_i^W Temperatur des Mediums im Wärmetauscher im Volumenelement i
(bestimmend für Wärmeübergang Wärmetransportmedium \rightarrow Speichermedium)
- T_i^E Temperatur des Transportmediums am Wärmetauscher-Eingang
- T_i^A Temperatur des Transportmediums am Wärmetauscher-Ausgang
- T^U Lufttemperatur der Umgebung des Speichers
- $R_{i-1,i}^{SS}$ Wärmewiderstand zwischen Speicher-Volumenelement $i-1$ und i
- R_i^{WS} Wärmewiderstand für Übergang zwischen Medium im Wärmetauscher und Medium im Speicher-Volumenelement i
- R_i^{EW}, R_i^{WA} Wärmewiderstand für Mediumtransport durch den Wärmetauscher
- R_i^{SU} Wärmewiderstand für Übergang zwischen Volumenelement i und Umgebung
- C_i^S Wärmekapazität des Speicher-Volumenelements i
- $\dot{Q}_i^{(\dots)}$ Wärmeströme (entsprechend den Wärmewiderständen)

Abb. 2: RC-Netz für die i -te Zone des geschichteten Warmwasserspeichers

2.3. Differentialgleichungssystem

Unter Verwendung der thermisch-elektrischen Analogie wird für jedes Volumenelement ein RC-Glied definiert, das mit den übrigen zu einem Netz zusammengeschaltet werden kann.

In Abb. 2 ist das RC-Glied für das i-te Speicher-Volumenelement dargestellt. Für diesen Knoten läßt sich gemäß dem 1. Kirchhoffschen Gesetz (Knotenregel) eine (Wärme-)Strombilanz erstellen:

$$\text{Knoten } T_i^S: \quad 0 = \dot{Q}_{i-1,i}^{SS} + \dot{Q}_i^{WS} - \dot{Q}_{i,i+1}^{SS} - \dot{Q}_i^{SU} - \dot{Q}_i^C \quad (1)$$

$$\text{Knoten } T_i^W: \quad 0 = \dot{Q}_i^{BW} - \dot{Q}_i^{WA} - \dot{Q}_i^{WS} \quad (2)$$

Mit dem thermischen Äquivalent des Ohmschen Gesetzes $\dot{Q} = \Delta T/R$ und dem "Ladestrom" eines Kondensators $\dot{Q} = C \cdot \dot{T}$ ergibt sich für den i-ten Temperaturknoten folgende gewöhnliche Differentialgleichung 1. Ordnung:

$$\begin{aligned} C_i^S T_i^S + \left(\frac{1}{R_{i-1,i}^{SS}} + \frac{1}{R_{i,i+1}^{SS}} + \frac{1}{R_i^{WS}} + \frac{1}{R_{i,s}^{SU}} \right) T_i^S \\ = \frac{1}{R_{i-1,i}^{SS}} T_{i-1}^S + \frac{1}{R_{i,i+1}^{SS}} T_{i+1}^S + \frac{1}{R_i^{SU}} T^U + \frac{1}{R_i^{WS}} T_i^W \end{aligned} \quad (3)$$

mit $i = 1 \dots n$

Über die Variablen T_{i-1}^S und T_{i+1}^S sind alle n Gleichungen miteinander gekoppelt, so daß ein System von n Differentialgleichungen vorliegt.

Im Fall eines durchströmten Wärmetauschers ist in Gl. (3) die mittlere Mediumtemperatur im Wärmetauscher T_i^W unbekannt. Aus der Bilanzgleichung (2) ergibt sich für diese:

$$T_i^W = \frac{1}{\frac{1}{R_i^{BW}} + \frac{1}{R_i^{WA}} + \frac{1}{R_i^{WS}}} \left(\frac{1}{R_i^{BW}} T_i^B + \frac{1}{R_i^{WA}} T_i^A + \frac{1}{R_i^{WS}} T_i^S \right) \quad (4)$$

mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz als Randbedingung:

$$T_i^W - T_i^S = \frac{T_i^B - T_i^A}{\ln\left(\frac{T_i^B - T_i^A}{T_i^A - T_i^S}\right)} \quad (5)$$

Das Differentialgleichungssystem (3) kann folgendermaßen verallgemeinert werden:

$$\frac{dT_i}{dt} + \frac{1}{C_i} \sum_{j=1}^n \frac{1}{R_{ij}} T_j = \frac{1}{C_i} \sum_{k=1}^m \frac{1}{R_{ik}} Y_k \quad (6)$$

für $i = 1 \dots n$
 $n =$ Zahl der Knoten
 $m =$ Zahl der Inhomogenitäten

Die Variablen T_i (Temperaturen der simulierten Systemkomponenten) werden als *Zustandsgrößen* und die Inhomogenitäten Y_k (äußere Einflüsse) als *Störgrößen* bezeichnet [6].

Entsprechend Annahme 4 (S. 5) ist die thermische Kapazität für jedes Volumenelement gleich. Faßt man die Wärmewiderstände in Matrizen zusammen, ergibt sich:

$$T_i + \frac{1}{C} A_{ij} T_j = \frac{1}{C} B_{ik} Y_k \quad (7)$$

$i = 1 \dots n$
 $j = 1 \dots n$
 $k = 1 \dots m$

T_i = Zustandsvektor, A_{ij} = Systemmatrix,
 Y_k = Störvektor, B_{ik} = Störmatrix

2.4. Matrizen

Die Matrixelemente der Matrizen A_{ij} und B_{ik} setzen sich aus den verschiedenen Widerstandswerten der Wärmeübergänge sowie aus Kontrollfunktionen zusammen. Diese sind in Abb. 3 zusammengestellt. Die Definitionen der einzelnen Wärmewiderstände finden sich in Abschnitt 2.6..

$$\dot{T}[i] = \frac{1}{C} * (-A[i,j] * T[j] + B[i,j] * Y[j]) \quad \begin{matrix} i = 1 \dots n \\ j = 1 \dots 6 \end{matrix}$$

mit $C = MSchi * cpSpeMe$

Matrix A	T[1]	T[2]	T[n-1]	T[n]
$\dot{T}[1]$	+ 1/RWaUmO + 1/RWaUmS[1] + 1/RWaZone + 1/RMeZone + 1/RTraAuf + 1/RTraAb	- 1/RWaZone - 1/RMeZone - 1/RTraAuf		
$\dot{T}[2]$	- 1/RWaZone - 1/RMeZone - 1/RTraAb	+ 1/RWaUmS[2] + 2/RWaZone + 2/RMeZone + 1/RTraAuf + 1/RTraAb	- 1/RWaZone - 1/RMeZone - 1/RTraAuf	
$\dot{T}[n-1]$		- 1/RWaZone - 1/RMeZone - 1/RTraAb	+ 1/RWaUmS[n-1] + 2/RWaZone + 2/RMeZone + 1/RTraAuf + 1/RTraAb	- 1/RWaZone - 1/RMeZone - 1/RTraAuf
$\dot{T}[n]$			- 1/RWaZone - 1/RMeZone - 1/RTraAb	+ 1/RWaUmU + 1/RWaUmS[n] + 1/RWaZone + 1/RMeZone + 1/RTraAuf + 1/RTraAb

Matrix B	Y[1]	Y[2]	Y[3]	Y[4]	Y[5]	Y[6]
$\dot{T}[1]$	+ 1/RWaUmO + 1/RWaUmS[1]	+ 1/RTraAb		fWtKol[1] * fMaxSpe	fWtHz[1] * fSollHz	fWtBw[1]
$\dot{T}[2]$	+ 1/RWaUmS[2]			fWtKol[2] * fMaxSpe	fWtHz[2] * fSollHz	fWtBw[2]
$\dot{T}[n-1]$	+ 1/RWaUmS[n-1]			fWtKol[n-1] * fMaxSpe	fWtHz[n-1] * fSollHz	fWtBw[n-1]
$\dot{T}[n]$	+ 1/RWaUmU + 1/RWaUmS[n]		+ 1/RTraAuf	fWtKol[n] * fMaxSpe	fWtHz[n] * fSollHz	fWtBw[n]
Y[j]	TUm	TZu0	TZuU	QWtKol	QWtHz	QWtBw

Definitionen

Wärme Widerstände R... in Abschnitt 2.6.

Konfigurationsfunktionen:

fWtKol[i] = 1, wenn Kollektor-Wärmetauscher in Zone i, sonst = 0

fWtHz[i] = 1, wenn Nachheizgerät (Wärmetauscher oder Heizstab) in Zone i, sonst = 0

fWtBw[i] = 1, wenn Wärmetauscher für Brauchwasser-Erwärmung in Zone i, sonst = 0

Regelfunktionen: fMaxSpe, fSollHz, Definition in Abschnitt 2.6.7.

Komponenten des Störvektors \underline{Y} :

TUm = Umgebungstemperatur

TZu0, TZuU = Temperatur des zulaufenden Speichermediums in der obersten und untersten Zone

QWtKol, QWtHz, QWtBw = Wärmeleistung der Wärmequellen/-senken (Wärmetauscher oder Heizstab)

Abb. 3: Definition der Elemente der Matrizen A und B

2.5. Lösungsverfahren

Es existieren verschiedene numerische Integrationsverfahren, deren Einsatz von den jeweiligen Anforderungen an Rechenzeit und -genauigkeit abhängt.

Die beiden nachfolgend dargestellten Verfahren gehören zu den gebräuchlichsten und sind mit relativ geringem Aufwand zu programmieren. Sie zählen zu den Einschrittverfahren, da jeweils nur *ein* Startwert zu Beginn des betrachteten Intervalls Δt herangezogen wird [7].

2.5.1. Verfahren von Euler

Die einfachste Variante ist die explizite Lösung der Differentialgleichungen mit Hilfe des Tangentenverfahrens nach Euler.

Die Temperatur des Knotens i zur Zeit $(t + \Delta t)$ wird hierbei durch lineare Extrapolation aus ihrem momentanen Differentialquotienten $\dot{T}(t)$ gewonnen:

$$T(t+\Delta t) = T(t) + \dot{T}(t) \Delta t \quad (8)$$

Mit $\dot{T}(t)$ aus der Differentialgleichung (7) folgt:

$$T_i(t+\Delta t) = T_i(t) + \frac{1}{c} [-A_{ij} T_j(t) + B_{ik} Y_k(t)] \Delta t \quad (9)$$

2.5.2. Verfahren von Heun

Bei gleicher Schrittweite läßt sich eine höhere Rechengenauigkeit erreichen durch Verwendung impliziter Verfahren vom Runge-Kutta-Typ [8]:

Das hier verwendete "Verfahren von Heun" (Bez. nach [9]) oder auch "Verbesserte Polygonzug-Verfahren" (Bez. nach [10]) ist wie folgt definiert:

$$T(t+\Delta t) = T(t) + \frac{1}{2} (\dot{T}(t, T(t)) + \dot{T}(t+\Delta t, T(t+\Delta t))) \cdot \Delta t \quad (10)$$

Diese Gleichung kann im Normalfall nicht *explizit* nach $T(t+\Delta t)$ aufgelöst werden, es handelt sich also um ein *implizites Verfahren*.

Am einfachsten ist eine iterative Bestimmung von $T(t+\Delta t)$. Dabei wird zunächst nach Euler (Gl. (8)) aus der zeitlichen Ableitung zur Zeit t der Wert $T(t+\Delta t)$ berechnet und an dieser Stelle dann wieder die Ableitung gebildet. $T(t+\Delta t)$ wird nun gemäß Gl. (10) durch Bildung des Mittelwertes der beiden Differentialquotienten bestimmt. Durch wiederholte Anwendung von Gl. (10) kann eine vorgegebene Iterationsgenauigkeit erreicht werden.

2.5.3. Konvergenz

Die Schrittweite Δt muß in beiden Verfahren so gewählt werden, daß Konvergenz erreicht wird. Die Konvergenzbedingung lautet im Falle des Euler-Verfahrens:

$$2 \Delta t \cdot \frac{1}{C_1} \sum_j \frac{1}{R_{1j}} < 1 \quad (11)$$

Im Falle des impliziten Heun-Verfahrens ist das Konvergenzkriterium lockerer:

$$\frac{\Delta t}{2} \cdot \frac{1}{C_1} \sum_j \frac{1}{R_{1j}} < 1 \quad (12)$$

Anschaulich gesprochen muß die Simulationsschrittweite kleiner als die halbe (Euler) bzw. doppelte (Heun) Zeitkonstante des schnellsten Temperaturknotens (RC-Gliedes) sein.

2.5.4. Diskretisierungsfehler

Eine weitere Einschränkung der Schrittweite folgt aus der Forderung einer definierten Rechengenauigkeit: Der durch die Verwendung endlicher Zeitintervalle verursachte Diskretisierungsfehler sollte einen vorgegebenen Wert nicht überschreiten.

Für die automatische Regelung der Schrittweite kann der Fehler entsprechend dem Prinzip von Runge abgeschätzt werden, bei dem die Ergebnisse zweier Rechnungen mit verschiedenen Schrittweiten miteinander verglichen werden [7]:

$$e(t, \Delta t) \approx \frac{\tilde{T}(t, \Delta t) - \tilde{T}(t, 2\Delta t)}{2^k - 1} \quad (13)$$

Hier sind $\tilde{T}(t, \Delta t)$ und $\tilde{T}(t, 2\Delta t)$ die mit der Schrittweite Δt und $2\Delta t$ berechneten Temperaturen zur Zeit t . Die Fehlerordnung k

ist beim Euler-Verfahren gleich 2 beim Heun-Verfahren gleich 3. Der Fehler bei der Schrittweite Δt verhält sich allgemein proportional zur k. Potenz von Δt .

Damit nicht die gesamte Simulation mit 2 Schrittweiten gerechnet werden muß, kann folgendes, eher heuristisches Verfahren angewendet werden:

Die Zeitkonstante wird bei jedem Zeitschritt so gewählt, daß für keinen Knoten die Temperaturänderung $T(t + \Delta t) - T(t)$ einen bestimmten vorher festgelegten Wert ΔT_{\max} überschreitet [11]. Im thermischen Gleichgewicht können auf diese Weise sehr große Schrittweiten erzielt werden.

Die automatische Regelung der Schrittweite beinhaltet folgendes Vorgehen:

- für jeden Berechnungsschritt Ermittlung der größten zeitlichen Temperaturänderung $\dot{T}_{\max}(t)$;
- Bestimmung der Schrittweite: $\Delta t(t) = \Delta T_{\max} / \dot{T}_{\max}(t)$ (ΔT_{\max} z.B. = 0,1K)

Die Wahl von ΔT_{\max} legt den Diskretisierungsfehler fest. Eine quantitative Bestimmung des Fehlers entsprechend Gl.(13) erfolgt dann lediglich für typische Tagesgänge.

Um mit dem expliziten Euler-Verfahren eine Rechengenauigkeit zu erzielen, die mit der des Heun-Verfahrens vergleichbar ist, sind sehr kleine Schrittweiten erforderlich, wodurch die Rechenzeiten im Allgemeinen höher liegen [12][13]. Aus diesem Grund wird in allen folgenden Testläufen generell das Verfahren von Heun verwendet.

Das Euler-Verfahren besitzt jedoch in den Fällen Vorzüge, in denen die Simulationsschrittweite aus programminternen Gründen im Vergleich zu den Zeitkonstanten des Systems relativ klein ist (z.B. Simulation des thermischen Verhaltens von Gebäuden mit einer Kapazität unter Verwendung von stündlichen Klimadaten), oder in denen das System durch sprunghafte Steuer- und Regelfunktionen bestimmt wird [14] (da für die impliziten Verfahren höherer Ordnung ein hinreichend glatter Verlauf erforderlich ist).

2.6. Physikalische Gleichungen: Wärmeübergänge

Im folgenden wird die Berechnung der in den Matrizen A und B zusammengefaßten Wärmewiderstandskoeffizienten dargestellt.

2.6.1. Wärmeverlust des Speichers nach außen

Die Verluste des Speichers werden bestimmt durch die Wärmeübergänge vom Speichermedium zur Behälterinnenoberfläche, durch die Wärmeleitung innerhalb der Behälterwandung und der Dämmung und durch den Wärmeübergang von der Speicher- außenoberfläche zur Umgebungstemperatur. Der Wärmeübergang zwischen Medium und Innenwand, sowie die Wärmeleitung innerhalb der Wandung besitzt einen sehr geringen Einfluß und wird daher vernachlässigt.

Verlust nach oben für das Volumenelement 1 :

$$R_{WaUmO} = \frac{\frac{d_{WdO}}{\lambda_{Wd}} + \frac{1}{\alpha_{Wa}}}{A_{Deck}} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (14)$$

Verlust nach unten für das Volumenelement n_{Zone} :

$$R_{WaUmU} = \frac{\frac{d_{WdU}}{\lambda_{Wd}} + \frac{1}{\alpha_{Wa}}}{A_{Deck}} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (15)$$

Verlust zur Seite für das Volumenelement $i = 1..n_{Zone}$:

$$R_{WaUmS}[i] = \frac{\frac{d_{WdS}}{\lambda_{Wd}} + \frac{1}{\alpha_{Wa}}}{\frac{1}{n_{Zone}} \cdot A_{Mantel}} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (16)$$

Der Wärmeverlust des gesamten Speichers ergibt sich zu:

$$\frac{1}{R_{Waspe}} = \frac{1}{R_{WaUmO}} + \sum_{i=1}^{n_{Zone}} \frac{1}{R_{WaUmS}[i]} + \frac{1}{R_{WaUmU}} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (17)$$

Dabei sind:

- n_{Zone} = Anzahl der Speicherzonen
- d_{WdO} , d_{WdU} , $d_{WdS}[i]$ = Dicke der Wärmedämmung oben, unten, seitlich in [m]
- A_{Mantel} , A_{Deck} = Mantel- und Deckfläche des Behälters in [m²]
- λ_{Wd} = Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung in [W/mK]
- α_{Wa} = Wärmeübergangskoeffizient von der Oberfläche des Speichers zur Luft im Aufstellungsraum in [W/m²K]

Falls der Wärmeverlust des Speichers aus Messungen bekannt

ist, kann dieser alternativ zur obigen Berechnung im Programm direkt eingegeben werden.

2.6.2. Wärmeleitung innerhalb des Speichers

Der Temperatenausgleich innerhalb des Speichers wird durch zwei parallele Wärmeströme und die entsprechenden Widerstände bestimmt.

Wärmeleitung zwischen benachbarten Zonen innerhalb des Mediums:

$$R_{MeZone}[i] = \frac{h_{Beh}}{n_{Zone} \cdot \lambda_{Med} \cdot A_{Deck}} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (18)$$

$$i = 1 \dots (n_{Zone} - 1)$$

Wärmeleitung zwischen benachbarten Zonen innerhalb der Behälterwandung:

$$R_{WaZone}[i] = \frac{h_{Beh} \cdot \pi \cdot D_{Beh}}{n_{Zone} \cdot \lambda_{WaBeh} \cdot d_{WaBeh}} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (19)$$

$$i = 1 \dots (n_{Zone} - 1)$$

h_{Beh}	= Höhe des Behälters	in [m]
D_{Beh}	= Durchmesser des Behälters	in [m]
d_{WaBeh}	= Dicke der Behälterwandung	in [m]
λ_{Med}	= Wärmeleitfähigkeit des Mediums	in [W/mK]
λ_{WaBeh}	= Wärmeleitfähigkeit der Behälterwandung	in [W/mK]

Zwei weitere Mechanismen des Wärmetransports zwischen den Zonen stellen von außen aufgeprägte Massenströme sowie Durchmischung infolge Inversion des Temperaturprofils (die Temperatur einer Zone überschreitet die einer darüber befindlichen) dar. Diese werden in Abschn. 2.6.3. bzw. 2.6.6. behandelt.

2.6.3. Wärmetransport durch Massenstrom

Durch Zu- und Ablauf des Speichermediums in der obersten und untersten Zone ergeben sich Wärmeströme zwischen den benachbarten Zonen, die durch folgende Wärmewiderstände abgebildet werden können. Aufgrund der Massenerhaltung sind die Widerstandswerte für alle Übergänge in einer Richtung gleich.

Aufwärts strömendes Medium:

$$R_{TraAuf} = \frac{1}{\dot{m}_{DirBw} \cdot c_{p,MedBw}} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (20)$$

Abwärts strömendes Medium:

$$R_{TraAb} = \frac{1}{\dot{m}_{DirKol} \cdot c_{p,MedKol}} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (21)$$

- \dot{m}_{DirBw} = Volumenstrom bei dir. Brauchwasserzapfung in [m³/s]
 \dot{m}_{DirKol} = Volumenstrom bei dir. solarer Einspeisung in [m³/s]
 $c_{p,Med}$ = spez. Wärmekapazität des jeweiligen Mediums in [J/kgK]

2.6.4. Wärmequellen/-senken

Jedes Volumenelement besitzt die Möglichkeit der direkten Ein- oder Auskopplung einer definierten Wärmeleistung. Im einfachsten Fall ist dies ein elektrischer Heizstab, dessen vorgegebene elektrische Leistung (im eingeschalteten Zustand) vollständig auf das Volumenelement übertragen wird.

Etwas komplizierter ist das Vorgehen bei Einsatz eines Wärmetauschers. Hier hängt die abgegebene Wärme - außer von der Wärmetauschergeometrie - von der Temperatur des Mediums im Wärmetauscher und der des Mediums im Speicher ab (siehe folgender Abschnitt 2.6.5.).

Die aus den verschiedenen externen Anlage-Modulen (Kollektor, Nachheizung, Brauchwasser) jeweilig eingekoppelte Wärme-/Kühlleistung sind Elemente des Störvektors \underline{Y} (vgl. ?):

$Y[4] = \dot{Q}_{WtKol} =$ Wärmestrom aus dem Kollektorkreis (Wärmetauscher)

$Y[5] = \dot{Q}_{WtHz} =$ Wärmestrom aus der Nachheizung (Wärmetauscher oder elektr. Heizstab)

$Y[5] = \dot{Q}_{WtBw} =$ Wärmestrom in das Brauchwasser (Wärmetauscher)

Jede Störgröße kann auf maximal ein Speichervolumenelement wirken. Die Konfigurationsfunktionen $f_{WtKol}[i]$, $f_{WtHz}[i]$, $f_{WtBw}[i]$ gewährleisten die Zuweisung der entsprechenden Zone (siehe Abb. 3). Weiterhin regeln die Regel-Funktionen f_{MaxSpe} und f_{SollHz} die Wärmezu- und -abfuhr (siehe Abschnitt 2.6.7).

2.6.5. Wärmetauscher

Die Wärmeabgabe (oder -aufnahme) des Wärmetauschers hängt von den charakteristischen Wärmewiderständen der Übergänge auf der Innenseite und der Außenseite des Wärmetauschers sowie von der Temperaturdifferenz zwischen dem Speichermedium und dem Medium im Wärmetauscher ab. Der Wärmewiderstand der Wärmetauscherwandung ist so klein (Metallrohre), daß er im Normalfall vernachlässigt werden kann. Der Wärmestrom zwischen Wärmetauschermedium und Speichermedium ist:

$$\dot{Q}_{Wt} = \frac{1}{R_{Wt,i} + R_{Wt,a}} \cdot \Delta T_{mln}$$

$$\text{mit } \Delta T_{mln} = \frac{T_{Wt,ein} - T_{Wt,aus}}{\ln \left(\frac{T_{Wt,ein} - T_{Spe}}{T_{Wt,aus} - T_{Spe}} \right)} \quad (22)$$

Dabei sind:

$R_{Wt,i}$, $R_{Wt,a}$	=	Wärmewiderstand für den Übergang an der Wärmetauscher-Innen/-Außenfläche	in [K/W]
ΔT_{mln}	=	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	in [K]
$T_{Wt,ein}$, $T_{Wt,aus}$	=	Ein- und Ausgangstemperaturen des Wärmetauschers	in [K]
T_{Spe}	=	Temperatur des Speichermediums	in [K]

Im folgenden wird von einem rohrartigen Wärmetauscher ausgegangen. Wir betrachten zunächst den Wärmeübergang im Inneren des Wärmetauscher-Rohrs:

$$R_{Wt,i} = \frac{D_{Wt,i}}{\lambda_{Med,Wt} \cdot Nu} \quad (23)$$

$D_{Wt,i}$ = Innendurchmesser des Rohres in [m]
 $\lambda_{Med,Wt}$ = Wärmeleitfähigkeit des Wärmet.-Mediums in [W/mK]
 Nu = Nusseltzahl (dimensionslos)

Die Nusseltzahl Nu gibt das Verhältnis des Wärmeübergangs bei erzwungener Konvektion zur reinen Wärmeleitung an.

Für laminare Strömung gilt:

$$Nu = 3,65 + \frac{0,19 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{Wt,i}}{L_{Wt}} \right)^{0,8}}{1 + 0,117 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{Wt,i}}{L_{Wt}} \right)^{0,467}} \quad (24)$$

Für turbulente Strömung gilt:

$$Nu = 0,0235 \cdot (Re^{0,8} - 230) \cdot (1,8 \cdot Pr^{0,3} - 0,8) \cdot \left(1 + \left(\frac{d_{Wt,i}}{L_{Wt}} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \quad (25)$$

Re = Reynoldszahl (dimensionslos)
 Pr = Prandtlzahl (dimensionslos)
 L_{Wt} = Rohrlänge des Wärmetauschers in [m]

Die Prandtlzahl Pr gibt das Verhältnis der Wärmeübertragung durch Reibungskräfte zur Wärmeleitung an:

$$Pr = \frac{v_{Med} \cdot \rho_{Med} \cdot c_{p,Med}}{\lambda_{Med}} \quad (26)$$

Die Reynoldszahl Re gibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Reibungskräften an:

$$Re = \frac{v \cdot D_{Wt,1}}{v_{Med,Wt}} \quad (27)$$

v_{Med}	= kinematische Viskosität des Mediums	in $[m^2/s]$
ρ_{Med}	= Dichte des Mediums	in $[kg/m^3]$
$c_{p,Med}$	= spezifische Wärme des Mediums	in $[J/kgK]$
λ_{Med}	= Wärmeleitfähigkeit des Mediums	in $[W/mK]$
v	= Geschwindigkeit des Massenstroms	in $[m/s]$

Welche Art von Strömung vorliegt, entscheidet sich anhand der Reynoldszahl: Bei durchströmten Rohren bildet sich

für $Re < 2000$ laminare,

für $Re > 2000$ turbulente Strömung aus. [15]

Für die Wärmeübertragung an der Außenseite des Wärmetauschers wurde folgende empirische Beziehung verwendet (nach [16]):

$$R_{Wt,a} = \frac{1}{A_{Wt,a} \cdot f \cdot \left(\frac{\Delta T_{mLn}}{h_{Wt}} \right)^{\frac{1}{4}}} \quad (28)$$

$A_{Wt,a}$	= Außenfläche des Wärmetauschers	in $[m^2]$
h_{Wt}	= charakteristische Höhe des Wärmetauschers	in $[m]$

Der Widerstand $R_{Wt,a}$ hängt von der Temperaturdifferenz zwischen Wärmetauscher und Speichermedium ab. Dies liegt darin begründet, daß er durch die temperaturabhängige Strömungsgeschwindigkeit der Konvektionswalze im Speicher bestimmt wird. Der Korrekturfaktor f ist wie folgt definiert:

$$f = 210 \left(\frac{T_m}{185} - 1 \right) \quad (29)$$

T_m	= Mittelwert der Temperaturen von Wärmetauscher und Speichermedium	in $[K]$
-------	--	----------

Im Gleichgewicht muß der Wärmeverlust des strömenden Mediums

zwischen Ein- und Ausgang des Wärmetauschers gleich der an den Speicher abgegebenen Wärmeleistung sein.

$$\frac{1}{R_{Med, Tra}} (T_{ein} - T_{aus}) = \frac{1}{R_{Wt, i} + R_{Wt, a}} \Delta T_{min} \quad (30)$$

Daraus ergibt sich für die Ausgangstemperatur $T_{Wt, aus}$ des Wärmetauschers:

$$T_{Wt, aus} = T_{Spe} + (T_{Wt, ein} - T_{Spe}) \exp\left(-\frac{R_{Med, Tra}}{R_{Wt, i} + R_{Wt, a}}\right) \quad (31)$$

$R_{Med, Tra}$ charakterisiert den Wärmeübergang zwischen Eingang und Ausgang des Wärmetauschers, wird also durch die Wärmekapazität und den Massendurchsatz des Mediums bestimmt:

$$R_{Med, Tra} = \frac{1}{C_{p, Med} \dot{m}_{Med}} \quad (32)$$

Da der Wärmewiderstand an der Außenseite des Wärmetauschers $R_{Wt, a}$ bereits über ΔT_{min} von der zunächst unbekanntem Ausgangstemperatur abhängt (siehe Gl. (28)), muß die vom Wärmetauscher übertragene Wärmeleistung in Gl. (22) iterativ ermittelt werden.

2.6.6. Durchmischung der Speicherschichten

Im bisher dargestellten Modell ist ein Wärme-Austausch zwischen den Zonen nur durch Wärmeleitung (im Speicher-Volumen und in der Wand, Abschn. 2.6.2.) und durch Mediumtransport in jeweils einer Richtung bei direkter Beladung oder Entladung (Abschn. 2.6.3.) möglich.

Wird nun über den Kollektor-Wärmetauscher im unteren Teil des Speichers Wasser erwärmt, so ist ein Ansteigen der Temperatur in der betreffenden Zone über die einer darüberliegenden möglich. Resultat ist die Ausbildung einer Inversionsschicht: Das normale Dichteprofil - von unten nach oben abnehmend - ist invertiert. In der Realität hat dies komplexe Konvektionsströmungen zur Folge, die zu einem Ausgleich des Temperatur-/Dichte-Unterschieds führen. Dieser Prozeß kann mit dem hier gewählten eindimensionalen Modell nicht abgebildet werden. Es wird daher folgende Vereinfachung getroffen:

Im Speichermodell wird eine auftretende Inversion durch vollständige Durchmischung der Temperaturen oberhalb der invertierten Zone abgebaut. Dieser Prozeß ist beispielhaft in Abb. 4 dargestellt.

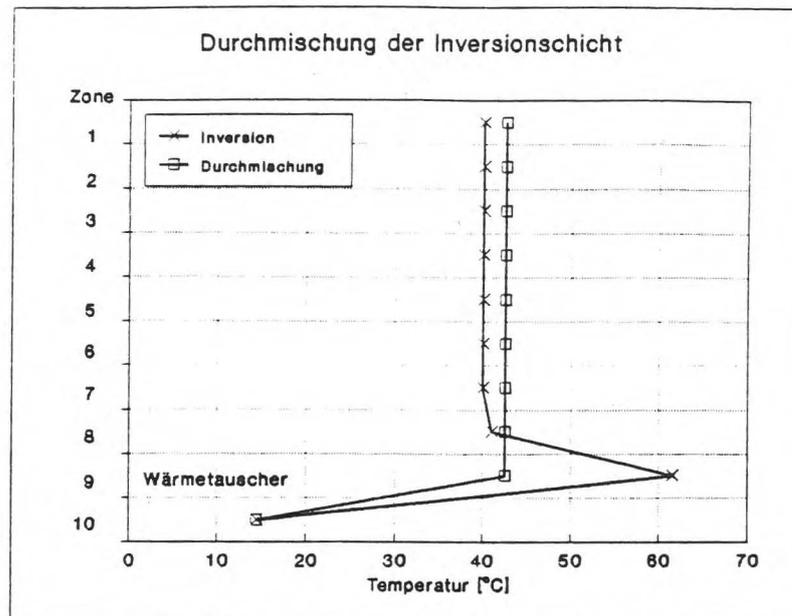


Abb. 4: Vollständige Durchmischung für die Inversionszone

Das Endergebnis entspricht näherungsweise dem der real auftretenden freien Konvektion: Der treibende Temperaturgradient verschwindet. Aus diesem Grund scheint die Vereinfachung gerechtfertigt. Diesen Ansatz wählen z.B. auch Vanoli [17] und Wensierski [18].

2.6.7. Regelung

Für die temperaturabhängige Regelung der Speicherbeladung wird ein einfaches Thermostat-Modell verwendet. Der Speicher ist mit zwei Thermostaten versehen:

a) Maximaltemperatur (Temperaturbegrenzung Kollektor)

Überschreitet die Temperatur eines realen Speichers einen bestimmten Wert, so muß der Kollektor abgeschaltet werden, da sonst Dampfblasenbildung auftritt und eine Beschädigung des Systems zu befürchten ist.

Deshalb ist in unserem Speichermodell der Massenstrom im Primärkreis mit einer Schalt-Sprungfunktion versehen: Überschreitet die Temperatur der untersten Zone (direkte Beladung) bzw. der Zone des Wärmetauschers (indirekte

Beladung) eine vorgegebene maximale Temperatur, wird der Kollektorkreis unterbrochen.

$$\dot{m}_{Kol}(t_k) = f_{Spe}^{Max}(t_k) \rho_{Med, Kol} \dot{V}_{Pum, Kol}(t_k)$$

mit

$$f_{Spe}^{Max}(t_k) \begin{cases} = 1 & \text{für } T_{Spe}^{Mess}(t_{k-1}) < T_{Spe}^{Max} \\ = 0 & \text{für } T_{Spe}^{Mess}(t_{k-1}) \geq T_{Spe}^{Max} \end{cases} \quad (33)$$

$f_{Spe}^{Max}(t_k)$	=	Schaltfunktion	
$\dot{V}_{Pum, Kol}$	=	Volumendurchsatz Kollektorkreis-Pumpe	in [m ³ /s]
$T_{Spe}^{Mess}(t_{k-1})$	=	Temperatur der Zone, an die Wärmeabgabe aus Kollektorkreis erfolgt (zum vorhergehenden Berechnungsschritt)	in [K]
T_{Spe}^{Max}	=	maximal zulässige Speichertemperatur	in [K]

Um bei der iterativen Berechnung der Zustände zu einer Zeit t_k eine Oszillation zwischen Ein- und Ausschalten zu verhindern, wird bei der thermostatischen Regelung die Speicher-Temperatur zur Zeit t_{k-1} als Meßwert herangezogen ($T_{Spe}^{Mess}(t_{k-1})$).

Der untere Einschaltpunkt für die solare Einspeisung (Solar-Regler) wird durch einen weiteren Faktor berücksichtigt, der im Feldprojekt dargestellt ist.

b) Soll-Temperatur (Temperaturbegrenzung Zusatzheizung)

Um eine fest eingestellte Brauchwasser-Temperatur zu halten, kann der Speicher mit einem Nachheizgerät versehen werden (siehe Abschn. 2.6.4.). Zweckmäßigerweise sitzt dieses im oberen Speicherbereich. Das Volumen oberhalb der Nachheizung einschließlich der das Nachheizgerät enthaltenden Zone definiert den "Bereitschaftsteil" des Speichers. In der Zone, die die Nachheizung enthält, wird die Mediumtemperatur gemessen und mit dem vorgegebenen Sollwert verglichen. Wird dieser unterschritten, schaltet die Nachheizung ein, wird er überschritten, schaltet sie aus.

Die Verwendung der Speicher-Temperatur zur Zeit t_{k-1} als Meßwert, läßt die Temperatur zur Zeit t_k über den vorgegebenen Maximalwert ansteigen. Im Falle der Temperaturbegrenzung im Kollektorkreis (a) ist dies aufgrund der bei diesen Temperaturen geringen Kollektorleistung unproblematisch. Im Fall der Nachheizung kann jedoch unter bestimmten Bedingungen

(kleiner Speicher, hohe Nachheizleistung, Zeitschritt von z.B. 1 Stunde) eine starke Temperaturerhöhung auftreten. Im kritischen Bereich wird daher eine linear von der Temperaturdifferenz abhängige Schaltfunktion eingesetzt, die die Nachheizleistung bei Annäherung an die Solltemperatur reduziert. Dies kann als reduzierte Laufzeit der Nachheizung im betreffenden Zeitintervall interpretiert werden.

$$f_{Hz}^{Soll}(t_k) \begin{cases} = 0 & \text{für } \dot{Q}_{max}(t_{k-1}) = 0 \\ = \frac{\dot{Q}_{max}(t_{k-1})}{\dot{Q}_{Hz}} & \text{für } \dot{Q}_{max}(t_{k-1}) < \dot{Q}_{Hz} \\ = 1 & \text{für } \dot{Q}_{max}(t_{k-1}) \geq \dot{Q}_{Hz} \end{cases} \quad (34)$$

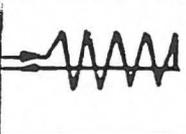
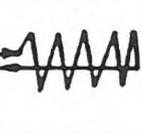
$$\text{mit } \dot{Q}_{max}(t_k) \begin{cases} = \frac{c_p}{\Delta t} \sum_{i=1}^{i_{Hz}} m_i (T_{Soll} - T_{i_{Hz}}(t_{k-1})) & \text{für } T_{i_{Hz}}(t_{k-1}) < T_{Soll} \\ = 0 & \text{für } T_{i_{Hz}}(t_{k-1}) \geq T_{Soll} \end{cases} \quad (35)$$

- $f_{Hz}^{Soll}(t_k)$ = Nachheiz-Regelfunktion 0...1 (s. Abb. 3, Matricelement B[i,5])
 \dot{Q}_{Hz} = feste Heizleistung des Nachheizgerätes in [W]
 $\dot{Q}_{max}(t_{k-1})$ = Heizleistung, bei der innerhalb des Zeitintervalls Δt die Solltemperatur T_{Soll} erreicht wird in [W]
 m_i = Masse eines Speicher-Volumenelementes in [kg]
 i_{Hz} = Zone, in der sich die Nachheizung befindet

3. Simulationsergebnisse

3.1. Wärmetauscher-Test

Im folgenden wird das Verhalten des Wärmetauscher-Modells aus Abschnitt 2.6.5. unter verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht. Es erfolgt eine quantitative Überprüfung anhand experimenteller Analysen von Kübler und Hahne [19] an Rippenrohr-Spiralwärmetauschern. Die Daten der hier verglichenen Wärmetauscher sind in Abb. 5 zusammengestellt.

		①	②	③
Position				
Tube diameter	d_i	10.4 mm	12.5 mm	17.0 mm
Fin height	h	3.2 mm	3.25 mm	3.1 mm
Fin spacing	t_f	2.2 mm	2.2 mm	2.2 mm
Outer surface	A	0.971 m ²	1.439 m ²	2.497 m ²
Inner surface	A_i	0.170 m ²	0.233 m ²	0.482 m ²
Tube length	L	5.23 m	5.97 m	9.04 m

aus: Kübler/Hahne

Abb. 5: Daten der in [19] experimentell untersuchten Wärmetauscher

Abb. 6 zeigt das Wärmeübertragungsvermögen (Wärmeübertragungsleistung pro K Temperaturdifferenz) der drei Wärmetauscher als Funktion der Speichertemperatur für ein festes ΔT von 5 K. ΔT gibt die Differenz zwischen den Temperaturen des in den Wärmetauscher eintretenden Mediums und des Speichermediums an. In der Grafik sind dargestellt:

- experimentell bestimmte Meßwerte (einzelne Punkte)
- von den Autoren berechnetes Verhalten (Kurven ohne Punkte) (Modellgleichungen aus [20] und [21])
- durch Gln. (22), (23) und (28) wiedergegebenes Verhalten (mit Geraden verbundene Punkte)

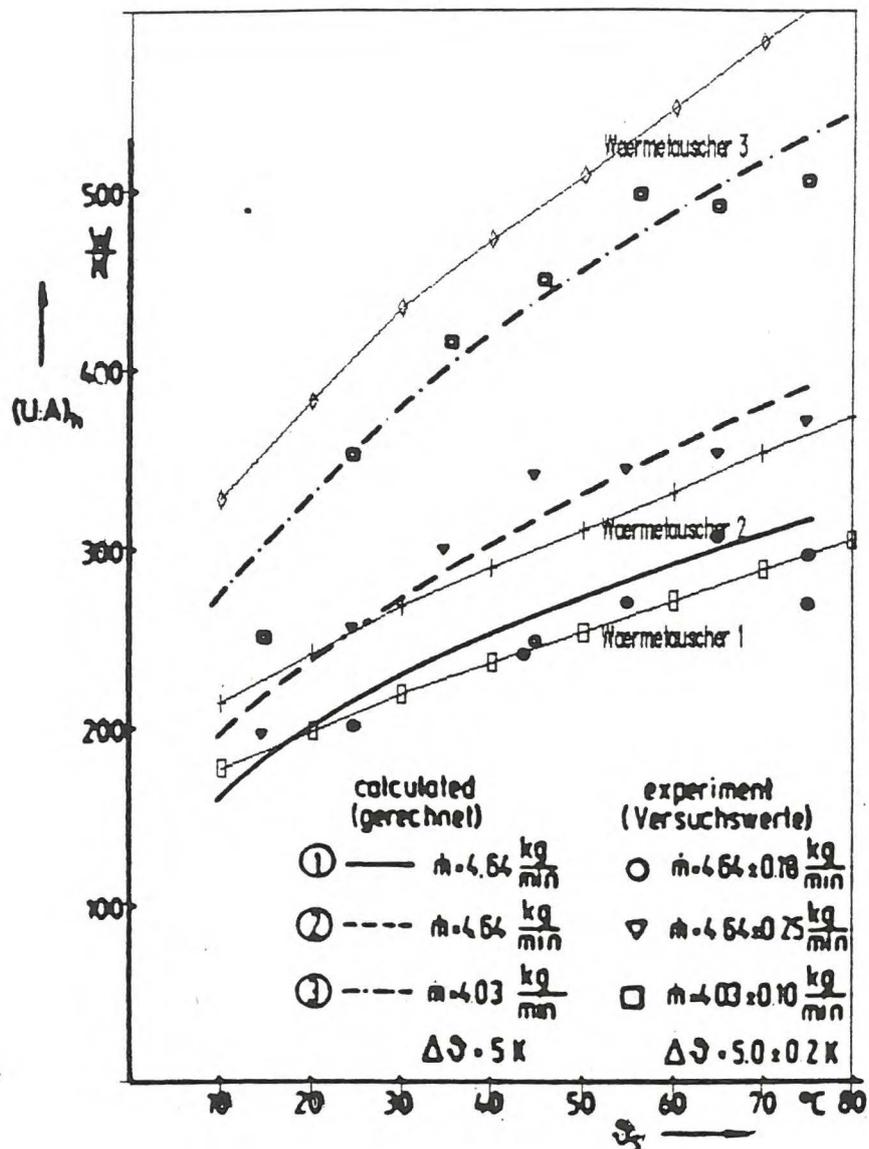


Abb. 6: Wärmeleistung der drei Wärmetauscher als Funktion der Speichertemperatur für $\Delta T = 5 \text{ K}$

Mit steigender Speichertemperatur nimmt bei gleicher Temperaturdifferenz ΔT das Übertragungsvermögen zu. Ursache ist eine bei abnehmender Viskosität stärker werdende freie Konvektion im Tank.

Für die zwei kleineren Wärmetauscher ist sehr gute Übereinstimmung mit den Meßkurven festzustellen. Beim Wärmetauscher mit $2,5 \text{ m}^2$ Fläche ergibt sich gegenüber den Messungen der Autoren eine um etwa 10 % höhere Übertragungsleistung.

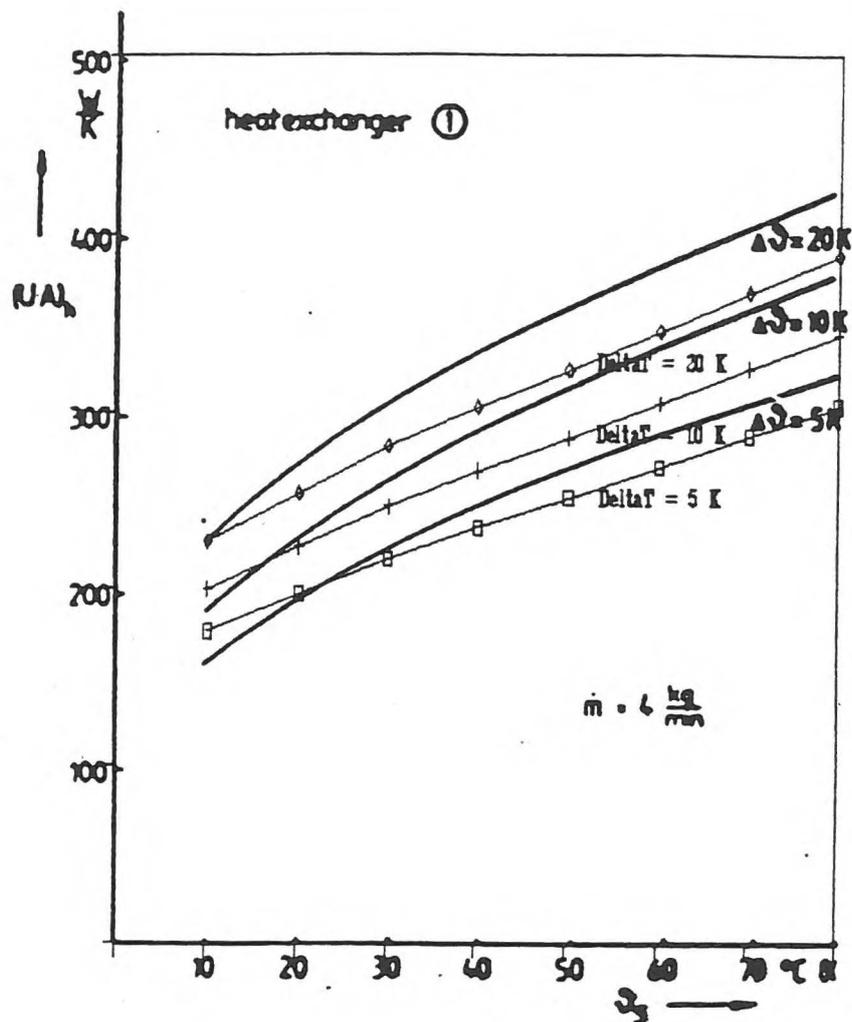


Abb. 7: Wärmeübertragungsleistung des Wärmetauschers 1 für $\Delta T = 5, 10$ und 20 K . Vergleich mit der Rechnung von [19]

Für den Wärmetauscher 1 wurde die gleiche Messung noch einmal für drei unterschiedliche Temperaturdifferenzen ΔT zwischen Wärmetauscher-Eingang und Speichermedium durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abb. 7 dargestellt.

Für niedrige Speichertemperaturen ergibt sich ein mit den Rechnungen von Kübler und Hahne konformer Verlauf, für höhere Speichertemperaturen und hohe Temperaturdifferenzen divergieren die Kurven (Abweichung ca. 10%).

Als Ergebnis kann festgehalten werden, daß sich in weiten Bereichen relativ gute Übereinstimmung mit den Messungen und

Berechnungen von *Kübler* und *Hahne* ergibt. Die maximal auftretenden Abweichungen liegen bei ca. 10%. Die Streuung der Meßpunkte in Abb. 6 liegt etwa in der gleichen Größenordnung. In Anbetracht des Meßfehlers bei realen Messungen scheinen die Gln. (22), (23) und (28) damit für die Simulation des Wärmetauscherhaltens relativ gut geeignet.

Eine Einbeziehung weiterer Formeln für die Wärmeübertragung von verschiedenen Spiralrohr- oder Rohrbündelwärmetauschern würde den Rahmen der vorliegenden Untersuchung bei weitem sprengen. Der große Vorteil des komponentenorientierten Simulationsprogramms liegt darin, daß ein Auswechseln des Berechnungsverfahrens leicht möglich ist.

Im Simulationsprogramm wird im Vorlauf die Berechnung von Wärmetauscher-Kennlinien und erst auf Basis dieser Input/Output-Beziehungen die Jahressimulation durchgeführt (siehe Feldprojekt). Dieses Vorgehen ermöglicht zusätzlich die Verwendung von Meßwerten (Input/Output-Kennlinien) aus experimentellen Untersuchungen.

3.2. Ladevorgang

Es wurden Testreihen simuliert, bei denen der Speicher von oben direkt mit warmem Wasser beschickt wird. Dies entspricht der hydraulischen Ankopplung des Kollektor-Primärkreislaufs ohne Zwischenschaltung eines Wärmetauschers. Die Testbedingungen waren:

Speichervolumen	1 m ³
Speicherverluste	0 W/K
Massendurchsatz Wasser	1000 kg/h
Ausgangstemperatur für alle Zonen	10 °C
Ladetemperatur	20 °C
Simulationsschrittweite	6 min

Tab. 1: *Testbedingungen für Speicher-Ladevorgang*

Die Ergebnisse sind in Abb. 8 dargestellt. Aufgetragen ist die Medium-Temperatur als Funktion der Speicherhöhe.¹

Die obere Graphik gibt das Verhalten eines Speichers mit 5 Temperaturzonen wieder. Zunächst steigt primär die Temperatur in der obersten Zone. Nach einer halben Stunde hat sie über 19°C erreicht. Das Temperaturprofil ist zu diesem Zeitpunkt fast linear. Am Ende der Meßperiode liegt die Temperatur in der untersten Zone bei 17,2°C, der Speicher ist zu etwa 90% geladen.

Für die untere Graphik in Abb. 8 gelten dieselben Testbedingungen, hier aber mit einer fünffachen Zahl von Zonen (n=25). Es tritt ein wesentlich schärferer Übergang vom kalten zum warmen Bereich auf. Nach einer halben Stunde besitzt die unterste Zone immer noch ihre Ausgangstemperatur von 10°C. Bei n=5 ist sie zu diesem Zeitpunkt schon um 1°C gestiegen. Am Ende der Meßperiode liegt für n=25 die Temperatur in der untersten Zone bei 18,6°C, der Speicher ist bereits zu etwa 98% geladen (n=5 : 17,2°C, 90%).

¹ Im Prinzip entspricht der Temperaturverlauf über der Speicherhöhe einem Treppenprofil. Um bei der zeitlich sukzessiven Darstellung den Verlauf besser erkennen zu können, wurden die Zonentemperaturen jedoch jeweils in die Mitte der einzelnen Zonen eingetragen und miteinander verbunden.

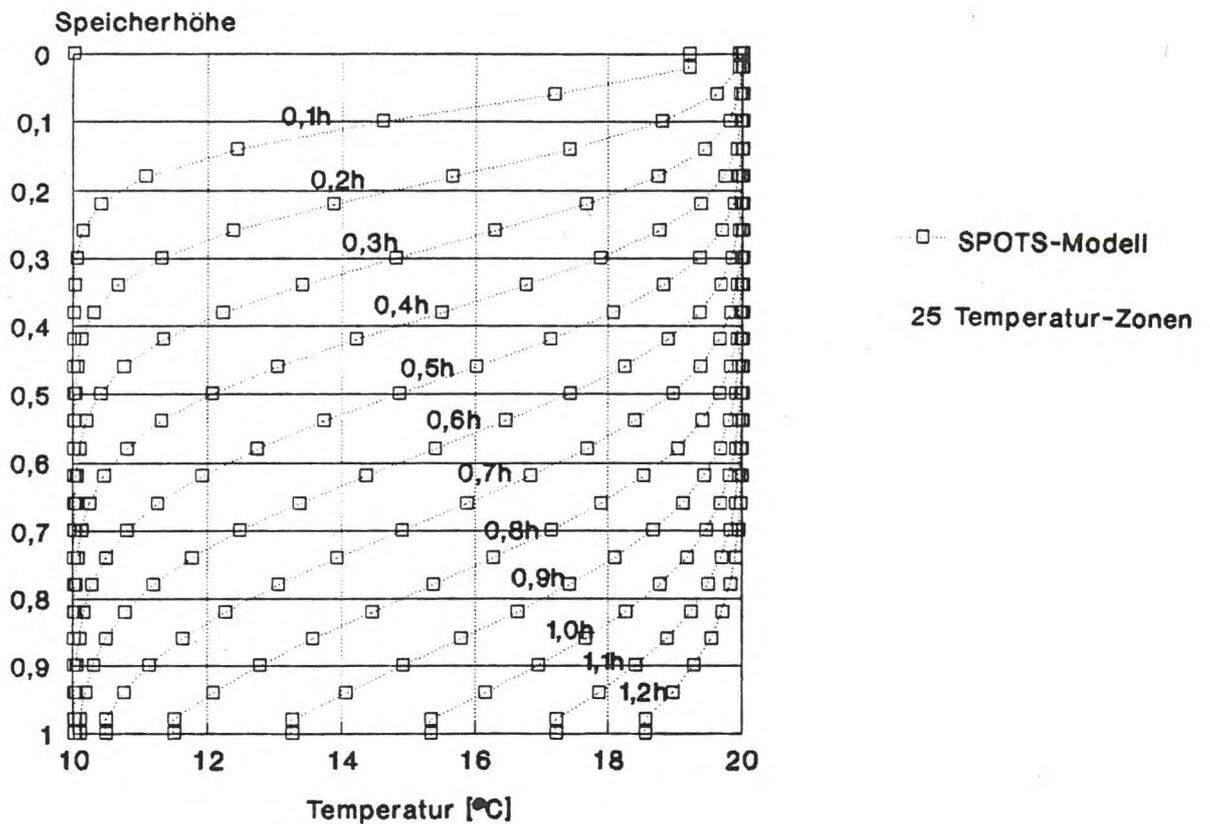
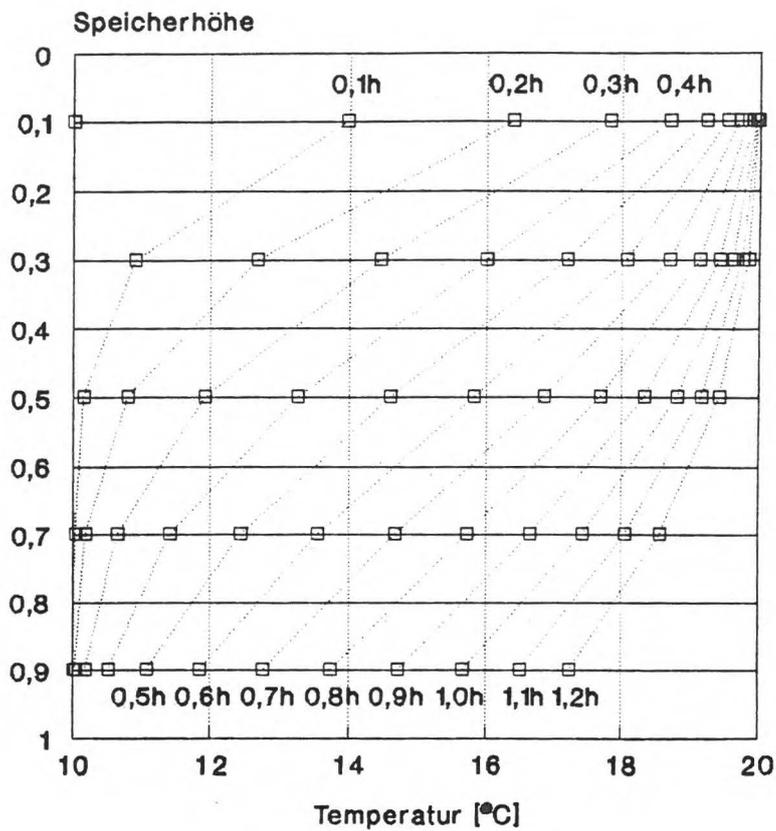


Abb. 8: Simulation des Ladevorgangs des geschichteten Warmwasserspeichers: oben 5, unten 25 Temperaturzonen in vertikaler Richtung; Temperaturprofil im 6-Minuten-Abstand

Zeitverhalten der Ausgangstemperatur

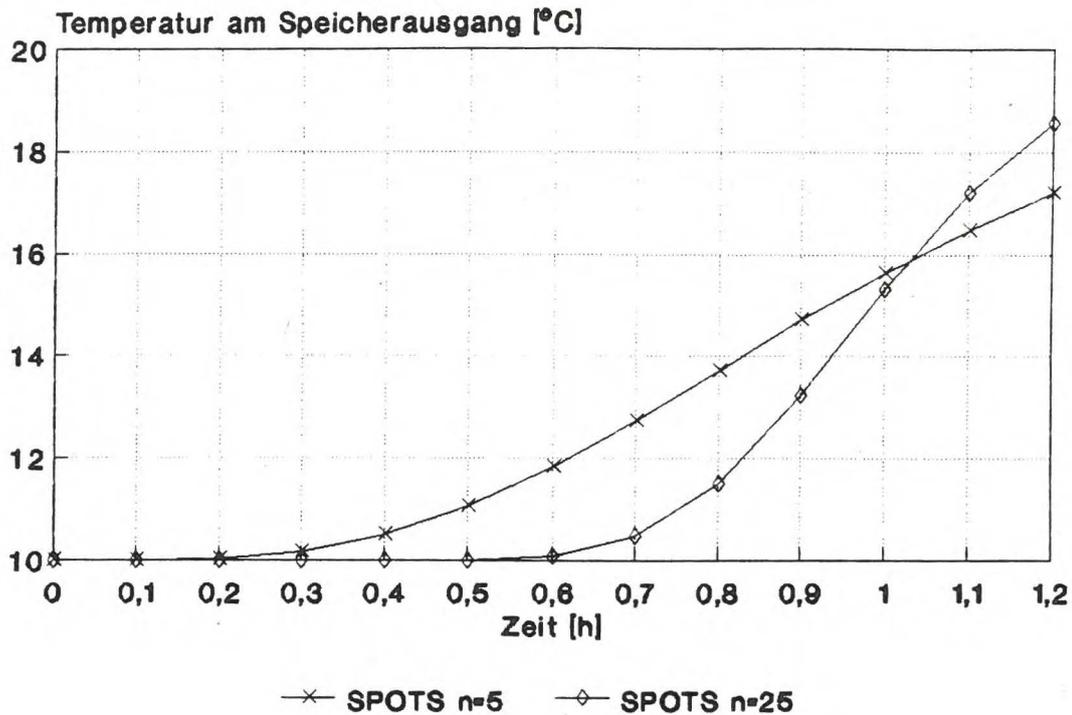


Abb. 9: Zeitlicher Verlauf der Temperatur am Speicherausgang für 5 und 25 Zonen.

Der zeitliche Verlauf der Mediumtemperatur am Speicherausgang ist in Abb. 9 dargestellt. Deutlich wird der wesentlich schärfere Temperatursprung für $n=25$ bei Erreichen der Speicher-Kapazität.

Abb. 10 zeigt den Vergleich unseres Modells (SPOTS) mit einem anderen Simulationsmodell von der Colorado State University ("CSU-Modell") [22]. Dieses Modell wurde bereits anhand von Messungen validiert. Die Testbedingungen sind identisch mit denen aus Abb. 8. Bei beiden Modellen wurde der Ladevorgang für $n=5$ simuliert.

Es ergibt sich in Temperaturprofil und zeitlicher Entwicklung über die gesamte Simulationszeit ein sehr gut übereinstimmender Verlauf.

Speicher-Ladevorgang

5 Temperatur-Zonen

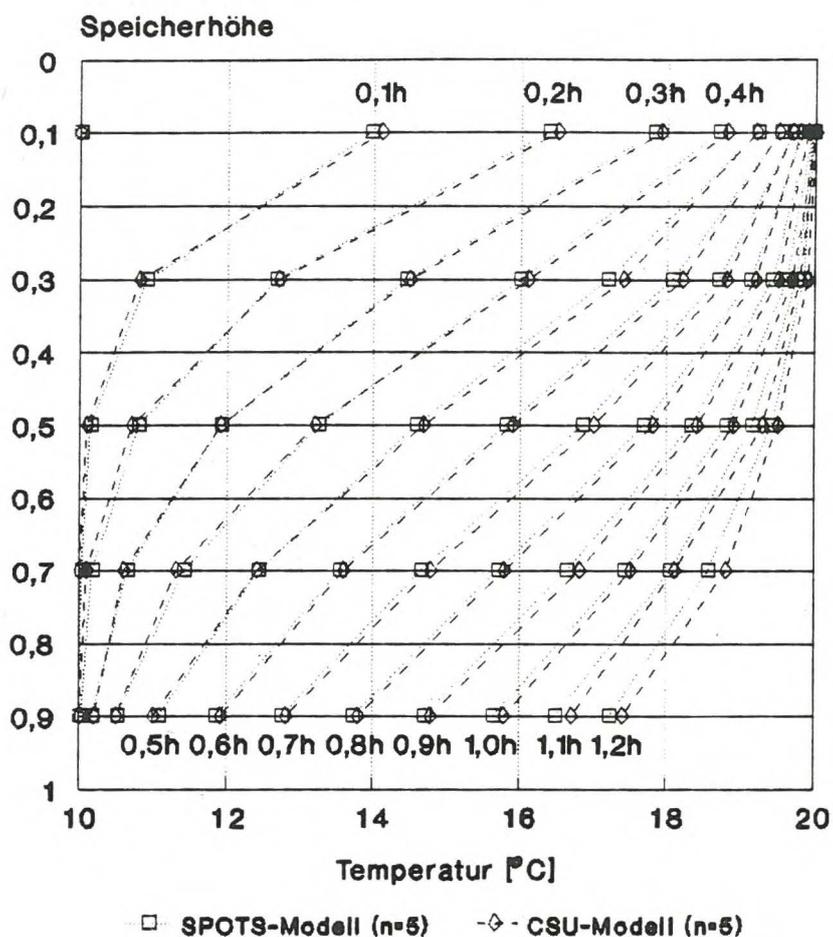


Abb. 10: Simulation des Ladevorgangs des geschichteten Warmwasserspeichers; Vergleich der CSU- mit der KOLSIM-Rechnung, jeweils für 5 Temperaturzonen in vertikaler Richtung; Temperaturprofil im 6-Minuten-Abstand

3.2. Dynamisches Verhalten

Um einen Eindruck von dem Verhalten des Speichermodells unter realistischen, zeitlich veränderlichen Randbedingungen zu erhalten, werden Kollektorleistung und Zapfrate in Form eines typischen Tagesgangs aufgeprägt. Verwendet wird ein 400-l-Speicher, der in 10 Zonen unterteilt ist. Das Kaltwasser (12°C) wird direkt in die unterste Zone eingespeist, das Brauchwasser aus der obersten Zone entnommen. In der Zone 9 (2. Zone von unten) liegt der Wärmetauscher für die Einspeisung solarer Wärme.

In Abb. 11a ist der Tagesverlauf der äußeren Randbedingungen Kollektorleistung und Zapfrate dargestellt. Die vom Kollektor in den Speicher eingebrachte Wärmemenge beträgt 22 kWh, die Zapfmenge 200 l, aufgeteilt auf 3 Entnahmezeiten.²

Abb. 11b zeigt das Temperaturprofil zu verschiedenen Zeitpunkten während der Simulation:

Um 6 Uhr morgens liegt die Speichertemperatur in der unteren Hälfte bei 26°C, in der oberen bei 37°C. Um 7 Uhr wird die erste Zapfung durchgeführt. Von 6 bis 8 Uhr sinkt dadurch die Temperatur in der untersten Zone auf 12°C. Der Temperatursprung liegt nicht mehr zwischen Zone 5 und 6, sondern zwischen Zone 6 und 7. Gegen 11 Uhr gibt der Wärmetauscher bereits eine Wärmeleistung von ca. 4 kW an die Zone 9 ab. Eine mögliche Inversion wird durch vollständige Durchmischung der Zonen oberhalb des Wärmetauschers verhindert. Bis 15 Uhr ist das gesamte Volumen mit Ausnahme der untersten Schicht auf 67°C aufgeheizt. Um 19 Uhr gibt der Wärmetauscher keine Wärme mehr ab. Durch Wärmeleitung hat sich die Temperaturdifferenz zwischen den beiden untersten Zonen reduziert. Um 22 Uhr zeigt das Temperaturprofil aufgrund der vorhergehenden letzten Zapfung im unteren Bereich einen starken Abfall, während es in der oberen Hälfte immer noch räumlich konstant ist. Aufgrund der Wärmeverluste durch die Speicherwandung ist die Temperatur dort jedoch um ca. 2°C abgesunken.

² Die Testbedingungen sind identisch mit denen des Tagesgangs vom 17.10. aus dem Solaranlagentest des TÜV Bayern 1985, der im Feldprojekt zur Validierung der Systemsimulation herangezogen wird.

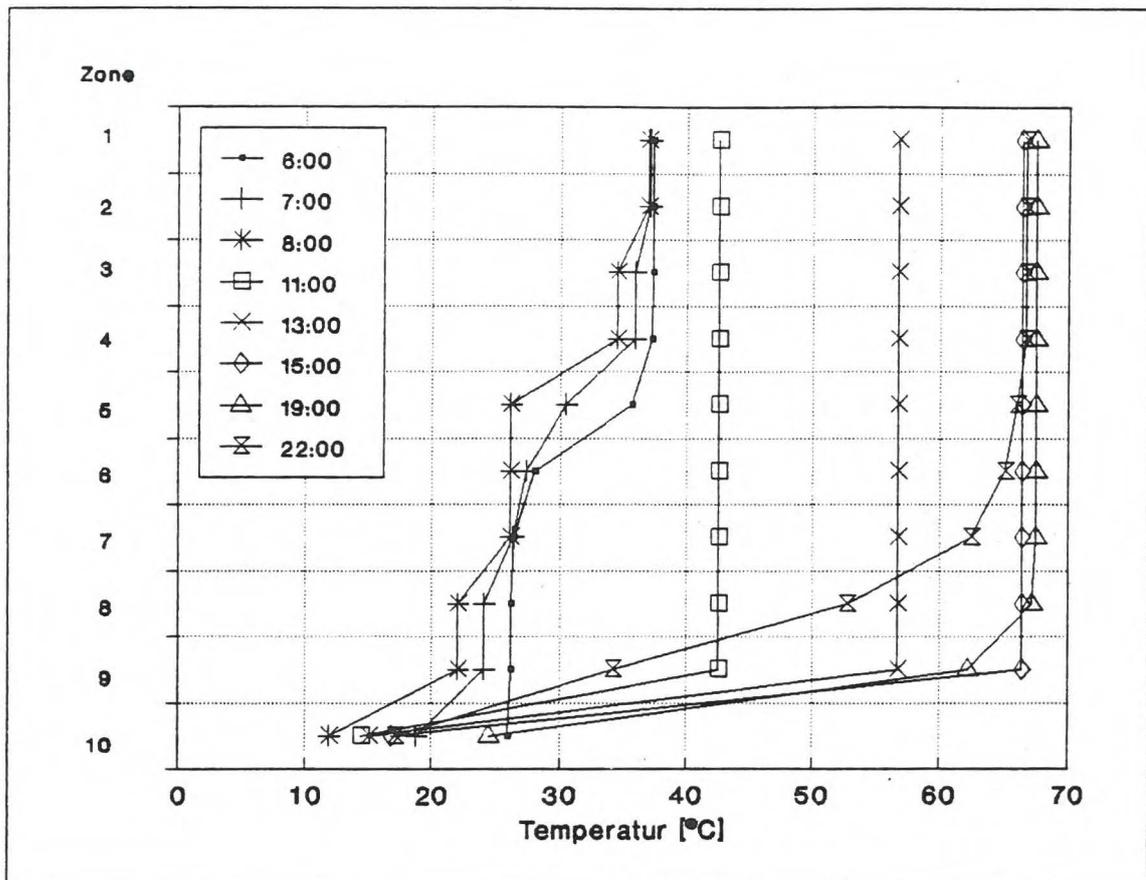
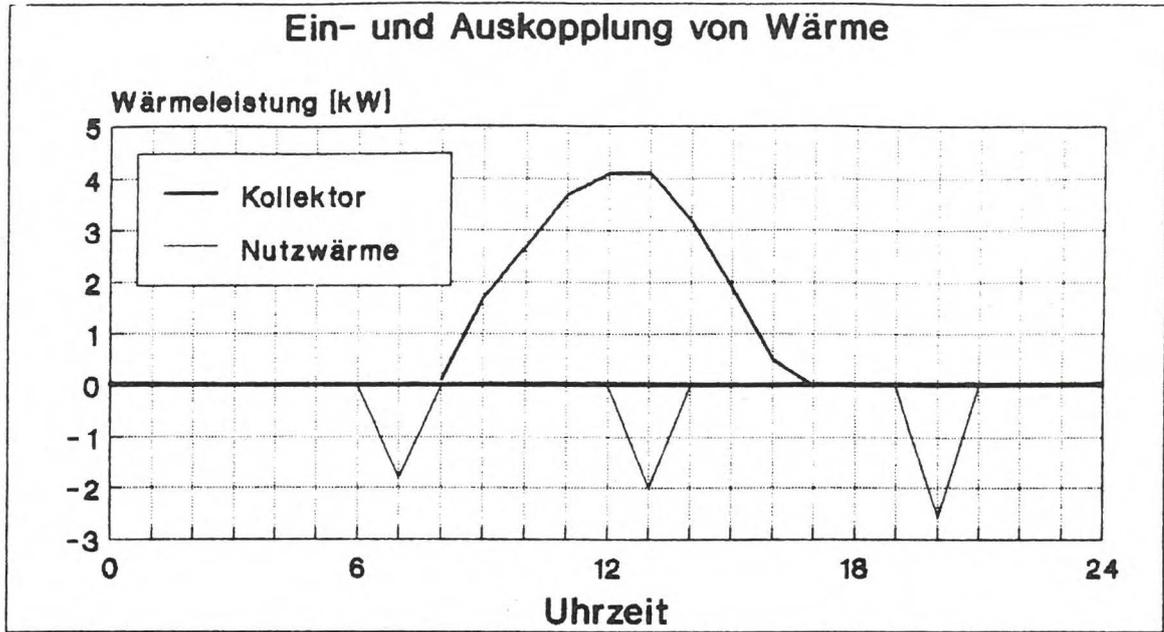


Abb. 11: Simulation des Speicherverhaltens unter instationären Betriebsbedingungen (Tagesgang)

a) äußere Randbedingungen

b) zeitliche Entwicklung des Speicher-Temperaturprofils

4. Zusammenfassung

Es wurde ein Modell für die Simulation von geschichteten Warmwasserspeichern entwickelt.

Das Modell besitzt folgende grundlegenden Merkmale:

- o Zylinder-Geometrie, Maße und Dämmstärke frei wählbar;
- o eindimensionale Zonierung: vertikale Unterteilung in eine variable Anzahl von Temperaturzonen;
- o externe Kopplung:
 - Einkopplung der solaren Wärme wahlweise direkt oder über Wärmetauscher
 - Auskopplung von Nutzwärme wahlweise direkt oder über Wärmetauscher
 - Einkopplung von Zusatzwärme wahlweise elektrisch oder über Wärmetauscher

Das entwickelte Unterprogramm weist die notwendige Flexibilität auf, um sowohl detaillierte Analysen dynamischer Prozesse als auch Jahresbilanzierungen im Systemverbund mit thermischen Solaranlagen durchzuführen.

Verschiedene Testläufe für die direkte und indirekte Be- und Entladung sowie das Zusammenwirken verschiedener zeitvariabler Randbedingungen belegen die Eignung des erstellten Modells für die Abbildung des instationären Betriebsverhaltens von geschichteten Warmwasserspeichern.

Teil B: Feldprojekt

Simulation thermischer Solaranlagen: System-Integration von Kollektor und Speicher

1. Problemstellung

Zielsetzung des Feldprojekts ist die Entwicklung eines Simulationsprogramms zur Optimierung von thermischen Solaranlagen¹. Die Vorgehensweise umfaßt zwei Schritte.

Zunächst sind die auftretenden *Anlagenkomponenten* und ihre *Zusammenschaltung* zu definieren. Die möglichen Konfigurationen beschränken sich auf die in der Praxis am häufigsten auftretenden solaren Brauchwasseranlagen.

Im zweiten Schritt folgt die Entwicklung der *Datenstruktur* und des *Programmablaufs*. Für die Auslegung von Solaranlagen wird es im Normalfall ausreichend sein, Monats- und Jahresbilanzen zu erstellen. Darüberhinaus sollte der Programmablauf die Untersuchung dynamischer Vorgänge im Detail erlauben.

Die zentrale Einheit jeder Konfiguration bildet die Komponente Speicher. Die Entwicklung des *dynamischen* Modells ist im Rahmen des Laborprojekts (Teil A) ausführlich dargestellt. Alle anderen Komponenten können auf *stationäre* Probleme reduziert werden. Die Simulation wird dabei auf der Basis einfacher *physikalischer Modelle* oder unter Verwendung von *Systemkennlinien* (gewonnen durch Messung oder detaillierte Simulation) durchgeführt. Speziell im Fall des Kollektors kann auf ein bereits vorhandenes komplexes Modell zurückgegriffen werden [23][24]. Ein Testprogramm ermittelt hieraus im Vorfeld der Simulation die benötigten Input/Output-Kennlinien.

¹ Beim Vergleich mit anderen Programmen wird im folgenden die Bezeichnung "SPOTS" verwendet (Simulationsprogramm zur Optimierung von thermischen Solaranlagen).

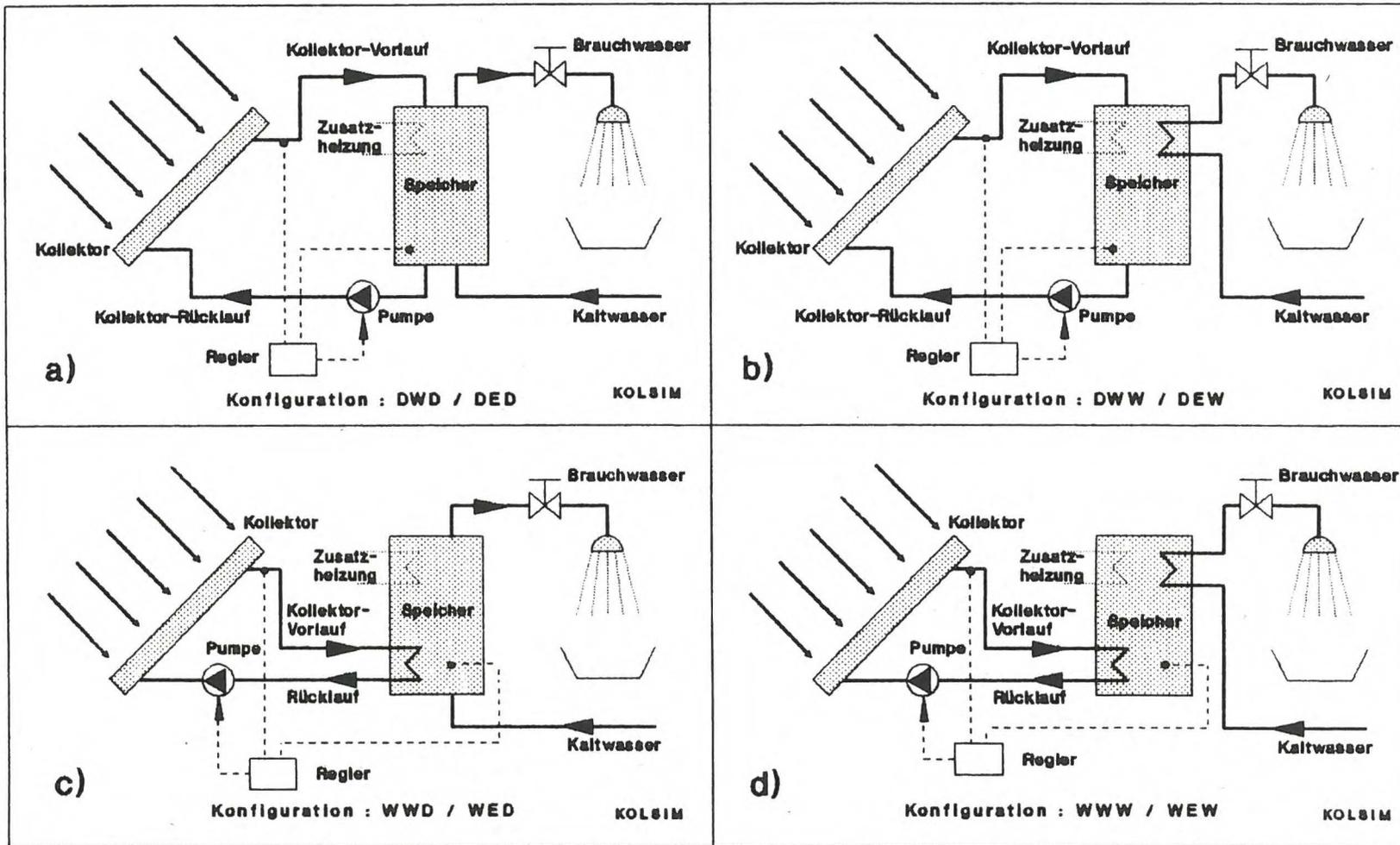


Abb. 12: 4 mögliche Konfigurationen für solare Brauchwasseranlagen

2. System-Definition

In Abb. 12 sind die verschiedenen Konfigurationen von Solaranlagen zur Brauchwasserbereitung dargestellt, die durch das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Programm SPOTS simuliert werden können. Es handelt sich ausschließlich um Anlagen mit Zwangsumlauf. Thermosyphon-Anlagen (Schwerkraft) werden nicht berücksichtigt, da sie nur einen beschränkten Einsatzbereich und eine geringere Verbreitung besitzen. Im einzelnen treten folgende Konfigurationen auf:

a) Einkreis-Solaranlage mit Direktanschluß von Kollektorkreis und Brauchwasserentnahme an den Speicher

Vorteil: Diese Anlage besitzt eine hohe Effizienz, da kein Wärmetauscher vorhanden ist. Bei Verlegung des Warmwasserhahns in die Kaltwasserzufuhr ist auch ein druckloser Speicherbetrieb möglich (sehr kostengünstig).

Nachteil: In unseren Breitengraden ist ein ganzjähriger Betrieb nicht möglich, da ein Frostschutzmittel im Kollektorkreis nicht verwendet werden kann. Bei hohen Zapfraten kann eine Beeinträchtigung der Temperaturschichtung durch das direkt einströmende Kaltwasser auftreten.

Anwendung: Wochenendhäuser, südliche Regionen

b) Zweikreis-Solaranlage mit Wärmetauscher zwischen Brauchwasserentnahme und Speicher

Vorteil: Der Einsatz eines Frostschutzmittels ist möglich. Der Speicher kann drucklos betrieben werden. Wegen der direkten Kollektoreinspeisung und der Brauchwasserauskopplung über Wärmetauscher ist dies die für die Ausbildung einer Temperaturschichtung im Speicher optimale Konfiguration.²

² Am wenigsten gestört wird die Temperaturschichtung im Falle eines geringen, stetigen Mediumdurchsatzes (Kollektor) durch die direkte Einspeisung, im Falle eines hohen, pulsartigen Durchsatzes durch die Übertragung mittels eines Wärmetauschers.

Nachteil: Um eine ausreichende Brauchwassermenge in kurzer Zeit zu erwärmen (Prinzip Durchlauferhitzer), ist eine große Wärmetauscherfläche erforderlich (hohe Kosten). Im Primärkreis wird eine große Menge Kollektormedium (Frostschutzmittel) eingesetzt.
Anwendung: kleinere Selbstbau-Anlagen (druckloser Speicher)

c) Zweikreis-Solaranlage mit Wärmetauscher zwischen Kollektorkreis und Speicher

Vorteil: Es ist nur eine geringe Menge Frostschutzmittel erforderlich. Der Wärmetauscher kann wesentlich kleiner dimensioniert werden als beim Brauchwasseranschluß (Fall b), da die zu übertragende Wärmeleistung geringer ist.

Nachteil: Die Kollektor besitzt aufgrund des schlechteren Wärmeübergangs zwischen Kollektorkreis und Speicher eine erhöhte Arbeitstemperatur und damit einen geringeren Wirkungsgrad. Der Einsatz eines Druckspeichers ist notwendig. Bei einer hohen Kollektorleistung und hohen Zapfraten findet eine stärkere Durchmischung statt (Beeinträchtigung der Schichtung).

Anwendung: typische Anlage zur Brauchwasserbereitung in unseren Breitengraden

d) Zweikreis-Solaranlage mit hydraulisch getrenntem Speicher

Vorteil: Ein druckloser Speicherbetrieb ist möglich. Gegenüber b) ist jedoch nur eine kleine Menge Frostschutzmittel erforderlich. Da kein Kaltwasser zuströmt, wird die Schichtung im Vergleich zu c) weniger gestört.

Nachteil: Die insgesamt benötigte Wärmetauscherfläche ist sehr groß (hohe Investitionskosten). Durch den Einsatz von zwei Wärmetauschern ergeben sich schlechtere Wärmeübergänge zwischen Kollektor, Speicher und Brauchwasser.

Anwendung: große Solaranlagen (z.B. mit saisonalem Speicher)

In allen Konfigurationen setzt sich die Anlage zusammen aus den Komponenten: Kollektor, Speicher, Solarkreis-Pumpe, Solarkreis-Regler, Rohrleitung (Kollektor-Vor- und Rücklauf), Kaltwasser-Zulauf, Brauchwasser-Zapfstelle und Zusatzheizung. Der Speicher weist im Maximalfall einen Zu- und einen Abfluß auf, jeweils im oberen und unteren Bereich. Außerdem können bis zu drei Wärmetauscher (incl. Zusatzheizung) in verschiedenen Höhen montiert werden. Fäßt man die Wärmetauscher als Teil des Speichers auf, so besitzt der Speicher in allen Konfigurationen die folgendermaßen bezeichneten Anschlüsse:

- Kol Vor- und Rücklauf Kollektor
- Hz Zusatzheizung: Heizstab oder Vor-/Rücklauf Heizungskreislauf
- Bw Brauchwasser (Kaltwasser-, Warmwasser-Anschluß)

Die Anschlüsse können wie folgt ausgeführt sein:

- W Wärmetauscher (Kollektor, Brauchwasser, Zusatzheizung)
- D Direkte Be-/Entladung (Kollektor, Brauchwasser)
- E Elektrisches Heizelement (Zusatzheizung)

Folgende 8 Kombinationen sind möglich, jeweils 4 mit Wasser- und 4 mit elektrischer Zusatzheizung (entspr. Abb. 12):

Bild	Kol	Hz	Bw	Kol	Hz	Bw
a)	D	W	D	D	E	D
b)	D	W	W	D	E	W
c)	W	W	D	W	E	D
d)	W	W	W	W	E	W
	Wasser-Hzg.			elektr. Hzg.		

Im Programm wird durch Setzen der drei Buchstaben die Konfiguration gewählt, wodurch die betreffenden Anschlüsse hergestellt werden.

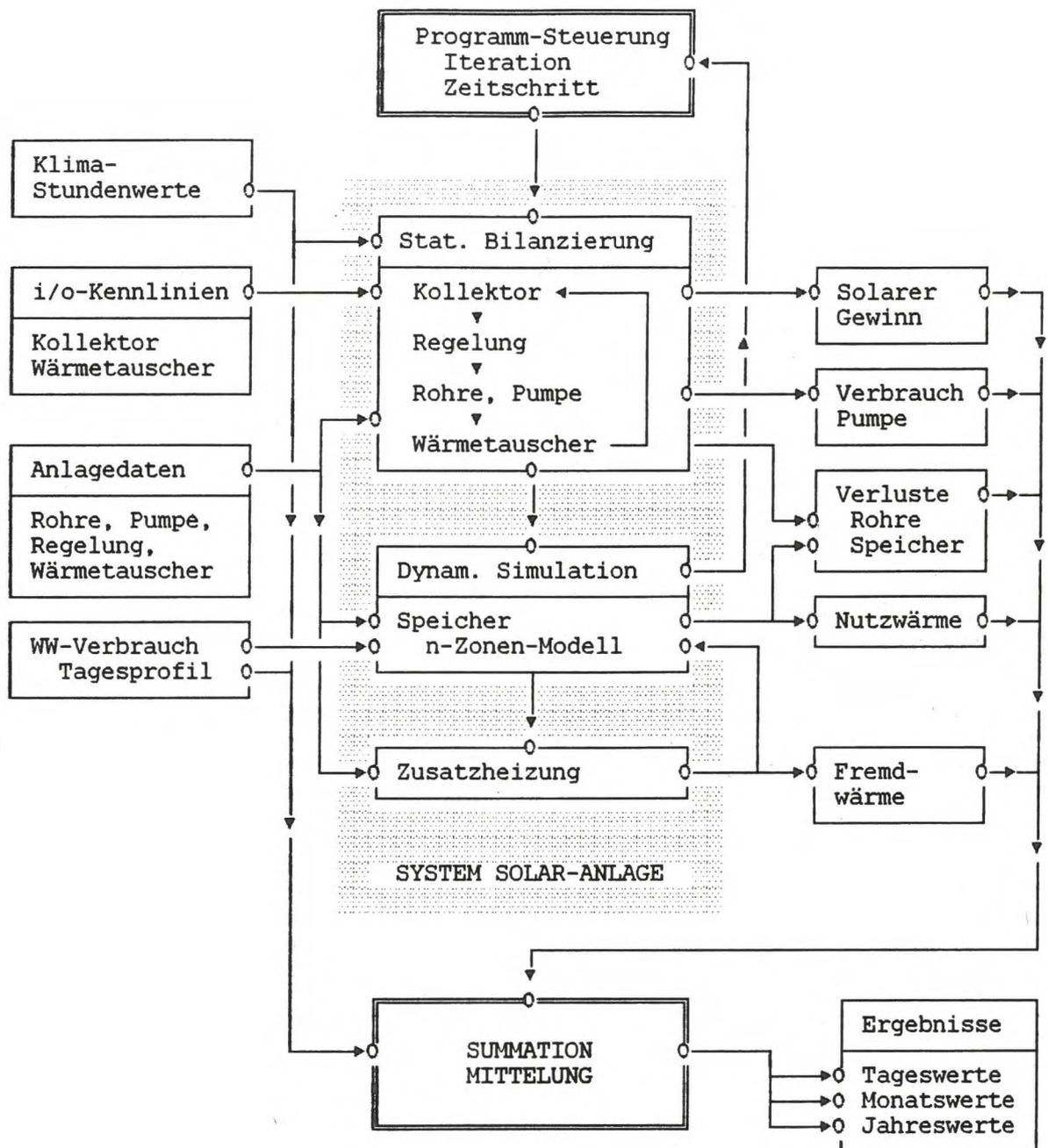


Abb. 13: Organisationsschema von SPOTS

3. Programm-Struktur

In Abb. 13 ist die Organisationsstruktur des im Rahmen des Feldprojektes entwickelten Programmkerns SPOTS dargestellt. Auf der linken Seite befinden sich die Eingabedaten, auf der rechten Seite die Ausgabedaten jedes Berechnungsschrittes, im Zentrum der schematisierte Programmablauf.

3.1. Eingabedaten

3.1.1. Typ- und Anlagedaten für die einzelnen System-Komponenten

Für die Definition der Gesamtanlage wird die Systemkonfiguration (vgl. Seite 36) und für jede im System definierte Komponente ein Anlagedatensatz ausgewählt. Die einzelnen Anlagedatensätze sind im folgenden aufgelistet.

Folgende Typdaten³ werden definiert:

- Kollektor-Typ: Anzahl/Art der Abdeckungen, Art und Dicke des Absorbers, Dämmwert der Rückwand, Durchmesser und Abstand der Kühlrohre
- Rohr-Typ: Innendurchmesser, Art und Dicke der Wärmedämmung

Folgende Anlagedaten werden definiert:

- Kollektor: verwendeter Kollektor-Typ, Aperturfläche und Orientierung
- Rohr: verwendeter Rohr-Typ, Länge von Vor- und Rücklauf
- Wärmetauscher: Fläche innen/außen, Rohrrinnendurchmesser, alternativ: Heizleistung (elektr. Heizstab)
- Speicher: Volumen, Höhe, Dicke und Leitfähigkeit der Wandung / der Dämmung (oben/seitlich/unten), alternativ Wärmeverlust in W/K
- Medium: Dichte, spezif. Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Viskosität
- Pumpe: Wirkungsgrad, Pumpleistung
- Regelung: Schalttemperaturdifferenzen für Kollektor-Differenzregler, Speicher-Maximaltemperatur, Speicher-Solltemperatur

³ Typen werden definiert für Anlagenkomponenten, deren Eigenschaften von der Größe unabhängig sind.

3.1.2. Klima-Stundenwerte

Die Klimadaten enthalten folgende Variablen: Außenlufttemperatur, diffuse Einstrahlung sowie die drei Komponenten des Strahlungsvektors der Globalstrahlung. Eine Anpassung auf andere Datensätze, wie z.B. Diffus- und Global-Strahlung in der Kollektorebene ist relativ leicht möglich. Um für einen langen Zeitraum repräsentative Ergebnisse zu erhalten, sollten die Daten typischer meteorologischer Jahre verwendet werden.

3.1.3. Input/Output-Kennlinien für Kollektor

Im Vorfeld der eigentlichen Simulation wird für jeden Kollektortyp die Kollektorleistung \dot{q}_{Kol} bei Variation der äußeren Parameter bestimmt und in Form von Input/Output-Kennlinien abgelegt:

$$\dot{q}_{Kol} = f(I_{GloEff}, \Delta T_{Kol}, \dot{m}_{Med}) \quad \text{in W/m}^2$$

Die Parameter sind:

I_{GloEff} = Einstrahlung auf die Kollektorebene

ΔT_{Kol} = Temperaturdifferenz zwischen Kollektor-Eingang und Außenluft

\dot{m}_{Med} = Massendurchsatz des Wärmeträgermediums

Das physikalische Modell für den Kollektor entspricht dem in [23] bzw. [24]. Eine ausführliche Behandlung der Physik des Sonnenkollektors findet sich z.B. in [25] und [26], eine speziell für Simulationen geeignete Zusammenfassung in [27]. Da das Kollektormodell mehrere Kapazitäten aufweist, können die Kennlinien dynamisch aufgenommen werden. Somit ist eine Berücksichtigung des instationären Betriebsverhaltens - z.B. bei Strahlungsschwankungen oder im unteren Leistungsbereich beim Takten des Solarreglers - möglich.

3.1.4. Input/Output-Kennlinien für Wärmetauscher

Für die verfügbaren Wärmetauscher werden - analog zum Kollektor - Input/Output-Kennlinien aufgenommen. Die Übertragungsleistung des Wärmetauschers ergibt sich zu:

$$\dot{Q}_{Wt} = f(T_{Spe}, \Delta T_{Wt}, \dot{m}_{Med}) \quad \text{in W}$$

Die Parameter sind:

- T_{Spe} = Speichertemperatur
- ΔT_{Wt} = Temperaturdifferenz zwischen Wärmetauscher-Eingang und Speicher
- \dot{m}_{Med} = Massendurchsatz des Wärmeträgermediums

Als Input-Größe wird hierbei die maximal mögliche Übertragungsleistung des Wärmetauschers $\dot{m}_{Med} \cdot \Delta T_{Wt}$ aufgefaßt. Die Aufnahme erfolgt unter stationären Betriebsbedingungen. Die entsprechenden physikalischen Beziehungen sind in der Dokumentation zum Laborprojekt dargestellt.

3.1.5. Warmwasser-Verbrauch

Der Warmwasser-Verbrauch wird in Form von 24 Stundenwerten eingegeben. Damit läßt sich jedes gewünschte Profil darstellen. Weiterhin kann eine Brauchwasser-Solltemperatur gewählt werden. Bei Überschreiten des Wertes erfolgt eine Beimischung einer entsprechenden Menge kalten Wassers.

3.1.6. Programmablauf-Parameter

Es wird die Anzahl der Temperaturzonen des Speichers, die Kriterien für Konvergenz und Diskretisierungsfehler sowie die minimale/maximale Zeitschrittweite eingegeben. Zusätzlich ist es möglich, für Vergleichszwecke zu jedem Zeitschritt eine vollständige Durchmischung des Speichers zu bewirken.

3.1.7. Ausgabe-Parameter

Hier wird festgelegt, ob Stunden-, Tages- oder Monatsdaten auf den Bildschirm oder in die entsprechenden Dateien ausgegeben werden sollen.

3.2. Ausgabedaten

3.2.1. Standard-Ausgabe

Für die Standardanwendung vorgesehen ist die Ausgabe der folgenden Daten:

zeitliches Mittel der Temperaturen im Ausgabeintervall:

- mittlere Außenluft-Temperatur
- mittlere Speicher-Temperatur

zeitliches Integral der Energieströme:

- Globalstrahlung in Kollektor-Ebene
- vom Kollektor an das Rohrnetz gelieferte Wärme
- vom Kollektorkreis an den Speicher abgegebene Wärme
- Speicher-Wärmeverlust
- an den Speicher abgegebene Zusatzwärme
- vom Speicher ausgekoppelte Nutzwärme

Diese können je nach Anforderung als Stundenwerte, Tageswerte, Monatswerte und Jahreswerte aufgezeichnet werden. In einem typischen Auslegungsfall (Jahresgang) reicht es aus, lediglich die Monatswerte auszugeben.

Bei einem späteren Ausbau zu einem Anwendungsprogramm können die Ausgabedateien als Schnittstelle für die höhere Programmebene verwendet werden, auf der die energetische Auswertung, die Rechnungen zur Wirtschaftlichkeit und zu den Emissionen sowie graphische Darstellungen vorgenommen werden (siehe Anforderungskatalog im Anhang).

3.2.2. Zusatzprotokoll

Als zusätzliche Option ist für detaillierte Analysen die Protokollierung der Momentan-Zustände des Systems für frei wählbare Zeitabstände vorgesehen. Es werden alle Knotentemperaturen (also auch die Zonen-Temperaturen des Speichers) und die momentanen Energieströme ausgegeben.

3.3. Programmablauf

Im Zentrum von Abb. 13 ist der Programmablauf schematisch dargestellt. Die Simulation der Komponente Speicher erfolgt dynamisch (vgl. Laborprojekt). Für alle anderen Komponenten wird für den jeweiligen Zeitschritt die stationäre Bilanz (Gleichgewicht) erstellt.

Unter Verwendung der Anlagedaten der einzelnen Komponenten, der Input/Output-Kennlinien und der jeweiligen Klimadaten erfolgt zu Beginn jeden Zeitschritts zunächst eine Festlegung der äußeren Randbedingungen (Einstrahlung, Lufttemperatur, Zapfrate etc.) und eine Berechnung der Wärmewiderstandswerte der einzelnen Übergänge. Aus dem Zustand des Speichers zum letzten Zeitschritt wird dann der neue Zustand berechnet. Da sich damit auch einige Wärmewiderstände verändern können, ist unter Umständen eine Iteration notwendig.

3.3.1. Kollektorkreis

Bei der Konfiguration "WED" und "WWD" (Abb. 13b: Wärmetauscher im Kollektorkreis) ist ein iteratives Vorgehen erforderlich, da die Eingangsgrößen für die I/O-Kennlinien von Kollektor ΔT_{Kol} und Wärmetauscher ΔT_{Wt} zunächst unbekannt sind und voneinander abhängen. Die einzelnen Schritte sind:

0. Setzen der Eingangstemperatur des Kollektors und der Speicher-Zonen-Temperaturen auf die im letzten Schritt berechneten Werte.
1. Zur momentanen Einstrahlung, Außentemperatur und im letzten Schritt berechneten Kollektor-Eingangstemperatur Bestimmung der Leistung des Kollektors mittels der Kollektor-Input/Output-Kennlinien
2. Aus Kollektor-Eingangstemperatur, -Leistung und Massendurchsatz des Wärmeträgermediums Bestimmung der Kollektor-Ausgangstemperatur
3. Aus Kollektor-Ausgangstemperatur, Massendurchsatz des Mediums und Wärmeverlustkoeffizient der Rohrleitung Bestimmung der Eingangstemperatur am Speicher.
4. Aus Massendurchsatz des Mediums, Speichertemperatur und Input/Output-Kennlinie des Wärmetauschers Bestimmung der momentanen Wärmetauscher-Leistung
5. Aus Wärmetauscher-Leistung und Massendurchsatz des Mediums Bestimmung der Wärmetauscher-Ausgangstemperatur
6. Aus Speicher-Ausgangstemperatur, Massendurchsatz des Mediums und Wärmeverlustkoeffizient der Rohrleitung Bestimmung der Eingangstemperatur am Kollektor

7. Solange die Differenz der Temperaturen zweier aufeinanderfolgender Schritte ein vorgegebenes Konvergenz-Kriterium nicht unterschreitet mit der neuen Kollektor-Eingangstemperatur zurück zu Punkt 1.
8. Bestimmung der Wärmewiderstände für den Speicherverlust, die Nutzwärmeleistung und die Wärmeleistung der Zusatzheizung
9. Aus den so ermittelten Wärmewiderständen und den Speicher-Zonentemperaturen des letzten Zeitintervalls Bestimmung der aktuellen Speicher-Zonentemperaturen (Integrationsverfahren vgl. Laborprojekt)
10. Solange die Differenz der Speicher-Temperaturen zweier aufeinanderfolgender Schritte ein vorgegebenes Konvergenz-Kriterium nicht unterschreitet mit den neu bestimmten Wärmewiderständen und Temperaturen zurück zu Punkt 1.

3.3.2. Kollektor-Regelung

Für die Regelung der Pumpe im Kollektorkreis wird ein Temperatur-Differenz-Regler eingesetzt. Gemessen wird die Temperaturdifferenz zwischen dem Medium am Kollektor-Ausgang und dem Speichermedium in Höhe des Wärmetauschers (indirekte Beladung) bzw. des Medieneinlasses (direkte Beladung).

Der Volumenstrom der Pumpe wird mit der in Abb. 14 dargestellten Steuerfunktion geschaltet. Die Schaltdifferenz hängt von der durchlaufenen Richtung ab. Dieses "Hysterese" genannte Verhalten weisen auch Regler in realen Anlagen auf, bei denen ein schnelles Takten der Pumpe im kritischen Bereich geringer Einstrahlung verhindert werden soll [28]. Die beiden Schaltdifferenzen in Abb. 14 sind frei wählbar.

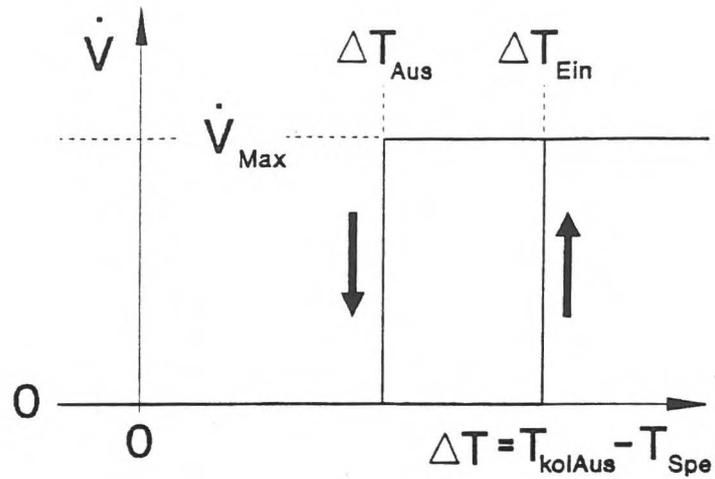


Abb. 14: Pumpvolumenstrom im Kollektorkreis in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Kollektorausgang und Speicher

3.3.3. Speicher

Für die Simulation der Komponente Speicher wird das im Laborprojekt entwickelte Modell eingesetzt. Die Definitionen und Anlagenparameter können Teil A dieses Berichts entnommen werden.

4. Kurzzeit-Test

Diese erste Verifikation des Programmes erfolgt auf der Grundlage einer mehrtägigen Meßperiode aus dem Solaranlagentest des TÜV Bayern von 1985 [29]. Für eine Anlage aus dem Testprogramm stand eine Meßreihe über eine Periode von 5 Tagen zur Verfügung⁴. Diese beinhaltet in Form von stündlichen Werten sowohl klimatische Daten, als auch Systemtemperaturen und auf deren Basis kalkulierte Wärmeströme.

4.1. Parameter

Die in den folgenden Untersuchungen verwendete Anlagenkonfiguration entspricht der Anlage Nr. 1 aus dem Test des TÜV Bayern. Die Anlage ist nach üblichen Kriterien (1,5 bis 2 m² Kollektorfläche pro 100 l Speicher, Speichervolumen doppelt so groß wie tägliche Zapfrate) für einen Brauchwasserbedarf von 200 l pro Tag ausgelegt.

Die Konfiguration der Anlage ist Abb. 15 zu entnehmen, die wichtigsten Daten sind in der darunter befindlichen Tabelle zusammengefaßt (Dokumentation des vollständigen Datensatzes im Anhang):

⁴ freundlicherweise zur Verfügung gestellt von Herrn Vajen, Fa. Wagner & Co., Marburg

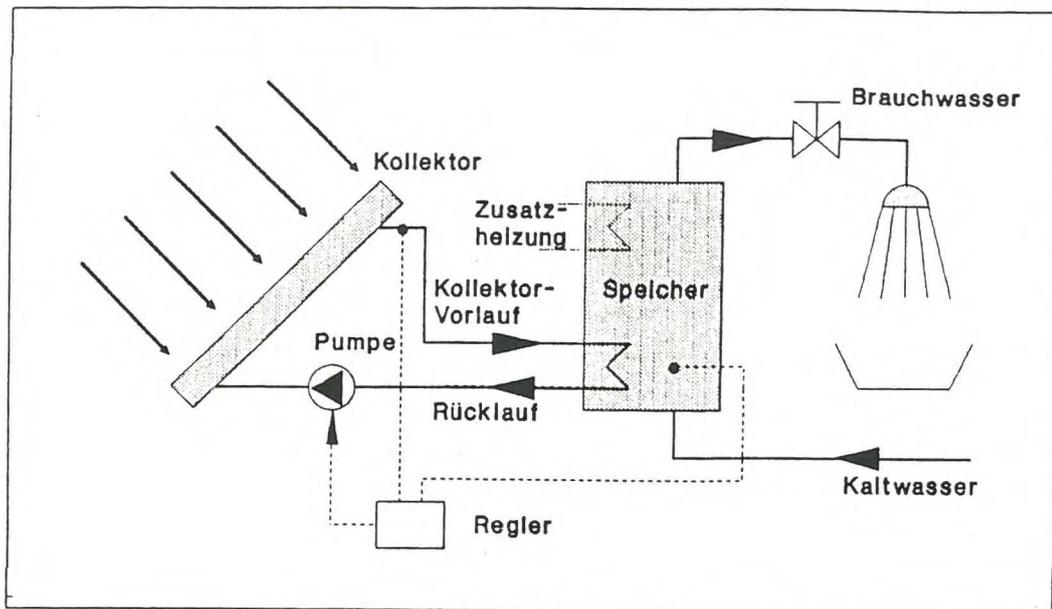


Abb. 15: Konfiguration der Standard-Anlage TÜV85-1

Solaranlage	
Bezeichnung	STANDARD
Anlagen-Nr. im Test des TÜV Bayern	1
Konfiguration (vgl. Abb. 12)	W E D
Kollektor	
Bauart	Flachkollektor
Orientierung	Süd, 45°
Aperturfläche (= opt. wirksame Fl.)	8,2 m ²
Absorber	selektive Beschichtung
Abdeckung	1 Scheibe (Flachglas)
Speicher	
Bauart	Stahl, stehend
Volumen	400 l
Wärmedämmung	PU-Schaum, 10 cm
Wärmeverluste, gesamt	2,0 W/K
Anzahl der Temperaturzonen	10
Wärmetauscher im Speicher (Kollektorkreis)	
Bauart	Cu-Rippenrohr, liegend
Wärmetauscherfläche	2,3 m ²
Tab. 2: Die wichtigsten Daten der Standard-Solaranlage	

In Abb. 16 sind die Energieströme, in Abb. 17 die Temperaturen jeweils aus Messung und Simulation dargestellt.

Die Randbedingungen zeigen folgenden Verlauf:
 Die Globalstrahlung weist zu Beginn und am Ende der Meßperiode hohe Werte auf, dazwischen liegen zwei sehr trübe Tage.
 Es werden dreimal täglich zu festgelegter Zeit Brauchwasser-Zapfungen vorgenommen (insgesamt 200 l/Tag - negative Spitzen in Abb. 16⁵). In der Simulation wurde die real 5 Minuten dauernde Zapfung auf eine Stunde ausgedehnt - bei gleicher Zapfmenge - so daß die Simulation mit konstanten Zeitschritten (1 h) durchgeführt werden kann.

In der folgenden Tabelle sind die Tageswerte der wichtigsten äußeren Randbedingungen zusammengefaßt:

Äußere Randbedingungen		13.10.	14.10.	15.10.	16.10.	17.10.
Tagesmittelwert Außenlufttemperatur	°C	5,2	7,3	8,5	4,8	4,0
Tagessumme Globalstrahlung	Wh	5978	989	487	2885	5627
Tagessumme Brauchw.-Entnahme	l	199	200	198	198	196
Tab. 3: <i>Kurzzeit-Test - zeitlich veränderliche Randbedingungen</i>						

⁵ Am 16.10. ist die genutzte Wärmemenge geringer als an den anderen Tagen, trotz gleichen Zapfvolumens. Ursache ist das Absinken der Temperatur der obersten Speicherzone unter die am Mischer eingestellte Entnahme-Temperatur von 42°C. Bei gleicher Zapfrate ist damit die Wärmeleistung geringer.

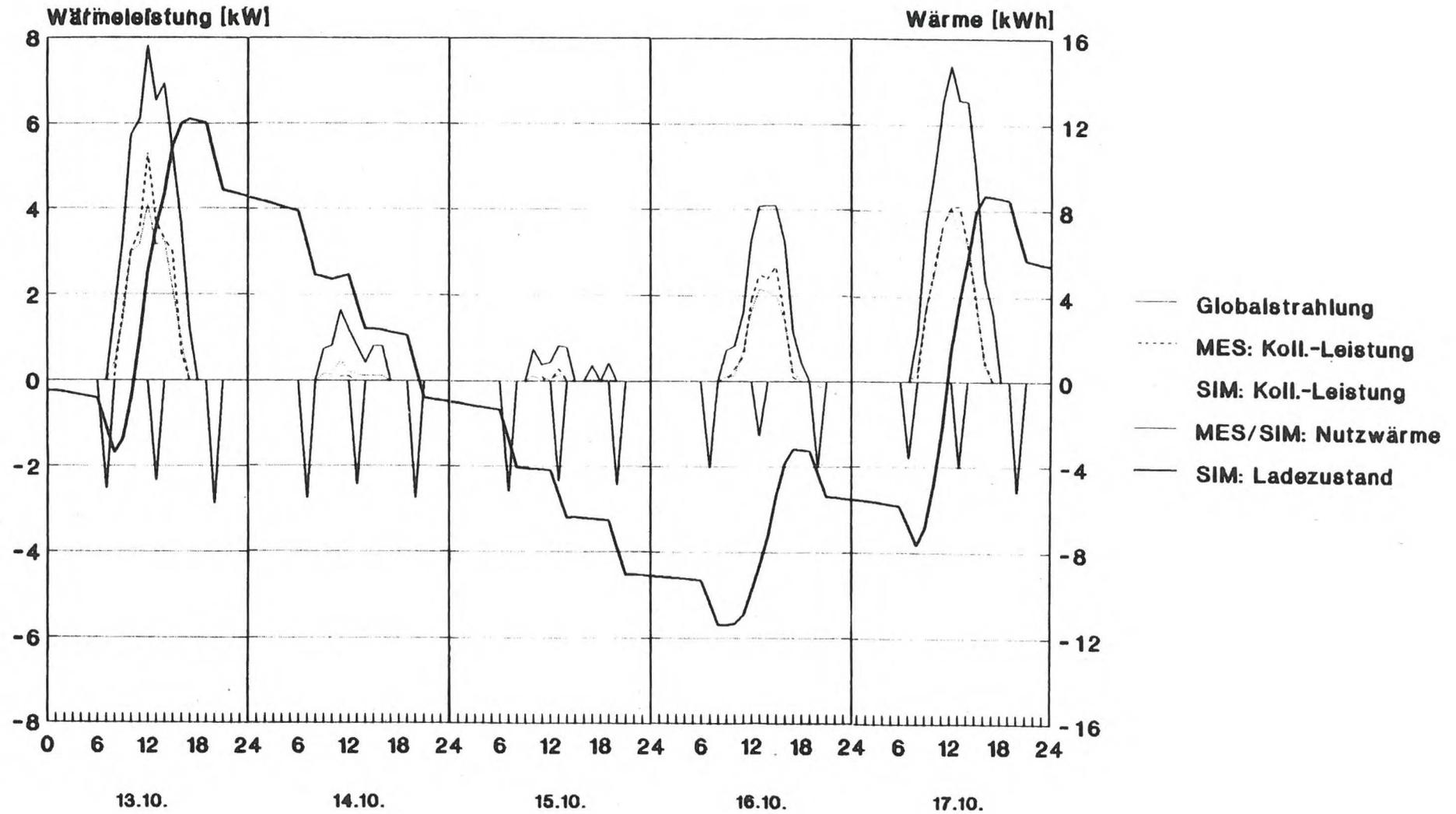


Abb. 16: Zeitlicher Verlauf der auf den Kollektor auftreffenden Globalstrahlung, der an den Speicher abgegebenen Solarwärme (SIM = Simulation, MES = Messung) und der ausgekoppelten Nutzwärme in kW, sowie Ladezustand des Speichers in kWh

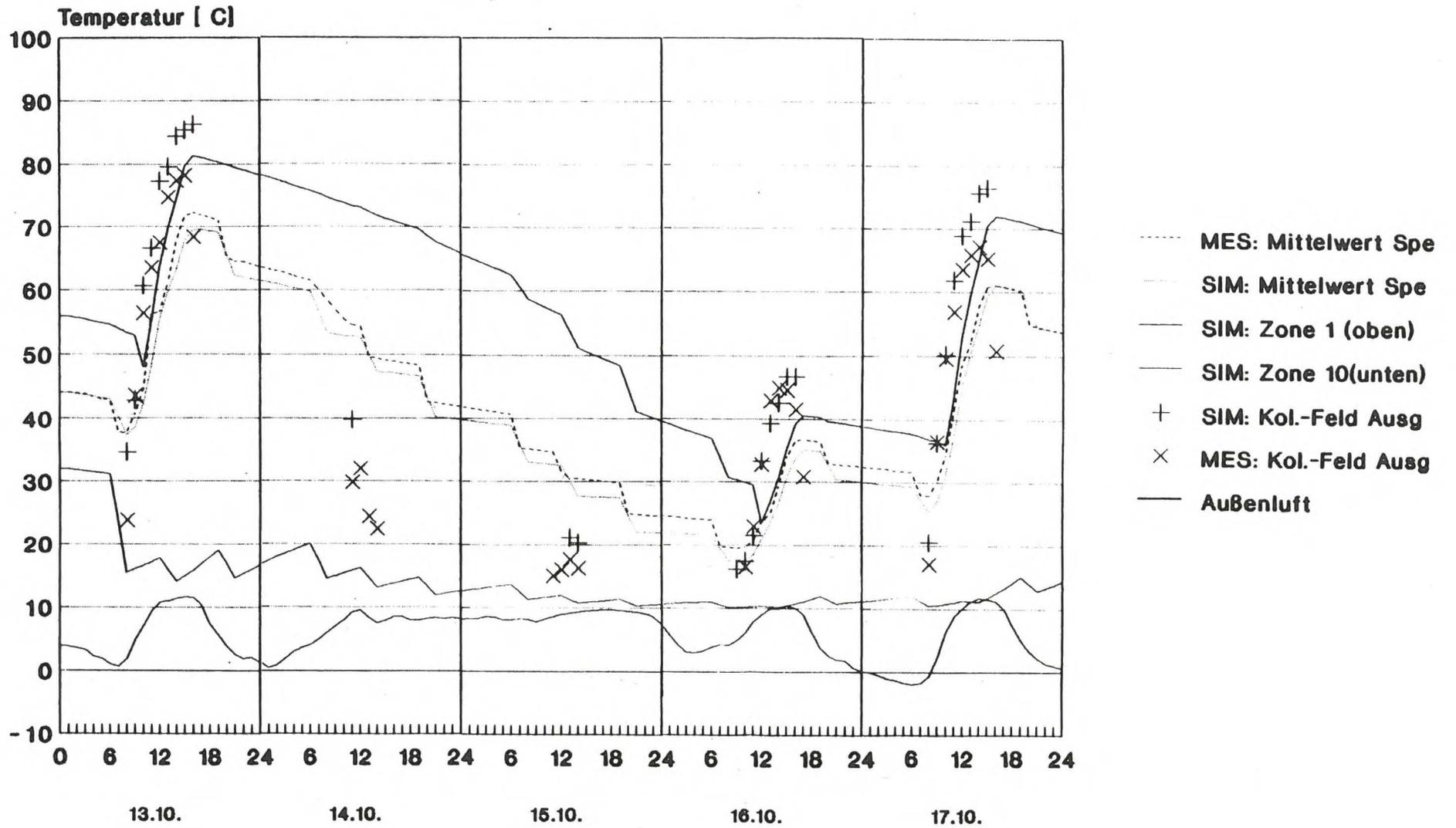


Abb. 17: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen (MES = Messung, SIM = Simulation)

4.2. Ergebnisse

In Abb. 17 ist jeweils der Verlauf der Temperaturen ganz oben (Zone 1) und ganz unten (Zone 10) im Speicher sowie der Mittelwert aller Zonen eingetragen.

Der Vergleich der mittleren Speichertemperatur aus Simulation und Messung zeigt recht gute Übereinstimmung. Im Verlauf der Meßreihe ergeben sich Abweichungen von maximal 3 K, gegen Ende der Meßreihe verringert sich die Abweichung wieder. Leider wurden bei den Messungen des TÜV die Temperaturwerte für einzelne Punkte im Speicher nicht mit aufgezeichnet, so daß ein Vergleich des Temperaturprofils entfällt.

Die Temperaturen am Kollektorausgang zeigen bis 70°C den gleichen Verlauf. Darüber ergeben sich jedoch Divergenzen bis zu 8 K. Als Ursache kommt sowohl ein systematischer Meßfehler im Experiment als auch eine schlechte Abbildung des Kollektormodells bei hohen Temperaturen in Frage.

Gut zu erkennen ist die Verschiebung des Übergangs zwischen warmem und kaltem Bereich im Verlauf der Speicherentladung (bis 16.10.). Zu Beginn der Meßperiode weist die unterste Zone während der Zapfungen - im Gegensatz zur obersten - starke Einbrüche auf. Mit zunehmender Speicherentladung verlagern sich diese Einbrüche verstärkt in die oberste Zone. Dieses Verhalten kennzeichnet den sich aufwärts verlagernden, relativ scharfen Temperatursprung.

Die Entwicklung des Temperaturprofils des Speichers ist beispielhaft für einen Tag (17.10.) im Laborprojekt Abb. 11 dargestellt.

Die Unsicherheit aufgrund fehlender Daten (insbesondere Länge und Dämmung der Rohrleitungen, genaue Positionen der Temperatur-Meßfühler) liegt in der Größenordnung von 5 bis 10 %. Dies wurde mit Vergleichssimulationen ermittelt. Im Rahmen dieser Unsicherheit kann von einer guten Korrelation der Simulationsergebnisse mit den Meßdaten gesprochen werden.

5. Jahres-Testläufe

5.1. Voraussetzungen und Parameter

Im folgenden werden die Ergebnisse verschiedener Jahres-Testläufe des Simulationsprogramms vorgestellt.

Zunächst wird das Modell einer qualitativen Überprüfung unterzogen. Hierbei soll die Sensitivität der Monatsbilanzen der Solaranlage gegenüber der Variation verschiedener Parameter festgestellt werden (Parameterstudie). Die Bewertung erfolgt auf der Basis von Plausibilitätsbetrachtungen. Ziel ist, die Brauchbarkeit des Verfahrens im Optimierungsprozeß zu beurteilen.

Daran schließt sich eine quantitative Analyse der Ergebnisse an. Zu diesem Zweck wird das Auslegungsverfahren f-chart und das Jahresergebnis der Langzeitmessung des TÜV Bayern herangezogen.

5.1.1. Beurteilung der Effizienz von Solaranlagen

Zur Beurteilung der Effizienz von Solaranlagen werden die folgenden Größen verwendet:

$$\text{solarer Deckungsgrad} = \frac{Q_{\text{Sol}}}{Q_{\text{Nutz}}}$$

$$\text{relativer Fremdenergieaufwand} = \frac{Q_{\text{Fremd}}}{Q_{\text{Nutz}}}$$

mit:

- Q_{Sol} = solar in den Speicher eingebrachte Wärmemenge
 Q_{Fremd} = Fremdenergie (zusätzlich in das System eingebrachte Endenergie)
 Q_{Nutz} = Nutzwärme

Der solare Deckungsgrad ist zwar eine technisch interessante und sehr anschauliche Größe, kann aber leicht zu Fehleinschätzungen im Optimierungsprozeß führen. Ein Beispiel hierfür wird auf S.66 dargestellt. Der solare Deckungsgrad ist lediglich zur Beurteilung des Primärkreislaufs (Kollektor, Rohre, Wärmetauscher) der Solaranlage heranzuziehen.

Zur Beurteilung des gesamten Systems eignet sich besser der relative Fremdennergieaufwand.⁶

5.1.2. Anlagedaten

Als Basisvariante dient die Standard-Solaranlage, wie sie auf S. 48 definiert ist (detaillierte Anlagedaten befinden sich im Anhang). Der einzige Unterschied liegt in der Verwendung von 3 statt 10 Temperaturzonen. Der elektrische Heizstab befindet sich in der obersten Zone (Zone 1), Wärmetauscher des Kollektorkreises in der untersten Zone (Zone 3). Alle jeweils für einen Test variierten Parameter sind in den Abbildungen angegeben.

5.1.3. Klimadaten

Es wurden Klimadaten auf Stundenbasis für Hamburg aus dem Jahr 1973 verwendet (HH 73). Die Strahlungssumme dieses Jahres entspricht etwa dem langjährigen Mittel, besitzt also repräsentativen Charakter. Da die Monatswerte teilweise vom langjährigen Mittel abweichen, ist für allgemeine Aussagen über die monatlichen Gewinne von Solaranlagen eine Normierung der Monatswerte erforderlich.

In der folgenden Tabelle sind die verwendeten Daten für Lufttemperatur und Globalstrahlung in Form von monatlichen Mittelwerten zusammengefaßt:

⁶ Geht man von der allgemeinen Zielsetzung einer "rationellen Energienutzung" aus, so wird schnell klar, welchen Vorteil die Einführung dieser Größe bietet. Indem sie den Aufwand an konventionellen, nicht erneuerbaren Energieträgern zu der erbrachten Energiedienstleistung in Bezug setzt, ist sie auf beliebige, auch nicht-solare Anlagen anwendbar. Zwar müßte als energetischer Aufwand konsequenterweise die benötigte Primärenergie angesetzt werden. Jedoch soll die vorliegende Untersuchung auf das System Solaranlage beschränkt bleiben, so daß vorgeschaltete Prozesse zur Erzeugung der Endenergie zunächst ausgeklammert bleiben müssen. Bei einem späteren Ausbau zum Anwenderprogramm ist als Bezugspunkt der Primärenergieaufwand zu wählen.

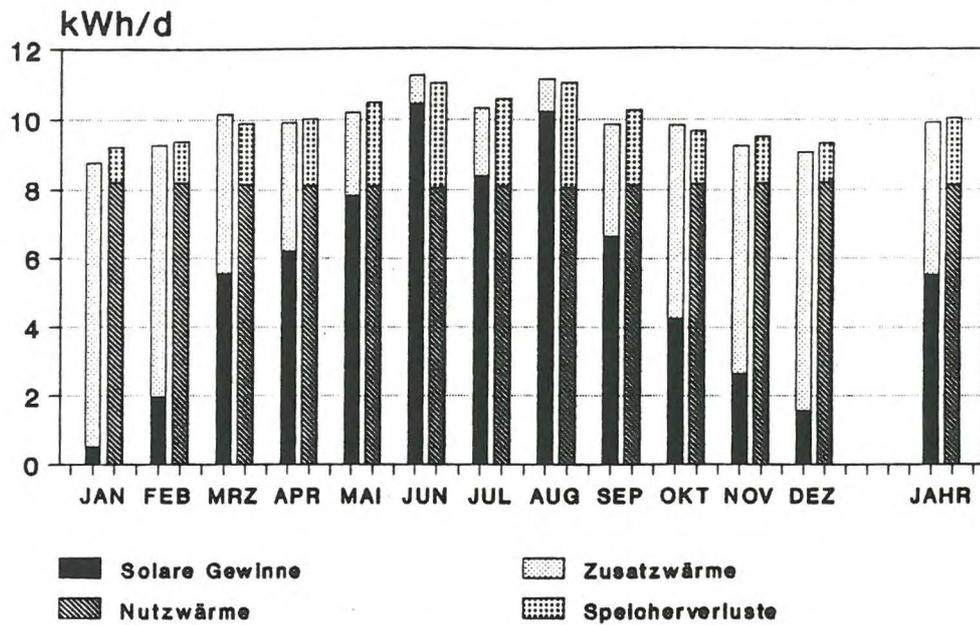
Monat	Luft- Temperatur	Global- strahlung auf Horizontale	Global- strahlung auf 45°-Ebene
	[°C]	[kWh/m ²]	[kWh/m ²]
JAN	1,7	13	17
FEB	2,7	23	33
MRZ	5,4	72	84
APR	5,5	97	98
MAI	12,1	146	132
JUN	16,0	176	158
JUL	17,9	148	130
AUG	16,8	154	155
SEP	14,1	78	92
OKT	7,7	45	61
NOV	4,0	24	45
DEZ	1,6	15	30
JAHR	8,8	1.006	1.037

Tab. 4: Monatsmittel der Klimadaten Hamburg 1973

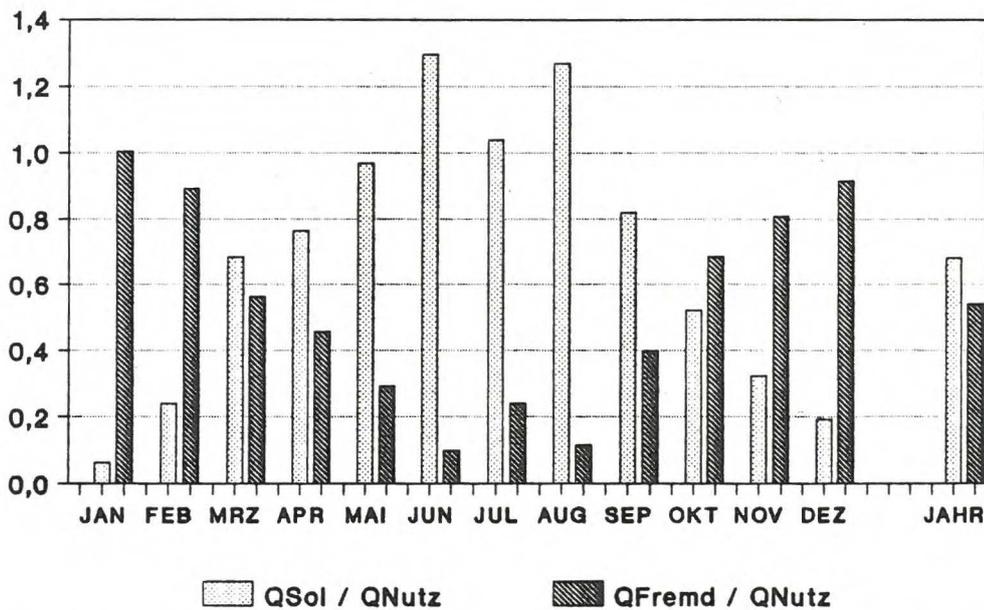
5.2. Jahres-Wärmebilanz der Standard-Solaranlage

In Abb. 18 ist das Ergebnis der Jahressimulation der Standard-Solaranlage TÜV85-1 dargestellt. Für jeden Monat stehen sich die Mittelwerte der ein- und ausgekoppelten Wärmeströme gegenüber. Gewinne und Verluste sind mit Bezug auf den Speicher definiert: Die jeweils linken Balken stellen die in den Speicher fließenden Wärmeströme (solare Gewinne und Fremdenergie), die rechten Balken die aus dem Speicher abfließenden Wärmeströme (Nutzwärme und Speicherwärmeverluste) dar. Es ergeben sich für die einzelnen Monate leichte Diskrepanzen zwischen Gewinnen und Verlusten, weil sich der Speicher jeweils zu Beginn und Ende des Monats in einem

Monatl. Wärmebilanz der Standard-Solaranlage



Solarer Deckungsgrad und relativer Fremdenergieaufwand



Simulationsprogramm SPOTS

Solaranlage: TÜV85-1
Klima: Hamburg 73

Abb. 18: Monatliche Wärmebilanz und Kenngrößen für die Standard-Solaranlage TÜV85-1 (Flachkollektor, Abdeckung 1 x Flachglas, Aperturfläche 8,2 m², Absorber selektiv beschichtet, Speicher-Volumen 400 l)

unterschiedlichen Ladezustand befand. Der für den Juli zu verzeichnende Einbruch bei den solaren Gewinnen hat seine Ursache in dem für diesen Monat geringen Wert der Globalstrahlung.

Die Bilanzierung ergibt im Jahresmittel einen solaren Anteil von 55% an der dem Speicher zugeführten Wärme. Die Zusatzheizung liefert den restlichen Bedarf. Etwa 82% der eingekoppelten Energie werden durch Brauchwasserentnahme genutzt, der Rest sind Speicherverluste.

In den Sommermonaten ergeben sich höhere Speichertemperaturen, wodurch die Verluste ansteigen. Eine vollständige solare Deckung wird - bedingt durch Schlechtwetterperioden - nicht erreicht.⁷

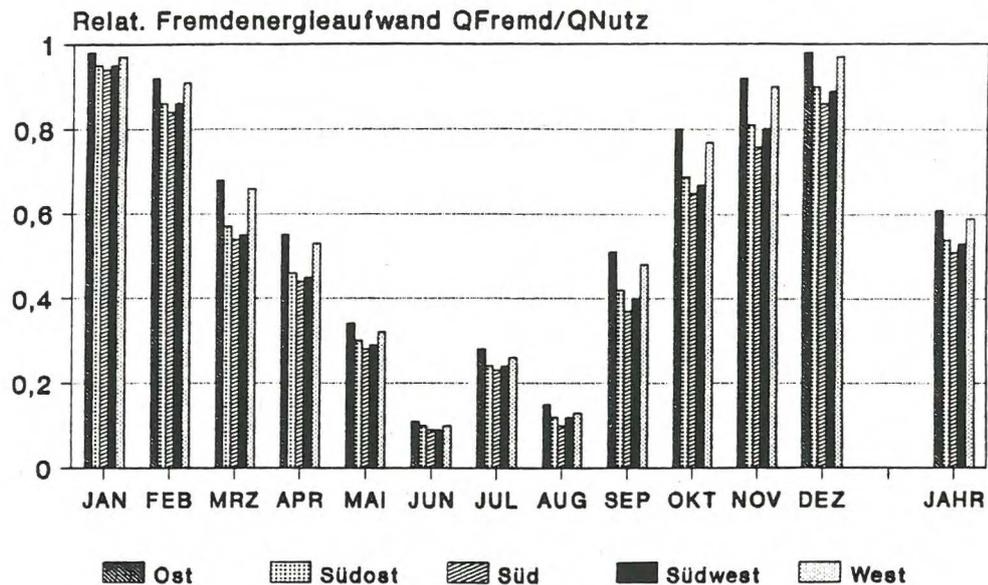
In der unteren Abbildung sind die charakteristischen Größen "solarer Deckungsgrad" und "relativer Fremdenergieaufwand" ebenfalls als Monats- und Jahresmittel dargestellt. Beide Werte können grundsätzlich 1 überschreiten, da außer der Nutzwärme auch die Speicherverluste kompensiert werden müssen. Der solare Deckungsgrad erreicht im Januar mit 8% sein Minimum. Der relative Fremdenergieaufwand von 100% belegt, daß zu dieser Zeit die solaren Gewinne gerade durch die Speicherverluste ausgeglichen werden. In den Sommermonaten beträgt der solare Deckungsgrad fast 130%, während der Anteil der Fremdenergie an der gelieferten Nutzwärme auf unter 10% sinkt.

5.3. Parameterstudie

Im Rahmen einer Parameterstudie wurde die Auswirkung der Variation verschiedener Anlagengrößen untersucht. Ausgangspunkt war in jedem Fall die Standard-Solaranlage TÜV85-1 (siehe oben). Es wurde nur der jeweils angegebene Parameter variiert.

⁷ Durch Absenken der Solltemperatur des Speicher-Bereitstellungsteils von 55°C auf z.B. 45°C kann jedoch eine nahezu 100-prozentige Deckung erreicht werden.

Einfluß der Abweichung von der Südausrichtung auf die Solaranlagen-Effizienz



Simulationsprogramm SPOTS

Solaranlage: TÜV85-1
Klima: Hamburg 73

Abb. 20: Effizienz der Solaranlage bei Variation der Kollektor-Orientierung (Kollektor-Neigung: 45°)

5.3.2. Kollektororientierung (Azimutwinkel)

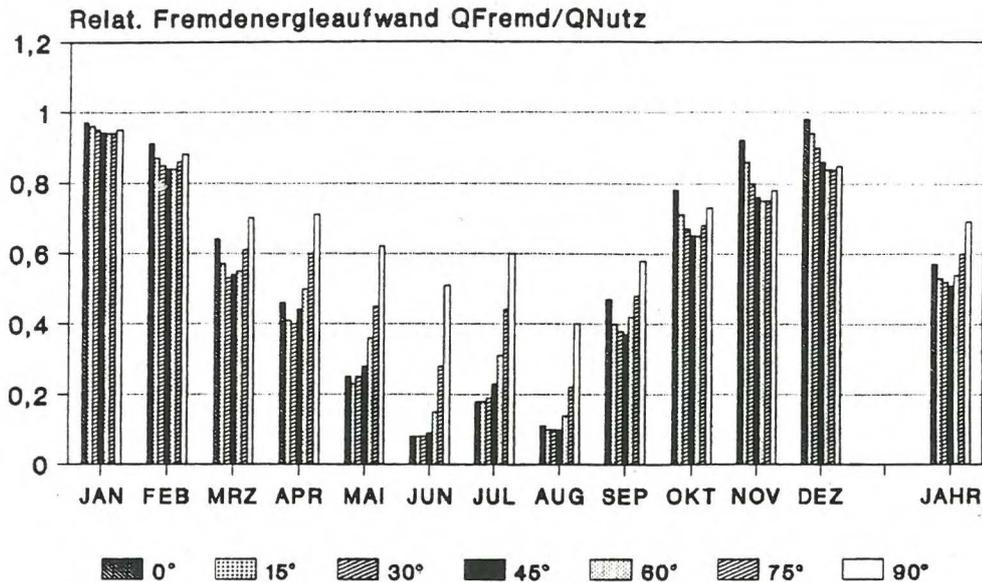
Abb. 20 stellt die Effizienz der Solaranlage bei Variation der Kollektororientierung dar.¹⁰

Optimale Ergebnisse zeigt für alle Monate die Südausrichtung. In der Jahresbilanz werden bei Abweichungen um +45° (Südost bzw Südwest) Erhöhungen des relativen Fremdenergieaufwands um ca. 5%, bei Abweichungen um +90° (Ost bzw. West) um ca. 20% verzeichnet. Die stärksten Unterschiede treten in den Übergangsjahreszeiten auf.

Die Westausrichtung zeigt im Vergleich zur Ostausrichtung höhere solare Gewinne. Ursache ist der Anstieg der Lufttemperatur am Nachmittag über den Vormittagswert (im Monatsmittel), wodurch die Kollektorverluste reduziert werden.

¹⁰ Die Abweichung von der Südausrichtung in Grad wird als Azimutwinkel bezeichnet.

Einfluß der Kollektorneigung auf die Solaranlagen-Effizienz



Simulationsprogramm SPOTS

Solaranlage: TÜV85-1
Klima: Hamburg 73

Abb. 21: Effizienz der Solaranlage bei Variation der Neigung der Kollektorebene gegen die Horizontale (Kollektor-Orientierung: Süd)

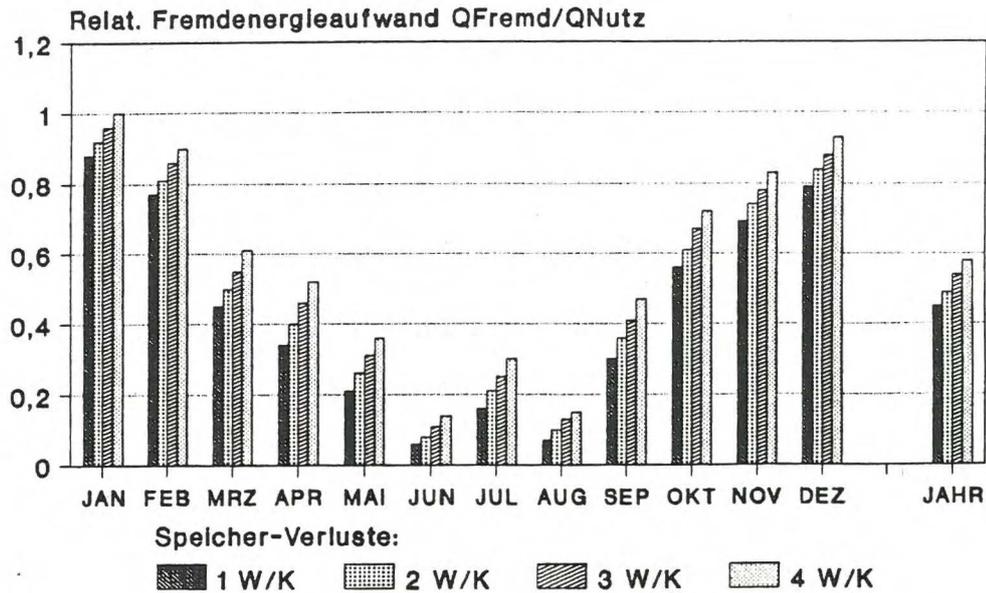
5.3.3. Kollektorneigung (Zenitwinkel)

Abb. 21 veranschaulicht den Einfluß der Kollektorneigung gegen die Horizontale bei einer nach Süden orientierten Anlage.

Das Optimum des Zenitwinkels (minimaler Fremdenergieaufwand) beträgt bei ganzjähriger Nutzung ca. 45°, bei sommerlicher (Ferienhaus) 15 bis 30°, bei winterlicher (Heizungsunterstützung) 60 bis 75°.

Für einen horizontalen Kollektor liegt der jährliche Fremdenergieaufwand um ca. 15%, für einen vertikalen Kollektor um ca. 40% über dem Optimum.

Einfluß der Speicherdämmung auf die Solaranlagen-Effizienz



Simulationsprogramm SPOTS

Solaranlage: TÜV85-1
Klima: Hamburg 73

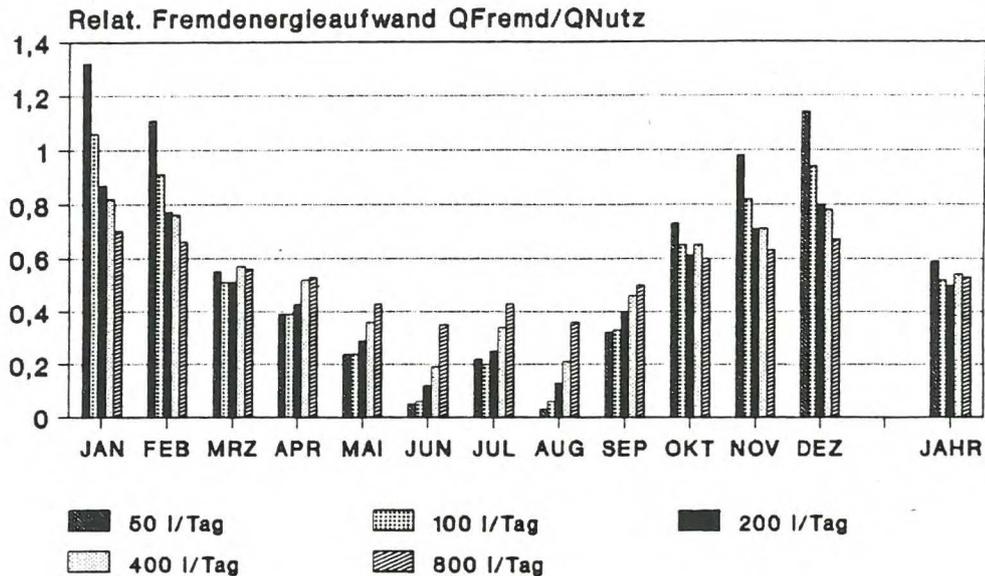
Abb. 22: Effizienz der Solaranlage bei Variation der Dämmung des Warmwasserspeichers (Standard-Anlage: 2 W/K)

5.3.4. Speicher-Verluste

Abb. 22 gibt die die Auswirkung einer Variation der Speicher-Dämmung auf die Effizienz der Solaranlage wieder. Für jede Erhöhung der Verluste um 1 W/K ist eine Zunahme des relativen Fremdenergieaufwands um ca. 0,03 zu verzeichnen - sowohl im Jahresmittel als auch in den Monatswerten. Daraus läßt sich ein näherungsweise linearer Zusammenhang zwischen dem Anlagenparameter "Speicherverlust pro K" und dem zusätzlichen Energiebedarf ableiten.

In Abschnitt 5.3.7. sind für zwei Werte der Speicherdämmung der relative Fremdenergieaufwand und der solare Deckungsgrad gegenübergestellt.

Einfluß der täglichen Zapfmenge auf die Solaranlagen-Effizienz



Simulationsprogramm SPOTS

Solaranlage: TÜV85-1
Klima: Hamburg 73

Abb. 23: Effizienz der Solaranlage bei Variation der täglichen Brauchwasser-Zapfmenge (Standard-Anlage: 200 l/Tag)

5.3.5. Tägliche Zapfmenge

Die Auswirkung des täglichen Brauchwasserbedarfs auf die Effizienz der Solaranlage kann Abb. 23 entnommen werden.

Im Jahresmittel zeigt der relative Fremdenergieaufwand nur eine geringe Abhängigkeit von der bereitgestellten Nutzwärmemenge (ca. 15%), obgleich die Zapfrate um den Faktor 16 variiert wird. Ein Blick auf die monatlichen Bilanzen erklärt dieses Ergebnis:

Eine Reduktion des Ausgangswertes der Zapfrate von 200 l/Tag auf 50 l/Tag hat im Sommer eine Verbesserung, im Winter eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge. Im Sommer reicht auch in Schlechtwetterperioden die geringe Kollektorleistung zur Deckung des geringen Verbrauchs aus. Im Winter liegen bei einer Zapfrate von 50 l/Tag die Speicherverluste schon bei 60%

der Nutzwärmemenge.¹¹ Dies schlägt sich in dem sehr hohen Wert des relativen Fremdenergieaufwands (Zusatzenergie pro gelieferter Nutzwärmemenge) nieder.

Bei Steigerung der Zapfrate bis auf 800 l/Tag wird der Unterschied zwischen Sommer und Winter immer geringer. Im Sommer reicht die Kollektorfläche nicht mehr aus, um den erhöhten Bedarf zu decken - es wird mehr Fremdenergie benötigt. Im Winter reduziert sich der relative Fremdenergieaufwand mit steigender Zapfrate. Die stark herabgesetzte Temperatur im unteren Bereich des Speichers führt zu einem erhöhten Kollektorwirkungsgrad.

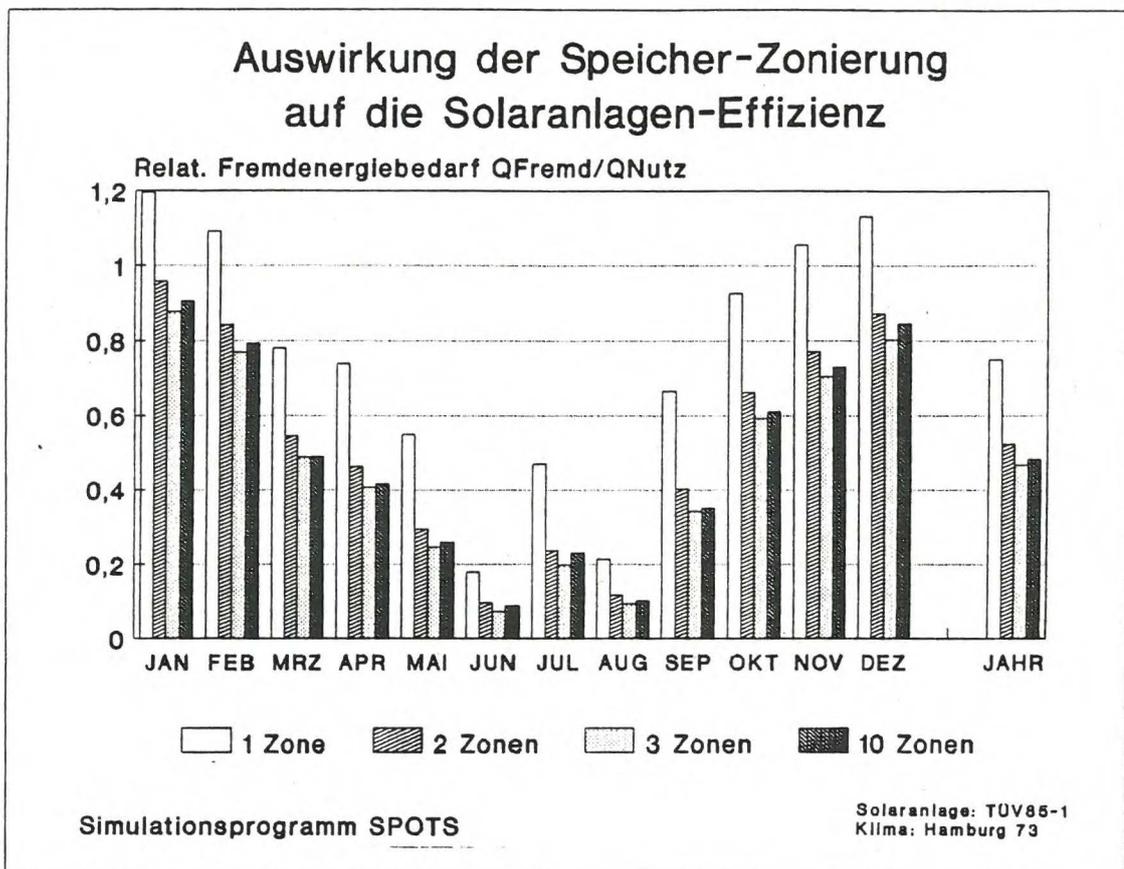


Abb. 24: Effizienz der Solaranlage bei Variation der Anzahl der Temperaturzonen des Speichers (Standard-Anlage: 3 Zonen)

¹¹ In der Wärmebilanz der Standard-Anlage, Abb. 18, würde sich die Nutzwärme auf 1/4 reduzieren, während die Verluste etwa gleich blieben.

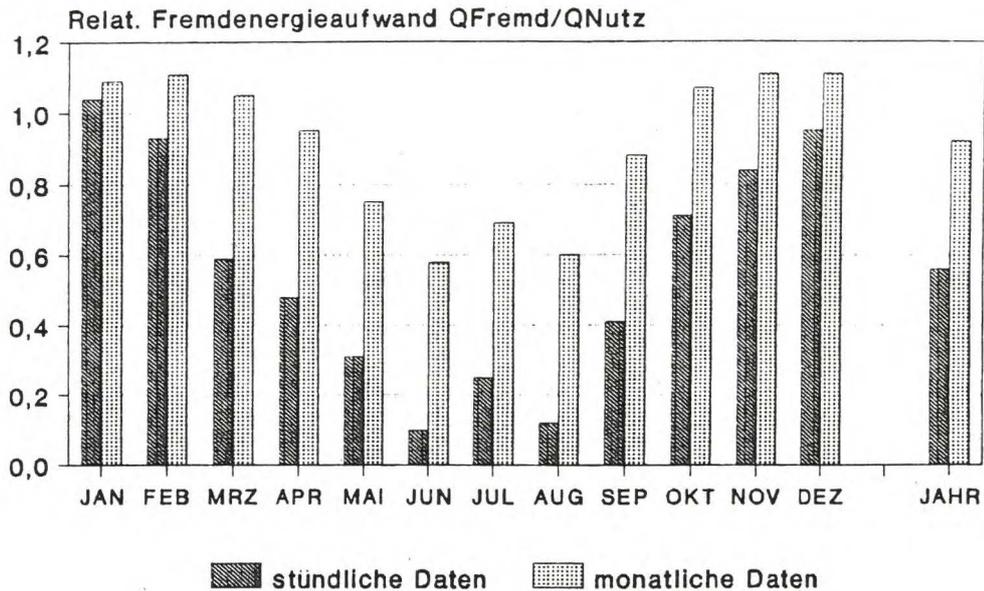
5.3.6. Speicher-Zonierung

Abb. 24 belegt den Einfluß der Einteilung des Speichers in Temperaturzonen auf die Anlagen-Effizienz. Bei 2, 3 und 10 Zonen ergeben sich maximale Abweichungen von ca. 10 %. Beim Übergang von 2 zu einer Zone steigt jedoch der relative Fremdenergieaufwand um ca. 50 %. Dieses Ergebnis des Jahresmittels findet sich tendenziell auch bei den Monatsmitteln wieder.

Da beim voll durchmischten Speicher (1 Zone) das gesamte Speichervolumen auf Soll-Temperatur gehalten werden muß stellen sich entsprechend hohe Verluste ein. Aufgrund der höheren Mediumtemperatur auf der Sekundärseite des Kollektor-Wärmetauschers ergibt sich zusätzlich ein geringerer Kollektorwirkungsgrad.

Das Ergebnis zeigt, daß die Einführung der Speicherzonierung die Jahresbilanz der Solaranlage entscheidend beeinflusst. Eine starke Segmentierung in mehr als 3 Zonen bringt hingegen keinen Informationsgewinn und ist mit Blick auf den Rechenaufwand nicht effizient.

Verwendung monatlicher Mittelwerte der Klimadaten



Simulationsprogramm SPOTS

Solaranlage: TÜV86-1
Klima: Hamburg 73

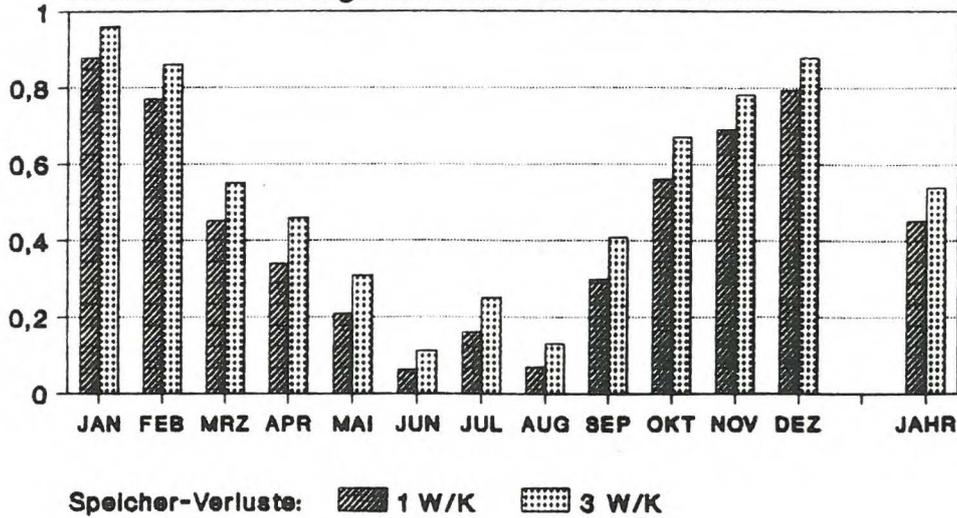
Abb. 25: Vergleich der Anlagen-Effizienz bei Verwendung von Klimadaten als Stundenmittel und als Monatsmittel

5.3.7. Jahresgang mit monatsweise konstanten Randbedingungen

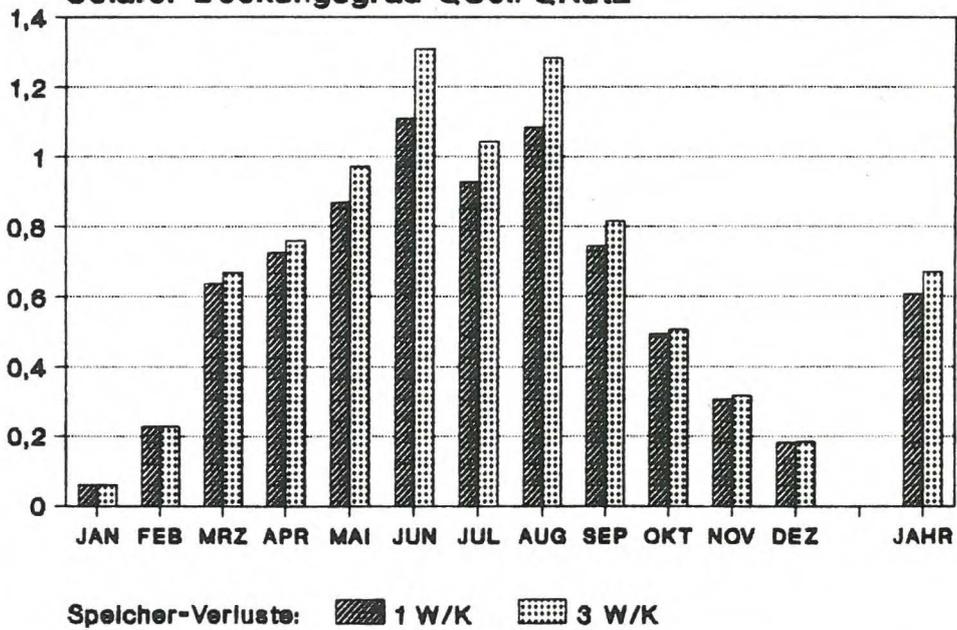
Zur Rechtfertigung der Simulation von Tagesgängen wurde die Standardanlage mit konstanten Randbedingungen simuliert. Dafür wurden die Klimadaten in Form von monatlichen Mittelwerten verwendet. Es zeigen sich - insbesondere in den Sommermonaten - erhebliche Abweichungen (Abb. 25). Bei konstanten Randbedingungen ergibt sich ein wesentlich höherer Fremdenergieaufwand. Der Grund liegt vor allem darin, daß der Kollektorkreis bei ausreichendem Monatsmittel der Einstrahlung ständig läuft. Die auf die Nutzleistung des Kollektors bezogenen Verluste insbesondere der Rohre liegen daher höher.

Vergleich von relat. Fremdenergiebedarf mit solarem Deckungsgrad

Relat. Fremdenergieaufwand $Q_{\text{Fremd}}/Q_{\text{Nutz}}$



Solarer Deckungsgrad $Q_{\text{Sol}}/Q_{\text{Nutz}}$



Simulationsprogramm SPOTS

Solaranlage: TÜV86-1
Klima: Hamburg 73

Abb. 26: Vergleich der Größen "relativer Fremdenergieaufwand" und "solarer Deckungsgrad" für zwei Anlagen mit unterschiedlich gedämmtem Speicher

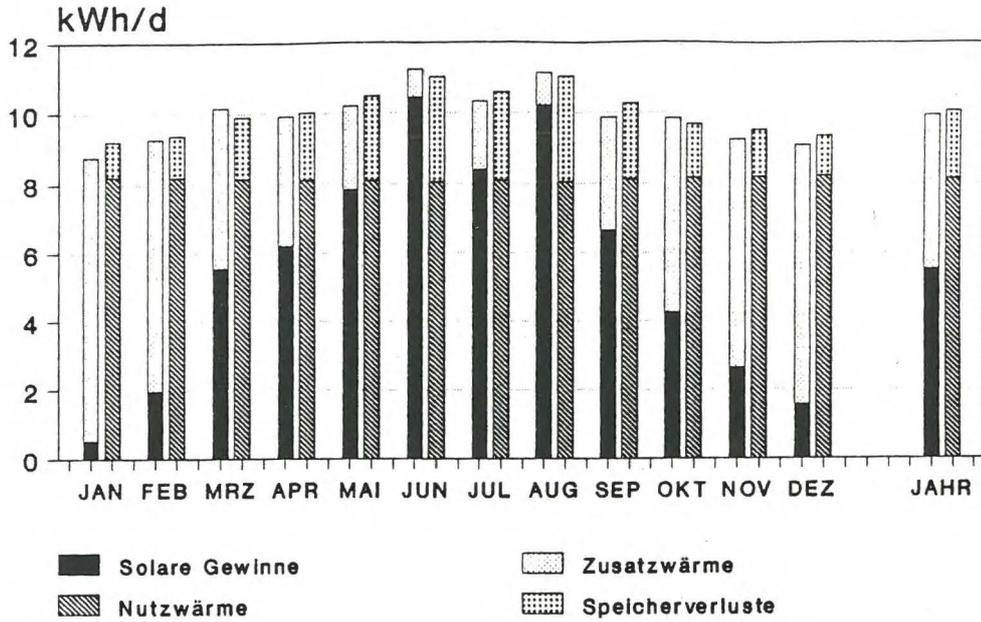
5.3.8. "Relativer Fremdenergieaufwand" und "Solarer Deckungsgrad"

In Abb. 26 wird für ein charakteristisches Beispiel der relative Fremdenergieaufwand dem solaren Deckungsgrad gegenübergestellt.

Bei Erhöhung der Speicherverluste ergibt sich (wie schon in Abschnitt 5.3.4. dargestellt) ein Anstieg des Fremdenergieaufwands und damit eine Reduktion der System-Effizienz. Im Gegensatz dazu deutet die Zunahme des solaren Deckungsgrads auf eine Steigerung der Effizienz hin (Abb. 26). Ursache hierfür ist, daß höhere Speicherverluste zu einer niedrigeren Speichertemperatur führen. Diese wiederum bewirkt einen Anstieg des Kollektor-Wirkungsgrad und der solaren Gewinne.

Die Verwendung des solaren Deckungsgrads ist somit auf die Charakterisierung des Kollektorkreises einzugrenzen.

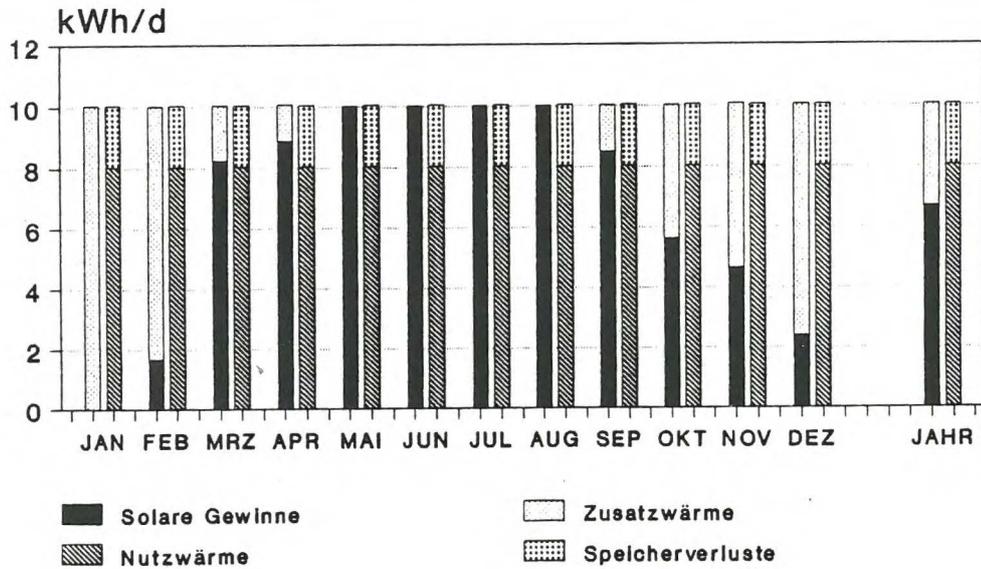
Monatl. Wärmebilanz der Standard-Solaranlage



Simulationsprogramm SPOTS

Solaranlage: TÜV85-1
Klima: Hamburg 73

Monatl. Wärmebilanz der Standard-Solaranlage berechnet mit f-chart



Solaranlage: TÜV85-1
Klima: Hamburg 73

Abb. 27: Vergleich der Ergebnisse von SPOTS mit f-Chart

5.4. Vergleich der Monatsbilanzen von SPOTS und f-chart

Den Monatsbilanzen von SPOTS sollen die des verbreiteten Auslegungsverfahrens f-chart gegenübergestellt werden, um die charakteristischen Eigenschaften der unterschiedlichen Verfahren hervorzuheben. Die f-chart-Methode wurde von Beckman, Klein und Duffie [30] entwickelt und besteht aus einer relativ einfachen Rechenvorschrift. Die Beziehungen für den solaren Deckungsgrad wurden empirisch aus einer Reihe von Testläufen des detaillierten Simulationsprogrammes TRNSYS [31] abgeleitet.¹²

Für den Test wurde wieder die Standard-Solaranlage TÜV85-1 und das Klima für Hamburg 1973 (HH-73) verwendet.

Die monatlichen Wärmebilanzen von f-chart (Abb. 27) sind über das ganze Jahr konstant, weil f-chart die Speicher-Verluste nur als pauschalen Anteil am konstanten Warmwasserbedarf berücksichtigt. Dieser ist vom Anwender anzugeben und wurde in diesem Fall auf 20 % gesetzt (entsprechend den jährlichen Speicherverlusten von SPOTS). Bei SPOTS ergeben sich wegen unterschiedlicher Speichertemperaturen jahreszeitlich schwankende Bilanzsummen.

Der Vergleich der Anlageneffizienz im Jahresmittel zeigt erhebliche Diskrepanzen. Die solar genutzte Wärmemenge liegt bei f-chart um ca. 20 % höher als bei SPOTS. Entsprechend ergibt sich ein um ca. 25 % niedrigerer Fremdenergiebedarf.

Eine Analyse oder Bewertung der unterschiedlichen Monatsbilanzen setzt einen Vergleich mit detaillierten Meßdaten von verschiedenartigen realen Systemen voraus.

¹² Auf die Darstellung des Rechengangs soll an dieser Stelle verzichtet werden - eine knappe Darstellung und ein Vergleich mit anderen einfachen Methoden findet sich z.B. in [].

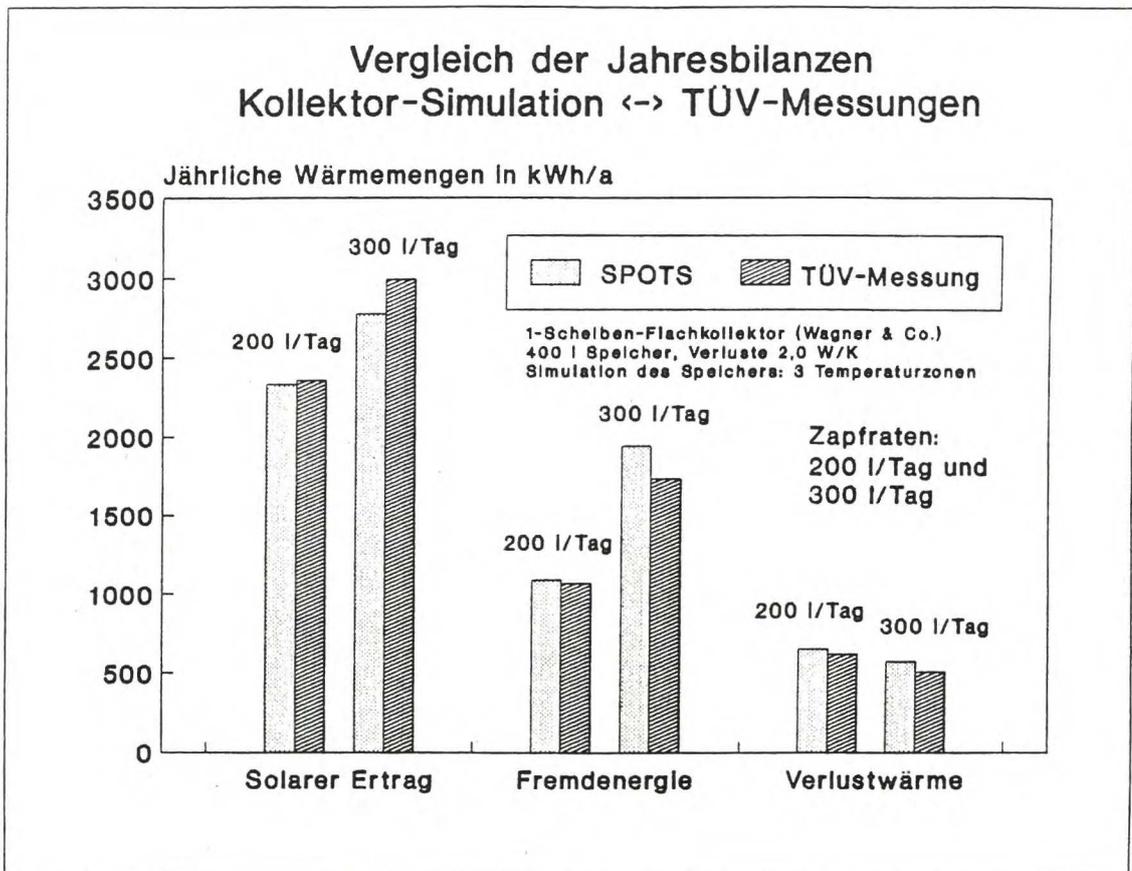


Abb. 28: Vergleich der Jahresbilanzen von SPOTS mit den Ergebnissen der TÜV-Messungen, jeweils für zwei verschiedene Brauchwasser-Zapfraten

5.5. Vergleich der Jahresbilanzen von Simulation und Messung

Die bei SPOTS verwendete Standard-Solaranlage TÜV85-1 wurde in dem vom TÜV Bayern 1985 durchgeführten Solaranlagen-Test ein Jahr lang vermessen. In [29] findet sich eine Darstellung der Ergebnisse¹³. Für das Testjahr stehen die monatlichen Werte der Globalstrahlung zur Verfügung, so daß die Simulation der SPOTS-Standardanlage verifiziert werden konnte. Die Jahresergebnisse sind in Abb. 28 gegenübergestellt.

Es wurden Messungen mit Zapfraten von 200 und 300 l/Tag durchgeführt. Die Gewinn- und Verlustbilanz zeigt für die niedrige Zapfrate sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung, bei der höheren Zapfrate bilanziert SPOTS einen um ca. 7% niedrigeren solaren Ertrag.

¹³leider jedoch keine Monatsbilanzen

Die Unsicherheit der Abbildung der Anlage aufgrund nicht bekannter Systemdaten (Dämmung und Länge der Rohrleitungen, Maximaltemperatur des Speichers) liegt bei ca. 5%. Hinzu kommen mögliche Meßfehler, die in den TÜV-Ergebnissen nicht dokumentiert sind. Somit sind die Abweichungen bei 300 l/Tag als nicht gravierend einzustufen.¹⁴

Das Gesamtergebnis ist im Rahmen der Abbildungsgenauigkeit sehr zufriedenstellend.

¹⁴ Der Jahres-Testlauf vom TÜV wurde mit 200 l/Tag gefahren. Die Ergebnisse für eine Rate von 300 l/Tag wurden aus einer Kurzzeit-Messung mit Hilfe eines Simulationsprogramms auf das Jahr hochgerechnet wurden []. Damit ergibt sich ein zusätzlicher Unsicherheitsfaktor.

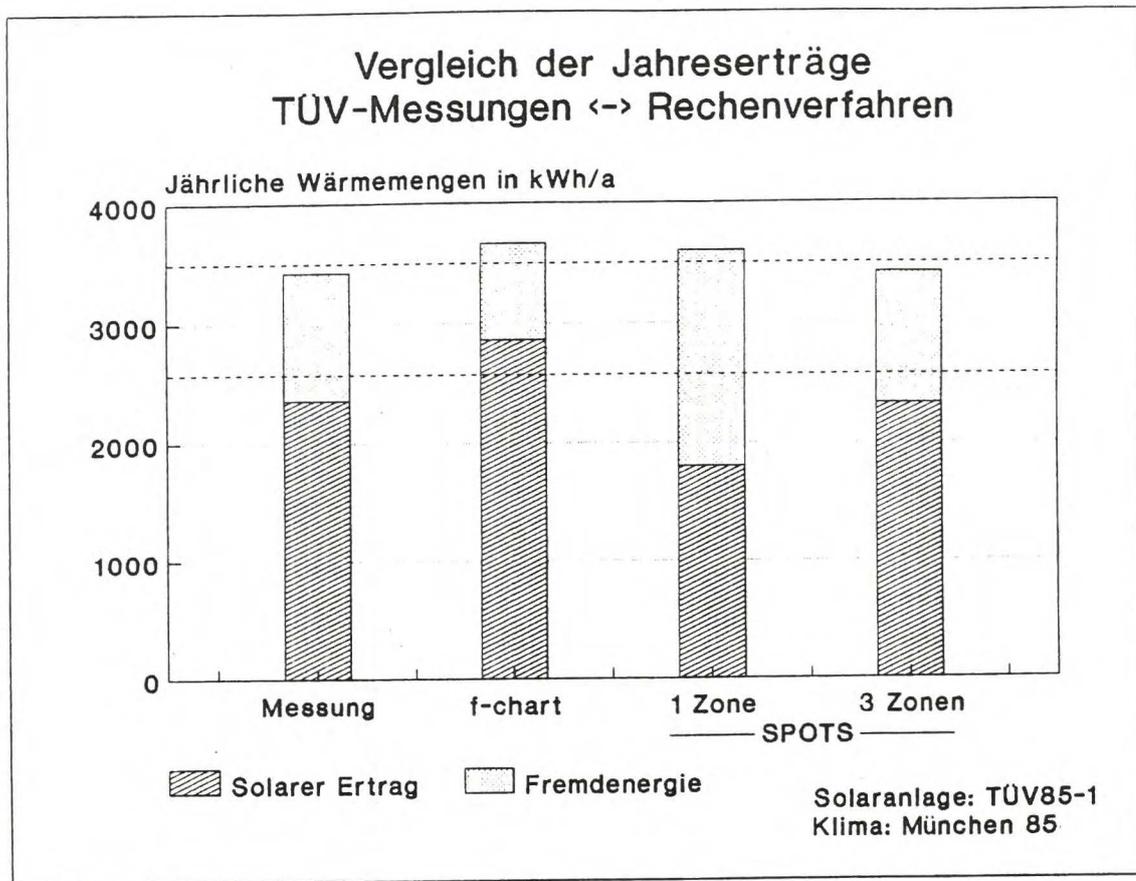


Abb. 29: Vergleich der jährlichen solaren Erträge und der notwendigen Fremdenergie aus den TÜV-Messungen mit den Ergebnissen von f-chart sowie einer SPOTS-Simulation mit 1 und 3 Speicher-Temperaturzonen

Das in Abb. 28 dokumentierte Ergebnis ist für die Standard-Anlagenkonfiguration mit 3 Temperaturzonen ermittelt worden. Zum Vergleich wurde für die gleichen Klimadaten zusätzlich ein SPOTS-Lauf mit 1 Temperaturzone sowie eine f-chart-Rechnung durchgeführt. In Abb. 29 ist das Ergebnis dargestellt.

Es zeigt sich, daß f-chart die solaren Erträge auch für die geänderten Klimadaten um ca. 20 % höher als das 3-Zonen-Modell von SPOTS berechnet. Demgegenüber liegt der Wert der genutzten Solarwärme im SPOTS-Modell mit 1 Zone um ca. 25 % niedriger. Somit weisen f-chart und SPOTS/1-Zone erhebliche Diskrepanzen zu den Meßergebnissen und den damit recht gut übereinstimmenden Jahresbilanzen des 3-Zonen-Modells auf.

Der quantitative Vergleich belegt, daß unter den gegebenen Bedingungen der Einsatz eines Mehrzonen-Speichermodells die Abbildungsgenauigkeit wesentlich erhöht.

6. Zusammenfassung

Es wurde ein Programmsystem entwickelt und erprobt, welches die Simulation des dynamischen Verhaltens von thermischen Solaranlagen erlaubt.

Das zugrundeliegende Modell besteht aus den Komponenten Kollektor, Speicher, Rohrleitungen, Pumpe, Regler, Wärmetauscher, Nachheizung, Brauchwasserentnahme. 8 verschiedene Konfigurationen von solaren Brauchwasseranlagen können abgebildet werden. Diese ergeben sich aus den verschiedenen Varianten der Speichereinbindung in das Gesamtsystem und ihrer Kombinationen: Die Kopplung von Kollektor-Kreis und Brauchwasserentnahme an den Speicher erfolgt jeweils direkt (hydraulische Kopplung) oder über Wärmetauscher (thermische Kopplung), die der Zusatzheizung über Wärmetauscher (Heizungsanlage) oder elektrischen Heizstab.

Für die Abbildung des Warmwasserspeichers konnte auf das im Rahmen des Laborprojektes entwickelte n-Zonen-Modell zurückgegriffen werden. Die darin vorgenommene Unterteilung des Speichers in "finite Elemente" mit thermischer Kapazität ermöglicht eine annähernd realistische Abbildung der dynamischen Vorgänge bei Be- und Entladung in Wechselwirkung mit den übrigen Systemkomponenten.

Die Durchführung verschiedener Tests läßt darauf schließen, daß sich das Programmsystem sehr gut für die Wiedergabe des Verhaltens von realen Solaranlagen eignet - sowohl im Hinblick auf die zeitliche Entwicklung der Systemzustände und Wärmeströme auf einer detaillierten Zeitskala als auch in Bezug auf ihre Monats- und Jahressummen bzw. -mittel.

7. Ausblick

Das im Rahmen der vorliegenden Arbeit beschriebene Programmsystem bietet verschiedene Ansätze zu Erweiterung und Vertiefung.

Bei Fortschreibung der Parameterstudie sollte die Variation von Wärmetauscherfläche, Speicher-Volumen, Kollektor-Bauart, Speicher-Solltemperatur (insbesondere periodische kurzzeitige Erhitzung auf über 60°C: Legionellen-Problematik), Verhalten der Entnahme-Temperatur ohne Zusatzheizung etc. untersucht werden.

Umfassende Validierungstests für weitere Solaranlagen (z.B. aus dem TÜV-Vergleichstest) wären geeignet, die Gültigkeit der quantitativen Aussagen auf ein breites Spektrum von Konfigurationen zu erweitern. Interessant wäre ein Vergleich dieser Ergebnisse mit anderen Rechenverfahren (z.B. f-chart).

Für die Erweiterung des bestehenden Programmkerns bietet sich an: die Entwicklung und Integration der Komponente Wärmeerzeuger (Kessel) für die Zusatzheizung, die Einbindung eines zweiten Speichers für solare Heizungssysteme sowie darüberhinaus die Entwicklung eines einfachen Gebäudemodells zur Simulation des täglichen Raumwärmebedarfs. Eine Komponente Schwimmbecken für die Simulation von Frei- oder Hallenbäder bietet sicherlich weitere Perspektiven.

Die anvisierte Anwendung des Programms im Planungsprozeß erfordert die Schaffung einer komfortablen Nutzeroberfläche (als Schnittstellen kommen die zur Zeit existierenden Ein- und Ausgabe-Dateien in Betracht). Ohne Kenntnis der internen Programmstruktur muß eine problemlose Systemdefinition, Eingabe von Anlagedaten, Steuerung des Programmablaufs, Parametervariation sowie Aufbereitung der Ergebnisse ermöglicht werden. Auf dieser Ebene sind ökonomische und ökologische Aspekte einzubeziehen.

Anhang

1. Quellenverzeichnis

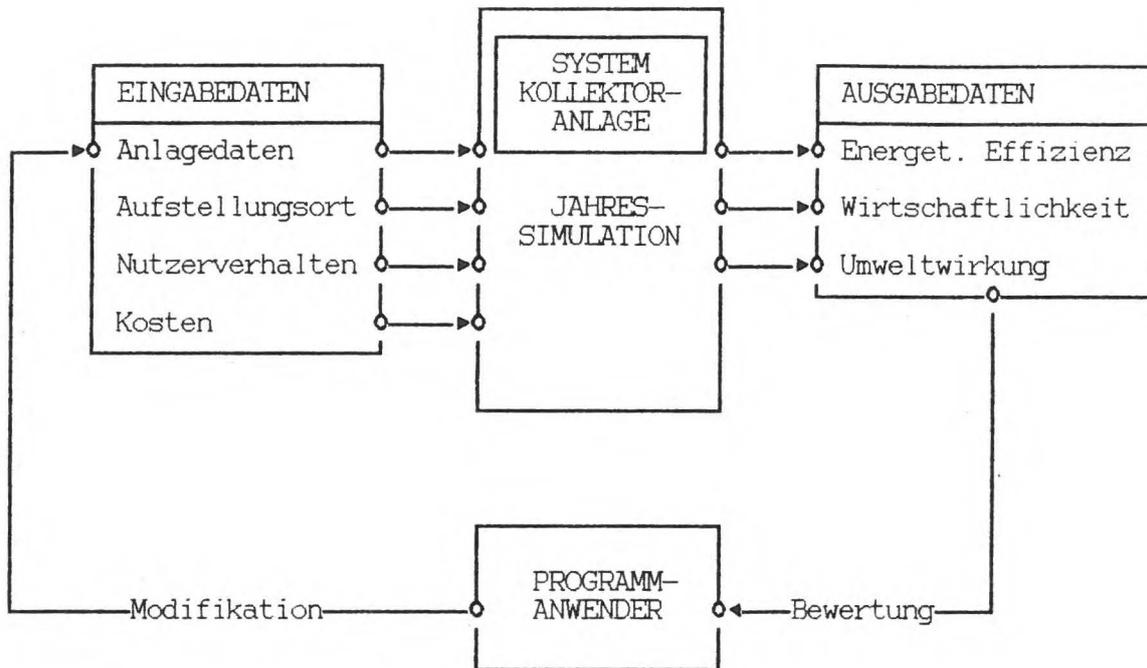
- [1] Beckman, W.A.; Klein, S.A.; Duffie, J.A. (übersetzt und ergänzt von G. Bräunlich): Solarheizungen planmäßig optimiert nach der f-chart-Methode; München 1979
- [2] Oldekop, W.; Heinrici, H.; Menke, C.: Näherungsmethoden zur Berechnung der mit Solarkollektoren nutzbaren Wärmeenergie; Fortschrittberichte der VDI-Zeitschriften, Reihe 6, Nr. 114; Düsseldorf 1983
- [3] Klein, S.A.; et al.: TRNSYS. A Transient System Simulation Program; Engineering Experiment Station Report 38; Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison 53706, 1979
- [4] Spirkl, W.; Klein, M.: Dynamisches Verfahren zur Vermessung von Solaranlagen; ZS Sonnenenergie und Wärmepumpe, Heft 4, 1990; S. 7 ff.
- [5] Schreitmüller, K.R.: Adaptive Rechenverfahren in der Solartechnik; ZS Sonnenenergie und Wärmepumpe; Heft 2, 1990; S. 5 ff.
- [6] Kast, W.; Otten, W.: Simulation macht instationäre Heizvorgänge berechenbar; ZS Heizung Lüftung/Klima Haustechnik Bd. 39 (1988) Nr. 12
- [7] Bronstein, I.N.; Semendjajew, K.A.: Taschenbuch der Mathematik; 19. Aufl.; Leipzig 1979; S. 808 f.
- [8] vgl. Linder, M.: Simulation von thermischen Flachkollektoren zur Untersuchung des Einflusses der physikalischen Parameter auf das Betriebsverhalten; Labor- und Feldprojekt im Rahmen des Weiterbildenden Studiums Energietechnik der Gesamthochschule Kassel; SS 89, WS 89/90; S. 22
- [9] Wensierski, P.W.: Analytische Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit von Solaranlagen zur Warmwasserbereitung; Angewandte Systemanalyse Nr. 41; Spezielle Berichte der Kernforschungsanlage Jülich, Nr. 268; Jülich 1984; S.30
- [10] vgl. Bronstein et al.: S. 808 f.

- [11] vgl. Vanoli, H.K.W.: Theoretische und experimentelle Systemanalysen am Solarhaus Freiburg; Springe 1987; S. 149
- [12] Gloistehn, H.H.: Numerische Methoden bei Integralen und gewöhnlichen Differentialgleichungen für programmierbare Taschenrechner; Braunschweig 1982; S. 63 f.
- [13] Kast, W.; Otten, W.: Heizenergieströme dynamisch simuliert; HLH Bd. 38 (1987) Nr. 6
- [14] Wensierski 1984; S. 80
- [15] Fricke, J.; Borst, W.L.: Energie. Ein Lehrbuch der physikalischen Grundlagen; München 1984; S. 242
- [16] Lunde, P.J.: Solar thermal engineering; New York 1980; S. 261
- [17] Vanoli, H.K.W.: Theoretische und Experimentelle Systemanalysen am Solarhaus Freiburg; Springe 1987; S. 150 f.
- [18] Wensierski, P.W.: SOLARYS - Ein interaktives Modell zur Simulation von Solarsystemen; Angewandte Systemanalyse Nr. 45; Spezielle Berichte der Kernforschungsanlage Jülich, Nr. 346; Jülich 1986; S. 208
- [19] Kübler, R.; Hahne, E.: Heat transfer from finned and smooth tube heat exchanger coils in hot water stores; in: Bloss, W.H.; Pfisterer, F. (Hg.): Advances in Solar Energy Technology (Proc. Biennial Congress ISES, Hamburg, 13.-18.9.1987); Oxford, ..., 1988
- [20] VDI-Wärmeatlas. Berechnungsblätter für den Wärmeübergang; Hg.: Verfahrenstechnische Gesellschaft im VDI; Düsseldorf 1984
- [21] Hell, F.: Grundlagen der Wärmeübertragung; Düsseldorf 1973
- [22] Kuhn, J.K.; von Fuchs, G.F.; Zob, A.P.: Developing and Upgrading of Solar System Thermal Energy Storage Simulation Models; Boeing Computer Services Company; Seattle, Washington 1979

- [23] Linder; a.a.O.
- [24] Loga, T.: DYNKOL - Simulationsprogramm für Sonnenkollektoren; interner Werkbericht; Institut Wohnen und Umwelt; Darmstadt 1989
- [25] Duffie, J.A.; Beckman, W.A.: Sonnenenergie. Thermische Prozesse; übersetzt und ergänzt durch Bräunlich, G.; München 1976
- [26] Fricke; Borst; a.a.O.
- [27] Imkeller, U.: Computersimulation von Sonnenkollektoren; in Druckvorbereitung
- [28] Lorenz-Ladener, C.; Ladener, H.: Solaranlagen im Selbstbau. Theorie und Praxis der Sonnenkollektortechnik; Freiburg 1985
- [29] Sonnenenergie zur Warmwasserbereitung / Solaranlagen auf dem Prüfstand; Hg.: Fachinformationszentrum Energie-Physik-Mathematik GmbH, Karlsruhe; Köln 1987
- [30] Beckman et al. 1979; a.a.O.
- [31] TRNSYS; a.a.O.

2. Anforderungskatalog für ein komponentenorientiertes PC-Programm zur Auslegung von thermischen Solaranlagen

Im folgenden werden Anforderungen an ein Programm zur Auslegung von thermischen Solaranlagen definiert. Das zur Zeit vorliegende Simulationsverfahren KOLSIM soll darin als Unterprogramm eingebunden werden. Die folgende Abbildung zeigt schematisch die erforderlichen Ein- und Ausgabedaten.



a) Anforderungen an die Eingabe

Der Anwender des Programms muß folgende Daten variieren können:

- o Anlagedaten
 - Definition der Anlagenkonfiguration
 - Auswahl von Komponenten-Typen (Kollektortyp, Speicherbauart, Art und Dämmung der Rohre, etc.)
 - Anlagendimension (Kollektorfläche/-orientierung, Speichergröße, Rohrlängen, Pumpenleistung etc.)
- o Aufstellungsort
 - Wahl eines Aufstellungsortes (führt zum automatischen Laden des entsprechenden Klimadatensatzes)
 - Eingabe auftretender Verschattungen
- o Nutzerverhalten
 - Zapfmenge
 - Tages-/Wochenprofil der Zapfungen
- o Kosten
 - spezifische Investitionskosten, betriebsgebundene (Wartung etc.) und verbrauchsabhängige (Hilfs-/Zusatzenergie) Kosten
 - Kalkulationszinssatz, Kostensteigerungen, Nutzungsdauer

b) Anforderungen an die Ausgabe

Nach der entsprechenden Berechnung müssen folgende Daten ausgegeben werden:

- o Energetische Effizienz
 - in den Speicher eingespeiste solare Wärme
 - zusätzlich eingebrachte Fremdenergie
 - Primärenergieeinsparung gegenüber einer Referenzanlage
- o Wirtschaftlichkeit
 - Gesamtkosten über Betrachtungszeitraum/Nutzungsdauer: Investition und Betrieb
 - Amortisationszeiten bzw. jährlicher Gewinn
 - Einsparung gegenüber Referenzanlage
- o Umweltwirkung
 - Emission von Luftschadstoffen durch die Bereitstellung der Nutzwärmemenge
 - Reduktion gegenüber Referenzanlage

Im Anschluß ist eine neuerliche Simulation zwecks Optimierung möglich.

c) Anforderungen an den Programmablauf

Folgende Simulationsverfahren sind vorzusehen:

- o Jahressimulation mit Ausgabe von Monatswerten (= Standardverfahren)
- o Simulation für beliebige Zeitintervalle mit Ausgabe eines detaillierten Protokolls der Wärmebilanz und Systemzustände

d) Anforderungen an die Programmstruktur

Für die Struktur des Programms sind folgende Eigenschaften anzustreben:

- o Übersichtlicher Programmaufbau, um eine spätere Erweiterung (stufenweiser Ausbau) der Funktionen und der Systemkomponenten zu erleichtern; somit erforderlich: modularer Aufbau mit genauer Definition der Schnittstellen
- o Wahl zwischen physikalischem Modell oder (wenn vorhanden) Eingabe von experimentell bestimmten Kenndaten für Einzelkomponenten
- o Option für Ausgabe von Einzeldaten zur besseren Fehleranalyse
- o Festlegung der Rechengenauigkeit durch Anwender
- o anwenderfreundliche Bedienungsoberfläche, übersichtliche Menüs

3. Anlagedaten der STANDARD-Anlage

Datei: TUV_WAG1.KOL

Kollektor-Typdaten

1. Kollektor

Name des Kollektors: TUV_WAG1

1.1. Geometrie

Azimutwinkel der Kollektornormale: 0.0 ° (positiv nach W, negativ nach O)
 Zenitwinkel der Kollektornormale: 45.0 °
 Aperturfläche des Kollektors: 8.2 m²

3.1 Absorber

effektive Absorberfläche: 8.2 m²
 Länge des Absorbers: 3.85 m (in Strömungsrichtung)
 Name des Absorbers: Sunstrip
 Absorptionsgrad im Sichtbaren: 0.95
 Emissionsgrad im Infraroten: 0.15
 Dichte des Absorbers: 2.7 kg/dm³ für Alu
 spezifische Wärmekapazität des A.: 0.942 kJ/kgK "
 Wärmeleitfähigkeit des Absorbers: 230.0 W/mK "
 Wärmeleitf. Luft zw. Abs. u. Abd: 0.0241 W/mK bei 0°C
 (0.0241 bei Normaldruck)
 effektive Dicke des Absorbers: 0.05 cm
 Durchmesser der Absorberkanäle: 0.8 cm (für Strömungsverhältnisse)
 wärmetauschende Fläche zum Medium: 0.2 m² / m² effektive Absorberfläche
 Volumen des Wärmeträgermediums: 0.4 l / m² effektive Absorberfläche

3.2 Abdeckungsdaten

Anzahl der Abdeckungen: 1
 Nummern der Abdeckungen: [1] [2] [3]
 (vom Absorber weg gezählt)
 Namen der Abdeckungen: Klarglas
 Absorptionsgrad im Sichtbaren: 0.02
 Transmissionsgrad im Sichtbaren: 0.92
 Transmissionsgrad im Infraroten: 0.00
 Emissionsgrad im Infraroten: 0.88
 Brechungsindex: 1.55
 Dichte der Abdeckungen: 2.5 kg/dm³
 spezifische Wärmekapazität der A.: 0.75 kJ/kg-K
 Wärmeleitfähigkeit der Abdeckungen: 0.8 W/mK
 Dicke der Abdeckungen: 0.4 cm
 Abstand zur vorigen Fläche: 3.0 cm

3.3 Rückwanddaten

Anzahl der Rückwände:	1			
Nummern der Rückwände: (vom Absorber weg gezählt)	[1]	[2]	[3]	
Namen der Rückwände:	MinFasAl			
Emmissionsgrad im Infraroten:	0.1			
Dichte der Rückwände:	0.1			kg/dm ³
spezifische Wärmekapazität der R.:	0.9			kJ/kg-K
Wärmeleitfähigkeit der Rückwände:	0.04			W/mK
Dicke der Rückwände:	20.0			cm
Abstand zur vorigen Fläche:	0.5			cm

2. Wärmeträgermedium

Name des Wärmeträgermediums:	TYFO 50			=50 Vol-%
Dichte des Wärmeträgermediums:	1.042	kg/l	bei 50°C	
spezifische Wärmekapazität des W.:	3.333	kJ/kg-K	"	
Wärmeleitfähigkeit des Mediums:	0.422	W/mK	"	
kinematische Viskosität:	27	-10 ⁻⁶ m ² /s	"	

3. Pumpe/Regelung

Pumpenleistung	6.83	l/min
Temperaturdifferenzregelung		
Temperatur-Differenz für Pumpe an:	10	°C
Temperatur-Differenz für Pumpe aus:	3	°C

Datei: ANLDAT.KOL Kollektor-Anlagedaten

```

*****
Koll_AnlDat_Typ (deklariert in SYS_DEK.PAS)
NameAnlKol : Name_Typ;      ( Name der Koll.-Anlage = BV + Variante-Nr. )
NameTypKol  : Name_Typ;      ( Name des Kollektortyps ; 8 Buchstaben )
AApert     : real;           ( [m2] Aperturfläche = Eintrittsöffnung Kollektor )
phiAzi     : real;           ( [°] Azimutwinkel der Kollektornormale (positiv nach W, negativ nach O) )
phiZen     : real;           ( [°] Zenitwinkel der Kollektornormale )
LRohrI     : real;           ( [m] Rohrlänge innen, nur Vorlauf (Rücklauf wird gleichgesetzt) )
LRohrA     : real;           ( [m] Rohrlänge außen, nur Vorlauf (Rücklauf wird gleichgesetzt) )
LRohrArm   : real;           ( [m] Länge Armaturen (innen), nur Vorlauf (Rücklauf wird gleichgesetzt) )
*****

```

NameAnlKol	NameTypKol	AApert	phiAzi	phiZen	LRohrI	LRohrA	LRohrArm	Erläuterung
Wag-0	TUV_WAG1	8.2	0	45	15	10	1	STANDARD-KOLLEKTOR

Datei: TYPDAT.ROR Rohr-Typdaten

```

*****
Rohr_AnlDat_Typ (deklariert in SYS_DEK.PAS)
NameRohr   : Name_Typ;      ( Name der Verrohrungsart )
DaRohr     : real;           ( [m] Aussendurchmesser Rohr (ohne Dämmung) )
lamdalso   : real;           ( [W/mK] Wärmeleitf. der Rohrisol. )
DickeIsoI  : real;           ( [m] Dicke der Rohrisol. innen )
DickeIsoA  : real;           ( [m] Dicke der Rohrisol. außen )
*****

```

NameRohr	DaRohr	lamdalso	DickeIsoI	DickeIsoA
ROR-TUV1	0.02	0.04	0.02	0.04

Datei: ANLDAT.PUM Pumpen-Anlagedaten

```

*****
Pum_Anlagedaten_Typ (deklariert in SPE_DEK.PAS)
NamePum    : Name_Typ;
PeiPum     : real;           ( [W] elektrische Anschlußleistung )
VpPum      : real;           ( [m3/s] Mediumdurchsatz )
END;
*****

```

NamePum	PeiPum	VpPum	Erläuterung
Test-Pumpe-1	50	1.38E-4	Förderleistung: 500 l/h

```

Datei: ANLDAT.MED           Medium-Anlagedaten
*****
Med_An1Dat_Typ             (deklariert in SYS_DEK.PAS)
NameMed : Name_Typ;
rhoMed  : real; ( [kg/m^3] Dichte des Mediums )
cpMed   : real; ( [J/kgK] Spez. Wärmekapazität des Mediums )
lamdaMed : real; ( [W/mK] Wärmeleitfähigkeit des Mediums )
nyMed   : real; ( [m^2/s] kinematische Viskosität des Mediums, bei 20°C )
*****

```

NameMed	rhoMed	cpMed	lamdaMed	nyMed	Beschreibung
H2O-PUR	988	4185	0,643	1,00E-6	reines Wasser
Med-TUV-1	1000	4000	0,600	8,00E-6	Wasser-Glykol-Gemisch

```

Datei: ANLDAT.REG           Regelung-Anlagedaten
*****
Sys_Regel_Typ             (deklariert in SYS_DEK.PAS)
NameReg : Name_Typ; ( Bezeichnung der Regelungs-Variante )
TSoll   : real; ( [K] Solltemperatur des Speichers, )
        ( wenn T < TSoll --> Zusatzheizung )
Tmax    : real; ( [K] Maximaltemperatur des Speichers, )
        ( wenn T > Tmax --> Kollektor wird abgeschaltet )
*****

```

NameReg	TSoll	TMax	Erläuterung
min55max80	328	353,15	min. 55°C max. 80°C Speicher-Temperatur

```

Datei: ANLDAT.WT           Wärmetauscher-Anlagedaten
*****
Wt_An1agedaten_Typ       (deklariert in SPE_DEK.PAS)
NameWt : Name_Typ; ( Bezeichnung des Wt )
AWta    : real; ( [m^2] Außenfläche des Wärmetauschers )
AWti    : real; ( [m^2] Innenfläche des Wärmetauschers )
dWti    : real; ( [m] Innendurchmesser des Wt-Rohres )
LWt     : real; ( [m] Länge des Wt-Rohres )
hWtchar : real; ( [m] charakteristische Höhe des Wt )
*****

```

NameWt	AWta	AWti	dWti	LWt	hWtchar	Erläuterung
WT-TUV1	2,3	0,482	17,0E-3	9,04	0,30	

Datei: ANLDAT.SPE Speicher-Anlagedaten

Spe_Anldat_Typ (deklariert in SYS_DEK.PAS)

```
NameSpe : Name_Typ;
DBeh : real; ( [m] (Innen-)Durchmesser des Behälters )
ABeh : real; ( [m²] (Innen-)Grundfläche des Behälters )
hBeh : real; ( [m] (Innen-)Höhe des Behälters )
VMeSpe : real; ( [m³] Behälter-Volumen )
dWaBeh : real; ( [m] Dicke der Behälter-Wandung )
lamWaBeh : real; ( [W/mK] Wärmeleitf. des Materials der Behälter-Wandung )

dWDD : real; ( [m] Dicke der Dämmung oben )
dWDU : real; ( [m] Dicke der Dämmung unten )
dWDS : real; ( [m] Dicke der Dämmung seitlich )
lamWD : real; ( [W/mK] Wärmeleitf. der Dämmung )

alphaWa : real; ( [W/m²K] Wärmeübergangskoeffizient )

RAnschl : real; ( [K/W] Wärmewiderstand: Verluste durch Leitung )
           ( an den Anschlüssen des Speichers )
           ( wird so angepaßt, daß Gesamt-Verlust VerlustGes )
           ( mit Herstellerdaten übereinstimmt )

VerlustGes : real; ( [W/K] s.o. )
```

NameSpe	VMeSpe	hBeh	dWaBeh	lamWaBeh	dWDD	dWDU	dWDS	lamWD	alphaWa	VerlustGes	Bemerkung
SPE-TUV1	0.4	1.5	0.003	46	0.0616	0.0616	0.0616	0.04	7.69	2.08	400 l-Speicher, stehend

Datei: ANLDAT.HZ Zusatzheizung-Anlagedaten

HZ_Anldat_Typ (deklariert in SPE_DEK.PAS)

```
NameHz : Name_Typ; ( Bezeichnung des Moduls Zusatzheizung )
PEIHz : real; ( [W] elektr. Anschlußleistung des Heizstabs )
THzVorlauf : real; ( [K] Vorlauftemperatur des Kessels für Zusatzheizung )
VpPumHz : real; ( [m³/s] Mediumdurchsatz im Kreislauf Zusatzheizung )
```

NameHz	PEIHz	THzVorlauf	VpPumHz	Erläuterung
HZ-TUV1	1000	0	0	Elektro-Heizstab

«