

WÄRMESCHICHTUNG IN WASSERSPEICHERN MIT DOPPELMANTELWÄRMETAUSCHERN

M. Hohenstein^o, S. Werner^o, F. Hilmer^o, R. Orths*, K. Vajen^o

^oUniversität Marburg, FB Physik, D - 35032 Marburg

*Wagner & Co. Solartechnik GmbH, Ringstraße 14, D - 35091 Cölbe

Zusammenfassung

Unsere Experimente mit einem 200 l Modellspeicher zielen darauf ab, die Parameter Volumenstrom, Dicke des Mantels sowie Höhe und Form der Einströmvorrichtung in den Doppelmantel zu optimieren. Die erzielte Wärmeschichtung sowie das Verhalten des Tauschers wurden mittels des exergetischen Beladewirkungsgrades und optischen Färbemethoden bewertet.

Die beste Wärmeschichtung im Speichers stellte sich bei Volumenströmen zwischen 30 bis 36 l/h ein, während die Dicke des Mantels keinen Einfluß auf die Einschichtung hatte.

Die Höhe des Doppelmantels sollte nicht mehr als ca. 2/3 der Speicherhöhe betragen. Zur Einspeisung hat sich ein T-Stück im oberen Bereich des Doppelmantels bewährt.

Eine Unterteilung des Tauschers durch Querleisten bewirkte einen merklich höheren exergetischen Beladewirkungsgrad.

Thermische Solaranlagen zur Brauchwassererwärmung benötigen in Gebieten mit Frostgefahr Speicher, die mit Wärmetauschern versehen sind. Bei Anwendung der low-flow-Betriebsweise muß der Wärmetauscher eine gute Temperatureinschichtung in den Speicher gewährleisten, um die gegenüber herkömmlicher Betriebsweise höheren Kollektortemperaturen nutzen zu können.

Die weitverbreiteten Rohrwendel-Wärmetauscher können wegen der im Speicher während des Beladevorgangs auftretenden Konvektion diese Anforderung nicht erfüllen. Eine häufig diskutierte Lösung ist der Einsatz eines externen Wärmetauschers in Kombination mit einem Speicher mit Schichtbelade-Einrichtung. Eine konstruktiv einfache und kostengünstige Alternative dazu könnten Doppelmantel-Wärmetauscher bieten. Low-Flow-Anlagen mit diesem Wärmetauscher sollen eine höhere solare Deckungsrate als konventionelle Anlagen gleicher Größe liefern (/Fur91/).

Unsere Experimente zielten darauf ab, die Güte der Wärmeschichtung in einem Doppelmantelspeicher unter verschiedenen Betriebsbedingungen und Konstruktionsparametern des Tauschers zu ermitteln. Bei dem verwendeten

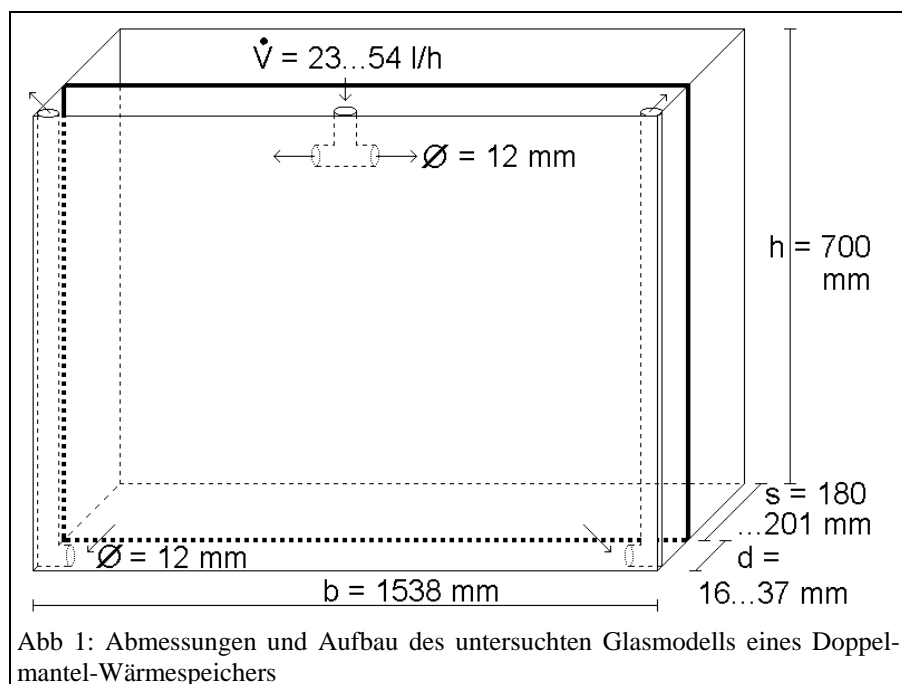


Abb 1: Abmessungen und Aufbau des untersuchten Glasmodells eines Doppelmantel-Wärmespeichers

Modell handelt es sich um einen quaderförmigen Glasbehälter mit einem Volumen von ca. 200 l und einer Metallplatte als Trennwand zwischen Tauscher und Speicher (vgl. Abb. 1). Der Einfluß des Belade-Volumenstroms \dot{V} , der Dicke des Mantels d sowie der Höhe und der Form der Einströmvorrichtung (vgl. Abb. 2) wurden untersucht. Ein Vorratsbehälter mit thermostatischer Heizung simulierte den Kollektor; die Einflußtemperatur T_e war während einer Meßreihe jeweils konstant. Die Strömungsverhältnisse im Doppelmantel während der Beladung wurden durch Anfärben des Wassers sichtbar gemacht und fotografiert. Die Wärmeschichtungen im Mantel und im Speicher sind für verschiedene Einström- und Speichertemperaturen untersucht worden. Generell unterteilten sich die Messungen in eine Beladephase mit hohen Einströmtemperaturen (60...75°C) und eine zweite Phase, in der die Einströmtemperatur der mittleren Speichertemperatur entsprach. Für die erste Phase berechneten wir den exergetischen Beladewirkungsgrad. Für die zweite Phase berechneten wir den relativen Carnotfaktor (s. u.), da hier die eingespeiste Exergie so gering war, daß die Speicherverluste das Ergebnis verfälschen würden. Den exergetischen Beladewirkungsgrad ζ des Speichers berechneten wir für jeden Zeitpunkt t (Gl.1) (vgl./Küb89/).

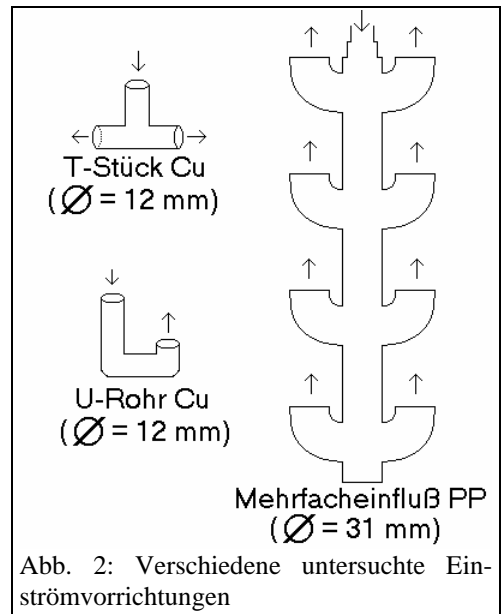


Abb. 2: Verschiedene untersuchte Einströmvorrichtungen

$$\zeta(t) = \frac{E_q(T_{Sp}) - E_q(T_{Sp,0})}{\int_0^t \dot{E}_q(T_e) dt' - \int_0^t \dot{E}_q(T_a) dt'} \quad (1)$$

mit

$$E_q(T_{Sp}) = \sum_{j=1}^n m_j \cdot c_{p,j} \cdot [T_{Sp,j} - T_0 - T_0 \cdot \ln(T_{Sp,j} / T_0)] \quad (2)$$

$$\dot{E}_q(T_e) = \dot{m}_e \cdot c_{p,e} \cdot [T_e - T_0 - T_0 \cdot \ln(T_e / T_0)] \quad (3)$$

$T_{Sp,j}$	Temperatur der Speicherschicht	j	Nr. der Speicherschicht
$T_{Sp,0}$	Anfangstemperatur des Speichers	m_j	Masse des Wassers in der Speicherschicht j
T_0	Kaltwassertemperatur	\dot{m}_e	Massenstrom des in den Doppelmantel eingespeisten Wassers
T_a	Ausflußtemperatur	c_p	Wärmekapazität des Wassers
T_e	Einspeisetemperatur	$E_q(T_e)$	ingespeiste Exergie
$E_q(T_{Sp})$	Exergie des Speichers		
Alle Temperaturen in Kelvin.			

(1) erlaubt eine Aussage über die Güte der Wärmeeinschichtung.

Da im Speicher vier Thermolemente in verschiedenen Höhen angebracht waren, berechneten wir die Speicherexergie über vier Schichten. Die Kaltwassertemperatur betrug 5 °C. Sie dient als Bezugstemperatur zur Exergieberechnung.

Unsere Versuche zeigten, daß sich im Speicher eine gute Wärmeschichtung einstellt, wenn die Einströmtemperatur oberhalb der höchsten Temperatur im Speicher liegt. Andererseits kann eine bestehende Temperaturschichtung zerstört werden, wenn die Einströmtemperatur niedriger ist als die Temperatur der obersten Schicht des Speichers. Für die Beladephase berechneten wir den exergetischen Beladewirkungsgrad bei einer Wärmezufuhr von $Q = 7000 \text{ kJ}$. Das entspricht einer Erhöhung der mittleren Speichertemperatur um 8 K.

Die Abhängigkeit des exergetischen Beladewirkungsgrades vom Volumenstrom, den wir von 23 bis 54 l/h variierten, ist in Abb.3 dargestellt. Hierbei zeigte sich, daß sich im Speicher bei kleineren Volumenströmen eine bessere Wärmeschichtung einstellt.

Allerdings ist zu beachten, daß sich der Kollektorwirkungsgrad bei geringen Volumenströmen verschlechtert. Berücksichtigt man die Wirkungsgradkennlinie eines typischen Flachkollektors, so ergibt sich (bei ca. 4 m² Kollektorfläche) ein maximaler Systemwirkungsgrad bei ca. 36 l/h sowie ein geringerer Abfall zu höheren Volumenströmen als in Abb.3 dargestellt (vgl./Fur91/).

Die Variation der Dicke des Mantels im Bereich von 1,6 bis 3,7 cm bewirkte im Einklang mit /Fur91/ keine relevante Veränderung des Beladewirkungsgrades.

Experimente mit verschiedenen Einströmformen (Abb.2) zeigten, daß ein T-Stück günstig ist. Der Mehrfacheinfluß bewirkte eine Verringerung des exergetischen Beladewirkungsgrades (vgl. Abb.3), der in Dänemark häufig verwendete Rohrstützen senkrecht zur Speicherwand hatte eine Verwirbelung des eingespeisten Fluids zur Folge.

Die Abhängigkeit des exergetischen Beladewirkungsgrades von der Einströmhöhe ist in Abb. 4 dargestellt; als Einströmform wurde ein T-Stück verwendet, der Volumenstrom betrug 54 l/h.

Es zeigt sich, daß die Einspeisung in den unteren Teil des Tauschers den Speicher bereits während des Beladevorganges durchmischt. Der minimale exergetische Beladewirkungsgrad, der sich bei vollständiger Durchmischung ergibt, würde bei einer Wärmezufuhr von 7000 kJ ca. 16

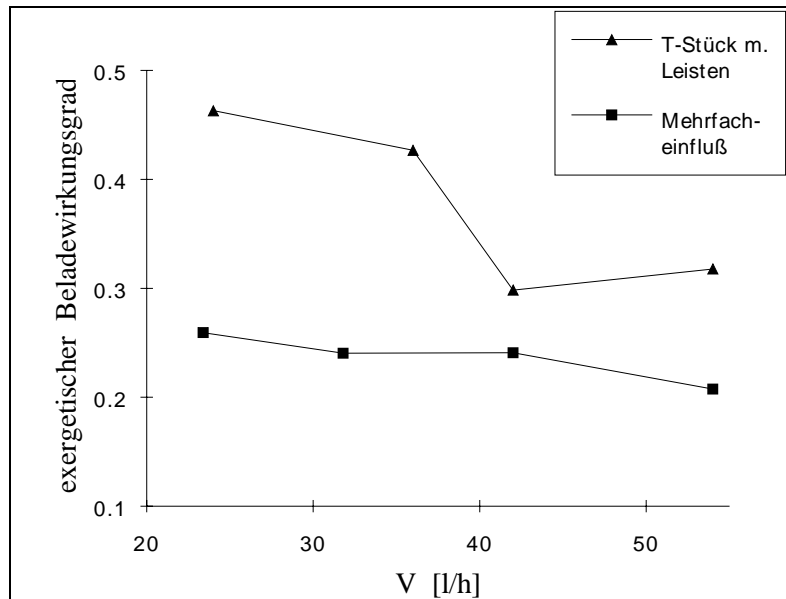


Abb. 3: Abhängigkeit des exergetischen Beladewirkungsgrades vom Volumenstrom bei einer Eintrittstemperatur von ca. 60°C und einer Anfangstemperatur des Speichers von 7°C. Die Einspeisung erfolgte beim T-Stück 4,5 cm unter der Wasseroberfläche in den Wärmetauscher, der mittels Leisten (s.u.) unterteilt war.

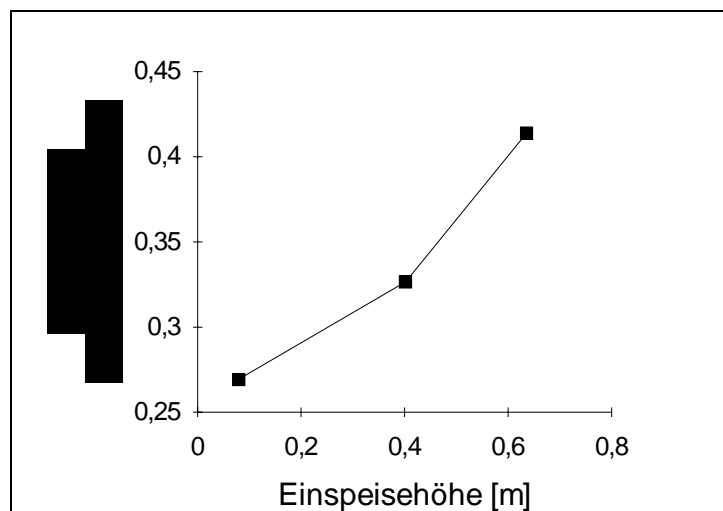


Abb 4: Abhängigkeit des exergetischen Beladewirkungsgrades von der Höhe der Einspeisung in den Doppelmantel bei einer Temperatur von ca. 55°C mit einem Volumenstrom von 54 l/h und einer Anfangstemperatur des Speichers von 12°C bei Verwendung eines T-Stücks. Die Speicherhöhe betrug 0,68 m, der Wärmetauscher war nicht durch Leisten unterteilt.

% betragen. Dieser Wert würde sich bei einem Rohrwendeltauscher einstellen.

Die Wärmeschichtung verbessert sich mit wachsender Einströmhöhe in den Wärmetauscher. Die Temperaturverschleppung steigt jedoch auch hier, wenn die Einflußtemperatur niedriger ist als die Temperatur der obersten Schicht des Speichers. Um das Ausmaß der Temperaturverschleppung bewerten zu können, werteten wir für diesen Fall den Carnotfaktor η_c des Speichers aus.

$$\eta_c = \frac{E_q(T_{Sp})}{Q(T_{Sp})} \quad (4)$$

Exergie und Wärmehalt des Speichers Q sind hierbei auf 5 °C bezogen.

Da der k-Wert des Speichermodells, der je nach Isolierung zwischen 2,6 und 4,9 W/m²K betrug, berücksichtigt werden muß, berechneten wir den relativen Carnotfaktor $\Delta\eta_{c,rel}$. Er macht eine Aussage darüber, um wieviel die Durchmischung bei Beladung stärker wächst als im Stillstand.

$$\Delta\eta_{c,rel} := \frac{\eta_{c,1} - \eta_{c,0}}{\eta_{c,S,1} - \eta_{c,S,0}} \quad (5)$$

- η_c Carnotfaktor Beladung mit $T < T_{Sp,max}$
- $\eta_{c,S}$ Carnotfaktor Stillstand
- 0 Anfangszustand
- 1 Zustand nach 45 min

Der relative Carnotfaktor in Abhängigkeit von der Einspeisehöhe ist in Abb.5 dargestellt. Dabei bedeutet ein negativer Wert eine Verbesserung der Temperaturschichtung gegenüber der Stillstandsmessung, ein positiver Wert eine Durchmischung.

Bleibt die Einspeisehöhe (relativ zum Speicher) konstant und wird die Höhe des Doppelmantels verkleinert, so wird die bestehende Temperaturschichtung weniger zerstört, beim Beladen bleibt jedoch ζ konstant.

Des weiteren unterteilten wir den Tauscher in vier Abschnitte, die durch Leisten voneinander getrennt waren. Zwischen den Leisten und der Tauscherwand bestand ein 2 mm breiter Spalt (Abb.6).

Dieser Aufbau bewirkte in der Beladephase mit hoher Temperatur einen exergetischen Wirkungsgradgewinn um den Faktor 1,2 gegenüber einem herkömmlichen Doppelmantelwärmetauscher, $\Delta\eta_{c,rel}$ bei Beladung mit der mittleren Speichertemperatur veränderte sich jedoch nicht.

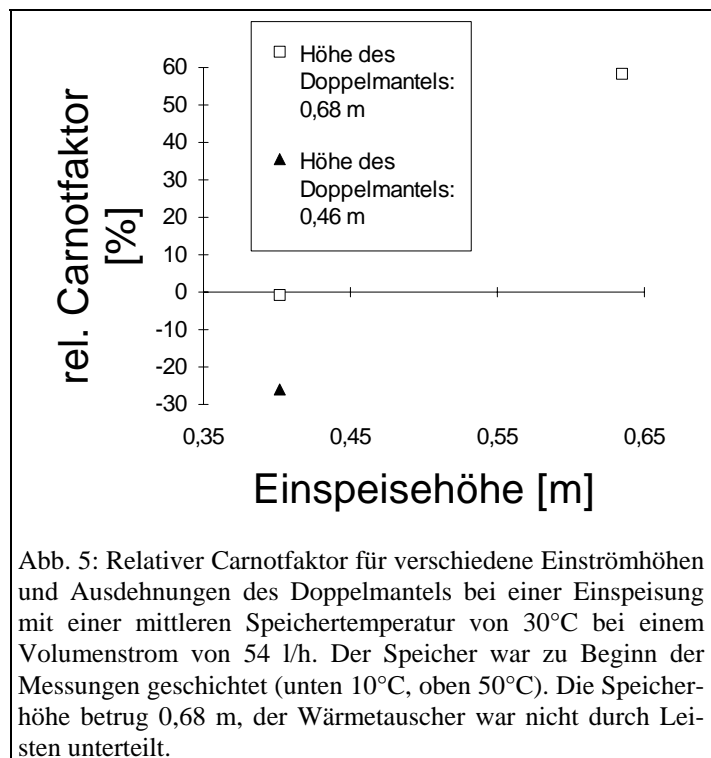


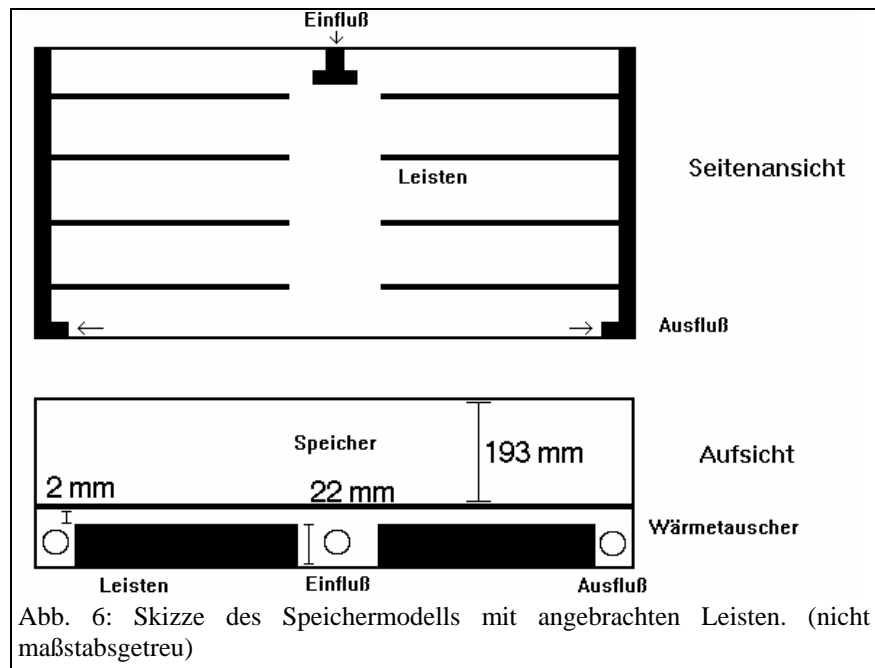
Abb. 5: Relativer Carnotfaktor für verschiedene Einströmhöhen und Ausdehnungen des Doppelmantels bei einer Einspeisung mit einer mittleren Speichertemperatur von 30°C bei einem Volumenstrom von 54 l/h. Der Speicher war zu Beginn der Messungen geschichtet (unten 10°C, oben 50°C). Die Speicherhöhe betrug 0,68 m, der Wärmetauscher war nicht durch Leisten unterteilt.

Unsere Experimente konnten die Aussage von Furbo (/Fur89/) nicht bestätigen., daß in Speichern mit Doppelmantelwärmetauschern keine Durchmischung stattfindet, falls die Einspeisung mit einer niedrigeren Temperatur als im oberen Speicherbereich vorgenommen wird.

Die Ergebnisse unserer Experimente lassen sich auf größere Systeme nur bedingt übertragen, da die hydrodynamischen

Ähnlichkeitsgesetze erfüllt werden müssen. Außerdem müßte das Verhältnis von

Tauscherfläche und Speichervolumen erhalten bleiben. Des weiteren ist der solare Deckungsgrad abhängig vom Einstrahlungs- und Verbrauchsprofil, so daß Aussagen über den solaren Deckungsgrad nur in Verbindung mit einer Kollektoranlage und einer Ganzjahresuntersuchung zu treffen sind.



- /Fur89/ S. Furbo: Solar water heating systems using low flow rates. Experimental investigations. Thermal insulation laboratory, Technical University of Denmark, Report 89-9, August 1989
- /Fur91/ S. Furbo, P.F. Carlsson: The thermal performance of small low flow solar heating systems. Thermal insulation laboratory, Technical University of Denmark, Report 91-22, November 1991.
- /Küb89/ E. Hahne, R. Kübler, J. Kallweit: The evaluation of thermal stratification by exergy. Energy Storage Systems. Proceedings of the NATO Advanced Study Institute, S. 465-85. Dordrecht (NL), 1989.
dazu interner Bericht von:
R. Kübler, E. Hahne: Die Beurteilung von Wärmespeichern mit Hilfe der Exergie. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Oktober 1988.