

Experimentelle und theoretische Untersuchung zum Einsatz unabgedeckter Kollektoren zur Vorerwärmung von Frischwasser für Fernwärmenetze in der ehemaligen Sowjetunion

Klaus Vajen, Marcel Krämer[#]

Universität Marburg, FB Physik, D-35032 Marburg
phone +49/6421/282-4148, fax +49/6421/282-6535, solar@physik.uni-marburg.de

Ralf Orths

Wagner & Co Solartechnik, Ringstr. 14, D-35091 Cölbe

Erkin K. Boronbaev

Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture, 34 b Maldybaevstr.,
KS-720023 Bishkek (Kyrgyzstan)

Abstract Eine Testanlage mit 50 m² unabgedeckter Kollektoren wurde zur Vorerwärmung des Frischwassers des Fernwärmenetzes in Bishkek (Kirgisien) installiert und die von den Absorbern gelieferte Nutzleistung sowie die Witterungsbedingungen wurden über mehrere Monate zeitlich hoch aufgelöst gemessen. Zur Beschreibung des thermischen Verhaltens wurde ein neues Kollektormodell entwickelt und anhand der Messdaten validiert. Das Modell beinhaltet insbesondere die Möglichkeit, in variablen räumlichen Abschnitten auf dem Absorber unterschiedliche Wärmeübergangsmechanismen zu berücksichtigen. Bei bekannten Zeitreihen der Witterungsbedingungen können mit dem Modell Langzeitvorhersagen des Absorberertrags erfolgen. Die Mess- und Simulationsergebnisse legen nahe, dass der Einsatz unabgedeckter Kollektoren zur Frischwasser-Vorerwärmung eine vielversprechende technologische Option ist.

1. Einleitung

Die Wärmeversorgung größerer Städte in der früheren Sowjetunion wird normalerweise durch eines oder mehrere Fernheiz(kraft)werke sichergestellt. So auch in Bishkek, der Hauptstadt Kirgisiens, wo 350.000 Einwohner vom zentralen *Heat and Power Plant of Bishkek City* mit Warmwasser und Heizwärme versorgt werden. Das Fernwärmenetz ist allerdings nicht nach mitteleuropäischen Technologiestandards aufgebaut. In Bishkek (ebenso wie in vielen anderen Städten der ehemaligen UdSSR) ist es als offenes System konstruiert: Warmwasser wird von den Konsumenten direkt und ohne zwischengeschaltete Wärmeübertrager aus dem Netz entnommen. Entsprechend müssen in Bishkek rund 2.000 bis 4.000 m³ Frischwasser pro

Stunde in das Netz gespeist werden. Dies geschieht an einer zentralen Einspeisestelle, von wo aus das Kaltwasser (ca. 12°C) zu den Heizkesseln geleitet und auf die (sommerliche) Nutztemperatur von 60°C erwärmt wird. Wegen der hohen Grundlast, des niedrigen Kaltwassertemperaturniveaus und der günstigen klimatischen Randbedingungen in Zentralasien (geografische Breite 43° Nord, vergleichbar mit Rom) ergeben sich nahezu ideale Bedingungen für den Einsatz solarthermischer Systeme. Entsprechend liegt es nahe, das kalte Frischwasser mit Hilfe von unabgedeckten Kollektoren vorzuwärmen, die in Mitteleuropa insbesondere für die Beheizung von Schwimmbadwasser eingesetzt werden.

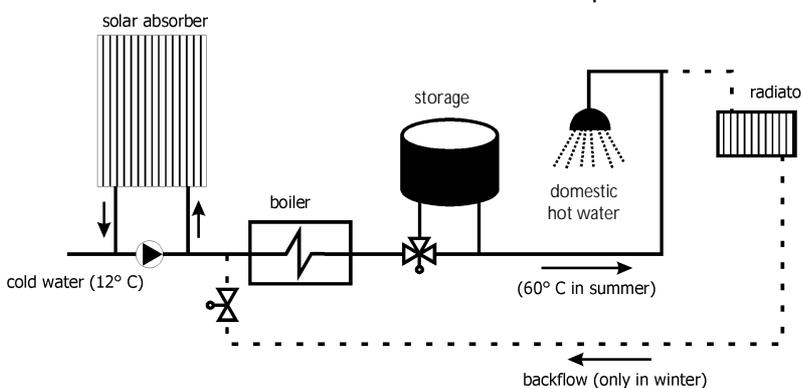


Abb. 1: Vereinfachter Hydraulikschaltplan des Fernwärmenetzes in Bishkek. Der Einsatz riesiger Kalt- (nicht abgebildet) und Warmwasserspeicher glättet die Verbrauchsspitzen. Um die vorhandenen Pumpen nutzen zu können, wurden bei der Testanlage Kollektorvor- und -rücklauf thermodynamisch nicht optimal verschaltet. Allerdings liegen die Volumenströme durch die Pumpe bei rund 3.000 m³/h, die durch den Absorber bei rund 3 m³/h.

[#] jetzt: Bremer Energie Institut, Fahrenheitstr. 8, 28359 Bremen, mkraemer@bei.uni-bremen.de

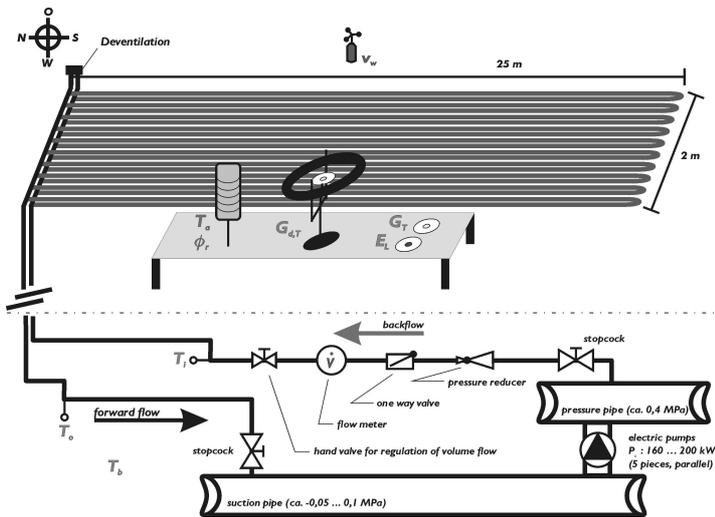


Abb. 2: Detaildarstellung der Absorberverschaltung und der Anordnung der Messsensoren (nicht maßstabsgerecht). Die Druckbegrenzer waren erforderlich, um den Systemdruck auf ein „absorberverträgliches“ Maß zu reduzieren, mit den Handventilen konnte zusätzlich der Volumenstrom beeinflusst werden.

2. Experimente

Im Juni 1998 wurde auf dem mit 4° geneigten Dach des Fernheizwerks in Bischkek ein 50 m^2 Test-Absorberfeld installiert, vgl. Abb. 2. Das Kaltwasser wurde aus der Druckleitung entnommen und in die Saugleitung zurückgespeist, so dass die existierenden Pumpen genutzt werden konnten. Der Kollektordurchfluss wurde mit Hilfe eines Handventils variiert, schwankte aber auch unspezifisch aufgrund von Druckschwankungen im Fernwärmenetz. Die Variationsbreite betrug in etwa 10 bis $120 \text{ l/m}^2\text{h}$.

Im Zeitraum Juni bis Oktober 1998 wurden Messungen durchgeführt. Es wurden Minutenmittelwerte der Global-, Diffus- und langwelligen Einstrahlung, Umgebung-, Vor- und Rücklauftemperaturen, der Volumenstrom sowie Luftfeuchtigkeit und die Windgeschwindigkeit in der Absorberebene erfasst. Die Absorberanlage funktionierte während der Messperiode nahezu problemlos.

3. Ergebnisse

Für die folgenden Auswertungen wurden Daten vom 12.6. bis 13.8.1998 verwendet. Die Kaltwasser-Eintrittstemperatur lag zwischen 12° und 13°C , die Umgebungstemperaturen waren allerdings nahezu immer höher, und dies sogar nachts. Das führte zu

der ungewöhnlichen Beobachtung, dass die Netto-Energiebilanz der Absorber thermische Gewinne aus der Umgebung anstelle von Verlusten aufwies. Bei hinreichend hohen spezifischen Volumenströmen ($> 40 \text{ l/m}^2\text{h}$) ergeben sich so Kollektorleistungen, die oberhalb der Solarstrahlung liegen, vgl. Abb. 3. Trotz der im Sommer niedrigen relativen Luftfeuchtigkeit in Zentralasien lag die Taupunkttemperatur teilweise oberhalb der Fluid-Eintrittstemperatur, was zumindest auf einem Teil des Absorbers zur Kondensation der Luftfeuchtigkeit führt.

Abb. 4 zeigt Stundenmittelwerte der Kollektorwirkungsgrade tagsüber (5.30 bis 20.30 h). Die hohen Umgebungstemperaturen führen durch konvektive Gewinne zu Kollektor„wirkungsgraden“ von über 1 . Die höchsten Werte konnten am frühen Morgen und am späten Nachmittag beobachtet werden, wo relativ geringe solaren Einstrahlungen mit hohen Umgebungstemperaturen zusammentrafen. Die für mitteleuropäische Verhältnisse und Anwendungen sinnvolle Definition des Kollektorwirkungsgrades mit Bezug auf die Solarstrahlung als einziger Energiequelle stößt hier an ihre Grenzen, statt dessen wäre ggf. eine Art „Leistungszahl“ einzuführen.

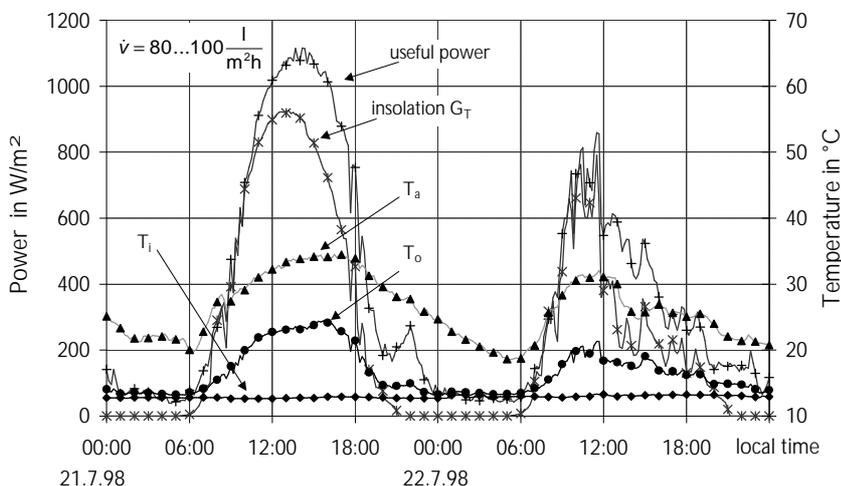


Abb. 3: Beispiel für an der Absorberanlage gemessene Temperaturverläufe und Leistungen. Während der gezeigten Tage mit hohen spezifischen Volumenströmen lag die Umgebungstemperatur immer oberhalb der Vorlauftemperatur.

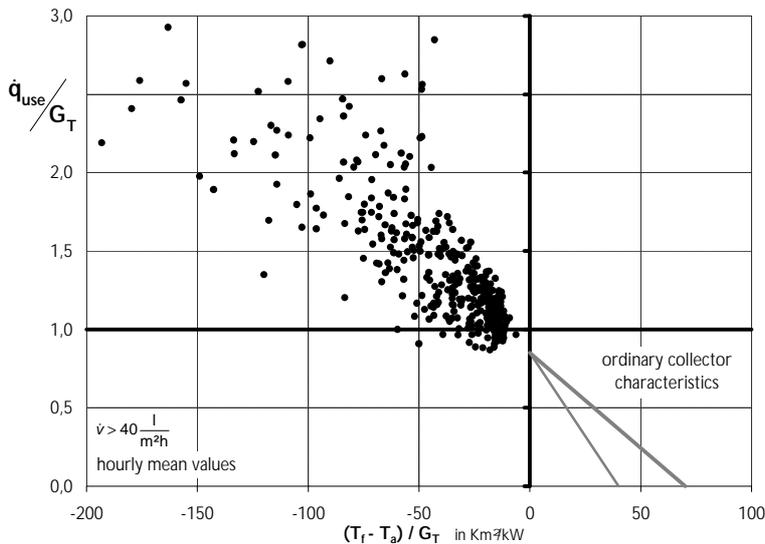


Abb. 4: Zwischen Juni und August 1998 tagsüber (5.30 bis 20.30 h) gemessene Stundenmittelwerte der Kollektor“wirkungsgrade“, die bei hinreichend hohen Volumenströmen nahezu immer oberhalb von 1 lagen. Da der Wirkungsgrad eines in Mitteleuropa ,normal‘ betriebenen unabdgedeckten Kollektors von der Windgeschwindigkeit abhängt, ist in der Abb. ein Wirkungsgradfeld eingetragen. Bemerkenswert auch, dass alle Messwerte im zweiten Quadranten des Koordinatensystem, also „links von \mathbf{h}_o “ liegen.

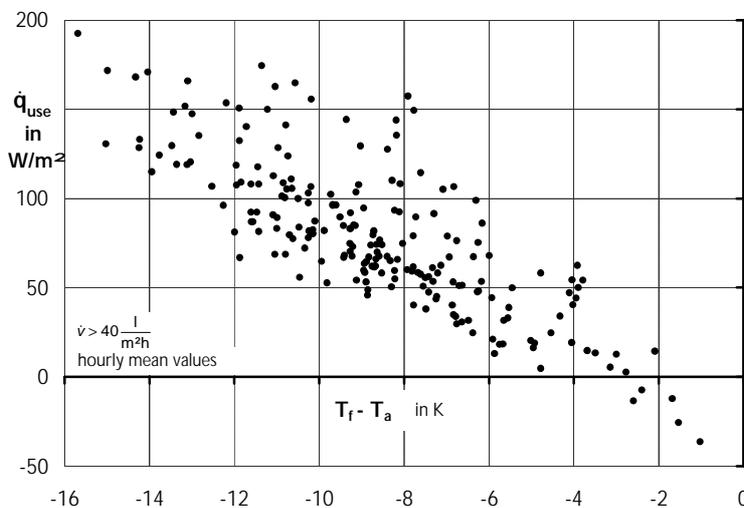


Abb. 5: Zwischen Juni und August 1998 nachts (20.30 bis 5.30 h) gemessene Stundenmittelwerte der Kollektorleistung. Anders als tagsüber konnte nachts nahezu keine Abhängigkeit der Kollektorleistung vom spezifischen Volumenstrom beobachtet werden.

Wie Abb. 5 zu entnehmen ist, betragen die gemessenen mittleren nächtlichen (20.30 bis 5.30 h) Wärmegewinne rund 0.7 kWh/m^2 und Nacht bzw. 80 W/m^2 . Diese Angaben sind allerdings mit gewissen Unsicherheiten behaftet: Insbesondere die Vor- und Rücklauftemperaturen unterschieden sich häufig nur geringfügig, teilweise lagen die Unterschiede im Bereich der Kalibriergenauigkeit der PT100-Sensoren. Darüber hinaus liegen die Wärmegewinne in den Zu- und Ablaufleitungen sowie diejenigen durch Fluidreibung in der gleichen Größenordnung wie die gemessenen Nutzleistungen. Die in Abb. 5 dargestellten Werte sollten daher nicht überinterpretiert werden.

Zusammen mit den (geringen) nächtlichen Gewinnen war der gemessene mittlere Nutzwärmeertrag fast anderthalb mal so hoch wie die kurzweilige Einstrahlung auf den Kollektor.

4. Modellierung

Die in internationalen Normen für Absorbertests verwendeten Modellgleichungen sind für eine Modellierung des in Bischkek vermessenen unabdgedeckten Kollektors ungeeignet: Sowohl die [ISO

9806-3 1995] als auch die [prEN 12975-2 1998] sind beim Auftreten von Kondensation auf dem Absorber ausdrücklich nicht anwendbar. Auch ist in den Modellgleichungen beider Normen nicht berücksichtigt, dass die Fluideintrittstemperatur weit unterhalb der Umgebungstemperatur liegen könnte und daher konvektive Gewinne und Verluste, zwar auf verschiedenen Absorberabschnitten, aber doch gleichzeitig auftreten können.

Es wurde daher ein neues, quasi-punktförmiges 1-Knoten-Absorbermodell entwickelt. Modellannahmen sind eine gleichmäßige Durchströmung aller parallel geschalteten Absorberkanäle, auch werden innerhalb des Absorbermaterials Wärmeströme in Strömungsrichtung vernachlässigt. Zwischen Fluidein- und -austritt wird eine lineare Temperaturzunahme von Absorberoberfläche und Fluid angenommen, was die Gültigkeit des Modells auf hinreichend hohe aperturflächenspezifische Volumenströme beschränkt. Alle Wärmekapazitäten werden in einem Fluid-Temperaturknoten vereint und die Wärmeübergänge quasi-stationär abgebildet. Einen Ansatz von [Perers 1987] aufnehmend

bilden die Energiebilanzen an der Absorberoberfläche den Ausgangspunkt der Überlegungen:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{use}} + \dot{q}_b + c_{\text{eff}} \cdot \frac{dT_f}{dt} &= h_i \cdot (T_p - T_f) \\ &= \dot{q}_{\text{abs}} - \dot{q}_{\text{sky}} - \dot{q}_{\text{conv}}^+ - \dot{q}_{\text{conv}}^- - \dot{q}_{\text{cond}} \end{aligned} \quad (1)$$

mit

$$\dot{q}_{\text{use}} = \dot{v} c_p \sigma (T_o - T_i) \quad (2)$$

$$\dot{q}_b = U_b (T_f - T_a) \quad (3)$$

$$T_f = (T_o + T_i)/2 \quad (4)$$

$$\dot{q}_{\text{abs}} = K_{\alpha,b} (\theta, \gamma'_s) \cdot \alpha_{\perp} \cdot G_{bT} + K_{\alpha,d} \cdot \alpha_{\perp} \cdot G_{dT} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{sky}} &= \varepsilon_{\text{eff}} \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_{\text{sky}}^4) \\ &= \varepsilon_{\text{eff}} \cdot \sigma \cdot (T_p + T_{\text{sky}}) \cdot (T_p^2 + T_{\text{sky}}^2) \cdot (T_p - T_{\text{sky}}) \\ &\approx U_R \cdot (T_p - T_{\text{sky}}) \end{aligned} \quad (6)$$

da der Term $\sigma \cdot (T_p + T_{\text{sky}}) \cdot (T_p^2 + T_{\text{sky}}^2)$ im relevanten Temperaturbereich praktisch konstant ist.

Einem häufig verwendeten Ansatz folgend wurden die konvektiven Wärmeübergänge als linear mit der Windgeschwindigkeit zunehmend modelliert.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{conv}} &= (U_{K0} + U_{K1} \cdot v_W) \cdot (T_p - T_a) \\ &= U_K \cdot (T_p - T_a) \end{aligned} \quad (7)$$

Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die Absorbertemperatur im untersuchten System sowohl unter- als auch oberhalb der Umgebungstemperatur liegen kann. Zur Unterscheidung von konvektiven Gewinnen und Verlusten wird daher ein „Konvektionsfaktor“ $0 \leq f_{\text{conv}} \leq 1$ eingeführt, der den Anteil der Absorberfläche angibt, der kälter als die Umgebungstemperatur ist und somit Wärme aufnimmt, vgl. Abb. 6.

$$f_{\text{conv}} := \frac{\min[T_{p,o}; \max(T_a; T_{p,i})] - T_{p,i}}{T_{p,o} - T_{p,i}} \quad (8)$$

Die für den Fall konvektiver Gewinne effektive Absorberoberflächentemperatur T_p^+ lässt sich dann beschreiben als

$$T_p^+ = T_{p,i} + (T_p - T_{p,i}) \cdot f_{\text{conv}} \quad (9)$$

Analog ergibt sich bei konvektiven Verlusten für

$$\begin{aligned} T_p^- &= T_{p,o} + (T_p - T_{p,o}) \cdot (1 - f_{\text{conv}}). \end{aligned} \quad (10)$$

Damit ergibt sich für die konvektiven Wärmeübergänge

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{conv}}^+ &= f_{\text{conv}} \cdot U_K^+ \cdot (T_p^+ - T_a) \\ &= f_{\text{conv}} \cdot (U_{K0}^+ + U_{K1}^+ \cdot v_W) \\ &\quad [T_{p,i} + (T_p - T_{p,i}) \cdot f_{\text{conv}} - T_a] \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{conv}}^- &= (1 - f_{\text{conv}}) \cdot U_K^- \cdot (T_p^- - T_a) \\ &= (1 - f_{\text{conv}}) \cdot (U_{K0}^- + U_{K1}^- \cdot v_W) \\ &\quad [T_{p,o} + (T_p - T_{p,o}) \cdot (1 - f_{\text{conv}}) - T_a] \end{aligned} \quad (12)$$

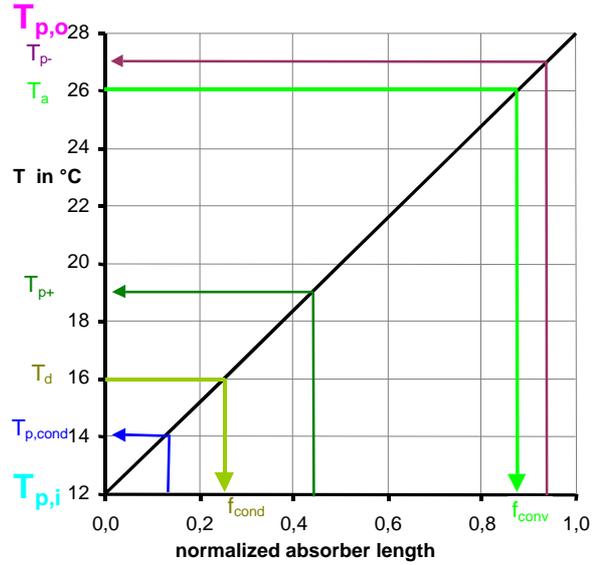


Abb. 6: Je nach Umgebungsbedingungen können auf dem Absorber zwischen Fluidein- ($T_{p,i}$) und -austritt ($T_{p,o}$) ortsabhängig drei verschiedene Wärmeübergangsmechanismen auftreten: 1. für den Bereich des Absorbers mit einer Oberflächen-Temperatur T_p unterhalb der Taupunkttemperatur T_d (0 bis f_{cond}) Wärmegewinne durch kondensierte Luftfeuchtigkeit, 2. für $T_p < T_a$ (also auf 0 bis f_{conv}) Gewinne durch Konvektion und 3. für $T_a < T_p$ ($1 - f_{\text{conv}}$ bis 1) konvektive Verluste. Unter der Annahme einer linear mit der Absorberlänge zunehmenden Oberflächentemperatur T_p lassen sich für die einzelnen Wärmeübergangsmechanismen jeweils effektive, mittlere Absorbertemperaturen ermitteln.

Für den Kondensationswärmestrom kann nach [Soltau 89] der Ansatz gemacht werden

$$\dot{q}_{\text{cond}} = f(T) \cdot [p_s(T_p) - p_s(T_d)] \quad (13)$$

wobei $f(T)$ eine Funktion des Stoffübergangskoeffizienten und der spezifischen Verdampfungsenthalpie ist. Für die Temperaturabhängigkeit des Sättigungs-Wasserdampfdrucks gibt [Baer 93] die Beziehung an:

$$p_s(T)/10^2 \text{ Pa} = \exp\left(19,016 - \frac{4064,95}{T/^\circ\text{C} + 236,25}\right) \quad (14)$$

Ein Problem besteht jetzt darin, die Partialdruckdifferenzen in Glg. (13) zu linearisieren und in modellkonforme Temperaturdifferenzen um-

zurechnen. In der vorliegenden Arbeit wurde hierzu der Ansatz gemacht, eine Koeffizientenmatrix zu erstellen, in der für verschiedene $T_{p,i}$ und $\Delta T = \max[T_{p,i}; \min(T_d; T_{p,o})] - T_{p,i}$ die durch Parameteranpassung ermittelten Steigungen S der Dampfdruckkurve hinterlegt sind.

Nach Einführung eines Kondensationsfaktors und einer mittleren Bezugstemperatur (vgl. Glgn. 8 und 9 für die Konvektion)

$$f_{\text{cond}} := \frac{\min[T_{p,o}; \max(T_d; T_{p,i})] - T_{p,i}}{T_{p,o} - T_{p,i}} \quad (15)$$

$$T_{p,\text{cond}} = T_{p,i} + (T_p - T_{p,i}) \cdot f_{\text{cond}} \quad (16)$$

und unter der Annahme von sich im betrachteten Temperaturbereich nicht allzu stark ändernden Wasserdampf-Stoffeigenschaften geht Glg. (13) damit über in

$$\dot{q}_{\text{cond}} = f_{\text{cond}} \cdot U_D \cdot S \cdot (T_{p,\text{cond}} - T_d) \quad (16)$$

U_D kann durch Parameteranpassung bestimmt oder unter bestimmten Annahmen auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten U_K zurückgeführt werden [Krämer 99]:

$$U_D = 1,78 \cdot 10^{-2} \frac{\text{K}}{\text{Pa}} \cdot U_K \quad (17)$$

Der Vorteil der letzteren Vorgehensweise liegt darin, dass im Modell ein Parameter weniger bestimmt werden muss.

Einsetzen der Glgn. (2, 3, 4, 5, 6, 11, 12 und 16) in Glg. (1) ergibt:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{use}} + U_b \cdot (T_f - T_a) + c_{\text{eff}} \cdot \frac{dT_f}{dt} &= h_i \cdot (T_p - T_f) \\ &= \dot{q}_{\text{abs}} - U_R \cdot (T_p - T_{\text{sky}}) \\ &\quad - f_{\text{conv}} \cdot U_K^+ \cdot (T_p^+ - T_a) \\ &\quad - (1 - f_{\text{conv}}) \cdot U_K^- \cdot (T_p^- - T_a) \\ &\quad - f_{\text{cond}} \cdot U_D \cdot S \cdot (T_{p,\text{cond}} - T_d) \end{aligned} \quad (18)$$

Durch geschicktes Ergänzen der Temperaturdifferenzterme erhält man für den zweiten Teil von Glg. (18)

$$\begin{aligned} h_i \cdot (T_p - T_f) &= \dot{q}_{\text{abs}} \\ &\quad - U_R \cdot [(T_p - T_f) + (T_f - T_{\text{sky}})] \\ &\quad - f_{\text{conv}} \cdot U_K^+ \cdot [(T_p - T_f) + (T_f^+ - T_a)] \\ &\quad - (1 - f_{\text{conv}}) \cdot U_K^- \cdot [(T_p - T_f) + (T_f^- - T_a)] \\ &\quad - f_{\text{cond}} \cdot U_D \cdot S \cdot [(T_p - T_f) + (T_{f,\text{cond}} - T_d)] \end{aligned} \quad (19)$$

was nach $T_p - T_f$ aufgelöst und in den oberen Teil von Glg. (18) eingesetzt werden kann. Es ergibt sich

$$\dot{q}_{\text{use}} + U_b (T_f - T_a) - c_{\text{eff}} \frac{dT_f}{dt} = F^* \cdot \left\{ \begin{array}{l} K_{\alpha,b}(\theta, \gamma'_s) \alpha_{\perp} G_{b,T} + K_{\alpha,d} \alpha_{\perp} G_{d,T} \\ - \varepsilon_{\text{eff}} \cdot U'_R \cdot (T_f - T_{\text{sky}}) \\ - f_{\text{conv}} \cdot (U_{K0}^+ + U_{K1}^+ \cdot v_w) \\ [T_i + (T_f - T_i) \cdot f_{\text{conv}} - T_a] \\ - (1 - f_{\text{conv}}) \cdot (U_{K0}^- + U_{K1}^- \cdot v_w) \\ [T_o + (T_f - T_o) \cdot (1 - f_{\text{conv}}) - T_a] \\ - f_{\text{cond}} S U_D [T_i + (T_f - T_i) \cdot f_{\text{cond}} - T_d] \end{array} \right\} \quad (20)$$

mit

$$F^* = \frac{h_i}{h_i + U_R + f_{\text{conv}} U_K^+ + (1 - f_{\text{conv}}) U_K^- + f_{\text{cond}} U_D S}$$

F^* ist äquivalent zum bekannten Kollektorwirkungsgradfaktor F' , allerdings sind bei dem hier betrachteten unabgedeckten Kollektor die rückseitigen Wärmeverluste direkt auf die Fluidtemperatur bezogen, vgl. Glg. (1).

Glg. (20) enthält somit nur noch Messgrößen und Parameter. Von letzteren können einige (z.B. die K_{α} 's) theoretisch abgeleitet werden, während die Wärmeübergangskoeffizienten mit Hilfe multilinearer Regression aus den Zeitreihen bestimmt werden [Perers 1993]. Theoretisch müsste Glg. (20) iterativ gelöst werden, da f_{conv} , f_{cond} und S nur mit Hilfe der zunächst unbekanntem Nutzleistung über

$$T_{f,*} = T_{p,*} - \frac{\dot{q}_{\text{use}}}{h_i} \quad (21)$$

ermittelt werden können. Zudem müsste für die Berücksichtigung der effektiven Wärmekapazität die zeitliche Änderung der Fluidtemperatur bekannt sein. Es zeigte sich aber, dass bei Verwendung des Messwertes für \dot{q}_{use} im rechten Teil von Glg. (20) praktisch dieselben Parameterwerte ermittelt werden wie bei iterativer Berechnung.

Soll Glg. (20) allerdings zur Ertragsvorhersage (vgl. Kap. 6) eingesetzt werden, ist für $f_{\text{conv}} < 1$ oder $f_{\text{cond}} > 0$ eine iterative Berechnung von \dot{q}_{use} erforderlich.

5. Parameteranpassung und Modellvalidierung

Bezüglich der untersuchten Anlage sind in Glg. (20) implizit einige kleinere Vernachlässigungen enthalten. Nicht berücksichtigt wurden thermische Gewinne in den Zu- und Ableitungen sowie in den Sammel- und Verteilerrohren des Absorbers, die nach einer Abschätzung bei insgesamt maximal 10 W/m^2 liegen. Die betrachtete Aperturfläche wurde um zusätzliche Stege zwischen den Absorberbahnen ergänzt, während die Verminderung der Aperturfläche durch die Umkehrschlaufen (vgl.

Abb. 2) vernachlässigt wurde. Beide Effekte gleichen sich in etwa aus.

Zur Bestimmung von \dot{q}_{abs} wurden von [Hilmer 96] für einen geometrisch sehr ähnlichen Absorber die zweiachsige Einfallswinkel-Korrekturfunktion $K_{\alpha,b}(\theta, \gamma'_s)$ sowie $K_{\alpha,d}$ berechnet und hier übernommen.

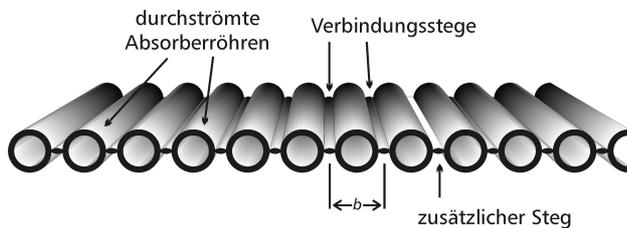


Abb. 7: Veranschaulichung der Modellvereinfachung durch die Annahme zusätzlicher Stege zwischen den Absorberstreifen, die zu einer Vergrößerung der Aperturfläche um ca. 2,5% führen.

Die Ermittlung aller noch offenen Parameter aus Glg. (20), also a_{\perp} , h_i , U_{K0}^+ , U_{K1}^+ , U_{K0}^- , U_{K1}^- , U_b , ϵ_{eff} und c_{eff} , aus dem Gesamtdatensatz mit knapp 8000 10-min-Mittelwerten scheiterte. Sowohl für U_b (< 0) als auch a_{\perp} und ϵ_{eff} (beide > 1) ergeben sich keine physikalisch sinnvollen Werte, h_i wird stark überschätzt. Die Modellgleichung muss daher weiter eingeschränkt werden.

Da konvektive Verluste im Versuchszeitraum nur bei wenigen Datensätzen mit niedrigen spezifischen Volumenströmen ($\dot{v} \leq 20 \text{ l/m}^2\text{h}$) auftraten und dann die Modellannahme eines linearen Temperaturanstiegs im Absorber nicht mehr gültig ist, wurden nur noch Daten mit hohem Fluiddurchsatz ($\dot{v} \geq 40 \text{ l/m}^2\text{h}$) und damit ohne konvektive Verluste verwendet, $f_{\text{conv}}=1$.

Die Rückseite der Absorber steht im thermischen Kontakt mit der Auflagefläche. Das hierzu genutzte Gebäudedach besteht allerdings aus einer komplizierten Teerpappen-, Beton- und Holzkonstruktion, bei der es nicht möglich war, eine repräsentative Temperatur für den Wärmeaustausch mit dem Absorber zu bestimmen. Unter Teilen des Absorbers konnte darüber hinaus häufig Kondensat beobachtet werden, eine mathematische Beschreibung der dort ablaufenden Kondensations- und Verdampfungsvorgänge erscheint aber ausgesprochen schwierig. Die Absorberrückseite wurde daher als adiabat mit $U_b = 0$ angenommen.

Der innere Wärmedurchgangskoeffizient h_i wird durch die Wärmeleitung im Absorberrmaterial dominiert und wurde von [Schmidt 99] numerisch mit Hilfe des CFD-Programms Fluent ermittelt. Für laminare Strömung ergab sich $h_i = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$, für turbulente Strömung $h_i = 290 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Eine erneute Parameteranpassung mit den verbliebenen Parametern a_{\perp} , U_{K0}^+ , U_{K1}^+ , ϵ_{eff} und c_{eff} ergab weitgehend sinnvolle Werte, einzig a_{\perp} fällt mit 1.01 knapp aus dem Rahmen. Wahrscheinlich findet über die äußere Dachhaut, eine schwarze Teerpappenschicht, tagsüber doch ein Nettowärmestrom zum Absorber statt. Für den Emissionskoeffizienten wird ein schwaches Minimum bei $\epsilon_{\text{eff}} = 0.73$ ermittelt, er erweist sich aber überraschenderweise als für das Gesamtergebnis nicht sensitiver Parameter.

Die effektive Wärmekapazität c_{eff} wird ca. doppelt so hoch bestimmt wie der theoretisch zu erwartende Wert, hat bei Variation aber nahezu keinen Einfluss auf das Gesamtergebnis und die übrigen Parameterwerte, was auf die stabilen Witterungsbedingungen während der Testphase zurückgeführt werden kann.

U_{K0}^+ und U_{K1}^+ liegen mit $3,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ bzw. $6,1 \text{ (W/m}^2\text{K)/(m/s)}$ im erwarteten Bereich, allerdings sind die Minima der Zielfunktion nicht besonders ausgeprägt: Variationen von U_{K0}^+ in die eine und U_{K1}^+ in die andere Richtung haben kaum Einfluss auf die Abweichungen zwischen den modellierten und den gemessenen Zeitreihen. Während des Messzeitraums traten nur selten höhere Windgeschwindigkeiten auf, zudem hatte das Anemometer eine Anlaufgeschwindigkeit von rund 1 m/s .

Die Kondensation spielt energetisch nur eine untergeordnete Rolle: Wird U_D als freier Parameter im Modell belassen (Glg. 16), ergibt sich, integriert über den Messzeitraum, ein q_{cond} -Anteil an q_{use} von rund 2 %, wird U_D über Glg. (17) an U_{K0} gekoppelt, sind es rund 1 %. Im letzteren Fall wurde der Kondensationswärmeübergang nahezu vollständig vom energetisch hier rund 40 mal bedeutenderen Konvektions-Wärmeübergang dominiert. Im Rahmen der ausgewerteten Experimente konnte nicht entschieden werden, welcher Ansatz zu bevorzugen ist, allerdings wurde \dot{q}_{cond} offenbar stark überschätzt, wenn für U_K in Glg. (17) nicht nur U_{K0} , sondern auch der windproportionale Anteil $U_{K1} v_w$ eingesetzt wurde.

Wie Abb. 8 zu entnehmen ist, kann das entwickelte Modell die gemessenen Kollektorerträge sowohl für klare als auch für wechselhafte Tage sehr gut abbilden, die Abweichungen zu den modellierten Leistungen liegen fast immer innerhalb des Messgenauigkeitsintervalls. Ein Vergleich der modellierten mit den gemessenen Nutzenergieintegralen macht nur Sinn für Zeiträume, in denen

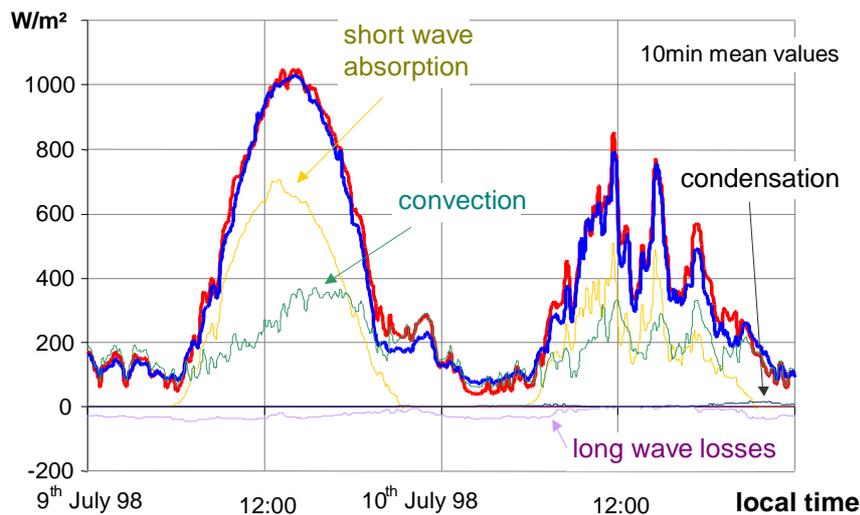


Abb. 8: Vergleich gemessener (schwarz) und modellierter (grau) Kollektorleistung für zwei typische Messtage. Den ermittelten Parametern und einer Bilanzierung der einzelnen Terme in Glg. (20) zufolge waren die über den Messzeitraum integrierten Wärmegewinne durch Solarstrahlungsabsorption nur rund 20 % höher als die Konvektionsgewinne.

die Kollektoranlage überwiegend mit auswertbar hohen Volumenströmen betrieben wurde. Bei hohen „normalen“ Kollektorträgen von 6 bis 12 kWh/m²d liegen die Abweichungen unter 5% für \dot{q}_{use} -Tagesummen und unter 1% für den Gesamtzeitraum.

Die o.g. Einschränkungen bezüglich einzelner, nicht bestimmbarer und daher anderweitig abzuleitender Parameter stellen die prinzipielle Anwendbarkeit des Modellansatzes nicht in Frage, sondern sind auf die spezifischen und kaum beeinflussbaren Randbedingungen während der in-situ-Messungen zurückzuführen.

6. Ertragsprognose und Wirtschaftlichkeit

Grundlage für die folgende Abschätzung sind die Messdaten aus dem Untersuchungszeitraum (12.6.-13.8.1998) sowie darüber hinaus zwei Wochen im September und eine im Oktober 1998, für die ebenfalls verlässliche Messdaten vorliegen. Betriebszeitraum einer in Bischkek kommerziell betriebenen Anlage wären die frostfreien Monate von

April bis Oktober. Da die fehlenden Wetterdaten in zuverlässiger Qualität auch beim örtlichen Wetterdienst nicht bezogen werden konnten, sind die Temperatur- und Strahlungsverläufe mit Hilfe der vorliegenden Messdaten so ergänzt worden, dass sie im Mittel veröffentlichten statistischen Daten nahekommen [Atlas 1987]. Unsicherheiten ergeben sich daraus, dass die Daten des Messjahres bezüglich Luftfeuchtigkeit und Himmelstemperatur nicht repräsentativ sein könnten und auch die Gleichsetzung von Herbst- und Frühjahrsdaten eine starke Vereinfachung darstellt. Insgesamt ist die Abschätzung aber konservativ, so sind z.B. für den Mai Messdaten aus dem wesentlich kühleren Oktober verwendet worden.

Bei den Modellrechnungen muss der Monat Mai gesondert betrachtet werden, da ein Solaranlagen betrieb zwar prinzipiell möglich wäre, das Fernheizwerk Bischkek jedoch zur Durchführung von Wartungsarbeiten i.allg. in diesem Monat stillgelegt ist.

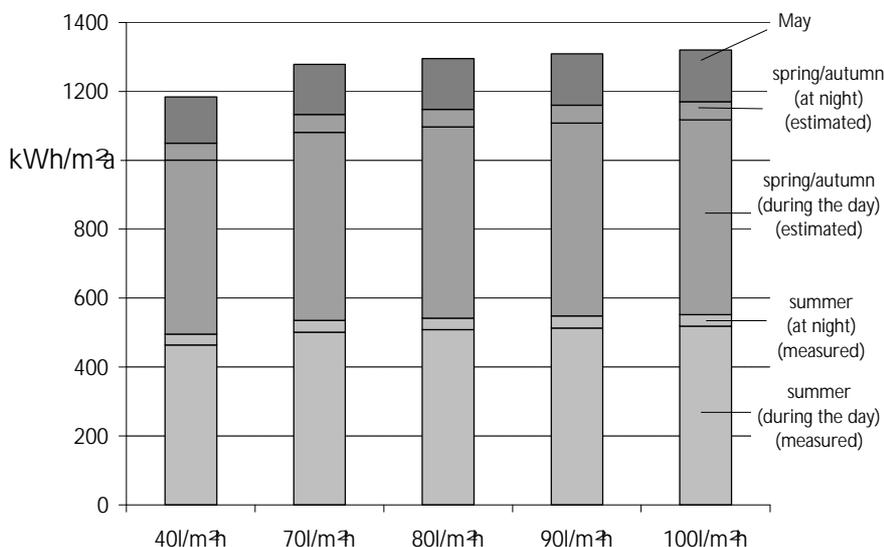


Abb. 9: Prognostizierte jährliche Wärmegewinne für unterschiedliche aperturflächenspezifische Volumenströme. Die modellierten Zeiträume setzen sich aus Messwerten („Sommer“) und projizierten Temperatur- und Einstrahlungsverläufen zusammen. Unter Berücksichtigung der aufzuwendenden Pumpenergie kann ein spezifischer Volumenstrom von 40 bis 70 l/m² h empfohlen werden.

Die Ergebnisse der Ertragsvorhersagen liegen weit über den für ungedeckte Kollektoren in mitteleuropäischen Schwimmbädern üblichen Werten von rund 250 kWh/m² a [Croy 91].

Planung, Investition und Montage	65 EU/m ²
Wartung und Verwaltung	1,5 %/a
Lebensdauer	20 a
Restwert	0 EU
Kreditzins	4 %/a real
Steigerungsrate der Erlöse, Wartungs- und Verwaltungskosten	1 %/a real
Absorberertrag	1100 kWh/m ² a

Tab. 1: Angenommene Parameter für die Wirtschaftlichkeitsberechnung. Bei Arbeitszahlen in der Größenordnung von 250 sind die zu erwartenden Stromkosten für den Pumpenbetrieb vernachlässigbar.

Mit Hilfe der in Tab. 1 beschriebenen Randbedingungen läßt sich eine Wirtschaftlichkeitsberechnung durchführen. Mit der Kapitalwertmethode ergeben sich solare Wärmekosten von 4 Euro/MWh (ca. 0.8 Pf/kWh), zuzüglich der Gewinnerwartung eines potentiellen Investors.

7. Ausblick

Die Absorberanlage in Bischkek erreicht insbesondere deshalb so hohe Leistungen, weil die Fluid Eintrittstemperatur weit unterhalb der Umgebungstemperatur liegt. Aufgrund dieses Umstandes ließe sich mit, den Absorbern vorgeschalteten, zwangsangeströmten Luft-Wasser-Wärmeübertragern eine Vorerwärmung des Frischwassers um einige Kelvin zu Kosten noch unterhalb der angegebenen 4 Euro/MWh realisieren. Dies würde zwar zu einem geringfügigen Minderertrag der Absorberanlage führen, den regenerativen Wärmepreis aber insgesamt senken. Für eine Nacherwärmung bis auf die Nutzttemperatur von 60°C wäre der Einsatz direkt durchströmter abgedeckter Kollektoren in Erwägung zu ziehen.

Eine grobe Potentialabschätzung führt zu bisher nirgendwo installierten Anlagendimensionen: Ausgehend von einer sommerlichen Grundlast in Bischkek von 2000 m³/h ergäbe sich bei einem spezifischen Volumenstrom durch eine Absorberanlage von 40 l/m² h ein technisches Potential von rund 50.000 m² zur Vorerwärmung des Frischwassers um ca. 10 K. Denkbar wäre auch eine Kombination mit Photovoltaikmodulen, die von den Absorbern gekühlt werden könnten. Selbst mit einer nachgeschalteten, 100.000 m² großen Kollektoranlage ($\dot{v} \approx 20$ l/m² h) würde die erforderliche Nutzttemperatur von 60°C nicht überschritten, so dass kein Speicher erforderlich wäre. Unberücksichtigt ist hierbei, dass ein Teil des Frischwassers bisher zur Kühlung des gas- oder kohlebefeuerten Clausius-Rankine-Prozesses im Heizkraftwerk verwendet wird

und eine sehr weitgehende solare Erwärmung den wahrscheinlich ohnehin bescheidenen Kraftwerkswirkungsgrad nicht unbedingt steigern dürfte.

Ähnliche Voraussetzungen wie in Bischkek bestehen in ca. der Hälfte der größeren Städte der ehemaligen Sowjetunion. Obwohl mit Bau und Betrieb von Solaranlagen solcher Dimension natürlich erhebliche praktische Probleme verbunden sind, läßt sich erahnen, welch ungeheures Potential die Technologie der Frischwasser(vor)erwärmung bietet. Nicht zuletzt deshalb soll über den Bau einer Testanlage mit einigen tausend Quadratmetern Absorberfläche die Kooperation zwischen den Universitäten Bischkek und Marburg fortgesetzt werden.

8. Zusammenfassung

Auf dem Dach des Fernheizwerkes in Bischkek (Kirgisien) wurde ein 50 m² großes Absorberfeld installiert und direkt mit einem Teil der Frischwasser-Einspeisung in das Fernwärmenetz betrieben. Über mehrere Monate wurden zeitlich hoch aufgelöste Messdaten des Absorberbetriebsverhaltens und der Witterungsbedingungen aufgenommen.

Ein mathematisches Modell zur Beschreibung des thermischen Verhaltens ungedeckter Kollektoren unter Einbeziehung gleichzeitig auf verschiedenen Absorberbereichen auftretender konvektiver Gewinne und Verluste sowie von Kondensationsgewinnen wurde entwickelt und mit Hilfe der in-situ Messdaten validiert.

Modellrechnungen zufolge sind beim Einsatz ungedeckter Kollektoren zur Frischwasser-vorerwärmung für das Fernheizwerk in Bischkek jährliche Wärmegewinne von mindestens 1.100 kWh/m² während der frostfreien Periode zu erwarten. Durch die einfache Bauart der Absorber sind die Installationskosten vergleichsweise gering.

Aufgrund der Messwerte und der Modellvorhersagen kann ein solarer Wärmepreis von rund 5 Euro/MWh (1 Pf/kWh) erwartet werden, was unterhalb der derzeitigen Weltmarktpreise für fossile Energieträger liegt. Das technische Potential einer Installation allein in Bischkek läge bei rund 50.000 m² Absorber- und 100.000 m² Kollektorfläche.

Nomenklatur

Die flächenspezifischen Größen sind jeweils auf die Absorber-Aperturfläche bezogen.

c_{eff}	J/m ² K	effektive Wärmekapazität des Absorbers
f_{cond}	-	Anteil der Aperturfläche, auf der Kondensation stattfindet
f_{conv}	-	Anteil der Aperturfläche, auf der konvektive Gewinne stattfinden
F^*	-	Vorfaktor

F'	-	Kollektorwirkungsgradfaktor
G_{bT}	W/m^2	kurzwellige Direktstrahlung in Kollektorebene
G_{dT}	W/m^2	kurzwellige Diffusstrahlung in Kollektorebene
h_i	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient Absorberoberfläche \rightarrow Fluid
$K_{\alpha,b}$	-	IAM für die Direktstrahlung
$K_{\alpha,d}$	-	IAM für die Diffusstrahlung
\dot{m}	kg/m^2h	Massenstrom
\dot{q}_{abs}	W/m^2	Wärmestrom durch kurzwellige Strahlung
\dot{q}_b	W/m^2	rückseitiger Wärmestrom vom oder zum Absorber
\dot{q}_{conv}	W/m^2	konvektiver Wärmestrom
\dot{q}_{cond}	W/m^2	Wärmestrom durch Kondensation
\dot{q}_{sky}	W/m^2	Wärmestrom des langwelligen Strahlungsaustauschs
\dot{q}_{use}	W/m^2	Nutzleistung
S	K/Pa	Steigung der linearisierten Sättigungsdampfdruckkurve
T_a	$^{\circ}C$	Umgebungstemperatur
T_f	$^{\circ}C$	mittlere Fluidtemperatur = $(T_i + T_o)/2$
T_i	$^{\circ}C$	Absorberrücklauftemperatur
T_o	$^{\circ}C$	Absorbervorlauftemperatur
T_p	$^{\circ}C$	mittlere Absorberoberflächentemperatur = $(T_{p,i} + T_{p,o})/2$
T_p^+	$^{\circ}C$	mittlere Temperatur des Anteils der Absorberfläche mit konvektiven Gewinnen
T_p^-	$^{\circ}C$	mittlere Temperatur des Anteils der Absorberfläche mit konvektiven Verlusten
$T_{p,cond}$	$^{\circ}C$	mittlere Temperatur des Anteils der Absorberfläche, auf dem Kondensation stattfindet
T_{sky}	K	zur Himmelsstrahlung äquivalente Schwarzkörpertemperatur
U_b	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient auf der Kollektorrückseite
U_D	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient bei Kondensation
U_K	W/m^2K	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient
U_{K0}	W/m^2K	windunabhängiger Teil des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten
U_{K1}	Ws/m^3K	windabhängiger Teil des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten
U_R	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient der langwelligen Strahlung
U'_R	W/m^2K	$:= U_R / \epsilon_{eff}$
v_w	m/s	Windgeschwindigkeit in Absorberebene

\dot{v}	l/m^2h	Volumenstrom
α_{\perp}	-	Absorptionskoeffizient bei senkrechtem Strahlungseinfall
ϵ_{eff}	-	effektiver Emissionskoeffizient
γ'_s, θ	$^{\circ}$	Bestimmungswinkel für den IAM
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	W/m^2K^4	Stefan-Boltzmann-Konstante

Literatur

- Atlas Kirgiskoj Sovjetskoj Sozialistitscheskoj Respubliki (Atlas der kirgisischen sozialistischen Sowjetrepublik), Moskau 1987
- Baehr, H.D. (1993): Thermodynamik, Springer Verlag Berlin, 8. Auflage
- Croy, R., Rehrmann, U., Peuser, F. (1991): Erfahrungen mit Solaranlagen zur Schwimmbadwassererwärmung in öffentlichen Bädern, Hilden 1991
- Hilmer, F. (1996): Modellierung des Betriebsverhaltens nicht abgedeckter Sonnenkollektoren bei zeitlich veränderlichem Fluidstrom, *Dissertation*, Universität Marburg
- ISO 9806-3 (1995): Test Methods for Solar Collectors – Part 3: Thermal Performance of Unglazed Liquid Heating Collectors (Sensible Heat Transfer only) Including Pressure Drop
- Krämer, M. (1999) Untersuchung des Einsatzes ungedeckter Kollektoren zur Vorerwärmung von Frischwasser im Fernwärmenetz Bischkek (Kirgisien), *Diplomarbeit*, Universität Marburg, FB Physik
- Perers, B. (1987): Performance Testing of Unglazed Collectors, *Report for IEA Task III*, Studsvik Energy, Sweden
- Perers, B. (1993) Dynamic Method for Solar Collector Array Testing and Evaluation with Standard Database and Simulation Programs, *Solar Energy* 50, 6, pp. 517-526
- prEN 12975-2 (1998), Thermal Solar Systems - Collectors - Part 2: Test methods
- Schmidt, R. (1999): persönliche Mitteilung, TU Braunschweig
- Soltau, H. (1989): Das thermische Verhalten offener Kollektoren, *VDI-Verlag* Düsseldorf

Danksagung

Die Autoren möchten insbesondere folgenden Institutionen für finanzielle und logistische Unterstützung danken: Internationales Büro des BMBF, Universität Marburg, Fa. Wagner&Co Solartechnik in Cölbe, Heat and Power Plant of Bishkek City, Deutsche Botschaft in Bischkek. R. Schmidt (TU Braunschweig) führte CFD-Berechnungen zur Ermittlung des inneren Absorberwärmeübergangs durch, R. Wagner (Uni Marburg) gab wichtige Hinweise zu den Parameteranpassungen, G. Rockendorf und R. Sillmann (ISFH) waren an Diskussionen über die Modellierung beteiligt.