

Simulationsbasierte und experimentelle Untersuchung der Strömungsakustik von Wärmepumpen

Sebastian Wagner, Seiji Adachi

Fraunhofer-Institut für Bauphysik, 70569 Stuttgart, E-Mail: sebastian.wagner@ibp.fraunhofer.de

Einleitung

Moderne elektrisch betriebene Wärmepumpen zeichnen sich durch einen hohen Wirkungsgrad aus und stellen eine attraktive Alternative zu herkömmlichen Heizungssystemen dar. Die Geräuschemissionen außenaufgestellter Wärmepumpen können allerdings zu einer steigenden Lärmbelastung führen, was eine Hürde für eine flächendeckende Verwendung von Wärmepumpen in dicht besiedelten Gebieten darstellt. Im Zuge des BMWi-Projektes "WAMS" wird explizit die Akustik von Wärmepumpen untersucht, mit dem Ziel, die akustische Emission von Wärmepumpen zu reduzieren und wirksam zu beeinflussen. Ein Augenmerk liegt dabei auf der Betrachtung strömungsakustischer Effekte aus der Interaktion von Ventilator und Wärmeübertrager.

In diesem Beitrag wird ein idealisiertes CFD/CAA Simulationsmodell in OpenFoam[®] sowie erste Simulationsergebnisse zur Untersuchung der akustischen Effekte von Wärmepumpen vorgestellt. Ebenso wird ein mit dem Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE konzipierter Demonstrator sowie bisherige und zukünftige experimentelle Untersuchungen beschrieben.

Das Wärmepumpenmodell

Die Geometrie und Abmaße des Modells sind an die einer typischen Außeneinheit einer Wärmepumpe (WP) angelehnt. Die Rückansicht des Modells ist in Abbildung 1 dargestellt. An der Ansaugseite wurde ein Wärmeübertrager (WÜT) senkrecht zur horizontalen Strömungsrichtung positioniert. Die Strömung wird von einem rotierenden Ventilator auf der Ausblasseite angetrieben.

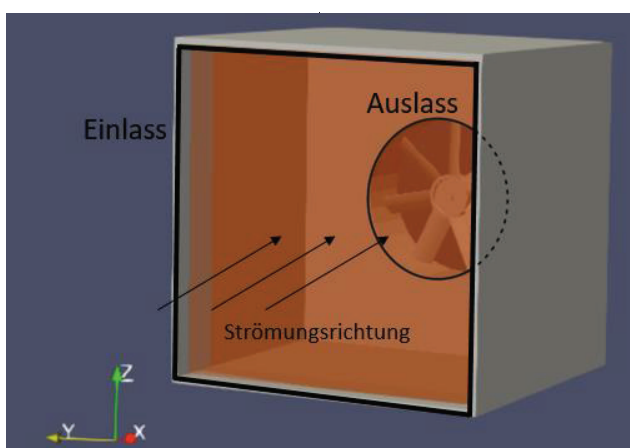


Abbildung 1: a) Geometrie des WP-Modells in der Rückansicht, mit dem porösem Medium (orange markierter Bereich) als idealisierter WÜT mit der Dicke $l = 0,1$ m.

Modellierung des Wärmeübertragers

Auf Grund begrenzter Rechenkapazitäten wurde der WÜT idealisiert als poröses Medium betrachtet. Der Druckverlust $\nabla_i p$ in die jeweilige Raumrichtung folgt in dem modellierten WÜT dem Darcy-Forchheimer Modell [1]:

$$\nabla_i p = -\mu A_i |u_i| - \frac{1}{2} \rho B |u_i|^2. \quad (1)$$

Die Konstanten A und B ergeben sich aus den gemessenen Druckverlustkurven. μ und ρ stehen für die Viskosität sowie für die Dichte der Luft. u_i repräsentiert die Strömungsgeschwindigkeit in die jeweilige Raumrichtung. In OpenFoam[®] werden für die Berechnung des Druckverlustes (Gleichung 1) die Vektoren \vec{D} und \vec{F} definiert. Für die im Folgenden erwähnten Simulationen wurde nach experimentell bestimmten Druckverlust-Kurven die Koeffizienten $D_{mc, x}$ und $F_{mc, x}$ für den Microchannel-WÜT (MC-WÜT) sowie $D_{RR, x}$ und $F_{RR, x}$ für den Rundrohr-Lamellen-WÜT (RR-Lam.-WÜT) berechnet:

$$D_x = \frac{A_x}{\mu \cdot l}, \quad (2)$$

$$F_x = \frac{2 \cdot B_x}{\rho \cdot l}. \quad (3)$$

Die Koeffizienten in y- und z-Richtung wurden dabei wie folgt gewählt: $D_y, D_z \ll D_x$ und $F_y, F_z \ll F_x$. Die Dicke des porösen Mediums beträgt $l = 0,1$ m, die Viskosität der Luft $\mu = 1,82 \cdot 10^{-5}$ Pa/s. Für die Dichte der Luft wurde $\rho = 1,2$ kg/m³ angenommen. In Tabelle 1 sind die Werte der Koeffizienten aus Gleichung (2–3) des jeweiligen WÜT aufgeführt.

Tabelle 1: Koeffizienten der WÜT-Modelle.

| | D | F |
|-------------|-------------------|--------|
| MC-WÜT | $8,84 \cdot 10^6$ | 276,42 |
| RR-Lam.-WÜT | $3,8 \cdot 10^6$ | 61,24 |

Rechengebiet des Simulationsmodells

Abbildung 2a) zeigt die Begrenzung des Rechengebietes mit der WP-Geometrie in der Frontansicht. Das Rechengebiet entspricht einem Quader mit einer Größe von $3 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times 2 \text{ m}$ in x-, y- und z-Richtung. Das Strömungsgebiet wurde mit ca. 890.000 Elementen diskretisiert. Die Elemente des strukturierten Basisgitters hatte eine Größe von $7,5 \text{ cm} \times 10 \text{ cm} \times 10 \text{ cm}$. In den geometrienahen Bereichen wurde eine Gitterverfeinerung um den Faktor 8 vorgegeben (siehe Abbildung 2b). Das Strömungsfeld durch die Wärmepumpe wurde mit dem

instationären, inkompressiblen Löser PimpleFoam des frei verfügbaren CFD-Simulationspaketes OpenFOAM® berechnet. Bei dem verwendeten Turbulenzmodell handelte es sich um das Standard k-epsilon Modell. Für oberflächen-nahe Bereiche wurden Wandfunktionen verwendet. Als Randbedingungen wurden an der Einlassseite offene Einstrom-, auf der Auslassseite offene Ausströmbedingungen vorgegeben. Die seitlichen Ränder waren als glatte, bzw. das Gehäuse und der Ventilator als raue Oberflächen definiert

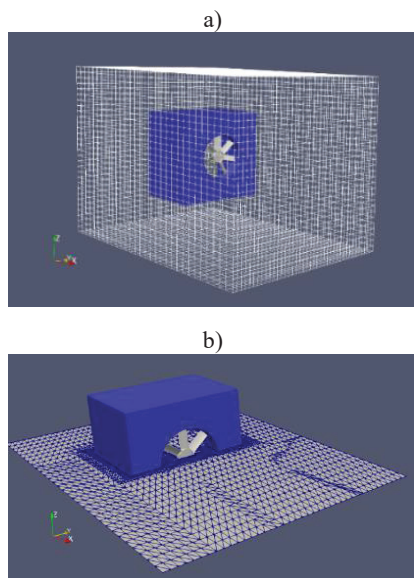


Abbildung 2: Strukturierte Diskretisierung des Rechengebiets mit der Gitterverfeinerung an den Oberflächen.

Aeroakustik-Simulationen

Für die Berechnungen der akustischen Wellenausbreitung wurde das Stochastic Noise Generation and Radiation (SNGR) Modell verwendet [2]. Üblicherweise dienen stationäre Strömungssimulationen, die z.B. auf Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS) basieren, zur akustischen Berechnung mit dem SNGR Modell.

Auf Grund des rotierenden Ventilators wurde das zuvor berechnete räumlich sowie zeitlich abhängige, turbulente Geschwindigkeitsfeld zum Zeitpunkt $t_{end} = 0,8$ s als Anfangsbedingung genutzt. Mit dem SNGR Modell können jedoch keine tonalen Komponenten berechnet werden, da es auf zufällig generierter Turbulenz basiert. Unter der Annahme einer isotropen Turbulenz [2] ist das fluktuierende turbulente Strömungsfeld \vec{U}' als eine endliche Summe diskreter Fourier-Moden definiert [2]:

$$\vec{U}' = 2 \sum_{n=1}^N U_n \cos[\vec{k}_n \cdot (\vec{x} - t\vec{U}) + \psi_n + \omega_n] \vec{\sigma}_n \quad (4)$$

Die lokale Ausbreitungsgeschwindigkeit U erhält man aus der vorherigen Berechnung des Strömungsfeldes. Weitere relevante Parameter sind die Wellenzahl \vec{k}_n sowie die Phase ψ_n und die Richtung der Einheitsvektoren $\vec{\sigma}_n$, der Fouriermoden. Letztere werden zufällig mit Hilfe einer Wahrscheinlichkeitsverteilung gewählt. Die Bestimmung der Größen U_n und ω_n erfolgt mit der turbulenten kinetischen Energie K und der Dissipationsrate ε , welche zuvor im Strömungsfeld berechnet wurden. Die zeitabhängige

Wellenausbreitung wurde mit der akustischen Analogie basierend auf dem Ansatz nach Lighthill berechnet [3]:

$$\dot{p}(x, t) = -\rho c^2 \partial_i v_i(x, t), \quad (5)$$

$$\rho \dot{v}_i(x, t) = -\partial_i p(x, t) - \partial_j T_{ij}(x, t), \quad (6)$$

wobei ρ die Luftdichte, c die Schallgeschwindigkeit in der Luft und v_i die Schallschnelle bezeichnen. Der Lighthillsche Spannungstensor $T = \bar{U}_i \bar{U}_j$ wurde aus der zusammengesetzten Geschwindigkeit berechnet:

$$\bar{U}_i(x, t) = U_i(x, t) + U'_i(x, t). \quad (7)$$

Für die Berechnung der Wellenausbreitung wurde ein zweites strukturiertes Gitter (3 m x 2 m x 2 m) aus Hexaedern ohne Gitterverfeinerung verwendet. Die Wärmepumpenhülle sowie der Ventilator wurden dabei als schallharte Oberflächen, die äußeren Randflächen des Rechengebietes als ideale schallabsorbierende Flächen, sogenannte Perfectly Matched Layer (PML), definiert.

Die abgestrahlte Schalleistung des Wärmepumpenmodells wurde mit dem Hüllflächen-Verfahren berechnet. Wie in Abbildung 4 dargestellt, wurde dazu eine quaderförmige Oberfläche im Rechengebiet definiert. Die Berechnung der abgestrahlten instationären Schalleistung P_w selbst erfolgte nach Gleichung 8:

$$P_w = \int_S p \vec{v} \cdot \vec{dS}. \quad (8)$$

Dabei ist \vec{dS} der Normalenvektor eines kleinen Oberflächenelementes auf der Ummantelung, p der Schalldruck und \vec{v} die Schallschnelle. Die beiden Letzteren werden aus den Gleichungen (5 - 6) bestimmt.

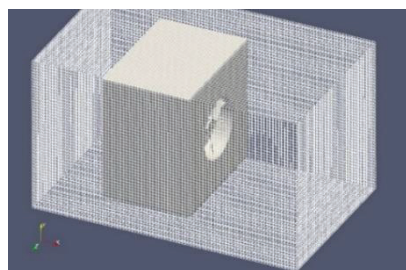


Abbildung 3: Quaderförmige Oberfläche im Rechengebiet zur Berechnung der Schalleistung.

Experimenteller Aufbau

Für experimentelle Untersuchungen und eine Validierung der Simulationen zur Interaktion zwischen WÜT und Ventilator, wurde im Rahmen des Projektes WAMS ein experimenteller Demonstrator konzipiert (Abbildung 4). Das Design ist an eine handelsübliche Außeneinheit von Split-Wärmepumpen angelehnt. Die Aufhängung der WÜT (wurde variabel gestaltet, sodass der Abstand zwischen WÜT und dem Ventilator an der Frontseite verändert werden kann. Zusammen mit den Industriepartnern des WAMS Projektes und dem Fraunhofer ISE wurden Parameterräume definiert, anhand derer WÜT-Bauformen sowie ein repräsentativer Ventilator ausgewählt wurden.

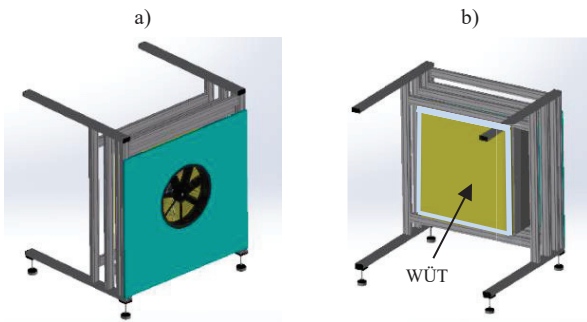


Abbildung 4: Schematische Darstellung des experimentellen Demonstrators, a) Frontansicht, Ausblasseite mit Ventilator und b) Rückansicht der Ansaugseite mit WÜT.

Für die ersten Messungen wurden ein MC- sowie ein RR-Lam.-WÜT ausgewählt (siehe Abbildung 5). Aktuell werden üblicherweise RR-Lam.-WÜT in Wärmepumpen eingebaut. MC-WÜT finden noch keine Anwendung in Wärmepumpen, da sich die Handhabung des Defrost-Vorgangs auf Grund der Geometrie schwieriger gestaltet.

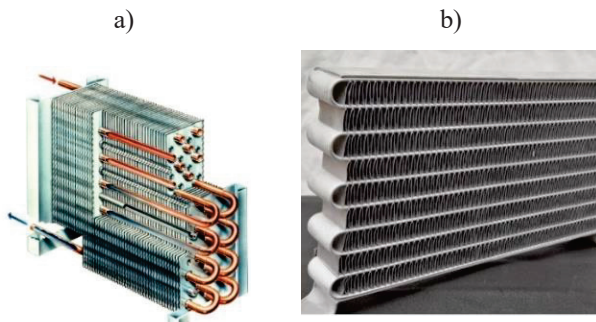


Abbildung 5: Die zwei verwendeten WÜT-Formen, Rundrohr-Lamellen-WÜT (a) [4] und Microchannel-WÜT (b) [5].

Ein Teil der innerhalb des Projekts WAMS stattfindenden Untersuchungen erfolgen am Fraunhofer ISE. In der dortigen Klimakammer können verschiedene Umgebungsbedingungen generiert werden. Dies wird genutzt, um thermische Untersuchungen an verschiedenen WÜT-Typen durchzuführen. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 6 dargestellt.

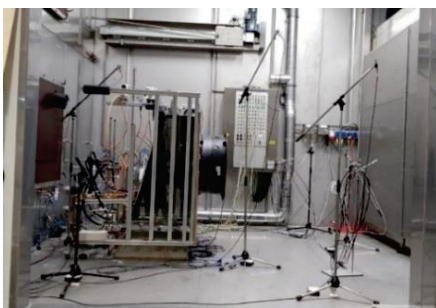


Abbildung 6: Versuchsaufbau in der Klimakammer des Fraunhofer ISE.

Als Prüfbedingung wurde in Anlehnung an die einschlägige Normung DIN EN 14511-2 [6] eine Umgebungstemperatur von 7 °C gewählt. Die akustischen Messungen wurden nach DIN EN 12102 [7] durchgeführt. Die Bestimmung der Schallleistung nach DIN EN ISO 3740 [8] erfolgte nach Genauigkeitsklasse 2.

Simulationsergebnisse

Abbildung 7 zeigt das Ergebnis des berechneten Strömungsfeldes zum Zeitpunkt $t_{\text{end}} = 0,8$ s. Dargestellt ist der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit U , $|U|$.

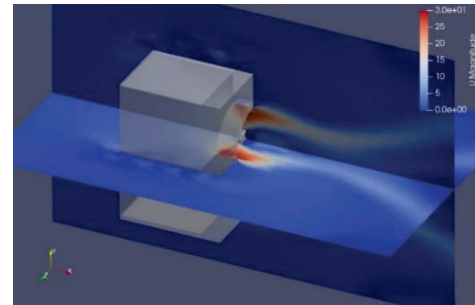


Abbildung 7: Simuliertes Strömungsfeld ($|U|$) zum Zeitpunkt $t = 0,8$ s.

Das Strömungsfeld aus Abbildung 7 diente als Basis für weitere akustische Simulationen. Letztere wurden über eine Zeitspanne von $\Delta t = 0,2$ s berechnet. Abbildung 8 zeigt die mit Hilfe von Gleichung (5 – 6) berechnete Schalldruckverteilung zum Zeitpunkt $t_{\text{end}} = 0,2$ s.

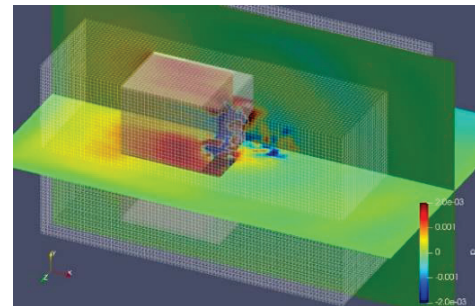


Abbildung 8: Schalldruck zum Zeitpunkt $t = 0,2$ s auf Basis des berechneten Geschwindigkeitsfeldes (Abbildung 7).

Für die Berechnung der abgestrahlten Schallleistung wurde eine Zeitspanne von $\Delta t = 0,18$ s festgelegt. Die Schallleistung wurde jede Millisekunde berechnet und anschließend über die gesamte Zeitspanne Δt gemittelt. Die ersten 20 ms wurden aus der Berechnung ausgenommen, um starke Schwankungen zu Beginn der Rechnung auszuschließen. Es ergab sich für das Zeitintervall $\Delta t = [0,02 \text{ s}; 0,2 \text{ s}]$ eine gemittelte Schallleistung von $L_w = 29,1$ dB. Abbildung 9 zeigt die zugehörigen A-bewerteten Spektren der Schallleistung.

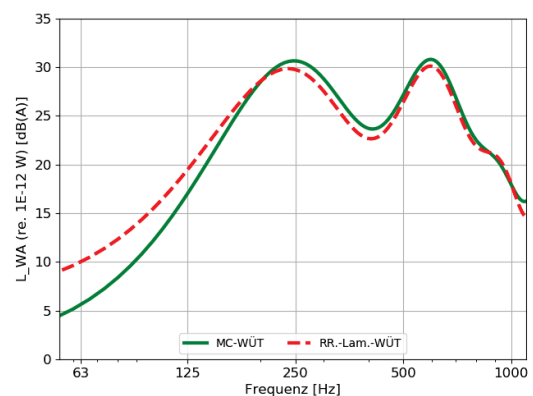


Abbildung 9: Berechnete, A-bewertete Spektren der Schallleistung für unterschiedliche WÜT-Modelle (siehe Tabelle 1).

Experimentelle Untersuchungen

Ziel der Untersuchungen am WP-Demonstrator ist der Vergleich der Einflüsse der verschiedenen WÜT-Formen sowie der Einfluss der relativen geometrischen Anordnung der WÜTs und des Ventilators zueinander auf das Strömungsfeld und die resultierenden akustischen Emissionen. Parallel werden thermische Untersuchungen durchgeführt, um die thermohydraulische Leistung der betrachteten WÜT-Bauformen anhand der Wärmeübertragungsleistung und des luftseitigen Druckabfalls zu bewerten. Die Versuche wurden bei den beiden Umgebungsbedingungen 2 °C sowie 7 °C durchgeführt. Abbildung 10 zeigt den Vergleich der gemessenen Schallleistung in Terzen für die beiden WÜT-Ventilator-Kombinationen bei gleich eingestellter Geschwindigkeit (2 m/s) und einem Abstand von 6 cm zum Ventilator.

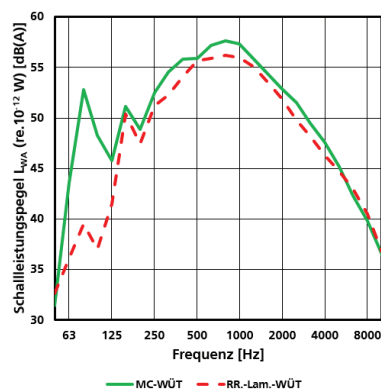


Abbildung 10: Gemessene Spektren der Schallleistung für unterschiedliche WÜT-Ventilator-Kombinationen.

Die Ergebnisse zeigen, dass bei tiefen Frequenzen bis 125 Hz der Versuchsaufbau mit MC-WÜT höhere Schallleistungspegel erzeugt als der Versuchsaufbau mit dem RR-Lam.-WÜT. Für Frequenzen oberhalb von 125 Hz laufen beide Kurven nahezu parallel. Unterhalb von 125 Hz zeigt der MC-WÜT einen deutlich höheren Pegelverlauf als der RR-Lam.-WÜT. Aktuell lassen sich die hohen Pegeldifferenzen in diesem Bereich jedoch noch nicht erklären und werden weiterhin auf Ursachen untersucht. Der maximale A-bewertete Schallleistungspegel von 57,6 dB(A) bzw. 56,2 dB(A) wird im Terzband um 800 Hz erreicht. Der Vergleich mit den Simulationsergebnissen in Abbildung 9 zeigt, dass die maximalen Pegel der Simulationen mit 31 dB(A) bei 600 Hz etwa 25 dB unter den experimentell ermittelten Pegeln liegen. Im Vergleich zu den Messungen weisen die simulierten Spektren zwei Maxima bei 250 Hz und 630 Hz sowie eine Senke bei 400 Hz auf. Der qualitative Unterschied zwischen den Geräuschemissionen der beiden WÜT-Bauformen wird für Frequenzen oberhalb von 160 Hz in der Simulation zwar ansatzweise korrekt dargestellt, allerdings weisen die Verläufe der gemessenen und simulierten Spektren keine gute Übereinstimmung auf. Die Ursachen für die hohen Pegeldifferenzen sind noch nicht abschließend geklärt.

Zusammenfassung und Fazit

Im diesem Beitrag wird ein idealisiertes Simulationsmodell einer WP-Außeneinheit vorgestellt. Parallel wurde ein Demonstrator aufgebaut, mit dem die WÜT-Ventilator-

Interaktion sowohl aus akustischer als auch thermischer Sicht untersucht werden kann. Auf Basis experimenteller Daten wurden erste Simulationen durchgeführt. Die Ergebnisse aktueller Simulationen zeigen jedoch keine gute Übereinstimmung mit experimentell ermittelten Spektren. Dies liegt vermutlich daran, dass mit dem SNGR Modell keine zeitabhängigen tonalen Komponenten aufgelöst werden können. Besonders im Bereich tiefer Frequenzen ist es daher schwierig, gemessene Schallleistungspegel in Simulationen nachzubilden.

Ausblick

In naher Zukunft sollen gezielte experimentelle Untersuchungen unter Halbfreifeldbedingungen in den akustischen Prüfständen des Fraunhofer IBP durchgeführt werden. Der Schwerpunkt der geplanten Untersuchungen liegt dabei auf der abgestrahlten Schallleistung und den akustischen Abstrahlcharakteristiken bei unterschiedlicher Beeinflussung des Strömungsfeldes. Betrachtet werden sollen z.B. unterschiedliche WÜT-Bauformen, unterschiedliche relative geometrische Ausrichtung des WÜT und des Ventilators zueinander, Störkörper im Luftraum zwischen WÜT und Ventilator und ungleichmäßige Durchströmung des WÜT durch Vereisungsprozesse. Parallel zu den messtechnischen Untersuchungen soll das vorgestellte Simulationsmodell weiterentwickelt werden. Durch den Abgleich zwischen Simulationen und Experimenten sollen möglichst viele Einflussgrößen auf die aeroakustischen Eigenschaften von WÜT-Ventilator-Interaktionen in Wärmepumpen zumindest qualitativ korrekt im Simulationsmodell abgebildet werden.

Literatur

- [1] OpenFOAMWiki, <https://openfoamwiki.net/index.php/DarcyForchheimer> (Stand: 13.03.2020)
- [2] Majid Mesbah: Flow Noise Prediction Using the Stochastic Noise Generation and Radiation Approach (2006)
- [3] Möser, M.: Technische Akustik. 7., erweiterte und aktualisierte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (2007).
- [4] Kälte Klima Aktuell, https://www.kka-online.info/artikel/kka_Microchannel-Waermeaustauscher_933489.html (Stand: 13.03.2020).
- [5] HVAC School, <https://www.hvacschool.com/need-know-microchannel/> (Stand: 13.03.2020).
- [6] DIN EN 14511-2:2019-07, Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Teil 2: Prüfbedingungen;
- [7] DIN EN 12102-1_2018_02; Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze, Wärmepumpen, Prozesskühler und Entfeuchter mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Bestimmung des Schallleistungspegels - Teil 1: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze, Wärmepumpen zur Raumbeheizung und -kühlung, Entfeuchter und Prozesskühler.
- [8] DIN EN ISO 3740:2001-03 Akustik - Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen - Leitlinien zur Anwendung der Grundnormen.