



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH

Programmgruppe

Systemforschung und Technologische Entwicklung

Angewandte Systemanalyse

Nr. 47

Solaranlagen zur Warmwasserbereitung

Analytische Untersuchungen

von Thermosiphon- und Pumpenanlagen

unter mitteleuropäischen Klimabedingungen

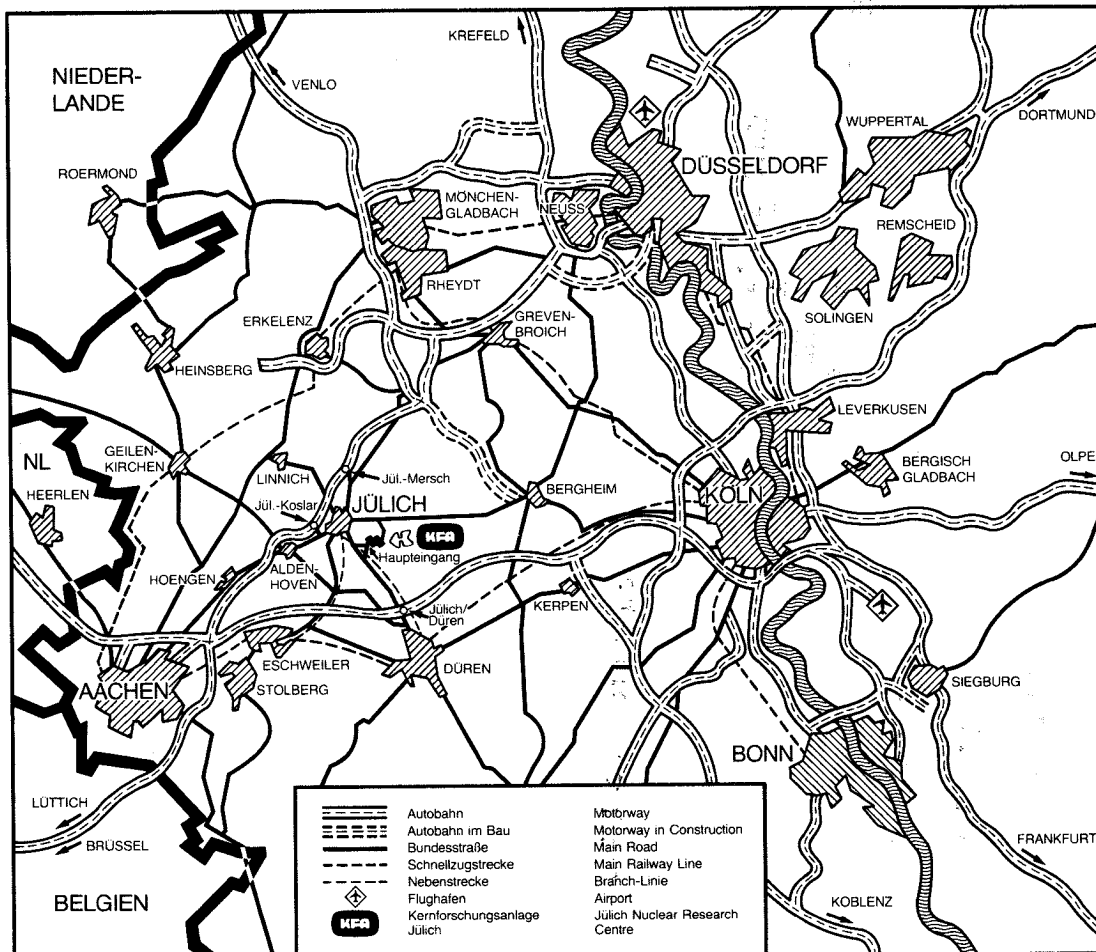
von

Wolfgang Scheller

Jül - 2047

März 1986

ISSN 0366-0885



Als Manuskript gedruckt

Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 2047

Programmgruppe Systemforschung und Technologische Entwicklung Jül - 2047

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH

Postfach 1913 · D-5170 Jülich (Bundesrepublik Deutschland)

Telefon: 02461/610 · Telex: 833556-0 kf d

Angewandte Systemanalyse
Nr. 47

Solaranlagen zur Warmwasserbereitung

**Analytische Untersuchungen
von Thermosiphon- und Pumpenanlagen
unter mitteleuropäischen Klimabedingungen**

von

Wolfgang Scheller

D 82 (Diss. T.H. Aachen)

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Einleitung	1
2. Beurteilungskriterien für solare Warmwasseranlagen	4
3. Analyse von Pumpenanlagen	8
3.1 Einleitung	8
3.2 Beschreibung des verwendeten Modells	10
3.2.1 Kollektor	11
3.2.2 Wärmeübertrager	11
3.2.3 Speicher	12
3.2.4 Warmwasserbedarf	12
3.2.5 Validierung des Modells	13
3.3 Analytische Untersuchungen von Pumpenanlagen	18
3.3.1 Meteorologische Daten	18
3.3.2 Parameterstudie	20
- Variationen von Kenngrößen des Kollektors und des Wärmeübertragers	21
- Variation der Konzentration des Frostschutzmittels	24
- Variation von Kenngrößen des Speichers	26
- Variation des Warmwasserbedarfs	27
4. Analyse von Thermosiphonanlagen	29
4.1 Einleitung	29
4.2 Mathematische Modelle für analytische Untersuchungen von Thermosiphonanlagen	32
4.2.1 Modelle in der Literatur	32
4.2.2 Beschreibung des verwendeten Simulationsmodells	34
- Berechnung des Auftriebs und der Durchflußrate in einem thermosiphonischen Rohrsystem	35
- Berechnung der Strömungswiderstände in einem Kollektorkreislauf	41
- Druckverluste in Kollektoren	43
- Druckverluste in Wärmeübertragern	45
- Äquivalente Widerstandslängen	46

	Seite
4.2.3 Vergleiche zwischen Meßwerten und Rechen- ergebnissen	48
- Druckverluste im Kollektor	48
- Druckverluste im Wärmeübertrager	51
- Simulation einer Thermosiphonanlage	52
4.3 Analytische Untersuchungen von Thermosiphonsystemen	59
4.3.1 Einteilung von Thermosiphonsystemen	59
- Automatischer Rückflußstop	59
4.3.2 Parameterstudie	64
- Variation der Höhen	66
- Variation von Kenngrößen des Wärmeüber- tragers	71
- Übertragerfläche	71
- Anzahl paralleler Wärmeübertrager	74
- Rohrrinnendurchmesser	76
- Variation von Kenngrößen des Kollektors	79
- Kollektorfläche	79
- Geometrie des Kollektors	83
- Kanalquerschnitte des Kollektors	85
- Kollektor mit Mäanderrohr	86
- Konversionsfaktor und mittlerer Wärme- durchgangskoeffizient	88
- Durchmesser und Länge der Verbindungs- leitungen	89
- Variation der Frostschutzkonzentrationen der Kollektorkreisflüssigkeit	90
- Variation von Kenngrößen des Speichers	92
- Variation des Warmwasserbedarfs	92
5. Technischer und ökonomischer Vergleich von Pumpen- und Thermosiphonanlagen	93
5.1 Technischer Vergleich	93
5.1.1 Gegenüberstellung der beiden Referenzanlagen	93
5.1.2 Saisonale Deckungsraten vergleichbarer Pumpen- und Thermosiphonanlagen	96
5.2 Ökonomischer Vergleich	99

6. Zusammenfassung	105
--------------------	-----

7. Literaturverzeichnis	113
-------------------------	-----

Anhang:

I Abbildungsverzeichnis

II Nomenklatur

1. Einleitung

Erst durch die Ölpreiskrise 1973/74 ausgelöst haben Entwicklung und Produktion von Solarenergiesystemen in der Bundesrepublik Deutschland im Vergleich zu anderen Ländern sehr spät eingesetzt. Mit aufkommendem Energiebewußtsein und übermäßigem Anwachsen der Energiepreise stiegen Interesse und Absatz an Solaranlagen und erreichten nach der zweiten Ölpreiskrise 1979 ihren Höhepunkt. Neben der weltweiten wirtschaftlichen Krise waren auch heftige Reaktionen von Industrie und Verbrauchern auf die hohen Energiepreise die Ursache, daß bald keine Preiserhöhungen mehr durchsetzbar waren. Die Energiemarktsituation entspannte sich zunehmend. Parallel dazu schwand rapide das Interesse an der regenerativen Energie. Nach den teilweise überhöhten Erwartungen in die entsprechenden Technologien kam mit den unbefriedigenden Ergebnissen der ersten analytischen Untersuchungen zusätzlich die große Ernüchterung. Neben vielen Mängeln, die noch festgestellt wurden, waren es vor allem die hohen Anschaffungskosten, die die Wirtschaftlichkeit von Kollektoranlagen in weite Ferne rückten. Lediglich Systeme zur Schwimmbadwassererwärmung und unter Umständen zur Warmwasserbereitung galten weiterhin als konkurrenzfähig. Nach einem einjährigen vergleichenden Test von 15 solaren Warmwasseranlagen (SWWA) veröffentlichte die Stiftung Warentest im Januar 1984 Ergebnisse, die den Absatz dieser Anlagen nahezu ganz zum Erliegen brachten. Keines der Systeme erreichte eine gute Bewertung und nur vier waren zufriedenstellend. Viele der früheren Anbieter von Solaranlagen haben ihre Produktion aufgrund geringer Nachfrage mittlerweile eingestellt.

Betrachtet man SWWA heute, so sind nur wenige Konsequenzen aus den bisherigen Erfahrungen festzustellen. Im Vergleich mit den Entwicklungen aus dem nahen und fernen Ausland wirken bundesrepublikanische Systeme ausgesprochen hausbacken. Allein die Kollektoren, auf die sich nahezu alle Forschung und Entwicklung konzentrierte, besitzen technisch einen auch im internationalen Vergleich hohen Standard. In den übrigen Teil der Anlagen und das Zusammenwirken der einzelnen Komponenten wurden in all den

Jahren nur wenige Überlegungen investiert. Das Verfahren, an neu entwickelte Kollektoren herkömmliche Wärmetransport-, Übertragungs- und Speichertechnik anzukoppeln, konnte lediglich in der ersten Versuchsphase eine Lösung sein. Doch ist es hierzulande dabei geblieben. Ein systematisches Überdenken der Konstruktion einer SWWA (Konstruktionssystematik) nicht nur unter dem Gesichtspunkt der thermischen Leistung, sondern vor allem auch der Fertigungsverfahren und der Montagefreundlichkeit ist bislang nur im Ausland zu beobachten. Anscheinend bedarf auch die bundesdeutsche Solarbranche ähnlich wie zuvor der Automobilbau und die Unterhaltungselektronik aufweckender Signale aus dem Ausland.

Eine Möglichkeit der Vereinfachung von SWWA und damit eine Reduzierung der Kosten ist durch das Ausnutzen der Schwerkraftzirkulation im Kollektorkreis gegeben. Doch haben wohl auch hier Vorurteile die Erforschung und den Einsatz von Thermosiphonsystemen in Mitteleuropa lange Zeit verzögert. Bislang existieren noch keine umfangreichen, systematischen Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit dieser Systeme für hiesige Klimabedingungen. Ergebnisse von Thermosiphonanlagen ohne Wärmeübertrager in sonnenreicheren Gebieten sind hinlänglich bekannt, jedoch lassen sich diese nicht ohne weiteres auf unsere klimatischen Verhältnisse übertragen. Die Notwendigkeit von Frostschutzmittel und Wärmeübertrager in unseren Breiten ändert das Betriebsverhalten der Thermosiphonanlagen sehr stark und erfordert weitergehende Überlegungen bezüglich einer optimalen Dimensionierung. Dem Wärmeübertrager mit seinen unterschiedlichen Wärmeübergängen bei häufig variierenden Betriebsbedingungen kommt eine entscheidende Bedeutung zu.

Die vorliegende Untersuchung soll deshalb einen Beitrag zur Erforschung der Leistungsfähigkeit von Thermosiphonanlagen mit Wärmeübertrager im allgemeinen und speziell zum Einsatz in Mitteleuropa sein. Im Gegensatz zu vorhergehenden Publikationen wird der Einfluß des Wärmeübertragers ausführlich berücksichtigt.

Um den Umfang der Arbeit einzugrenzen, sind ausschließlich

Warmwasseranlagen für den Bedarf eines durchschnittlichen Einfamilienhaushalts Gegenstand der Untersuchung. Die Analysen werden mit zwei Simulationsmodellen durchgeführt, deren Genauigkeit an Hand von Meßaufzeichnungen mehrerer Experimente überprüft wird. Profil und Menge der Warmwasserentnahme sind über den jeweils betrachteten Zeitraum konstant und für alle Anlagen gleich, so daß die Ergebnisse miteinander verglichen werden können. Für die notwendige Nachheizung des Brauchwassers werden nachgeschaltete Durchlauferhitzer angenommen. Die meteorologischen Eingabedaten beschreiben die Klimabedingungen für das Jahr 1982 des Standortes Jülich.

Aufgrund der in der Literatur häufig unterschiedlichen Definitionen von Leistungskennzahlen zur Beurteilung von SWWA sind einige der wichtigsten in Kapitel 2 erklärt und einander gegenübergestellt. Zur Anwendung von SWWA mit zwangszirkuliertem Kollektorkreis (Pumpenanlagen) in Mitteleuropa existieren bereits zahlreiche Veröffentlichungen. In Ergänzung dazu und als Gegenüberstellung zu dem Verhalten von Thermosiphonanlagen werden in Kapitel 3 die Einflüsse einiger charakteristischer Systemparameter auf das Betriebsverhalten beschrieben. Weiterhin wird hier eine kurze Übersicht über Simulationsmethoden gegeben und das verwendete Analyseinstrumentarium vorgestellt. In Kapitel 4 werden zunächst die Grundlagen zur Berechnung von Auftrieb und Strömungswiderstand im Kollektorkreis einer Thermosiphonanlage dargelegt. Anschließend werden durch umfangreiche Parametervariationen Leistungsfähigkeit und Dimensionierungsmöglichkeiten von Thermosiphonanlagen untersucht. Eine Gegenüberstellung vergleichbarer Thermosiphon- und Pumpenanlagen erfolgt in Kapitel 5. In einem technischen Vergleich werden monatliche und saisonale thermische Leistungen beider Systeme betrachtet. Schließlich sollen mit einfachen Methoden der Investitionsrechnung die Randbedingungen für die Wirtschaftlichkeit der beiden Systeme abgeschätzt werden. Dazu werden neben den aktuellen in einem optimistischen Szenario auch zukünftig mögliche Kosten angenommen. Durch Variation einzelner Kostengrößen wird der Spielraum der Konkurrenzfähigkeit der Solaranlagen mit einem Durchlauferhitzer abgesteckt.

2. Beurteilungskriterien für solare Warmwasseranlagen

Bisher gibt es keine einheitlichen Richtlinien für Leistungskennzahlen von Solaranlagen. So existieren auch in der Literatur hierfür unterschiedliche Begriffe und Definitionen. In der englischsprachigen Literatur am verbreitesten ist der Begriff der "Solar Fraction":

$$f = \frac{Q_{\text{Load}} - Q_{\text{Aux}}}{Q_{\text{Load}}}$$

Q_{Load} : Wärmelast (Bedarf)

Q_{Aux} : Hilfsenergie

Zur Hilfsenergie zählen sowohl die Energie für die Zusatzheizung als auch elektrische Energie für Pumpe und Regelung. Letztere werden jedoch in manchen Untersuchungen vernachlässigt.

Der im deutschen Sprachraum am häufigsten verwendete Begriff der solaren Deckungsrate oder auch Solarfraktion ist mit der Solar Fraction identisch.

Nach obiger Definition gehen die gesamten Wärmeverluste des Speichers in die Deckungsrate bzw. die Solar Fraction ein. Bei Anlagen mit in den Speicher integrierter Zusatzheizung entstehen jedoch Verluste, die allein durch diese konventionelle Erwärmung des Speicherinhalts entstehen, also im strengen Sinn dem konventionellen Teil der Anlage zuzuordnen sind. Weder rechnerisch noch meßtechnisch lassen sich die solar und konventionell bedingten Verluste als Teil der Gesamtverluste exakt voneinander unterscheiden. Um aber die Güte speziell des solaren Teils durch eine Kennzahl besser beurteilen zu können, wurden die Definitionen Deckungsgrad /2.1/ und Deckungsanteil /2.2/ eingeführt.

Solarer Deckungsgrad:

$$D = \frac{Q_S - (Q_V - Q_{V0})}{Q_{Z0}}$$

- Q_S : Solar eingespeiste Wärme
 Q_V : Gesamtwärmeverlust des Speichers
 Q_{ZO} : benötigte Energie, um mit der gleichen Anlage ohne Solareinspeisung den Energiebedarf zu decken bzw. ein bestimmtes Volumen des Speichers auf Bereitschaftstemperatur zu halten (Referenzfall)
 Q_{VO} : Wärmeverluste im Referenzfall

Die Größen Q_{ZO} und Q_{VO} müssen durch ein separates Experiment oder einen weiteren Simulationslauf ermittelt werden oder können über Bereitschaftstemperatur und k-Zahl des Speichers abgeschätzt werden.

Die Definition des solaren Deckungsanteils für Anlagen mit elektrischer Zusatzheizung unterscheidet sich nur geringfügig von der des Deckungsgrades.

$$a_s = \frac{Q_L - g_{EL} Q_{EL}}{Q_L}$$

- Q_L : identisch mit Q_{Load}
 Q_{EL} : eingespeiste elektrische Zusatzenergie

$$g_{EL} = \frac{Q_L}{Q_{EL,K}}$$

- $Q_{EL,K}$: eingespeiste elektrische Energie bei rein konventionellem Betrieb ($\equiv Q_{ZO}$)

In /2.2/ sind die Deckungsraten und Deckungsanteile von 15 in parallelen Tests vermessenen Anlagen gegenübergestellt. Alle Anlagen besitzen in den Speicher integrierte Heizstäbe, um einen Teil des Speichervolumens auf Bereitschaftstemperatur zu halten. Die damit verbundenen Bereitschaftsverluste bedingen die relativ niedrigen solaren Deckungsraten, die bei den mittleren Anlagen zwischen 18 und 32 % und im Schnitt 16 % unter dem Wert des solaren Deckungsanteils liegen. Mit dem Deckungsanteil läßt sich nur grob abschätzen, welche Verbesserung der Deckungsrate für die Anlagen in Verbindung mit einem

nachgeschalteten Durchlauferhitzer erreicht werden kann. Aufgrund des größeren Speichervolumens, das dann dem solaren Teil zur Verfügung steht, fallen die Verbesserungen nach /2.2/ mit ca. 26 % noch wesentlich höher aus. Für Anlagen mit Durchlauferhitzer, wie in dieser Untersuchung vornehmlich betrachtet, sind die Verluste des konventionellen Teils quasi Null. In diesem Fall ergeben alle drei Kennzahlen annähernd denselben Wert.

Aus verschiedenen Gründen erscheint es mir sinnvoll, generell die Definition der solaren Deckungsrate als primäres Beurteilungskriterium zu verwenden. Zum einen wurde und wird sie in dem weitaus größten Teil der Veröffentlichungen von Experimenten und analytischen Untersuchungen benutzt und eine Vergleichbarkeit von neuen und alten Ergebnissen ist so gewährleistet. Zum anderen gehört die konventionelle Zusatzheizung in unseren Breiten ohnehin zur notwendigen Ausstattung einer solaren Warmwasseranlage. Bei rein konventioneller Warmwasserbereitung werden kleinere Speicher eingesetzt, wodurch sich die Betriebsverhältnisse und damit die Speicherverluste ändern.

Weiterhin ist neben dem solaren Deckungsgrad bzw. -anteil die zusätzliche Angabe der konventionellen Speicherverluste notwendig, um auf die erforderliche Zusatzenergie des Systems schließen zu können.

Aus den genannten Gründen wurde in dieser Untersuchung die solare Deckungsrate nach obiger Definition zur Darstellung der Leistung der jeweiligen Anlage verwendet. Die Ergebnisse sind aber mit Deckungsgraden oder -anteilen anderer Untersuchungen vergleichbar, da in allen Fällen mit nachgeschaltetem Durchlauferhitzer gerechnet wurde.

Eine weitere publizierte Leistungskenngröße ist die Arbeitszahl /2.3/ ($\hat{=}$ konventioneller Systemnutzungsgrad in /2.2/). Sie bezeichnet das Verhältnis von Energiebedarf (Q_L) zur aufgewendeten konventionellen Zusatzenergie (Q_{Aux}).

$$Z = \frac{Q_L}{Q_{Aux}}$$

Im Prinzip ist die Arbeitszahl durch die solare Deckungsrate bereits definiert,

$$f = 1 - \frac{1}{Z}$$

jedoch ist sie für den Verbraucher, der wissen will, wieviel Energie er für seinen Bedarf aufwenden und bezahlen muß, leichter verständlich.

Neben den hier beschriebenen Leistungskennzahlen gibt es eine Reihe weiterer, die vornehmlich für Vergleiche unterschiedlicher Anlagen als Beurteilungskriterien herangezogen werden können. Aussagefähigkeit und Problematik der wichtigsten sind theoretisch und mit Hilfe von Meßergebnissen in /2.2/ ausführlich beschrieben und diskutiert.

3. Analyse von Pumpenanlagen

3.1 Einleitung

Die physikalischen Vorgänge in Solarsystemen und deren mathematische Beschreibung sind in zahlreichen Veröffentlichungen dokumentiert. Es seien hier nur zwei wesentliche Quellen dazu erwähnt /3.1, 3.2/. Dasgleiche gilt für die Methoden der numerischen Behandlung der dabei auftretenden Differentialgleichungen und Gleichungssysteme /3.3, 3.4/. Die Gesamtheit der Simulationsmethoden läßt sich nach /3.5/ drei Klassifizierungen zuordnen:

- physikalische Methoden (First-Principle Methods)
- Komponenten-Methoden (Black-Box Methods)
- vereinfachte Methoden (Simplified Methods)

Die aufwendigsten Verfahren sind die physikalischen Methoden. Hier werden sehr detailliert thermo- und hydrodynamische Vorgänge durch partielle Differentialgleichungen mit geeigneten Nebenbedingungen beschrieben. Zur numerischen Lösung werden häufig das Differenzenverfahren und das Rayleigh-Ritz-Galerkin-Verfahren benutzt. Simulationsprogramme dieser Klassifizierung bieten die höchstmögliche Genauigkeit aller Methoden, erfordern jedoch sehr lange Rechenzeiten. Ihre Anwendung ist aus diesem Grund vornehmlich auf detaillierte Untersuchungen, im Zusammenhang mit Solaranlagen z.B. auf Vorgänge in einzelnen Komponenten, beschränkt /3.6, 3.7/. In dieselbe Kategorie der physikalischen Methoden gehört auch die Methode der Finiten Elemente. Hierbei werden für die einzelnen Segmente, in die eine Komponente unterteilt ist, die Energie- und Massenbilanz aufgestellt.

Das hier vorgestellte Simulationsmodell gehört wie die meisten vergleichbaren Modelle zur Klasse der Komponentenmethoden. Innerhalb dieser Modelle werden ausgedehntere Strukturen, wie z.B. eine ganze Komponente, bei den Bilanzierungen betrachtet und mit mehr oder weniger detaillierten Gleichungssystemen beschrieben. Je nach Genauigkeitsanforderung und Einfluß der ein-

zelnen Variablen werden physikalische Vorgänge komplex oder vereinfacht berücksichtigt, oder auch durch empirisch ermittelte Zusammenhänge dargestellt. Die Komponentenmethodik ist durch ihre relativ übersichtliche Strukturierung äußerst flexibel hinsichtlich ihrer Anwendung auf unterschiedliche Systeme. Der Rechenzeitaufwand ist meistens wesentlich niedriger als bei den physikalischen Methoden, wächst aber mit den Anforderungen an die Genauigkeit der Ergebnisse. Eines der bekanntesten Simulationsmodelle dieser Klasse ist das TRNSYS-Modell /3.8/.

Den geringsten Aufwand an Rechenzeit erfordern die vereinfachten Methoden. Sie beschreiben das Systemverhalten mit einfachen funktionalen Zusammenhängen, die entweder empirisch hergeleitet werden oder sich als Lösungen vereinfachter Differentialgleichungen ergeben. Die kleinste zeitliche Auflösung ist dabei in der Regel ein Tag und oder ein Monat. Die meteorologischen Eingabegrößen sind dementsprechend Tages- oder Monatsmittelergebnisse oder sogenannte reduzierte Wetterdaten /3.9-3.13/. Die Abweichungen der Rechenergebnisse von denen realer Systeme können bei derartigen Methoden erheblich stärker als bei den anderen ausfallen. Da die Modelle oft nur wenige Systemkenndaten berücksichtigen, ist ihre Anwendung für Systemdimensionierungen, Optimierungen und analytische Untersuchungen weitgehend begrenzt. Das bekannteste Einfachmodell ist die F-Chart-Methode /3.14/. Eine Übersicht über die gängigen amerikanischen Computer- und Handmethoden für Systeme zur dezentralen Niedertemperatur-Wärmeversorgung gibt der Versteegen Report /3.15/. Ein Großteil dieser Methoden sind in /3.16/ miteinander verglichen. Danach existiert kein Programm, das sich durch besondere Genauigkeit von den anderen Programmen abzeichnet. Die Ergebnisse seien im wesentlichen von der Qualifikation des Benutzers abhängig.

In den letzten Jahren wurden weitere Simulationsprogramme und vereinfachte Methoden von der Modelling Group der Kommission der Europäischen Gemeinschaft entwickelt und vorgestellt /3.17/. Bei den vereinfachten Methoden zeigte sich, daß eine Anpassung der Methoden an europäische Klimaverhältnisse nötig war.

3.2 Beschreibung des verwendeten Modells

Für die analytischen Untersuchungen der Pumpen- und Thermo-siphonanlagen wurde jeweils ein Simulationsmodell geschrieben. Jedes Modell besteht im wesentlichen aus einer Vielzahl von Unterprogrammen, in denen die einzelnen Komponenten abgebildet sind (Module), und einem sogenannten Systemregelprogramm, in dem die Module an ihren Schnittstellen verknüpft werden. Die Steuerung der Simulationsrechnungen, das Einlesen der für die Rechnungen notwendigen Systemkenngößen und Zeitreihen (z.B. meteorologische Daten), sowie die mathematische Bearbeitung der Gleichungssysteme (z.B. Integration des Differentialgleichungssystems) übernimmt das übergeordnete Programm SOLARYS, das in der Programmgruppe Systemanalyse und Technologische Entwicklung der Kernforschungsanlage Jülich entwickelt wurde /3.18/. Darüber hinaus bietet die SOLARYS-Software unter anderem zahlreiche komfortable Möglichkeiten der Ausgabe von Ergebnissen und Variation beliebiger Variablen. Die vorgegebene Struktur von SOLARYS mit seiner Zuordnung der Variablen zu bestimmten Variablen-Typen (z.B. Input-, Output-Variable) erleichtert das Programmieren von Systemregelprogramm und Modulen. Beide Simulationsmodelle sind so aufgebaut, daß für jeden Zeitschritt der thermodynamische Gleichgewichtszustand des Systems Kollektorkreis mit der Umwelt und dem Speicher iterativ ermittelt wird. Als meteorologische Eingabegrößen werden Meßdaten in Form von maximal 1-Stunden-Mittelwerten verwendet. Im Modell wird mit Zeitschritten von höchstens einer halben Stunde gerechnet, wobei in kritischen Betriebsphasen die Zeitschrittweite je nach Größe der Energieströme weiter unterteilt wird (automatische Zeitschrittweitensteuerung).

Ein Großteil der im SOLARYS-Programmpaket angebotenen Module für typische Komponenten von Solaranlagen konnte für die vorliegenden Untersuchungen direkt oder in modifizierter Form übernommen werden. Da die numerische Behandlung der Gleichungen und die mathematischen Modelle der wichtigsten Komponenten ausführlich in /3.18 und 3.19/ beschrieben sind, werden hier lediglich die Grundzüge und Modifikationen zu beiden Simulationsmodellen vorgestellt.

3.2.1 Kollektor

Wie oben erwähnt, werden die Komponenten des Kollektorkreises durch stationäre Modelle beschrieben. Grundlage des Kollektormodells ist dabei die Gleichung der Kollektornutzwärmeleistung nach Hottel-Whillier-Bliss für die Kollektoreintrittstemperatur. Die Kenngrößen Konversionsfaktor η_0 und mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient U_0 können den Ergebnissen normierter Kollektortests entnommen werden. Im Modell wird U_0 je nach Einfallswinkel der Direktstrahlung und Anteil der Diffus- an der Globalstrahlung korrigiert, d.h. der Einfluß des veränderlichen Reflexions- und Transmissionsverhaltens der Abdeckung wird berücksichtigt. Die Abhängigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten von Windgeschwindigkeit und Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur wird ebenfalls berücksichtigt. Dabei sind die thermischen Verluste eine quadratische Funktion der Temperaturdifferenz und eine Wurzelfunktion der Windgeschwindigkeit. Um das Anlaufen des Kollektors am Morgen zu simulieren, wird im Stillstand die mittlere Fluidtemperatur dynamisch mit Hilfe eines Punktmodells berechnet.

Da in der Untersuchung Durchflußrate und Konzentration des Frostschutzmittels über einen ausgedehnten Bereich betrachtet werden, sind deren Einfluß auf die Kollektornutzleistung durch Korrekturfunktionen einbezogen. Die Korrekturfunktionen werden für den jeweiligen Kollektor mit Hilfe des Modells aus /3.20/ bestimmt.

3.2.2 Wärmeübertrager

Das stationäre Modell basiert auf den empirisch ermittelten Gleichungen für spiralförmige, in den Speicher integrierte Wärmeübertrager mit erzwungener Konvektion auf der Primärseite (Kollektorkreis) und freier Konvektion auf der Sekundärseite (Speicher). Als Fluid im Kollektorkreis wird ein Gemisch aus Wasser und einem typischen Frostschutzmittel zugrunde gelegt, dessen Stoffwerte temperatur- und konzentrationsabhängig berechnet werden. Die Gleichungen sind je nach Strömungszustand für laminare oder turbulente Strömung unterschiedlich. Es

können sowohl glatte Spiralrohr- als auch Rippenrohrwärmeübertrager untersucht werden.

3.2.3 Speicher

Betrachtet wird ein zylinderförmiger, isolierter Behälter, der mit dem Brauchwasser gefüllt ist. Der Inhalt steht unter Atmosphärendruck. Er wird für die Berechnung der Flüssigkeitstemperaturen in mehrere (maximal 30) gleichgroße Segmente mit homogener Temperatur unterteilt. Für jedes Segment wird zu jedem Zeitschritt die Massen- und Wärmebilanz aufgestellt und daraus die Temperaturänderung berechnet. In den Bilanzen werden jeweils Massenströme sowie Wärmeleitung mit benachbarten Segmenten und über die Speicherwand zur Umwelt berücksichtigt. Konvektive Strömungen durch lokale Temperaturgradienten, z.B. in den Grenzschichten zur Behälterwand, oder Verwirbelungen durch weit in die Flüssigkeit eindringenden Frischwasserzulauf bleiben unberücksichtigt. Letzteres läßt sich auch im praktischen Fall durch Anbringen von Prallplatten leicht verhindern, so daß die Temperaturschichtung im Speicher weitgehend erhalten bleibt.

3.2.4 Warmwasserbedarf

Über Umfang und Verteilung des Warmwasserbedarfs in einzelnen Haushalten liegen bisher keine repräsentativen Aussagen vor. Eine Abschätzung des täglichen Bedarfs für eine Person gibt /3.21/. Aus längeren Untersuchungen an größeren Wohnkomplexen /3.22/ lassen sich jedoch durchschnittliche Profile ableiten, die hier auf einen 4-Personen-Haushalt angewendet werden. Die Profile für verschiedene Wochentage sind in Bild 3.1 dargestellt. Für einen Tagesbedarf von 160 l/d und einer Zapftemperatur von 45 °C, dies sind die Bedingungen, wie sie für beide Referenzanlagen (Pumpen- sowie Thermosiphonanlage) vorgegeben werden, ergibt sich ein durchschnittlicher Energiebedarf von 2230 kWh in einem Jahr.

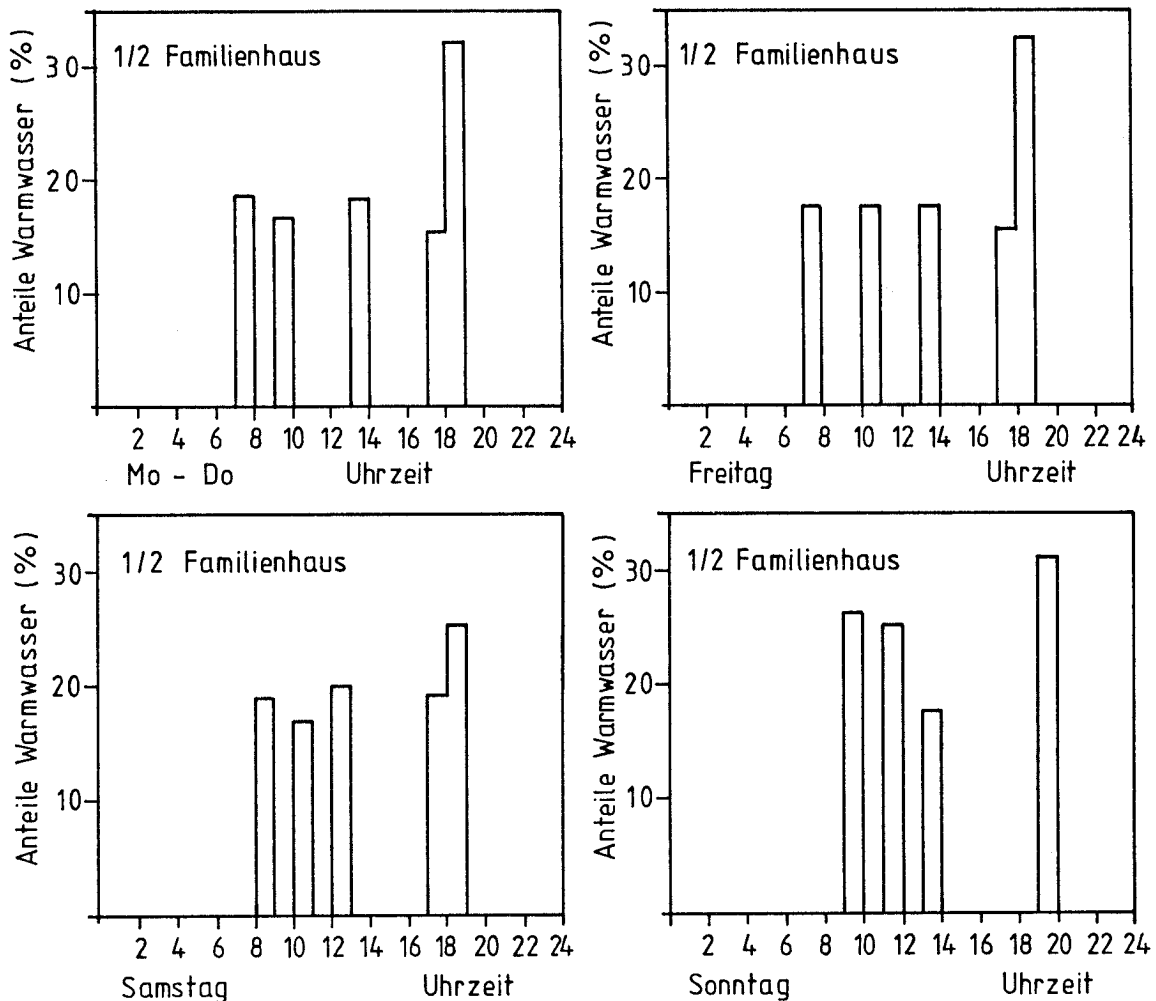


Bild 3.1: Tagesprofil des Warmwasserbedarfs je Person für verschiedene Wochentage

3.2.5 Validierung des Modells

In der Validierung eines Modells wird durch Vergleich von Meß- und Rechenergebnissen der Nachweis der rechnerischen Genauigkeit des Modells aufgezeigt. Die Sicherheit, mit veränderten Parameterwerten die Wirklichkeit durch das Modell richtig abzubilden, steigt naturgemäß mit der Anzahl der Vergleiche, d.h. der Zahl der Experimente und der Länge des Meßzeitraumes. Das hier vorliegende Modell wurde bereits zu den Untersuchungen zu /3.19/ eingesetzt und mit 15 verschiedenen Pumpenanlagen validiert. Die mittlere Abweichung zwischen gemessener und theore-

tischer Deckungsrate für 10 dieser Anlagen betrug -0.7% mit einer Standardabweichung von 3.6% und einem Korrelationskoeffizienten von 0.945 . Vier der Anlagen wiesen erhebliche Abweichungen auf, die sich aber durch Anlagenausfälle, veränderte Betriebsbedingungen u.ä. erklären ließen. Die Messungen wurden für 14 Systeme vom TÜV-München durchgeführt, während ein System vom Institut für Kernphysik in der KFA-Jülich /3.23/ vermessen wurde. Die Vergleiche von Meßwerten aus der Jülicher Anlage und Ergebnissen aus Simulationsrechnungen werden im folgenden vorgestellt.

Das System besitzt eine um 45° geneigte nach Süden orientierte Kollektorfläche von 5.6 m^2 in 5 parallelen Kollektoren. Das Fluid im Kollektorkreis ist Solaquid mit 50% iger Frostschutzkonzentration. Die Zirkulation bewirkt eine Pumpe mit 75 W Leistungsaufnahme. Sie wird durch eine Temperatur-Vergleichs-Regelung geschaltet. Der Rippenrohrwärmeübertrager ist mit horizontal liegender Spiralachse im Speicher angebracht. Der horizontale Einbau des Übertragers mindert, wie Simulationsrechnungen zeigen, die Effektivität um mehr als $2/3$ gegenüber einer vertikalen Anordnung. Der 380 l -Speicher ist mit 6 cm Steinwolle isoliert. Zwischen 22 h und 6 h werden durch thermostatische Regelung und einen in den Speicher integrierten elektrischen Heizstab ca. 250 l auf einer gewünschten Zapftemperatur gehalten bzw. aufgeheizt. Die Zapftemperatur wurde während der Meßzeit zwischen 45°C und 55°C variiert. Die Zapfungen sind nach einem vorgegebenen Profil über den Tag verteilt und werden von einer Uhr und verschiedenen Ventilen gesteuert. Die tägliche Zapfmenge variiert ebenfalls über das Jahr zwischen 147 und 260 Liter pro Tag. Die Meßaufzeichnungen liegen als geschlossene Zeitreihen für ein ganzes Jahr in Form von 10 min -Mittelwerten vor. Gemessen wurden neben allen wichtigen meteorologischen Daten (siehe auch Tab. 3.1) verschiedene Systemtemperaturen und Energieströme. Neben den Anlagenkenngrößen dienen folgende zeitlich veränderliche Größen als Rechengrundlage:

- Globalstrahlung, auf geneigte Fläche
- Umgebungstemperatur
- Windgeschwindigkeit
- Warmwasserbedarf

Mo	GBL 45	δ	TUM	TIN
1	43.5	0.77	- 0.4	17.8
2	64.5	0.76	2.2	15.8
3	98.3	0.36	5.5	18.5
4	134.4	0.37	7.5	19.5
5	146.1	0.39	13.2	23.5
6	139.9	0.48	16.5	25.1
7	159.0	0.43	19.3	29.0
8	136.8	0.51	17.7	28.8
9	111.0	0.42	16.0	26.1
10	63.6	0.44	11.1	22.5
11	39.4	0.46	7.8	19.0
12	22.1	0.56	3.7	16.7

GBL 45 = Globalstrahlungssumme auf geneigte Fläche
kWh/m²

δ = Diffusanteil

TUM = Umgebungstemperatur °C

TIN = Innenraumtemperatur °C

Tab. 3.1: Monatliche Summen bzw. Mittelwerte meteorologischer Meßdaten für den Standort Jülich und das Jahr 1982

Als Indikator für die Genauigkeit des Kollektormodells soll hier die Kollektornutzwärme aus den Simulationsrechnungen den Meßwerten gegenübergestellt werden. In Bild 3.2 sind die Tagessummen wiedergegeben. Die Korrelation von Meß- und Rechenwerten ist mit $r = 0.989$ sehr hoch (mittlere relative Abweichung: -2.5 % , Standardabweichung 16.2 %). Bei den Monatssummen verringert sich die Standardabweichung auf 6.8 %. Diese Genauigkeit ist bei Komponentenmodellen dieser Art üblich.

Um den Rechenzeitaufwand zu reduzieren, wurden die Zeitreihen auf 1 Stunden-Werte aggregiert. Einen Vergleich der monatlichen Ergebnisse aus beiden Zeitreihen mit den Meßwerten zeigt Bild 3.3. Unter Verwendung der Stundendaten ergibt sich eine Übereinstimmung der Nutzwärme von 2.1 % im Jahr.

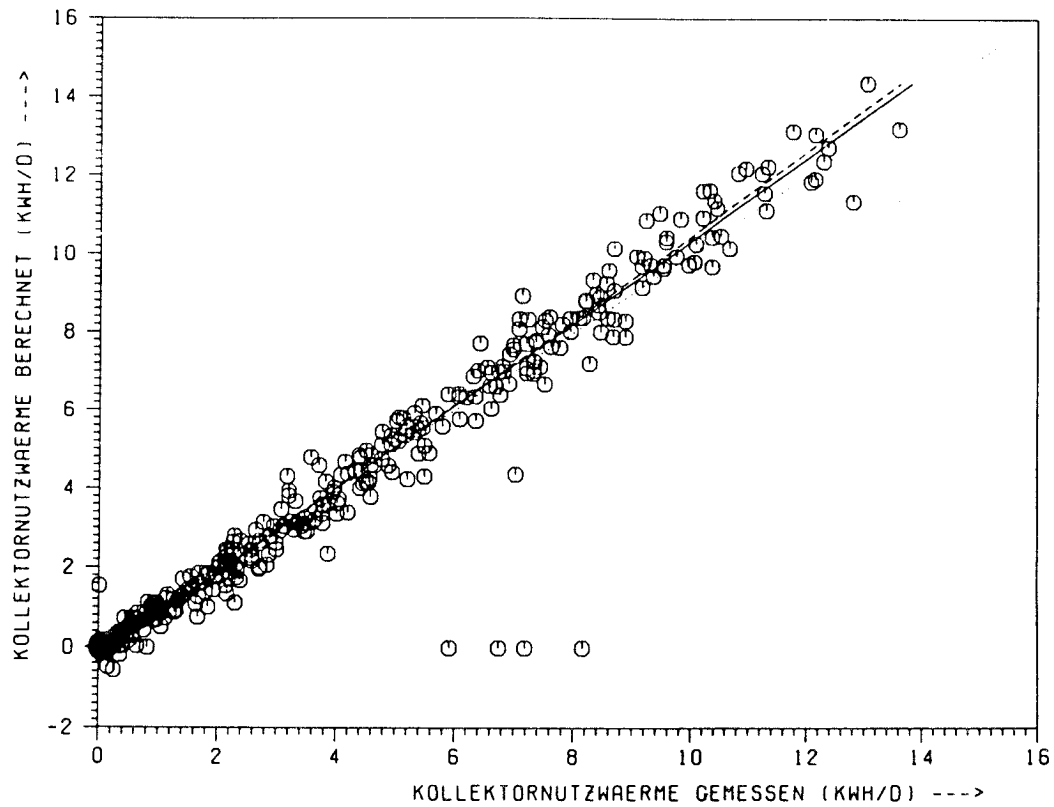


Bild 3.2: Korrelation zwischen berechneter und gemessener Tageskollektornutzwärme für den Zeitraum eines Jahres

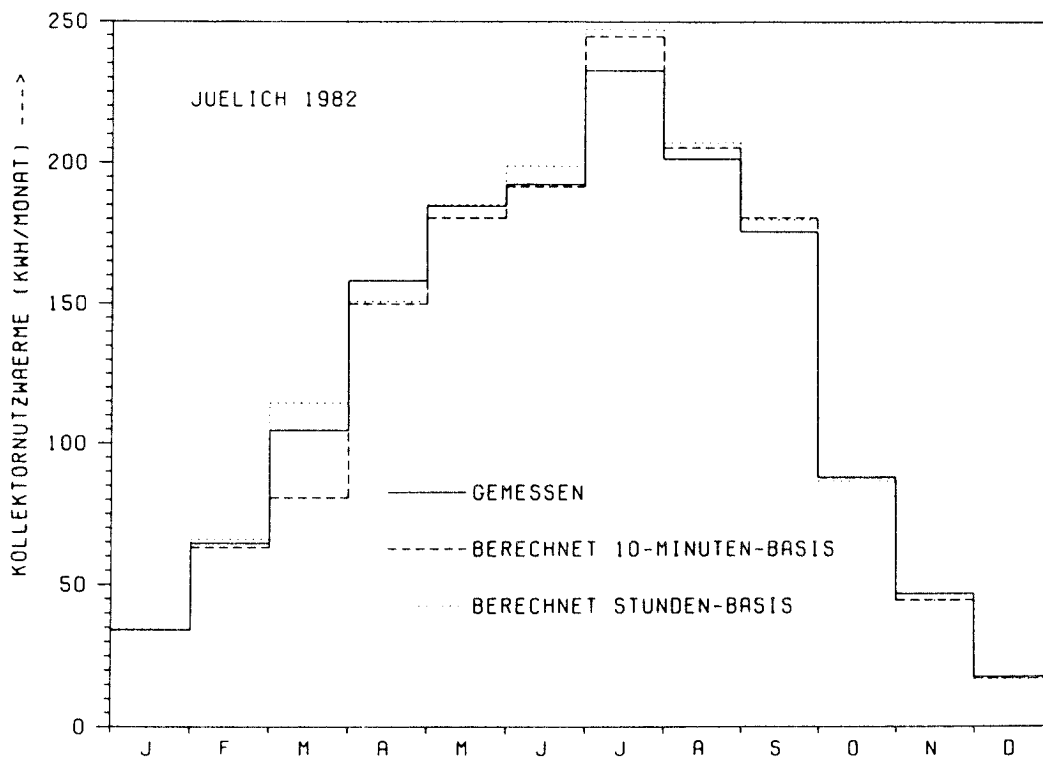


Bild 3.3: Monatswerte der Kollektornutzwärme für die Realanlage und die Modellrechnungen bei unterschiedlicher Zeitauflösung der meteorologischen Daten

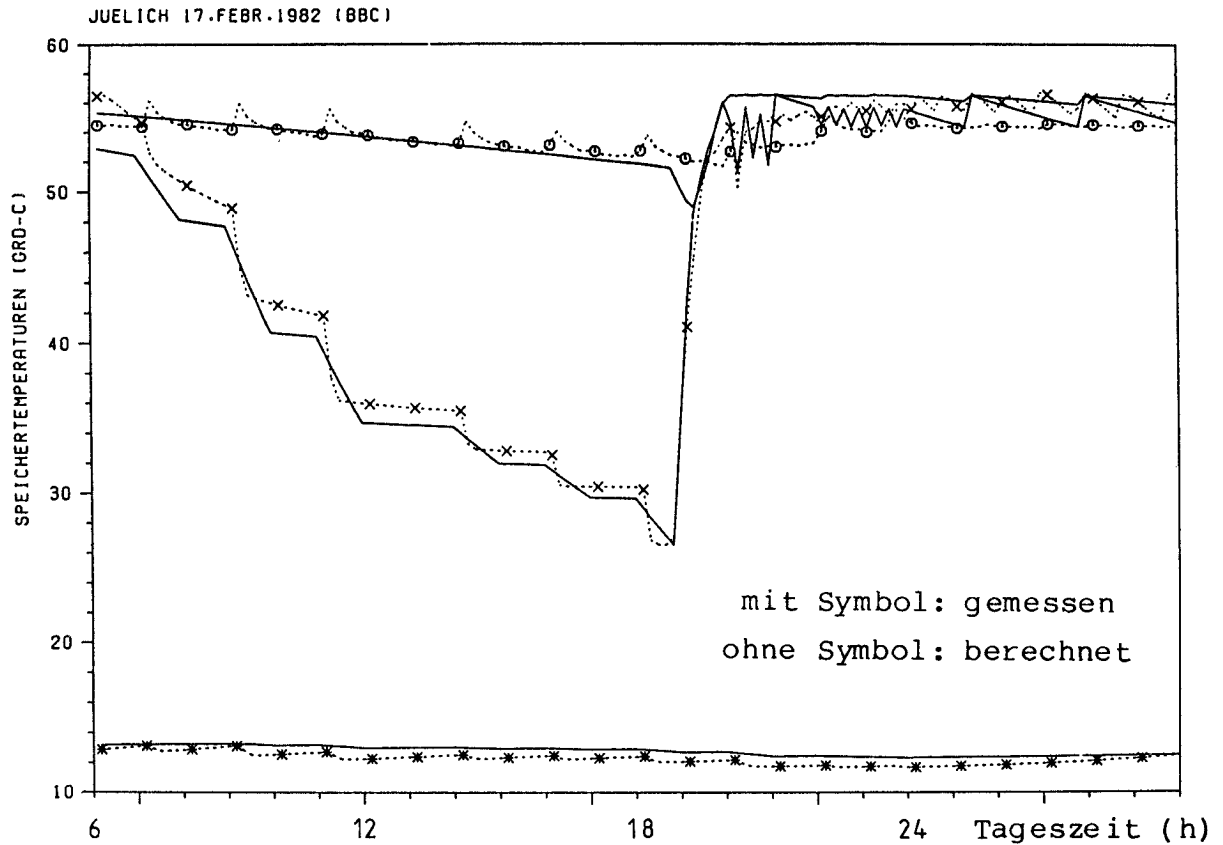


Bild 3.4: Gemessene und berechnete Speichertemperaturen in drei Ebenen (oben, Mitte, unten) an einem Tag ohne Solareinspeisung und mit Zusatzheizung

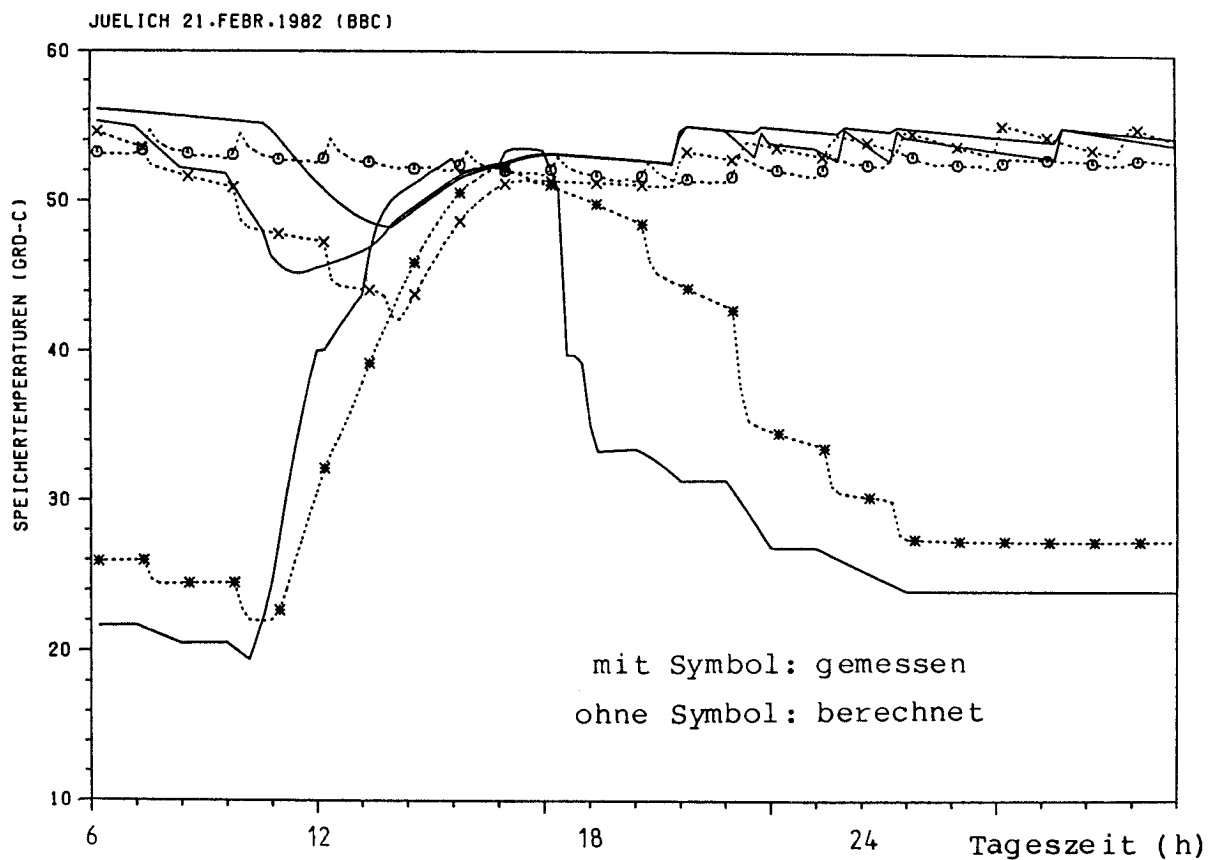


Bild 3.5: Gemessene und berechnete Speichertemperaturen in drei Ebenen (oben, Mitte, unten) an einem Tag mit Solareinspeisung und Zusatzheizung

Als Beispiele für die Übereinstimmungen bei der Abbildung der Speichertemperaturen dienen die Bilder 3.4 und 3.5. In Bild 3.4 sind die Temperaturen in drei Schichten von Messung (mit Symbol) und Simulationsrechnung aufgetragen. Die Einstrahlung des abgebildeten Tages ist so gering, daß der Kollektor keine Nutzwärme an den Speicher liefert. Um 18 h springt die Nachheizung an und heizt die oberen Segmente auf 55 °C-Solltemperatur auf. Das stufenförmige Absinken der mittleren Speichertemperatur tagsüber wird durch das intervallmäßige Zapfen von Brauchwasser hervorgerufen. In Bild 3.5 ist das gleiche für einen Tag mit hoher Einstrahlung bis 16 h und anschließender fluktuierender Strahlung dargestellt. Die Nutzwärme aus dem Kollektorkreis reicht aus, um nach 18 h mit nur geringer kurzzeitiger Nachheizung das Temperaturniveau von 55 °C in den oberen Segmenten zu halten. Beide Bilder verdeutlichen die verhältnismäßig gute Übereinstimmung der Temperaturverläufe aus Simulationen und Messungen.

3.3 Analytische Untersuchungen von Pumpenanlagen

3.3.1 Meteorologische Daten

Aus den in Kapitel 3.2.5 erwähnten Meßaufzeichnungen der KFA /3.23/ wurden die wichtigsten meteorologischen Größen zu Stundenwerten aggregiert:

- Global- und Diffusstrahlung auf eine um 45 ° geneigte Fläche
- Umgebungstemperatur
- Windgeschwindigkeit.

Der so erhaltene Wetterdatensatz für das Jahr 1982 wird für die anschließenden Untersuchungen sowohl der Pumpen- als auch der Thermosiphonanlagen verwendet.

In Tabelle 3.1 sind Monatssummen bzw. -mittelwerte für einige Größen angegeben. Die Globalstrahlungswerte und Umgebungstemperaturen liegen im Bereich durchschnittlicher Wetterbedingungen für einen großen Teil der mittleren Bundesrepublik. Die Ergebnisse der analytischen Untersuchungen können in ihren Ten-

Kollektorblick

Neigung	45 °
Azimut	0 ° (Süden)
Aperturfläche	5.24 (m ²)
Konversionsfaktor	0.75
Wärmedurchgangskoeffizient U_o	5.26 (W/m ² K)
Windabhängigkeit von U_o	0.85 (Ws/m ³ K)
Temperaturabhängigkeit von U_o	0.0065 (W/m ² K)
Einfallswinkel-Modifizierer	0.10
Spez. Wärmekapazität, gesamt	5.20 (Wh/m ² K)

Wärmeübertrager

Spiralendurchmesser	0.14 (m)
Rohrinnendurchmesser	12 (mm)
Durchmesser mit Rippen	21 (mm)
Dicke der Rippen	0.35 (mm)
Wärmeleitfähigkeit (Cu)	372 (W/mK)
Übertragerfläche $F(\text{ges})$	1.5 (m ²)
$F(\text{ges})/F(\text{innen})$	5
Anzahl paralleler Rohre	1

Speicher (Zylinder)

Volumen	0.200 (m ³)
Höhe zu Breite	1.55
Wärmeleitzahl der Isolierung	0.06 (W/mK)
Dicke der Isolation	0.06 (m)

Wärmeübertrager Kollektorkreis

Antifrogen N-Wassergemisch	40 (%)
----------------------------	--------

Pumpe Kollektorkreis

Leistung	75 (W)
Fördermenge	55 (kg/hm ²)

Tabelle 3.2: Technische Kennwerte der Pumpen-Referenzanlage

<u>Regelung</u>	
Einschalttemperaturdifferenz	(5 °C)
Ausschalttemperaturdifferenz	(1 °C)
<u>Warmwasserbedarf</u>	
Tagesmenge	160 (l/d)
Zapftemperatur	45 (°C)
Kaltwassertemperatur	12 (°C)

Tabelle 3.2: Technische Kennwerte der Pumpen-Referenzanlage
(Fortsetzung)

denzen als repräsentativ für die gesamte Bundesrepublik angesehen werden.

3.3.2 Parameterstudie

In Erweiterung zu den in /3.19/ dargestellten Ergebnissen und als Gegenüberstellung zu dem Verhalten von Thermosiphonanlagen sind im folgenden die Einflüsse einiger charakteristischer Systemparameter auf das Betriebsverhalten beschrieben. Die meteorologischen Eingabegrößen sind Aufzeichnungen aus dem in 3.2.5 beschriebenen Experiment. Es wird jeweils ein ganzes Jahr simuliert mit einer Zeitschrittweite von maximal einer Stunde. In kritischen Betriebsphasen wird im Modell die Zeitschrittweite automatisch verkleinert.

Bei allen folgenden Variationen wird jeweils von einer Referenzanlage ausgegangen. Die Referenzanlage kann bezüglich ihrer Dimensionierung und thermischen Eigenschaften als mittelgute Standardanlage angesehen werden. Sie besteht im wesentlichen aus 2 Kollektoren mit insgesamt 5.24 m² Aperturfläche, einem Wärmeübertrager mit 1.5 m² Übertragerfläche und einem Speicher von 200 l Volumen. Die Zusatzheizung erfolgt durch einen nachgeschalteten Durchlauferhitzer. Die technischen Kennwerte der Anlage sind in Tabelle 3.2 zusammengestellt. Das Zapfprofil

entspricht den Angaben in 3.2.4.

Variationen von Kenngrößen des Kollektors und des Wärmeübertragers

In Bild 3.6 ist die Abhängigkeit der jährlichen solaren Deckungsrate von der Kollektorfläche für verschiedene Übertragerflächen aufgezeichnet. Das Abflachen der Kurven mit zunehmender Kollektorfläche dokumentiert das typische Sättigungsverhalten von Systemen zur Speicherung solarer Energie. Der Einfluß der Übertragerfläche auf die Deckungsrate ist nur gering. Der Gewinn durch Vergrößerung der Übertragerfläche von 0.5 auf 4 m² ist zwischen 3 und 8 m² Kollektorfläche in etwa konstant (ca. 4.5 Prozentpunkte). Die häufig vernehmbare Faustregel, je größer die Kollektorfläche desto größer auch die Übertragerfläche, läßt sich demnach nicht bestätigen.

Nimmt man statt der hier gewählten 55 kg/hm² eine konstante Durchflußrate für alle Kollektorflächen an, z.B. 250 kg/h, so verlaufen die Kurven etwas flacher. Die Deckungsraten bei kleinen Kollektorflächen steigen etwas an, die bei größeren sinken leicht.

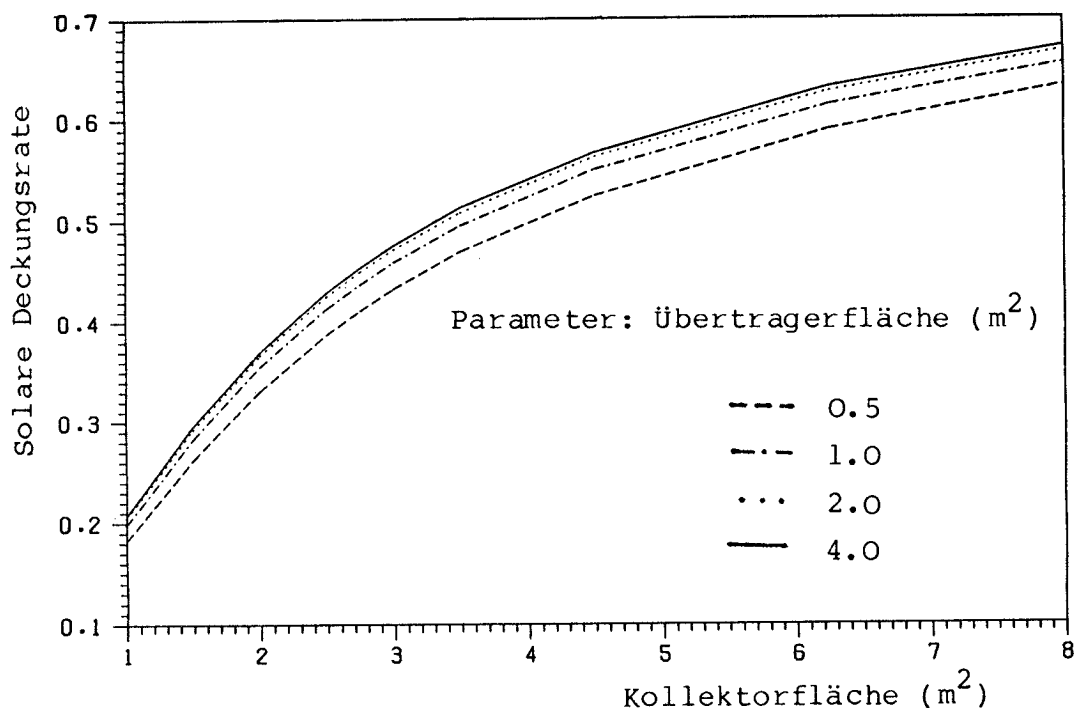


Bild 3.6: Solare Deckungsrate über der Kollektorfläche für verschiedene Wärmeübertragerflächen

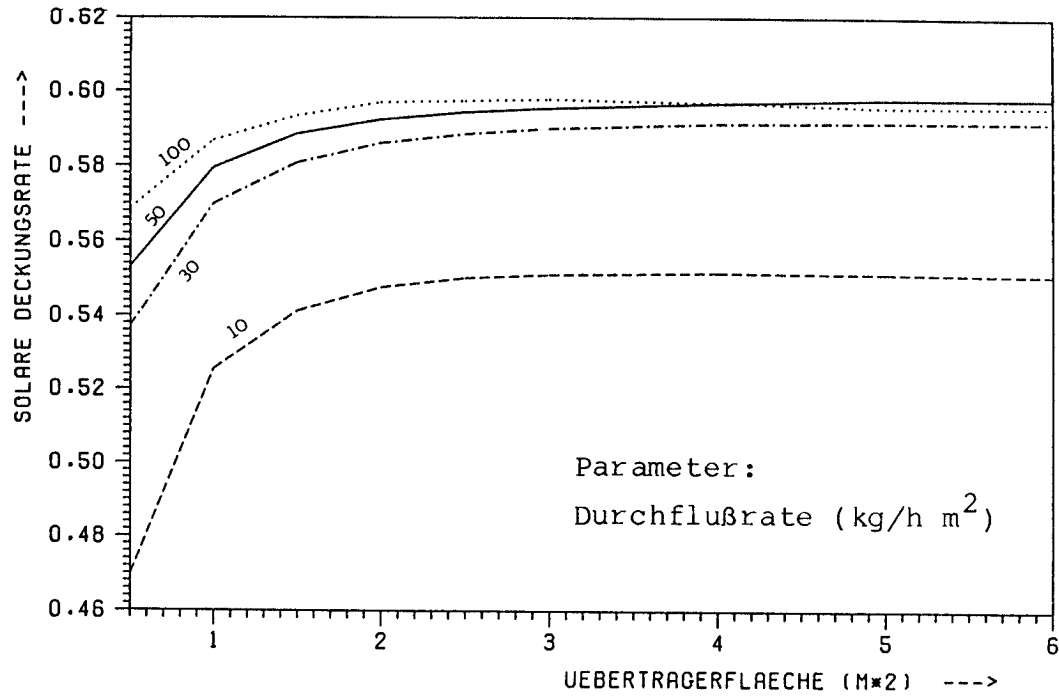


Bild 3.7a: Solare Deckungsrate über der Wärmeübertragerfläche für verschiedene Durchflußraten

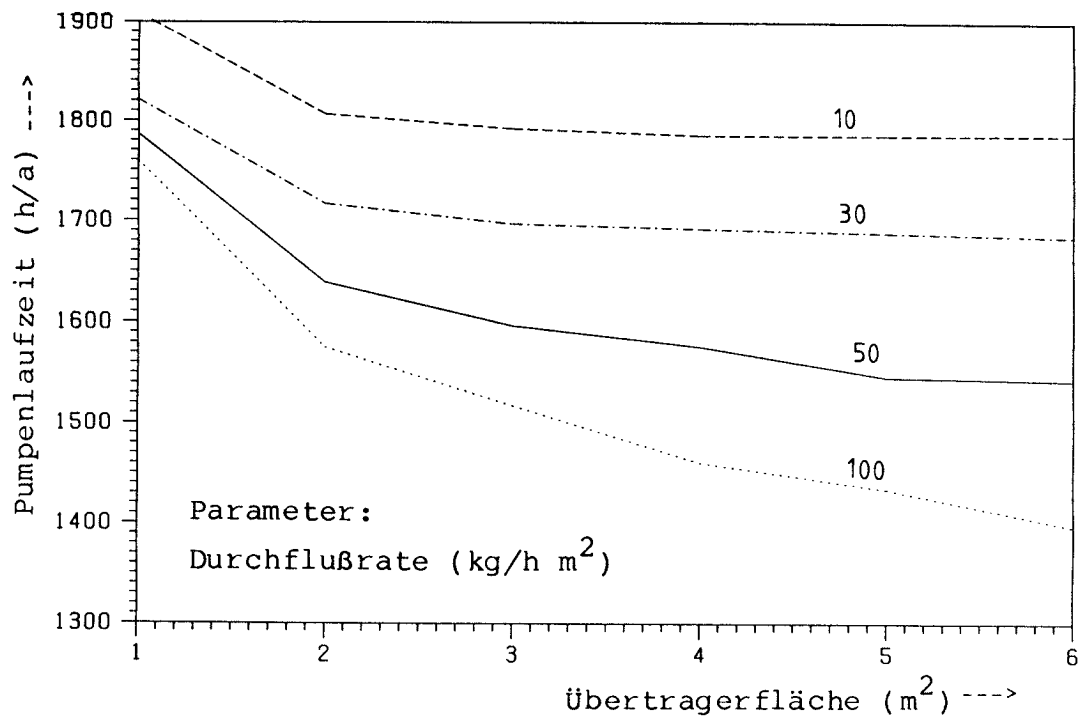


Bild 3.7b: Pumpenlaufzeiten zu Bild 3.7a

Eine technisch sinnvolle obere Grenze für die Übertragerfläche liegt, wie Bild 3.7a zeigt, bei ca. 2 m^2 . Darüber hinaus ist der Zugewinn an Deckungsrate kaum noch dem Aufwand entsprechend. Für die unterschiedlichen Durchflußraten verschieben sich die Kurven in Bild 3.7a annähernd parallel. Lediglich bei sehr großem Durchfluß (100 kg/hm^2) fällt die Deckungsrate mit wachsender Übertragerfläche nach Überschreiten eines Maximums leicht wieder ab. Die Ursache hierfür liegt in den kürzeren Laufzeiten der Pumpe, bzw. längeren Pausen. Durch die gute Wärmeübertragung im Übertragerrohr bei hohen Durchflußgeschwin-

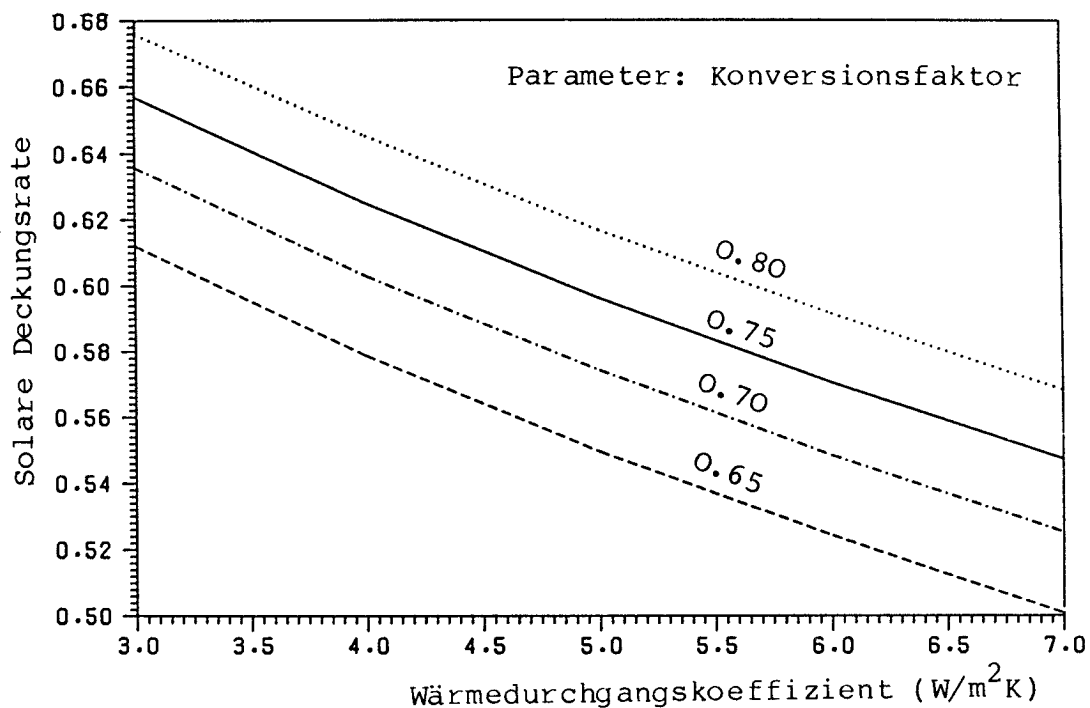


Bild 3.8: Solare Deckungsrate über dem mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten des Kollektors für verschiedene Konversionsfaktoren

digkeiten und durch große Übertragerflächen sind hier sehr schnell Betriebspunkte erreicht, in denen die Temperaturdifferenz zwischen Kollektorauslaß und unterem Speichervolumen unterhalb der Schaltgrenze für die Pumpe liegt. In den nun häufig auftretenden Pausen verliert der Kollektor jedoch weiterhin Wärme an seine Umgebung. Der Anteil der Verluste gegenüber dem Energiegewinn durch den Kollektorkreis nimmt mit der Häufigkeit der Pausen zu. In Bild 3.7b sind die zu den Kurven in Bild 3.7a gehörenden Laufzeiten der Pumpe aufgetragen.

Die typischen thermischen Kennwerte eines Flachkollektors sind in Bild 3.8 variiert. Eine Änderung des Konversionsfaktors um 10 % absolut ergibt in etwa die gleiche Deckungsrate wie eine Veränderung des mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten um $1.5 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Bild 3.9 zeigt den Einfluß des Strömungsquerschnitts des Wärmeübertragers auf die Deckungsrate. Je größer der Innendurchmesser des Übertragerrohres ist, desto geringer wird die Strömungsgeschwindigkeit und umso schlechter sind damit die Wärmeübergänge. Bei relativ großen Übertragerflächen ist der Einfluß nicht so stark wie bei kleineren.

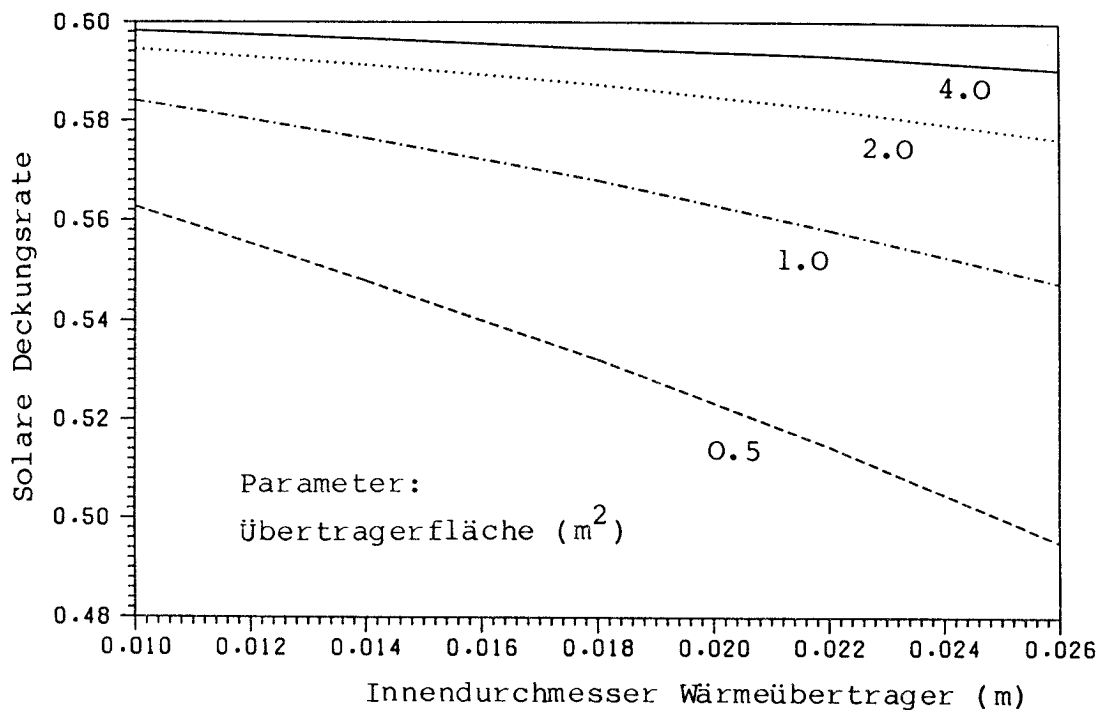


Bild 3.9: Solare Deckungsrate über dem Innendurchmesser des Wärmeübertragers für verschiedene Übertragerflächen

Variation der Konzentration des Frostschutzmittels

In den Ergebnissen zur Variation der Konzentration des Frostschutzmittels spiegelt sich vor allem der Effekt der geringeren spezifischen Wärme des Frostschutzmittels wieder (Bild 3.10a). Mit Zunahme des Frostschutzmittelanteils kann immer weniger

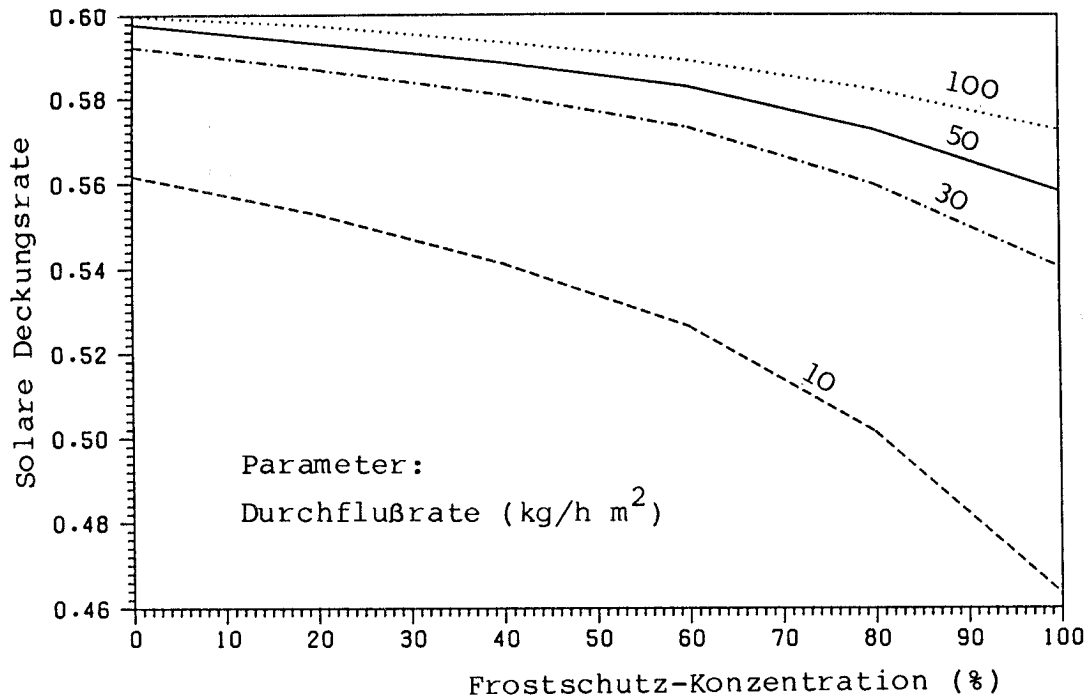


Bild 3.10a: Solare Deckungsrate über der Frostschutzkonzentration des Kollektorkreisfluids (Antifrogen-N-Wassergemisch) für verschiedene Durchflußraten

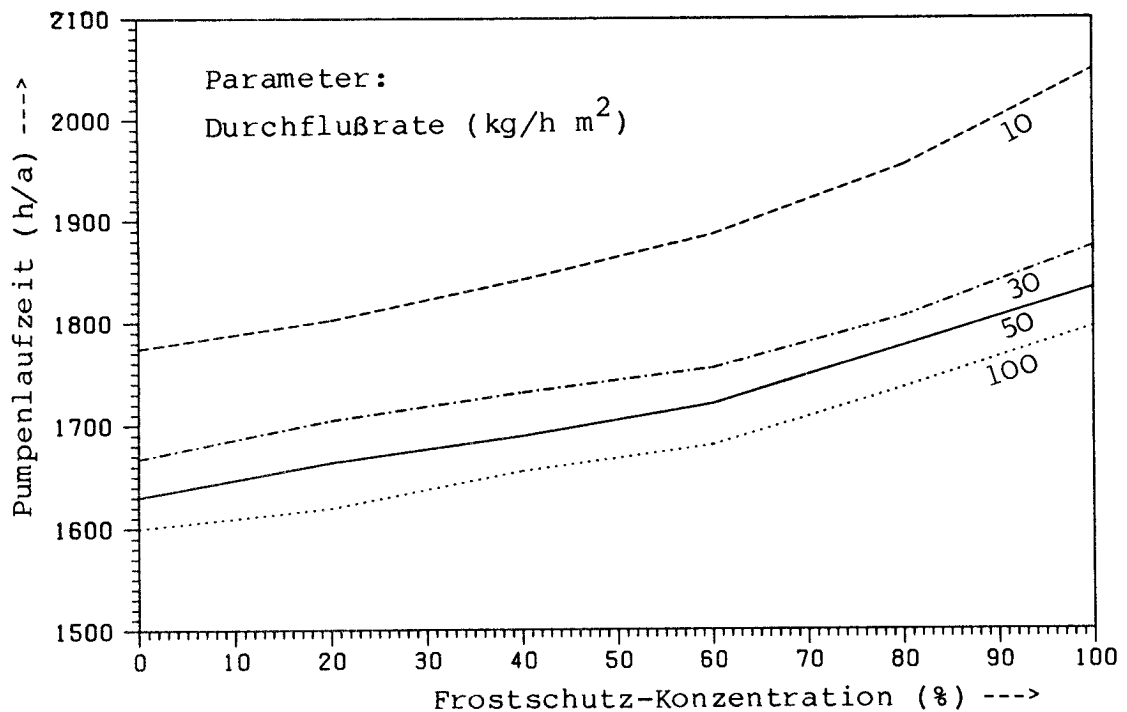


Bild 3.10b: Pumpenlaufzeiten zu Bild 3.10a

Wärme in der gleichen Zeit vom Kollektor zum Speicher transportiert werden. Der Kollektor wird dadurch insgesamt wärmer und verliert mehr Wärme an die Umgebung. Das System reagiert auf die erhöhten Kollektortemperaturen mit längeren Laufzeiten der Pumpe (siehe Bild 3.10b) und vermag so den negativen Einfluß des Frostschutzmittels teilweise zu kompensieren. Durch ihre Auswirkungen auf die Wärmeübergänge in Kollektor und Wärmeübertrager machen sich auch die anderen Stoffeigenschaften des Frostschutzmittels ungünstig bemerkbar.

Bei größeren Durchflußraten ist der Einfluß der Frostschutzmittelkonzentration geringer. Da höhere Konzentrationen bezüglich ihrer Frostschutzsicherheit nicht nötig sind, sollte man auch nicht über 60 % (Gefrierpunkt: -50°C) hinausgehen.

Variation von Kenngrößen des Speichers

Da die Zusatzheizung des Warmwassers außerhalb des Speichers erfolgt und somit die Wärmeverluste des Speichers in vollem Umfang dem "solaren Teil" der Anlage zugeordnet werden, können die Deckungsraten der Anlage bei unterschiedlicher Wärmedämmung des Speichers miteinander verglichen werden.

Bild 3.11 zeigt die Deckungsraten über dem Speichervolumen für verschieden dicke Ummantelungen des Speichers mit Mineralwolle ($\lambda = 0.06 \text{ W/mK}$). Die Kurven besitzen jeweils ein Maximum, das sich im wesentlichen durch zwei gegenläufige Effekte erklären läßt. Einerseits steigt mit größerem Volumen die Speicherkapazität für die vom Kollektor angebotene Wärme. Die Betriebstemperaturen im Kollektorkreis sind insgesamt niedriger, was die Effizienz der Kollektoren erhöht. Andererseits ergeben sich in größeren Volumina bei gleicher Wärmezufuhr niedrigere Speichertemperaturen. Durch die häufiger zu niedrige Zapftemperatur erhöht sich der Hilfsenergiebedarf für die Zusatzheizung. Mit besserer Wärmedämmung vermindert sich der Hilfsenergiebedarf. So liegen die optimalen Deckungsraten je nach Güte der Wärmedämmung bei unterschiedlichen Volumina. Durch ein größeres Angebot an Wärme über den Kollektorkreis (z.B. durch größere Kollektorfläche) oder eine höhere Nutzung der gespeicherten Wärme durch einen höheren Warmwasserverbrauch verschieben sich

die Maxima der Kurven zu höheren Volumina. Jedoch läßt sich zwischen 200 und 500 l auch bei sehr guter Wärmedämmung ($U_s = 0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$) und großer Kollektorfläche ($A_K = 8 \text{ m}^2$) die Deckungsrate nur um maximal 3 % steigern.

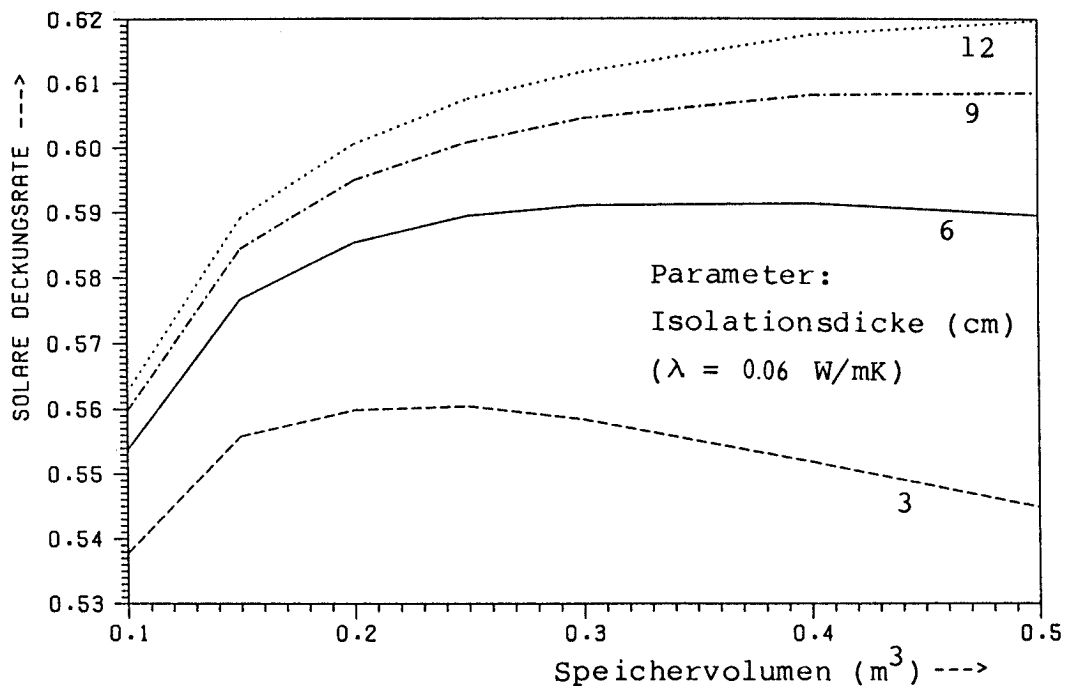


Bild 3.11: Solare Deckungsrate über dem Speichervolumen bei verschiedenen Isolationsdicken

Variation des Warmwasserbedarfs

Die solare Deckungsrate einer Anlage mit vorgegebener Kollektorfläche sinkt verständlicherweise mit der Zunahme des täglichen Bedarfs an Warmwasser. Um einen höheren Bedarf zu gleichem Anteil solar decken zu können, muß folglich die Kollektorfläche vergrößert werden. Bild 3.12 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen Deckungsrate und Kollektorfläche für unterschiedlichen Tagesbedarf. Bei einer Verdoppelung des Bedarfs von 100 auf 200 l/Tag (mit 45°C) braucht für 50 % ige solare Deckung die Kollektorfläche nur von 2.6 auf 4.2 m^2 , also um ca. 60 % vergrößert werden. Die Größe des Speichers kann ebenfalls abhängig vom Tagesbedarf gewählt werden. Jedoch ist der Einfluß der Speichergröße auf die Deckungsrate bei Volumina zwischen 200 und 500 l nur gering. Während bei einem Verbrauch von 100 l

Warmwasser pro Tag eine Vergrößerung des Speichervolumens von 200 auf 500 l quasi keine Veränderung bewirkt, steigt die Deckungsrate für 250 l/Tag hierbei um lediglich 1 %. Für konstante Durchflußrate bei allen Kollektorflächen verlaufen die Kurven etwas flacher. Der Mehraufwand an Kollektorfläche für obigen Fall nimmt zu.

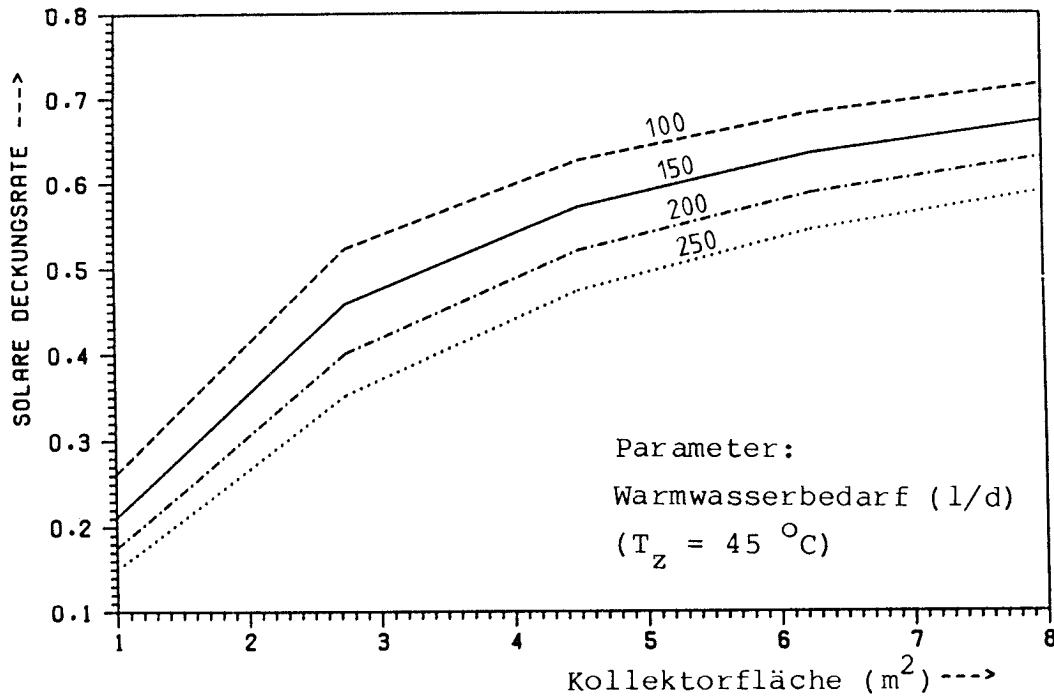


Bild 3.12: Solare Deckungsraten über der Kollektorfläche für unterschiedlichen Warmwasserbedarf

4. Analyse von Thermosiphonanlagen

4.1 Einleitung

Die beiden grundlegenden Teile üblicher solarer Warmwasserbereitungsanlagen sind zum einen der (Flach)kollektor als Empfänger der solaren Strahlungsenergie und Umformer in Wärme, zum anderen der Speichertank zum Sammeln und Bereitstellen der Wärme für einen Verbraucher. Zwischen diesen beiden Komponenten wird die Wärme im allgemeinen mittels eines Fluids über ein Leitungssystem mit Vor- und Rücklauf vom Kollektor zum Speicher transportiert. Als Antrieb für die Zirkulation des Fluids im Transportkreis gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten: die mechanische Zwangszirkulation mit Hilfe einer Flüssigkeitspumpe oder, unter bestimmten Umständen, den natürlichen Auftrieb infolge von Dichteunterschieden des Fluids. Letztere bezeichnet man als natürliche - oder Schwerkraftzirkulation und den Auftrieb hierbei als Thermosiphon-Effekt. Aus der Physik des thermosiphonischen Effektes ergeben sich jedoch einschränkende Bedingungen für das Funktionieren der Schwerkraftzirkulation in solaren Warmwasserbereitungsanlagen (SWWA). So kann im Kollektor erwärmtes Fluid nur dann in den Tank fließen, wenn sich dort kühleres Fluid auf höherem, mindestens aber gleichem Höhenniveau befindet. Folglich darf der höchste Punkt des Kollektors nicht höher als der Flüssigkeitsspiegel im Tank sein. Da mit zunehmender Höhendifferenz zwischen beiden Niveaus auch der Auftriebsdruck steigt, wird, um einen genügend großen Durchfluß zu gewährleisten, der Tank in den meisten Anlagen ca. einen halben Meter höher als der Kollektor aufgestellt. Zur Festlegung der Zirkulationsrichtung wird der Kollektor ausschließlich im aufsteigenden und der Speicher ausschließlich im abfallenden Teil des Kreislaufs (Rücklauf) angeordnet. Ebenso wie bei Pumpen-Anlagen können Transportkreis und Speicher mittels eines Wärmeübertragers voneinander getrennt werden. In den meisten Fällen wird dann der Wärmeübertrager im Speicher angebracht. Eine Regelung der Kollektorkreiszirkulation wird nur notwendig, wenn der "umgekehrte thermosiphonische

Fluß" verhindert werden soll. Dies läßt sich jedoch im Gegensatz zur Pumpenregelung in zwangszirkulierten Anlagen (im folgenden Pumpenanlagen genannt) relativ einfach, ohne aufwendige Elektrik und Elektronik verwirklichen.

Der "umgekehrte thermosiphonische Fluß" kann in Schwerkraft-Anlagen auftreten, wenn im Kollektor abgekühltes Fluid in den tiefsten Punkt des Kreislaufs sinkt und dadurch wärmeres aus dem Speicher in den Kollektor nachströmt. Einfache Rückschlagklappen oder ein über dem Flüssigkeitsspiegel schwimmender Vorlauf-Austritt verhindern diesen Effekt, bedeuten aber größere Druckverluste durch zusätzlichen Strömungswiderstand bzw. höheren statischen Gegendruck im Vorlauf. Das Fehlen einer Pumpe mit elektronischer Regelung ist ein gravierender Vorteil von Schwerkraft- gegenüber Pumpenanlagen. Die Schwerkraftanlage ist dadurch günstiger bezüglich der Kosten für Investition, Wartung und Hilfsenergie. Weiterhin können keine Verluste an nutzbarer Wärme durch falsch eingestellte Regler entstehen.

Ein Nachteil für Thermosiphon-Anlagen kann die oben beschriebene Positionierung von Kollektor und Speichertank zueinander sein. In manchen praktischen Anwendungen ist es eben nicht möglich, den Speicher höher als den Kollektor aufzustellen.

Die immer noch verbreitete Ansicht, Thermosiphonanlagen hätten gegenüber Pumpenanlagen bei Anwendung in Mitteleuropa ungünstigere Systemwirkungsgrade, wird mehr und mehr durch Ergebnisse aus Experimenten korrigiert. Eine Ursache für diese überholte Ansicht begründet sich wahrscheinlich in der Annahme, daß durch die geringeren Durchflußraten in Schwerkraftanlagen erheblich schlechtere Wärmeübergänge in Kollektor und Wärmeübertrager erreicht werden.

Gerade weil ein Wärmeübertrager in jedem Fall die Effizienz des Kollektors verschlechtert, traut man nur Thermosiphonanlagen ohne Wärmeübertrager genügend Leistung zu. Somit scheint die Anwendung in unseren Breiten ausgeschlossen.

In einer Studie von 1979 haben Bergmann et al. /4.1/ in den USA verschiedene aktive - (Pumpen) und ein Thermosiphonsystem im Experiment miteinander verglichen, wobei unter Einbeziehung der Hilfsenergie für die Pumpe der Gesamtsystemwirkungsgrad des Thermosiphonsystems über dem der besten aktiven Anlage lag.

Untermauert wurden die Ergebnisse von Fanney und Liu 1979 u. 1980 durch Modellrechnungen und einen "side by side Test" fünf aktiver und einer Thermosiphonanlage /4.2, 4.3/. Für einen Thermosiphon mit Wärmeübertrager im Speicher und Propylen-Glykol (60 %) als Wärmetransportfluid haben Mertol et al. /4.4/ einen nur um 10 % schlechteren Kurzzeitsystemwirkungsgrad als den einer Anlage ohne Wärmeübertrager und mit Wasser im Kollektorkreis errechnet.

Als einer der ersten in der Bundesrepublik hat Auer /4.5/ 1981 die Leistung einer selbstgebauten Schwerkraftanlage über einen längeren Zeitraum gemessen und Konkurrenzfähigkeit dieser Systeme gegenüber Pumpenanlagen prognostiziert. Messungen von Bansal und Uhlemann /4.6/ sowie Späte /4.7/ haben gezeigt, daß auch in bestimmten Thermosiphonsystemen gleichgroße Durchflußraten wie in üblichen Pumpenanlagen möglich sind. In einem vergleichenden Test von 14 aktiven und einer Thermosiphonanlage, der im Auftrag von Stiftung Warentest /4.8/ vom TÜV-München über ein Jahr durchgeführt wurde, erreichte letztere, trotz der im Vergleich kleinsten Kollektorfläche, eine mittlere Arbeitszahl (Verhältnis der von der Anlage als warmes Wasser entnommenen Energie zu der elektrischen Zusatzenergie). Im Gesamtsystemnutzungsgrad (Verhältnis von entnommener zu elektrischer Zusatz - plus auf die Kollektorfläche eingestrahelter Energie), der in /4.9/ aus den TÜV-Meßdaten ermittelt wurde, war die Schwerkraftanlage mit mehr als 50 % weit über dem Durchschnitt (35 %) und eindeutig die beste.

Diese ersten Ergebnisse lassen erkennen, daß auch für unsere Klimaverhältnisse Schwerkraftsysteme mit den üblichen Systemen konkurrieren können und voraussichtlich in vielen Anwendungsfällen nicht nur eine Alternative zu den Pumpenanlagen darstellen. Durch geringere Investitions- und Betriebskosten bei ähnlicher Leistung kann eine Thermosiphonanlage im Vergleich mit einer Pumpenanlage die technisch und ökonomisch bessere Lösung sein. Die Verwendung des Schwerkraftprinzips ist auf alle Fälle ein Beitrag zur technischen Vereinfachung von solaren Warmwasseranlagen.

Umfangreichere Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit, technischen und ökonomischen Optimierung von Schwerkraftsystemen, sowie Vergleich dieser mit Pumpensystemen für die Klimaverhältnisse in Mitteleuropa wurden bisher noch nicht durchgeführt.

4.2 Mathematische Modelle für analytische Untersuchungen von Thermosiphonanlagen

4.2.1 Modelle in der Literatur

Parallel zu den zahlreichen Experimenten an Thermosiphonanlagen sind von einigen Autoren mehr oder weniger unterschiedliche Modelle zur Analyse des Systemverhaltens publiziert worden. Schon 1962 präsentierte Close /4.10/ ein einfaches Modell, mit dem er die Tagesleistung für eine Anlage ohne Warmwasserentnahme und unter der Bedingung eines klaren Tages relativ genau abschätzen konnte. Er beobachtete im Experiment, daß für die Konfiguration seiner Anlage die mittlere Kollektortemperatur kaum über der mittleren Speichertemperatur lag. So formulierte er mit Hilfe einer einfachen Wärmebilanz für das ganze System eine Differentialgleichung, die die zeitliche Variation der mittleren Tanktemperatur beschreibt. Mit der Annahme eines sinusförmigen Verlaufs von Solarstrahlung und Umgebungstemperatur läßt sich die Gleichung analytisch lösen. Die Methode liefert unter den gegebenen Bedingungen recht gute Ergebnisse, kann jedoch keine Änderung der Leistung durch variierende System- und Umwelteinflüsse nachvollziehen. Gupta und Garg /4.11/ erweiterten das Close-Modell, indem sie den Plattenwirkungsgradfaktor einbezogen. Außerdem beschrieben sie den Umwelteinfluß durch eine Fourier-Reihen-Entwicklung.

Die Abhängigkeit von Temperatur und Durchflußrate für Gesamtkollektorwärmeübergangskoeffizienten, Plattenwirkungsgradfaktor, Strömungswiderstand und physikalische Eigenschaften des Wassers berücksichtigte Ong /4.12/ in seinem Modell. Zur numerischen Lösung seines Gleichungssystems benutzte er das Finite-Differenzen-Verfahren. Später verbesserte er das Modell durch

Unterteilung des Konvektionskreislaufs in mehrere Segmente /4.13/. Die Abweichung zwischen errechnetem und dem in einem Experiment gemessenem mittleren Systemwirkungsgrad sank dadurch von vorher 25 % auf die Hälfte. Zvirin et al. /4.14/ analysierten mit ihrem eindimensionalen Modell für eine Thermosiphonschleife das Phänomen des häufig in schwerkraftzirkulierten Anlagen auftretenden Oszillierens des Massenstroms. Sie fanden Störungen, die nur langsam abklingen, sowie Schwingungen auf der gleichen Zeitbasis, wie die Dauer eines Umlaufs des Massenstroms durch den Kollektorkreis. Solche Fluktuationen des Durchflusses wurden früher schon von Keller /4.15/ und verschiedenen anderen Autoren /4.16-4.22/ für nichtsolare Konvektions Schleifen theoretisch bestimmt und/oder in Experimenten beobachtet.

Huang /4.23/ und Mertol /4.4/ stellen im Vergleich zu obigen Modellen die umfassendsten Differentialgleichungen auf und benutzten wieder die Finite-Differenzen-Technik. In ihren Modellen setzten die Autoren teilweise unterschiedliche Annahmen voraus. Während beide die Wärmekapazitäten der Konstruktionsteile vernachlässigten und von einer eindimensionalen Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung ausgingen, berücksichtigte Mertol zusätzlich den Wärmeverlust von Leitungen und Speicher, sowie die Möglichkeit turbulenter Strömung. Unter der Bedingung einer sinusförmig verlaufenden Einstrahlung, berechneten beide den Einfluß verschiedener Parameter auf Durchflußrate und mittleren Systemwirkungsgrad. Mertol analysierte dies auch für die Fälle unterschiedlicher Warmwasserentnahme aus dem Tank, sowie Kollektorkreise mit verschieden großen Wärmeübertragern und Propylen-Glykol als Wärmeträger.

Mit den aufgeführten Publikationen sollte ein chronologischer Abriss der wichtigsten Modelle zur Analyse von Thermosiphonanlagen gegeben werden. Alternativ zu den erwähnten, wurden weitere Modelle und analytische Untersuchungen veröffentlicht, von denen die wichtigsten im Literaturverzeichnis /4.24-4.40/ aufgeführt sind.

4.2.2 Beschreibung des verwendeten Simulationsmodells

Das im folgenden beschriebene Modell zur Simulation von Thermosiphonanlagen ist wie das für Pumpenanlagen ein modular aufgebautes Komponentenmodell (siehe Kapitel 3.2). Es wurde so konzipiert, daß die vorher beschriebenen Module für Kollektor, Wärmeübertrager, Speicher, Nachheizung, Warmwasserentnahme, Strahlungsumrechnung usw. übernommen werden konnten. Hinzu kommen zwei Module für den durch den thermosiphonischen Auftrieb erzeugten Massenstrom und die Strömungswiderstände im Kollektorkreis.

Das Modell beinhaltet im wesentlichen die folgenden Möglichkeiten zur Simulation von Thermosiphonanlagen.

- Es können Systeme mit und ohne Wärmeübertrager im Kollektorkreis simuliert werden.
- Für die Entnahme von Warmwasser aus dem Speicher kann ein beliebiges Entnahmeprofil gewählt werden.
- Das Fluid im Kollektorkreis ist Wasser mit Frostschutzmittel variabler Konzentration (0 bis 100 % Antifrogen-N/Wasser)
- Es können ein Tag bis ein Jahr mit einer Unterteilung von mindestens einer Stunde entsprechend den meteorologischen Eingabedaten (oder auch anderer Zeitreihen wie z.B. Meßdaten) simuliert werden.
- Die Komponenten Kollektor und Speicher können in bis zu 10 bzw. 30 Segmente unterteilt werden. Der Wärmeübertrager ist in 6 Segmente aufgeteilt. Für jede Komponente und jedes Segment können Temperaturverläufe, Wärme- und Massenbilanzen betrachtet werden.
- Die technischen Kennwerte eines Eingabedatensatzes können in einem adäquaten Bereich variiert und ihr Einfluß auf das Gesamtverhalten der Anlage bestimmt werden.

Die im Modell getroffenen vereinfachenden Annahmen sind in den Beschreibungen der einzelnen Module ausführlich erläutert. Zur Übersicht sind hier die wichtigsten nochmals zusammengestellt:

- Eindimensionale Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung.
- Wärmebilanzen für einzelne Segmente mit jeweils mittleren Temperaturen bzw. Ein- und Ausgangstemperaturen.
- Die Stoffeigenschaften sind als Funktionen der Konzentration des Frostschutz/Wasser-Gemisches und der Temperatur programmiert.
- Im Kollektormodul werden die Kennwerte der Wirkungsgradkennlinie aus standardisierten Kollektortests verwendet. Die Kennwerte können auch mit einem separaten detaillierten Kollektormodell /4.52/ ermittelt werden. Abweichungen von Durchflußrate, Einfallswinkel und Fluid werden durch Korrekturfunktionen berücksichtigt.
- Wärmekapazitätseffekte werden für den Kollektor und Wärmeübertrager nur im Stillstand berücksichtigt.
- Wärmeverluste in den Verbindungsleitungen können im Modell berechnet werden, haben aber einen vernachlässigbaren Einfluß.
- Das Auftreten turbulenter Strömungen wird sowohl bei den Wärmeübergangsrechnungen als auch der Bestimmung der Strömungswiderstände berücksichtigt.
- Aufgrund der technischen Möglichkeiten, den thermosiphonischen Rückfluß zu verhindern, wird auch im Modell ohne Umkehrung des Flusses gerechnet.

Berechnung des Auftriebs und der Durchflußrate in einem thermosiphonischen Rohrsystem

Der Kollektorkreis einer Thermosiphonanlage kann im Prinzip als System kummunizierender Röhren angesehen werden. Für ein solches System gilt im Gleichgewichtszustand, daß die statischen Drücke aller Flüssigkeitssäulen an ihrer Verbindungsstelle gleich sind. Der statische Druck ist dann:

$$p_{\text{St}} = p_0 + \int_0^H dp = p_0 + g \int_0^H \rho(T) dh \quad [\text{Pa}]$$

p_0 = Druck über der Flüssigkeit [Pa]

g = Erdbeschleunigung $[\text{m/s}^2]$

H = Höhe der Flüssigkeitssäule [m]

$\rho(T)$ = Dichte der Flüssigkeit $[\text{kg/m}^3]$

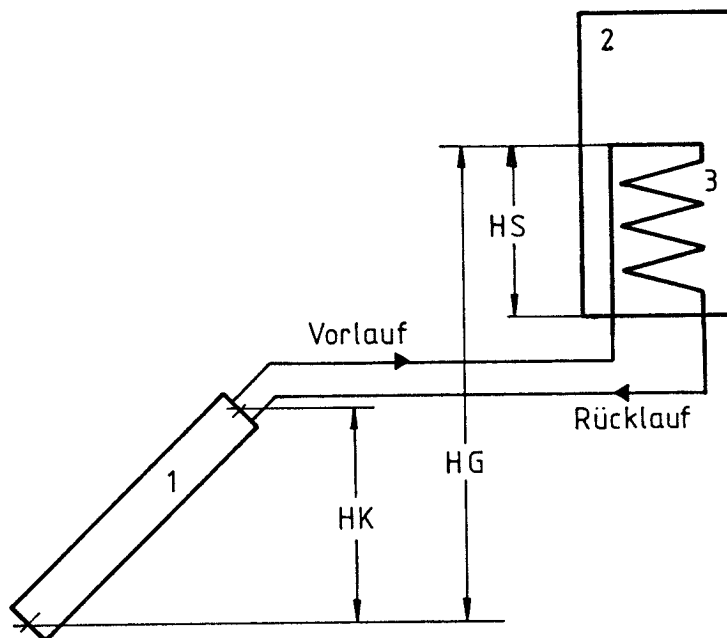
dh = differentielle Höhe [m]

Da die Dichte ρ von der Temperatur abhängt, geraten die beiden Flüssigkeitssäulen des geschlossenen Kreises bei unterschiedlichen Temperaturen in den Säulen ins Ungleichgewicht. Die Flüssigkeit beginnt zu strömen, um ein neues Gleichgewicht zu finden. Die treibende Kraft, die man als Auftrieb bezeichnet, ergibt sich aus dem Kreisintegral der statischen Drücke entlang eines Stromfadens durch den gesamten Kreis:

$$\Delta p_A = g \oint \rho(T) dh \quad [\text{Pa}]$$

Für die numerische Behandlung dieser Gleichung im Modell, wird der Kollektorkreis in Segmente unterteilt. In jedem Segment werden einheitliche Temperatur und Dichte angenommen. Der Auftrieb des gesamten Kreises ist dann:

$$\Delta p_A = g \sum_{i=1}^n \rho_i(T_i) \Delta h_i \quad [\text{Pa}]$$



- 1 Kollektor
- 2 Speicher
- 3 Wärmeübertrager

Bild 4.1: Skizze der Thermosiphon-Referenzanlage mit den wichtigsten Höhenangaben

Es hat sich nach ersten Modellrechnungen gezeigt, daß in vielen Fällen schon sehr gute Ergebnisse erzielt werden, wenn für die Abschnitte Kollektor, Vorlauf, Wärmeübertrager (bzw. Speicher) und Rücklauf jeweils eine mittlere Dichte aus der mittleren logarithmischen Temperatur des Abschnitts verwendet wird (siehe Bild 4.1).

$$\Delta p'_A = g[\bar{\rho}_W^{HS} + \bar{\rho}_R(HG-HS) - \bar{\rho}_K^{HK} - \bar{\rho}_V(HG-HS-HK)] \quad [\text{Pa}]$$

In kleineren Temperaturbereichen steht die Dichte in einem annähernd linearen Verhältnis zur Temperatur. Dies gilt besonders für Gemische von Wasser und Frostschutzmitteln (siehe Bild 4.2). Hier ist der Fehler durch eine Mittelung der Dichte gering. Jedoch bei höheren Temperaturunterschieden ($> 20^\circ$ für Wasser, $> 30^\circ$ für 40 % Wasser-Frostschutzgemisch), wie sie in Kollektoren und Wärmeübertragern in Verbindung mit einem hohen Strömungswiderstand vorkommen, sollte der betrachtete Abschnitt in weitere Segmente unterteilt werden, um größere Fehler zu vermeiden.

Dem Auftrieb infolge von Dichteunterschieden im Kollektorkreis entgegen wirken die strömungsbedingten Widerstandskräfte. Der Gleichgewichtszustand ist erreicht, wenn Auftriebsdruck und Druckverlust der Strömung sich entsprechen. Nach dem Gesetz von Hagen-Poiseuille ist der Druckverlust einer Newtonschen Flüssigkeit in einem geraden Rohr unter der Bedingung laminarer Strömung:

$$p_v = \frac{32 \eta_D L w}{d^2} \quad [\text{Pa}]$$

η_D = dynamische Viskosität der Flüssigkeit [kg/ms]
 L = Länge des Rohres [m]
 d = Durchmesser des Rohres [m]
 w = mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Der von einem Auftrieb erzeugte Massenstrom in einem Rohr läßt sich damit für den Gleichgewichtszustand berechnen aus:

$$\dot{m} = \frac{\Delta p_A \pi \rho d_0^4}{128 \eta_D L_{Ri}} \quad [\text{kg/s}]$$

In einem Kollektorkreis treten jedoch nicht nur Druckverluste infolge von Rohrreibung auf. Durch Querschnittsänderungen, Biegungen und Abzweige entstehen weitere Verluste, die sich entlang eines Strömungsfadens durch den gesamten Kreislauf addieren. Alle Strömungswiderstände werden in äquivalente Rohrlängen (äquivalente Widerstandslängen) umgerechnet, um sie in obiger Formel zur Ermittlung des Massenstroms verwenden zu können. Auch in Thermosiphonkreisläufen liegt häufig in verschiedenen Rohren der Zustand turbulenter Strömung vor. Der damit verbundene höhere Strömungswiderstand in den betreffenden Rohren wird in dem Modell durch eine entsprechende Berechnung der Widerstandslänge berücksichtigt. Die Umrechnungen und Bestimmungen der Widerstandslängen und -beiwerte sind in dem folgenden Abschnitt ausführlich beschrieben.

Mit der Summe der äquivalenten Widerstandslängen $\sum L_{Ri}$, die alle auf einen Referenzdurchmesser d_0 und den Gesamt-Massenstrom $\dot{m}_G$ bezogen sind, kann die Durchflußrate des Kollektorkreises berechnet werden:

$$\dot{m}_G = \frac{\Delta p_A \pi \bar{\rho} d_0^4}{128 \bar{\eta}_D \sum L_{Ri}} \quad [\text{kg/s}]$$

Dabei werden für Dichte und dynamische Zähigkeit die Werte für die mittlere Kollektorkreistemperatur verwendet. Der Fehler, der hierdurch entsteht, ist jedoch nur gering, da zum einen bei den auftretenden Temperaturen ρ und η_0 nur sehr wenig variieren, und sich zum anderen über- und unterbestimmte Strömungsverluste größtenteils kompensieren.

Die Bilder 4.2 und 4.3 zeigen die Abhängigkeiten für ρ und η von der Temperatur für Antifrogen N-Wassergemische unterschiedlicher Konzentrationen.

Im Modell werden die Kurven durch folgende Funktionen angenähert:

$$\rho(T, k) = A(k) + B(k) \cdot T + C(k) \cdot T^2 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\begin{aligned} \text{mit } A_{(k)} &= a_0 + a_1 k + a_2 k^2 \\ B_{(k)} &= b_0 + b_1 k + b_2 k^2 \\ C_{(k)} &= c_0 + c_1 k + c_2 k^2 + c_3 k^3 + c_4 k^4 + c_5 k^5 \end{aligned}$$

k = Konzentration Frostschutz/Wasser [%]

Die Koeffizienten zu den Polynomen $A_{(k)}$ bis $C_{(k)}$ sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Parameter			
Index	a	b	c
0	9.9827 E 2	- 4.2334 E-2	- 3.7842 E-3
1	2.1657 E 0	- 1.2689 E-2	1.3682 E-4
2	- 7.0966 E-3	9.0065 E-5	- 3.6505 E-6
3	-	-	5.1302 E-8
4	-	-	- 4.1068 E-10
5	-	-	1.3684 E-12

Tab. 4.1: Koeffizienten zu den Polynomen der Dichtefunktion

$$\eta_{D(T,k)} = 10^{(D(k) + E(k)T + F(k)T^2 + G(k)T^3)}$$

$D_{(k)}$ bis $G_{(k)}$ sind wieder Polynome n-ter Ordnung von der Konzentration k [%] mit den Koeffizienten aus Tabelle 4.2.

Parameter				
Index	d	e	f	g
0	- 2.7500 E 0	- 1.4160 E-2	9.3400 E-5	- 3.1970 E-7
1	0.1225 E-1	- 2.9067 E-5	- 1.0758 E-5	1.1153 E-7
2	0.4375 E-4	9.0625 E-6	8.4981 E-7	- 9.4978 E-9
3	-	- 5.1740 E-7	- 2.1978 E-8	2.6383 E-10
4	-	7.7500 E-9	2.3047 E-10	- 2.9197 E-12
5	-	- 3.5781 E-11	- 8.4635 E-13	1.1216 E-14

Tab. 4.2: Koeffizienten zu den Polynomen der Funktion der dynamischen Zähigkeit

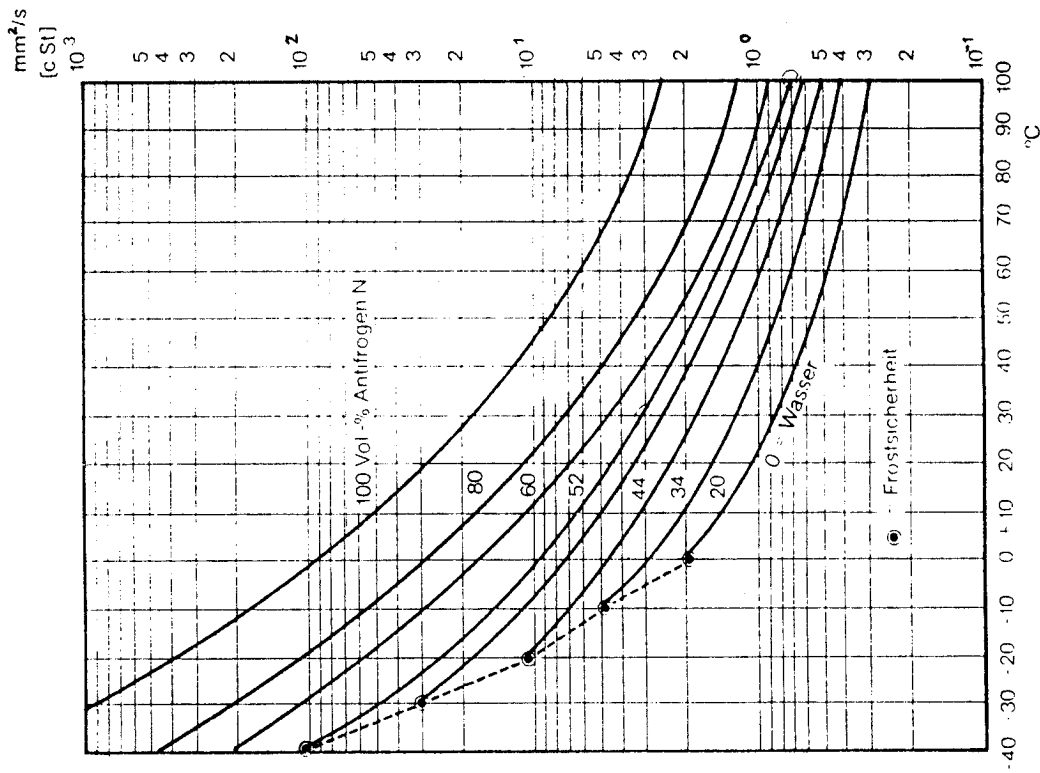


Bild 4.3:

Kinematische Zähigkeit von Antifrogen-N-Wasser-mischungen verschiedener Konzentrationen

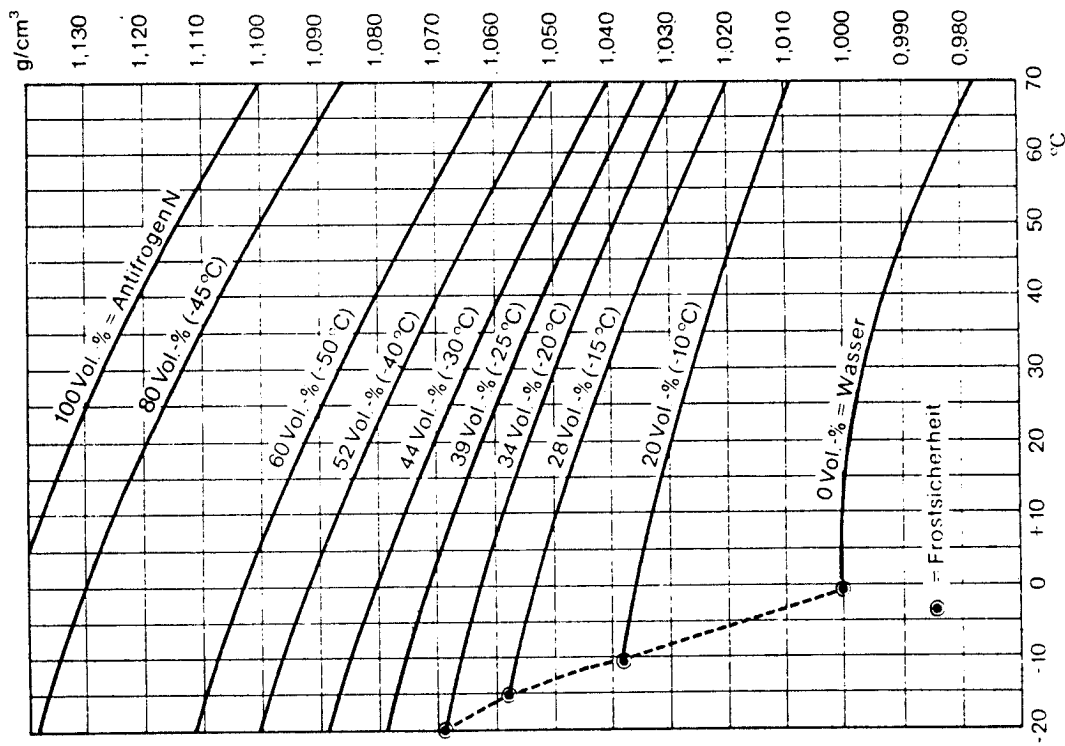


Bild 4.2:

Dichte von Antifrogen-N-Wassermischungen verschiedener Konzentrationen

Berechnung der Strömungswiderstände in einem Kollektorkreislauf

Für den Strömungswiderstand von Newtonschen Flüssigkeiten gilt allgemein die Proportionalität zwischen Druckverlust und dem Produkt aus Widerstandsbeiwert, Dichte und dem Quadrat der Geschwindigkeit.

In einem Rohrsystem, wie zum Beispiel dem Kollektorkreis einer Solaranlage, addieren sich die Einzelverluste aller seriellen Strömungswiderstände zu:

$$\Delta p_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{\rho_i}{2} w_i^2 \quad [\text{Pa}]$$

Der Widerstandsbeiwert für eine Rohrströmung wird aus einer empirischen Gleichung bestimmt:

$$\zeta = \lambda \frac{L}{d}$$

L = Länge des Rohres [m]

d = Innendurchmesser [m]

λ = Reibungsbeiwert

Für eine ausgebildete laminare Strömung kann λ mit $\frac{64}{\text{Re}}$ angenommen werden, womit sich die Hagen-Poiseuillesche Beziehung ergibt:

$$\Delta p_{\text{lam}} = \frac{32 \eta_D L \bar{w}}{d^2} \quad [\text{Pa}]$$

η_D = dynamische Viskosität [kg/ms]

w = mittlere Fluidgeschwindigkeit im Rohr [m/s]

Re = Reynoldszahl $\text{Re} = \frac{\rho d_h \bar{w}}{\eta_D}$

Der Zustand einer ausgebildeten Strömung wird beim Einlauf in ein Rohr erst am Ende einer Einlaufstrecke erreicht. Diese Länge ist näherungsweise $/4.41/$:

$$L_e = 0.029 \text{ Re } d \quad [\text{m}]$$

In der Einlaufstrecke entsteht ein Druckverlust, der durch einen Verlustbeiwert von $\zeta = 1.16$ erfaßt werden kann.

Um diese Einlaufverluste in den parallelen Kanälen eines Parallelrohrabsorbers zu berücksichtigen, hat Langhaar /4.42/ aus Experimenten einen Korrekturfaktor hergeleitet, der mit dem Druckverlust für den laminaren Zustand multipliziert wird:

$$\Delta p_{\text{ges}} = \left[1 + \frac{0.038}{\left(\frac{L}{d \text{Re}} \right)^{0.96}} \right] \Delta p_{\text{lam}} \quad [\text{Pa}]$$

Die Gleichung kann auch für die relativ kurzen, geraden Rohrstücke zwischen zwei Biegungen in Serpentinensystemen angewendet werden. In sehr langen, geraden Rohren können die Einlaufverluste vernachlässigt werden. Für kurze Rohrabschnitte wie im Sammelrohr des Parallelrohrabsorbers zwischen zwei Abzweigungen wird in dem Modell mit dem Verlustbeiwert ζ_e gerechnet. Bei ungestörten Strömungen in glatten, geraden Rohren erfolgt im allgemeinen bei einer Re-Zahl von 2300 ein Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung und umgekehrt. Unter besonderen Umständen kann diese sogenannte kritische Reynoldszahl weitaus höher liegen, durch Störungen aber auch niedriger /4.43/. Solche Störungen sind zum Beispiel der oben beschriebene Rohreinlauf, weiterhin Abzweige, Vereinigungen, Bögen, Querschnittsänderungen usw. Rohrabschnitte mit dicht aufeinanderfolgenden Störungen ($L/d > 100$) werden deshalb im Modell schon ab $\text{Re} = 1200$ mit der Gleichung für turbulente Strömung behandelt. In geraden, hydraulisch glatten Rohren gilt für turbulente Strömungen bis zu Re-Zahlen von etwa 10^5 die empirische Beziehung von Blasius:

$$\lambda = 0.316 / \text{Re}^{0.25} .$$

Nach Schiller /4.44/ und Fromm /4.45/ gilt die Gleichung von Blasius auch für andere als kreisförmige Querschnitte, wenn man den hydraulischen Durchmesser benutzt:

$$d_h = \frac{4A}{U} \quad [\text{m}]$$

A = Querschnitt der Strömung $[\text{m}^2]$

U = Umfang der Strömung. $[\text{m}]$

In laminaren Strömungen vergrößert sich der mit d_h über die Hagen-Poiseuillesche-Beziehung berechnete Druckverlust um den Faktor φ , der von der Geometrie des Querschnitts abhängt. Für sehr flache Kanäle, wie sie häufig in Kollektoren vorkommen, kann für φ näherungsweise der Wert für einen Rechteckquerschnitt verwendet werden (Bild 4.4).

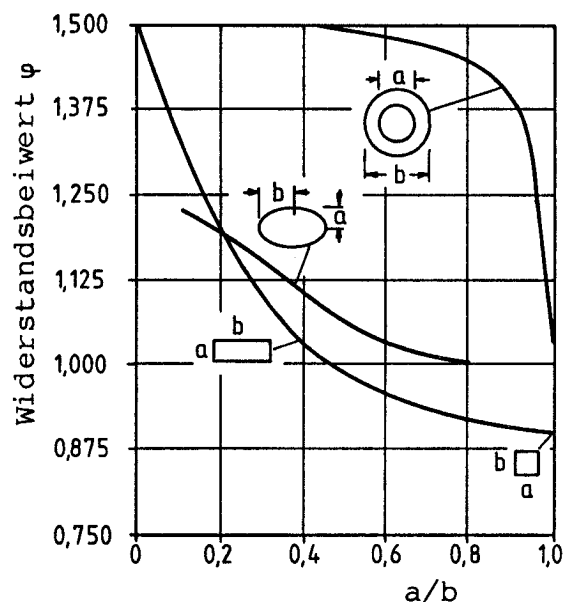


Bild 4.4: Widerstandsbeiwert für glatte, gerade Rohre verschiedenen Querschnitts

Druckverluste in Kollektoren

Um den Druckverlust eines Parallelrohrabsorbers genau zu berechnen, müßte man das sehr komplexe Gleichungssystem eines vielmaschigen Widerstand-Netzwerkes von zum Teil strömungsabhängigen Widerständen lösen. Da dies sehr rechenzeitaufwendig ist, wurde in dem hier verwendeten Modell ein einfaches Näherungsverfahren benutzt.

Wie Untersuchungen von Dunkle und Davey /4.46/ zeigen, nehmen die Druckverluste in den Kanälen eines Parallelrohrabsorbers vom Rand zur Mitte hin ab. Dies bedeutet, daß die mittleren Kanäle weniger und die äußeren mehr durchströmt werden. Es genügt für das hier vorgestellte Näherungsverfahren jedoch, von einer gleichmäßigen Durchströmung aller Kanäle auszugehen. Betrachtet wird ein Strömungsfaden vom Kollektoreingang über Sammelrohr und einen der mittleren Kanäle bis zum Kollektoraus-

gang. Dabei werden alle Einzeldruckverluste auf dieser Bahn addiert.

Unter der oben erwähnten Voraussetzung gleichmäßiger Durchströmung aller Kanäle und der Annahme eines inkompressiblen Fluids gilt für das Verhältnis der Geschwindigkeiten vor und nach dem Abzweig (Trennung sowie Vereinigung) für den mittleren Kanal:

$$\frac{w_A}{w_{\text{ges}}} = \frac{\delta^2}{1+n/2}$$

$$\delta = d_{\text{Sr}}/d_K$$

$$d_{\text{Sr}} = \text{Durchmesser Sammelrohr} \quad [\text{m}]$$

$$d_K = \text{Durchmesser Abzweig (Kanal)} \quad [\text{m}]$$

$$n = \text{Anzahl der Kanäle}$$

$$w_A = \text{mittlere Geschwindigkeit im Abzweig} \quad [\text{m/s}]$$

$$w_{\text{ges}} = \text{mittlere Geschwindigkeit im Sammelrohr vor} \quad [\text{m/s}]$$

der Abzweigung

Aus (Bild 4.5) kann die Summe der Verlustbeiwerte für Trennung und Vereinigung als ζ -Wert für den Absorberkanal entnommen werden. Der Beiwert bezieht sich auf w_A und d_K .

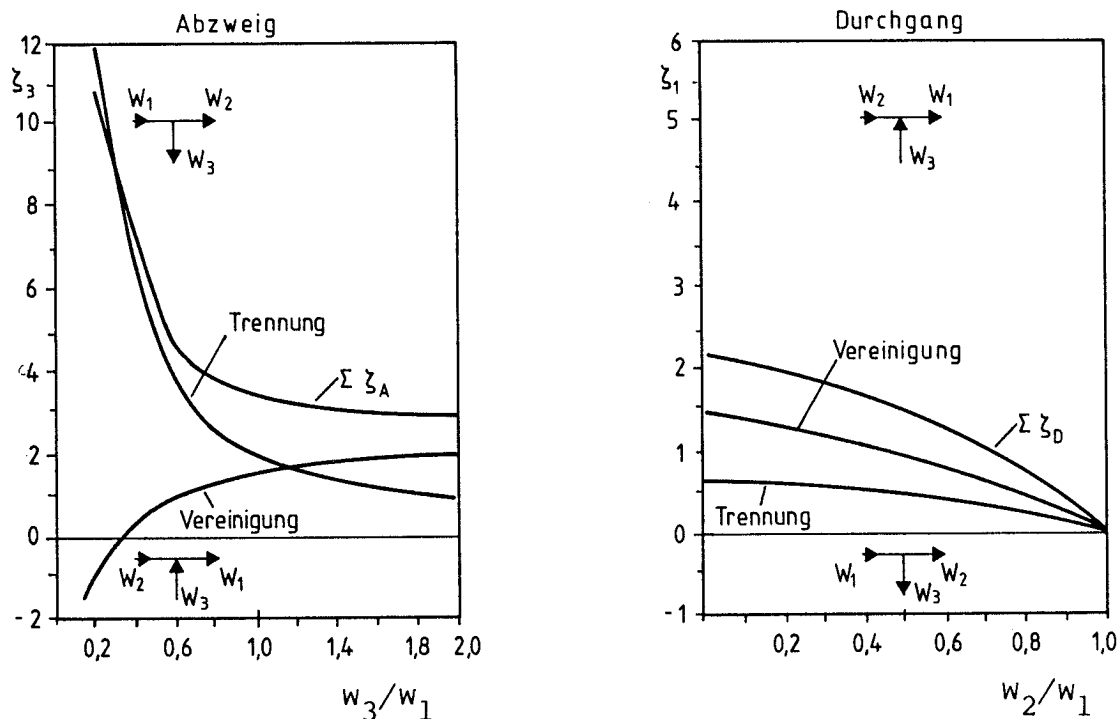


Bild 4.5: Widerstandsbeiwerte für rechtwinklige T-Stücke

Beim Passieren der Trennstücke entstehen auch für die gerade weiterfließende Strömung Druckverluste. Das Verhältnis der Geschwindigkeiten nach und vor dem Durchgang ist je nachdem, welcher Kanal betrachtet wird, unterschiedlich. Es variiert aber für die erste Hälfte bei den Abzweigen und die zweite Hälfte bei den Vereinigungen nur zwischen 1 (für $n \rightarrow \infty$) und 0.87 ($n = 4$) annähernd linear. In diesem Bereich ist die Kurve für die Summe aus $\zeta_{D,T}$ und $\zeta_{D,V}$ ebenfalls annähernd linear. Folglich kann der Verlustbeiwert für die gesamten Durchgänge aus dem mittleren Beiwert ζ_D und der Anzahl der Kanäle ermittelt werden (Bild 4.6).

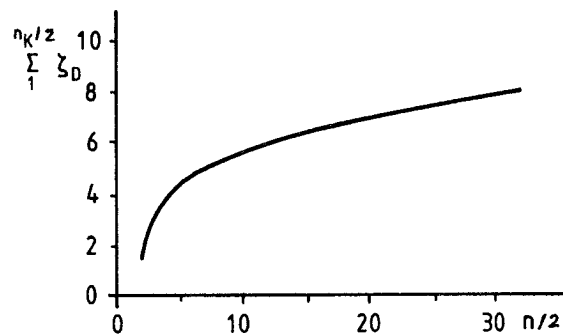


Bild 4.6: Aufsummierte Durchgangs-Widerstandsbeiwerte für das Sammelrohr eines Parallelrohrkollektors

Druckverluste in Wärmeübertragern

Da in solaren Warmwasseranlagen in der Regel Spiral- und Gegenstrom-Wärmeübertrager verwendet werden, wurden in dieser Untersuchung auch nur solche berücksichtigt.

Nach /4.47/ gilt für laminare Strömung in gekrümmten Rohren:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \left[0.805 + 0.0448 \left(Re \sqrt{\frac{d_i}{d_s}} \right)^{0.6} \right]$$

d_i = Innendurchmesser des Rohres [m]

d_s = mittlerer Spiraldurchmesser [m]

und für turbulente Strömung:

$$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}} \left(1 + 3.74 \frac{d_i}{d_s} C \right)$$

$$C = e^{2.44 - 2.55 \cdot 10^{-5} Re}$$

Die kritische Reynoldszahl ist in gekrümmten Rohren abhängig von d_i/d_s . Für den Bereich $0.01 \leq d_i/d_s \leq 1$ hat folgende Beziehung Gültigkeit:

$$Re_{krit.} = 13\,785 \left(\frac{d_i}{d_s} \right)^{0.21}$$

Druckverluste in Gegenstrom-Wärmeübertragern können mit den Gleichungen für gerade Rohre berechnet werden, wobei der Formänderungsfaktor ψ für nichtkreisförmige Querschnitte, hier für Rohr in Rohr, angewendet wird.

Äquivalente Widerstandslängen

Bei Temperaturunterschieden von maximal 10 K zwischen verschiedenen Abschnitten im Kollektorkreis können die einzelnen Druckverluste näherungsweise für eine mittlere Kollektorkreistemperatur ermittelt werden. Unter dieser Bedingung lassen sich die einzelnen Widerstandslängen und -beiwerte für unterschiedliche Durchmesser und Strömungsgeschwindigkeiten in äquivalente Werte, bezogen auf einen Referenzdurchmesser und -Massenstrom umrechnen.

Wenn der Gesamtdruckverlust

$$\Delta p_{ges} = \frac{128 \eta_D \dot{m}_O}{\pi \rho d_O} \left(\sum_{i=1}^{Z_i} f_{Re,i} L_i^* + \frac{\dot{m}_O}{\pi \eta_D^{16}} \sum_{j=1}^{Z_j} \zeta_j^* \right) \quad [\text{Pa}]$$

ist, dann sind die einzelnen reduzierten Widerstandslängen und -beiwerte:

$$L_i^* = L_i \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_O} \left(\frac{d_O}{d_i} \right)^4 \quad [\text{m}]$$

$$\zeta_j^* = \zeta_j \left(\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_O} \right)^2 \left(\frac{d_O}{d_j} \right)^4$$

- L_i = geometrische Länge des betrachteten Rohrabschnitts [m]
 $\dot{m}_0$ = Referenzmassenstrom [kg/m³]
 d_0 = Referenzdurchmesser [m]
 d_i, d_j = Durchmesser an der betrachteten Stelle [m]
 z_i = Anzahl der Rohrabschnitte
 z_j = Anzahl der zusätzlichen Widerstände.

$f_{Re,i}$ ist ein Faktor, der den Zustand der Strömung in dem betrachteten Abschnitt berücksichtigt. Für laminare Strömung ist $f_{Re} = 1$ und für turbulente ist $f_{Re} = \frac{Re}{64} \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}}$.

4.2.3 Vergleiche zwischen Meßwerten und Rechenergebnissen

Druckverluste im Kollektor

Die Berechnung der Strömungsverluste in den Kollektorkreis Komponenten erfolgt wie vorher beschrieben nach einem relativ einfachen Näherungsverfahren.

Zum Nachweis der Gültigkeit des Verfahrens wurden Druckverluste für unterschiedliche Kollektoren und Wärmeübertrager berechnet und mit den entsprechenden Meßwerten verglichen.

Die Meßdaten für die Kollektoren entstammen aus Messung vom TÜV-München, die im Auftrag der Stiftung Warentest durchgeführt wurden /4.48/. Aus 15 getesteten Kollektoren wurden 3 typische Bauformen für die Vergleichsrechnungen ausgewählt. In Bild 4.7 sind diese 3 Kollektortypen mit den wichtigsten Abmessungen und Angaben zur Kanalgeometrie skizziert.

In Bild 4.8 sind die Druckverluste der drei Kollektoren jeweils ohne Verbindungsleitungen über der Durchflußrate für zwei Fluidtemperaturen aufgetragen. Das Fluid ist in allen Fällen Wasser ohne Frostschutz.

Deutlich ist zu sehen, daß der speziell für Thermosiphonanlagen konstruierte Kollektor (Typ PRB) einen wesentlich geringeren Druckverlust aufweist als die beiden Kollektoren vom Typ PRH und MEA. Dies ist vor allem auf die größeren Kanalquerschnitte des PRB-Kollektors zurückzuführen. Der PRH-Kollektor besitzt sehr flache Kanäle mit kleinem Querschnitt und hat so, trotz der hohen Zahl von Parallelrohren, einen annähernd so hohen Druckverlust wie der Mäanderkollektor, der immerhin eine Gesamtröhrlänge von über 16 m aufweist.

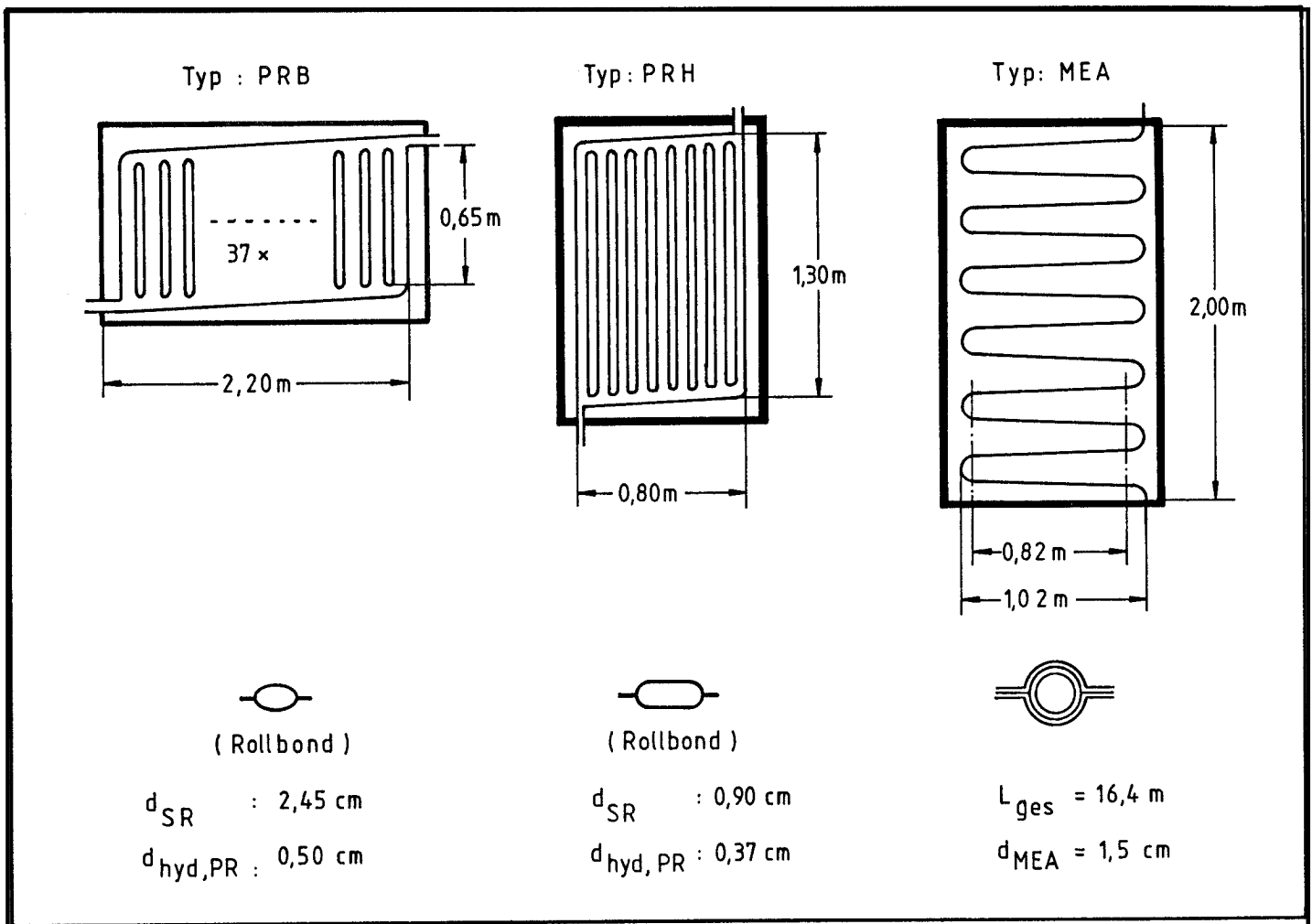


Bild 4.7: Skizze der untersuchten Kollektoren mit den wichtigsten Abmessungen und der Kanalgeometrie

PRB: Parallelrohrkollektor breit
 PRH: Parallelrohrkollektor hoch
 MEA: Mäanderrohrkollektor

Druckabfall
mbar

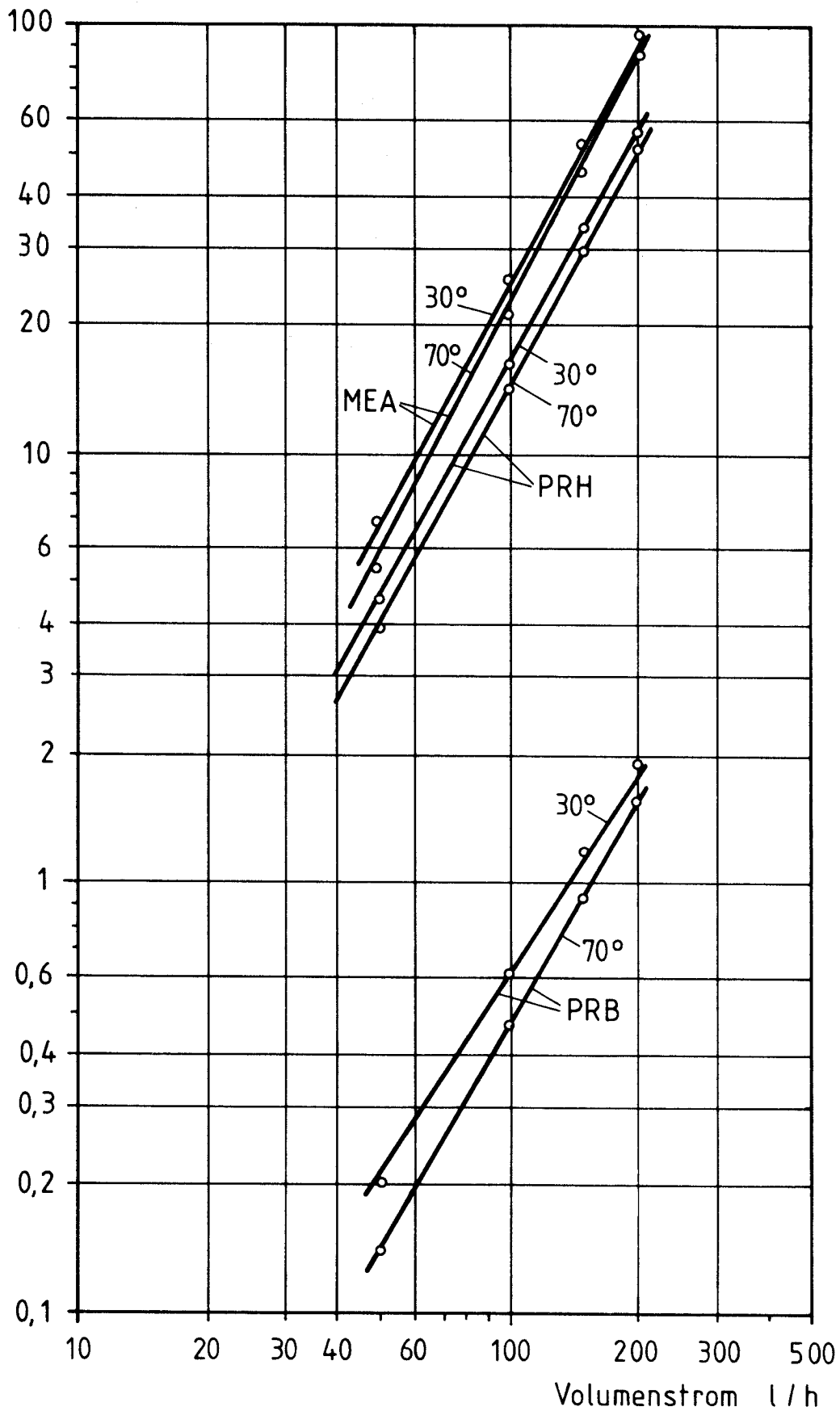


Bild 4.8: Gemessene (Symbole) und berechnete (-) Druckverluste der drei untersuchten Kollektoren für zwei Fluidtemperaturen (Wasser)

Druckverluste im Wärmeübertrager

Für die Vergleiche der Druckverluste in Wärmeübertragern wurden Meßkurven aus Herstellerunterlagen verwendet /4.49/. In Bild 4.9 sind die gemessenen und berechneten Druckverlustkurven über der Durchflußrate für unterschiedliche Wärmeübertrager aufgezzeichnet. Die Kurven gelten für einen Meter Rohrlänge des jeweiligen Wärmeübertragers. Das Medium ist reines Wasser mit einer mittleren Temperatur von 58°C .

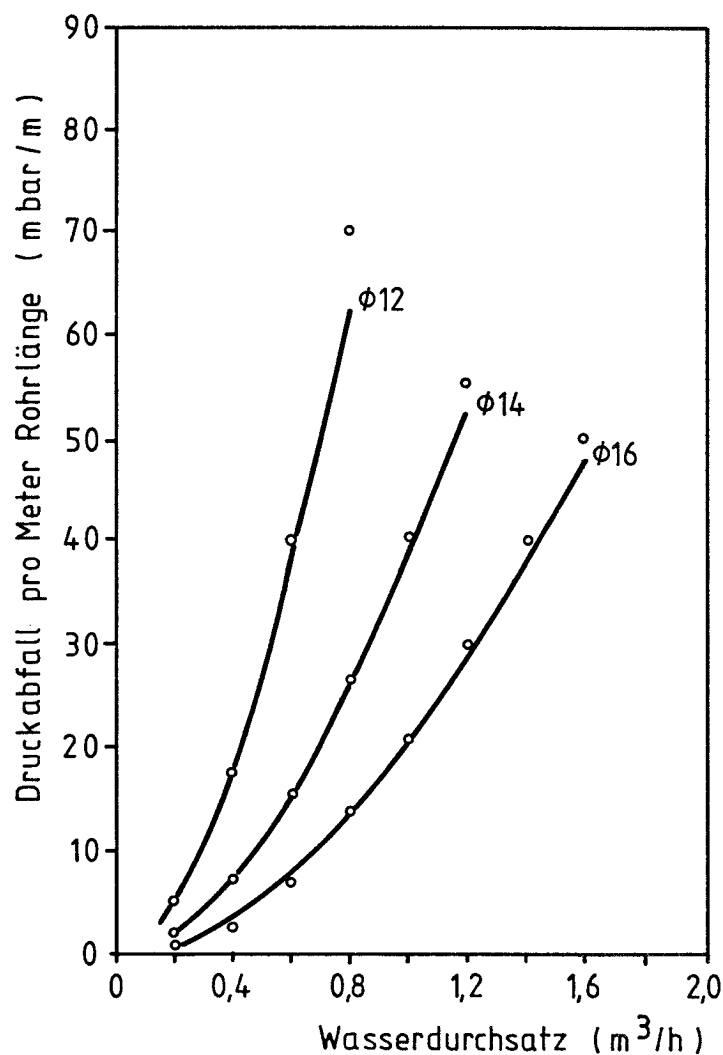


Bild 4.9: Gemessene (Symbole) und berechnete (-) Druckverluste verschiedener Wärmeübertrager für Wasser von 58°C

Simulation einer Thermosiphonanlage

Im Sommer 1982 wurden von der Programmgruppe Systemforschung und Technologische Entwicklung der Kernforschungsanlage Jülich GmbH Messungen an zwei Thermosiphonanlagen durchgeführt /4.50/. Die dabei aufgezeichneten Meßdaten einer dieser Anlagen dienten zur Validierung des hier vorgestellten Modells.

Diese ist relativ einfach aufgebaut und vornehmlich für den Einsatz in Entwicklungsländern bestimmt. Sie besitzt keinen Wärmeübertrager und wird folglich ohne Frostschutz-Zusatz betrieben. Die Kollektorfläche ist mit 1.75 m^2 sehr klein im Vergleich zu den Flächen von in Mitteleuropa üblichen Anlagen. Um den Durchflußwiderstand gering zu halten, ist jeder der beiden Kollektoren über je einen Vor- und Rücklauf mit dem Speicher verbunden. Der Neigungswinkel beträgt 40° . Der Speicher liegt 0.2 m oberhalb der Kollektoren und ist mit 200 l Wasser gefüllt. Er besteht aus Polypropylen und darf deshalb nur als offenes System unter atmosphärischem Druck betrieben werden. Alle Zu- und Ableitungen führen durch den Tankboden. Die Rücklaufleitung zum Kollektor ist innerhalb des Kollektors nach unten geführt. Ein gravierender thermosiphonischer Rückfluß ist aufgrund dieser Konstruktion nicht möglich. Das Brauchwasser wird aus dem oberen Tankbereich entnommen und Frischwasser unten zugeführt. Mit nur 2 cm Glaswolle ist die Isolierung des Speichers relativ gering. Zur Ermittlung der Kennlinie wurde der Kollektor im Institut für Kernphysik der Kernforschungsanlage Jülich auf einem dort entwickelten Kollektorteststand /4.51/ vermessen /4.52/. Die aufgezeichneten Meßwerte liegen teils als 10-Minuten, teils als 1/2-Stunden-Mittelwerte vor. Meteorologische Meßgrößen, die auch als Eingabe-größen für das Modell dienten, sind davon:

Globalstrahlung auf die Kollektorfläche
Lufttemperatur
Windgeschwindigkeit.

Der für die Modellrechnungen fehlende Anteil der direkten Strahlung wurde aus parallelen Messungen an einer anderen Anlage entnommen. Die Direktstrahlung auf die Kollektorebene (SD_g) konnte für die Meßtage mit guter Genauigkeit als Funktion der Globalstrahlung angegeben werden:

$$SD_g = 450 + 450 \sin \left(\frac{\pi GBL}{1200} - \frac{\pi}{2} \right) \quad [W/m^2] .$$

Der Einfallswinkel wurde nach der in Kapitel 3.2 beschriebenen Methode berechnet.

Weitere Meßwerte, die mit den entsprechenden Größen der Simulation verglichen wurden, sind:

Kollektoraus- und -eintrittstemperatur
Speichertemperaturen in 9 Segmenten
Frischwasser- und Zapftemperatur.

Da die Durchflußrate im Kollektorkreis nicht gemessen wurde, mußte sie näherungsweise aus den vorliegenden Temperaturen bestimmt werden. Hierzu wurden für 1/2-Stundenintervalle die Bilanzen des Speichers aufgestellt.

$$\dot{Q}_{Koll} = \frac{\Delta U_S}{\Delta t} + \dot{Q}_{V,S} \quad [W]$$

$\dot{Q}_{Koll}$: Wärme, die über den Kollektorkreis dem [W]
Speicher zugeführt wird

ΔU_S : Änderung der inneren Energie im Speicher [J]

$\dot{Q}_{V,S}$: Wärmeverlust des Speichers an die [W]
Umgebung

Δt : Zeitintervall [s]

Die Änderung der inneren Energie im Speicher für ein Zeitintervall ergibt sich aus der Änderung der Speichertemperaturen. Über die mittlere Wärmeleitzahl der Speicherisolierung und die mittlere Speichertemperatur kann der Wärmeverlust angenähert werden. Die mittlere Speichertemperatur wird hierzu aus den mit den Oberflächenanteilen der jeweiligen Segmente gewichteten Seg-

menttemperaturen berechnet. Verluste in den Rohrleitungen werden dabei vernachlässigt.

$$T_s = \sum_{i=1}^n \frac{A_i}{A_s} T_i \quad [^{\circ}\text{C}]$$

T_s : gewichtete Speichertemperatur $[^{\circ}\text{C}]$

T_i : Temperatur im Segment i $[^{\circ}\text{C}]$

A_i : Außenfläche des Segments $[\text{m}^2]$

A_s : gesamte Oberfläche des Speichers $[\text{m}^2]$

Für den Fall $\dot{Q}_{\text{Koll}} = 0$ (z.B. nachts) entspricht die Änderung der inneren Energie im Speicher dem Wärmeverlust, womit sich die mittlere Wärmeleitzahl bestimmen läßt. Aus $\dot{Q}_{\text{Koll}}$ und der Temperaturdifferenz ΔT zwischen Ausfluß und Einfluß des Kollektors wird schließlich eine mittlere Durchflußrate für das Zeitintervall berechnet:

$$\dot{m}_{\text{Koll}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Koll}}}{c_F \Delta T} \quad [\text{kg/s}]$$

Mit dieser Methode der Bestimmung der Durchflußrate sind natürlich Ungenauigkeiten verbunden, so daß der Durchfluß nur als Näherung an den tatsächlichen angesehen werden kann.

Zum einen entsteht ein Fehler bei der Mittelung der Speichertemperaturen, zum anderen werden die Temperaturen punktweise gemessen, aber repräsentativ für ein ganzes Segmentvolumen behandelt. Horizontale Temperaturgradienten bleiben unberücksichtigt, so daß nicht alle Änderungen des Energieinhalts im Speicher erfaßt sind. Umgekehrt wirken kleine Temperaturänderungen in der Nähe des Meßfühlers im Rechenverfahren wie die Temperaturänderung des ganzen Segmentvolumens. Der Fehler durch die ungenaue Erfassung der tatsächlichen Änderung des Wärmeinhalts im Speicher wird für die Berechnung der Durchflußrate besonders gravierend, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Kollektoraus- und -eingang relativ klein ist. Schon sehr kleine Temperaturvarianzen im Speicher ergeben erhebliche Änderungen der berechneten Durchflußrate. Hier ist auch der Einfluß von Meßungenauigkeiten nicht mehr vernachlässigbar. Bei großen Temperaturdifferenzen am Kollektor ist der Fehler dagegen ge-

ring, insbesondere durch eine starke Vermischung im Speicher bei dem hier auftretenden hohen Durchfluß.

Bild 4.10 zeigt den aus dem Experiment bestimmten Durchfluß und das Ergebnis aus den Simulationsrechnungen für einen Tag mit hoher, teils fluktuierender Strahlung. Zudem sind die gemessenen Kollektorein- und -austrittstemperaturen mit aufgetragen. Die Übereinstimmung zwischen den Durchflußkurven aus Experiment und Modellrechnung ist im Bereich hoher Durchflußraten recht gut. Erkennbar ist, daß das Modell die thermische Trägheit der wirklichen Anlage nicht nachvollzieht. Die Modellkurve ist dadurch um eine halbe Stunde nach links phasenverschoben. Lediglich das Aufheizen der Kollektorbauteile am Morgen und das damit verzögerte Anlaufen des Kollektorkreislaufes sind in dem Modell berücksichtigt.

Im Bereich früher Mittagsstunden ist ein Fluktuieren der Durchflußrate zu sehen. Obwohl die Strahlung in diesem Bereich einen kontinuierlichen Verlauf aufweist, ändert sich die Durchflußrate sprunghaft. Diese Schwingungen des schwerkraftgetriebenen Kreislaufs wurden auch schon an anderen Experimenten beobachtet und teilweise theoretisch erklärt /4.15-4.22/.

In den frühen Vormittags- und späten Nachmittagsstunden sind die Abweichungen der beiden Durchflußkurven markant. Hier kommen zwei Effekte zusammen. Zum einen sind dies Bereiche, in denen die Temperaturdifferenzen zwischen Kollektoraus- und -eingang sehr klein sind. Wie oben beschrieben, können in solchen Fällen kleine Meßfehler große Ungenauigkeiten bei der Bestimmung der Durchflußrate verursachen. Zum anderen ist bei kleinen Durchflußraten die Vermischung im Speicher gering. Vermutlich haben die Meßfühler hier mehr die Zuflußtemperatur aus dem Kollektorkreis, als eine mittlere Temperatur für das gesamte Segmentvolumen registriert. Zusammen mit der kleinen Temperaturdifferenz am Kollektor ergibt dies einen wesentlich überbestimmten Durchfluß.

Die beschriebenen Abweichungen der Durchflußkurven treten systematisch an allen Meßtagen auf, und es gilt für alle Tage eine gute Übereinstimmung bei hohen Durchflußraten. Dies trifft auch zu für Tage mit stark fluktuierender Einstrahlung.

Die aus den Simulationsrechnungen ermittelte Kollektornutz-

wärme, das ist die Wärme, die der Kollektor an den Speicher abgibt (Verluste in den Rohrleitungen werden vernachlässigt), und das aus dem Experiment bestimmte $\dot{Q}_{\text{Koll}}$ werden in Bild 4.11 gegenübergestellt. Auch hier zeigen sich Abweichungen in den Bereichen geringer Durchflußraten, was die oben erwähnte Vermutung bekräftigt. Da hier jedoch die Absolutwerte der Kollektornutzwärme im Verhältnis zu denen am übrigen Tag klein sind, ist der mögliche Fehler bei der Aufsummierung der Nutzenergie gering. Insgesamt sind die Übereinstimmungen der Kurven für die Kollektornutzwärme an allen Tagen sehr gut.

In Bild 4.11 gut zu sehen ist ein schwaches Entladen des Speichers in den Abendstunden. Durch das Abkühlen des Kollektors verringert sich der Volumenbedarf der Flüssigkeit im Kollektorkreis, wodurch wärmere aus dem Speicher nachfließt. Der dadurch bedingte Wärmeverlust ist für die Gesamtenergiebilanzen des Systems jedoch unbedeutend und braucht im Simulationsmodell nicht berücksichtigt zu werden. Ein regelrechter thermosiphonischer Rückfluß entsteht aufgrund der Konstruktion nicht.

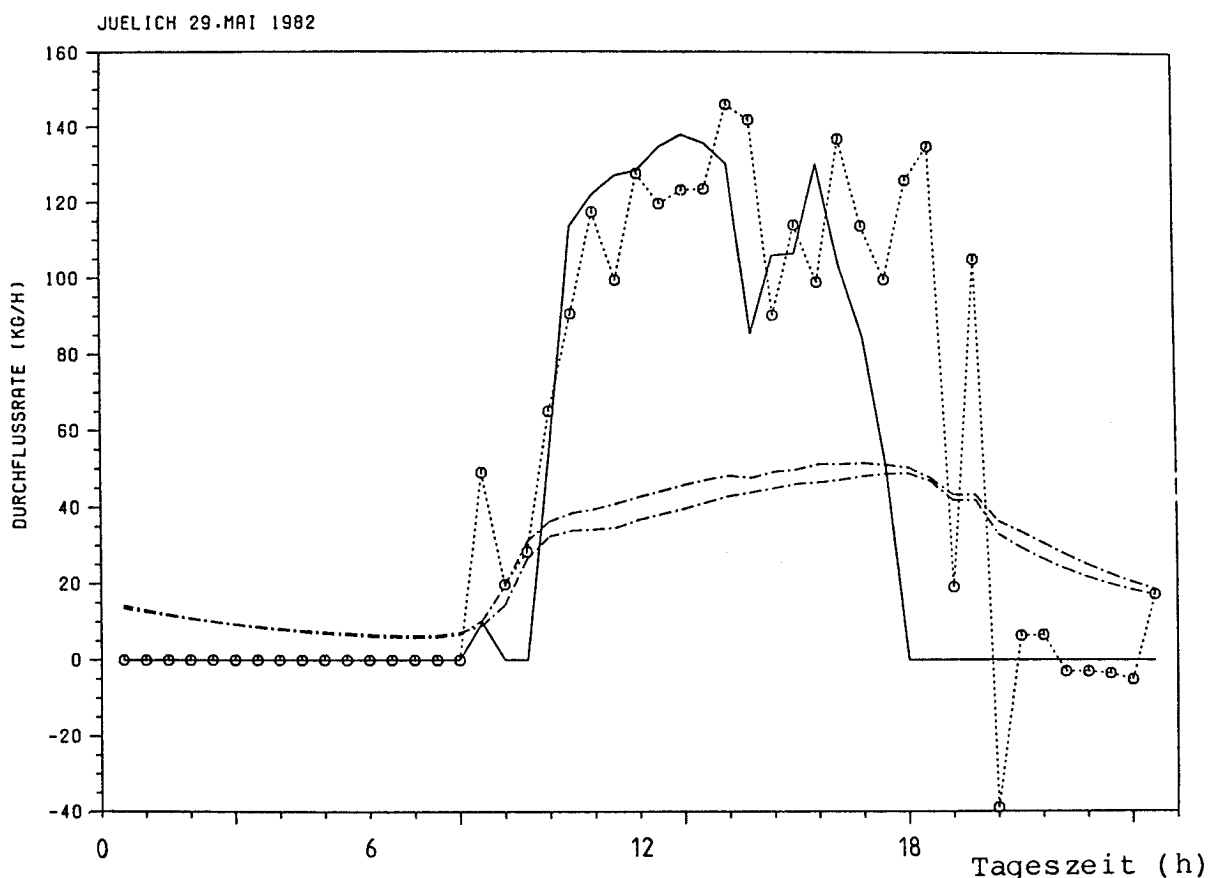


Bild 4.10: Gemessene (mit Symbolen) und berechnete Durchflußrate der Thermosiphonanlage, sowie Kollektorein- und -austrittstemperatur für einen Tag

Die gemessenen und berechneten Kollektorenein- und -auslaßtemperaturen an drei aufeinanderfolgenden Tagen zeigt Bild 4.12. Auch hier sind wieder jeweils gute Übereinstimmungen festzustellen. Die Gültigkeit der Speichermodellrechnungen wurde bereits ausführlich in Kapitel 3.2 aufgezeigt. Bild 4.13 zeigt nochmal für die Thermosiphonanlage Temperaturen in drei Ebenen des Speichers an einem Tag mit ausschließlicher Wärmezufuhr vom Kollektor und ohne Entnahme.

Eine Validierung der Modellrechnungen für längere Zeiträume konnte nicht vorgenommen werden, da nur für zehn Tage Meßaufzeichnungen vorlagen.

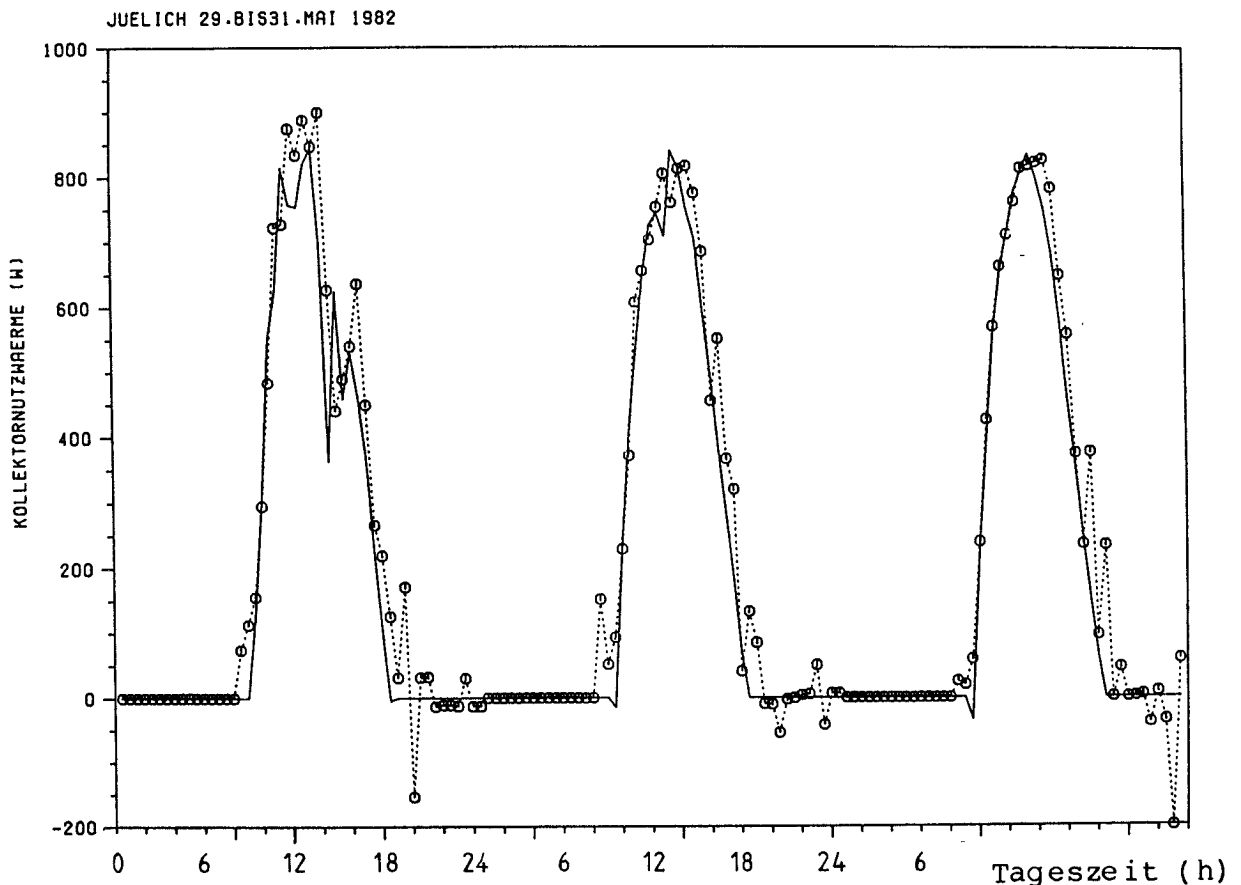


Bild 4.11: Gemessene (mit Symbolen) und berechnete Kollektornutzwärme der Thermosiphonanlage an drei aufeinanderfolgenden Tagen

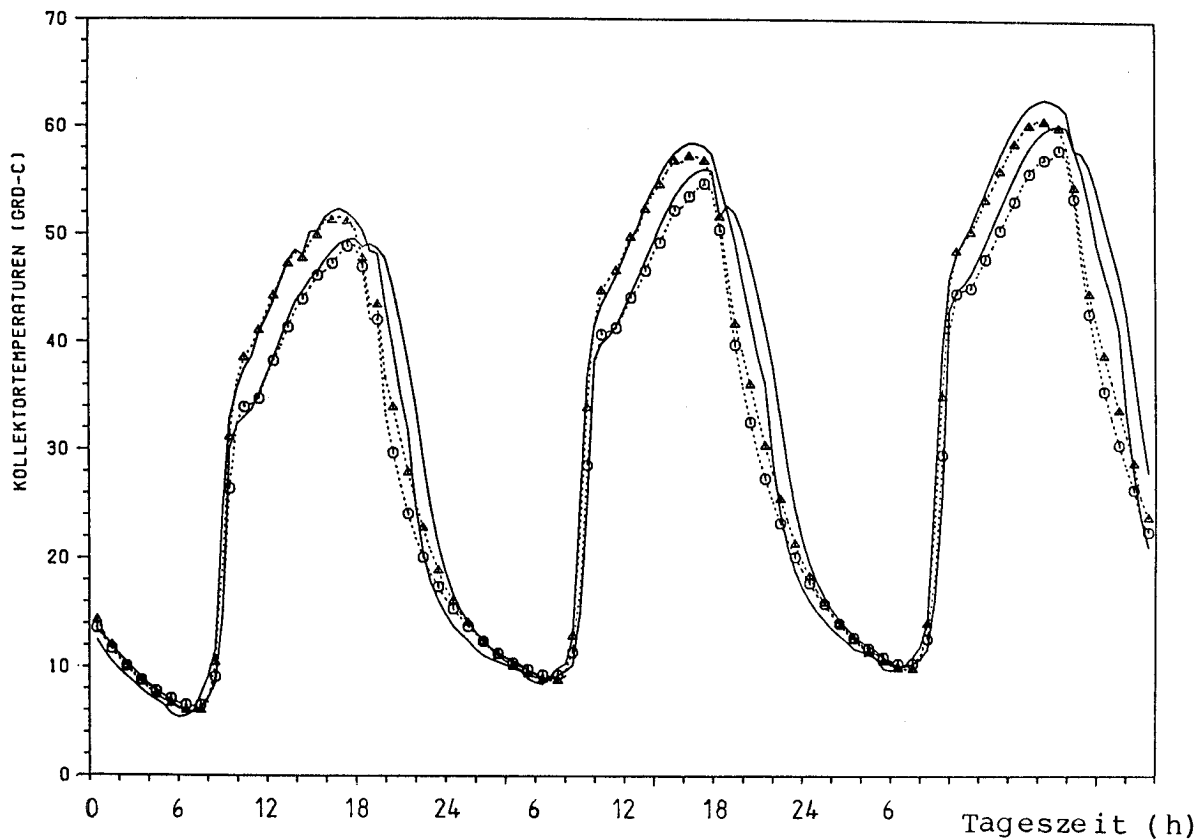


Bild 4.12: Gemessene (mit Symbolen) und berechnete Kollektor-ein- und -austrittstemperaturen an drei aufeinanderfolgenden Tagen

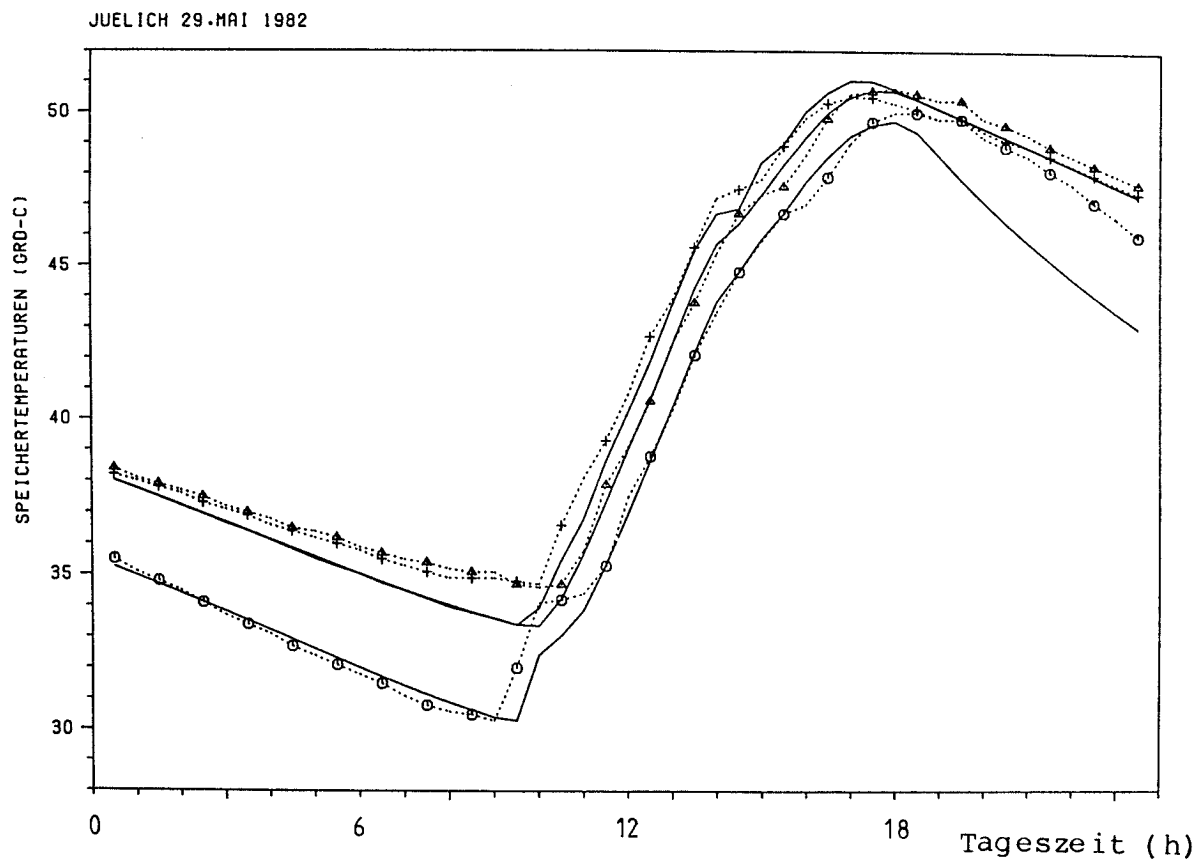


Bild 4.13: Gemessene (mit Symbolen) und berechnete Speicher-temperaturen in drei Schichten für einen Tag

4.3 Analytische Untersuchungen von Thermosiphonsystemen

4.3.1 Einteilung der Thermosiphonsysteme

Entsprechend ihrer Konstruktion und der verwendeten Komponenten des Kollektorkreises werden die hier untersuchten Anlagen bestimmten Kategorien zugeordnet. Die Unterscheidungsmerkmale und ihre Kennbuchstaben sind dabei:

- mit Schwerkraftzirkulation (Thermosiphon)	T
- mit Pumpenzirkulation	P
- mit Wärmeübertrager im Kollektorkreis	W
- ohne Wärmeübertrager im Kollektorkreis	O
- mit über dem Kollektor erhöhtem Wärmeübertrager	E
- mit den Kollektorbereich überlappendem Wärmeübertrager	Ü
- mit automatischem Rückflußstop	A
- mit Rückschlag-Ventil	V

In Bild 4.14 sind die unterschiedlichen Typen von Thermosiphonanlagen mit ihren im folgenden verwendeten Kurzbezeichnungen skizziert.

Automatischer Rückflußstop

In bestimmten Thermosiphonsystemen kann durch nächtliche Abstrahlung des Absorbers der schon früher beschriebene thermosiphonische Rückfluß entstehen. Da mit dem Rückfluß zusätzlich Wärme aus dem Speicher über den Kollektor an die Umgebung abgegeben wird, wurden bisher in den meisten Anlagen die unterschiedlichsten Rückschlag-Ventile mit möglichst geringem Druckverlust eingebaut. Das Problem läßt sich jedoch für den größten Teil der Anwendungen auf einfachere und preiswertere Art lösen. Schon durch geringe konstruktive Maßnahmen kann der Rückfluß soweit reduziert werden, daß die durch ihn bewirkten Wärmeverluste unbedeutend klein bleiben.

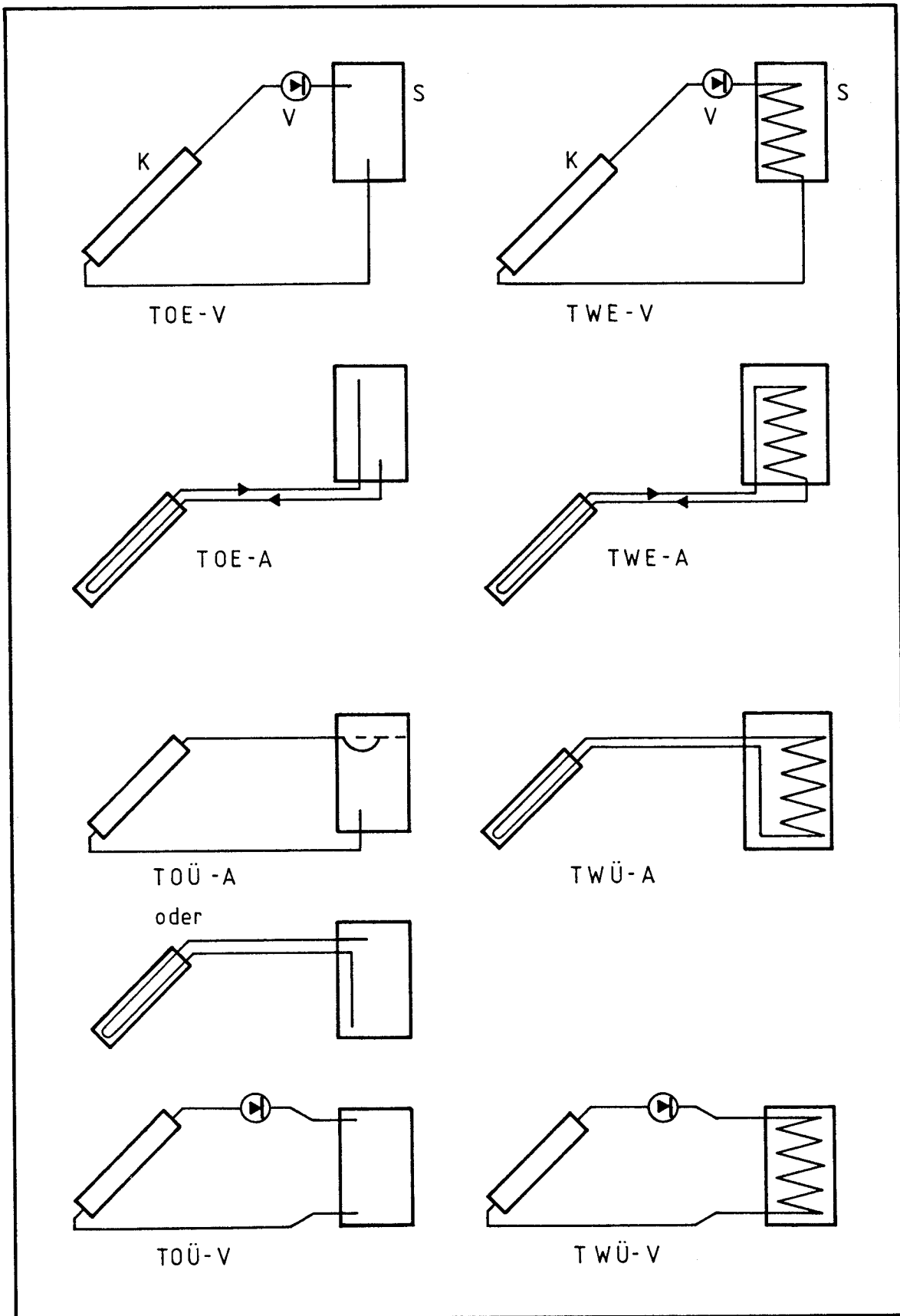


Bild 4.14: Unterschiedliche Typen von Thermosiphonanlagen mit und ohne Wärmeübertrager (Abkürzungen siehe Text)

Der eine Teil dieser Maßnahmen bezieht sich auf die Verlegung der Kollektorrücklaufleitung. Der Rücklauf wird nicht wie allgemein üblich mit Isolierung versehen außerhalb des Kollektors verlegt, sondern ohne Isolierung im Kollektorgehäuse neben dem Absorber nach unten geführt. Da in unseren Breiten die Kollektoren meist nach Süden ausgerichtet werden, ist es am günstigsten, wenn das Rücklaufrohr dabei auf der nach Osten gerichteten Seite liegt, so daß es sich in den Morgenstunden im Schatten des Kollektorgehäuses befindet. Besteht das Rohr aus poliertem Kupfer oder wird es mit Alufolie oder einem entsprechenden Lack beschichtet, wirkt seine Oberfläche quasi umgekehrt selektiv, als es bei Absorbern erwünscht und großteils ausgeführt ist. Das bedeutet, daß bei Bestrahlung das strömende Fluid sich über die Rohrlänge nur unwesentlich erwärmen kann und den Auftrieb kaum reduziert. Dagegen wird bei Stillstand des Fluids in der Nacht die Energie ähnlich intensiv wie vom Absorber abgestrahlt. Die Abkühlung des Fluids im Kollektor und im Rücklaufrohr geschieht relativ langsam, so daß zwischen den Flüssigkeitssäulen beider Schenkel keine großen Temperatur- und damit Gewichtsunterschiede entstehen. Die beiden Schenkel bleiben etwa im Gleichgewicht. Der zweite Teil der konstruktiven Maßnahmen betrifft die Kollektorvorlaufleitung. Wird der Teil des Vorlaufs, der sich auf gleicher Höhe wie der Wärmeübertrager befindet, ebenfalls durch den Speicher geführt, so geschieht hier Ähnliches wie im Kollektor. Bei strömendem Fluid ist der Temperaturabfall im Vorlaufteil viel kleiner als längs des Wärmeübertragers, womit das antreibende Ungleichgewicht in beiden Säulen erhalten bleibt. Im Stillstand dagegen ist in beiden Säulen annähernd gleiche Temperatur und somit annähernd Gleichgewicht. In Bild 4.15 ist das unterschiedliche Funktionieren der beiden Konstruktionsvarianten mit bzw. ohne automatischen Rückflußstop graphisch erklärt. Jeweils neben der Skizze der Anlage ist in einem Dichte-Höhe-Diagramm der Verlauf der Dichte in den beiden Flüssigkeitsschenkeln für unterschiedliche Zeitpunkte skizziert. Die von den Kurven eingeschlossene Fläche entspricht dem Auftrieb im Kollektorkreis. Der Zusammenhang zwischen Fläche und Auftrieb ist im anschließenden Teil ausführlich erläutert.

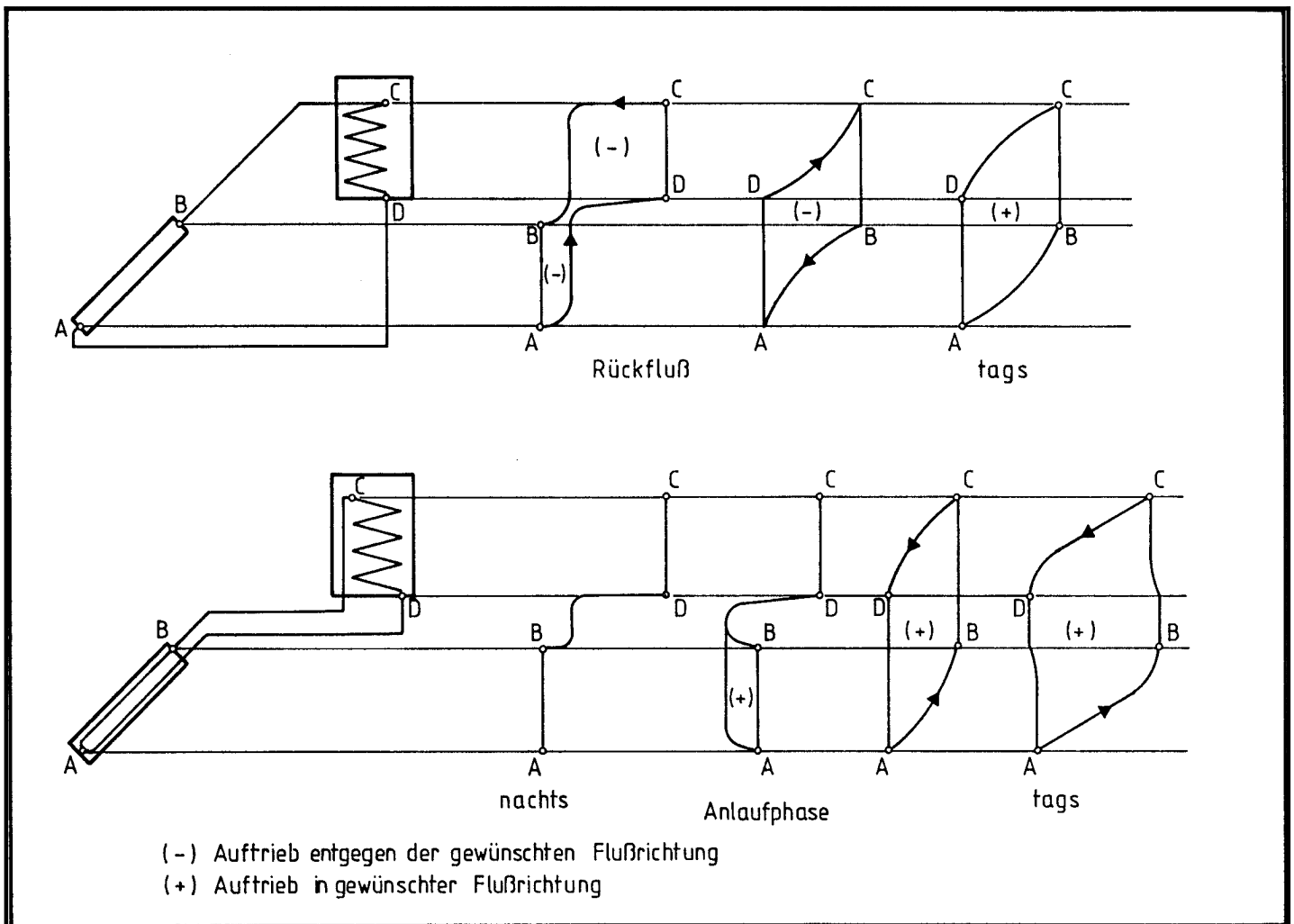


Bild 4.15: Skizze der Auftriebsflächen in Thermosiphonanlagen mit und ohne automatischen Rückflußstop für verschiedene Betriebsbedingungen

Die Funktionstüchtigkeit des automatischen Rückflußstops beweisen die Bilder 4.16 und 4.17. Hier sind die Änderung der mittleren Speichertemperatur und die Temperaturdifferenz zwischen Kollektoraus- und -einlaß für zwei Thermosiphonanlagen für die gleichen 24 Stunden aufgezeichnet. Die Meßdaten entstammen aus den in 4.2.3 erwähnten Experimenten. Anlage A in Bild 4.16 ist vom Typ TOE ohne jegliche Maßnahme, den Rückfluß zu verhindern. So ist hier auch zwischen 19 und 9 Uhr eine erhebliche größere negative Änderung der mittleren Speichertemperatur zu erkennen als bei Anlage B (Typ TOE-A) in Bild 4.17. Während dieser Zeit ist auch am Kollektor eine große Temperaturspreizung zu sehen. Berücksichtigt man das Abkühlen der Speicherflüssigkeit über die Tankoberfläche, so bleibt noch der größere Teil an Wärmeverlust, der hier durch den thermosiphonischen Rückfluß bewirkt wird. In Anlage B, die nach den beiden oben beschriebenen Prinzipien des automatischen Rückflußstops konstruiert wurde, ist dagegen neben dem normalen

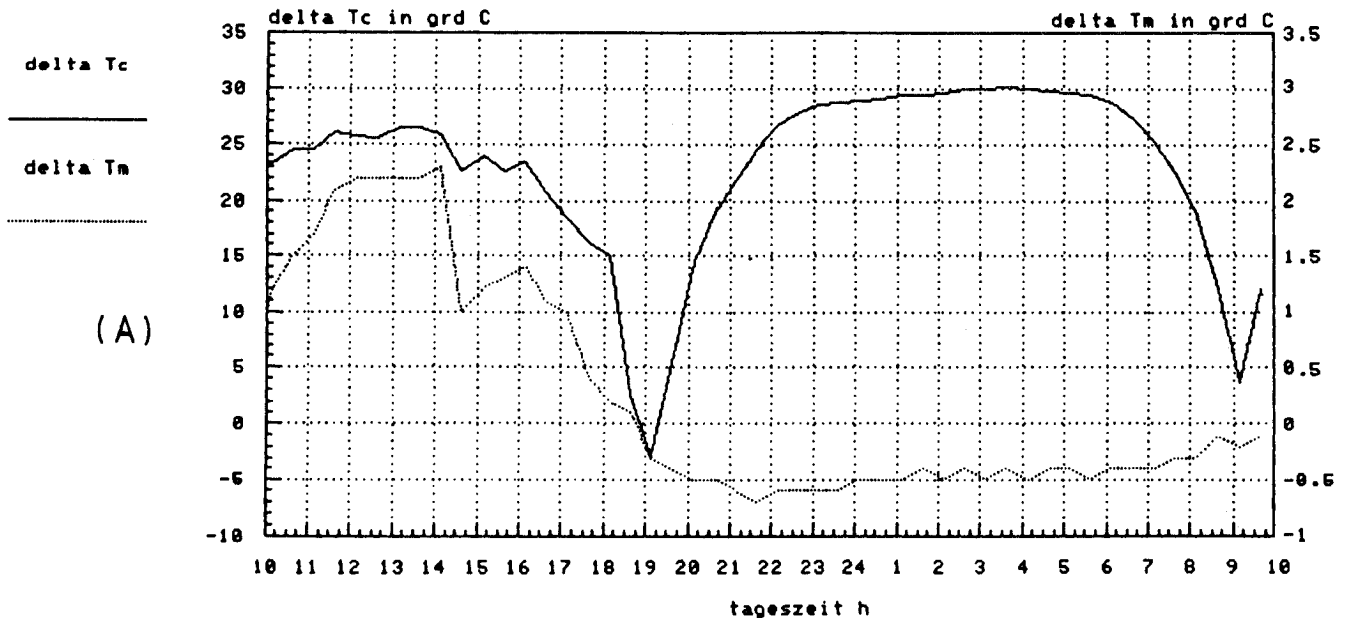


Bild 4.16: Temperaturdifferenz im Kollektor (ΔT_c) und Änderung der mittleren Speichertemperatur (ΔT_m) pro 30 min mit Rückfluß

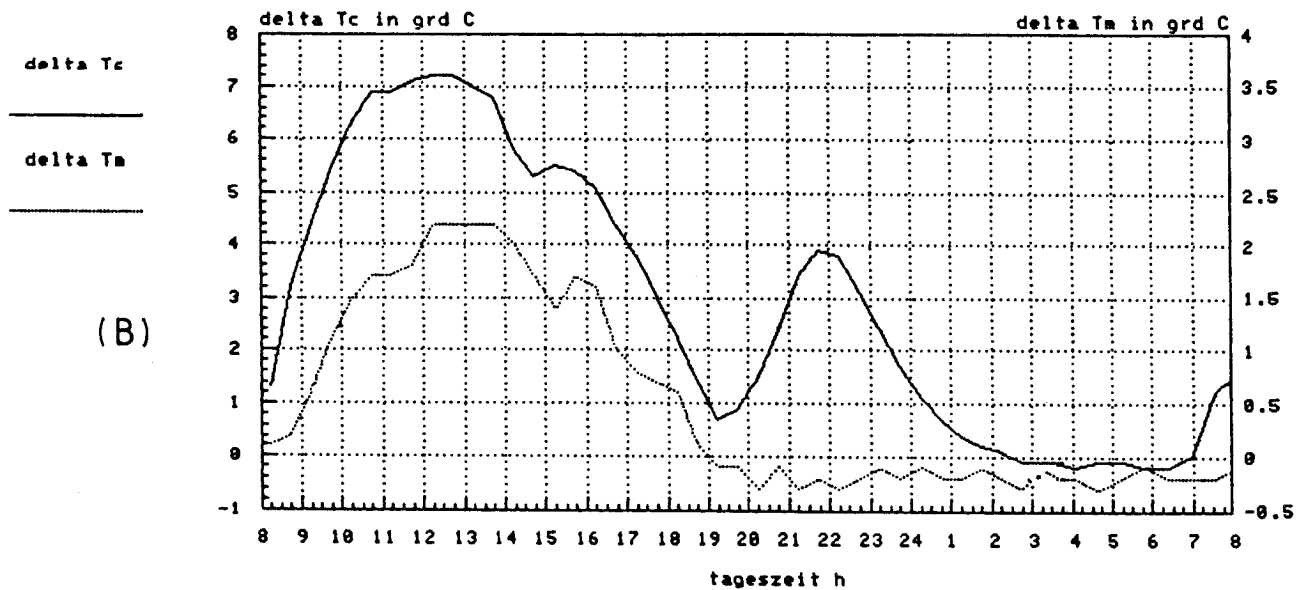


Bild 4.17: Temperaturdifferenz im Kollektor (ΔT_c) und Änderung der mittl. Speichertemperatur (ΔT_m) pro 30 min ohne Rückfluß

Verlust über die Tankoberfläche nur zwischen 19 und 1 Uhr ein geringfügig größeres Abkühlen der Speicherflüssigkeit zu beobachten. Dieser Effekt kann jedoch nicht als thermosiphonischer Rückfluß bezeichnet werden. Das im Kollektor befindliche Fluid verringert beim Abkühlen sein Volumen, wodurch wärmere Flüssigkeit aus dem Speicher nachfließt. Der hierdurch bedingte Wärmeverlust ist vernachlässigbar klein.

4.3.2 Parameterstudie

Im folgenden wird mit Hilfe des Simulationsprogramms der Einfluß verschiedener Parameter auf das Betriebsverhalten unterschiedlicher Thermosiphonanlagen untersucht. Als meteorologische Eingabegrößen dienen, wie schon bei den Untersuchungen zu den Pumpenanlagen, Meßwertaufzeichnungen aus dem in 3.2.5 beschriebenen Experiment.

Ausgangspunkt für die Variationen verschiedener Kennwerte ist eine sogenannte Referenzanlage. Sie ist vom Typ TWE-A, d.h. sie besitzt einen Wärmeübertrager im Kollektorkreis, der Speicher befindet sich über dem Kollektor und ein thermosiphonischer Rückfluß wird durch spezielle Konstruktion automatisch verhindert. Die Kollektorfläche ist mit 5.24 m^2 im Vergleich zu handelsüblichen Thermosiphonanlagen sehr groß, doch liegt sie im mittleren Bereich, vergleicht man sie mit üblichen Pumpenanlagen. Die Wärmeübertragerfläche steht mit $1,5 \text{ m}^2$ in einem ausgewogenen Verhältnis zur Kollektorfläche. Da das System mit einem nachgeschalteten Durchlauferhitzer versehen ist, genügt für den Speicher ein Volumen von 200 l. Als Aufstellungsort für den Speicher wird ein Raum direkt unter dem Dach angenommen. Die entsprechenden Lufttemperaturen entstammen den in Kapitel 3.2 beschriebenen Messungen. Die Warmwasserentnahme erfolgt nach dem gleichen Zapfprofil wie bei den Pumpenanlagen in Kapitel 3. In Bild 4.18 ist die Referenzanlage mit den wichtigsten Maßen und Kennwerten dargestellt.

Variationen der Höhen

Der Auftrieb im Kollektorkreis einer Thermosiphonanlage wird sehr stark beeinflusst von der Lage von Wärmequelle und Wärmesenke zueinander sowie deren vertikalen Ausdehnungen. Für einen geschlossenen Kollektorkreis läßt sich der Auftrieb in der Flüssigkeit bzw. die Differenz der statischen Drücke wie in Bild 4.19 graphisch veranschaulichen.

Trägt man den Verlauf der Dichte des Fluids (ρ) über der Höhe (h) in einem Diagramm auf, so entspricht die Fläche zwischen Dichtekurve und Höhen-Achse dem statischen Druck der Flüssigkeitssäule. Da der statische Druck auf der Kollektor-seite entgegen der gewünschten Durchflußrichtung wirkt, wird die sich ergebende Fläche im Diagramm als negativer Anteil am Auftrieb betrachtet, die Fläche unter der Kurve für die Wärmeübertragerseite entsprechend als positiver Anteil. Der resultierende, für den Massendurchsatz durch den Kollektorkreis verantwortliche Auftrieb entspricht somit der von den Kurven eingeschlossenen Fläche.

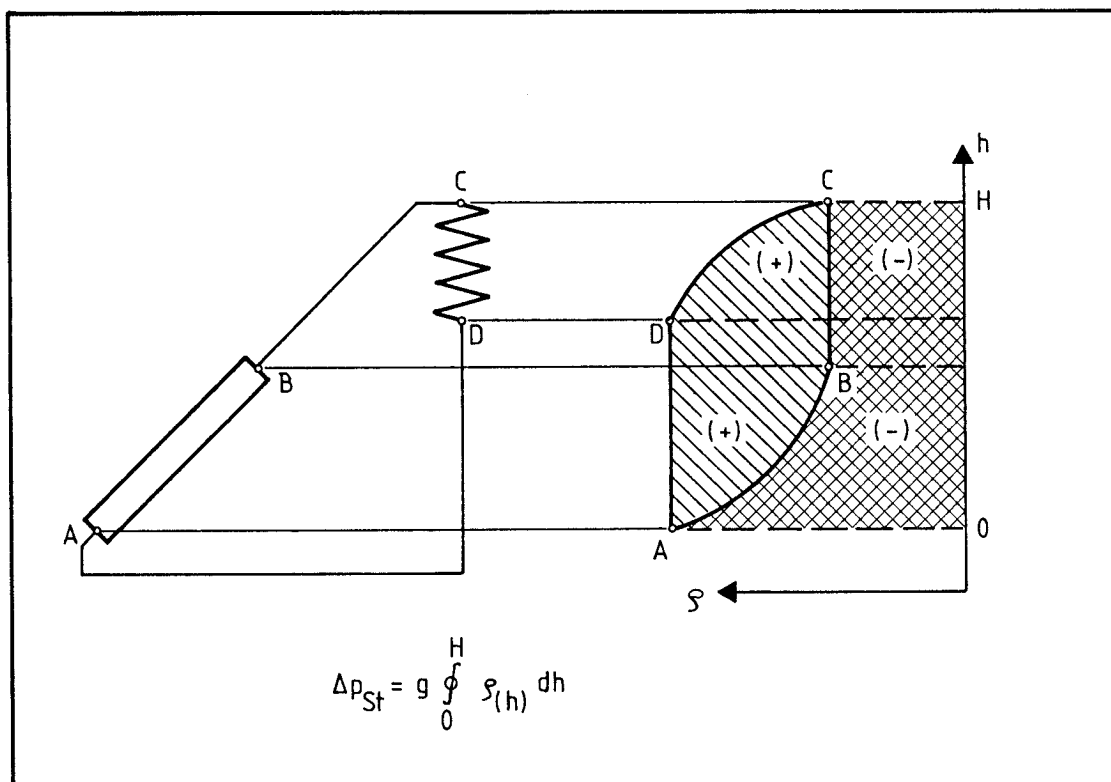


Bild 4.19: Skizze des Thermosiphon-Kollektorkreises mit Dichte-Höhen-Diagramm und den Auftriebsflächen
 (+) Auftrieb in gewünschter Flußrichtung
 (-) Auftrieb entgegen der gew. Flußrichtung

Zwischen Auftrieb und Durchflußrate besteht ein direkter Zusammenhang. Da die Wärmeübergänge im Kollektor und besonders im Wärmeübertrager von der Durchflußgeschwindigkeit abhängig sind, ergibt sich auch ein Zusammenhang zwischen Durchflußrate im Kollektorkreis und Leistungsfähigkeit der Gesamtanlage. So können mit der graphischen Darstellung des Auftriebs Tendenzen und auch Grenzen bezüglich der Leistungsfähigkeit aufgezeigt werden.

Bild 4.20 veranschaulicht das Anwachsen des Auftriebs mit größer werdendem Höhenunterschied zwischen Kollektor- und Wärmeübertragermitte. Fall a zeigt, daß auch Thermosiphonanlagen mit Kollektor und Wärmeübertrager auf gleicher mittlerer Höhe funktionieren. Diese Anlagenvariante stellt aber zugleich in etwa die untere Grenze für eine sinnvolle Anwendung in Thermosiphonsystemen dar. Zwar funktioniert das Schwerkraftprinzip noch solange, wie sich die Höhenniveaus von Kollektor und Wärmeübertrager überlappen, doch sinkt die Durchflußrate so weit ab, daß nur noch außerordentlich geringe Deckungsraten zu erwarten sind.

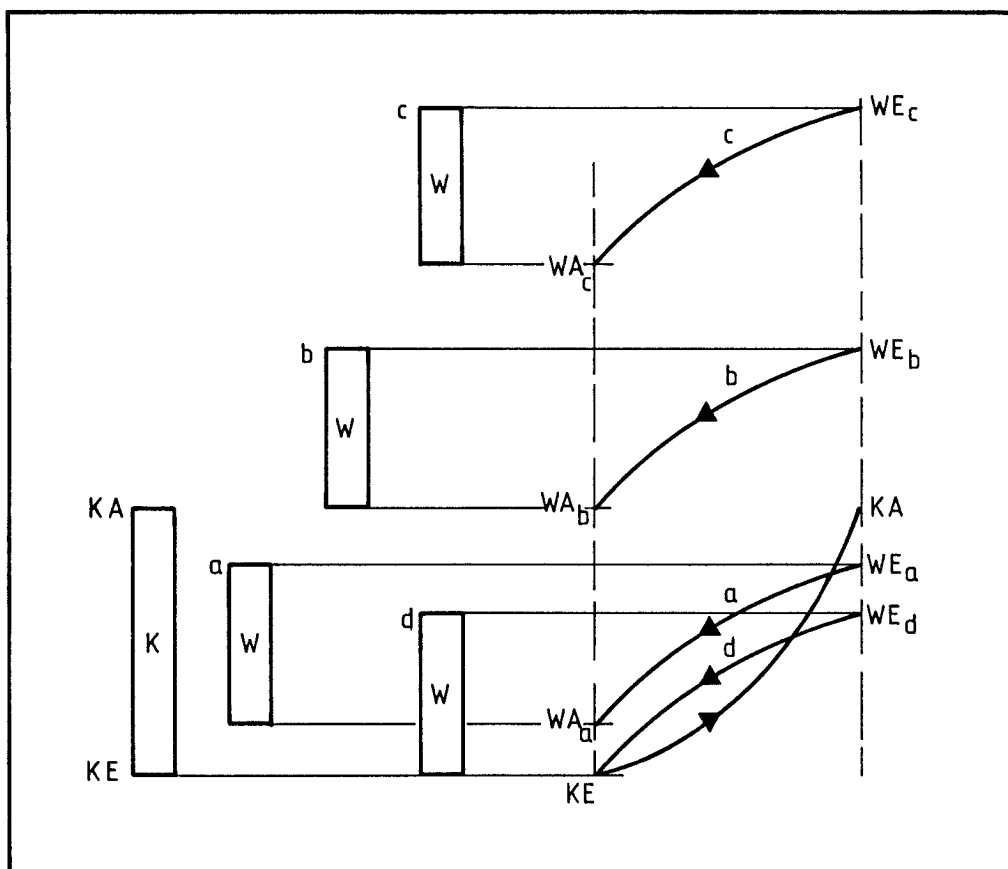


Bild 4.20: Skizze der Dichte-Verläufe bei vier verschiedenen Höhen des Wärmeübertragers (K: Kollektor, W: Wärmeübertrager, E: Eingang, A: Ausgang)

Zu erkennen ist in dem Bild auch, daß eine größere vertikale Ausdehnung des Kollektors oder des Wärmeübertragers die umschlossene Fläche und damit den Auftrieb verkleinern würde. Es läßt sich also jetzt schon abschätzen, daß mit zunehmendem Höhenunterschied zwischen Kollektor und Wärmeübertrager sich die Leistung der Anlage verbessert, und möglichst niedrige Kollektoren bzw. Wärmeübertrager am günstigsten sind. Eine quantitative Beurteilung hierzu erlauben die Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen.

In Bild 4.21 ist die solare Deckungsrate für unterschiedlich hohe Wärmeübertrager (HS) über der Gesamthöhe (HG) zwischen Unterkante Kollektor und Oberkante Wärmeübertrager aufgezeichnet. Man sieht, daß der Einfluß der einzelnen Höhen mit zunehmender Gesamthöhe abnimmt. Zwischen 2 und 3 m Gesamthöhe besteht nur ein Unterschied von ca. 2 % in der solaren Deckungsrate, genausoviel wie bei kleinerer Gesamthöhe zwischen 1.5 und 1.8 m. Im Bereich kleiner Gesamthöhen ist auch die Auswirkung unterschiedlicher vertikaler Ausdehnungen des Wärmeübertragers am stärksten. Das Gleiche ist auch für die Ausdehnung des Kollektors zu erwarten. Dies bedeutet, daß die Leistungsfähigkeit einer Anlage bei geringer Höhendifferenz sensibler an den Auftrieb bzw. die Durchflußrate gekoppelt ist.

Bild 4.22 zeigt nochmal, daß gerade bei geringer Gesamthöhe der Wärmeübertrager eine möglichst geringe vertikale Ausdehnung haben sollte.

Zur besseren Übersicht der Ergebnisse lassen sich die drei entscheidenden Höhenmaße (Kollektor-, Wärmeübertrager- und Gesamthöhe) vereinfacht in einem aggregierten Parameter zusammenfassen. Betrachtet man wie in Bild 4.23 die Dichtekurven über der Kollektor- und Wärmeübertragerhöhe als Geraden, so ist die dem Auftrieb entsprechende Fläche:

$$F = \Delta \rho \left(HG - \frac{HK}{2} - \frac{HS}{2} \right)$$

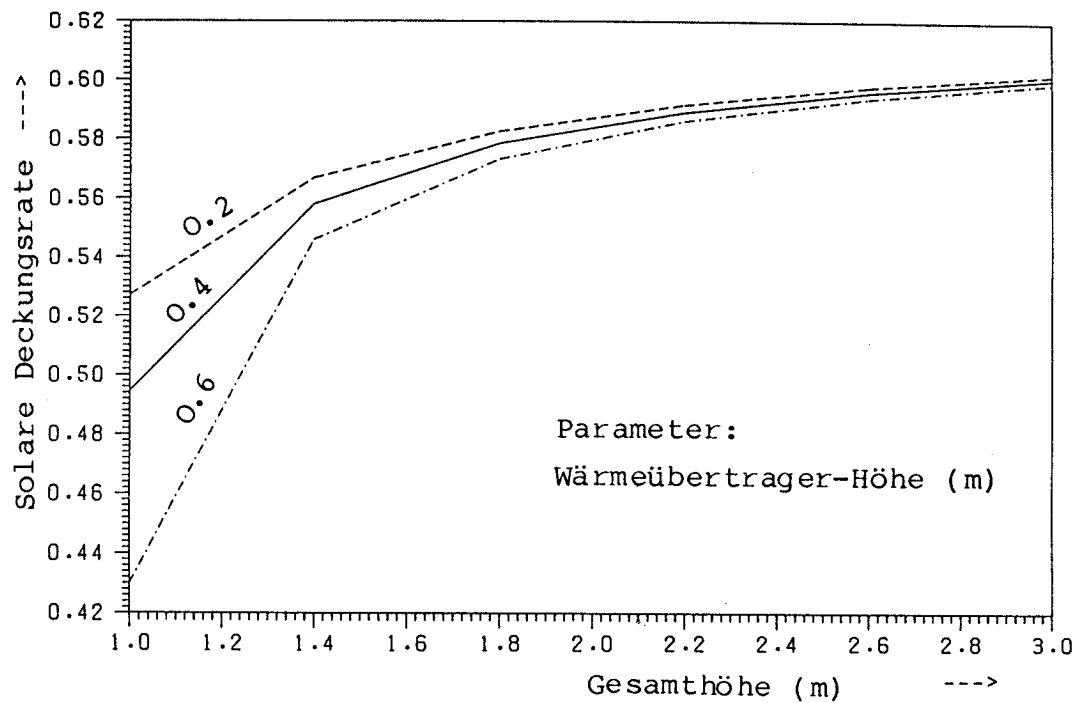


Bild 4.21: Solare Deckungsrate über der Gesamthöhe für verschiedene Wärmeübertragerhöhen

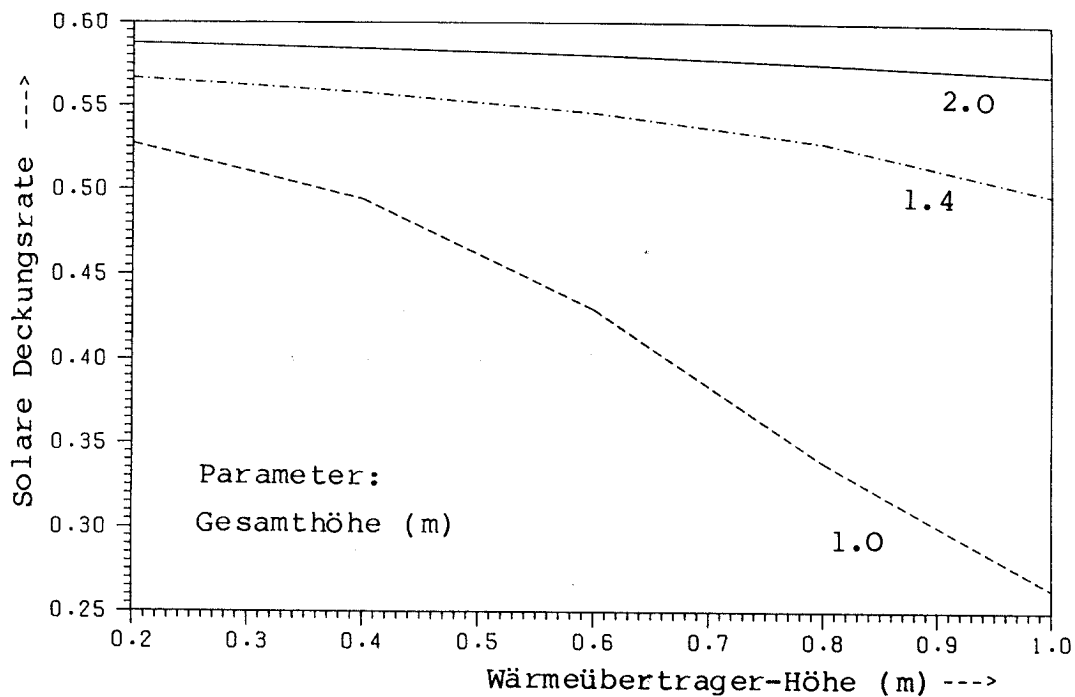


Bild 4.22: Solare Deckungsrate über der Wärmeübertragerhöhe für verschiedene Gesamthöhen

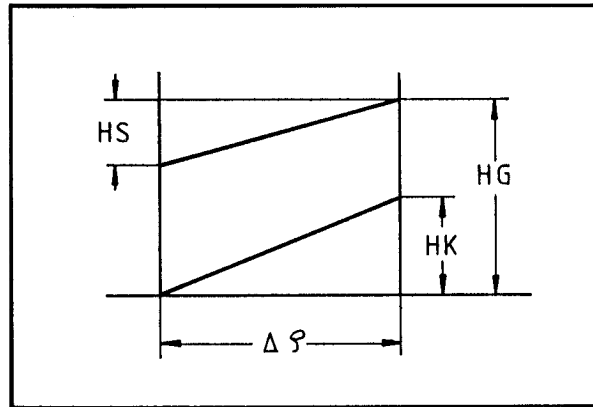


Bild 4.23: Skizze zur vereinfachten Berechnung der Auftriebsfläche im Thermosiphon-Kollektorkreis

Faßt man den Klammerausdruck zur reduzierten Höhe (RH)

$$RH = HG - \frac{HK + HS}{2}$$

zusammen, ergibt sich bei konstantem $\Delta \rho$ für gleiche RH die gleiche Fläche und somit der gleiche Auftrieb.

Die reduzierte Höhe kann auch als mittlere Höhendifferenz bezeichnet werden, da sie der Differenz zwischen den mittleren Höhenniveaus von Kollektor und Wärmeübertrager entspricht. Da $\Delta \rho$ bei den auftretenden Temperaturspreizungen nur sehr gering variiert, ergeben sich bei einer Anlage für alle identischen RH annähernd gleiche Leistungen. Die durchgeführten Simulationsrechnungen bestätigen dies.

In Bild 4.24 ist die solare Deckungsrate über der reduzierten Höhe für die Referenzanlage mit drei verschiedenen Kollektorflächen aufgetragen. Der nahezu parallele Verlauf der Kurven zeigt, daß der Einfluß von RH weitgehend unabhängig von der Kollektorfläche ist.

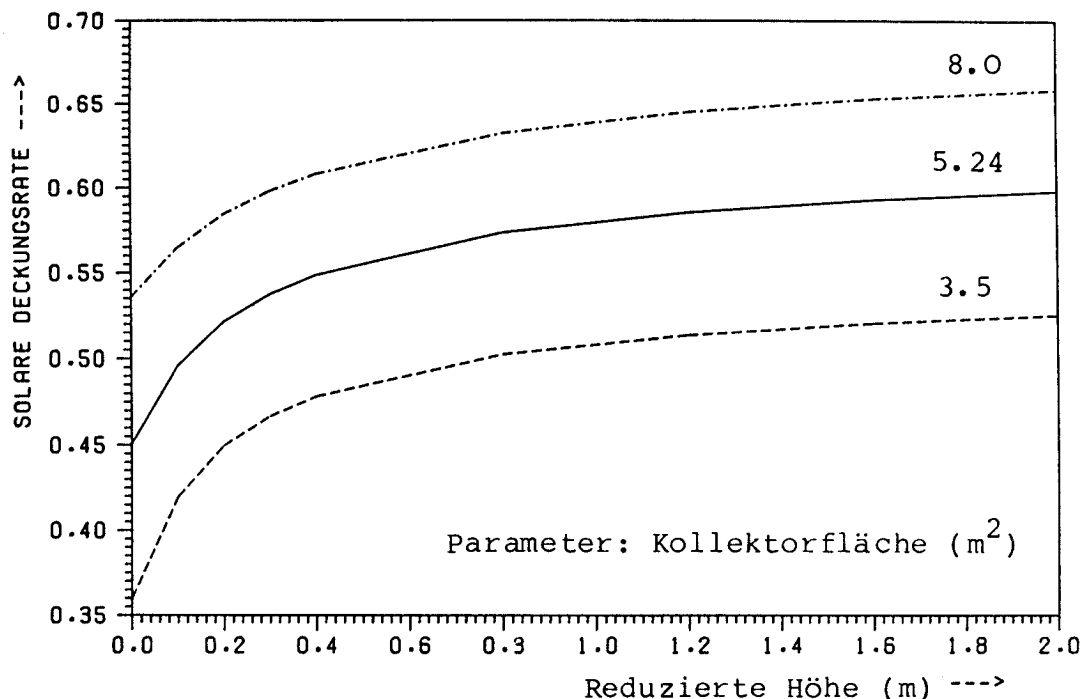


Bild 4.24: Solare Deckungsrate über der reduzierten Höhe für unterschiedliche Kollektorflächen

Variation von Kenngrößen des Wärmeübertragers

Noch mehr als in Pumpensystemen kommt der richtigen Dimensionierung des Wärmeübertragers in Thermosiphonanlagen eine große Bedeutung zu. Neben den leistungsbestimmenden Größen wie Übertragerfläche, Wärmeleitfähigkeit und Geometrie des Übertragers spielt auch der Druckverlust eine wichtige Rolle. In der Referenzanlage ist z. B. der Anteil des Druckverlustes des Wärmeübertragers im Mittel etwa gleich groß (ca. 40 %) wie der des Kollektors, bestimmt also fast zur Hälfte den Gesamtdruckverlust im Kollektorkreis.

Übertragerfläche

Betrachtet man handelsübliche Spiralwärmeübertrager, so besteht je nach Rohrrinnendurchmesser ein fester Zusammenhang zwischen Übertragerfläche und Länge des Rohres (siehe Tabelle 4.3).

Somit steigt bei vorgegebenem Innendurchmesser mit zunehmender Übertragerfläche der Strömungswiderstand, wodurch die Durchflußrate im Kollektorkreis sinkt. Mit der Strömungsgeschwindigkeit verringert sich aber auch der Wärmeübergang auf der Rohrrinnenseite. Folglich wird dem positiven Effekt, mit größerer Fläche mehr Wärme übertragen zu können, durch die schlechteren Wärmeübergänge entgegenwirkt.

Rohrrinnen-Ø	10	12	14.5	16.5	26	30	mm
Spiralen-Ø	140	147	160	170	400	400	mm
Rippen-Ø	19	21	23.5	25.5	35	39	mm
Rohraußen-Ø	12	14	16.5	18.5	29	33	mm
Gesamt- Rohrrinnen- Fläche	6.0	5.6	5.4	5.2	4.9	4.88	
Länge Gesamt-Fläche	5.26	4.65	4.08	3.70	2.60	2.40	

Tabelle 4.3: Abmessungen für typische Modelle von Wärmeübertragern für solare Warmwasseranlagen (Herstellerangaben)

In Bild 4.25 ist die solare Deckungsrate über der Gesamtfläche des Wärmeübertragers für 4 verschiedene Anlagen aufgetragen. Bei den Simulationen wurden die Zusammenhänge zwischen Rohrinneindurchmesser und anderen Größen wie in Tabelle 4.3 nach Herstellerangaben berücksichtigt.

Wärmeübertrager mit Flächen unter 1 m^2 sind für die untersuchte Anlage, die immerhin eine Kollektorfläche von 5.2 m^2 aufweist, eindeutig unterdimensioniert. Die Leistungsvermögen von Kollektor und Wärmeübertrager sind in diesem Fall schlecht aufeinander abgestimmt. Die Abhängigkeit der Deckungsrate von der Übertragerfläche bei anderen Kollektorgößen wird später im Abschnitt "Kollektorfläche" untersucht.

Der Anstieg der Kurven ist ab ca. 1.5 m^2 Übertragerfläche nur noch gering. Mit wachsender Fläche machen sich zunehmend zwei Effekte bemerkbar. Da auch mit unendlich großer Fläche nur eine endliche Wärmemenge übertragen werden kann, würden sich die Kurven auch ohne den Einfluß des Strömungswiderstandes exponentiell der maximalen Übertragerleistung annähern. Das Anwachsen des Strömungswiderstandes reduziert aber wieder den Gewinn an Übertragerleistung mit zunehmender Fläche. Es wird folglich ein Maximum für die Deckungsrate existieren. Dieses Maximum liegt für die untersuchten Anlagen bei 4 m^2 . Bei größeren Übertragerflächen fallen die Kurven wieder ab. Wie in den nächsten beiden Abschnitten noch gezeigt wird, sind Lage und Größe des Optimums im wesentlichen noch vom Gesamtströmungsquerschnitt des Wärmeübertragers abhängig. Eine Steigerung über den hier angegebenen Maximalwert hinaus ist durch Vergrößerung des Querschnitts in beschränktem Maß möglich. Die Einbußen der solaren Deckungsrate bei ungünstigeren Höhenverhältnissen können somit nur zum Teil durch größere Übertragerflächen kompensiert werden.

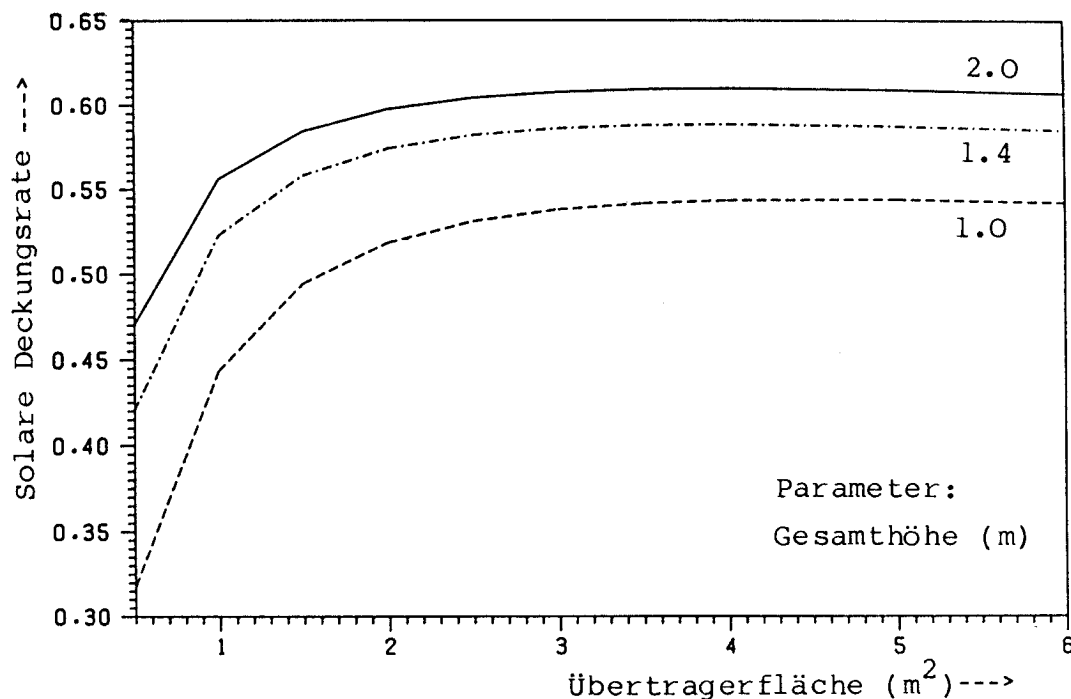


Bild 4.25: Solare Deckungsrate über der Wärmeübertragerfläche bei konstantem Strömungsquerschnitt für drei Gesamthöhen

Anzahl paralleler Wärmeübertrager

Um in Thermosiphonanlagen den Strömungswiderstand im Kollektorkreis zu reduzieren, werden teilweise in den Anlagen zwei oder mehr parallelgeschaltete Wärmeübertrager eingebaut. Dabei wird jedoch häufig nicht beachtet, daß diese Maßnahme zwar die Druckverluste mindert und somit ein höherer Durchfluß erzielt wird, sich aber gleichzeitig mit der Aufteilung der Ströme in mehrere Kanäle die Strömungsgeschwindigkeit in jedem Wärmeübertrager und demzufolge die jeweilige Übertragerleistung verringert. Für die folgende Untersuchung wurde mit dem Wärmeübertrager der Referenzanlage als ganzes oder in gleich große Stücke unterteilt und parallel geschaltet gerechnet. Die Gesamt-

übertragerfläche und die Rippenrohrgeometrie bleiben dabei gleich.

Wie in Bild 4.26 zu sehen, bewirkt die Aufteilung auf zwei oder mehr parallele Wärmeübertrager bei Gesamtflächen unter 3 m^2 eine Verschlechterung der solaren Deckungsrate.

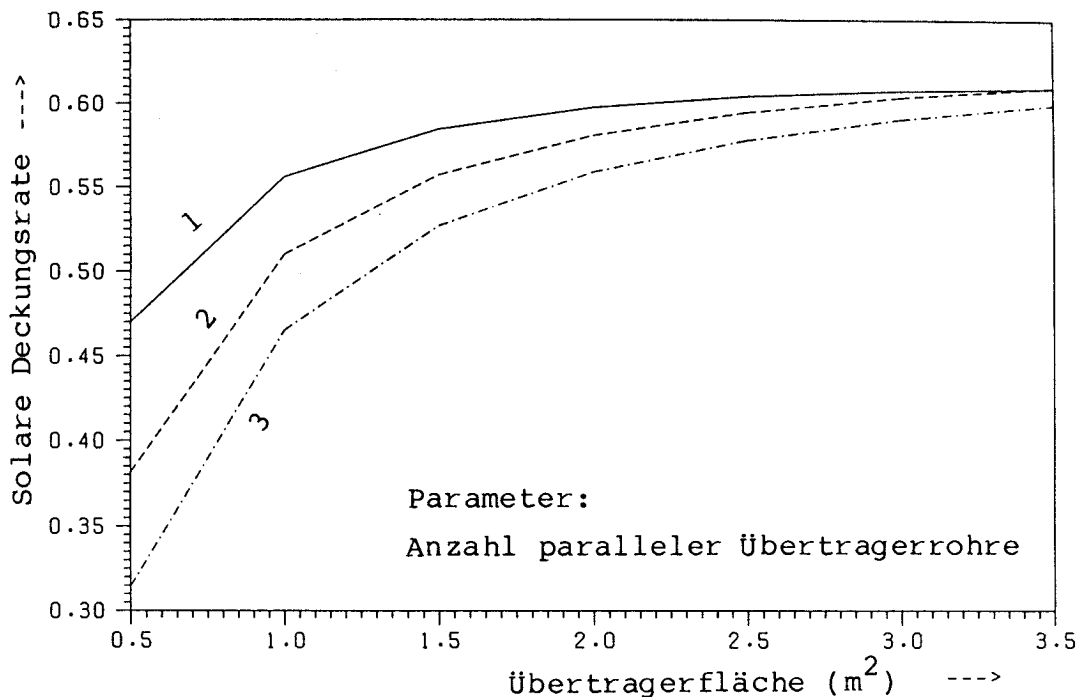


Bild 4.26: Solare Deckungsrate über der Wärmeübertragerfläche für ein bis drei parallele Übertragerrohre gleichen Querschnitts (in allen drei Varianten ist die gesamte Übertragerfläche gleich)

Zwischen 3 und 3.5 m^2 schneiden sich die dargestellten Kurven. Oberhalb dieser Übertragerflächen wird mit der Aufteilung wieder eine Verbesserung der Deckungsrate erzielt. Da die Kurve für einen Wärmeübertrager bei 4 m^2 ein Maximum besitzt, kann darüber hinaus nur mit Parallelschaltung, d.h. durch Vergrößerung des Gesamtströmungsquerschnitts, die Leistung der Anlage verbessert werden.

Für andere Höhenverhältnisse verschieben sich die dargestellten Kurven quasi parallel zu höheren bzw. niedrigeren Deckungsraten.

Das Abfallen der Strömungsgeschwindigkeit mit dem Aufteilen der Ströme in zwei oder mehr Kanäle kann durch Konstanthalten des gesamten Querschnitts der Strömung verhindert werden. Dies bedeutet eine Reduzierung der Durchmesser mit zunehmender Aufteilung, wodurch aber die einzelnen Strömungswiderstände ansteigen. Verwendet man für den Wärmeübertrager jeweils Rippenrohre mit den geometrischen Verhältnissen wie sie in Tabelle 4.3 angegeben sind, so ergeben sich nur vernachlässigbare Unterschiede in den Deckungsraten für ein oder zwei bis vier parallele Übertragerrohre. Dies gilt für alle Gesamtübertragerflächen von 0.5 bis 4 m². Da die Wärmeübergänge auf den Rohrrinnenseiten in allen betrachteten Fällen etwa gleich sind, kann man davon ausgehen, daß sich die hydraulischen Effekte gegenseitig aufheben. Höhere Strömungswiderstände durch kleinere Durchmesser werden durch kürzere Rohrlängen kompensiert.

In der Regel ist die Herstellung von Wärmeübertragern mit mehreren parallelen Rohren aufwendiger und somit teurer. Die Ergebnisse der Simulationsrechnungen zeigen aber, daß mit dieser Konstruktionsvariante keine nennenswerte Leistungssteigerung zu erzielen ist. Von daher ist die Verwendung eines einzelnen Rippenrohres mit optimiertem Innendurchmesser als Wärmeübertrager vorzuziehen.

Rohrinnendurchmesser

Ähnlich wie bei der Übertragerfläche und der Anzahl der parallelen Wärmeübertrager wirkt auch die Variation des Rohrinnendurchmessers des Übertragers in zwei entgegengesetzte Richtungen. Vergrößert man den Durchmesser, vermindern sich zwar die Druckverluste, aber gleichzeitig auch die Strömungsgeschwindigkeit. Somit kommt es hier ebenso zu einem Optimum bzw. einem günstigsten Bereich für den Innendurchmesser bezüglich der solaren Deckungsrate.

In Bild 4.27 ist der Verlauf der solaren Deckungsrate über dem Innendurchmesser (RID) des Wärmeübertragers für drei verschiedene Gesamthöhen aufgezeichnet. Für alle drei Kurven liegen die maximalen Deckungsraten bei RID = 20 mm. Der Bereich günstiger Innendurchmesser ist bei der niedrigeren Anlage zwischen 16 und

22 mm weniger ausgedehnt als bei den höheren. Jenseits dieses Bereichs fallen die Deckungsraten relativ rapide ab. Die höheren Anlagen reagieren weniger empfindlich auf Veränderungen von RID.

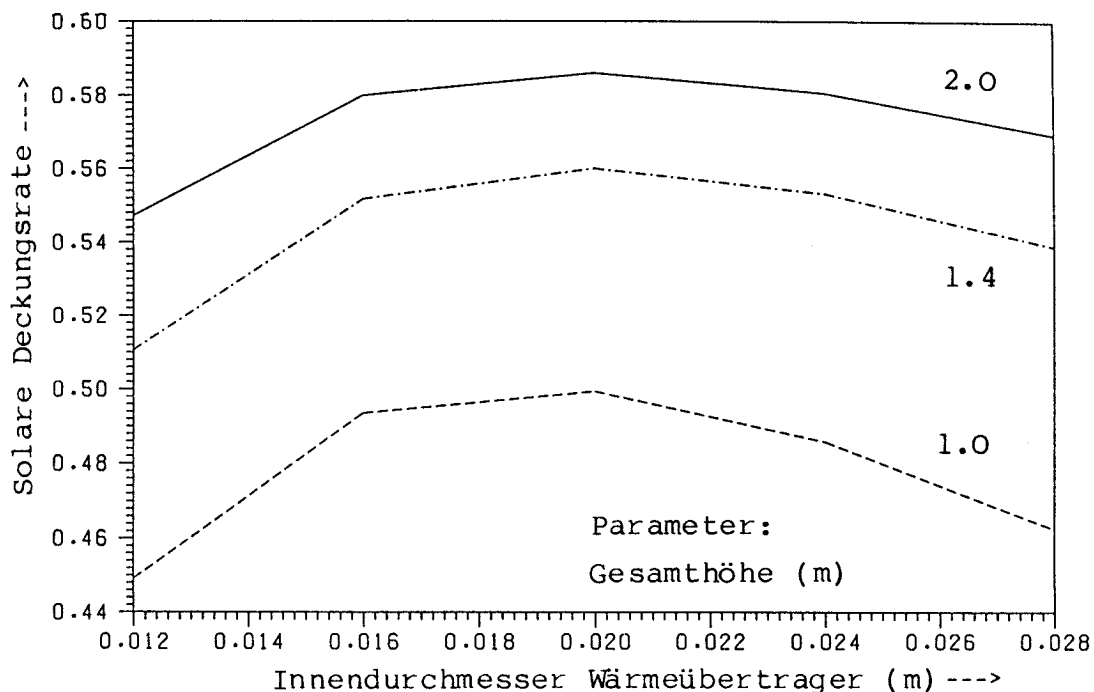


Bild 4.27: Solare Deckungsrate über dem Innendurchmesser des Wärmeübertragers bei drei verschiedenen Gesamthöhen

Die Auswirkungen unterschiedlicher Übertragerflächen (FWG) auf den Verlauf der solaren Deckungsrate in Abhängigkeit vom Innendurchmesser veranschaulicht Bild 4.28a. Je nach Übertragerfläche ergeben sich verschiedene für die Deckungsrate günstigste Innendurchmesser. Je kleiner die Fläche, desto niedriger der Wert des optimalen Durchmessers. Für ausreichend dimen-

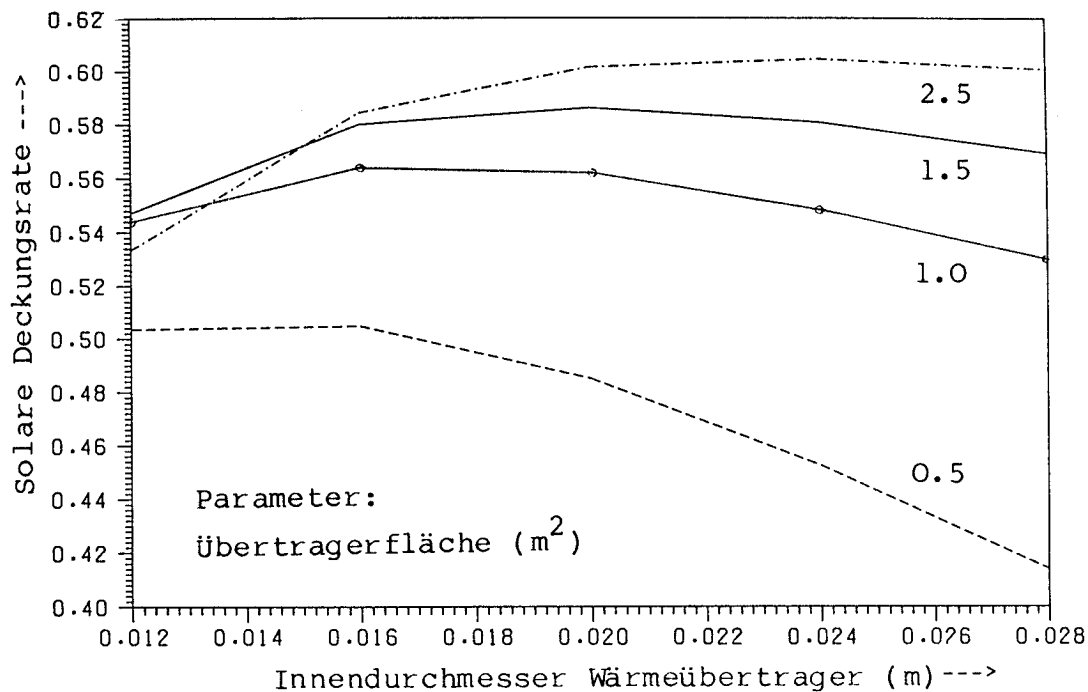


Bild 4.28a: Solare Deckungsrate über dem Innendurchmesser des Wärmeübertragers bei verschiedenen Übertragerflächen

sionierte Übertragerflächen (ab 1 m^2) ist die Sensitivität der Deckungsrate bezüglich RID gering und somit der Bereich günstiger Durchmesser relativ ausgedehnt. Bemerkenswert ist, daß eine Anlage mit einem Wärmeübertrager von 12 mm Innendurchmesser und 2.5 m^2 Übertragerfläche eine schlechtere Deckungsrate aufweist, als die gleiche Anlage mit nur 1.0 m^2 Übertragerfläche und kleinerem Rohrinne Durchmesser. Dies bekräftigt die Bedeutung der richtigen Dimensionierung des Wärmeübertragers in Thermosiphonanlagen.

In Bild 4.28b sind die für die Übertragerflächen jeweils günstigsten Innendurchmesser RID_{opt} (bzw. Gesamtquerschnitte) aufgetragen. Die Kurve gilt unabhängig von der Kollektorfläche und den Höhenverhältnissen. Neben den Kennwerten des Wärmeübertra-

gers scheinen die übrigen Kenngrößen des Systems, die ebenfalls die Durchflußrate bestimmen, die Lage des optimalen Übertragerquerschnitts nicht zu beeinflussen.

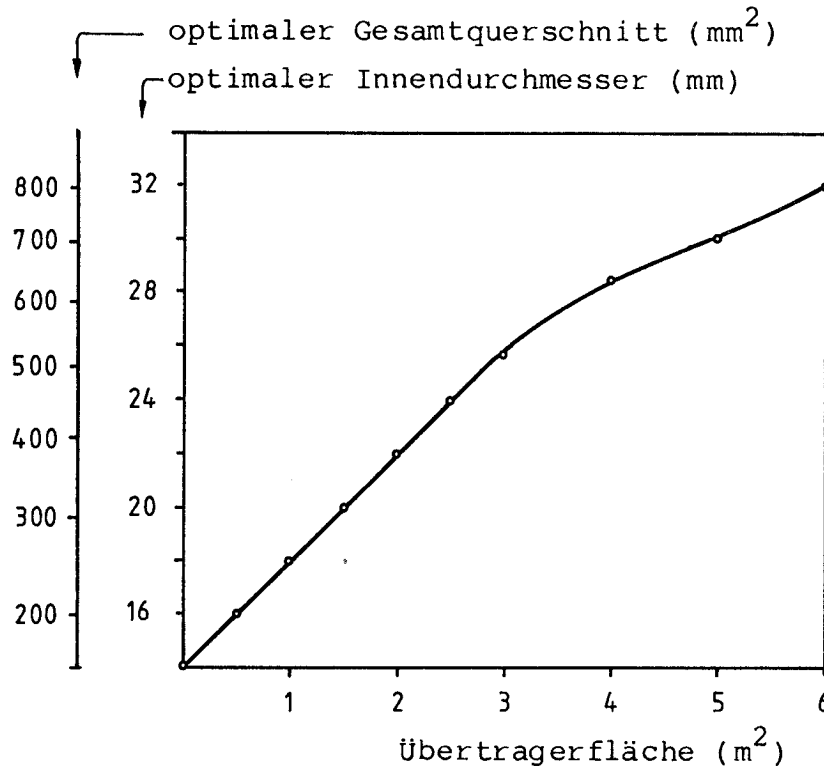


Bild 4.28b: Optimaler Gesamtquerschnitt (bzw. opt. Innendurchmesser bei einem Rohr) des Wärmeübertragers über der Übertragerfläche

Variation von Kenngrößen des Kollektors

Zur Dimensionierung der Kollektorkenngrößen von Thermosiphonanlagen sind ebenso wie beim Wärmeübertrager die Auswirkungen auf die Strömungswiderstände im Kollektor zu berücksichtigen. Hinzu kommt der starke Einfluß der vertikalen Ausdehnung des Kollektors auf den Auftrieb der Kollektorkreisflüssigkeit.

Kollektorfläche

Mit der Größe der Kollektorfläche ändern sich die Längen der Absorberkanäle, der Sammelrohre und der Kollektorrücklauflei-

tung. Je größer also die Kollektorfläche, desto höher ist der Druckverlust der Strömung durch den Kollektor. Der Gewinn an Kollektornutzwärme durch größere Sammelfläche kann folglich wieder teilweise durch die Auswirkungen höherer Strömungswiderstände geschmälert werden. In Bild 4.29 ist die solare Deckungsrate über der Kollektorfläche aufgetragen. Die Kurven gelten für 3 verschiedene Gesamthöhen. Für $H_G = 1.4$ und $H_G = 2.0$ m ist der Verlauf ähnlich wie der für eine entsprechende Pumpenanlage (siehe Kap. 3.3). Hier scheint der Einfluß der Strömungswiderstände von untergeordneter Bedeutung zu sein. Auch das starke Abflachen der Kurve für $H_G = 1.0$ m mit wachsender Kollektorfläche läßt sich durch einen anderen Effekt erklären. Da mit der Kollektorgroße bei vorgegebenem Verhältnis von Höhe zu Breite auch die horizontale Ausdehnung des Kollektors zunimmt, verändert sich gleichzeitig das Verhältnis der Höhen im Kollektorkreis zueinander. Die reduzierte Höhe R_H nimmt ab und somit nach Bild 4.24 auch die Leistung der Anlage. Es lohnt sich bei der gegebenen Anlagenkonstellation nicht, die Kollektorfläche über 4.5 m^2 hinaus zu dimensionieren. Erst wenn mit dem Anwachsen der Kollektorfläche die reduzierte Höhe nicht verringert wird, ist ein weiterer Zugewinn durch mehr Fläche möglich. Dies kann durch Anhebung der Gesamthöhe oder aber durch Erweiterung der Kollektorfläche zu den Seiten erreicht werden. Bei Anhebung der Gesamthöhe von 1 auf 2 m verbessert sich die solare Deckungsrate für 5 m^2 Kollektorfläche um ca. 9 %, für 8 m^2 sogar um 13 %. Auch bei 3 m^2 beträgt die Verbesserung immerhin noch 5 %.

Die Rechnungen für Bild 4.29 wurden mit einem Wärmeübertrager von 1.5 m^2 Übertragerfläche durchgeführt. Für andere Übertragerflächen sind die Deckungsraten in Bild 4.30 wiedergegeben. Dabei wurde für jede Übertragerfläche der jeweils optimale Rohrrinnendurchmesser nach Bild 4.28b verwendet. Wie zu erwarten, nimmt die Möglichkeit, mit größerer Übertragerfläche die Deckungsrate zu steigern, mit wachsender Übertragerfläche ab. Dies gilt gleichermaßen über den gesamten für die Kollektorfläche aufgetragenen Bereich. Die Relationen der Deckungsraten für verschiedene Übertragerflächen bleiben untereinander über den ganzen Bereich in etwa gleich.

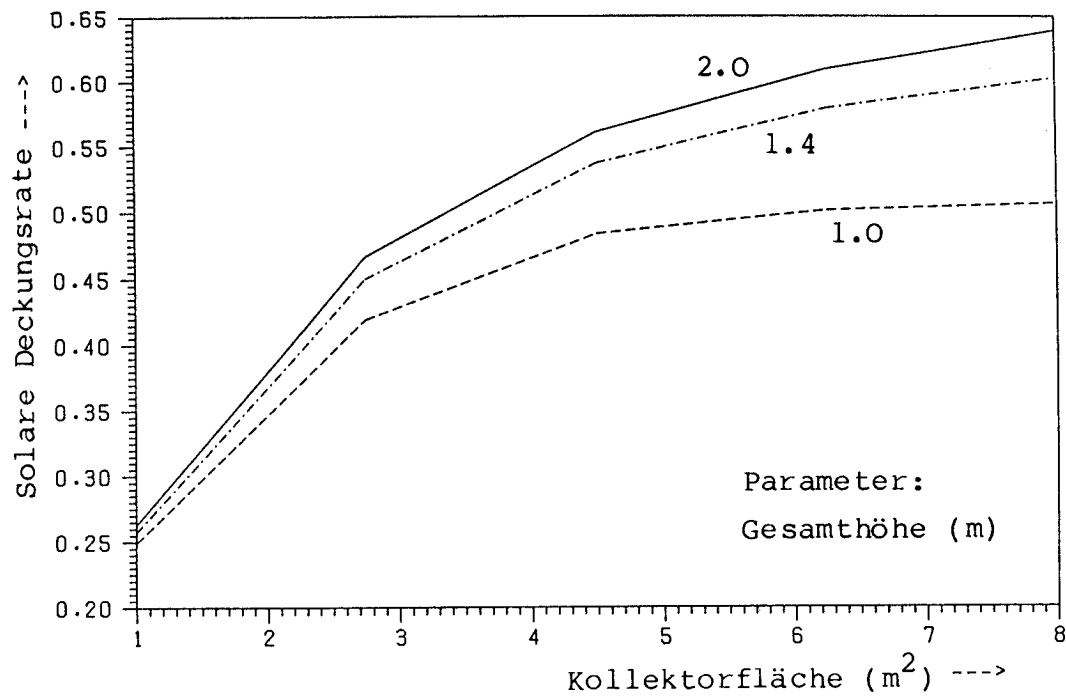


Bild 4.29: Solare Deckungsrate über der Kollektorfläche für verschiedene Gesamthöhen

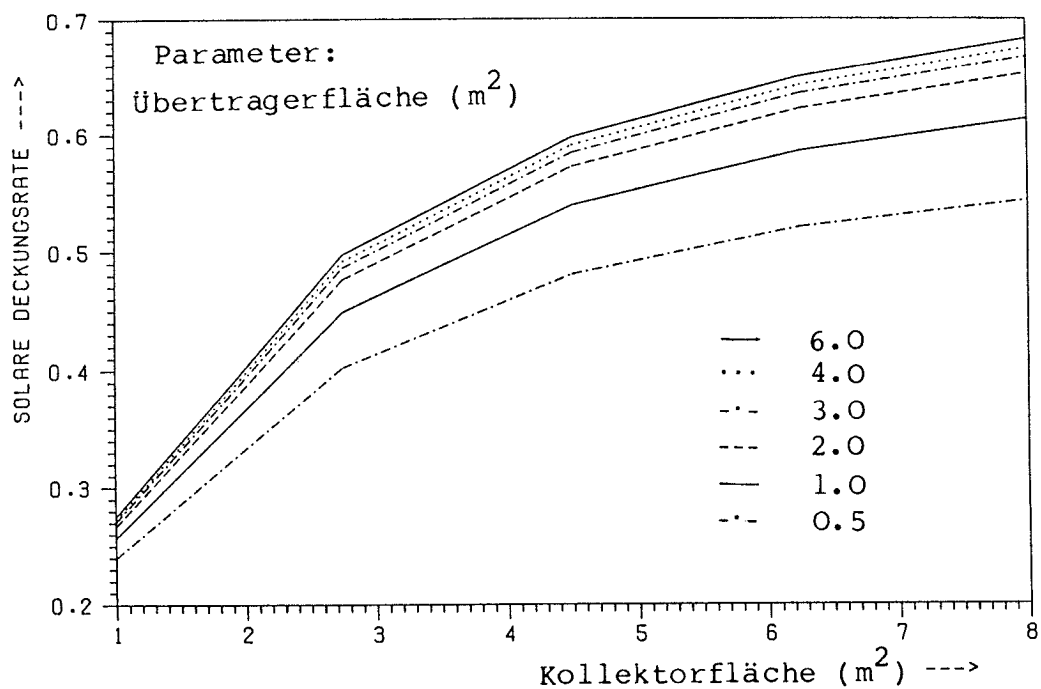


Bild 4.30: Solare Deckungsrate über der Kollektorfläche für unterschiedliche Übertragerflächen bei jeweils optimalem Strömungsquerschnitt des Übertragers

Durch die Verwendung des jeweils optimalen Rohrrinnendurchmessers für den Wärmeübertrager gibt es im Bereich adäquater Übertragerflächen kein Maximum der Deckungsrate wie in Bild 4.25. Die Unterschiede der Deckungsrate sind jedoch bei großen Übertragerflächen nur noch sehr gering. So beträgt z.B. die Deckungsrate bei einer Übertragerfläche von 2 m^2 95 % und bei 4 m^2 98 % der von 12 m^2 . Dies gilt für die Referenzanlage in Kombination mit beliebigen Kollektorflächen zwischen 2 und 8 m^2 . Betrachtet man die unrealistische Übertragerfläche von 12 m^2 als ein willkürliches Maximum, so läßt sich das Verhältnis der jeweiligen Deckungsrate zur maximalen (bei $\text{FWG} = 12 \text{ m}^2$) über der Übertragerfläche wie in Bild 4.31 darstellen.

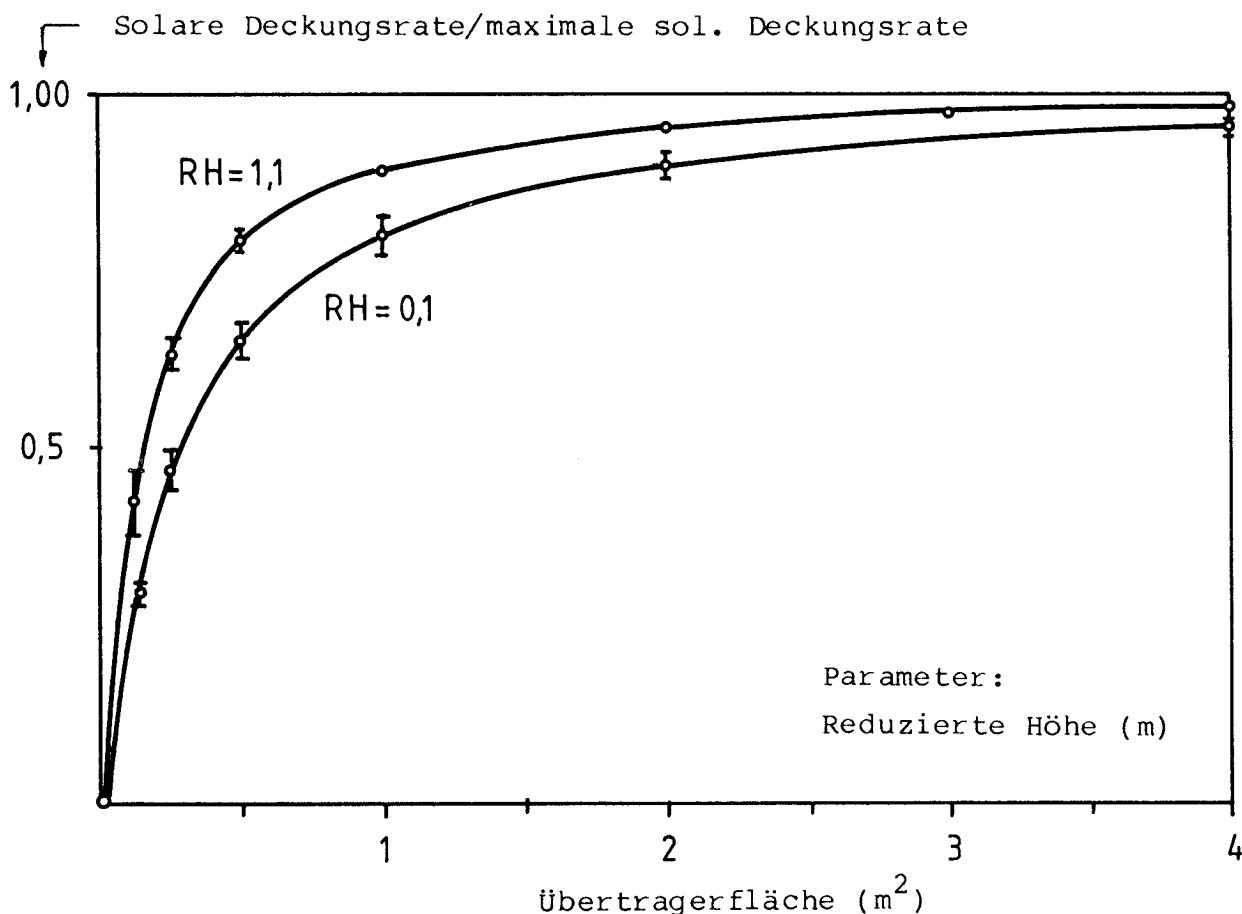


Bild 4.31: Verhältnis der solaren Deckungsrate zur angenommenen maximal möglichen abhängig von der Übertragerfläche bei zwei verschiedenen reduzierten Höhen

Für das ungünstigere Höhenverhältnis ($RH = 0.1$) ist der Kurvenverlauf flacher. Ein Anteil von 90 % wird hier erst bei $FWG = 2 \text{ m}^2$ erreicht.

Es zeigt sich, daß für Thermosiphonanlagen der untersuchten Größenordnung unabhängig von der Kollektorfläche Wärmeübertragerflächen von 1 bis 2 m^2 am günstigsten sind. Bei kleineren Übertragerflächen fällt die Deckungsrate bereits stark ab, bei größeren ist nur noch eine sehr geringe Steigerung zu erzielen, die die damit verbundenen höheren Investitionskosten kaum rechtfertigen kann. Anlagen, die aufgrund ihrer Konstruktion (z.B. größere Strömungswiderstände oder ungünstigere Höhenverhältnisse) insgesamt geringere Durchflußraten aufweisen, benötigen etwas größere Übertragerflächen. Die Anlage aus Bild 4.31 mit $RH = 0.1 \text{ m}$ ist in Kombination mit 2 m^2 Übertragerfläche ähnlich gut optimiert (90 % vom theoretischen Maximum) wie die Anlage mit $RH = 1.1 \text{ m}$ und 1 m^2 Übertragerfläche.

Geometrie des Kollektors

Neben der Vertikalhöhe ändern sich mit einer Variation des Höhe-zu -Breite-Verhältnisses (HZB) des Kollektors auch die Längen der einzelnen Kanäle. Theoretisch ergeben sich für die beiden extremen Möglichkeiten $HZB \rightarrow 0$ und $HZB \rightarrow \infty$ unendliche Längen in dem einen Fall für das Sammelrohr, in dem anderen für Parallelrohre und Zulauf. Dazwischen liegt ein Minimum mit den insgesamt kürzesten Seitenlängen bei einem HZB von 1. So muß auch ein Optimum bezüglich der solaren Deckungsrate existieren. Durch die unterschiedlichen Durchmesser der einzelnen Rohre und Aufteilung der Strömung in parallele Kanäle, braucht dieses Optimum nicht bei $HZB = 1$ liegen. Tatsächlich ergaben die Untersuchungen für den Referenzkollektor ein schwach ausgeprägtes Optimum bei $HZB = 0.5$ mit einem Abfallen in dem Bereich von $0.1 \leq HZB \leq 2.1$ um maximal 1 %. Bei den Variationen wurde die reduzierte Höhe für alle HZB konstant gehalten. Dies zeigt, daß bei Variation von HZB in einem angemessenen Bereich der Einfluß der unterschiedlichen Strömungswiderstände allein von untergeordneter Bedeutung ist.

Viel gravierender kann der Einfluß der vertikalen Ausdehnung des Kollektors sein. Bild 4.32 verdeutlicht dies für drei vorgegebene Gesamthöhen. Für alle Kurven gilt, je kleiner das Verhältnis HZB, desto günstiger ist die Deckungsrate. Eine sinnvolle untere Grenze für HZB liegt bei der angenommenen Kollektorfläche (5.2 m^2) bei ca. 0.1. Hier hat der Kollektor bereits eine Breite von 10 m bei 0.5 m Höhe. Für die verschiedenen Gesamthöhen ist der Einfluß von HZB unterschiedlich stark. Während die obere Kurve für $HG = 2.0 \text{ m}$ im aufgetragenen Bereich nur um 3.5 % variiert, fällt die untere für $HG = 1 \text{ m}$ um fast 25 % ab. Zur unteren Kurve ist noch zu bemerken, daß bereits ab $HZB = 0.98$ die mittlere Höhe des Kollektors die des Wärmeübertragers überschreitet. Unter der Voraussetzung eines absolut unterbundenen Rückflusses ist auch darüber hinaus ein Funktionieren der Anlage solange möglich, wie sich Kollektor- und Wärmeübertragerhöhe überschneiden. Jedoch sinkt die Deckungsrate hierbei so stark ab, daß eine solche Anlagenkonstellation ebenfalls nicht mehr sinnvoll ist.

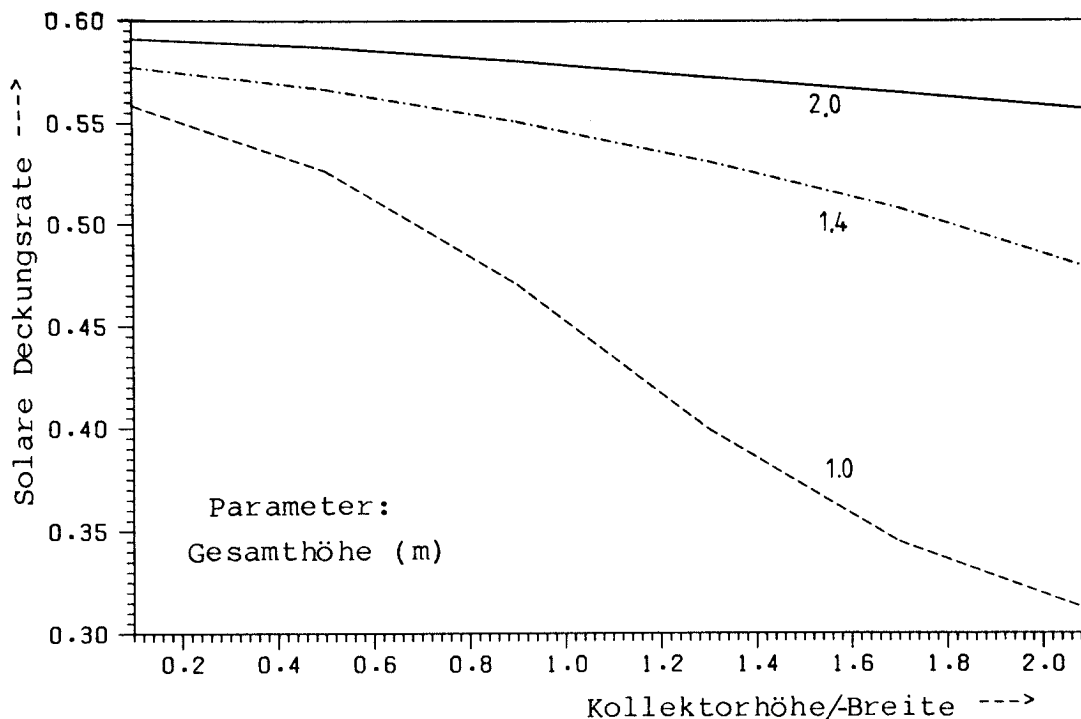


Bild 4.32: Solare Deckungsrate über dem Verhältnis Kollektorschöhe zu -breite bei verschiedenen Gesamthöhen

Kanalquerschnitte des Kollektors

Anders als beim Wärmeübertrager, wirkt sich eine Variation des Parallelrohr-Innendurchmessers des Kollektors vornehmlich auf den Strömungswiderstand aus. Mit einer Vergrößerung des Durchmessers verringert sich zwar die Durchflußgeschwindigkeit, und die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohrrinnenseite werden kleiner, aber gleichzeitig nimmt die wärmeübertragende Fläche zu. Rechnungen mit dem bereits erwähnten Kollektormodell /4.52/ ergaben einen vernachlässigbaren Einfluß des Rohrdurchmessers auf den Kollektorwirkungsgradfaktor F' . Lediglich der Umschlagpunkt von laminarer zu turbulenter Strömung verändert sich mit dem Durchmesser. Somit ist für den Verlauf der Deckungsrate über dem Parallelrohr-Innendurchmesser kein Maximum zu erwarten (Bild 4.33). Die Kurve steigt stetig mit wachsendem Durchmesser, jedoch ist ab 15 mm keine nennenswerte Steigerung mehr möglich. Unterhalb von 10 mm mindert der hohe Strömungswiderstand die Deckungsrate erheblich, so daß Querschnitte dieser Größe für Kollektoren in Thermosiphonanlagen nicht zu empfehlen sind.

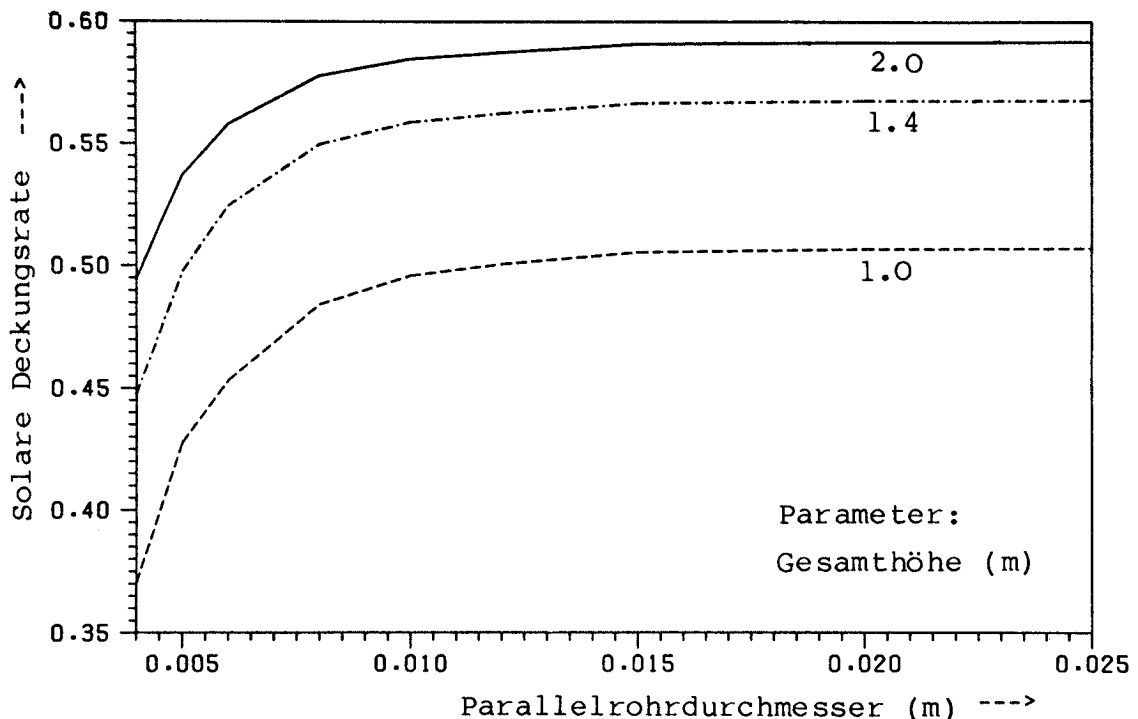


Bild 4.33: Solare Deckungsrate über dem Parallelrohrdurchmesser des Kollektors für verschiedene Gesamthöhen

Die Variation des Sammelrohr-Innendurchmessers ergibt ähnliche Ergebnisse wie die des Parallelrohrdurchmessers (Bild 4.34). Auch hier ist der geringere Strömungswiderstand der Grund für höhere Deckungsraten bei größeren Querschnitten. Jedoch ist die Steigerung ausgeprägter, was sich durch die größere Durchflußrate erklären läßt.

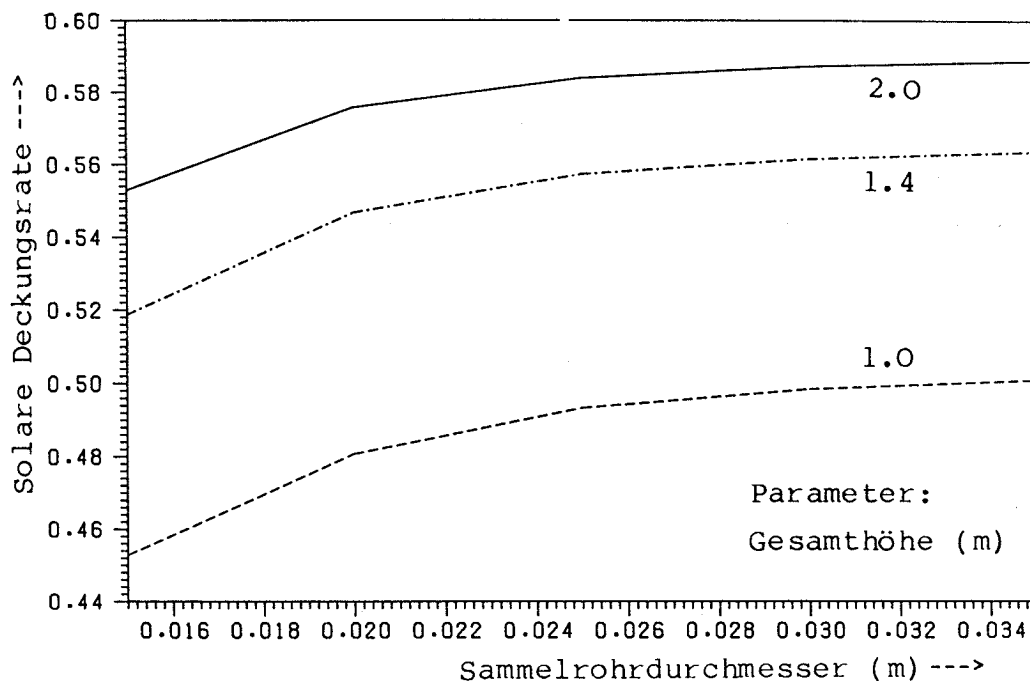


Bild 4.34: Solare Deckungsrate über dem Sammelrohrdurchmesser des Kollektors für verschiedene Gesamthöhen

Kollektor mit Mäanderrohr

Da die Leistung eines Kollektors in einer Thermosiphonanlage unter anderem auch von den Strömungswiderständen und der Durchflußrate in den Absorberkanälen abhängt, liegt es nahe, auch diese Größen zu optimieren. Aus obigen Resultaten ergeben sich die Empfehlungen, möglichst große Querschnitte für geringe Strömungswiderstände und möglichst wenig Parallelrohre für hohe Durchflußraten zu verwenden. Letzterem ist jedoch entgegenzuhalten, daß sich mit weniger Parallelrohren bei gleicher Kollekt-

torfläche die Abstände der Rohre voneinander vergrößern. Das Verhältnis von Kollektorrippen-(Fin-) zu Rohrrinnenfläche wird ungünstiger. Dies bewirkt wiederum eine Verschlechterung des Kollektorwirkungsgradfaktors F' .

Eine Möglichkeit, mit wenigen Kanälen ein günstiges Verhältnis von Fin- zu Rohrrinnenfläche zu erhalten, bietet der Mäanderkollektor. Bei entsprechenden Innendurchmessern ist der Strömungswiderstand der Mäanderschlange trotz großer Länge in der gleichen Größenordnung wie der eines Parallelrohrabsorbers. Die hohe Durchflußrate pro Flächenelement des Mäanderkollektors bewirkt aber günstigere F' .

F' fällt mit sinkender Durchflußrate überproportional ab. Dies bedeutet, daß sich eine Aufteilung der Strömung in mehrere Kanäle im Bereich kleiner Gesamtdurchflußraten durch den Kollektor stärker auswirkt, als im Bereich höherer. Somit erbringt der Mäanderkollektor gerade bei Anlagenkonstellationen, die im Schnitt geringere Durchflußraten erzielen, z.B. bei niedrigeren Gesamthöhen, größere Leistung als ein vergleichbarer Parallelrohrkollektor.

In Bild 4.35 ist die Deckungsrate der Referenzanlage mit zwei

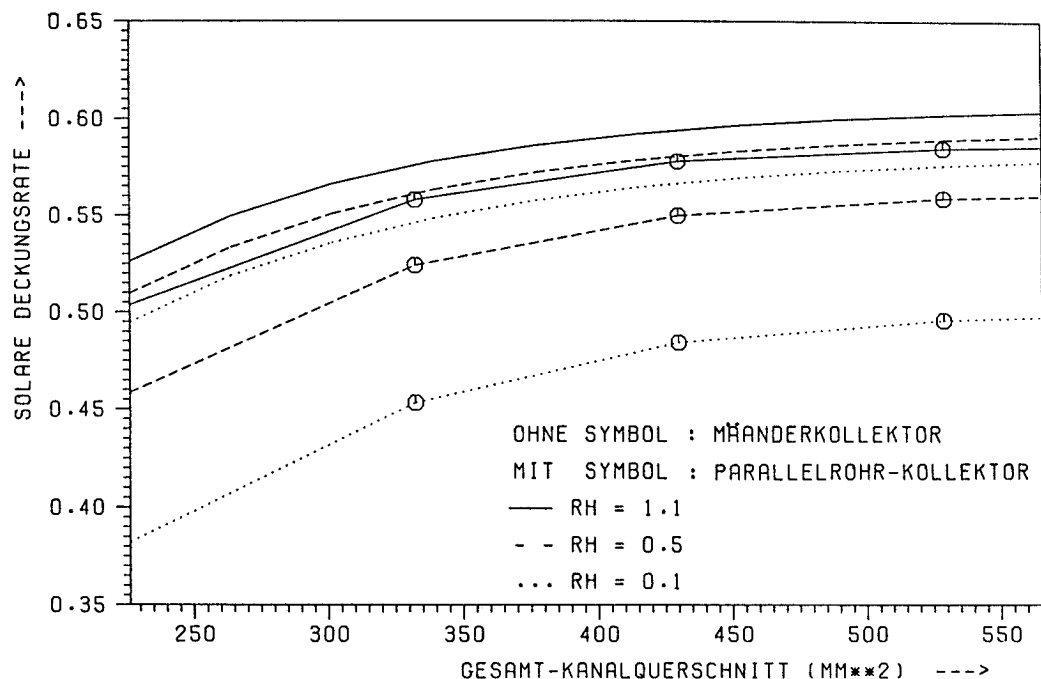


Bild 4.35: Solare Deckungsrate über dem Gesamtquerschnitt der Kollektorkanäle eines Parallelrohr- (mit Symbolen) und eines Mäanderkollektors bei verschiedenen reduzierten Höhen

parallelen Mäanderkollektoren über dem Rohrinnendurchmesser für drei Gesamthöhen aufgetragen. Die Kollektoren wurden so gewählt, daß ihre Kennlinien bei Normdurchsatz der des Referenzkollektors entsprechen. Die vergleichbaren Deckungsraten der gleichen Anlage mit einem Parallelrohrkollektor (mit Symbolen), sind so eingetragen, daß die jeweiligen Gesamtströmungsquerschnitte der Kollektoren für übereinanderliegende Punkte gleich sind. Die Maßangabe des Innendurchmessers gilt nur für den Mäanderkollektor. Der Referenzkollektor hat einen Gesamtströmungsquerschnitt von 11.7 cm^2 , was einem Durchmesser von 28 mm für die beiden Mäanderrohre entspricht. Ein Mäanderkollektor mit solch großem Querschnitt wäre sehr aufwendig in der Fertigung. Aber schon mit 22 mm wäre eine leichte Leistungssteigerung gegenüber dem Referenzsystem möglich. Für die Gesamthöhe $HG = 1.0 \text{ m}$ beträgt der Gewinn sogar 7 %.

Konversionsfaktor und mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient

Der Verlauf der Kurven der Deckungsrate über dem mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten (UM) für verschiedene Konversionsfaktoren und zwei Gesamthöhen in Bild 4.36 ähnelt denen der entsprechenden Untersuchung bei den Pumpenanlagen (Bild 3.8). Im Unterschied dazu reagiert jedoch die Thermosiphonanlage etwas sensibler auf UM, d.h. die Kurven sind steiler. Mit einer Erhöhung des Konversionsfaktors um 10 % ändert sich die Deckungsrate genauso wie bei einer Reduzierung von UM um ca. $1 \text{ W/m}^2\text{K}$.

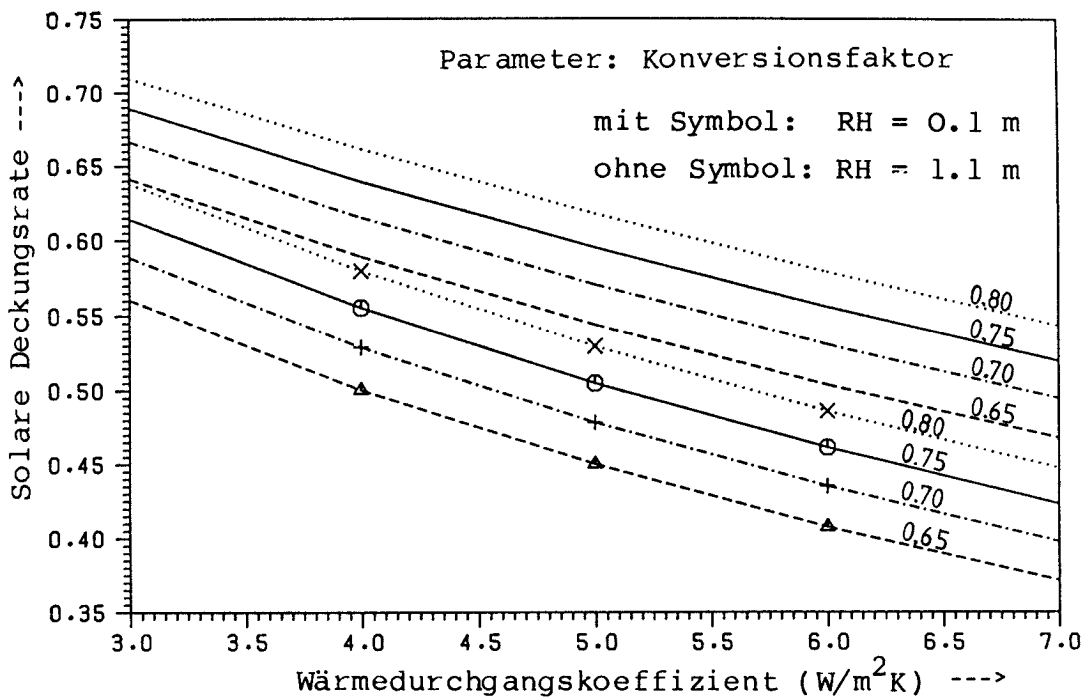


Bild 4.36: Solare Deckungsrate über dem Wärmedurchgangskoeffizienten des Kollektors für verschiedene Konversionsfaktoren bei unterschiedlicher Gesamthöhe

Durchmesser und Länge der Verbindungsleitungen

Die Druckverluste in den Verbindungsleitungen zwischen Kollektor und Wärmeübertrager der Referenzanlage sind gegenüber denen der anderen Komponenten des Kollektorkreises relativ gering. Trotzdem können durch sehr lange Leitungen und kleine Querschnitte teils erhebliche Einbußen in der Gesamtleistung der Anlage entstehen. Bild 4.37 gibt die Abhängigkeit der solaren Deckungsrate von Durchmesser (DVL) und Länge (LVL) der Verbindungsleitungen wieder. LVL ist dabei die einfache Leitungslänge zwischen Kollektorrahmen und Speichereintritt. Für den in der Referenzanlage gewählten Durchmesser $DVL = 26 \text{ mm}$ würde eine Verlängerung der Leitung auf 8 m nur eine Verschlechterung der Deckungsrate um 1 % mitsichbringen. Um die gleiche Deckungsrate zu halten, müßte der Durchmesser immerhin auf 35 mm erhöht

werden. Bei sehr kleinen Querschnitten wirkt sich eine Verlängerung der Leitung wesentlich gravierender aus. Für $DVL = 15 \text{ mm}$ ist der Unterschied der Deckungsrate zwischen 0.5 m und 8 m Leitungslänge schon 6% .

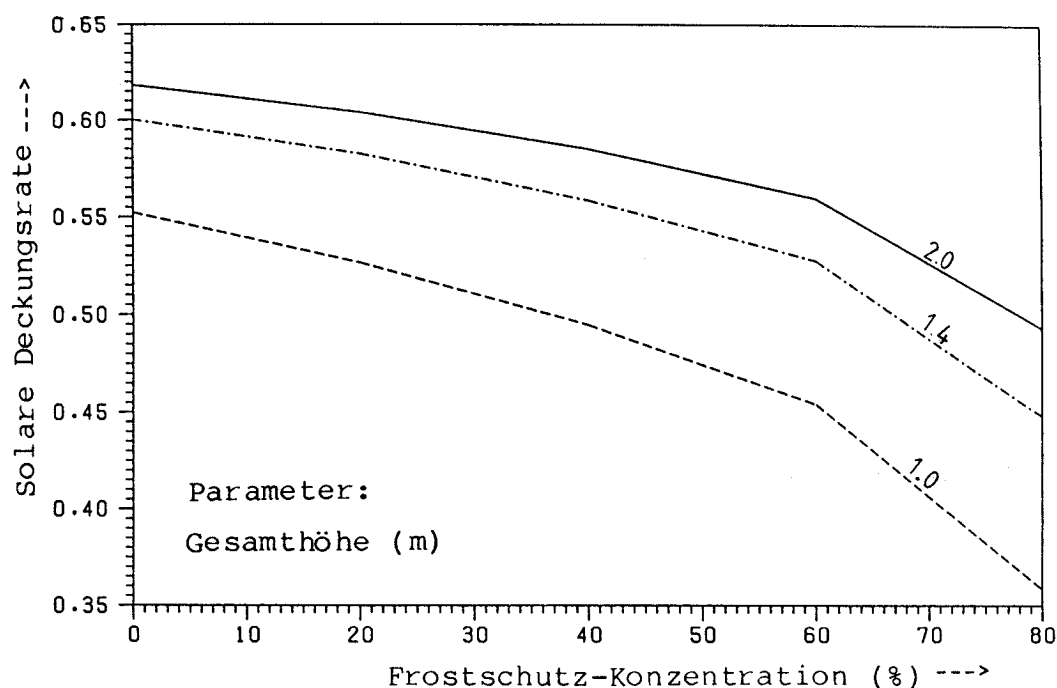


Bild 4.37: Solare Deckungsrate über dem Durchmesser der Verbindungsleitungen bei unterschiedlichen Leitungslängen

Variation der Frostschutzkonzentration der Kollektorkreisflüssigkeit

Durch die Zusätze von Frostschutzmitteln ändern sich die Stoffeigenschaften der Kollektorkreisflüssigkeit. Dabei nehmen dynamische Zähigkeit, Dichte und Wärmeleitfähigkeit mit wachsender Konzentration zu, während die spezifische Wärme kleiner wird. Wie schon früher beschrieben, sind die Auswirkungen unterschiedlicher Konzentrationen auf die Leistung von Pumpenanlagen von bestimmten Durchflußraten an relativ gering (siehe Kapitel 3.3

und Bild 3.10a). Anders verhält es sich in Thermosiphonanlagen. Während in Pumpenanlagen der Massendurchsatz weitgehend unabhängig vom Druckverlust im Kollektorkreis vorgegeben wird, ist er in Thermosiphonanlagen eine Folge des Gleichgewichts von Auftrieb und Druckverlust. Da mit steigender Konzentration die Flüssigkeit zäher wird, erhöhen sich die Strömungswiderstände des Kreislaufs. Das Gleichgewicht von Auftrieb und Druckverlust wird jeweils schon bei niedrigeren Durchflußraten erreicht. Die damit verbundenen schlechteren Wärmeübergänge im Kollektor und Wärmeübertrager reduzieren letztlich die solare Deckungsrate.

Der quantitative Zusammenhang zwischen Konzentration des Frostschutzmittels und solarer Deckungsrate ist in Bild 4.38 für

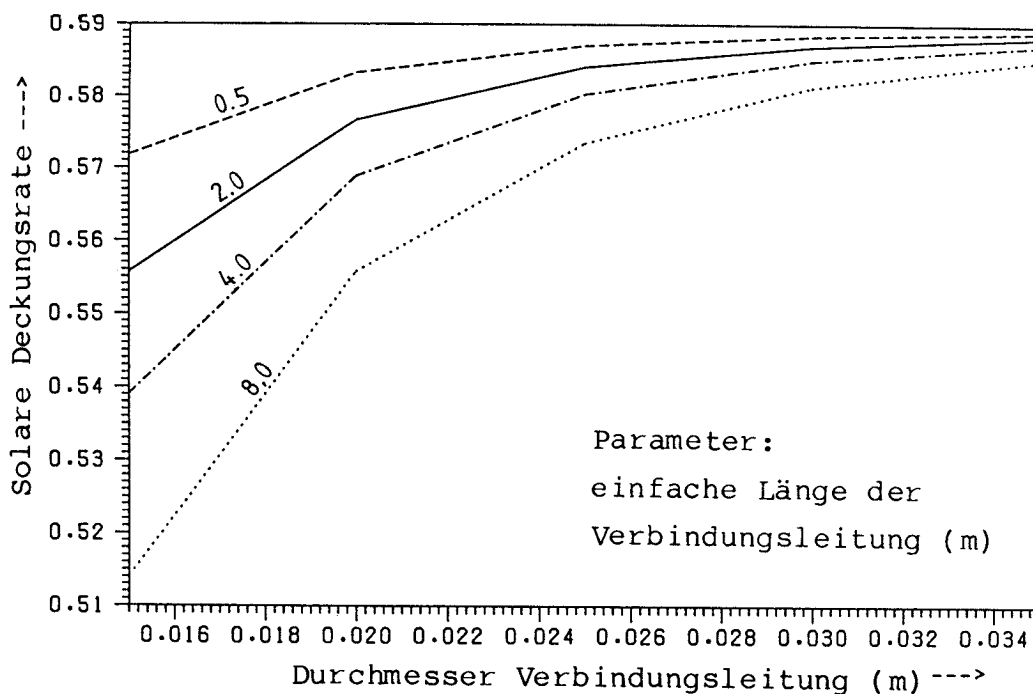


Bild 4.38: Solare Deckungsrate über der Konzentration des Frostschutz-Wasser-Gemisches bei unterschiedlicher Gesamthöhe

drei Höhenniveaus dargestellt. Die Einbußen an solarer Deckungsrate liegen bei 40 bis 50 % Frostschutzkonzentration zwischen 3 und 8 %. Konzentrationen über 60 % sollten nicht gewählt werden, da hier die Einbußen erheblich zunehmen.

Auch hier erkennt man wieder die größere Empfindlichkeit von Systemen mit relativ niedriger Gesamthöhe (oder auch geringer reduzierter Höhe) gegenüber zunehmenden Strömungswiderständen.

Variation von Kenngrößen des Speichers

Die Untersuchungen zu den Kennwerten des Speichers ergaben keine nennenswerte Unterschiede der Ergebnisse bei Thermosiphon- und Pumpenanlagen. Die Einflüsse der Kenngrößen auf die Leistung der gesamten Thermosiphonanlage entsprechen somit denen der Pumpenanlage (siehe Kapitel 3.3.2 und Bild 3.11).

Variation des Warmwasserbedarfs

Auch hier verlaufen die Kurven ähnlich denen der Pumpenanlagen. Jedoch ist die Thermosiphonanlage etwas sensibler bezüglich der Entnahmemenge. Bei Verdoppelung des Bedarfs ist für die gleiche Deckungsrate etwa die doppelte Kollektorfläche nötig.

5. Technischer und ökonomischer Vergleich von Pumpen- und Thermosiphonanlagen

5.1 Technischer Vergleich

5.1.1 Gegenüberstellung der beiden Referenzanlagen

Technische Optimierungen dienen dazu, ein Maß für einen technischen Aufwand zu finden, über den hinaus die Steigerung einer Zielgröße (z.B. Ertrag einer Anlage) nicht mehr möglich ist. Dabei sind die Zielgrößen in der Regel Kennzahlen, in denen sich die Leistung einer Anlage oder aber auch ein Zusammenhang zwischen Leistung und Kosten widerspiegeln. Zu letzteren gehört die solare Deckungsrate, die in dieser Untersuchung allein als Zielgröße verwendet wird. Durch das Verhältnis aus eingesparter Hilfsenergie und Energiebedarf in Form von warmen Wasser wird zum einen das energetische Leistungsvermögen, zum anderen aber auch eine monetär bewertbare Größe zum Ausdruck gebracht.

Eine technische Optimierung setzt voraus, daß der Verlauf der Zielgröße in einem sinnvollen Bereich der variierten technischen Größe ein Optimum aufweist. Für viele der in Kapitel 3 und 4 untersuchten Variablen trifft dies jedoch nicht zu. So werden für die Anlagen des anschließenden Vergleichs von Pumpen- und Thermosiphonsystemen teilweise Dimensionierungen gewählt, die sich in den Parameterstudien als ein relativ vernünftiges Maß zwischen Aufwand und Effekt dargestellt haben.

Die Kennwerte beider Anlagen sind mit denen der beiden Referenzanlagen der Kapitel 3 und 4 identisch (siehe Tabelle 3.2 und Bild 4.18). Beide Anlagen besitzen im wesentlichen die gleichen Komponenten von gleicher Größe und thermischer Leistung und werden unter gleichen Randbedingungen miteinander verglichen. Die einzigen Unterschiede sind der zusätzliche Pumpenantrieb im Kollektorkreis mit dazugehöriger Regelung und ein geringerer Strömungsquerschnitt im Wärmeübertrager bei der Pumpenanlage.

In Bild 5.1 sind die monatlichen und jährlichen solaren Deckungsraten der Thermosiphon- und Pumpenanlage gegenübergestellt. Es zeigt sich, daß die Thermosiphonanlage übers Jahr die gleiche Deckungsrate erreicht wie die Pumpenanlage. In den

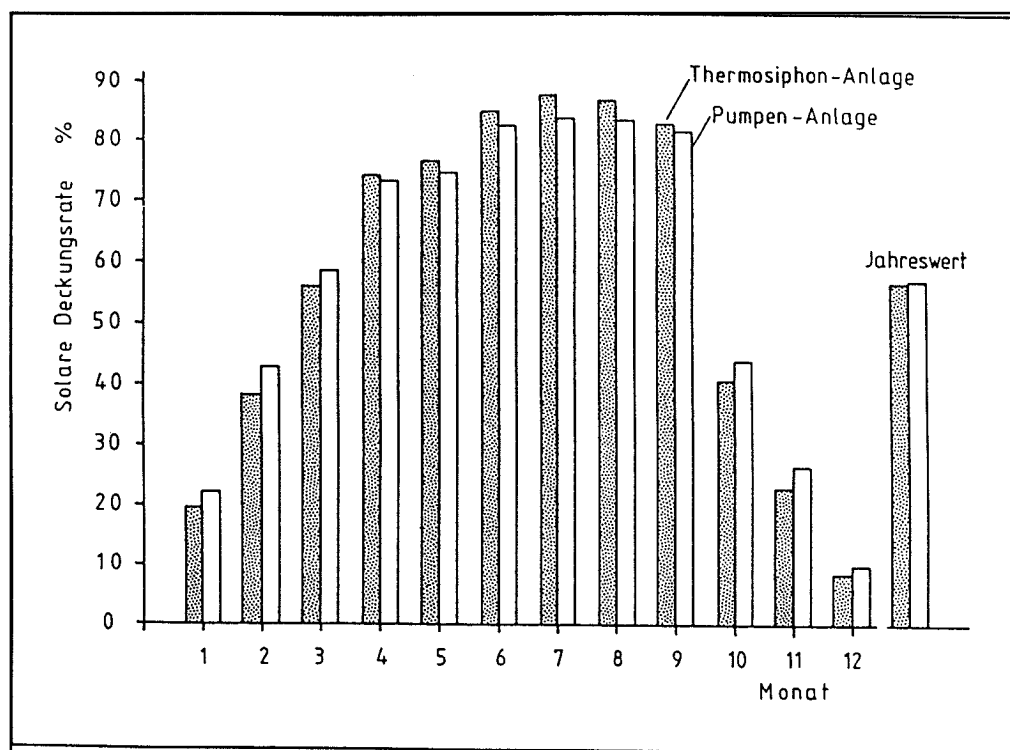


Bild 5.1: Gegenüberstellung der monatlichen und jährlichen solaren Deckungsraten des Thermosiphon- und Pumpen-Referenzsystems

Monaten mit hoher Einstrahlung ist sie in unserem Fall dem Pumpensystem sogar leicht überlegen, was letztere zwischen Oktober und März wieder ausgleicht. Die mittleren Durchflußraten der Thermosiphonanlage sind von April bis September ca. 5 mal, im Winter bis zu 13 mal kleiner als der vorgegebene Massendurchsatz der Pumpenanlage (siehe Tabelle 5.1). Auch für die monatlich zirkulierten Mengen (4- bis 8-mal weniger) gilt ähnliches. Trotzdem erreichen beide Systeme vergleichbare Deckungsraten. Demnach lohnt es sich besonders in der wärmeren Jahreshälfte nicht, Pumpenergie in das System zu investieren, um über den relativ hohen Durchfluß stets gute Wärmeübergänge im Kollektorkreis zu gewährleisten.

Sicher ließe sich durch eine aufwendigere Regelung, als sie in unserer Referenzanlage verwendet wird, die Deckungsrate der Pumpenanlage noch verbessern, doch wäre dies mit einem sehr großen technischen Aufwand verbunden. Bei der Leistungsfähigkeit und Funktionssicherheit der Thermosiphonanlage ist es fraglich, ob sich dieser Aufwand lohnt.

Monat	mittlere Durchflußrate (kg/h)		Laufzeit (h/Mon)		gesamte zirkulierte Menge (kg/Mon)	
	PU	TS	PU	TS	PU	TS
1	288	33	65	89	18733	2893
2		41	100	125	28820	5086
3		47	143	177	41213	8254
4		55	172	203	49570	11227
5		57	194	223	55911	12634
6		53	198	233	57064	12361
7		58	202	244	58216	14249
8		52	206	252	59369	13157
9		52	177	213	51011	11090
10		35	115	165	33143	5801
11		28	77	117	22191	3243
12		22	35	58	10087	1293
Jahreswert	288 (kg/h)	48 (kg/h)	1684 (h/a)	2096 (h/a)	485441 (kg/a)	101290 (kg/a)

Tabelle 5.1: Mittlere Durchflußraten, Zirkulationslaufzeiten und gesamte zirkulierte Mengen im Kollektorkreis der Pumpen- (PU) und Thermosiphon-Referenzanlage (TS) pro Monat und für das gesamte Jahr.

5.1.2 Saisonale Deckungsraten vergleichbarer Pumpen- und Thermosiphonsysteme

Schon durch den geringeren technischen Aufwand ist das Schwerkraftprinzip für Einfach- und Kleinsolaranlagen prädestiniert. Zu diesen Anlagen gehören Systeme mit vergleichsweise kleinen Kollektorflächen, drucklosen Speichern oder ohne Wärmeübertrager. Sie werden in der Regel als Kompaktanlagen auf dem Markt angeboten. Sinn solcher Anlagen ist es, durch Kompaktbauweise Montagekosten einzusparen und mit einem relativ geringen finanziellen Aufwand schon einen Teil des Warmwasserbedarfs solar decken zu können. Der geringere Preis der Kompaktanlagen bedeutet für den Verbraucher ein geringeres Investitionsrisiko und ist somit ein weiterer Kaufanreiz. Für den ausschließlichen Betrieb in der frostfreien Zeit ($\sim$ April bis November) kann auf Frostschtzuschätze im Kollektorkreis verzichtet werden, wodurch auch die thermische Leistung der Anlage steigt. Eine weitere leichte Verbesserung ergibt sich, wenn zudem der Wärmeübertrager eingespart wird. Aufgrund der Durchspülung des Speichers über die Kollektorkreis-zirkulation sind in diesen Anlagen jedoch insgesamt niedrigere Durchflußraten von Vorteil. Um diese Anlagen ebenfalls möglichst günstig zu dimensionieren, bedarf es einer gesonderten Parameterstudie, die in der vorliegenden Untersuchung nicht durchgeführt wurde.

Ein Nachteil der Systeme mit offenem Kollektorkreis ist die erheblich höhere Korrosionsgefahr. So sollten nur Kollektoren mit Kupferkanälen oder Edelstahlabsorbern in offenen Kollektorkreisen betrieben werden. Die anschließenden Ergebnisse entstammen Variationen der weiter oben genannten Referenzanlagen, also Systemen mit Wärmeübertragern.

In den Bildern 5.2 a-d sind die saisonalen Deckungsraten bezogen auf den Jahresverbrauch unterschiedlich großer Pumpen- und Thermosiphonsysteme aufgezeichnet. Ausgehend von den Monaten Juli und August sind die Betriebszeiträume jeweils um einen Monat nach beiden Seiten symmetrisch erweitert. In den Simulationen mit variabler Frostschtzkonzentration wurde für die frostfreie Periode (maximal 8 Monate) reines Wasser als Kollektorkreisfluid angenommen (Sommerbetrieb), für die rest-

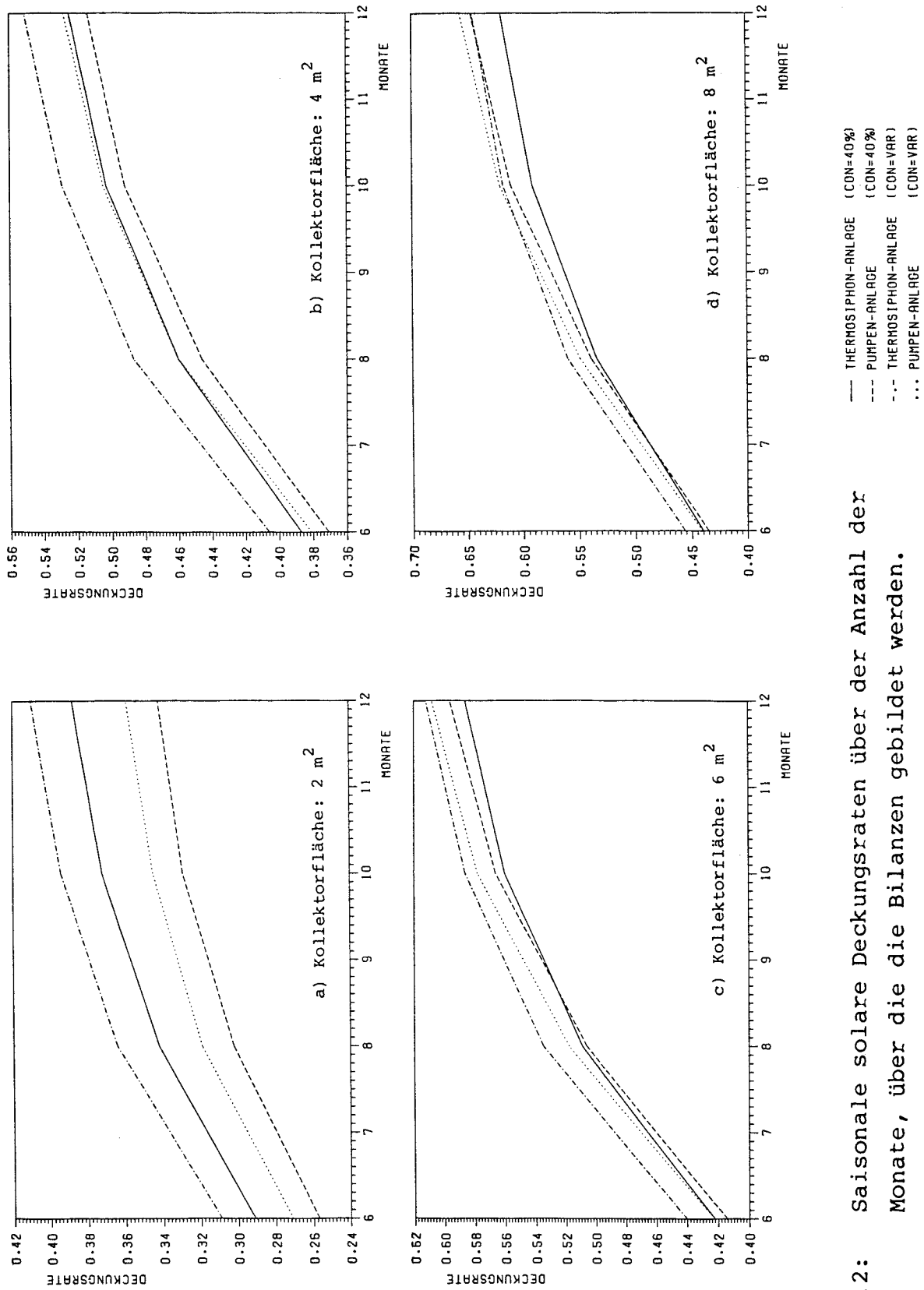


Bild 5.2: Saisonale solare Deckungsraten über der Anzahl der Monate, über die die Bilanzen gebildet werden. Die Betriebszeiträume sind ausgehend von den Monaten Juli und August jeweils symmetrisch erweitert.

liche Zeit 40 %iges Glykol-Wasser-Gemisch.

Bei den kleinen Anlagen (2 bzw. 4 m² Kollektorfläche) sind die Schwerkraftsysteme zwischen 1.5 und 5 % besser als die zwangszirkulierten. Mit 4 m² Kollektorfläche erreicht die Thermosiphonanlage in 8 Monaten Sommerbetrieb (ohne Frostschutz) bereits 49 % Deckungsrate. Im Ganzjahresbetrieb mit 40 %igem Frostschutz können mit der gleichen Anlage nur 4 % und mit der Pumpenanlage 2.5 % mehr an Deckungsrate erzielt werden. Mit größer werdenden Kollektorflächen nehmen die Unterschiede der Deckungsraten zwischen Sommer- und Ganzjahresbetrieb zu. Die Deckungsraten der Thermosiphon-Sommeranlagen mit 6 bzw. 8 m² Kollektorfläche können hier im Ganzjahresbetrieb um 5 bzw. 6 % gesteigert werden, die Pumpenanlagen erreichen hier sogar 6 bzw. 9 % Steigerung. Bei den großen Systemen haben die Pumpenanlagen im Ganzjahresbetrieb jeweils die höchste Deckungsrate. In Tabelle 5.2 sind die Deckungsraten der Thermosiphon-Sommeranlage und die Differenzen der anderen Anlagen dazu für verschiedene Betriebsbedingungen zusammengestellt.

Kollektor- fläche m ²	Sommeranlagen (8 Monate, CON = 0%)		Ganzjahresanlagen (CON = 40 %)	
	a) Thermosiphon-A. Deckungsrate	b) Pumpen-A. Differenz zu a)	c) Thermosiphon-A. Differenz zu a)	d) Pumpen-A. Differenz zu a)
2	36.5	- 3.5	+ 2.5	- 2.5
4	49.0	- 3.0	+ 4.0	+ 2.5
6	53.5	- 2.0	+ 5.0	+ 6.0
8	56.0	- 1.0	+ 6.0	+ 9.0

Tab. 5.2: Solare Deckungsrate der Thermosiphon-Sommeranlage und Differenz anderer Anlagen für verschiedene Betriebsbedingungen und -zeiträume

5.2 Ökonomischer Vergleich

Für die Analyse der Wirtschaftlichkeit solarer Warmwassersysteme können die dynamischen Methoden der Investitionsrechnung eingesetzt werden /5.1/. Ein gebräuchliches Kriterium zur Beurteilung ist dabei der Wärmepreis, durch den das Verhältnis der jährlichen Kosten zum jährlichen Wärmebedarf ausgedrückt wird. Die jährlichen Kosten einer Anlage sind die Annuität des Barwertes der Gesamtkosten. Da Energie- und Wartungskosten kontinuierlich über die Lebensdauer der Anlage anfallen, werden sie als jährliche Raten unter Berücksichtigung von Kostensteigerung und Kapitalzins aufaddiert und auf den Anschaffungszeitpunkt diskontiert. Eine ausführliche Herleitung des Wärmepreises sowie die Problematik seiner Anwendung auf SWWA sind in /5.2 und 5.3/ beschrieben.

Im folgenden sollen für unterschiedliche Pumpen- und Thermosiphonanlagen die Wärmepreise für zwei Kostenszenarien miteinander verglichen werden. Als sogenannte variable Kosten werden nur die der Kollektoren mit der Größe der Kollektorfläche variiert, da die Preise der anderen Komponenten sich mehr unter verschiedenen Herstellern als abhängig von ihrer Größe unterscheiden. Die Anlagen sind identisch mit den zuvor beschriebenen Referenzanlagen. Wärmebedarf und solare Deckungsraten für verschiedene Kollektorflächen entstammen den entsprechenden Untersuchungen der Kapitel 3 und 4.

Im ersten Szenario sind aktuelle Kosten einer durchschnittlichen SWWA gewählt (siehe Tabelle 5.3, realistisches Szenario) /5.4/. Die Unterschiede zwischen Pumpen- und Thermosiphonanlage sind außer den Deckungsraten 500 DM Mehrkosten für Pumpe und Regelung sowie ein Mehrbetrag von 50 DM/a für Wartung bei der Pumpenanlage. Wie Bild 5.3a zeigt, können die negativen Auswirkungen dieser Mehrkosten auf den Wärmepreis auch durch zum Teil höhere Deckungsraten nicht mehr kompensiert werden. Die Pumpenanlage ist ca. 10 % teurer als die Thermosiphonanlage. Beide Systeme sind jedoch vom Wärmepreis konkurrierender Warmwasserbereiter, z.B. eines Durchlauferhitzers, weit entfernt.

Kosten für:	realistisches Szenario		optimistisches Szenario		
	PU	TS	PU	TS	
Speicher	1500		500		DM
Wärmeübertrager	600		350		DM
Zusatzheizung	1000		1000		DM
Zubehör	1500	1000	700	300	DM
Montage	2500		300		DM
Wartung	100	50	100	50	DM/a
Inflationsrate	3.5	%/a			
Energiepreissteigerung	7.5	%/a			
Diskontsatz	8.0	%/a			
Lebensdauer	15	a			
Strompreis	0.19	DM/kWh			
Wärmebedarf	2233	kWh/a			

Tabelle 5.3: Angenommene Kosten und Randbedingungen der Pumpen- und Thermosiphon-Referenzanlagen für zwei Szenarien

Anschaftungs- und Montagekosten von derzeit in der Bundesrepublik Deutschland angebotenen Solarsystemen sind für eine wirtschaftliche Konkurrenzfähigkeit zu hoch und neue Entwicklungen auch nicht abzusehen. Dagegen werden und sind bereits im benachbarten Ausland, wie Holland, Dänemark, Frankreich und Belgien sowie in Japan neue Systeme entwickelt, die unter dem Kostengesichtspunkt systematisch neu durchkonstruiert sind und dabei gleiche oder höhere Leistung erbringen. Ihre wesentlichen Unterschiede zu herkömmlichen Systemen sind vor allem kostengünstigere Fertigungsverfahren und Kompaktbauweise, um die Montagekosten zu reduzieren.

So sind die Kosten für das zweite, optimistische Szenario in absehbarer Zeit durchaus realistisch (Bild 5.3b). Unter den angenommenen Randbedingungen, Anlage- sowie Montagekosten wird die

Thermosiphonanlage mit dem Durchlauferhitzer wirtschaftlich konkurrenzfähig.

Die Wärmepreiskurven verschieben sich mit anderen Annahmen für fixe Anlagen- und jährliche Wartungskosten annähernd parallel. Der Wärmepreis ändert sich dabei um ca. 5 DPf pro 1000 DM Fixkosten oder pro 100 DM/a Wartungskosten.

Je nach angenommenem Kollektorpreis (z.B. 300 DM/m²) weisen die Kurven bei unterschiedlichen Kollektorflächen (z.B. 4 m²) einen günstigsten Wärmepreis, d.h. ein ökonomisches Optimum auf. Die Optima sind jeweils für Pumpen- und Thermosiphonanlagen bei nahezu gleicher Kollektorfläche. Mit teurer werdendem Kollektorpreis verschieben sich die Optima zu kleineren Kollektorflächen und umgekehrt. Aber auch die Abhängigkeit der solaren Deckungsrate von der Kollektorfläche beeinflusst die Lage der Optima. So kann z.B. durch bessere Wirkungsgrade der Kollektoren und einer damit verbundenen höheren Nutzung des Strahlungsangebots mehr Kollektorfläche wirtschaftlich günstiger sein. Relativ gering ist der Einfluß der Energiepreissteigerung auf die Größe der optimalen Kollektorfläche. Eine um 2.5 % höher (bzw. niedriger) angenommene Steigerungsrate erhöht (bzw. verkleinert) den Wert der optimalen Kollektorfläche um ca. 0.5 m².

Trägt man den Wärmepreis über der solaren Deckungsrate auf, so zeigen sich ausgeprägte Minima für den Wärmepreis (Bild 5.4). An diesen Stellen haben die Anlagen unter den gegebenen Randbedingungen jeweils die ökonomisch optimalen Deckungsraten. Auch hier verschieben sich die Optima vornehmlich durch Kollektorpreis und die Abhängigkeit von Kollektorfläche und Deckungsrate. In Bild 5.4 ist auch der Wärmepreis für eine Pumpenanlage mit hocheffizienten Kollektoren, wie sie in /5.5/ untersucht wurde, eingezeichnet. Für gleichen Kollektorpreis liegt das Optimum dieser Anlage, bedingt durch den besseren Wirkungsgrad der Kollektoren, bei ca. 15 % höheren Deckungsraten als die entsprechenden Optima der anderen Anlagen. Jedoch darf der hocheffiziente Kollektor nur ca. 150 DM/m² teurer als der Referenzkollektor sein, um wirtschaftlich konkurrieren zu können.

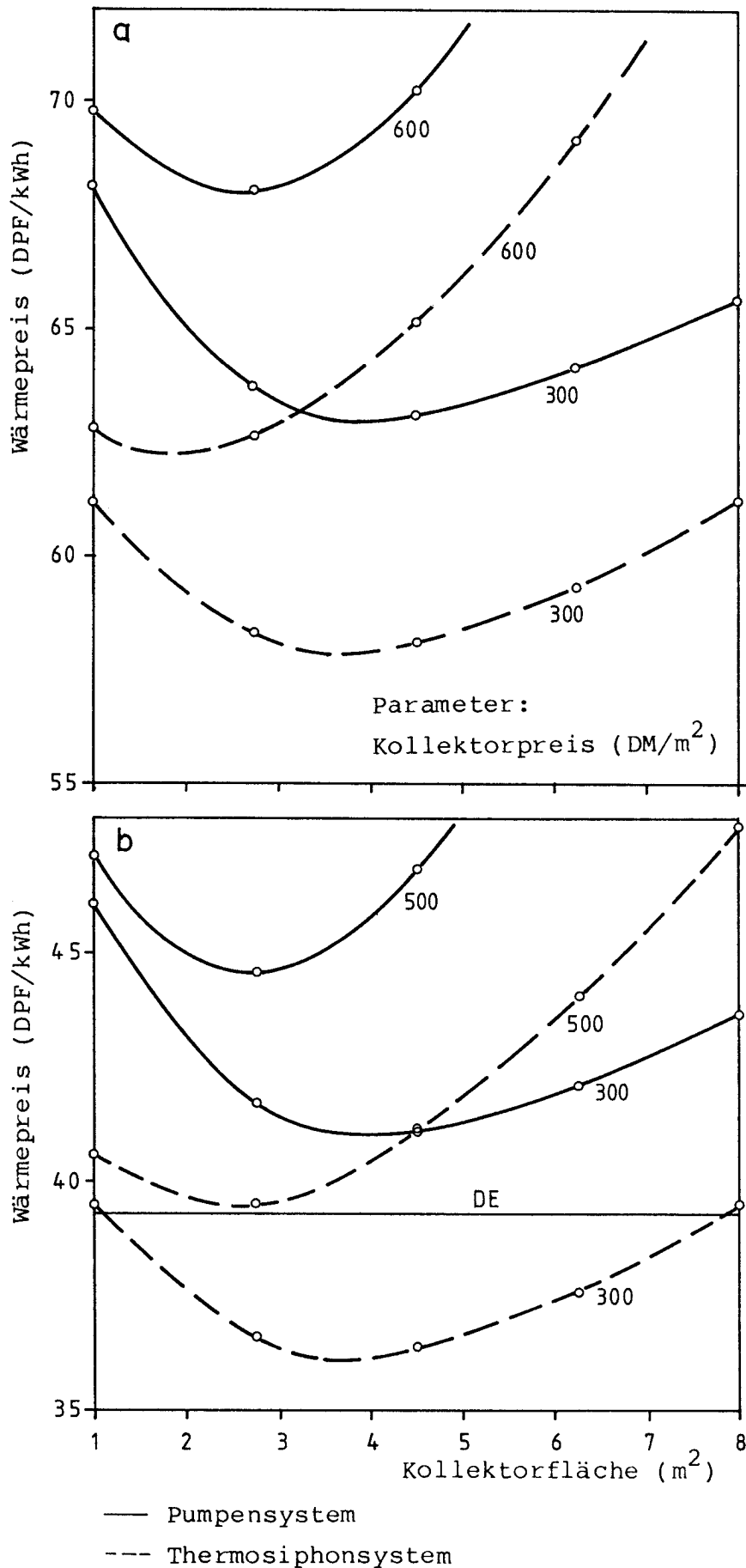


Bild 5.3: Wärmepreis der Pumpen- und Thermosiphon-Referenzanlage als Funktion der Kollektorfläche bei unterschiedlichen Kollektorpreisen für
a) ein realistisches und b) ein optimistisches Szenario
DE: Durchlauferhitzer

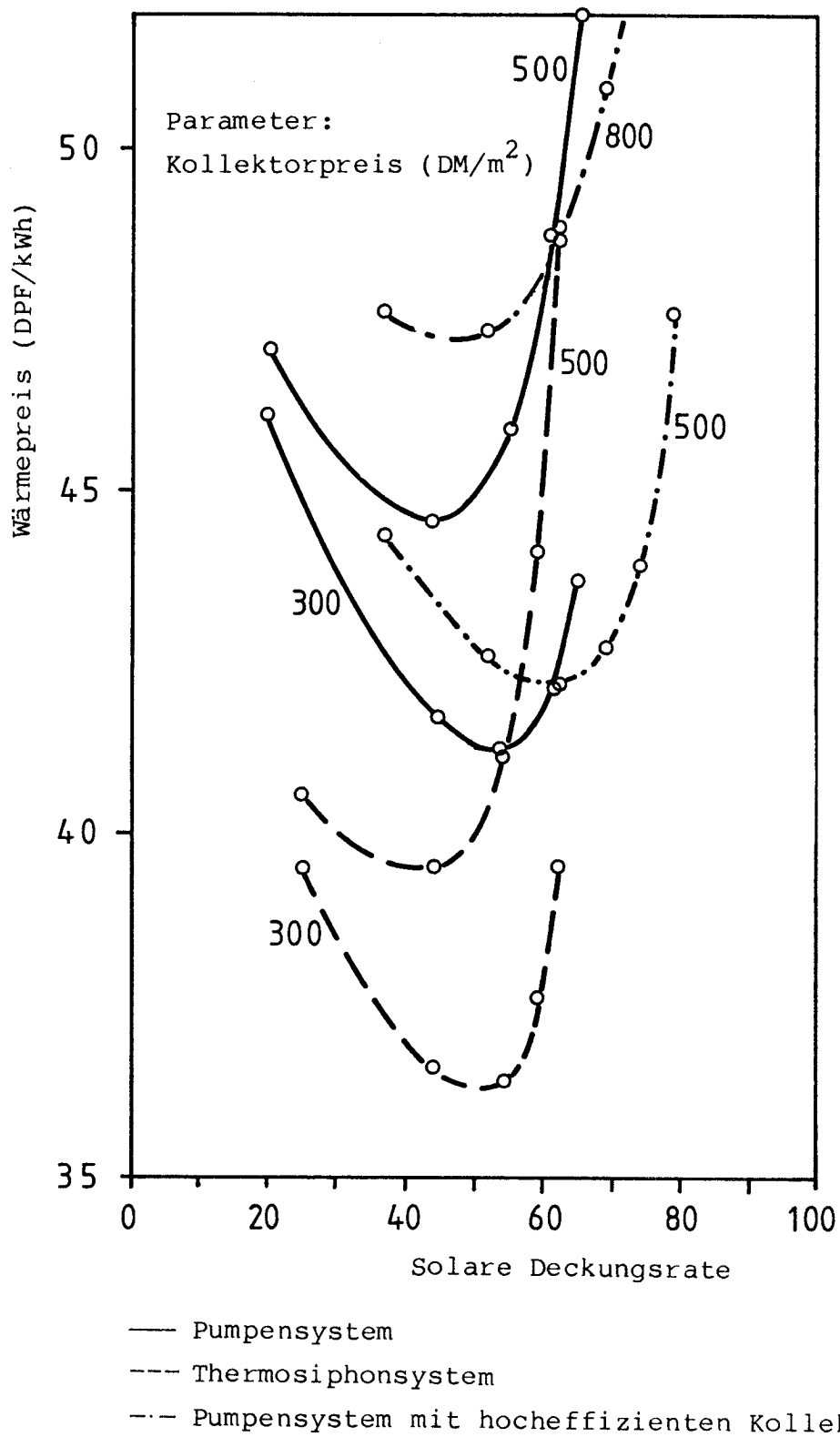


Bild 5.4: Wärmepreise verschiedener Anlagen über der solaren Deckungsrate für unterschiedliche Kollektorpreise

In Bild 5.5 ist der Grenzbereich für die Wirtschaftlichkeit einer SWWA im Vergleich mit einem Durchlauferhitzer unter den oben vorgegebenen Randbedingungen aufgetragen. Danach ist eine SWWA mit einer bestimmten Anfangsinvestition und einer jährlichen solaren Deckungsrate wirtschaftlich günstiger als ein Durchlauferhitzer, wenn sie im Diagramm unterhalb der Grenzkurve liegt. Die Grenzkurve verschiebt sich je nach angenommener Energiepreissteigerungsrate. Für eine Steigerungsrate von 7,5 % muß eine Verbesserung der Deckungsrate um 10 % folglich weniger als 600 DM Mehrkosten verursachen, um die Anlage auch unter ökonomischen Gesichtspunkten zu verbessern. Vergleicht man z.B. zwei Thermosiphonanlagen von 4 m² Kollektorfläche, die als Sommer- bzw. Ganzjahresanlage betrieben werden (siehe Kapitel 5.1.2), so darf der Gewinn an Deckungsrate von ca. 4 % bei Ganzjahresbetrieb mit höchstens 230 DM mehr Anschaffungskosten (z.B. für Frostschutzmittel) verbunden sein.

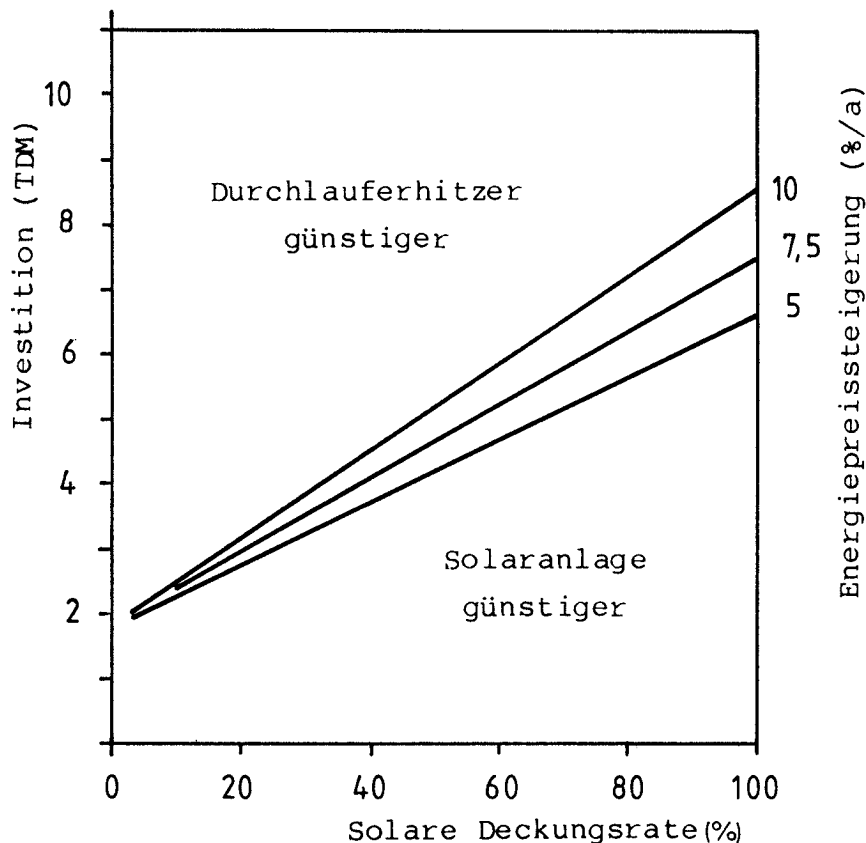


Bild 5.5: Grenzkosten für Anschaffung, Montage und Wartung einer Solaranlage über der solaren Deckungsrate bei unterschiedlichen Energiepreissteigerungsraten

6. Zusammenfassung

Gegenstand der Untersuchung sind solare Warmwasseranlagen für einen durchschnittlichen Warmwasserbedarf eines Einfamilienhaushalts. Es werden Systeme mit Wärmeübertrager und Frostschutzmittel im Kollektorkreis und externer Nachheizung des Warmwassers behandelt. Der Schwerpunkt liegt dabei auf einer genaueren Betrachtung des Betriebsverhaltens von Thermosiphonanlagen. Durch die Besonderheiten der natürlichen Zirkulation im Kollektorkreis ergeben sich ganz eigene, von denen der Pumpensysteme teilweise stark abweichende Empfehlungen für eine technisch günstige Auslegung der Anlagen. Vor allem die konträren Einflüsse der Strömungsquerschnitte auf Wärmeübergänge und Strömungswiderstände kennzeichnen den Dimensionierungsspielraum bestimmter Kenngrößen. Andere Variable wie Leitungslängen und Höhenunterschiede, die in Pumpenanlagen kaum von Bedeutung sind, erfordern hier indes besonderer Beachtung. Ebenso wirken sich die Eigenschaften unterschiedlicher Frostschutzkonzentrationen bei Schwerkraftzirkulation stärker aus.

Das thermische und hydraulische Verhalten der Anlagen wird mit Hilfe von zwei detaillierten Simulationsmodellen für Pumpen- und Thermosiphonsysteme beschrieben. Durch Gegenüberstellung von Meßaufzeichnungen und Rechenergebnissen werden Gültigkeit und Rechengenauigkeit der Modelle aufgezeigt. Die Genauigkeit beider Modelle entspricht der vergleichbarer Komponentenmodelle, wie sie aus Untersuchungen von Pumpenanlagen bekannt sind. Im wesentlichen gelten für die verwendeten Modelle die folgenden vereinfachenden Annahmen:

- Eindimensionale Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung
- Wärmebilanzen für einzelne Segmente mit jeweils mittleren Temperaturen bzw. Ein- und Austrittstemperaturen.
- Die Stoffeigenschaften sind als Funktionen der Konzentration des Frostschutz/Wasser-Gemisches und der Temperatur programmiert.
- Im Kollektormodul werden Kennwerte der Wirkungsgradkennlinie standardisierter Kollektortests verwendet. Abweichungen von

Durchflußrate, Einfallswinkel und Fluid werden durch Korrekturfunktionen berücksichtigt.

- Wärmekapazitätseffekte für den Kollektor werden nur im Stillstand berücksichtigt.
- Wärmeverluste in den Verbindungsleitungen können im Modell berechnet werden, haben aber einen vernachlässigbaren Einfluß.
- Das Auftreten turbulenter Strömungen wird sowohl bei den Wärmeübergangsrechnungen als auch bei der Bestimmung der Strömungswiderstände berücksichtigt.
- Aufgrund der einfachen technischen Möglichkeiten, den thermosiphonischen Rückfluß zu verhindern, wird auch im Modell ohne Umkehrung des Flusses gerechnet.

Als meteorologische Eingabegrößen für die Parameterstudien dienen stündliche Wetterdaten von Jülich für das Jahr 1982. Im Modell wird mit Zeitschritten von höchstens einer Stunde gerechnet, wobei die Zeitschrittweite je nach Größe der Energieströme weiter unterteilt wird. Die Globalstrahlungswerte und Umgebungstemperaturen liegen im Bereich durchschnittlicher Wetterbedingungen für einen großen Teil der Bundesrepublik. Die Ergebnisse der analytischen Untersuchungen können daher in ihren Tendenzen als repräsentativ für die gesamte Bundesrepublik angesehen werden.

Ausgangspunkt für die Variationen des Pumpen- bzw. Thermosiphon-systems ist jeweils eine Referenzanlage, die bezüglich ihrer Dimensionierung und thermischen Eigenschaften als gute Standardanlage angesehen werden kann. Im folgenden sind die wichtigsten Ergebnisse der analytischen Untersuchungen zusammengestellt.

- Im Gegensatz zu den Pumpenanlagen spielen die unterschiedlichen Höhenniveaus des Kollektorkreislaufs in Thermosiphonanlagen eine bedeutende Rolle. Neben den Dichteunterschieden und den Strömungswiderständen bestimmen sie im wesentlichen den Auftrieb des Kollektorkreisfluids und haben somit starken Einfluß auf Durchflußrate und Leistung des gesamten Systems. Drei Höhen sind dabei von Bedeutung: die vertikale Aus-

dehnung des Kollektors und des Wärmeübertragers sowie die Gesamthöhe zwischen Oberkante Wärmeübertrager und Unterkante Kollektor. Die Auswirkungen dieser drei Höhen auf die solare Deckungsrate können über eine reduzierte Höhe angenähert werden. Die reduzierte Höhe ist der Höhenunterschied zwischen Kollektor- und Wärmeübertragermitte. Mit Zunahme der reduzierten Höhe steigt die Deckungsrate bis ca. 0.4 m zunächst steil an und nimmt ab ca. 1 m kaum noch zu. Um mit den Höhenniveaus in einem günstigen Bereich zu liegen, sind für die Konstruktion von Thermosiphonanlagen möglichst große Gesamthöhen und möglichst niedrige vertikale Ausdehnungen für Kollektor und Wärmeübertrager zu wählen. Letzteres gilt besonders für Kompaktanlagen mit geringer Gesamthöhe.

- Dimensionierung der Querschnitte von Leitungsteilen im Kollektorkreis, an denen die Wärmeübergänge zum und vom Transportmedium stattfinden, spielt, wie oben erwähnt, in Thermosiphonanlagen eine besondere Rolle. Mit Verkleinerung des Strömungsquerschnitts erhöht sich hier bei vorgegebenem Massendurchsatz die Strömungsgeschwindigkeit, und die Wärmeübergänge an der Rohrwand werden besser. Dies kann natürlich die thermische Leistung der gesamten Anlage verbessern. Jedoch bringt die Einengung des Querschnitts auch größere Strömungswiderstände mit sich, was den Massendurchsatz insgesamt drosselt und damit die Strömungsgeschwindigkeit wieder reduziert.

So ergeben die Variationen des Innendurchmessers des Wärmeübertragers jeweils ein relativ stark ausgeprägtes Optimum bezüglich der solaren Deckungsrate. Die Größe des optimalen Querschnitts ist dabei unabhängig von anderen Größen, wie reduzierte Höhe oder Kollektorfläche, die mitentscheidend die Durchflußrate bestimmen. Setzt man voraus, daß mit der Übertragerfläche die Länge des Wärmeübertragerrohres zunimmt, so erhöht sich gleichzeitig der Strömungswiderstand. Für unterschiedliche Übertragerflächen ergeben sich unterschiedliche optimale Querschnitte. Bei Aufteilung des Wärmeübertragers in mehrere parallele Kanäle unter Beibehaltung des Gesamtquerschnitts und der gesamten Übertragerfläche ändert sich die

Deckungsrate nur geringfügig. Die hydraulischen Effekte kleinerer Rohrlängen heben sich in etwa gegenseitig auf. Behält man beim Aufteilen des Wärmeübertragers jedoch den Ausgangsdurchmesser bei, so bestimmt im wesentlichen der sich ergebende Gesamtquerschnitt die neue Deckungsrate. Entfernt man sich damit dem optimalen Querschnitt, so wird sich die Deckungsrate verschlechtern und umgekehrt.

Bei der für Pumpenanlagen üblichen Größe der Zirkulationspumpen (kleinere werden auf dem Markt gar nicht angeboten) haben die Strömungswiderstände im Kollektorkreis in einem gewissen Rahmen eine untergeordnete Bedeutung. So sind hier für den Wärmeübertrager relativ kleine Strömungsquerschnitte am günstigsten. Je größer die gewählte Durchflußrate, desto kleiner ist der Einfluß des Querschnitts.

- Im Kollektor ist die Wärmeübertragung zwischen Kanalwand und Wärmetransportfluid nur in geringem Maße vom Kanaldurchmesser abhängig. Schlechtere Wärmeübergänge bei langsameren Strömungen in großen Durchmessern werden durch die größere Kontaktfläche kompensiert. Jedoch können sich die Querschnitte durch ihren Einfluß auf den Druckverlust im Kollektor zum Teil sehr stark auf die solare Deckungsrate einer Thermosiphonanlage auswirken. Gesamtquerschnitte unter 10 cm^2 (ca. 10 mm Durchmesser bei 16 Kanälen) sollten hier nicht gewählt werden. Durch größere Querschnitte ist die Deckungsrate darüber hinaus kaum noch zu steigern. Aufgrund der im Mittel niedrigen und stark variierenden Massendurchsätze ist in Thermosiphonanlagen der Einfluß der Durchflußrate auf den Kollektorwirkungsgradfaktor F' zu berücksichtigen. Mit sinkenden Durchsätzen fällt F' überproportional ab. Eine Reduzierung der Anzahl der Strömungskanäle ist von Vorteil, doch wird dieser im Parallelrohrkollektor mit größeren Abständen der Rohre voneinander wieder aufgehoben. Kollektoren mit mäanderförmigen Absorberkanälen weisen bei wenigen Kanälen einen hohen Durchsatz pro Flächenelement auf. Im Vergleich von Parallelrohr- und Mäanderkollektor mit gleicher Wirkungsgradkennlinie bei Normdurchsatz und gleichem Gesamt-

strömungsquerschnitt erzielt letzterer in Thermosiphonanlagen die besseren Ergebnisse. Dies gilt besonders bei Systemen mit insgesamt niedrigen Durchflußraten, z.B. bei geringen Gesamthöhen.

- Der Durchmesser der Sammelrohre beeinflusst ebenfalls den Druckverlust im Kollektorkreis. In Thermosiphonanlagen mit verhältnismäßig hohen Durchflußraten genügen für ihn 20 mm, bei geringeren Durchflüssen sollte er größer sein.
- Der Einfluß der Kollektorfläche auf die solare Deckungsrate ist im Bereich kleiner Flächen ($< 5 \text{ m}^2$) bei beiden Systemen relativ groß. Das typische Sättigungsverhalten von Solar-systemen mit Speicher ist im Bereich großer Kollektorflächen zu beobachten. Hier bewirken Vergrößerungen der Fläche nur geringe Veränderungen der Deckungsrate. Für den angenommenen Warmwasser-Tagesbedarf eines Einfamilienhaushalts erscheint nach technischen Gesichtspunkten eine Kollektorfläche zwischen 3 und 6 m^2 sinnvoll. Aus der ökonomischen Untersuchung ergeben sich jedoch abhängig vom Kollektorpreis günstige Kollektorflächen zwischen 2 und 5 m^2 . Unter der Annahme einer je nach Kollektorfläche eingestellten Durchflußrate bei Pumpenanlagen sind die Deckungsraten kleiner Anlagen (bis ca. 5 m^2 Kollektorfläche) schlechter als die der entsprechenden Thermosiphonanlagen. Die Wahl der Durchflußrate sollte sich bei Pumpenanlagen in der untersuchten Größenordnung nicht nach der Größe der Kollektorfläche richten, sondern für all diese Anlagen zwischen 150 und 300 l/h liegen.
- Die Sensitivität der Deckungsrate in bezug auf den Konversionsfaktor η_0 ist bei beiden Systemen (TS und PU) gleich. Dagegen reagiert die Thermosiphonanlage empfindlicher auf den mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten des Kollektors.
- Wärmeübertragerflächen zwischen 1 und 2 m^2 sind sowohl in Pumpen - als auch Thermosiphonsystemen der betrachteten Größenordnung in der Regel ausreichend dimensioniert.

Kleinere Übertragerflächen bringen schon gravierende Einbußen der solaren Deckungsrate mit sich.

In Pumpensystemen ist auch bei kleinen Durchflußraten mit Übertragerflächen über 2 m^2 kaum noch eine Leistungssteigerung zu erreichen. Dies gilt für alle Kollektorflächen bis zu 8 m^2 . Eine Empfehlung, die Übertragerfläche abhängig von der Kollektorfläche zu dimensionieren, ist demnach in diesem Größenbereich nicht sinnvoll.

Die Steigerung der Deckungsrate bei einer Vergrößerung der Übertragerfläche von 1 auf 2 m^2 beträgt in den Pumpensystemen unabhängig von der Kollektorfläche immer ca. 1 bis 2 % absolut. Dagegen ist sie im gleichen Fall bei einer Thermosiphonanlage immer 7 bis 10 % des Wertes für 1 m^2 Übertragerfläche (dabei wird zu jeder Übertragerfläche der jeweils optimale Innendurchmesser des Wärmeübertragers angenommen). Die Verhältnisse der Deckungsraten für verschiedene Übertragerflächen untereinander bleiben bei allen Kollektorflächen in etwa gleich. So lohnt sich hier eine Vergrößerung der Übertragerfläche bei größeren Kollektorflächen. Bei 8 m^2 Kollektorfläche beträgt die Differenz der Deckungsraten für 1 und 2 m^2 Übertragerfläche immerhin absolut 4 %, gegenüber 2 % bei 2 m^2 Kollektorfläche.

Thermosiphonanlagen mit im Durchschnitt geringen Durchflußraten, z.B. aufgrund geringer reduzierter Höhe, sollten etwas größere Übertragerflächen (um die 2 m^2) besitzen.

- Für Rohrleitungen des Kollektorkreises von Thermosiphonanlagen, an denen keine wesentlichen Wärmeübergänge stattfinden, ist die Dimensionierung des Strömungsquerschnitts nur bezüglich des Einflusses auf den Druckverlust von Bedeutung. Es ist in jedem Fall günstig, möglichst kurze Rohre mit großem Querschnitt zu verwenden. Bei kleinen Querschnitten reagiert die solare Deckungsrate sensibler auf die Rohrlänge als bei größeren. Für relativ kurze Leitungen genügen Durchmesser zwischen 20 und 26 mm, für längere Leitungen sollten Durchmesser bis zu 30 mm gewählt werden.

- Durch die veränderten Stoffeigenschaften bewirkt der Zusatz von Frostschutzmittel im Kollektorkreisfluid eine Verschlechterung der solaren Deckungsrate. Die Einbußen sind bis zu Konzentrationen von ca. 50 % relativ gering und nehmen darüber hinaus erheblich zu. Für große Durchflußraten ist der Effekt schwächer. Da in Thermosiphonanlagen im Schnitt kleinere Massendurchsätze auftreten, ist der Einfluß der Frostschutzkonzentration in diesen Systemen wesentlich ausgeprägter. Hierzu tragen auch die höheren Strömungswiderstände durch die größere Zähigkeit des Frostschutzmittels gegenüber der von Wasser bei. Maßnahmen, die in Thermosiphonsystemen die Durchflußrate verändern, wie z.B. andere Höhenunterschiede oder Kollektorflächen, beeinflussen auch die Abhängigkeit der Deckungsrate von der Frostschutzkonzentration entsprechend. D.h. gerade in kleinen und kompakten Anlagen sollten möglichst geringe Konzentrationen gewählt werden.

- Der Einfluß des Speichervolumens auf die solare Deckungsrate von Pumpen- und Thermosiphonanlagen der untersuchten Größenordnung ist relativ gering. Oberhalb eines Volumens von 200 l läßt sich die Deckungsrate in allen Fällen durch größeres Volumen (hier bis 500 l) meist nur um 2, bis maximal 4 % verbessern. Abhängig von Wärmezufuhr, Warmwasserentnahme und Wärmedämmung existieren bei unterschiedlichen Volumina nur schwach ausgeprägte Maxima für die Deckungsrate. Folglich ist es für die Dimensionierung der Anlagen nicht unbedingt notwendig, das Speichervolumen an Kollektorfläche und Warmwasserbedarf anzupassen. Angesichts der höheren Kosten größerer Speicher und dem starken Abfallen der Deckungsrate bei kleineren Speichern, sind für beide Systeme Volumina zwischen 100 und 200 l zu empfehlen. Je größer der Speicher gewählt wird, desto wichtiger ist eine gute Wärmedämmung. Bei unzureichender Dämmung kann eine Vergrößerung des Speichervolumens eine Verschlechterung der Deckungsrate bewirken.

Bei heutigen Anlagekosten sind solare Warmwasseranlagen weit von der Wirtschaftlichkeit entfernt. Doch sind Entwicklungen vor allem aus dem Ausland abzusehen, durch die sich Anschaffungs- und Montagekosten drastisch reduzieren lassen. Mit prognostizierten Gesamtkosten von unter 4000 DM und der hier berechneten Leistung sind diese Systeme mit herkömmlichen Warmwasserbereitern konkurrenzfähig. Die Anwendung des Schwerkraftprinzips in solaren Warmwasseranlagen ist ein Beitrag zur Reduzierung der Kosten für Anschaffung, Montage und Wartung sowie zur Vereinfachung der Systeme. Die vorliegende Untersuchung zeigt, daß dies auch in unseren Breiten ohne einen Verlust an Leistungsfähigkeit gegenüber Pumpenanlagen möglich ist.

Aus den vorgestellten detaillierten Parameterstudien lassen sich geeignete Abmessungen für die Konstruktion einer leistungsstarken Thermosiphonanlage entnehmen. Das Aufzeigen der Einflüsse verschiedener Parameter verdeutlicht den Dimensionierungsspielraum für technisch günstige Lösungen, so daß auch ökonomische Kriterien in die Konstruktion einbezogen werden können.

Die Arbeit gibt Anknüpfungspunkte für weiterführende Untersuchungen. Eine Ausweitung der Analysen auf größere Systeme, z.B. für Zwei- und Mehrfamilienhäuser liegt nahe. Ebenso sollten die Möglichkeiten des Wärmetransports mit Phasenwechsel bei natürlicher Zirkulation im Kollektorkreis untersucht werden. Dieses Prinzip könnte zu einer weiteren Verbesserung der Leistungsfähigkeit von solaren Warmwasseranlagen beitragen.

7. Literaturverzeichnis

Zu Kapitel 2:

- /2.1/ Handbuch der Energiespartechiken, H.L. Cube (Hrsg.),
Verlag C.F. Müller, Karlsruhe, 1983
- /2.2/ Analytische Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit von
Solaranlagen zur Warmwasserbereitung,
P.W. Wensierski, unter Mitarbeit von W. Scheller,
Kernforschungsanlage Jülich GmbH, Jül-Spez-268, 1984
- /2.3/ Test, Zeitschrift der Stiftung Warentest, Januar 1984

Zu Kapitel 3:

- /3.1/ Duffie, J.A., Beckmann, W.A.: Solar Energy - Thermal
Processes, John Wiley & Sons
- /3.2/ Fricke, J. und Borst, W.L.: Energie, Ein Lehrbuch der
physikalischen Grundlagen, Oldenbourg Verlag, München-
Wien, 1981
- /3.3/ Stoer, J.: Einführung in die numerische Mathematik I/II,
Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1972
- /3.4/ Whiteman, J.R.: The Mathematics of Finite Elements and
Applications, Academic Press, London-New York, 1973
- /3.5/ Bruno, R., Which Models for What?, ISES/CSIRO Workshop
on Solar Energy System Design, Düsseldorf, 30.11.1978
- /3.6/ Leyers, H.J.: Über das Temperaturverhalten von Jahres-
wärmespeicher-Seen, Jül-1339, 1976
- /3.7/ Pate, R.A.: A Thermal Energy Storage Tank Model for
Solar Heating, Dissertation, Utah State University, 1977

- /3.8/ TRNSYS, A Transient Simulation Program, Engineering Experiment Station Report 38-10, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, Wisconsin, June 1979
- /3.9/ Duppenenthaler, A.: Die Berechnung des Bruttowärmeertrages von Solarkollektoren, Technische Mitteilung TM-IN-670, Eidg. Institut für Reaktorforschung, 24.3.1977
- /3.10/ Koch, H.R., Short Interval Meteorological Data for Computation of Energy Output of Collectors, Institut für Kernphysik der KFA Jülich, 1982
- /3.11/ Scheller, W.: Berechnung der Kollektorenergie aus reduzierten Wetterdaten, Diplomarbeit RWTH Aachen, März 1982
- /3.12/ Adnot, J., Bourges, B., Peuportier, B.: Design and Validation of Simplified Methods for Sizing active Solar Space Heating Systems, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris
- /3.13/ Posorski, R.: Die Ermittlung des Nutzwärmepotentials thermischer Flachkollektoren durch vereinfachte Berechnungsmethoden, Doktorvortrag, RWTH Aachen, 18. Juli 1983
- /3.14/ Beckmann, Klein, Duffie: Solarheizungen, planmäßig optimiert nach der f-chart Methode, Udo Pfriemer Verlag, München, 1979
- /3.15/ Versteegen, P.L.: Survey of currently used Simulation Methods, Final Report for DOE, Contract EM-78-C-04-4261 (Nov. 1978)
- /3.16/ Little, D.: Solar Heating and Cooling (SHAC) Simulation Programms: Assessment and Evaluation, EM-1866, Volume 1 and 2, Research Project 1269-1, EPRI, Palo Alto, May 1981

- /3.17/ Commission of the European Communities, CEC Modelling Group for Solar Heating Systems and Domestic Hot Water II, EUR-9157EN, Brüssel, 1984
- /3.18/ Wensierski, P.W.: SOLARYS: Ein interaktives Modell zur Simulation von Solarsystemen, Kernforschungsanlage Jülich GmbH, zur Veröffentlichung vorgesehen
- /3.19/ Analytische Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit von Solaranlagen zur Warmwasserbereitung, P.W. Wensierski, unter Mitarbeit von W. Scheller, Kernforschungsanlage Jülich GmbH, Jül-Spez-269, 1984
- /3.20/ Croy, R.: Untersuchungen zur Wirkungsgradkennlinie von Flachkollektoren, Diplomarbeit RWTH Aachen, Januar 1985
- /3.21/ VDI-Richtlinie 2067, Wirtschaftlichkeitsberechnungen von Wärmeverbrauchsanlagen, Blatt 4, Brauchwassererwärmung Düsseldorf, Jan. 1974
- /3.22/ Grossenberger, M. und Ebersbach, K.F.: Grundsätzliche Untersuchung über die Möglichkeit der Abwärmenutzung im Haushalt, Kapitel 22, Rationelle Energieverwendung, Statusbericht 1976 des BMFT, Bonn 1976
- /3.23/ Stein et al., Aufzeichnungen aus Messungen an einer solaren Warmwasseranlage von 1982 am Institut für Kernphysik der Kernforschungsanlage Jülich

Zu Kapitel 4:

- /4.1/ Bergquam, J.B., Young, M.F., Perry, S. and Baughn, J.W.: A comparative study of SDHW systems in California. Report to the California Energy Commission, June 1979
- /4.2/ Fanney, A.H. and Liu, S.T.: Experimental system performance and comparison with computer predictions for six solar domestic hot water systems. In Proc. ISES, Silver Jubilee Cong., Atlanta, Georgia, May 1979, Vol. 2, pp. 972-976

- /4.3/ Fanney, A.H. and Liu, S.T.: Comparison of experimental and computer-predicted performance for six solar domestic hot water systems. ASHRAE Symp. on Solar Hot Water Systems. Los Angeles, CA, Feb. 1980
- /4.4/ Mertol, A., Place, W., Webster, T.: Detailed Loop Model (DLM) Analyses of Liquid Solar Thermosiphons with Heat Exchangers, Solar Energy, Vol. 27, No. 5, pp. 367-386, 1981
- /4.5/ Auer, F.: Solare Brauchwassererwärmung im Haushalt, Verlag Müller, Karlsruhe, Bd. 11, 1981
- /4.6/ Uhlemann, R.: Performance and Cost Analysis of Pressurized and Non-Pressurized Domestic Solar Water Heating Systems with Thermosyphonic Flow, Kernforschungsanlage Jülich GmbH, Jül-1882, Dez. 1983
- /4.7/ Späte, F.: Bestimmung des thermischen Verhaltens von zwei Thermosiphonanlagen, Kernforschungsanlage Jülich GmbH, Jül-Spez-194, Febr. 1983
- /4.8/ Test, Zeitschrift der Stiftung Warentest, Januar 1984
- /4.9/ Analytische Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit von Solaranlagen zur Warmwasserbereitung, P.W. Wensierski, unter Mitarbeit von W. Scheller, Kernforschungsanlage Jülich GmbH, Jül-Spez-268, 1984
- /4.10/ Close, D.J.: The performance of solar water heaters with natural circulation. Solar Energy 6, 33-40 (1962)
- /4.11/ Gupta, C.L. and Garg, H.P.: System design in solar water heaters with natural circulation. Solar Energy 12, 163-182 (1968)

- /4.12/ Ong, K.S.: A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater. Solar Energy 18, 137-147 (1974)
- /4.13/ Ong, K.S.: An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater. Solar Energy 18, 183-191 (1976)
- /4.14/ Zvirin, Y., Shitzer, A. and Bartal-Bornstein, A.: On the stability of the natural circulation solar heater. In Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto, Canada, 1978, Vol. 2, pp. 141-145
- /4.15/ Keller, J.B.: Periodic oscillations in a model of thermal convection. J. Fluid Mech. 26, 599-606 (1966)
- /4.16/ Wissler, E.H., Isbin, H.S. and Amundson, N.R.: Oscillatory behavior of a two-phase natural-circulation loop. A.I.Ch.E.J. 2, 157-162 (1956)
- /4.17/ Welander, P.: On the oscillatory instability of a differentially heated fluid loop. J. Fluid Mech. 29, 17-30 (1967)
- /4.18/ Creveling, H.F., DePaz, J.F., Baladi, J.Y. and Schoenhals, R.J.: Stability characteristics of a single-phase free convection loop. J. Fluid Mech. 67, 65-84 (1975)
- /4.19/ Greif, R., Zvirin, Y. and Mertol, A.: The transient and stability behavior of a natural convection loop. J. Heat Transfer 101, 684-688 (1979)
- /4.20/ Mertol, A.: Heat transfer and fluid flow in thermosyphons, Ph. D. Thesis, University of California, Berkeley, May 1980

- /4.21/ Mertol, A., Greif, R. and Zvirin, Y.: The transient steady-state and stability behavior of a thermosyphon with through-flow, Int. J. Heat Mass Transfer 24 (1981)
- /4.22/ Zvirin, Y., Jeuck, P.R., Sullivan, C.S. and Duffey, R.B.: Experimental and analytical investigation of a PWR natural circulation loop. ANS/ENS Thermal Reactor Safety Meeting, Knoxville, TN., April 1980
- /4.23/ Huang, B.J.: Similarity theory of solar water heater with natural circulation, Solar Energy 25, 105-116 (1980)
- /4.24/ DeSa, V.G.: Solar-energy utilization at Dacca. Solar Energy 8, 83-90 (1964)
- /4.25/ Chinnery, D.N.W.: Solar water heating in South Africa. CSIR Res. Rep. 248 (1971)
- /4.26/ Chinnappa, J.C.V. and Gnanalingam, K.: Performance at Colombo, Ceylon of a pressurized solar water heater of the combined collector and storage type. Solar Energy 15, 195-204 (1973)
- /4.27/ Zvirin, Y., Shitzer, A. and Grossman, G.: The natural circulation solar heater-models with linear and nonlinear temperature distributions. Int. J. Heat Mass Transfer 20, 997-999 (1977)
- /4.28/ Baughn, J.W. and Dougherty, D.A.: Experimental investigation and computer modeling of a solar natural circulation system. In Proc. 1977 Annual Meeting of the American Section of the ISES, June 1977, Vol. 1, pp. 4.25-4.29
- /4.29/ Baughn, J.W. and Dougherty, D.A.: Effect of storage height on the performance of a natural circulation (thermosyphon) hot water system. In Proc. 2nd Nat. Passive Solar Conf., Philadelphia, PA, 16-18 March 1978, Vol. 2, pp. 637-641

- /4.30/ Dougherty, D.A. and Baughn, J.W.: Effects of low solar input and amount of storage on thermosyphon hot water system performance. Presented at the Winter Annual Meeting of the ASME, San Francisco, CA, 10-15 Dec. 1978
- /4.31/ Shitzer, A., Kalmanoviz, D., Zvirin, Y. and Grossman, G.: Experiments with a flat plate solar water heating system in thermosyphonic flow. Solar Energy 22, 27-35 (1979)
- /4.32/ Daneshyar, M.: Mean monthly performance of solar water heaters with natural circulation. In Proc. ISES, Silver Jubilee Cong., Atlanta, Georgia, May 1979, Vol. 2, pp. 983-987
- /4.33/ Morrison, G.L. and Ranatunga, D.B.J.: Transient response of thermosyphon solar collectors. Solar Energy 24, 55-61 (1980)
- /4.34/ Morrison, G.L. and Ranatunga, D.B.J.: Thermosyphon circulation in solar collectors. Solar Energy 24, 191-198 (1980)
- /4.35/ McDonald, T.W. and Ali, A.F.M.: Thermosiphon loop performance characteristics: Part 3, Simulated performance. ASHRAE Trans. 83, Part 2, 279-287 (1977)
- /4.36/ Sodha, U.S., Tiwari, G.N.: Analysis of Natural Circulation Solar Water Heating Systems, Energy Con. & Mgmt. Vol. 21, pp. 283-288, 1981
- /4.37/ Bernard, D.E.: Performance Characteristics and Design Criteria for the Thermic Diode, a Passive Thermosyphon Solar Heating System, Garland Energy Series, Garland Publishing, Febr. 1979
- /4.38/ Sokolov, U., Vaxman, U.: Analysis of an Integral Compact Solar Water Heater, Solar Energy, Vol. 30, No. 3, pp. 237-246, 1983

- /4.39/ Morrison, G.L., Sapsford, C.U.: Long Term Performance of Thermosyphon Solar Water Heaters, Solar Energy, Vol. 30, No. 4, pp. 341-350, 1983
- /4.40/ Young, U.F., Bergquam, J.B.: The Performance of a Thermosyphon Solar Domestic Hot Water System with Hot Water Removal, Solar Energy, Vol. 32, No. 5, pp. 655-658, 1984
- /4.41/ Vorlesungsumdruck "Strömungslehre I", E. Krause, Aerodynamisches Institut, RWTH Aachen, 1980
- /4.42/ Langhaar, H.L.: Steady Flow in the Transition Length of a Straight Tube, ASME J. Appl. Mech. 9, pp. 55-58, 1942
- /4.43/ Sizmann, R. et al.: Verbesserung von Flachkollektoren zur thermischen Sonnenenergienutzung, BMFT-FB-T 84-042, München, 1984
- /4.44/ Schüller, L.: Z. angew. Math. Mech. 3 (1923) u. VDI-Z 67 (1923), S. 623
- /4.45/ Fromm, K.: Z. angew. Math. Mech. 3 (1923), S. 329
- /4.46/ Dunkle, R.V. and Davey, E.T.: Paper presented at Melbourne International Solar Energy Society Conference (1970). "Flow Distribution in Absorber Banks".
- /4.47/ Hausen, H.: Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. Berlin: Springer 1950
- /4.48/ Meßdaten, TÜV-München, persönliche Mitteilung
- /4.49/ Firmenprospekt, Wieland Werke AG, Ulm, 1979
- /4.50/ Uhlemann, R., Späte, F.: Meßdaten, persönliche Mitteilung, 1983

/4.51/ Stein, et al.: Bedienungsanleitung für Teststand
IKP 80 I, Kernforschungsanlage Jülich GmbH

/4.52/ Croy, R.: Meßdaten Kollektortest, persönliche Mitteilung

Zu Kapitel 5:

/5.1/ Jager, F. et al.: Bewertung der Wirtschaftlichkeit regenerativer Energien, ISES/BSE Fachtagung, München, Dez. 1982

/5.2/ Bergmann, G.: Solare Warmwasserbereitung und Heizung von Gebäuden in Mitteleuropa, ISES/BSE Fachtagung, München, Dez. 1982

/5.3/ TÜV-München, persönliche Mitteilung

/5.4/ Analytische Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit von Solaranlagen zur Warmwasserbereitung,
P.W. Wensierski, unter Mitarbeit von W. Scheller,
Kernforschungsanlage Jülich GmbH, Jül-Spez-268, 1984

Anhang:

I Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

- Bild 3.1: Tagesprofil des Warmwasserbedarfs je Person für verschiedene Wochentage
- Bild 3.2: Korrelation zwischen berechneter und gemessener Tageskollektornutzwärme für den Zeitraum eines Jahres
- Bild 3.3: Monatswerte der Kollektornutzwärme für die Realanlage und die Modellrechnungen bei unterschiedlicher Zeitauflösung der meteorologischen Daten
- Bild 3.4: Gemessene und berechnete Speichertemperaturen in drei Ebenen (oben, Mitte, unten) an einem Tag ohne Solareinspeisung und mit Zusatzheizung
- Bild 3.5: Gemessene und berechnete Speichertemperaturen in drei Ebenen (oben, Mitte, unten) an einem Tag mit Solareinspeisung und Zusatzheizung
- Bild 3.6: Solare Deckungsrate über der Kollektorfläche für verschiedene Wärmeübertragerflächen
- Bild 3.7a: Solare Deckungsrate über der Wärmeübertragerfläche für verschiedene Durchflußraten
- Bild 3.7b: Pumpenlaufzeiten zu Bild 3.7a
- Bild 3.8: Solare Deckungsrate über dem mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten des Kollektors für verschiedene Konversionsfaktoren
- Bild 3.9: Solare Deckungsrate über dem Innendurchmesser des Wärmeübertragers für verschiedene Übertragerflächen
- Bild 3.10a: Solare Deckungsrate über der Frostschutzkonzentration des Kollektorkreisfluids (Antifrogen-N-Wassergemisch) für verschiedene Durchflußraten

Bild 3.10b: Pumpenlaufzeiten zu Bild 3.10a

Bild 3.11: Solare Deckungsrate über dem Speichervolumen bei verschiedenen Isolationsdicken

Bild 3.12: Solare Deckungsraten über der Kollektorfläche für unterschiedlichen Warmwasserbedarf

Bild 4.1: Skizze der Thermosiphon-Referenzanlage mit den wichtigsten Höhenangaben

Bild 4.2: Dichte von Antifrogen-N-Wassermischungen verschiedener Konzentrationen

Bild 4.3: Kinematische Zähigkeit von Antifrogen-N-Wassermischungen verschiedener Konzentrationen

Bild 4.4: Widerstandsbeiwert für glatte, gerade Rohre verschiedenen Querschnitts

Bild 4.5: Widerstandsbeiwerte für rechtwinklige T-Stücke

Bild 4.6: Aufsummierte Durchgangs-Widerstandsbeiwerte für das Sammelrohr eines Parallelrohrkollektors

Bild 4.7: Skizze der untersuchten Kollektoren mit den wichtigsten Abmessungen und der Kanalgeometrie
PRB: Parallelrohrkollektor breit
PRH: Parallelrohrkollektor hoch
MEA: Meanderrohrkollektor

Bild 4.8: Gemessene (Symbole) und berechnete (-) Druckverluste der drei untersuchten Kollektoren für zwei Fluidtemperaturen (Wasser)

- Bild 4.9: Gemessene (Symbole) und berechnete (-) Druckverluste verschiedener Wärmeübertrager für Wasser von 58 °C
- Bild 4.10: Gemessene (mit Symbolen) und berechnete Durchflußrate der Thermosiphonanlage, sowie Kollektorein- und -austrittstemperatur für einen Tag
- Bild 4.11: Gemessene (mit Symbolen) und berechnete Kollektornutzwärme der Thermosiphonanlage an drei aufeinanderfolgenden Tagen
- Bild 4.12: Gemessene (mit Symbolen) und berechnete Kollektorein- und -austrittstemperaturen an drei aufeinanderfolgenden Tagen
- Bild 4.13: Gemessene (mit Symbolen) und berechnete Speichertemperaturen in drei Schichten für einen Tag
- Bild 4.14: Unterschiedliche Typen von Thermosiphonanlagen mit und ohne Wärmeübertrager (Abkürzungen siehe Text)
- Bild 4.15: Skizze der Auftriebsflächen in Thermosiphonanlagen mit und ohne automatischen Rückflußstop für verschiedene Betriebsbedingungen
- Bild 4.16: Temperaturdifferenz in Kollektor (ΔT_c) und Änderung der mittleren Speichertemperatur (ΔT_m) pro 30 min mit Rückfluß
- Bild 4.17: Temperaturdifferenz im Kollektor (ΔT_c) und Änderung der mittl. Speichertemperatur (ΔT_m) pro 30 min ohne Rückfluß
- Bild 4.18: Skizze der Thermosiphon-Referenzanlage mit den wichtigsten Kennwerten der Komponenten

- Bild 4.19: Skizze des Thermosiphon-Kollektorkreises mit Dichte-Höhe-Diagramm und den Auftriebsflächen
(+) Auftrieb in gewünschter Flußrichtung
(-) Auftrieb entgegen der gew. Flußrichtung
- Bild 4.20: Skizze der Dichte-Verläufe bei vier verschiedenen Höhen des Wärmeübertragers (K: Kollektor, W: Wärmeübertrager, E: Eingang, A: Ausgang)
- Bild 4.21: Solare Deckungsrate über der Gesamthöhe für verschiedene Wärmeübertragerflächen
- Bild 4.22: Solare Deckungsrate über der Wärmeübertragerhöhe für verschiedene Gesamthöhen
- Bild 4.23: Skizze zur vereinfachten Berechnung der Auftriebsfläche im Thermosiphon-Kollektorkreis
- Bild 4.24: Solare Deckungsrate über der reduzierten Höhe für unterschiedliche Kollektorflächen
- Bild 4.25: Solare Deckungsrate über der Wärmeübertragerfläche bei konstantem Strömungsquerschnitt für drei Gesamthöhen
- Bild 4.26: Solare Deckungsrate über der Wärmeübertragerfläche für ein bis drei parallele Übertragerrohre gleichen Querschnitts (in allen drei Varianten ist die gesamte Übertragerfläche gleich)
- Bild 4.27: Solare Deckungsrate über dem Innendurchmesser des Wärmeübertragers bei drei verschiedenen Gesamthöhen
- Bild 4.28a: Solare Deckungsrate über dem Innendurchmesser des Wärmeübertragers bei verschiedenen Übertragerflächen

- Bild 4.28b: Optimaler Gesamtquerschnitt (bzw. opt. Innendurchmesser bei einem Rohr) des Wärmeübertragers über der Übertragerfläche
- Bild 4.29: Solare Deckungsrate über der Kollektorfläche für verschiedene Gesamthöhen
- Bild 4.30: Solare Deckungsrate über der Kollektorfläche für unterschiedliche Übertragerflächen bei jeweils optimalen Strömungsquerschnitt des Übertragers
- Bild 4.31: Verhältnis der solaren Deckungsrate zur angenommen maximal möglichen abhängig von der Übertragerfläche bei zwei verschiedenen reduzierten Höhen
- Bild 4.32: Solare Deckungsrate über dem Verhältnis Kollektorhöhe zu -breite bei verschiedenen Gesamthöhen
- Bild 4.33: Solare Deckungsrate über dem Parallelrohrdurchmesser des Kollektors für verschiedene Gesamthöhen
- Bild 4.34: Solare Deckungsrate über dem Sammelrohrdurchmesser des Kollektors für verschiedene Gesamthöhen
- Bild 4.35: Solare Deckungsrate über dem Gesamtquerschnitt der Kollektorkanäle eines Parallelrohr- (mit Symbolen) und eines Mäanderkollektors bei verschiedenen Gesamthöhen
- Bild 4.36: Solare Deckungsrate über dem Wärmedurchgangskoeffizienten des Kollektors für verschiedene Konversionsfaktoren bei unterschiedlicher Gesamthöhe
- Bild 4.37: Solare Deckungsrate über dem Durchmesser der Verbindungsleitungen bei unterschiedlichen Leitungslängen
- Bild 4.38: Solare Deckungsrate über der Konzentration des Frostschutz-Wasser-Gemisches bei unterschiedlicher Gesamthöhe

Bild 5.1: Gegenüberstellung der monatlichen und jährlichen solaren Deckungsraten des Thermosiphon- und Pumpen-Referenzsystems

Bild 5.2: Saisonale solare Deckungsraten über der Anzahl der Monate, über die die Bilanzen gebildet werden. Die Betriebszeiträume sind ausgehend von den Monaten Juli und August jeweils symmetrisch erweitert.

Bild 5.3: Wärmepreis der Pumpen- und Thermosiphon-Referenzanlage als Funktion der Kollektorfläche bei unterschiedlichen Kollektorpreisen für
a) ein realistisches und b) ein optimistisches Szenario

Bild 5.4: Wärmepreise verschiedener Anlagen über der solaren Deckungsrate für unterschiedliche Kollektorpreise

Bild 5.5: Grenzkosten für Anschaffung, Montage und Wartung einer Solaranlage über der solaren Deckungsrate bei unterschiedlichen Energiepreissteigerungsraten

Tab. 3.1: Monatliche Summen bzw. Mittelwerte meteorologischer Meßdaten für den Standort Jülich und das Jahr 1982

Tab. 3.2: Technische Kennwerte der Pumpen-Referenzanlage

Tab. 4.1: Koeffizienten zu den Polynomen der Dichtefunktion

Tab. 4.2: Koeffizienten zu den Polynomen der Funktion der dynamischen Zähigkeit

Tab. 4.3: Abmessungen für typische Modelle von Wärmeübertragern für solare Warmwasseranlagen (Herstellerangaben)

- Tab. 5.1: Mittlere Durchflußraten, Zirkulationslaufzeiten und gesamte zirkulierte Mengen im Kollektorkreis der Pumpen- (PU) und Thermosiphon-Referenzanlage (TS) pro Monat und für das ganze Jahr
- Tab. 5.2: Solare Deckungsrate der Thermosiphon-Sommeranlage und Differenz anderer Anlagen für verschiedene Betriebsbedingungen und -zeiträume
- Tab. 5.3: Angenommene Kosten und Randbedingungen der Pumpen- und Thermosiphon-Referenzanlagen für zwei Szenarien

II Nomenklatur

Symbol	Bezeichnung	Einheit
A	Querschnitt der Strömung	m ²
A _i	Außenfläche des Segments	m ²
A _K	Kollektorfläche (Apertur)	m ²
A _s	Außenfläche des Speichers	m ²
a _s	solarer Deckungsanteil	
c _F	spezifische Wärme des Fluids	J/kgK
CON,k	Konzentration des Frostschutzmittels	%
D	solarer Deckungsgrad	
d	Durchmesser	m
d _o	Referenzdurchmesser	m
DE	Durchlauferhitzer	
d _h	hydraulischer Durchmesser	m
d _i	Innendurchmesser	m
d _k	Durchmesser Abzweig (Kanal)	m
d _{PR}	Durchmesser Parallelrohr	m
d _s	Spiralrohrdurchmesser	m
d _{Sr}	Durchmesser Sammelrohr	m
DVL	Durchmesser der Verbindungsleitung	m
f	Solar Fraction, solare Deckungsrate	
F	Auftriebsfläche	m
F'	Kollektorwirkungsgradfaktor	
f _{RE}	Korrektur für turbulente Strömung	
FWG	Wärmeübertrager-Gesamtfläche	m ²
GBL 45	Globalstrahlung auf 45 ° geneigte Fläche	kWh/m ²
g _{EL}	elektrischer Nutzungsgrad	
H,h	Höhe	m
HG	Gesamthöhe	m
HK	Höhe des Kollektors	m
HS	Höhe des Wärmeübertragers	m
HZB	Verhältnis Höhe zu Breite	
L	Rohrreibungslänge	m
L _e	Einlauflänge	m
L _{Ri}	äquivalente Widerstandslänge	m
LVL	einfache Länge der Verbindungsleitung	m

Symbol	Bezeichnung	Einheit
$\dot{m}$	Massendurchsatz	kg/s
$\dot{m}_o$	Referenzmassendurchsatz	kg/s
MEA	Meanderrohrkollektor	
$\dot{m}_{Koll}, \dot{m}_G$	Durchflußrate Kollektorkreis	kg/s
n	Anzahl der Kanäle	
p	Konzentration des Frostschutzmittels	%
p_o	Luftdruck über der Flüssigkeit	N/m ²
Δp_A	Auftriebsdruck	N/m ²
Δp_{ges}	Gesamtdruckverlust	N/m ²
Δp_{lam}	Druckverlust der laminaren Strömung	N/m ²
PRB	Parallelrohrkollektor breit	
PRH	Parallelrohrkollektor hoch	
P_{St}	statischer Druck der Flüssigkeit	N/m ²
PU	Pumpensystem	
P_v	Druckverlust der Strömung	N/m ²
Q_{Aux}	Hilfsenergie für Zusatzheizung	kWh
Q_{EL}	elektrische Zusatzenergie	kWh
$Q_{EL,K}$	Heizenergie ohne Solareinspeisung	kWh
$\dot{Q}_{Koll}$	Wärmeleistung vom Kollektor zum Speicher	W
Q_L, Q_{Load}	Warmwasserbedarf	kWh
Q_s	Solarwärmeeinspeisung in Speicher	kWh
$Q_V, Q_{V,S}$	Gesamtwärmeverlust des Speichers	kWh
Q_{VO}	Wärmeverlust des Speichers im Referenzfall	kWh
Q_{ZO}	Heizenergie im Referenzfall	kWh
RH	Reduzierte Höhe	m
RID	Rohrinnendurchmesser des Wärmeübertragers	m
RID_{opt}	optimaler Rohrinnendurchmesser	m
SD_g	Direktstrahlung auf geneigte Fläche	W/m ²
T	Temperatur	°C
Δt	Zeitintervall	s
ΔT_c	Temperaturdifferenz am Kollektor	°C
T_i	mittlere Temperatur eines Segments	°C
TIN	Speicherraumtemperatur	°C
ΔT_m	Änderung der mittleren Speichertemperatur	°C
TS	Thermosiphonsystem	
T_s	mittlere Speichertemperatur	°C
TUM	Umgebungstemperatur	°C
T_z	Zapftemperatur	°C

Symbol	Bezeichnung	Einheit
U	Umfang des Strömungskanals	m
UM	mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient des Kollektors	W/m ² K
U _s	mittlere Wärmedämmzahl des Speichers	W/m ² K
ΔU _s	Änderung der inneren Energie des Speichers	W s
U _o	mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient des Kollektors	
VAR	varierte Frostschutzkonzentration	
w	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	m/s
w _A	Strömungsgeschwindigkeit im Abzweig	m/s
w _{ges}	Strömungsgeschwindigkeit vor Abzweig	m/s
Z	Arbeitszahl	
z	Anzahl der Rohrabschnitte	

Griechische Buchstaben

Symbol	Bezeichnung	Einheit
δ	Diffusanteil der Strahlung	
ζ	Widerstandsbeiwert	
η _D	dynamische Zähigkeit	kg/ms
η _o	Konversionsfaktor des Kollektors	
λ	Wärmeleitzahl	W/mK
ν	kinematische Zähigkeit	m ² /s
ρ	Dichte des Fluids	kg/m ³
ρ _K	mittlere Dichte im Kollektor	kg/m ³
ρ _R	mittlere Dichte im Rücklauf	kg/m ³
ρ _W	mittlere Dichte im Wärmeübertrager	kg/m ³
ρ _V	mittlere Dichte im Vorlauf	kg/m ³
φ	Widerstandsbeiwert	

REIHE ANGEWANDTE SYSTEMANALYSE
DER PROGRAMMGRUPPE SYSTEMFORSCHUNG UND TECHNOLOGISCHE ENTWICKLUNG
KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GMBH - KFA/STE

Nr. 1: Schmitz, K., Niehaus, F., Rath-Nagel, St., Voß, A.
Die Entwicklungsmöglichkeiten der Energiewirtschaft in
der Bundesrepublik Deutschland - Untersuchung mit Hilfe
eines dynamischen Simulationsmodells,
Jül-Spez-1, Bd. I, Nov. 1977

Schmitz, K., et al.
Die Entwicklungsmöglichkeiten der Energiewirtschaft in
der Bundesrepublik Deutschland - Untersuchung mit Hilfe
eines dynamischen Simulationsmodells,
Jül-Spez-1, Bd. II, Nov. 1977

Nr. 2: Bohn, Th., Eich, P., Hansen, U., Jehle, B.
Künftige Stromgestehungskosten von Großkraftwerken,
Jül-Spez-2, Nov. 1977

Nr. 3: Wibbe, H.-B.
Probleme der kurzfristigen Markteinführung eines
nuklearen Fernenergiesystems - eine Betrachtung aus
Abnehmersicht für einen räumlich begrenzten Markt,
Jül-1486, Feb. 1978

Nr. 4: Jehle, B.
Einsatzmöglichkeiten und Einsatzbeispiele der Kern-
energie in NRW unter besonderer Berücksichtigung ihres
Beitrags zur Strukturverbesserung,
Jül-Spez-11, Juni 1978

Nr. 5: Hensel, W.
Beitrag zur Standardisierung der Standortbestimmung von
Kernkraftwerken,
Jül-Spez-12, Juni 1978

Nr. 6: v. Lojewski, D.
Wärme-, Strom- und Synthesegasversorgung von Ballungs-
räumen durch Fernenergie - aufgezeigt am Großraum Köln,
Jül-1516, Juni 1978

Nr. 7: Lenhardt, W.
Entwicklung des Strombedarfs in der Bundesrepublik
Deutschland und alternative Möglichkeiten seiner
Deckung,
Jül-Spez-18, Juli 1978

- Nr. 8: Kolb, G. (Redaktion)
gemeinsam mit KFA/IRE, KFA/PTH, HRB, GHT
Studie über die Wirtschaftlichkeit der Stromerzeugung
mit Hochtemperatur-Reaktoren,
Jül-1527, Aug. 1978
- Nr. 9: Meliß, M.
Möglichkeiten und Grenzen der Sonnenenergienutzung in
der Bundesrepublik Deutschland mit Hilfe von Nieder-
temperaturkollektoren - Grundlagen, Technische Systeme,
Wirtschaftlichkeit;
Jül-Spez-25, Dez. 1978
- Nr. 10: Wagner, H.J.
Der Energieaufwand zum Bau und Betrieb ausgewählter
Energieversorgungstechnologien - eine nettoenergetische
Analyse,
Jül-1561, Dez. 1978
- Nr. 11: Bartholdi, J.
Einführung der Nuklearen Fernenergie - umweltbedeutsame
Konsequenzen und deren Bewertung,
Jül-1573, Jan. 1979
- Nr. 12: Egberts, G.
Kostenoptimale Entwicklungsperspektiven des Raum-
heizungssektors im Energiesystem der Bundesrepublik
Deutschland,
Jül-Spez-41, Juni 1979
- Nr. 13: Düring, K.
Transport- und Verteilungskosten konventioneller
Systeme zur Wärmeversorgung der Bundesrepublik
Deutschland,
Jül-Spez-57, Okt. 1979
- Nr. 14: Leimkühler, K.
Metallische Rohstoffe - Rezyklierung - Energieeinsatz.
Untersuchung mit Hilfe eines Simulationsmodells,
Jül-Spez-44, Juli 1979
- Nr. 15: Lenhardt, W., Schwefel, H.P., Sievert, D., et al.
Ein Energieversorgungsmodell zur Langfristprognose der
Umwandlungskapazitäten,
Jül-Spez-63, Dez. 1979
- Nr. 16: Kollmann, H.
Die räumliche Wärmebedarfsverteilung der Haushalte und
Kleinverbraucher in der Bundesrepublik Deutschland,
Jül-Spez-64, Dez. 1979

- Nr. 17: Orth, D.
Niedertemperatur-Wärmeversorgung unter besonderer
Berücksichtigung ausgewählter neuer Technologien,
Jül-Spez-65, Dez. 1979
- Nr. 18: Manthey, Ch. (editor)
Energy Technology Data Handbook - Conversion
Technologies,
Jül-Spez-70, Vol. I, Jan. 1980
- Nr. 19: Manthey, Ch., Tosato, G.C.
Energy Technology Data Handbook - End Use Technologies.
Insulation, Space- and Water Heating Systems,
Jül-Spez-70, Vol. II, Okt. 1980
- Nr. 20: Hildebrandt, T.
Die nächsten 50 Jahre,
Analyse und Szenarium der wirtschaftlichen Evolution,
Jül-Spez-81, Juni 1980
- Nr. 21: Finnis, M.W.
Phase II - Final Report of MARKAL Studies for the
United Kingdom,
Jül-Spez-92, Okt. 1980
- Nr. 22: Scharff, E., Walbeck, M. (Federführung)
Planstudie: Halboffene Fernenergieversorgung, insbesondere
für den Raum Frankfurt a.M. mit Heißwasser-Fernwärmeversor-
gung für den Raum Köln,
JUL-Spez-95, Dez. 1980
- Nr. 23: Costa, J.O., Gil Sordo, V., Blasco, M., Jara, A.
Energy Scenarios and Implementation of New Technologies
for Spain,
JUL-Spez-110, April 1981
- Nr. 24: Jaek, W.
Mögliche Entwicklung des weltweiten Ausbaus der Kernenergie
unter Berücksichtigung wirtschaftlicher, gesellschaftlicher
und politischer Aspekte,
JUL-Spez- 118, Juli 1981
- Nr. 25: Schmitz, J.
Abschätzung des energiesparenden Innovationspotentials der
Industrie Steine und Erden,
JUL-1729, Aug. 1981

- Nr. 26: Bansal, N.K., Uhlemann, R., Boettcher, A.
Plastic Solar Air Heaters of a Novel Design - Testing and Performance,
JÜL-1783, April 1982
- Nr. 27: Höpfinger, E., Drepper, F., Heckler, R., Schwefel, H.P.
unter Mitarbeit von Hermes, U., Horst, H.
Zur Einbettung der Energiewirtschaft in die Volkswirtschaft
- Vier dynamische Modelle -
JÜL-Spez-166, Juli 1982
- Nr. 28: Grüter, J.W., Wolff, M.
Die Energieversorgung der Gemeinde Seedorf im Landkreis
Lüchow-Dannenberg, Niedersachsen - Eine Endenergieanalyse
JÜL-Spez-170, August 1982
- Nr. 29: Huber, W., Allhorn, H., Birnbaum, U.
Emissionen von Kohlenutzungsanlagen und mögliche Minderungs-
maßnahmen,
JÜL-1815, Nov. 1982
- Nr. 30: Müller, M., Maher, K.J., with contributions of Rath-Nagel, St.,
Tosato, G.C.
Summary Report on Technology Characterizations,
International Energy Agency: Energy Technology Systems
Analysis Project,
JÜL-Spez-185, Dez. 1982
- Nr. 31: Hildebrandt, T.
Wechselwirkungen zwischen Energiewirtschaft und Gesamt-
wirtschaft
JÜL-Spez-192, Dez. 1982
- Nr. 32: Höpfinger, E., Huber, W.
EFOM 12C CASE STUDIES - Candidate Technologies to Relieve
the EUROPEAN Energy System, Germany,
JÜL-Spez-193, EUR 8428 EN, Jan. 1983
- Nr. 33: Späte, F.
Bestimmung des thermischen Verhaltens von zwei Thermo-
siphonanlagen,
JÜL-Spez-194, Febr. 1983
- Nr. 34: Uhlemann, R.
Performance and Cost Analysis of Pressurized and Non-
pressurized Domestic Solar Water Heating Systems with
Thermosyphonic Flow,
JÜL-1882, Dez. 1983

- Nr. 35: Kollmann, H., Plewnia, M., Schmitz, J., Huber, W.
Stand und Entwicklungstendenzen der Raumwärmeversorgung der Haushalte -
Bd. 1: Determinanten des Heizwärmebedarfs von Gebäuden,
Bd. 2: Kosten für Energieeinsparung durch Wärmedämmung von Gebäuden und heizungstechnische Maßnahmen,
Bd. 3: Vergleich ausgewählter Heizungssysteme unter energetischen, ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten,
JÜL-Spez-234, Dez.1983
- Nr. 36: Heckler, R., Pohlmann, M., Schwefel, H.P.
Ein Modell zur Analyse der Umwandlungskapazitäten im Energiesektor der Bundesrepublik Deutschland,
JÜL-Spez-237, Dez. 1983
- Nr. 37: Aringhoff, R., Bezerra, S., Hymmen, H.A., Kolb, G., Pimentel, R. (Working Group KFA/STE, CAEEB/Brasilien, SETEC/Bras.)
Program of Research and Development on the Utilization of Brazilian Coal and on Energy Systems Analysis and Planning for Brazil,
JÜL-Spez-261, June 1984
- Nr. 38: Correa-Guzman, E.J.
Erweiterung des unscharfen linearen Programmierens bei Mehrfachzielsetzungen. Beschreibung und Anwendung auf Energiesystemanalysen,
JÜL-Spez-262, Juli 1984
- Nr. 39: Allhorn, H.
Modellmäßige Analyse der Energie- und Massenströme einer Kohleverflüssigungsanlage zur Bestimmung der Wirtschaftlichkeit unter besonderer Berücksichtigung von Maßnahmen zur Emissionsminderung;
JÜL-1937, Juli 1984
- Nr. 40: Romahn, B.,
mit Beiträgen von Wilde, D.,
Redaktion der gekürzten Fassung: Kolb, G.
Energiestudie für die Provinz Guangdong/Volksrepublik China; gekürzte Fassung des Bandes V: Energieversorgungsstrategien für die Provinz Guangdong bis zum Jahr 2000,
JÜL-Spez-264, Aug. 1984
- Nr. 41: Wensierski, P.W., unter Mitarbeit von Scheller, W.
Analytische Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit von Solaranlagen zur Warmwasserbereitung,
JÜL-Spez-268, Aug. 1984

- Nr. 42: Wensierski, P.W.
Analyse und Optimierung solarer Warmwasser- und Raum-
heizungssysteme von Wohnbauten mit verschiedenem Wärme-
schutz;
JÜL-Spez-301, Febr. 1985
- Nr. 43: Riemer, H.
Analyse der Einsatzmöglichkeiten solarthermischer Heiz-
systeme zur zentralen Niedertemperatur-Wärmeversorgung
in der Bundesrepublik Deutschland;
JÜL-Spez-307, Apr. 1985
- Nr. 44: Jobsky, Th.
Elektrizität im industriellen Energiemarkt. Eine sektorale
Analyse der Gründe und Ursachen der Elektrizitätsanwendung
unter Berücksichtigung der Kraft-Wärme-Kopplung;
JÜL-Spez-308, Apr. 1985
- Nr. 45: Wensierski, P.W.
SOLARYS - ein interaktives Modell zur Simulation von
Solarsystemen.
Teil I und Teil II,
JÜL-Spez-346, Febr. 1986
- Nr. 46: Giesecke Sara-Lafosse, C.R.
World Computer Model of Oil Markets: OPEC Pricing Strategy
Model in the Short and the Long Run,
JÜL-Spez-352, March 1986
- Nr. 47: Scheller, W.
Solaranlagen zur Warmwasserbereitung. Analytische Unter-
suchungen von Thermosiphon- und Pumpenanlagen unter
mitteleuropäischen Klimabedingungen,
JÜL-2047, März 1986

D a n k s a g u n g

Die vorliegende Arbeit entstand in der Programmgruppe Systemforschung und Technologische Entwicklung der Kernforschungsanlage Jülich GmbH

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. K. F. Knoche für seine Betreuung und wertvollen Ratschläge.

Für zahlreiche Anregungen und konstruktive Kritik danke ich Herrn Professor Dr. O. W. B. Schult, der auch das Korreferat übernommen hat.

Ferner möchte ich allen Mitgliedern der Programmgruppe Systemforschung und Technologische Entwicklung, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, insbesondere Herrn Dr.-Ing. P. W. Wensierski und Herrn Dr.-Ing. M. Meliß, für die vielfältige Unterstützung und ihre Diskussionsbereitschaft herzlich danken.

Meinen Dank möchte ich auch Frau B. Winkler für die Übernahme der Schreibarbeiten, Herrn E. Stute für das Anfertigen zahlreicher Abbildungen sowie Frau B. Herrmann für die vielen Hilfestellungen am Rechnerterminal aussprechen.

Im August 1985

W. Scheller

