

Steigerung der Wirtschaftlichkeit von berippten Lamellenwärmeübertragern in Kreislaufverbundsystemen zur Wärmerückgewinnung

Teil 1: Theoretische Grundlagen und Möglichkeiten zur Steigerung der thermischen Leistung

Berippte Wärmeübertrager werden in Kreislaufverbundsystemen zur Wärmerückgewinnung (WRG) eingesetzt. Hierbei dienen zur Wärmeübertragung auf der Luftseite berippte Rohre, die im Kreuzstrom, also quer zur Luftströmung, angeordnet sind. Allerdings werden die einzelnen Rohre nacheinander im Gegenstrom zur Luft mit einem Wasser-Glykol-Gemisch durchströmt, sodass bereits ab wenigen Durchgängen der Kreuz-Gegenstrom thermodynamisch dem reinen Gegenstrom sehr nahe kommt. Aus diesem Grund können ab einigen Rohrreihen praktisch die physikalischen Gegenstrombeziehungen verwendet werden. Da Kreislaufverbundsysteme zur Erreichung der notwendigen Übertragungsgrade heute meist mit 12 bis 24 Rohrreihen hergestellt werden, werden die folgenden Betrachtungen mit den reinen Gegenstrombeziehungen berechnet.

Zur Erreichung des benötigten thermodynamischen Temperaturänderungsgrades, bezogen auf den Luftstrom, wird eine entsprechende dimensionslose Kenngröße NTU (Number of Transfer Units) benötigt, die den Wär-

Autor



Prof. Dr.-Ing. Christoph Kaup, Honorarprofessor am Umwelt-Campus Birkenfeld, Hochschule Trier, für Energieeffizienz und Wärmerückgewinnung. Geschäftsführender Gesellschafter von HOWATHERM Klimatechnik GmbH. Vorsitzender des Vorstands des Fachverbands Gebäude Klima e. V., Mitglied in verschiedenen Normungsgremien wie zum Beispiel EN 16798, EN 308, EN 13053 und EN 1886 sowie in verschiedenen Richtlinienausschüssen wie VDI 6022 und VDI 3803. Vorsitzender der VDI Richtlinie VDI 3803 Blatt 1.

meübertrager in seiner Charakteristik beschreibt.

Aus dieser dimensionslosen Kennzahl NTU ergibt sich dann mit der Gegenstrombeziehung der thermodynamische Temperaturänderungsgrad (Übertragungsgrad oder Wirkungsgrad) des Wärmeübertragers (**Bild 1**). Dieser Änderungsgrad wird durch eine Exponentialgleichung wie folgt beschrieben:

$$\Phi_i = \frac{(1 - e^{-(\mu_i - 1) \cdot NTU_i})}{(1 - \mu_i \cdot e^{-(\mu_i - 1) \cdot NTU_i})} \text{ für } \mu < 1$$

wobei:

- μ_i Wärmekapazitätenstromverhältnis der beiden Medien zum Beispiel $\mu_1 = W_1 / W_2$
- NTU_i Number of Transfer Units bezogen auf die einzelnen Ströme i

Sind beide Wärmekapazitätenströme gleich, also $W_1 = W_2$ und damit $\mu = 1$, wie dies beispielsweise bei einer Wärmerückgewinnung bei ausgeglichenen Luft-Massenströmen im Optimum der

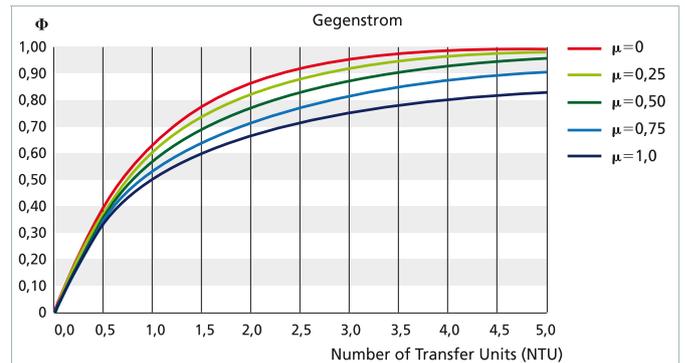


Bild 1
Temperaturänderungsgrade (Φ) im Gegenstrom, bezogen auf die dimensionslose Wärmeübertragerkenngröße NTU

Fall ist, vereinfacht sich die Gegenstrombeziehung zu:

$$\Phi = NTU_i / (1 + NTU_i)$$

Die dimensionslose Kennzahl NTU errechnet sich dabei aus der Beziehung:

$$NTU_i = k \cdot A / \dot{W}_i$$

wobei:

- k Wärmedurchgangskoeffizient in $W/m^2/K$
- A Wärmeübertragende Fläche in m^2
- \dot{W}_i Wärmekapazitätsstrom in W/K des betreffenden Mediums
- i jeweiliger Massenstrom

mit:

$$\dot{W}_i = \dot{m}_i \cdot c_p$$

mit:

- \dot{m}_i Massenstrom des Mediums in kg/s
- c_p spezifische Wärmekapazität in $kJ/kg/K$

Die dimensionslose Kennzahl NTU beschreibt das Produkt aus der Güte der Wärmeübertragung, dem Wärmedurchgangskoeffizient (k) und der wärmeübertragenden Fläche (A), bezogen auf den Wärmekapazitätsstrom (\dot{W}_i) des betrachteten Mediums.

Aus dieser Beziehung wird deutlich, dass zur Erreichung eines hohen NTU

entweder ein hoher Wärmedurchgangskoeffizient (k) oder/und eine große wärmeübertragende Fläche (A) notwendig sind, da der Wärmekapazitätenstrom durch den zu erwärmenden oder zu kühlenden Massenstrom vorgegeben ist und damit nicht verändert werden kann.

Eine größere Fläche zur Wärmeübertragung bedarf entweder einer größeren Anströmfläche (Querschnitt) oder einer größeren Bautiefe des Wärmeübertragers (Anzahl der Rohrreihen).

Eine größere Anströmfläche kann bei einer energieeffizienten Auslegung zu einer laminaren Strömung im Wärmeübertrager führen, die wiederum den Wärmeübertragungsprozess durch eine verringerte Wärmeübertragung und damit einer verringerten k-Zahl limitieren kann.

Die Erhöhung der Bautiefe führt zwangsläufig zu einer linearen Erhöhung des Strömungswiderstandes des Wärmeübertragers und verschlechtert so die Energieeffizienz der WRG, da der Elektroenergiebedarf der WRG linear zur Bautiefe steigt.

Elektroenergiebedarf

Grundsätzlich wird der Elektroenergiebedarf durch die elektrische Leistung (P_{el}) und damit durch drei Faktoren bestimmt:

$$P_{el} = q_v \cdot \Delta p / \eta_s + P_{aux.}$$

wobei:

q_v der geförderte Volumenstrom in m^3/s

Δp der Differenzdruck der WRG in Pa
 η_s der Systemwirkungsgrad des Ventilatorantriebssystems

$P_{aux.}$ der zus. Elektroenergiebedarf zum Beispiel durch Pumpen in W

Die Wirtschaftlichkeit der WRG wird sowohl durch den Nutzen (zurückgewonnene thermische Leistung \dot{Q}_{WRG}) als auch durch deren Aufwand (benötigte elektrische Leistung P_{el}) bestimmt.

Die elektrischen Leistungen, die zum Betrieb der WRG notwendig sind, können auch durch eine Leistungsziffer ϵ (COP = coefficient of performance) – also das Verhältnis der thermischen Leistung zur elektrischen Leistung – bewertet werden:

$$\epsilon = \dot{Q}_{WRG} / P_{el}$$

Da elektrische Hilfsenergien zum Betrieb der WRG zwingend notwendig sind, kann der energetische Wirkungsgrad der WRG (η_{WRG}) aus den thermischen und den elektrischen Leistungen oder Leistungskennwerten hergeleitet werden. Er stellt nach Kaup eine zusammengesetzte Größe aus dem Temperaturübertragungsgrad (Φ) und der Leistungsziffer (ϵ) dar:

$$\eta_{WRG} = \text{Nettonutzen der WRG} / \text{Potenzial der WRG}$$

$$\eta_{WRG} = (\dot{Q}_{WRG} - P_{el}) / Q_P$$

und damit:

$$\eta_{WRG} = (1 - P_{el} / \dot{Q}_{WRG}) / (\dot{Q}_P / \dot{Q}_{WRG})$$

$$\eta_{WRG} = (1 - 1 / \epsilon) / (1 / \Phi)$$

$$\eta_{WRG} = \Phi \cdot (1 - 1 / \epsilon)$$

Der große Vorteil dieses kombinierten Werts (η) ist aber die Berücksichtigung des gegenseitigen Einflusses der thermischen und elektrischen Leistungen (Φ und ϵ) in nur einer Kennzahl.

Die thermische Leistung

Die Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten (k) bedeutet dabei gleichzeitig eine Reduzierung des Wärmewiderstandes (R), der sich folgendermaßen errechnet:

$$R = 1 / k = 1 / \alpha_a + A_a / A_i \cdot (1 / \alpha_i + (d_a - d_i) / 2 / \lambda_R)$$

wobei:

α_i Wärmeübergangskoeffizient innen (zum Beispiel Wasser-Glykol) in $W/m^2/K$

α_a Wärmeübergangskoeffizient außen (Luft) in $W/m^2/K$

A_i Grundfläche zur Wärmeübertragung (Rohr)

A_a äußere Fläche zur Wärmeübertragung (Lamelle)

λ_R Wärmeleitwiderstand des Rohres in $W/m/K$

Da zum Beispiel bei einem Wasser-Glykol/Luft-Wärmeübertrager der Wärmeübergangskoeffizient auf der Wasser-Glykolseite (innen) in einer Größenordnung von etwa 1 000 bis 2 000 $W/m^2/K$ liegt und gleichzeitig die Wärmeleitung im Rohr vernachlässigbar klein ist, wird schnell deutlich, dass der Wärmeüber-

gangskoeffizient auf der Luftseite das schwächste Glied in der Kette ist. Damit wird der Wärmeübergangskoeffizient zum limitierenden Faktor der Wärmeübertragung. Üblicherweise liegen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luftseite bei etwa 20 bis 40 $W/m^2/K$, je nach Rohranordnung und Lamellengeometrie, und damit um etwa zwei Zehnerpotenzen niedriger als auf der Wasser-Glykolseite. Daher muss der Wärmewiderstand auf der Luftseite verringert werden, um eine Steigerung der Wärmeübertragungsleistung zu erreichen.

Die notwendige Steigerung der Wärmeübertragung durch eine erzwungene Strömung auf der Luftseite ergibt sich aus folgender Beziehung:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / l$$

wobei:

Nu Dimensionsloser

Wärmeübergangskoeffizient, Nusseltzahl $Nu = f(Pr, Re)$

λ Wärmeleitkoeffizient des strömenden Mediums in $W/m/K$

l charakteristische Länge der Lamelle in m

Die dimensionslose Nusselt-Zahl (Nu) errechnet sich dabei an einer ebenen Platte mit Stoßkante (Lamelle) aus:

$$Nu_{turb} = \zeta / 8 \cdot Re \cdot Pr / [1 + 12,7 \cdot \sqrt{\zeta / 8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)]$$

für turbulente Strömung mit

$$5 \cdot 10^5 < Re < 10^7 \text{ und } 0,6 < Pr < 2\,000$$

wobei:

Pr Prandtl-Zahl (stoffabhängige Größe des Mediums, z. B. Luft)

Re Reynold-Zahl (strömungsabhängige Größe)

ζ Widerstandsbeiwert der Platte (Lamelle) mit: $\zeta = 0,296 \cdot Re^{-0,2}$

bei laminarer Strömung ergibt sich Nu aus:

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot Pr^{1/3}$$

für laminare Grenzschicht mit

$$Re < 5 \cdot 10^5 \text{ und } 0,6 < Pr < 2\,000$$

Im Übergangsbereich zwischen laminarer Strömung und turbulenter Strömung

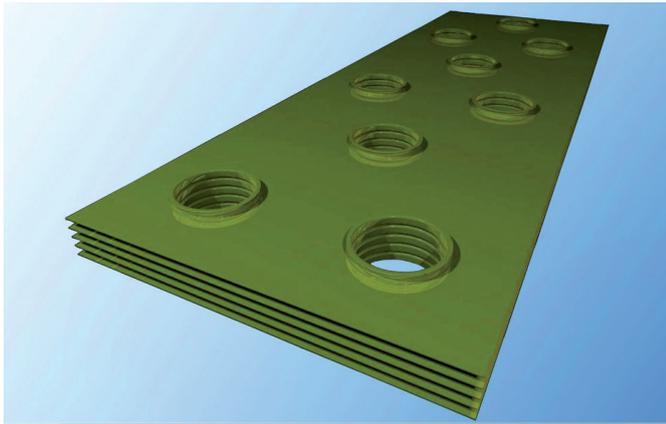


Bild 2
Konventionelle Lamellen eines berippten Wärmeübertragers in versetzter Rohrordnung mit Ansicht auf die Eintrittskante

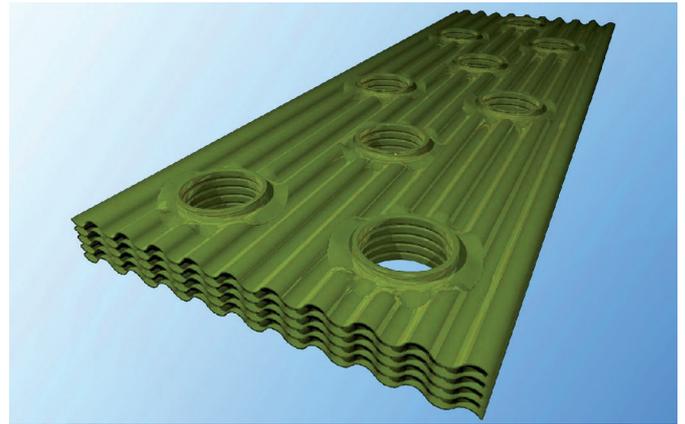


Bild 3
Strukturierte Lamellen mit wellenförmigen Verformungen eines berippten Wärmeübertragers längs zur Strömungsrichtung mit Ansicht auf die Eintrittskante

mung, in der sich fast alle Wärmeübertrager in raumluftechnischen Anlagen mit üblichen Luftgeschwindigkeiten von 1 bis 4 m/s bewegen und damit die Reynold-Zahl meist bei etwa 10 000 liegt, ergibt sich dann die effektive Nusselt-Zahl aus der Beziehung:

$$Nu_{\text{eff}} = \sqrt{((Nu_{\text{lam}})^2 + Nu_{\text{turb}}^2) / 2}$$

Möglichkeiten zur Steigerung der thermischen Leistung

Basierend auf diesen physikalischen Zusammenhängen können damit letztlich zwei grundlegende Lösungswege zur Steigerung der Wärmeübertragung auf der Luftseite abgeleitet werden:

1. Steigerung der Wärmeübertragung durch Mikrostrukturen auf der Wärmeübertrageroberfläche und damit eine Steigerung des Widerstandsbeiwertes ζ der Lamelle.
2. Steigerung der Wärmeübertragung durch eine vergrößerte Oberfläche im definierten Wärmeübertragungsvolumen bei möglichst gleichzeitiger Steigerung des Turbulenzgrades (Widerstandsbeiwertes ζ) und damit der Wärmeübertragungseffizienz (kombinierter Ansatz).

Der erste Lösungsweg erscheint vielversprechend und wurde bereits intensiv in verschiedenen industriellen Anwendungsbereichen verfolgt. Allerdings erzeugt diese Lösung in der Raumluftechnik nicht lösbare Probleme, da die Hygiene in RLT-Anlagen ebenfalls von besonderer Bedeutung ist und durch Mikrostrukturen zwangsläufig die Rauigkeit der Lamellen und damit die Möglichkeit von Anhaftungen von Partikeln deutlich vergrößert wird.

Dieser Lösungsweg steht also den einschlägigen Normen und Richtlinien zum hygienischen Betrieb der Anlagen entgegen. Auch die Unterteilung der Lamellentiefe in Einzellamellen um jeweils neue Stoßkanten mit Anlaufstrecken in der Bautiefe des Wärmeübertragers zu erzeugen, ist kaum möglich, ohne die aus hygienischen Gründen geforderte durchgängige Reinigung der Lamellen zu gefährden. Aus diesem Grund verbleibt in der Summe der Aspekte nur der zweite prinzipielle Lösungsweg.

Diese Lösung besteht im Unterschied zu einer konventionellen und flachen Lamelle (**Bild 2**) aus einer wesentlich größeren Oberfläche und gleichzeitig erhöhtem Turbulenzgrad, möglichst ohne Erhöhung des Druckverlustes. Dabei verbleiben die Oberflächen der Lamelle technisch glatt und reinigungsfähig.

Es ist seit langem bekannt und entspricht dem Stand der Technik, Lamellen von Wärmeüberträgern quer zur Luftrichtung mit Wellen oder sonstigen Verformungen (Turbulenzpromotoren) zu versehen. Hierdurch wird die Turbulenz im Wärmeübertrager erhöht und damit der Wärmeübergang wesentlich verbessert. Der Nachteil dieses Verfahrens ist aber die sehr deutliche Erhöhung des Strömungswiderstands, der selbst bei moderaten Umformungen mehr als +200 % gegenüber einer konventionellen und flachen Lamelle betragen kann. Aus diesem Grund kann so die Fläche der Lamelle nicht erhöht werden, ohne den Differenzdruck des Wärmeübertragers entscheidend zu vergrößern¹⁾.

Verfolgt man aber nun die Idee, Umformungen (zum Beispiel Wellenstrukturen) einer Lamelle nicht quer, sondern längs zur Luftrichtung auszubilden, kann die effektive Oberfläche der Lamelle um bis zu +20 % erhöht werden, ohne den Druckverlust nennenswert zu erhöhen, da Wellentäler und -berge längs zur Luftrichtung ausgebildet sind und damit die freie Anströmfläche kaum reduziert wird (**Bild 3**).

Trotz dieser ausgeprägten Wellenstruktur bleibt die Oberfläche der Lamelle technisch glatt und die Reinigungsfähigkeit nach VDI 6022 wird dabei nicht eingeschränkt. Hier unterstützt der Verlauf der Wellen in Luftrichtung aktiv die Reinigungsfähigkeit der äußeren Oberfläche, da der Reinigungsstrahl ebenfalls besser geführt wird.

Durch die wellenförmigen Umformungen kann die Lamelle dabei so ausgebildet werden, dass sich eine optimale Flächenvergrößerung des 1,15 bis 1,20-fachen der Ursprungsfläche (flachen Lamelle) ergibt, um den Rippenwirkungsgrad der Lamelle nicht wesentlich zu verschlechtern.

Wird die Flächenvergrößerung zu hoch, tragen die Flächenanteile, die vom medienführenden Rohr entfernt sind, immer weniger zur Übertragungsleistung bei.

Der Rippenwirkungsgrad der Lamelle ergibt sich dabei aus der Beziehung:

$$\eta_R = \tanh(x) / x = 1 / x \cdot (e^x - e^{-x}) / (e^x + e^{-x})$$

¹⁾ Steigerung der Wärmeübertragung an berippten Wärmeüberträgern. HLH Bd. 63 (2012) Nr. 10, S. 37-43.

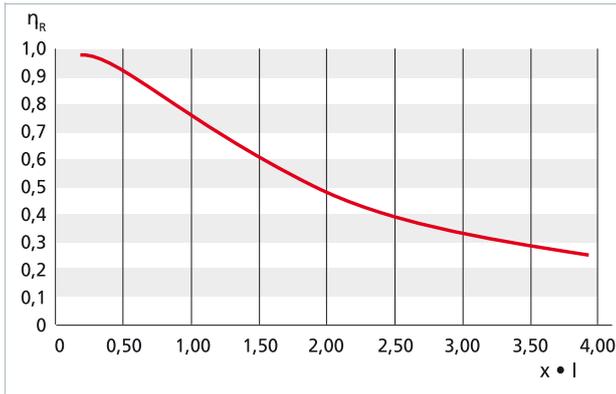


Bild 4

Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit der Rippenlänge und -geometrie

wobei:

$$x = \varphi \cdot d / 2 \cdot \sqrt{(2 \cdot \alpha_R / \lambda_R / s)}$$

mit:

$\varphi \cdot d / 2$ gewichtete Rippenhöhe in m
 d Rohrdurchmesser (Grundkörper) in m

α_R Wärmeübergangskoeffizient an der Rippe in W/m²/K

λ_R Wärmeleitfähigkeit der Rippe in W/m/K

s Rippenstärke in m

Die gewichtete Rippenhöhe berechnet sich aus dem Rippenfaktor (φ):

$$\varphi = (\varphi' - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \varphi')$$

wobei bei versetzter Rohranordnung:

$$\varphi' = 1,27 \cdot b_R / d \cdot \sqrt{(l_R / b_R - 0,3)}$$

mit:

b_R Breite der Rippe in m

l_R Länge der Rippe in m

Der Rippenwirkungsgrad soll im Ergebnis nicht unter 0,9 liegen, damit die Lamellenfläche auch mindestens zu 90 % effektiv zur Wärmeübertragung genutzt wird (Bild 4). Bei $x \cdot l$ über 1,0 sinkt der Rippenwirkungsgrad schnell.

Der aus dem Rippenwirkungsgrad resultierende Wärmestrom ergibt sich aus:

$$\dot{Q} = \alpha_a \cdot (A_0 + \eta_R \cdot A_a) \cdot (t_0 - t_a)$$

mit:

A_0 Oberfläche des Grundkörpers (Rohr außen) in m²

t_0 Oberflächentemperatur des Rohres in °C

t_a Temperatur des Luftstromes in °C

Durch eine sinusförmige Umformung der Lamelle entsteht an den Flanken der Umformung ein Spalt zwischen den Lamellen, der effektiv kleiner ist als der Lamellenabstand selbst (Bild 3). Durch diese Stellen ergibt sich beim Umströmen der Rohre (Überströmen von einer Welle zur Nächsten) eine moderate Geschwindigkeitserhöhung, die zusätzlich den Wärmeübergang verbessert (Erhöhung der Reynold-Zahl). Gleichzeitig laufen die „Wellen“ immer auf ein Rohr zu, sodass die Umformung am Ende vorteilhaft „tropfenförmig“ ausgebildet ist. Damit kann ein Überströmen zu den jeweils benachbarten Wellen strömungsgünstig erfolgen, um den Widerstand möglichst gering zu halten.

CFD-Simulationen

Zur Berechnung der erwarteten Effekte hat der TÜV Süd die Wärmeübertragungs- und Strömungsprozesse im Rahmen von CFD-Simulationen²⁾ analysiert. Hierzu wurden sowohl eine flache und konventionelle Lamellengeometrie als auch mehrere neuartige gewellte Lamellengeometrien in einer versetzten Rohranordnung untersucht (Bild 5).

Die einzelnen Lamellen wurden aufwendig in einem Hexaeder-Gitter modelliert. Bild 6 zeigt die gewellte Lamelle im Detail. Gleichzeitig wurden diverse Modelle verwendet, um das Ergebnis zu verifizieren.

In den CFD-Simulationen hat sich gezeigt, dass die Verbesserung nicht nur aufgrund der vergrößerten Fläche zu erklären ist. Durch die Umformung wird auch der Wärmeübergang deutlich verbessert. Dieser Effekt konnte in den Simulationen visualisiert werden.

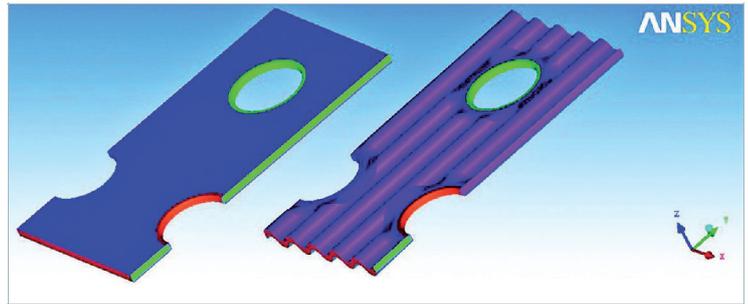


Bild 5

Lamellengeometrien (flach und gewellt) als 3D-Modell

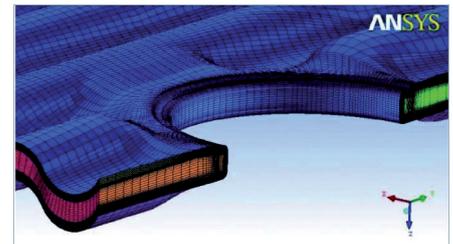


Bild 6

Lamellengeometrien (gewellt) als CFD-Hexaeder-Gitter-Modell

Es wurde ein Kühler mit einer Bautiefe von vier Rohrreihen berechnet. Die Wassertemperaturen wurden mit 6 °C Vorlauf und 12 °C Rücklauf definiert. Auch der Wärmeübergang auf der Wasserseite wurde mit 5 000 W/m²/K festgelegt. Auf Basis der Simulationen konnte letztlich eine Steigerung der Kühlleistung von +12,7 % nachgewiesen werden. Hierbei wurde die trockene Abkühlung der Luft von 25 °C auf 12 °C Austrittstemperatur auf 10,3 °C verbessert (Bild 7).

Damit ergab sich ein Temperaturänderungsgrad (\varnothing_F) der flachen Lamelle analog zur Leistung von:

$$\varnothing_F = (25,0 - 12,0) / (25,0 - 6,0) = 0,684$$

Der Änderungsgrad der gewellten Lamelle (\varnothing_W) betrug:

$$\varnothing_W = (25,0 - 10,3) / (25,0 - 6,0) = 0,774$$

Aus dem Temperaturänderungsgrad ergibt sich das NTU vereinfacht bei $\mu = 1$ mit:

$$NTU = \Phi / (1 - \Phi)$$

beziehungsweise bei $\mu <> 1$ aus der entsprechenden Exponentialfunktion:

²⁾ CFD: Computational Fluid Dynamics

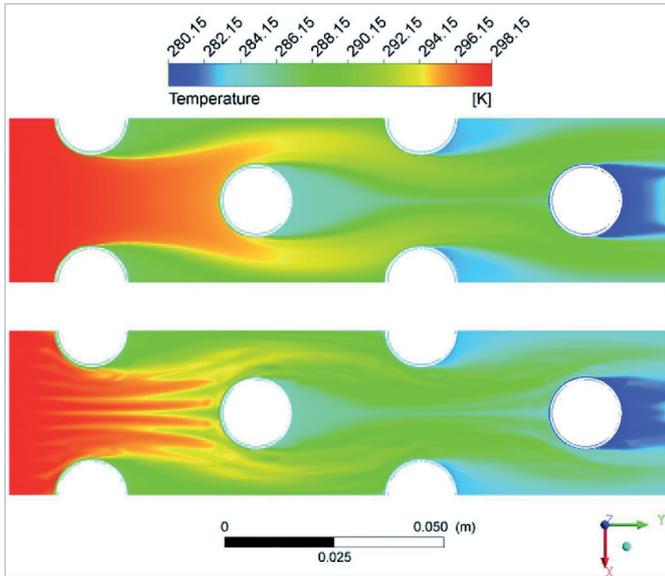


Bild 7
Lufttemperaturprofile strukturierte Lamelle im Vergleich zur flachen Lamelle (oben)

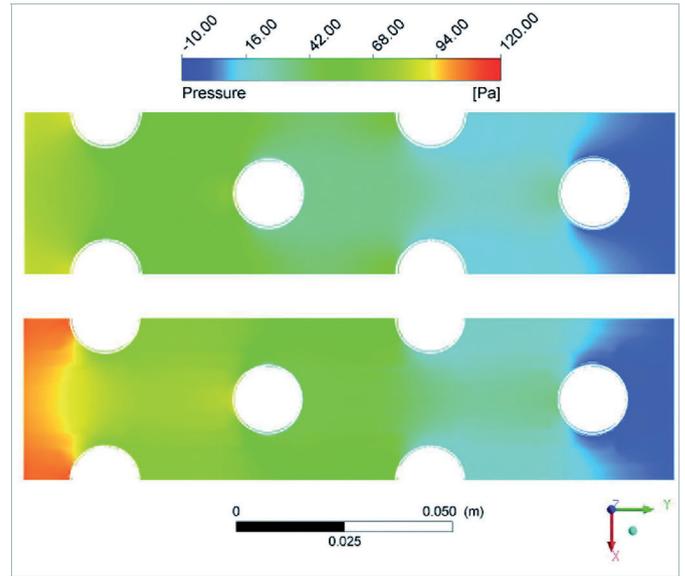


Bild 8
Druckverläufe flache Lamelle (oben) im Vergleich zur strukturierten Lamelle

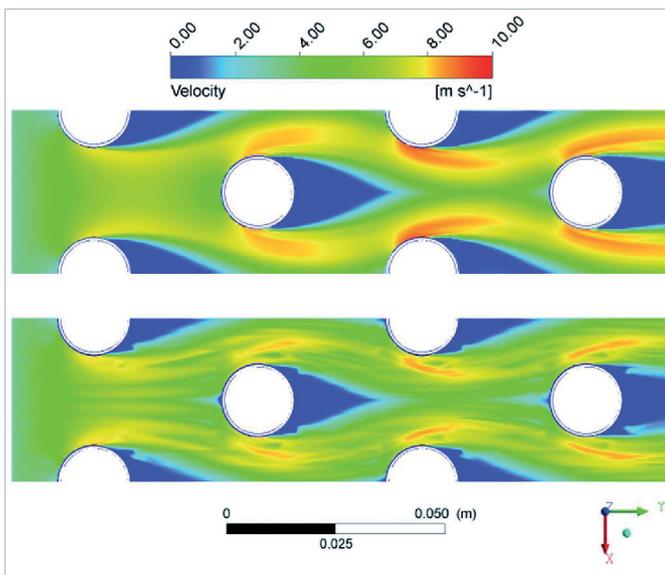


Bild 9
Geschwindigkeitsprofile flache Lamelle (oben) im Vergleich zur strukturierten Lamelle ³⁾

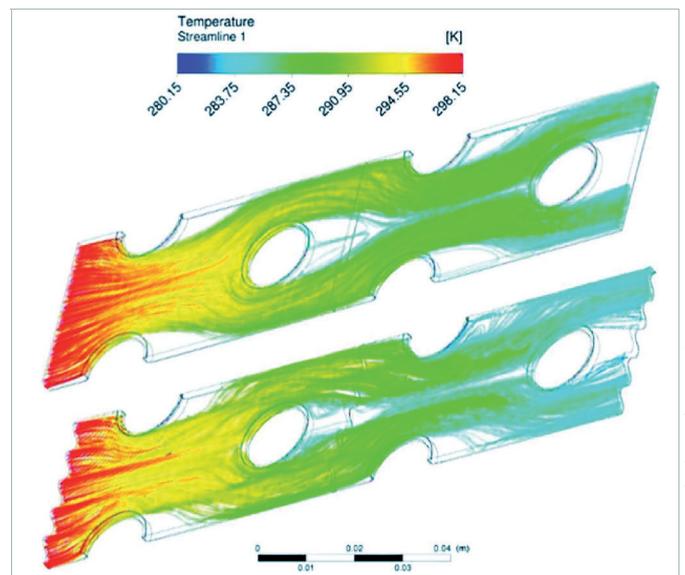


Bild 10
Strömungsfäden flache Lamelle (oben) im Vergleich zur strukturierten Lamelle

Bilder und Grafiken: Schiller-Krenz

$$NTU = 1 / (1 - \mu) \cdot \ln((1 - \mu \cdot \Phi) / (1 - \Phi))$$

Diese Leistungssteigerung geht daher mit einer Verbesserung des NTU, also dem Produkt aus Fläche mal Wärmedurchgangskoeffizient, von 29,7 % einher. Da die Fläche der Lamelle netto „nur“ um +17 % erhöht wurde, kann die weitere Verbesserung der Übertragungsleistung nur durch eine Steigerung des Wärmedurchgangskoeffizienten (k) erklärt werden.

Es wird also auch der Wärmeübergang deutlich um 10,9 % verbessert. Dieses

Ergebnis resultiert offensichtlich aus den Geschwindigkeitsänderungen an den Wellenflanken beziehungsweise beim Umströmen der Rohre (**Bild 9**). Gleichzeitig erhöht sich der berechnete Differenzdruck von 82 Pa auf 105 Pa moderat (**Bild 8**).

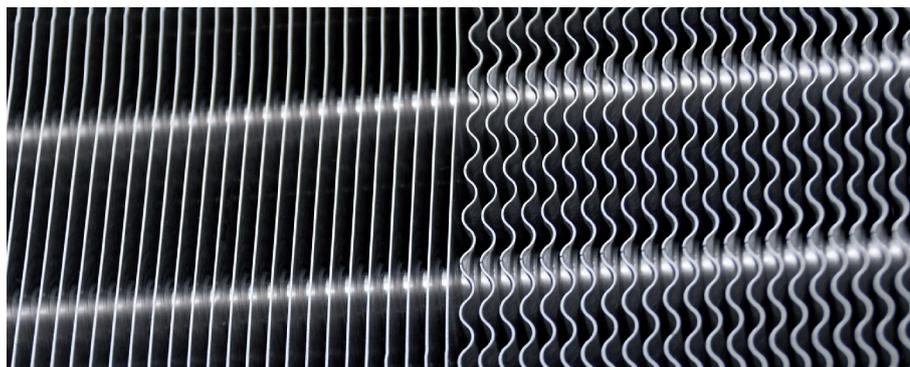
Bild 10 verdeutlicht einen weiteren Effekt der Umformungen der Lamelle. Die „Strömungs-Tot-Gebiete“ hinter den Rohrdurchführungen sind bei der gewellten Variante deutlich kleiner ausgeprägt als bei der flachen Lamelle. Durch die Umformungen werden die

Rohre also effektiver umströmt und die Lamellen somit effektiver genutzt.

Im zweiten Teil des Autorenbeitrags lesen Sie in der HLH 9/2018 über die messtechnische Validierung und weitere Untersuchungen der neuen Lamelle, sowie der neuen Lamelle und der Ovalrohrgeometrie zur Verringerung des elektrischen Aufwands.

³⁾ Untersuchungen verschiedener Varianten zur Hallenbelüftung mit dem 3D-Strömungssimulationsprogramm ANSYS CFX

Teil 2: Messtechnische Validierung, Verringerung des elektrischen Aufwands und messtechnische Untersuchung



In diesem zweiten Teil des in Heft Nr. 7-8 begonnenen Artikels werden die umfangreichen Messreihen beschrieben, die der TÜV Süd nach EN 308 an Wärmeübertragern mit der innovativen strukturierten Lamelle durchgeführt hat. Die Ergebnisse belegen eindrucksvoll, dass bei der Verwendung von quer zur Luftströmung strukturierten Lamellen und dem Einsatz von Ovalrohren statt Rundrohren in Wärmeübertragern höhere spezifische Leistungen gewonnen werden können. Es ergeben sich signifikante Einsparungen beim Elektroenergieeinsatz.

Nach den zuvor beschriebenen Leistungsmessungen erfolgte die Herstellung der neu strukturierten Lamelle und es konnte eine tatsächliche Flächenvergrößerung von +17 % realisiert werden (Bild 1).

Messtechnische Validierung

Diese Wärmeübertrager wurden in einem Kreislaufverbundsystem messtechnisch nach EN 308 durch den TÜV Süd untersucht. Dabei wurde sowohl die Luftmenge mittels Einlaufmessdüsen als auch die Wassermenge mit einem magnetisch induktiven Durchflussmesser im Wärmeübertrager erfasst.

Die Medientemperaturen wurden auf den Lufteintrittsseiten und auf den Luftaustrittsseiten ermittelt. Auf der Wasserseite wurden der Eintritt und der Austritt jeweils aufgenommen und parallel dazu die Druckverluste sowohl auf der Luftseite als auch auf der Wasserseite gemessen. Eine Vergleichsmessung vom Technikum Luzern liegt aus 1998 vor, die an baugleichen Baumustern mit glatter, konventioneller Lamelle ermittelt wurde (Tabelle 1).

Bei den Messungen stellte sich heraus, dass der luftseitige Druckabfall entgegen den CFD-Simulationen nicht stieg, sondern durchschnittlich um rund 14 % geringer ausfiel. Dabei wurde die vorausberechnete Druckverluststeigerung von rund +28 % deutlich unter-

schritten. Die Wärmeleistung bezogen auf NTU ($k \cdot A / \dot{W}_i$) stieg um durchschnittlich +26 % gegenüber den prognostizierten +29 %. Hier lieferte die CFD-Simulation ein relativ gut übereinstimmendes Ergebnis.

Möglichkeiten zur Verringerung des elektrischen Aufwandes

Um den elektrischen Aufwand durch die Druckverluste weiter zu reduzieren, wurde der Einsatz von Ovalrohren untersucht. Auch hierzu wurden wiederum durch den TÜV Süd CFD-Simulationen an entsprechenden Modellen durchgeführt.

Bei den zu untersuchenden Geometrien wurde eine veränderte Rohrgeometrie untersucht. Beide Varianten wurden bereits mit der strukturierten

Bild 1

Anströmseite eines Wärmeübertragers mit glatter Lamelle (l., Stand der Technik) gegenüber der strukturierten Lamelle (r.)

und längs zur Luftströmung gewellten Lamelle berechnet. Der Unterschied beider Varianten lag lediglich in der Rohrform, während alle anderen Geometriedaten (Rohrabstände, Lamellenabstände etc.) identisch waren.

So wurde die Variante Rundrohr mit dem Rohrdurchmesser von 12 mm mit einem Ovalrohr mit einem identischen Rohrumfang (39 mm) verglichen.

Aus Bild 2 wird ersichtlich, dass die Wärmeleistung des Rundrohrwärmeübertragers in der Simulation nahezu identisch mit der des Ovalrohrwärmeübertragers ist.

Der ebenfalls als Kühler gerechnete Wärmeübertrager erreichte mit Rundrohrgeometrie eine Austrittstemperatur von 13,6 °C, während der mit Ovalrohrgeometrie 13,1 °C erreichte.

Berechnet man analog die Temperaturübertragungsgrade, so ergeben sich folgende Werte für die Rundrohrgeometrie (\varnothing_R):

$$\varnothing_R = (24,7 - 13,6) / (24,7 - 6,0) = 0,594$$

Der Änderungsgrad der Ovalrohrgeometrie (\varnothing_O) betrug:

$$\varnothing_O = (24,7 - 13,1) / (24,7 - 6,0) = 0,620$$

Aus dem Temperaturänderungsgrad ergibt sich ein NTU-Zuwachs der Ovalrohrgeometrie von etwa 11 % gegenüber der Rundrohrgeometrie.

Gleichzeitig konnte eine Reduzierung des Druckabfalls von 50 % berechnet werden (Bild 3). Die Druckverluste sanken von 62,6 Pa (Rundrohr) auf 33,8 Pa

(Ovalrohr). Um die Anlaufstrecken bei tieferen Wärmeübertragern (> vier Rohrreihen) nicht zu hoch zu bewerten, wurde der hintere Teil der Lamelle (die letzten beiden Rohrreihen) separat betrachtet. Hier wurde ein Differenzdruck von 29,2 Pa (Rundrohr) zu 15 Pa (Ovalrohr) berechnet.

Tabelle 1

Vergleich einer konventionellen Lamelle gegenüber der strukturierten Lamelle

Messung HTL Luzern 1998				Messung TÜV Süd 2012				
w	Φ	Δp	NTU	Φ	Δp	NTU	NTU	Faktor
m/sec		Pa	„konv.“		Pa	„Struktur“	Faktor	Δp
1,5	0,77	166	3,348	0,80	140	3,967	1,18	0,84
2,5	0,72	364	2,571	0,77	313	3,420	1,33	0,86
3,5	0,70	619	2,333	0,75	543	2,980	1,28	0,88
konventionelle Lamelle* LA 2,5 mm				strukturierte Lamelle* umgerechnet auf LA 2,5 mm				

* Systeme geometrisch baugleich (Rohrreihen, Rohrabstände, Lamellendicke etc. identisch) Messungen nach EN 308

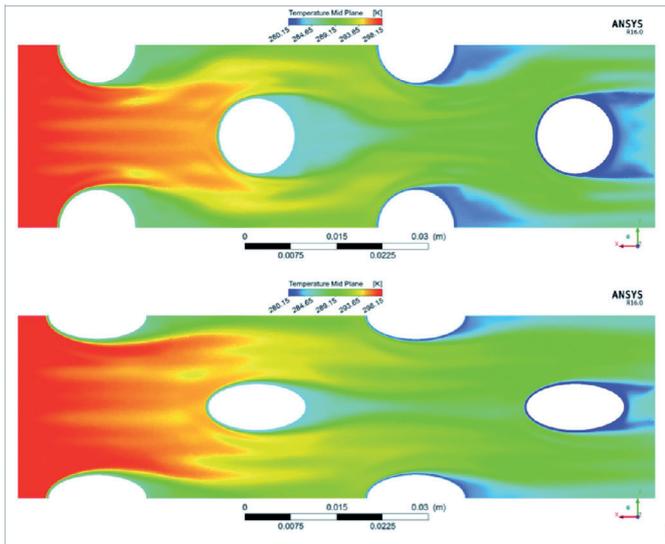


Bild 2
Lufttemperaturprofile Rundrohrgeometrie (oben) im Vergleich zur Ovalrohrgeometrie

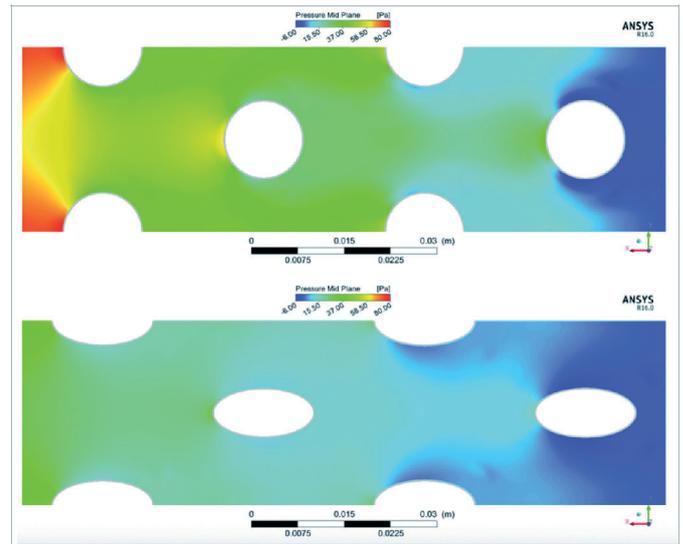


Bild 3
Druckverläufe Rundrohrgeometrie (oben) im Vergleich zur Ovalrohrgeometrie

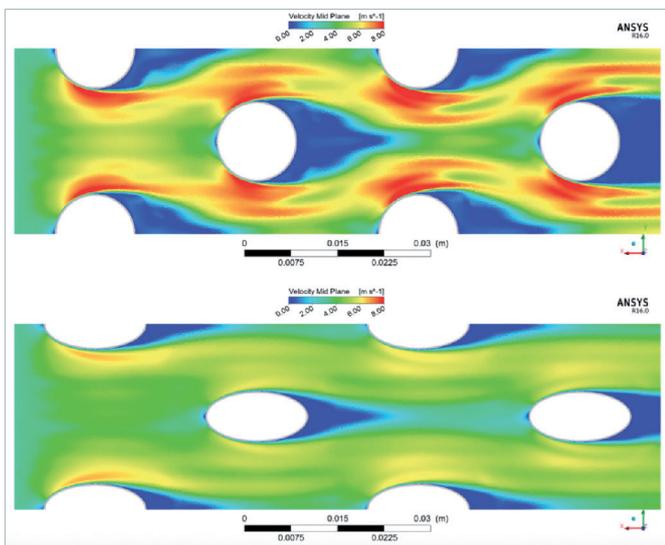


Bild 4
Geschwindigkeitsprofile Rundrohrgeometrie (oben) im Vergleich zur Ovalrohrgeometrie

Diese Reduktion des Druckabfalls kann durch die deutlich geringeren Geschwindigkeitsspitzen erklärt werden (**Bild 4**).

Der Differenzdruck ändert sich bei Rippenrohrwärmeübertragern mit dem experimentell ermittelten Exponenten von 1,6 bis 1,7 zur Luftgeschwindigkeit.

Anhand der Bilder 2 und 4 lässt sich sehr gut erkennen, dass durch den Einsatz des Ovalrohrs die „Strömungstot-Gebiete“ hinter den Rohrdurchführungen deutlich geringer ausgeprägt sind als bei der Verwendung des Rundrohrs. Dadurch wird der Effekt der geringeren Turbulenz beim Ovalrohr offensichtlich mehr als aufgewogen.

Messtechnische Untersuchung

Nach der Herstellung von sonst baugleichen Wärmeübertragern mit Rund- und Ovalrohrgeometrie (**Bild 5**) konnten diese ebenfalls auf dem Prüfstand des TÜV Süd nach EN 308 messtechnisch untersucht werden. Bei den Systemen handelte es sich um Kreislaufverbundsysteme mit ansonsten identischen Geometrien (gleiche Anzahl der Rohrreihen, Lamellenabstände, Rohrabstände etc.).

Dabei ergaben sich folgende Messwerte (**Bild 6**). Der Temperaturübertragungsgrad des Systems lag bei 0,752 (Rundrohrgeometrie 12 mm) zu 0,731 (Ovalrohrgeometrie 12 mm).

Aufgrund der Herstellungsmöglichkeiten wurde auch ein System mit einer Ovalrohrgeometrie mit einem äquivalenten Umfang eines 15 mm Rundroh-

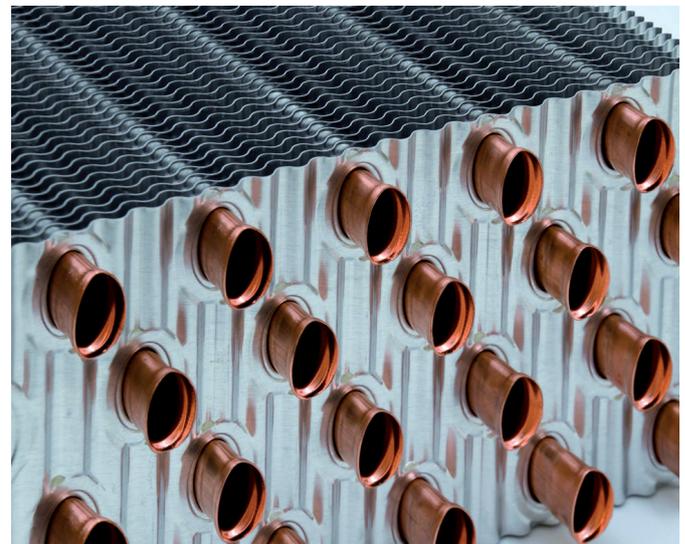


Bild 5
Ovalrohrwärmeübertrager mit strukturierter (quer zur Luftrichtung gewellter) Lamelle

res gemessen. Der Übertragungsgrad lag hier bei 0,747.

Die theoretisch berechneten Temperaturübertragungsgrade der Systeme lagen um etwa 1,0 bis 1,8 %-Punkte höher als die Messwerte nach EN 308. Aus den berechneten und messtechnisch ermittelten Temperaturübertragungsgraden ergibt sich bei der Ovalrohrgeometrie eine Verschlechterung von 1,2 %-Punkten (berechneter Wert) zu 1,9 %-Punkten (gemessener Wert), wobei die Differenz im Rahmen der Messunsicherheit der EN 308 liegt.

Ließe man diese Unsicherheit außer Betracht, ergäbe sich ein NTU-Unterschied ($k \cdot A$) von -10,3 %. Aus den

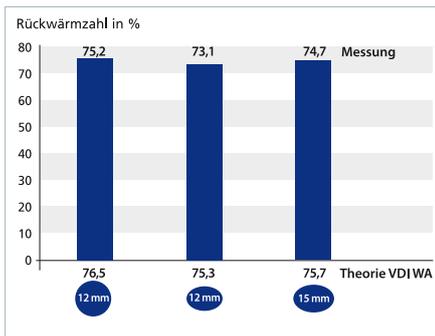


Bild 6

Vergleichende Messung des Temperaturübertragungsgrades durch den TÜV Süd

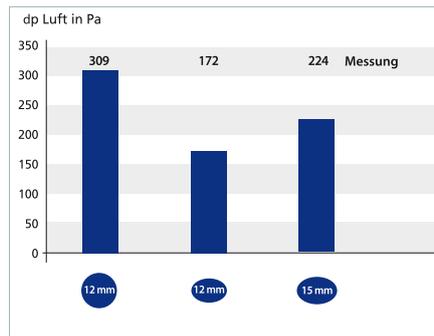


Bild 7

Vergleichende Messung des luftseitigen Druckabfalls durch den TÜV Süd

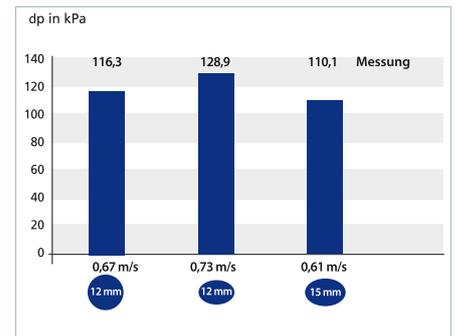


Bild 8

Vergleichende Messung des medienseitigen Druckabfalls durch den TÜV Süd

theoretisch berechneten Temperaturübertragungsgraden ergibt sich eine Reduktion von -6,8 %.

Die reduzierte Wärmeleistung lässt sich durch die niedrigeren mittleren Luftgeschwindigkeiten erklären. Die Wärmeübertragungsleistung ändert sich mit dem Exponenten von etwa 0,2 bis 0,4 zur Luftgeschwindigkeit.

Die Messungen der luftseitigen Differenzdrücke ergaben eine Reduzierung von 309 Pa der Rundrohrgeometrie zu 172 Pa (-44 %) gegenüber der vergleichbaren Ovalrohrgeometrie. Eine Variante mit größerer Ovalrohrgeometrie (~15 mm) lag bei 224 Pa (**Bild 7**).

Selbst wenn man die etwas geringere spezifische Wärmeleistung (NTU -10,3 %) berücksichtigen würde, indem man den Ovalrohrwärmeübertrager um +10,3 % in der Bautiefe vergrößerte, wären die Wärmeleistungen (Temperaturübertragungsgrade) völlig identisch zum Rundrohrwärmeübertrager und der Differenzdruck würde proportional um +10,3 % steigen. Damit läge die Differenzdruckeinsparung immer noch bei netto -40 %. Somit konnte die Messung die CFD-Simulation sehr gut bestätigen, wobei auffallend ist, dass bei der CFD-Berechnung die Ovalrohrgeometrie eine höhere Leistung hat, während sowohl die Messung als auch in der VDI-WA-Berechnung tendenziell das Gegenteil ergaben. Letztendlich sind die Messergebnisse im Rahmen der Messtoleranz gleich.

Gleichzeitig wurden auch die Wasserglykol-seitigen Mediendruckverluste im Wärmeübertrager ermittelt (**Bild 8**). Der vergleichbare Ovalrohrwärmeübertrager liegt rund +11 % höher als der Rundrohrwärmeübertrager. Dies ist

durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit im Rohr von +9 % zu erklären, die sich aufgrund der geänderten Verschaltung der Rohre ergab, da nur ganzzahlige Medienwege herstellbar sind und damit eine identische Mediengeschwindigkeit kaum zu realisieren ist.

Im energetischen Vergleich ergaben sich abschließend folgende COP-Werte (**Bild 9**).

Die Leistungszahl der Rundrohrgeometrie lag bei 15,2. Dies bedeutet, dass bei Bedingungen nach EN 308 (25 °C Abluft- und 5 °C Außenlufttemperatur) mit 1 kW Stromeinsatz eine Wärmeleistung von 15,2 kW zurückgewonnen werden kann.

Die Leistungszahl verbesserte sich bei der äquivalenten Ovalrohrgeometrie (~12 mm) auf 24,3. Damit kann bei einem identischen Strom- und Materialeinsatz statt 15,2 kW eine Wärmeleistung von 24,3 kW gewonnen werden beziehungsweise die gleiche Leistung wird mit einem etwa 38 % geringeren elektrischen Aufwand erreicht.

Fazit

Bei der Verwendung von quer zur Luftströmung strukturierten Lamellen kann die Leistung eines berippten Wärmeübertragers gesteigert werden. Bei gleicher Leistung könnte der Wärmeübertrager mit einem Bauvolumen von nur 79 % seines ursprünglichen Volumens hergestellt werden. Als Ergebnis hätte dieser Wärmeübertrager dann einen geringeren Druckverlust, da der Wärmeübertrager in seiner Baulänge bei gleichem Querschnitt um etwa 20 % kleiner hergestellt werden kann. Alternativ könnte aus einem Wärmeübertrager unter Verwendung der neuen Lamelle

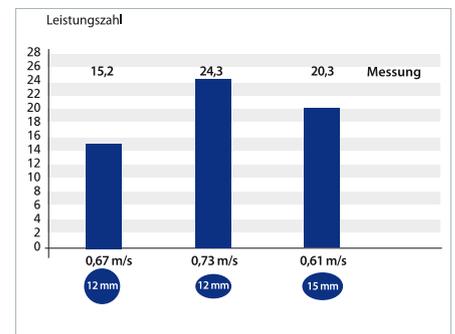


Bild 9

Vergleich der COP's basierend auf den Messungen durch den TÜV Süd

eine um rund 27 % höhere spezifische Leistung gewonnen werden. Werden zusätzlich statt Rundrohren ovale Rohre zur weiteren Druckverlustminimierung eingesetzt, können die Druckverluste des Wärmeübertragers um weitere 40 bis 45 % reduziert werden.

Insgesamt trägt die Innovation dazu bei, dass nicht nur mehr Wärmeleistung zurückgewonnen werden kann, sondern dass diese Wärmeleistung auch mit wesentlich reduzierten Elektroenergiebedarfen zur Verfügung steht.

Damit kann die Effizienz der WRG deutlich verbessert werden oder es können bei schlechten Platzverhältnissen auch mit kleinen Abmessungen noch sehr effiziente Systeme hergestellt werden. Kreislaufverbundsysteme mit einem trockenen Übertragungsgrad von bis zu 0,8 bei einem Druckabfall von etwa 150 Pa sind bei Strömungsgeschwindigkeiten von rund 2 m/s realistisch.

Da bei diesen Systemen auch der Materialaufwand nicht erhöht wird, verbessert sich die Wirtschaftlichkeit der Wärmerückgewinnung ebenfalls signifikant.