

UNTERSUCHUNGEN AN EINEM WÄRMEÜBERTRAGER UNTER ENTFEUCHTUNGSBEDINGUNGEN FÜR BRENNSTOFFZELLEN AN BORD VON PASSAGIERFLUGZEUGEN

F. Oehme¹, S. Kabelac²

¹Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg,

^{1,2}Institut für Thermodynamik,

¹Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg, Deutschland

²Leibniz Universität Hannover

²Callinstraße 36, 30167 Hannover, Deutschland

Abstract

In order to fulfil the Vision 2020 - emission reduction aims, which the aviation industry imposes upon itself, the design of a multifunctional fuel cell system (MFFCS) in passenger aircrafts is investigated. The MFFCS is developed as a highly integrated system which replaces the auxiliary power unit. Besides the electrical power, all side products of the MFFCS as water, oxygen depleted air and waste heat should be used for different applications within the aircraft. The water vapour from the cathode outlet air is liquefied inside the dehumidifier and fed to the water supply system. In Fig.1 the fuel cell stack, the air-compressor and the dehumidifier of the MFFCS is shown. For the system operation a maximum oxygen and water vapour content for the oxygen depleted air are specified. To fulfil these requirements a hybrid dehumidifying solution seems likely. Therefore different dehumidifying concepts need to be compared against each other. In this work the focus will be on the cooling below the dew point with a liquid cooled heat exchanger. A simulation model of a tube fin heat exchanger is developed in Matlab/Simscape. The model can be used as a cell model for an improved fitting to correlations for the air-side heat transfer coefficient and the mean temperature difference. Furthermore experiments were conducted to validate the simulation results with experimental data. It is shown that the heat flow deviate from the simulations up to 30%. However the kA -factor shows compliance within 2% without and 15 % with partial condensation.

SCHLAGWORTE

Wärmeübertrager, Brennstoffzelle, feuchte Luft, Entfeuchtung, Partialkondensation, gekoppelter Stoff- und Wärmeübergang

1 Einleitung

Die Einführung eines Brennstoffzellensystems an Bord von Passagierflugzeugen kann zu einer Verringerung der Kohlenstoffdioxidemissionen am Flughafen und zu einer Reduzierung der Lärmemissionen führen. In der Brennstoffzelle reagiert der Wasserstoff mit dem Luftsauerstoff zu Wasser, wobei Strom und Wärme erzeugt wird. Die sauerstoffarme Luft (Oxygen depleted air: ODA) kann zur Inertisierung der Kraftstofftanks verwendet werden, wenn ihre Wasserbeladung weniger als 2 g/kg beträgt. Erfolgt die Trocknung der Luft durch partielle Kondensation, so kann das flüssige Wasser abgetrennt werden und dem Wassersystem im Flugzeug zugeführt werden. Daher muss die Trinkwasserqualität gewährleistet werden, was bei der Materialwahl der Wasser berührenden Teile beachtet werden muss. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass die Taupunktunterschreitung bei einem Druck von 1 bar Temperaturen von -7,8 °C erfordern würde, um die geforderte Restfeuchte zu erreichen. Somit kann dies nur einer von mehreren Schritten zur Entfeuchtung der Kathodenabluft des Brennstoffzellensystems sein. Eine Besonderheit ist die variable Zusammensetzung der trockenen Luft in Abhängigkeit des Luftüberschusses. Die Erhöhung des Luftüberschusses führt einerseits zur Steigerung des elektrischen Wirkungsgrads der Brennstoffzelle, andererseits führt dies zu einer Erhöhung des Sauerstoffanteils im Kathodenabgas, wodurch die Inertgaseigenschaften eingeschränkt werden. Der maximal zulässige Sauerstoffanteil der trockenen Luft beträgt daher 10,6 vol%. Nicht zu verlässigen ist, dass der Anwendungsbereich von 45 bis 85 °C gesättigte Luft weder herkömmlichen Kühl-

und Klimaanlage noch den Kraftwerkskondensatoren, die durch Undichtigkeiten Intergasanteile im Wasserdampf aufweisen können, entspricht, so dass Vereinfachungen, wie die Vernachlässigung des Kondensatfilms auf den Wärmeübergang unzulässig sind (vgl. [1]). In Bild 1 ist ein Brennstoffzellensystem mit Kathodenluftentfeuchtung bestehend aus einem Verdichter, einer Brennstoffzelle und einem Entfeuchter dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass ein geringes Systemgewicht, ein hoher elektrischer Wirkungsgrad und ein niedriger luftseitiger Druckverlust bei vorgegebenen Randbedingungen sich zum Teil widersprechen. Die Untersuchung von einzelnen Komponenten und ihre Wechselwirkungen im Gesamtsystem sollen vor allem in Simulationen untersucht werden.

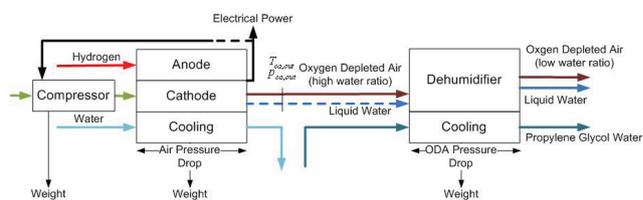


Bild 1: Schema eines Polymerelektrolytbrennstoffzellensystems mit Wärmeübertrager zur Kathodenluftentfeuchtung

2 Modellierung

Im Folgenden wird der Wärmeübertrager als ein offenes System im einem stationären Fließprozess betrachtet. Die Wärmeübertragung erfolgt im Modell eindimensional durch

die Wand. Die Geometrie basiert auf einem Rohrrippenwärmeübertrager, wobei die Rippen von einem Gas angeströmt werden und in den Rohren ein inkompressibles Kühlfluid fließt. Die Eingangstemperatur auf der Gasseite ist stets größer als die Eingangstemperatur auf der kalten Seite. Das Ziel der Modellierung ist eine Komponente zu erstellen, die in einem Gesamtmodell eines multifunktionalen Brennstoffzellenmodells funktionieren kann. Dies muss bei der Wahl der Schnittstellen berücksichtigt werden, weil sie die Verknüpfung zu den anderen Modellen des Brennstoffzellenstacks und des Kühlkreislaufs darstellen. Ebenso soll das Modell möglichst einfach die unterschiedliche Kühlfluide und eine variable Gaszusammensetzung zulassen, sich aber dennoch mit Messungen von feuchter Luft validieren lassen. Das Modell wurde in Matlab/Simscape erstellt, wobei hier vor allem der Vorteil der Lösungsmethode von impliziten Gleichungssystemen genutzt wird, sowie die graphische Verknüpfungsmöglichkeit der einzelnen Komponenten.

2.1 Zellenmodell

Eine einzelne Zelle beschreibt einem vollständigen Wärmeübertrager mit Wand, kalter und warmer Seite.

Die Unterteilung eines Wärmeübertragermodells in verschiedene Zellen hat folgende Vorteile: 1. Anpassung der Stoffwerte für jede Zelle. Innerhalb der Zelle wird mit konstanten Stoffwerten gerechnet. 2. Beliebige Strömungsführungen können auf Standardfälle zurückgeführt werden, für die Korrelationen sowohl für die mittlere Temperaturdifferenz als auch für den mittleren luftseitigen Wärmeübergangskoeffizient veröffentlicht sind. 3. Differenzierung für Wärmeübergang ohne partielle Kondensation, mit partieller Kondensation und Unterschreitung der Taupunkttemperatur innerhalb einer Zelle ist möglich. 4. Unterschiedliche Korrelationen in verschiedenen Zellen. Dem gegenüber stehen die Nachteile einer umfangreicheren Modellierung und nicht immer gewährleisteten Initialisierung der Simulation.

2.2 Stoffwerte

Die Dichte ρ_1 , die Wärmeleitfähigkeit λ_1 , die spezifische Wärmekapazität c_1 und die dynamische Viskosität ν_1 des Kühlmediums werden für jede Zelle als Funktion der Eingangstemperatur T_1 ermittelt und innerhalb einer Zelle konstant gehalten. Auf der warmen Seite wird neben der Temperatur auch die Gaszusammensetzung berücksichtigt. In Folge der chemischen Reaktion innerhalb der Brennstoffzelle vermindert sich der Sauerstoffanteil bei gleichzeitiger Erhöhung des Wasserdampfanteils. Die Dichten $\rho_{2,j}$ und die spezifischen Wärmekapazitäten $c_{p,2j}$ werden als Funktion der Eingangstemperatur T_2 ermittelt und entsprechend ihrer Massenstromanteile zur gaseitigen Dichte ρ_2 bzw. spezifischen Wärmekapazität $c_{p,2}$ gewichtet. Tritt auf der Gasseite partielle Kondensation auf, so wird für diese Komponente das arithmetische Mittel der Massenstromanteile am Eingang und Ausgang für die Berechnung der Stoffwerte verwendet. Für die dynamische Viskosität ν_2 und die Wärmeleitfähigkeit λ_2 wurden Kennfelder für feuchte Luft mit unterschiedlicher relativer Luftfeuchte für Temperaturen von 273 bis 373 K bei 1 bar Druck basierend auf van den Bulck nach [10] erstellt. Diese Stoffwerte werden ebenfalls in Abhängigkeit der Eingangstemperatur T_2 und der relativen Feuchte am Luftzugang ϕ_2 ermittelt. Diese Stoffwerte gelten strenggenommen nur für Luft mit 21 vol% Sauerstoffanteil. Für die Berechnung der Energie- und Massenbilanz, sowie des Wärme- und Stofftransports ist der Sättigungsdruck der partiell kondensierenden Komponente im Gasgemisch von ent-

scheidender Bedeutung. Der Sättigungsdruck wird in Abhängigkeit der gaseitigen Ein- und Ausgangstemperaturen und im Fall mit Kondensation zusätzlich in Abhängigkeit der Interfacetemperaturen am gaseitigen Ein- und Ausgang ermittelt. Hier wird die partielle Kondensation von Wasserdampf betrachtet, so dass die Werte der Dampfdruckkurve auf Pruß und Wagner [4] basieren. Die dimensionslosen Kennzahlen werden aus den oben genannten Stoffdaten berechnet. Die Wärmeleitfähigkeiten des Rohr- und Finnenmaterials werden als konstant angenommen. Ihre Werte sind in Tab. 2 angegeben. Im Folgenden wird auf die Kennzeichnung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten verzichtet.

2.3 Einphasige Wärmeübertragung in einer Zelle

Allgemein gilt mit einem mittleren Wärmedurchgangskoeffizient k und einer mittleren Temperaturdifferenz ΔT_m für einen Wärmestrom \dot{Q}

$$(1) \quad \dot{Q} = k A \Delta T_m,$$

der durch die Austauschfläche A übertragen wird.

2.3.1 Energiebilanz

Für einen nach außen adiabaten Wärmeübertrager mit einer kalten und einer warmen Seite vereinfacht sich der erste Hauptsatz der Thermodynamik unter Vernachlässigung der kinetischen und potentiellen Energien im stationären Fall zu

$$(2) \quad \dot{Q}_1 = -\dot{Q}_2.$$

Die übertragende Wärmemenge führt zu Temperaturänderungen in den beiden Fluiden. Für den einphasigen Fall bleibt der Wärmekapazitätsstrom $\dot{m}_2 c_{p,2}$ innerhalb einer Zelle konstant, so dass gilt:

$$(3) \quad \dot{m}_1 c_1 (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{m}_2 c_{p,2} (T_{2,out} - T_{2,in})$$

2.3.2 Wärmedurchgang

Der Wärmedurchgang zwischen den beiden Fluiden wird bestimmt durch die Wärmeübergänge der Fluide mit der Wand und die Wärmeleitung durch die Wand, so dass für das kA für einen Rohrrippenwärmeübertrager gilt

$$(4) \quad kA = \left(\frac{1}{\alpha_2 \eta_s (A_{fin} + U (B - n_{fin} s_{fin}))} + \frac{s_{Rohr} \ln \frac{d_a}{d_i}}{\lambda_{Rohr} 2 \pi n_{Rohr} B} + \frac{1}{\alpha_1 A_{Rohr,i}} \right)^{-1}$$

mit dem Oberflächenwirkungsgrad

$$(5) \quad \eta_s = 1 - (1 - \eta_{fin}) \frac{A_{fin}}{A_2}$$

der aus dem Finnenwirkungsgrad nach folgender Gleichung berechnet wird.

$$(6) \quad \eta_{fin} = \frac{\tanh(m H_{fin})}{m H_{fin}}$$

Der Rippenparameter m wird im VDI Wärmeatlas [9] mit

$$(7) \quad m = \sqrt{\frac{2 \alpha_2}{\lambda_R s_R}}$$

und die äquivalente Rippenhöhe H_{fin} mit

$$(8) \quad H_{fin} = 0,5 d_a (\phi - 1) (1 + 0,35 \ln \phi)$$

mit

$$(9) \phi = 1,27 \frac{S_B}{d_a} \sqrt{\frac{\sqrt{S_L^2 + 0,25 S_B^2}}{S_B} - 0,3},$$

wenn $S_L \geq \frac{1}{2} S_B$ angegeben.

Für turbulente Strömungsbedingungen ($Re_1 > 2300$) auf der kalten Seite, kann nach [5] für eine Rohrrinnenströmung Beziehung

$$(10) \alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_i} \frac{\zeta Re_1 Pr_1}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} (Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

mit dem Widerstandsbeiwert $\zeta = (1,8 \log_{10} Re_1 - 1,5)^{-2}$ und der Reynoldszahl $Re_1 = \frac{w_1 d_i \rho_1 (T_{1,in})}{\eta_1 (T_{1,in})}$ verwendet werden.

Für den luftseitigen, trockenen Wärmeübergang werden zwei Korrelationen für Rohrippenwärmeübertrager verwendet, die im Modell ausgewählt werden können. Sievers empfiehlt in [1] für den mittleren luftseitigen Wärmeübergang bei hohen Wasserbeladungen in Rohrippenwärmeübertragern die Methode von Gray und Webb [6], die für vier versetzte Rohrreihen gilt:

$$(11) St_4 = 0,14 Re_2^{-0,328} \left(\frac{S_B}{S_L}\right)^{-0,502} \left(\frac{\delta_{fin}}{d_a}\right)^{0,0312}$$

Die folgende Erweiterung beschreibt das Verhalten der Stanton-Zahl basierend auf der Gl. (7) für eine bis acht versetzte Rohrreihen

$$(12) St = St_4 \left(0,99 \left[2,24 Re_2^{-0,092} \left(\frac{n_{RR}}{4}\right)^{-0,032}\right]^{0,607(4-n_{RR})}\right)$$

mit der auf den äußeren Rohrdurchmesser bezogene Reynoldszahl für die Luftseite Re_2 und dem Gültigkeitsbereich $500 < Re_2 < 24700$, $1,97 < S_B/d_a < 2,55$, $1,7 < S_L/d_a < 2,58$, $0,08 < (\delta_{fin} + s_{fin})/d_a < 0,64$ und $1 < n_{RR} < 8$.

Die in [7] beschriebene Korrelation für Rohrippenwärmeübertrager mit glatten Finnen wurde von Wang in [8] veröffentlicht. Der Colburn-Faktors j wird hier in Abhängigkeit der Reynoldszahl Re_2 und Anzahl der versetzte Rohrreihen $n_{RR} \geq 2$ beschrieben

(13)

$$j = 0,086 Re_2^{c_1} n_{RR}^{c_2} \left(\frac{\delta_{fin} + s_{fin}}{d_a}\right)^{c_3} \left(\frac{\delta_{fin} + s_{fin}}{d_h}\right)^{c_4} \left(\frac{\delta_{fin} + s_{fin}}{S_B}\right)^{-0,93}$$

mit den Konstanten

(14)

$$c_1 = -0,361 - \frac{0,042 n_{RR}}{\ln Re_2} + 0,158 \ln \left[n_{RR} \left(\frac{\delta_{fin} + s_{fin}}{d_a}\right)^{0,41} \right],$$

$$(15) c_2 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{S_L}{d_h}\right)^{1,42}}{\ln Re_2},$$

$$(16) c_3 = -0,083 + \frac{0,058 n_{RR}}{\ln Re_2} \text{ und}$$

$$(17) c_4 = -5,735 + 1,21 \ln \frac{Re_2}{n_{RR}}.$$

Der Gültigkeitsbereich wird mit $300 \leq Re_2 \leq 20000$, $6,9 \text{ mm} \leq d_a \leq 13,6 \text{ mm}$, $1,3 \text{ mm} \leq d_h \leq 9,37 \text{ mm}$, $20,4 \text{ mm} \leq S_B \leq 31,8 \text{ mm}$, $12,7 \text{ mm} \leq S_L \leq 32 \text{ mm}$, $1,3 \text{ mm} \leq (\delta_{fin} + s_{fin}) \leq 8,7 \text{ mm}$ und $1 < n_{RR} \leq 6$ angegeben. In [8] wird die Reynoldszahl auf der Gasseite auf den Kragendurchmesser bezogen, so dass je nach Bauart, die Fennendicke doppelt zum äußeren Rohrdurchmesser addiert werden muss. Da die Fennendicke im untersuchten Wärmeübertrager $s_{fin} = 0,1 \text{ mm}$ beträgt, wird in den Gl.(9) bis Gl.(17) der Kragen vernachlässigt und mit dem äußeren Rohrdurchmesser gerechnet. Für den hydraulischen Durchmesser auf der Gasseite d_h gilt:

$$(18) d_h = 4L \frac{BH - (d_a(B - n_{fin} s_{fin})n_{RH} + n_{fin} s_{fin} H)}{A_2}$$

Die Umrechnung des Colburn-Faktors in die Stanton-Zahl und der Zusammenhang zwischen der Stanton-Zahl und dem gaseitigen mittleren Wärmeübergang werden durch die beiden folgenden Gleichungen beschrieben.

$$(19) St = j Pr_2^{-\frac{2}{3}}$$

$$(20) \alpha_2 = St \frac{\lambda_2 Re_2 Pr_2}{d_a}$$

2.3.3 Mittlere Temperaturdifferenz

Die in Gl.(1) beschriebene mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m ist von der Stromführung und der Vermischung der beiden Fluide abhängig (vgl.[9]). Für einen reinen Gegenstromwärmeübertrager ist die mittlere Temperaturdifferenz mit den Temperaturen der beiden Fluide an Ein- und Auslass mit

$$(21) \Delta T_{m,GGS} = \frac{(T_{1,out} - T_{2,in}) - (T_{1,in} - T_{2,out})}{\ln \frac{(T_{1,out} - T_{2,in})}{(T_{1,in} - T_{2,out})}}$$

analytisch berechenbar. Sie beschreibt damit die maximal mögliche Temperaturdifferenz. Die mittlere Temperaturdifferenz für andere Stromführungen wird durch einen Korrekturfaktor F angepasst. Dies ist nach [9] bei Vernachlässigung der Längsvermischung der einzelnen Fluide zulässig. Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, verändert sich der Gasmassenstrom beim Durchtritt durch eine Zelle bei partieller Kondensation. Dies wird in Gl.(23) berücksichtigt, indem der Massenstrom der kondensierenden Gaskomponente als arithmetisches Mittel des Eingangs- und Ausgangsmassenstroms in den Gesamtmassenstrom \dot{m}_2 eingeht. Der Einfluss der Stromführung auf den Korrekturfaktor wird durch

$$(22) F = \frac{1}{\left(1 + a \left(\frac{c_1 \dot{m}_1}{c_2 \dot{m}_2}\right)^{db} \left(\frac{kA}{c_1 \dot{m}_1}\right)^b\right)^c}$$

mit $a = 0,0737$, $b = 1,97$, $c = 0,553$ und $d = 0,64$ für einen Kreuzgegenstromwärmeübertrager mit zwei Rohrreihen und zwei gegensinnigen Durchgängen wiedergegeben, mit der gültigen Temperaturdifferenz

$$(23) \Delta T_m = F \Delta T_{m,GGS}.$$

für diese Stromführung. Sie entspricht vereinfacht dem im Bild 4 vorgestelltem Wärmeübertrager, wenn dieser durch

zwei Zellen wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, modelliert wird. In dem Modell sind zahlreiche Werte für die Parameter aus [9] für verschiedene Stromführungen hinterlegt, die in Anhängigkeit der Rohrreihenanzahl, der Stromführung und der Anzahl der Durchgänge ausgewählt werden.

2.4 Partielle Kondensation in einer Zelle

Übersteigt in einem Gasgemisch der Partialdruck einer Komponente ihren Sättigungsdruck, so kondensiert ein Teil dieses Gases aus bis der Partialdruck identisch mit dem Sättigungsdruck ist. Angewendet auf feuchte Luft spricht man dann von einer relativen Luftfeuchte, die wie folgt definiert ist

$$(24) \quad \varphi = \frac{p_j}{p_s(T)}.$$

Hinsichtlich des Wärmeübergangs wird die Annahme getroffen, dass die Kondensation immer in Form von laminarer Filmkondensation an der Wand erfolgt und Nebelbildung ausgeschlossen werden kann. Ferner liegen an der Filmoberfläche Sättigungsbedingungen vor, so dass in der direkten Umgebung zum Kondensatfilm der Partialdruck der kondensierenden Komponente identisch zu ihrem Sättigungsdruck ist. Die Wärmeleitung durch den Film wird vernachlässigt. Der Partialdruck der kondensierenden Komponente beim Eintritt in die Zelle $p_{4,in}$ ergibt sich aus dem Gesamtdruck am Eingang und der Massenströme der einzelnen Gaskomponenten 1,2,3 und 4 nach dem Gesetz von Dalton wie folgt:

$$(25) \quad p_{4,in} = X_{in} p_{ges,in} \left(X_{in} + \frac{\sum_{j=1}^3 \dot{m}_j R_j}{R_4 \sum_{j=1}^3 \dot{m}_j} \right)^{-1}$$

mit dem Verhältnis X der kondensierenden Komponenten 4 zu den inerten Komponenten 1,2 und 3

$$(26) \quad X_{in} = \frac{\dot{m}_4}{\sum_{j=1}^3 \dot{m}_j},$$

die analog für das Verhältnis am Ausgang X_{out} gilt. Bei der Berechnung der Massen- und Energiebilanz wird zwischen drei Fällen unterschieden.

1. Sättigung wird in der Zelle nicht erreicht (trocken):

$$\frac{p_{4,in}}{p_{s,4}(T_{2,out})} < 1$$

2. Sättigung wird zwischen Eintritt und Austritt erreicht:

$$\frac{p_{4,in}}{p_{s,4}(T_{2,out})} \geq 1$$

3. Gas tritt gesättigt in die Zelle ein (nass): $\frac{p_{4,in}}{p_{s,4}(T_{2,in})} \geq 1$

2.4.1 Energiebilanz und Massenbilanz

Tritt der Fall 2 ein, so wird die Kondensationsenthalpie in der Energiebilanz berücksichtigt. Analog zu der in [3] vorgestellten Methode zur Berechnung der Enthalpie von feuchter Luft, wird hier die Gl. (3) entsprechend erweitert, wobei die spezifische Wärmekapazität der inerten Gasanteile massengewichtet und temperaturabhängig eingeht, so dass bei Vernachlässigung der Temperaturdifferenz zwischen der

Trippelpunkttemperatur und der Bezugstemperatur der spezifischen Enthalpien gilt:

$$(27) \quad \begin{aligned} \dot{m}_1 c_1 (T_{1,in} - T_{1,out}) &= \dot{m}_2^* c_{p,2}^* (T_{2,out} - T_{2,in}) \\ &+ X_{s,out} [\Delta h_v + c_{p,4} (T_{2,out} - 273, 15 \text{ K})] - \\ &X_{in} [\Delta h_v + c_{p,4} (T_{2,in} - 273, 15 \text{ K})] \end{aligned}$$

Die eingehenden und ausgehenden Massenströme sind identisch. Durch die partielle Kondensation im Fall 2 und 3 reduziert sich jedoch der Gasmassenstrom zwischen Ein- und Austritt

$$(28) \quad \dot{m}_{4,out} = \dot{m}_{4,in} - \dot{m}_2^* (X_{in} - X_{s,out})$$

um den selben Betrag, um den der Massenstrom sich der flüssigen Phase auf der Gasseite erhöht.

$$(29) \quad \dot{m}_{5,out} = \dot{m}_{5,in} + \dot{m}_2^* (X_{in} - X_{s,out}).$$

Die Massenbilanz im Fall 3 gilt analog zu Gl.(28) und Gl.(29) mit $X_{in} = X_{s,in}$. Die Energiebilanz kann nicht analog betrachtet werden, weil die Enthalpieänderung des Kondensats berücksichtigt wird. In diesem Fall wird die Energiebilanz aus Gl. (3) um die Terme für die Enthalpiestromdifferenz des eintretenden Kondensats erweitert.

$$(30) \quad \begin{aligned} \dot{m}_1 c_1 (T_{1,in} - T_{1,out}) &= \dot{m}_2^* c_{p,2}^* (T_{2,out} - T_{2,in}) \\ &+ X_{s,out} [\Delta h_v + c_{p,4} (T_{2,out} - 273, 15 \text{ K})] - \\ &X_{s,in} [\Delta h_v + c_{p,4} (T_{2,in} - 273, 15 \text{ K})] + \\ &[\dot{m}_{5,in} c_5 (T_{5,in} - T_{5,out}) + c_5 (\Delta \dot{m}_5 (0,5 (T_{1,in} + T_{1,out}) - T_{5,out}))] \end{aligned}$$

Außerdem wird beachtet, dass das Kondensat zunächst bei der an der Filmoberfläche herrschenden Interfacetemperatur T_i vorliegt, die sich innerhalb der Zelle leicht ändert. Vereinfachend wird hier die Temperaturdifferenz des arithmetischen Mittels zwischen der Interfacetemperatur am gasseitigen Ein- und Ausgang und der Kondensataustrittstemperatur $T_{5,out}$ verwendet. Baehr und Stephan leiten in [2] aus der Energiebilanz am Kondensatfilm bei der Kondensation bei Anwesenheit eines Intergases folgenden Zusammenhang her, der hier zunächst den Wärmestrom aus dem Gasgemisch an den Film beschreiben soll

$$(31) \quad \begin{aligned} \dot{Q}_2 &= \left[(\alpha_2 \Delta T_{m,2l}) + \right. \\ &\alpha_2' \frac{\Delta h_v + (c_{p,4} - c_5) (0,5 (T_{1,in} - T_{1,out}) - 273, 15 \text{ K})}{c_{p,2} L e^{2/3}} \\ &\left. \ln \frac{p_{ges} - 0,5 (p_{s,4,I,in} + p_{s,4,I,out})}{p_{ges} - p_{4,in}} \right] \eta_s A_2 \end{aligned}$$

mit den Partialdrücken der kondensierenden Komponente, die als Funktion der jeweiligen Interfacetemperatur aufgrund der Sättigungsbedingung entsprechend $p_{s,4,I,in} = f(T_{i,in})$ und $p_{s,4,I,out} = f(T_{i,out})$ eindeutig definiert sind und daher das Gleichungssystem schließen. Da ein Teil des Wärmestroms aus der Luft mit dem Enthalpiestrom des Kondensats die Zelle verlässt und der Wärmeübergang vom Kondensatfilm an die Wand berücksichtigt wird, gilt für den vom kalten Fluid aufgenommenen Wärmestrom:

$$(32) \dot{Q}_1 = (kA)_1 \Delta T_{m,11}$$

Auf den korrigierten Wärmeübergangskoeffizienten α' und das Produkt aus $(kA)_1$, das den Wärmedurchgang vom Kondensatfilm in das kalte Fluid beschreibt, wird im Abschnitt 2.4.2 eingegangen. Die Definition der Temperaturdifferenzen $\Delta T_{m,21}$ und $\Delta T_{m,11}$ wird in Abschnitt 2.4.3 gegeben.

2.4.2 Wärmedurchgang

Der Wärmeübergangskoeffizient auf der kalten Seite wird von der partiellen Kondensation nicht beeinflusst. Auf der Gasseite wird dies ebenfalls für den Fall 2 angenommen, so dass die Gl. (4) bis (23) identisch zum trockenen Fall angewendet werden. Im VDI-Wärmeatlas [9] wird dies als zulässige Berechnungsmethode ausgewiesen, weil sich durch die partielle Kondensation gegenläufige Effekte auf den Wärmeübergang etwa aufheben. Laut Sievers [1] ist dies für hohe Beladungen nicht mehr gegeben, so dass für den nassen Fall der Wärmeübergang vom Gas an den Kondensatfilm und der Wärmeübergang vom Kondensatfilm an die Wand gesondert berücksichtigt wird. Im Gegensatz zur Kondensation eines Reinstoffes reicht sich die kondensierende Komponente im Bereich der Kondensatoberfläche ab, so dass ein Konzentrationsgefälle zur Kernströmung entsteht. Dies hat zur Folge, dass diese Komponente in den Bereich der Kondensatoberfläche diffundiert und gleichzeitig ein zusätzlicher Wärmeleitwiderstand durch den abgereicherten Bereich entsteht. Die Lewis-Beziehung nutzt die Analogie der Stoff- und der Wärmeübertragung, so dass aus dem Wärmeübergangskoeffizienten der Stoffübertragungskoeffizient berechnet werden kann.

Weitere Ausführungen findet der interessierte Leser in [2] und insbesondere zum Verhalten der Lewis-Zahl bei verschiedenen Temperaturen und zum Verhalten des Exponenten der Lewis-Zahl von feuchter Luft in [1].

$$(33) \beta_2 = \frac{\alpha_2}{\rho_2 c_{p,2}} Le^{-2/3}$$

Der Transport von Wärme durch den Stoffstrom aus der Kernströmung mit einer höheren Temperatur an den Kondensatfilm mit einer niedrigeren Temperatur, wird durch die sogenannte Ackermann-Korrektur beschrieben. Dies wird in Gl.(31) durch den modifizierten Wärmeübergangskoeffizienten α' berücksichtigt, für den nach [11] gilt:

$$(34) \alpha'_2 = \alpha_2 \frac{\frac{-c_{p,2}^* |\Delta \dot{m}_5|}{\alpha_2 \eta_s A_2}}{\exp\left(\frac{-c_{p,2}^* |\Delta \dot{m}_5|}{\alpha_2 \eta_s A_2}\right) - 1}$$

mit dem in der Zelle kondensierenden Massenstrom $\Delta \dot{m}_5 = \dot{m}_{5,out} - \dot{m}_{5,in}$. Im Fall 3 (nass), geht der Wärmestrom \dot{Q}_1 vom Kondensat auf die Wand, dann durch die befinnte Rohrwand und von dort in das kalte Fluid über, so dass der in Gl. (32) verwendeten kA -Wert durch

$$(35) (kA)_1 = \left(\frac{1}{\alpha_{film} \eta_s A_2} + \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{s_{Rohr} \ln \frac{d_a}{d_i}}{\lambda_{Rohr} 2 s \pi n_{Rohr} B} \right)^{-1}$$

beschrieben wird. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kondensatfilm und Rohrwand wird nach Nußelt für

laminare Filmkondensation an waagerechten Rohren und ist allgemein in [2] mit

$$(36) \alpha_{film,Nu} = 0,728 \left[\frac{\rho_5 (\rho_2^* - \rho_5) g \Delta h_v \lambda_5^3}{\eta_5 (-\Delta T_{IS}) d_a} \right]^{1/4}$$

angegeben. Die Beeinflussung durch herabrieselndes Kondensat bei mehreren untereinander angeordneten Rohreihen wird laut [12] durch folgende Erweiterung der Gl. (36)

$$(37) \alpha_{film} = \left[1 + 0,2 \frac{c_{p,2}^* (-\Delta T_{IS})}{\Delta h_v} (n_{RR} - 1) \right] n_{RR}^{-1/4} \alpha_{film,Nu}$$

berücksichtigt.

2.4.3 Mittlere Temperaturdifferenz

Die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m wird für die Berechnung des dritten Falls in eine mittlere Temperaturdifferenz zwischen dem kalten Fluid 1 und der Filmoberfläche (Interface) $\Delta T_{m,11}$ und eine zwischen dem warmen Fluid 2 und der Filmoberfläche $\Delta T_{m,21}$ aufgeteilt, so dass ihre Summe

$$(38) \Delta T_m = \Delta T_{m,11} + \Delta T_{m,21}$$

die in Gl.(23) angeführte Temperaturdifferenz ergibt (vgl. Bild 2). Hierbei wird für die mittlere Temperaturdifferenz zwischen dem kalten Fluid 1 und der Filmoberfläche die gleiche Wärmeübertragercharakteristik wie im trockenen Fall vorausgesetzt, so dass der Korrekturfaktor F aus Gl.(22) aus dem trockenen Fall für die Beschreibung von

$$(39) \Delta T_{m,11} = F \frac{(T_{1,out} - T_{1,in}) - (T_{1,in} - T_{1,out})}{\ln \frac{T_{1,out} - T_{1,11}}{T_{1,11} - T_{1,out}}}$$

verwendet wird.

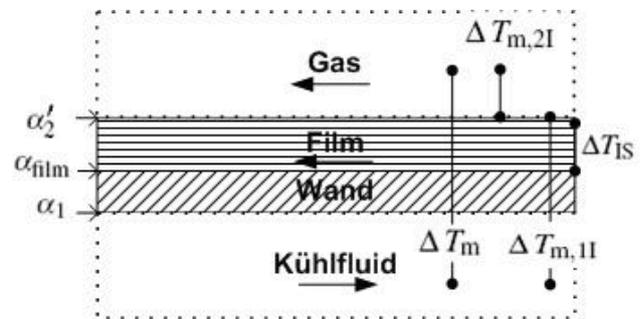


Bild 2: Schema mit mittleren Temperaturdifferenzen und Wärmeübergangskoeffizienten bei partieller Kondensation

Unter der Annahme, dass der Kondensatfilm und das Gas (Fluid 2) die gleiche Strömungsrichtung haben, wird ihre mittlere Temperaturdifferenz mit

$$(40) \Delta T_{m,21} = \frac{(T_{1,in} - T_{2,in}) - (T_{1,out} - T_{2,out})}{\ln \frac{T_{1,in} - T_{2,21}}{T_{1,21} - T_{2,out}}}$$

für den reinen Gleichstromfall berechnet. Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Kondensatfilm und der Wand geht in Gl.(36) und Gl. (37) die Temperaturdifferenz zwischen Filmoberfläche (Interface) und der Wandoberfläche (Surface) ein. Diese wird nach [13] für eine

nicht-lineares Temperaturprofil für einen laminaren Kondensatfilm mit einer mittleren Kondensatfilmtemperatur berechnet. Hier wird die Annahme getroffen, dass die Temperaturdifferenz

$$(41) \Delta T_{IS} = 1,47 (T_{5,in} - T_{I,in})$$

am gaseitigen Eintritt konstant über den gesamten Wärmeübertrager bleibt. Entsprechend wird der Zusammenhang zwischen der Kondensatoberflächentemperatur und der Filmtemperatur am Austritt durch

$$(42) T_{I,out} = T_{5,out} - 0,68 \Delta T_{IS}$$

gegeben.

3 Validierung

Um Aussagen über die Leistungsfähigkeit des Modells zu erlangen, werden Experimente und Simulationen unter möglichst identischen Randbedingungen durchgeführt und die Messwerte und die daraus abgeleiteten Größen, wie Wärmeübergangskoeffizienten und übertragende Wärmeströme mit den Simulationsergebnissen verglichen.

3.1 Experimentelle Arbeiten

An einem Rohrrippenwärmeübertrager mit geraden Finnen wurden in Kreuzgegenstromführung Messungen mit und ohne partielle Kondensation von feuchter Luft durchgeführt. Die trockenen Messungen dienen zunächst der Plausibilitätsüberprüfung des Versuchsstands. Zum Vergleich zwischen den experimentellen Werten und den Simulationsergebnissen wird jeweils die Messung mit der höchsten gasseitigen Reynoldszahl für einen trockenen und eine nassen Fall verwendet (vgl. Abschnitt 3.3).

3.1.1 Beschreibung des Versuchsstands

Das zentrale Element des Versuchsstands ist der Wärmeübertrager, der in einem Luftkanal angeordnet ist. Die angesogene Luft kann über eine Luftbefeuchtereinheit mit Wasserdampf befeuchtet werden. Ebenso befinden sich elektrische Heizelemente im Luftkanal, um die Temperatur der Zuluft zu erhöhen. Das Kondensat wird von einem Leitblech unterhalb des Wärmeübertragers aufgefangen und aus dem Kanal in einen Auffangbehälter geleitet. Der Wasserkreislauf der kalten Seite wird mit Brunnenwasser von etwa 13 °C rückgekühlt. Das R&I-Schema des Versuchsstands ist in Bild 3 dargestellt.

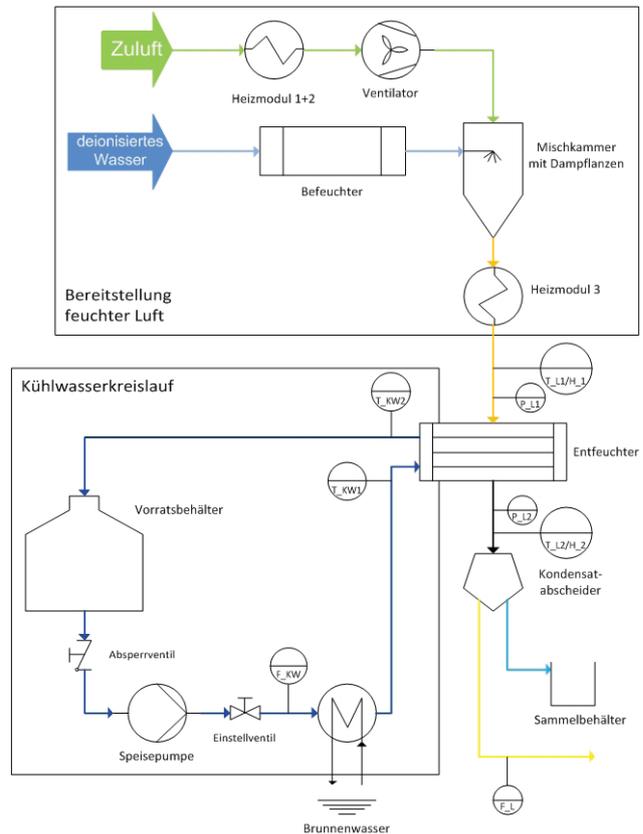


Bild 3: P&I-Diagramm des Versuchsstands

3.1.2 Beschreibung des Rohrrippenwärmeübertragers

Die äußeren Abmaße des Wärmeübertragers sind in Tab. 1 aufgeführt. Die Stromführung auf der Flüssigseite erfolgt in vier versetzten Rohrreihen, wobei das Fluid zunächst durch ein Rohr in zwei gegensinnigen Durchgängen geführt wird, bevor es in zwei Rohre geteilt wird, wie in Bild. 4 dargestellt. Hier wird angenommen, dass sich der Massenstrom zu gleichen Teilen auf die beiden abgehenden Rohre aufteilt. Analog dazu werden die beiden Massenströme am Austritt wieder zusammengeführt und verlassen den Wärmeübertrager durch ein gemeinsames Rohr, so dass am Austritt die Mischungstemperatur der beiden Ströme gemessen wird.

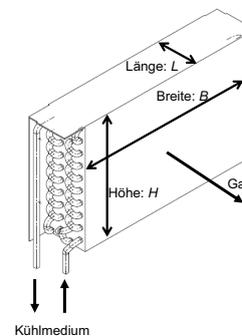


Bild 4: Strömungsrichtungen und Abmaße am Wärmeübertrager

Länge	360 mm
Breite	87 mm
Höhe	252 mm
Finnenabstand	3 mm
Finnendicke	0,12 mm
Rohrinnendurchmesser	9,4 mm
Rohrwandstärke	0,3 mm
Anzahl Rohrreihen in Längsrichtung	4
Anzahl der Rohre über Höhe	10

Tabelle 1: Äußere Abmaße und geometrische Parameter

Die Querschnittsfläche der glatten Kupferrohre ist kreisförmig.

3.1.3 Versuchsergebnisse

Unter der Annahme eines nach außen adiabaten Wärmeübertragers im stationären Zustand muss der abgegebene Wärmestrom der warmen Seite dem aufgenommenen Wärmestrom der kalten Seite entsprechen. Aufgrund von Messungenauigkeiten, Wärme- und Massenstromverluste an die Umgebung, zeigen die Messwerte eine Differenz zwischen den beiden Wärmeströmen. Die Ergebnisse sind in Bild 5 für die Versuche ohne Kondensation und in Bild 6 mit partieller Kondensation dargestellt.

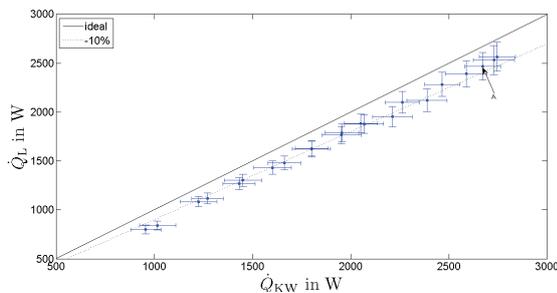


Bild 5: Gemessene Wärmeströme ohne Kondensation. Messpunkt A wird für die Validierung verwendet.

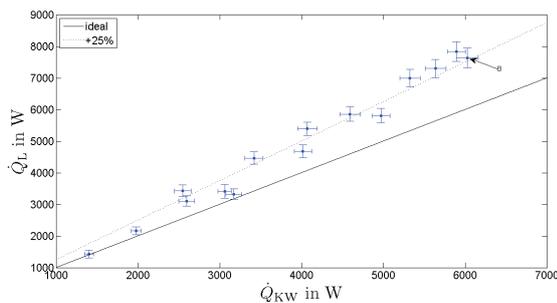


Bild 6: Gemessene Wärmeströme mit partieller Kondensation. Messpunkt B wird für die Validierung verwendet.

Für die zur Validierung verwendeten Messpunkte ist eine Abweichung des luftseitig gemessenen Wärmestroms zum gemittelten Wärmestrom für die Messung A von 8 % und für die Messung B von 21% berechnet worden.

3.2 Simulation

Für die Simulation wird das Modell wie in Bild 7 dargestellt in zwei Zellen aufgeteilt, so dass die Ausgangswerte der Gasseite der Zelle 1 und die Eingangswerte für die Zelle 2 identisch sind. Die Eingangswerte auf der kalten Seite sind jeweils der halbe Massenstrom mit Eingangstemperatur.

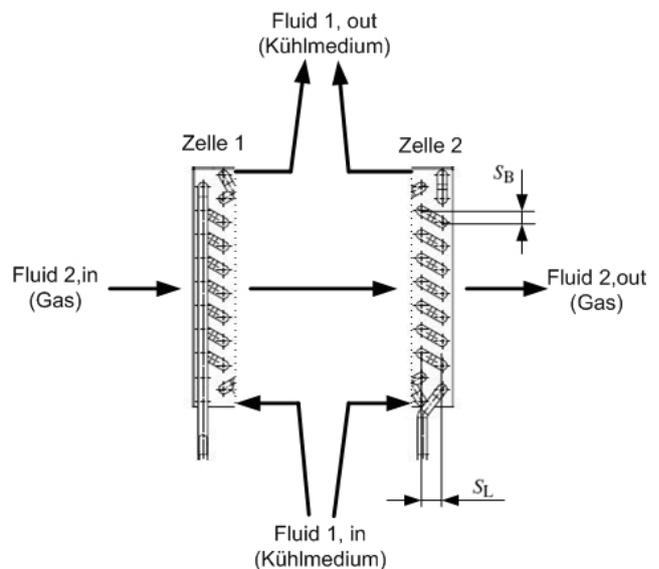


Bild 7: Teilung des Wärmeübertragers in zwei Zellen mit Stromführung der Fluide

Am Ausgang wird die Temperatur der kalten Seite gemittelt. Neben den in Tabelle 1 aufgeführten geometrischen Parametern, können für jede Zelle die in Tabelle 2 dargestellten Parameter voreingestellt werden, die hier mit ihren Standardwerten gegeben sind.

Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials	401 W/(m K)
Wärmeleitfähigkeit des Finnenmaterials	236 W/(m K)
Lewis-Zahl	1 bzw. 0,86
Korrelation	1 : Gray&Webb nach Gl.(12) 2 : Wang&Chi nach Gl.(13)

Tabelle 2: Modellparameter

Die Simulation kann für konstante Werte oder zeitabhängige Profile erfolgen. Für die in Abschnitt 3.3 beschriebene Validierung werden jeweils auf der Fluideingangsseite die Massenströme der einzelnen Komponenten, die Temperaturen und der Gesamtdruck als konstante Werte entsprechend der Messwerte vorgegeben. Auf der Gasseite muss zusätzlich die Eingangsfilmtemperatur vorgegeben werden für die allerdings keine Messwerte vorliegen. Diese Temperatur muss zwischen der Eingangstemperatur der Gasseite und der Ausgangstemperatur der kalten Seite liegen. Der Gültigkeitsbereich der jeweiligen luftseitigen Korrelation wird in der Initialisierungsphase hinsichtlich der geometrischen Parameter überprüft, so dass im Fall einer ungültigen Eingabe eine Warnmeldung mit dem entsprechenden Hinweis generiert wird. Die gasseitige Reynoldszahl wird hingegen als Ausgabewert aus der Zelle geführt und kann zur Überprüfung des Gültigkeitsbereichs angezeigt oder gespeichert werden.

3.3 Vergleich der experimentellen mit den Simulationsergebnissen

Die Messungen wurden mit feuchter Luft durchgeführt. Die Messergebnisse mit (A) und ohne Kondensation (B) werden für die Messung mit der jeweils größten gasseitigen Reynoldszahl mit den Simulationsergebnissen für verschiedene Korrelationen verglichen. Die Eingangswerte der Simulation richten sich nach den gemessenen Werten und

sind in Tab. 3 zusammengefasst.

	A	B
\dot{m}_1 in kg/s	0,1645	0,2000
\dot{m}_2^* in kg/s	0,08296	0,0566
$\dot{m}_{4,in}$ in kg/s	0,001185	0,003525
$\dot{m}_{5,in}$ in kg/s	0	0
$T_{1,in}$ in K	285,30	285,69
$T_{2,in}$ in K	320,23	321,42
$T_{5,in}$ in K	-	310
$p_{ges,1}$ in Pa	100000	100000
$p_{ges,2}$ in Pa	100779	99821

Tabelle 3: Eingangswerte der Experimente und der Simulation. Die Filmtemperatur am Eintritt $T_{5,in}$ und der Druck des Kühlmediums $p_{ges,1}$ wurden nicht gemessen und beruhen auf Annahmen.

Der Massenstrom der trockenen Luft wird als \dot{m}_2^* zusammengefasst. Der Eingangsdruck auf der kalten Seite $p_{ges,1}$ und

die Filmeingangstemperatur $\dot{m}_{5,in}$ wurden nicht gemessen, so dass Annahmen getroffen werden müssen. Für den Fall A sind die Ergebnisse für die Berechnung mit der Korrelation nach Gray&Webb und Wang&Chi in Tab. 4 zusammengefasst. Die Simulationsergebnisse für den Fall B mit Partiaalkondensation des Wasserdampfs sind in Tab. 5 aufgeführt. Die Zellenmethode ermöglicht die Anwendung unterschiedlicher Korrelationen für verschiedene Zellen. Da der Befeuchter in Abhängigkeit der relativen Luftfeuchte am Lufteinlass geregelt wird und die Messung nahe der Sättigung sehr unzuverlässig wird, tritt die Luft ungesättigt in den Wärmeübertrager ein, so dass hier der in Abschnitt 2.4 beschriebene Fall 2 vorliegt und erst in der nächsten Zelle Sättigung am Lufteinlass vorliegt. Es wird daher untersucht, ob es sinnvoll ist für die erste Zelle die nach [7] vorgeschlagene Korrelation nach Wang & Chi und für die zweite Zelle die nach [1] empfohlene Korrelation bei hohen Luftfeuchten nach Gray & Webb zu verwenden.

	Experiment A	Gray & Webb	Wang & Chi
$T_{1,out}$ in K	289,19 ± 0,25	287,9	288,45
$T_{2,out}$ in K	291,49 ± 0,25	299,3	295,5
\dot{Q} in W	2571	1792	2111
kA in W/K	69,8	70,0	68,9

Tabelle 4: Vergleich der Messung A mit Simulationsergebnissen mit $Re_2 = 515$ und $F = 0,99$. Für den experimentell bestimmten Wärmestrom wird der Mittelwert aus $\dot{Q}_1 = 2673 \pm 99$ W und $\dot{Q}_2 = 2468 \pm 139$ W angegeben.

Zelle 1 mit Zelle 2 mit	$Le = 1$ $Le = 1$	Experiment B	Gray & Webb	Wang & Chi	Zelle 1:Wang&Chi Zelle 2: Gray&Webb
$T_{1,out}$	in K	292,91 ± 0,25	293,9	295,5	294,9
$T_{2,out}$	in K	296,64 ± 0,25	296,2	293,0	295,8
\dot{Q}_1	in W	6028 ± 132	6842	7703	7275
\dot{Q}_2	in W	7633 ± 322	6860	7732	7280
kA	in W/K	129,0	115,4	109,3	121,1
Zelle 1 mit Zelle 2 mit	$Le = 1$ $Le = 0,86$				
$T_{1,out}$	in K	292,91 ± 0,25	295,7	294,2	295,0
$T_{2,out}$	in K	296,64 ± 0,25	292,4	295,4	294,5
\dot{Q}_1	in W	6028 ± 132	8385	7110	7323
\dot{Q}_2	in W	7633 ± 322	8432	7118	7335
kA	in W/K	129,0	115,4	116,7	115,9

Tabelle 5: Vergleich der Messung B mit Simulationsergebnissen mit $Re_2 = 366$ und $F = 0,99$.

Zur Berechnung der kA Werte sind die gemittelten Wärmeströme verwendet worden.

4 Diskussion

Der Vergleich der experimentellen mit den berechneten Werten zeigt ein geteiltes Bild. Für den Fall A weicht der Wärmestrom für die Berechnung mit der Korrelation nach Gray & Webb um -30% und nach von Wang & Chi um -18% von dem mittleren gemessenen Wert ab. Der kA -Wert hingegen liegt für beide Korrelationen im Bereich von 2% Abweichung. Hierbei muss beachtet werden, dass die Differenz der gemessenen Wärmeströme vom gemittelten Wärmestrom um 8% abweicht. Bei Betrachtung der experimentellen Ergebnisse von Messung B, fällt die große Abweichung zwischen den Wärmeströmen \dot{Q}_1 und \dot{Q}_2 auf. Beim Vergleich der Messergebnisse der Messungen mit und ohne Kondensation, die in Bild 5 und 6 aufgetragen sind, ist zu erkennen, dass für die Messungen ohne Kondensation der Wärmestrom der kalten Seite, den der warmen Seite um et-

wa 10 % übersteigt. Bei der Messung mit partieller Kondensation kehrt sich der Fehler um und beträgt etwa 25%. Neben den, während der Messungen beobachten Kondensation an den Luftkanalwänden, kann die Temperaturdifferenz des Kondensats mit der Luft am Austritt dafür verantwortlich sein. Aus den Berechnungen ergeben sich allerdings zwischen den beiden Seiten maximal 50 W, wohingegen die Messungen Abweichungen von über 1500 W ergeben. Aus Tab. 5 kann entnommen werden, dass die Ergebnisse aus Messung B am besten wiedergegeben werden, wenn die Lewis-Zahl gleich 1 ist und in der Zelle 1 nach der Korrelation von Wang & Chi und in Zelle 2 nach der Korrelation nach Gray & Webb gerechnet wird. Dies bestätigt die Aussagen von Sievers in [1], wonach die Gray & Webb den luftseitigen Wärmeübergang bei hohen Luftfeuchten am genauesten beschreibt. Außerdem soll an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass die gasseitige Reynoldszahl Re_2 im Fall B kleiner als der geforderte Minimalwert für die Korrelation von Wang & Chi ist. Eine Ursache für die Differenz von gemesse-

nen und berechneten Werten kann die Verblockung einzelner Segmente im Wärmeübertrager mit Kondensat aufgrund der niedrigen Reynoldszahlen sein, die im Modell nicht berücksichtigt wird. Dies führt zunächst zu einer Verkleinerung der Austauschfläche, hat aber auch einen Einfluss auf die Reynoldszahl, die Stromführung und damit auf den Wärmeübergang und die mittlere Temperaturdifferenz.

5 Zusammenfassung

Die Erstellung eines Wärmeübertragermodells, das die Abkühlung von Luft mit reduziertem Sauerstoffanteil und hohen Luftfeuchten in einem Gesamtmodell eines multifunktionalen Brennstoffzellensystems beschreiben kann, ist auf Basis eine Rohrippenwärmeübertragers erfolgt. In dem Modell sind zur Beschreibung des gasseitigen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten die Korrelation von Gray & Webb und die von Wang & Chi implementiert, die vom Benutzer ausgewählt werden können. Werden die Einzelmodelle zu einem Verbund aus mehreren Zellen verknüpft, können auch unterschiedliche Korrelationen innerhalb eines Gesamtmodells angewendet werden. Zur Validierung der Simulationsergebnisse wurden Messungen durchgeführt. Die Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Wärmeströmen liegen zwischen 1 und 30%. Die Abweichungen der kA Werte aus den Simulationen weichen hingegen weniger als 2 % ohne und 15 % mit partieller Kondensation von den experimentellen Werten ab.

Danksagung

Diese Arbeit, als Teil des Projekts „Kabinentechnologie und multifunktionale Brennstoffzelle“ wurde unterstützt durch die Airbus Operations GmbH und das Bundesministerium für Bildung und Forschung (Förderkennzeichen: 03CL03A).

6 Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

<i>A</i>	Austauschfläche, m^2
<i>B</i>	Breite, m
<i>c</i>	spezifische Wärmekapazität, $J/(kg K)$
<i>d</i>	Durchmesser, m
<i>F</i>	Korrekturfaktor
<i>H</i>	Höhe, m
<i>j</i>	Colburn-Faktor
<i>k</i>	mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient, $W/(m^2 K)$
<i>L</i>	Länge, m
<i>Le</i>	Lewis-Zahl
<i>m</i>	Massenstrom, kg/s
<i>n</i>	Anzahl
<i>p</i>	Druck, Pa
<i>Pr</i>	Prandtlzahl
<i>Re</i>	Reynoldszahl
<i>S</i>	Rohrteilung, m
<i>St</i>	Stanton-Zahl
<i>s</i>	Wandstärke, m
<i>T</i>	Temperatur, K
\dot{Q}	Wärmestrom, W
<i>U</i>	Rohrumfang, m
<i>w</i>	Geschwindigkeit, m/s
<i>X</i>	Massenstromverhältnis

Griechische Buchstaben

α	mittlerer Wärmeübergangskoeffizient, $W/(m^2 K)$
----------	--

β	Stoffübergangskoeffizient, m/s
Δ	Differenz
δ	Abstand
η	dynamische Viskosität, $kg/(m s)$
η_s	Oberflächenwirkungsgrad
λ	thermische Leitfähigkeit, $W/(m K)$
ϕ	Hilfsvariable
φ	relative Feuchte
ρ	Dichte, kg/m^3
ζ	Widerstandsbeiwert

Indizes

1	kalte Seite,
2	warme Seite,
4	vier versetzte Rohrreihen, kondensierende Komponente
5	flüssige Kondensatphase
a	außen
B	quer zum Luftstrom
fin	Finne
GGs	Gegenstrom
ges	gesamt
h	hydraulisch
l	Interface (Filmoberfläche)
i	innen
in	Einlass
j	Komponente j
L	in Luftstromrichtung
m	mittel
Nu	nach Nusselt
out	Auslass
p	isobar
R	Rippe
Rohr	Rohr
RH	Anzahl der Rohre über die Höhe
RR	Rohrreihe (in Luftstromrichtung)
S	Surface (Wandoberfläche)
s	Sättigungszustand
*	inert
'	unter Berücksichtigung der Ackmernannkorrektur

Konstanten

<i>g</i>	Erdbeschleunigung, m/s^2
Δh_v	Verdampfungsenthalpie bei Trippelpunkttemperatur, $J/(kg)$
R_j	spezielle Gaskonstante für Stoff j, $J/(kg K)$

LITERATUR

- [1] SIEVERS, M.; SIEVERS, U.: *Berechnung flüssigkeitsgekühlter Lamellenrohr-Wärmeübertrager zur Entfeuchtung von Luft mit hoher Wasserbeladung, Deutsche Kälte-Klima Tagung 2011 (Aachen 2011)*
- [2] BAEHR, H. D.; STPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung, 4. Auflage (Springer, Berlin, 2004).*
- [3] BAEHR, H. D.; KABELAC, S.: *Thermodynamik, 13. Auflage (Springer, Berlin, 2006).*
- [4] PRUSS, A.; WAGNER, W.: *Eine neue Fundamentalgleichung für das fluide Zustandsgebiet von Wasser für Temperaturen von der Schmelzlinie bis zu 1273 K bei Drücken bis zu 1000 MPa, Fortschr.-Bericht. VDI, Reihe 6, Nr. 320 (VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995)*

- [5] GNIELINSKI, V.: *Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung*, Forschung im Ingenieurwesen 61 Nr.9, 1995, 240-248.
- [6] GRAY, D.L.; WEBB, R.L.: *Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins*, Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference, San Francisco, 1986, 2745-2750.
- [7] SHAH, R.; SEKULIĆ, D.: *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, (Wiley, Hoboken, 2003).
- [8] WANG, C.; CHI, K.: *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43, 2000, 2693-2700.
- [9] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *VDI-Wärmeatlas*, 9.Auflage (Springer, Berlin, 2002)
- [10] BULCK, E.: *Convective heat and mass transfer in compact regenerative dehumidifiers*, Dissertation, (Univ. of Wisconsin, Madison 1987)
- [11] ACKERMANN, G.: *Wärmeübergang und molekulare Stoffübertragung im gleichen Feld bei großen Temperatur- und Partialdruckdifferenzen*, VDI-Forschungsheft 382, Berlin, VDI-Verlag, 1937, 1-16.
- [12] CHEN, M.M.: *An analytical study of laminar film condensation. Part 1. Flat plates. Part 2. Single and multiple horizontal tubes*, Trans. Am. Soc. Mech.,
- [13] ROHSNEOW, W.M.: *Heat transfer and temperature distribution in laminar film boiling condensation*, Transactions ASME, Series C. Journal of Heat Transfer 78, 1956, 1645-1648.