

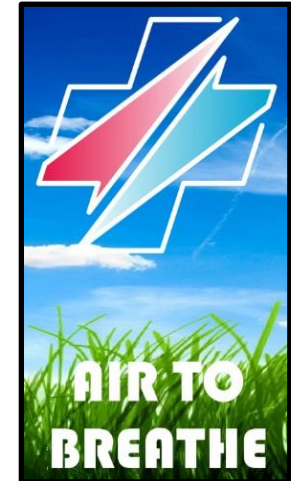
Zeller's Handbuch Klimatisierung (4 Auflagen von 1994 bis 1999)

Nun schreiben wir das Jahr 2017 und es kommen immer noch Anfragen bezüglich dieses Buches, welches seit vielen Jahren vergriffen ist und nicht mehr neu aufgelegt wird. Inzwischen haben elektronische Vertriebswege Bücher zum grössten Teil abgelöst, mit dem Vorteil, dass nötige Korrekturen und Ergänzungen wesentlich einfacher umgesetzt werden können. Das Buch war aus den Erfahrungen im Bereich der Klimatechnik beim Umgang mit feuchter Luft seit 1970 entstanden. Es enthielt keine grundlegend neuen Erkenntnisse, es verstand sich viel mehr als ein Kompendium für interessierte Fachleute, Ingenieure, Dozenten und Studenten. Zudem wurde es als ergänzendes Fachbuch zu unserer vielfältigen mehrsprachigen Software gerne und rege benutzt.

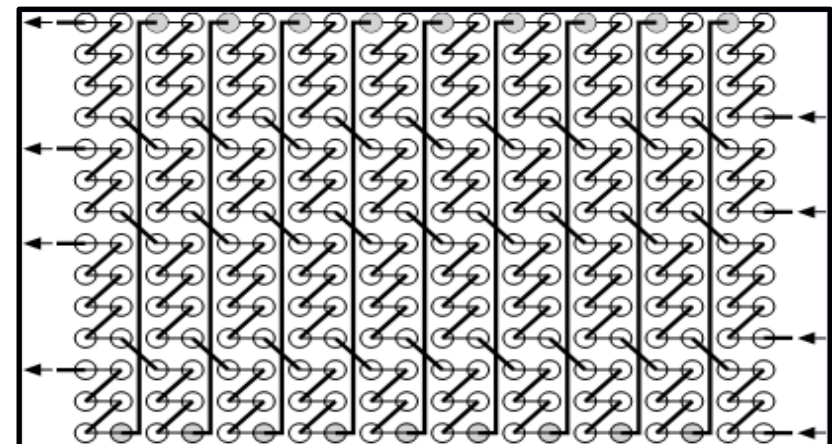
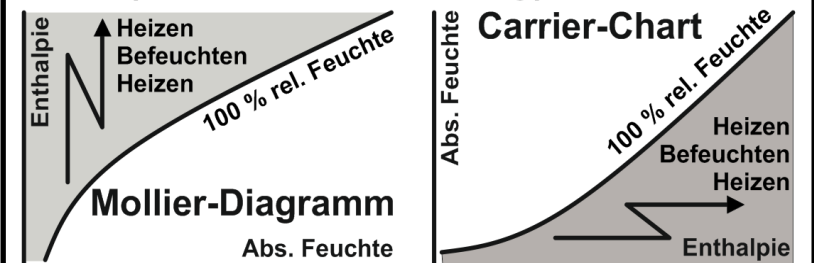
| | |
|----------------|--|
| AHH | Mollier und Carrier Psychrometric Diagramm mit Luftprozessen. Bereich -100/300°C, 0/1000 g/kg, -5000/15000 müM, 0.03/16 bar. 150 meteorologische Standorte, weitere Standorte von Meteonorm. 3 unterschiedliche Komfortbereiche nach DIN und ASHRAE. Individuelle Messreihen anzeigen. |
| MDI | Meteo Data Interface: Betriebszeiten definieren. Die Daten basieren auf der Applikation Meteonorm. |
| AHU | Air-handling Unit Configurator: Elemente per drag and drop. Ungefähre Abmessungen, Gewichte, Druckverluste, Preise. |
| EAC | Wirtschaftlichkeit von Klimageräten mit KV-Systemen. Variable Luftmengen, Amortisationszeiten, Kapitalkosten. |
| DEH | Wirtschaftlichkeit von Klimageräten mit diversen WRG-Systemen.. Variable Luftmengen, Amortisationszeiten, Kapitalkosten. |
| ESH | Glykol-Rückkühler mit Axial-Ventis, Aufstellung innen und aussen. Trocken, adiabatisch und hybrid Betrieb, Container Abmessungen. |
| HEH | Lamellierte WT (Lufterhitzer, Luftkühler, Kondensator, Verdampfer). Splitting für Lufterhitzer und Luftkühler. |
| CCS | Wärmerückgewinnung mit KV-Systemen, Verbundanlagen.. Fremdenergie-Einspeisung in den Glykolkreislauf. |
| Diverse | GHH, Mollier Diagramm für Gasgemische mit kondensierbaren Dämpfen, Spiralrippen-Wärmeaustauscher. |

Zeller Consulting Suisse
HVAC solutions
Dipl.-Ing. Marin Zeller FH, VDI
Jurastrasse 35
CH 3063 Ittigen

+41 (0)79 222 66 42
info@zcs.ch
www.zcs.ch



AHH (Air Humid Handling) = All in one!

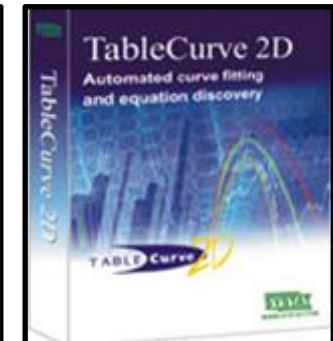
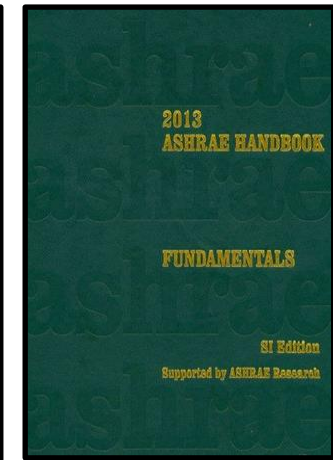


Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric chart (AHH) Thematik

- 3 Darstellung nach Mollier und Carrier
- 4 Daten zu den Prozessen mit feuchter Luft, Definition, Bereich, thermodynamische Stoffwerte
- 5 Thermodynamische Stoffwerte
- 6 Approximations-Polynome für die thermodynamischen Stoffwerte
- 7 Gleichungen für feuchte Luft, Kühlverlauf
- 8 Befeuchtung (Wasser, ungesättigter Dampf, Sattedampf)
- 9 Meteorologische Daten und korrekte Kühlerberechnung für den schwülen Hochsommer
- 10 AHU1 reduziert: Klimageräte bestimmen. Per "Drag and Drop" die Elemente erfassen

Lamellierte Wärmeaustauscher (LWT) Thematik

- 11 LWT-Abmessungen, Lamellenprägung, WT-Rohre mit Innenrillen
- 12 LWT-Abmessungen, Lamellenstärken, grundlegende Gleichungen
- 13 Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz, Gegenstrom, Gleichstrom, Kreuzgegenstrom
- 14 Kreuzgegenstrom n-fach, Kühlprozess Δt_m , LWT-Fläche glatte und geprägte Lamellen
- 15 LWT-Fläche aussen und innen, Einfluss auf Wärmeübergang und Druckverlust
- 16 Wärmeübergangszahl aussen
- 17 Wärmeübergangszahl aussen, Wärmedurchgangszahl, LWT-Luftkühler-Oberflächentemperatur
- 18 Druckverlust aussen bei LWT-Lufterhitzer und LWT-Luftkühler sensibel
- 19 Druckverlust aussen bei LWT-Lufterhitzer hybrid und LWT-Luftkühler mit Kondensatbildung
- 20 Definition zur Verschaltung und zu den Kollektoren, Druckverlust in den Kollektoren
- 21 Glatt- und Innenrillen-Rohre, Druckverlust ohne Aggr.Zust.Änderung, Druckverlust innen total
- 22 Wärmeübergangszahl innen, Medien ohne und mit Aggr.Zust.Änderung, Kondensation
- 23 Wärmeübergangszahl innen, Einspritz-Verdampfung, Pumpenumlauf-Verdampfung
- 24 Wärmeübergangszahl mit Innenrillen-Rohren, Druckverlust bei der Kondensation, Gradient
- 25 Druckverlust bei der Einspritz-Verdampfung, Druckverlust in den Kapillaren
- 26 Druckverlust bei der Pumpenumlauf-Verdampfung, CO₂-Kühler im überkritischen Bereich
- 27 CO₂-Kühler im überkritischen Bereich
- 28 Kombination von Gasgemischen (REFPROP von NIST) und kondensierbaren Dämpfen
- 29 Kombination von Gasgemischen und kondensierbaren Dämpfen, Applikation GHH
- 30 Kombination von Gasgemischen und kondensierbaren Dämpfen, Applikation HEH-SR-G



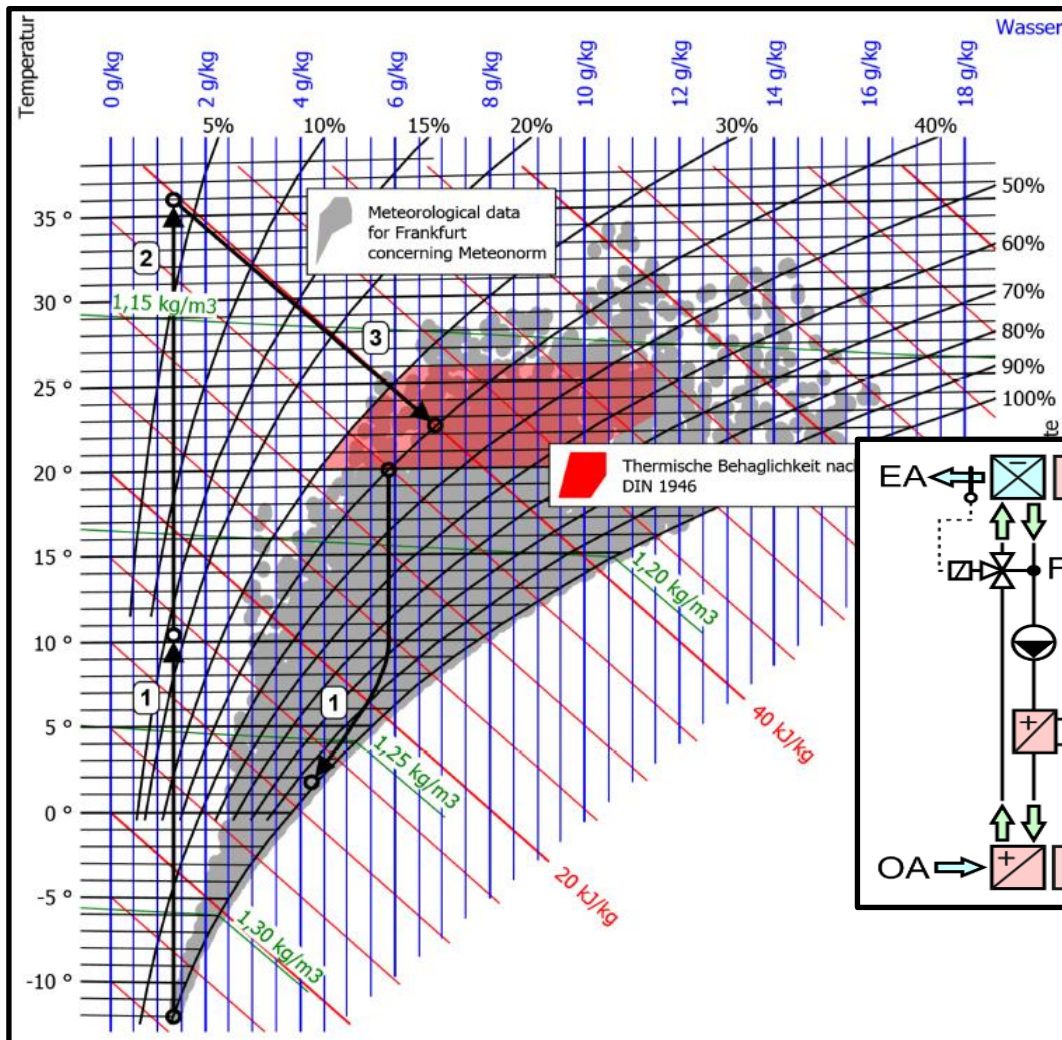
Dr.-Ing. Boris Slipcevic
Sulzer Escher Wyss
Lindau

Labormessungen wurden durch empirische Gleichungen erfasst. Es folgten zahlreiche Veröffentlichungen zum Wärmeübergang und zum Druckverlust bei der Kondensation und der Verdampfung (Konvektiv- und Blasen-Sieden) von Kältemitteln, welche in die Software einfließen.

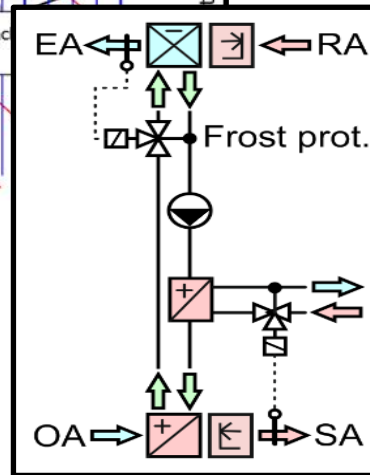
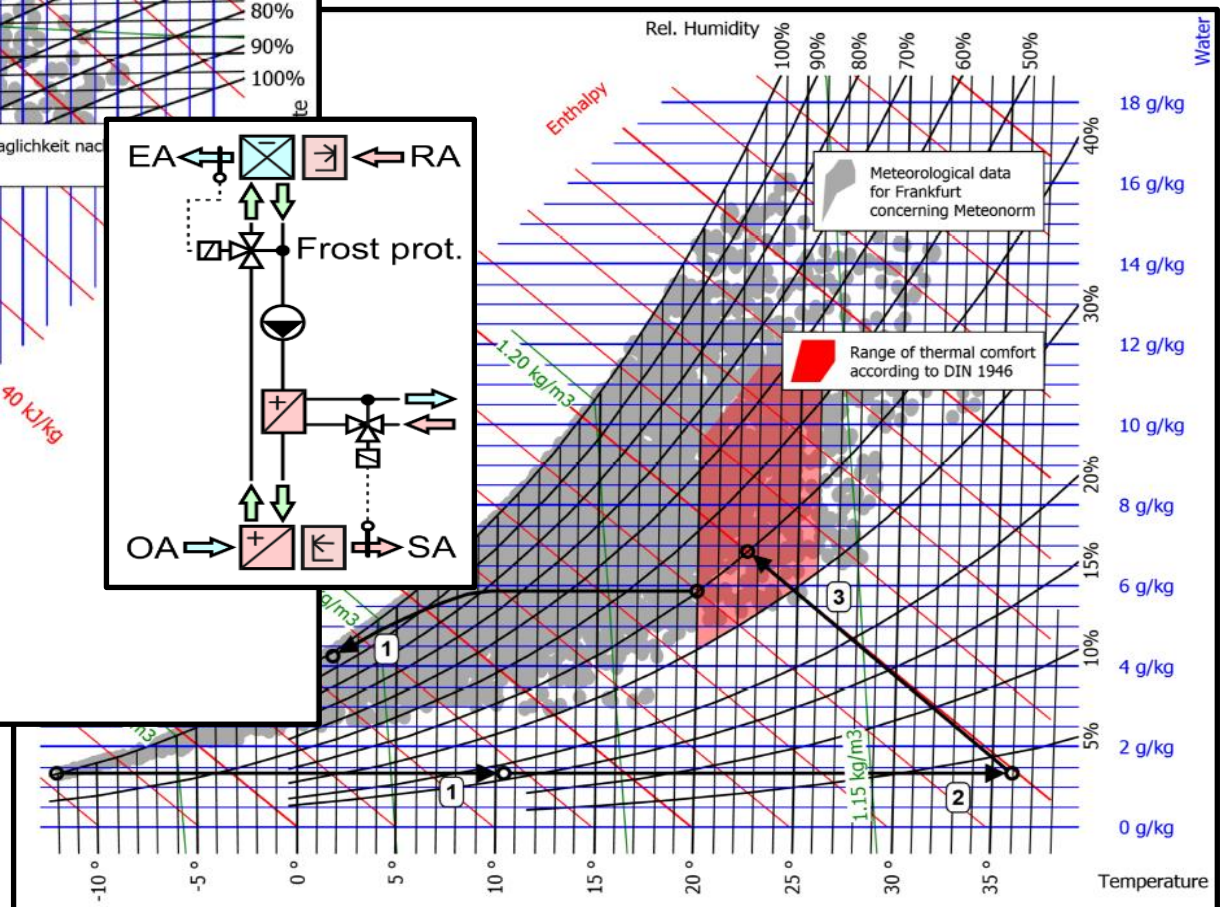
Dipl.-Ing. Marin Zeller FH
Zeller Consulting Suisse
Ittigen

Labormessungen wurden durch empirische Gleichungen erfasst, insbesondere zur Lamellenprägung, zum Kontakt-Wirkungsgrad zwischen Rohre und Lamellen, zum Kühlprozess mit Kondensatbildung, der Oberflächentemperatur und zum Druckverlust nass der feuchten Luft.

Darstellung nach Mollier



Darstellung nach Carrier



Daten zu den Prozessen mit feuchter Luft

Definition

Das Mollier-hx-Diagramm stellt das Luft-Wasser-Stoffgemisch dar. Es ist so aufgebaut, dass die 0°C Isotherme im Bereich der ungesättigten Luft horizontal ist. Die Nebel-Isotherme von 0°C der übersättigten Luft verläuft parallel zur Enthalpie. Bei $t = 0^\circ\text{C}$ und $x = 0 \text{ kg/kg}$ beträgt die Enthalpie $h = 0 \text{ J/kg}$. Durch Austauschen der Hauptachsen erhält man das Carrier-xh-Diagramm (Psychrometric Chart) mit dem in der Software AHH wahlweise gearbeitet werden kann.

Bereich

Üblicherweise basiert das Mollier-hx-Diagramm auf einem Druck von 1.013 bar entsprechend Meereshöhe und weist einen Bereich auf, der nicht alle Anwendungen zulässt. Die Software AHH lässt für jede Anwendung den gewünschten Bereich zu und unterstützt der guten Übersichtlichkeit wegen jede Dehnung der Koordinatenachsen.

| | | | |
|------------------|-------|-----|-----------|
| Temperatur | -100 | bis | 300 °C |
| Absolute Feuchte | 0 | bis | 1000 g/kg |
| Druck absolut | 0.03 | bis | 16 bar |
| Höhe | -5000 | bis | 15000 m |

Thermodynamische Stoffwerte

In Fachbüchern findet man in der Regel die spezifische temperaturbezogene Wärmekapazität. Dieser Wert zeigt auf, wie viel Energie aufgewendet werden muss, um das Medium bei entsprechender Temperatur um 1°C zu erwärmen. Will man wissen, welche Energie benötigt wird, um das Medium von t_1 auf t_2 zu erwärmen, muss das Mittel der spezifischen temperaturbezogenen Wärmekapazität bestimmt werden. Nachstehend wurden die Mittelwerte von 0°C bis $t^\circ\text{C}$ gebildet und zu Tabellen und Approximations-Polynome zusammengefasst, die eine schnelle Verarbeitung mittels EDV ermöglichen.

1) Wärmerückgewinnung - Kreislauf-Verbund-System

| | | |
|--------------------------|------|--------|
| Temperatur-Wirkungsgrad | % | 70,000 |
| Hygroskopie-Wirkungsgrad | % | 0,000 |
| Feuchte-Wirkungsgrad | % | 0,000 |
| Leistung | kW | 62,759 |
| Mittl.log.Temp.diff. | K | 11,560 |
| Kennzahl | kW/K | 5,429 |

| | | Kaltluft Ein | Kaltluft Aus | Warmluft Ein | Warmluft Aus |
|-----------------------|-------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Temperatur | °C | -12,000 | 10,400 | 20,000 | 1,771 |
| Rel. Feuchte | % | 100,000 | 17,090 | 40,000 | 97,451 |
| Abs. Feuchte | g/kg | 1,346 | 1,346 | 5,872 | 4,255 |
| Dichte feucht | kg/m³ | 1,330 | 1,225 | 1,182 | 1,261 |
| Enthalpie feucht | kJ/kg | -8,737 | 13,857 | 35,028 | 12,435 |
| Volumenstrom feucht | m³/h | 7527,666 | 8173,325 | 8511,363 | 7961,565 |
| Massenstrom trocken | kg/h | 10000,000 | 10000,000 | 10000,000 | 10000,000 |
| Kondensatmenge | kg/h | | 0,000 | | 16,170 |
| Oberflächentemperatur | °C | | | | -3,324 |

EINFRIER-Gefahr!

2) Heizen

| | | | |
|---------------------|-------|-----------|-----------|
| Leistung | kW | 71,780 | |
| | | Luft Ein | Luft Aus |
| Temperatur | °C | 10,400 | 36,000 |
| Rel. Feuchte | % | 17,090 | 3,641 |
| Abs. Feuchte | g/kg | 1,346 | 1,346 |
| Dichte feucht | kg/m³ | 1,225 | 1,124 |
| Enthalpie feucht | kJ/kg | 13,857 | 39,697 |
| Volumenstrom feucht | m³/h | 8173,325 | 8911,214 |
| Massenstrom trocken | kg/h | 10000.000 | 10000.000 |

3) Befeuchtung von Luft mit Wasser

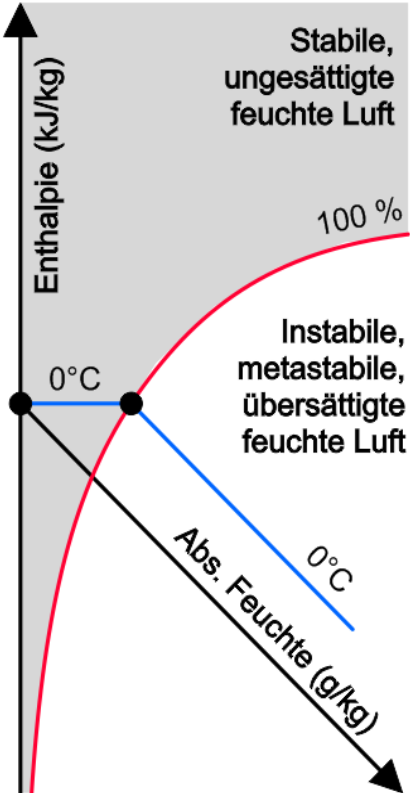
| | | | | |
|------------------------|-------|-----------|----------|-----------|
| Leistung | kW | 0,952 | | |
| Befeuchtungsmenge | kg/h | 55,020 | | |
| Befeuchtungstemperatur | °C | 15,000 | | |
| Befeuchtungsenthalpie | kJ/kg | 62,302 | | |
| | | | Luft Ein | Luft Aus |
| Temperatur | °C | 36,000 | | 22,488 |
| Rel. Feuchte | % | 3,641 | | 40,000 |
| Abs. Feuchte | g/kg | 1,346 | | 6,848 |
| Dichte feucht | kg/m³ | 1,124 | | 1,171 |
| Enthalpie feucht | kJ/kg | 39,697 | | 40,040 |
| Volumenstrom feucht | m³/h | 8911,151 | | 8596,927 |
| Massenstrom trocken | kg/h | 10000,000 | | 10000,000 |

| Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric Chart | | | | | | | Seite 5 |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Thermodynamische Stoffwerte | | | | | | | |
| t | cp_l | cp_d | p_d | h_w | h_d | r | |
| -100 | 1007.20 | 1815.40 | 0.00160 | | | | |
| -90 | 1006.90 | 1817.50 | 0.00933 | | | | |
| -80 | 1006.63 | 1819.60 | 0.05333 | | | | |
| -70 | 1006.40 | 1821.70 | 0.258 | | | | |
| -60 | 1006.20 | 1823.80 | 1.076 | | | | |
| -50 | 1006.07 | 1826.00 | 3.939 | | | | |
| -40 | 1006.00 | 1828.10 | 12.870 | | | | |
| -30 | 1005.97 | 1830.30 | 38.101 | | | | |
| -20 | 1006.00 | 1832.50 | 103.450 | | | | |
| -10 | 1006.08 | 1834.70 | 259.980 | | | | |
| 0 | 1006.18 | 1836.90 | 610.480 | 0 | 2500500 | 2500500 | |
| 10 | 1006.31 | 1839.10 | 1230 | 42000 | 2518900 | 2476900 | |
| 20 | 1006.45 | 1841.40 | 2340 | 83900 | 2537300 | 2453400 | |
| 30 | 1006.60 | 1843.70 | 4240 | 125600 | 2555500 | 2429900 | |
| 40 | 1006.81 | 1846.00 | 7370 | 167300 | 2573500 | 2406200 | |
| 50 | 1007.03 | 1848.30 | 12300 | 209100 | 2591300 | 2382200 | |
| 60 | 1007.30 | 1850.60 | 19900 | 250900 | 2608800 | 2357900 | |
| 70 | 1007.60 | 1852.90 | 31100 | 292800 | 2625900 | 2333100 | |
| 80 | 1007.90 | 1855.30 | 47300 | 334700 | 2642500 | 2307800 | |
| 90 | 1008.30 | 1857.70 | 70100 | 376800 | 2658700 | 2281900 | |
| 100 | 1008.70 | 1860.10 | 101300 | 418900 | 2674400 | 2255500 | |
| 110 | 1009.00 | 1862.50 | 143300 | 461100 | 2689600 | 2228500 | |
| 120 | 1009.50 | 1864.90 | 198500 | 503500 | 2704200 | 2200700 | |
| 130 | 1009.90 | 1867.30 | 270100 | 546100 | 2718300 | 2172200 | |
| 140 | 1010.30 | 1869.80 | 361400 | 588900 | 2731800 | 2142900 | |
| 150 | 1010.80 | 1872.30 | 476000 | 631900 | 2744500 | 2112600 | |
| 160 | 1011.30 | 1874.80 | 618000 | 675200 | 2756500 | 2081300 | |
| 170 | 1011.80 | 1877.30 | 792000 | 718800 | 2767600 | 2048800 | |
| 180 | 1012.40 | 1879.80 | 1002700 | 762700 | 2777600 | 2014900 | |
| 190 | 1013.00 | 1882.40 | 1255200 | 807000 | 2786300 | 1979300 | |
| 200 | 1013.60 | 1884.90 | 1555100 | 851800 | 2793700 | 1941900 | |
| 210 | 1014.20 | 1887.50 | 1908000 | 897100 | 2799400 | 1902300 | |
| 220 | 1014.80 | 1890.10 | 2320100 | 943000 | 2803400 | 1860400 | |
| 230 | 1015.50 | 1892.70 | 2797900 | 989600 | 2805400 | 1815800 | |
| 240 | 1016.20 | 1895.30 | 3348000 | 1036900 | 2805100 | 1768200 | |
| 250 | 1016.90 | 1898.00 | 3978000 | 1085100 | 2802500 | 1717400 | |
| 260 | 1017.60 | 1900.60 | 4694000 | 1134300 | 2797400 | 1663100 | |
| 270 | 1018.40 | 1903.30 | 5505000 | 1184500 | 2789500 | 1605000 | |
| 280 | 1019.20 | 1906.00 | 6419000 | 1236100 | 2778700 | 1542600 | |
| 290 | 1020.10 | 1908.70 | 7445000 | 1289300 | 2764900 | 1475600 | |
| 300 | 1021.00 | 1911.40 | 8592000 | 1344200 | 2748000 | 1403800 | |

| Symbol | Einheit | Beschreibung |
|--------|---------|--|
| cp_d | J/kgK | Wärmekapazität von Wasserdampf |
| cp_l | J/kgK | Wärmekapazität von trockener Luft |
| h_d | J/kgK | Enthalpie von Wasserdampf auf Solidus |
| h_w | J/kgK | Enthalpie von Wasserdampf auf Liquidus |
| p_d | Pa | Partialdruck von Wasserdampf |
| r | J/kgK | Verdampfungswärme von Wasserdampf |
| t | °C | Temperatur |

$$cp = \frac{\int_{t_1}^{t_2} cp_t dt}{t_2 - t_1}$$

$$t_1 = 0 \text{ und } t_2 = t \rightarrow cp = \frac{\int_0^t cp_t dt}{t}$$



Approximations-Polynome (-100 < t < 300°C)

a = 1.00617203411816E+03
b = -5.14584155927084E-04
c = -5.07744861271335E-01
d = -4.08693984761444E-06
e = -3.94830238325583E-03
f = 3.86998536082132E-10

$$cp_l = \frac{a + ct + et^2}{1 + bt + dt^2 + ft^3}$$

a = 1.83690225155577E+03
b = 2.96850242760703E-04
c = 7.68576185706328E-01
d = -8.23605125618347E-08

$$cp_d = \frac{a + ct}{1 + bt + dt^2}$$

a = 6.41424538282508E+00
b = 1.34952974449424E-02
c = 1.68771989526873E-01
d = 3.60425763984253E-05
e = 1.03764255356861E-03
f = -2.54470285416322E-09

$$-100 < t \leq 0 \rightarrow \ln(p_d) = \frac{a + ct + et^2}{1 + bt + dt^2 + ft^3}$$

a = 6.41425292688508E+00
b = -1.17398221741019E-02
c = -2.31391504282494E-03
d = 5.85324578180939E-05
e = -7.97076080224934E-04
f = 3.14129016158240E-07
g = 1.13870924045918E-05
h = -1.05815083120807E-09
i = -2.45705078974294E-08

$$0 > t \leq 300 \rightarrow \ln(p_d) = \frac{a + ct + et^2 + gt^3 + it^4}{1 + bt + dt^2 + ft^3 + ht^4}$$

a = 3.63051146855678E+00
b = -2.04547872985726E-03
c = 4.19231841629432E+03
d = -8.10031771231269E-07
e = -8.90297066641696E+00
f = 9.66233360384174E-10

$$h_w = \frac{a + ct + et^2}{1 + bt + dt^2 + ft^3}$$

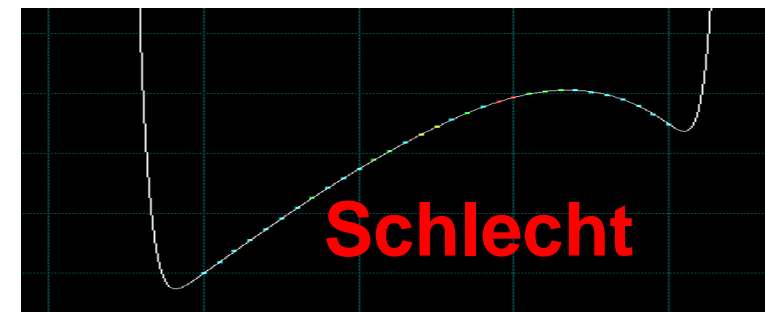
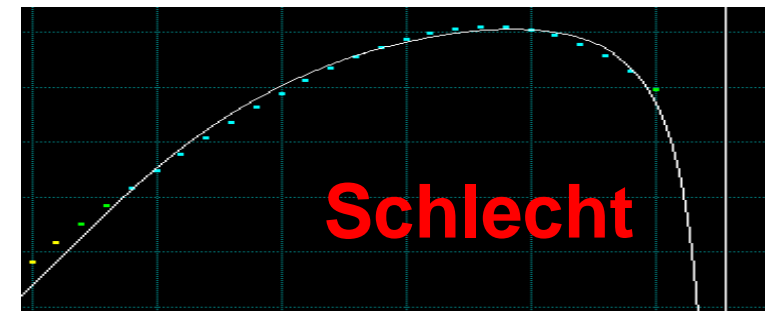
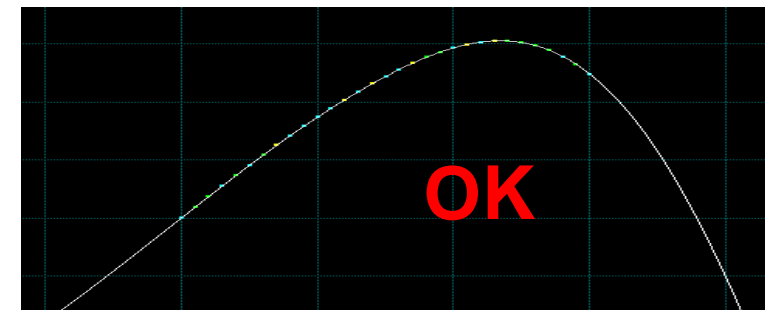
a = 2.50049979241906E+06
b = -1.09042949248609E-02
c = -2.54218801181540E+04
d = 6.03477944019292E-05
e = 1.30688801015895E+02
f = -1.24219636812250E-07
g = -2.06485565012501E-01
h = 1.15773454895717E-10
i = 1.21390880909374E-04

$$h_d = \frac{a + ct + et^2 + gt^3 + it^4}{1 + bt + dt^2 + ft^3 + ht^4}$$

$$r = h_d - h_w$$

Die Applikation Table Curve 2D bietet mehr als 7000 Gleichungen welche man nach dem kleinsten Fehlerquadrat sortieren kann. Es eignen sich jedoch nicht alle Gleichungen im selben Masse, sind doch 3 Kriterien zu beachten:

1. Die Welligkeit innerhalb der Daten soll minim sein.
2. Innerhalb der Daten sind Singularitäten auszuschliessen.
3. Der Verlauf ausserhalb der Daten soll kontinuierlich sein.



| Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric Chart | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 8 |
|--|---|--|---|---------|
| Befeuchtung (Wasser, ungesättigter Dampf, Sattdampf) Die Befeuchtungsrichtung wird im Mollier Diagramm auf Papier mit Hilfe des Randmassstabes vorgenommen. Das ist in der Software AHH nicht möglich, weil die beiden Achsen frei wählbar sind. $h_{b(Wasser)} = h_w \quad h_{b(Nassdampf)} = h_w + a_d r \quad h_{b(Sattdampf)} = h_d$ $\Delta h = h_a - h_e = \Delta x h_b = h_b \frac{\dot{M}_b}{\dot{M}_l} \quad \Delta x = x_a - x_e = \frac{\dot{M}_b}{\dot{M}_l} = \frac{\Delta h}{h_b}$ $\dot{M}_b = \Delta x \dot{M}_l \quad \dot{Q} = \Delta h \dot{M}_l$ | a_d Δh Δx h_a h_b h_e \dot{M}_b x_a x_e | --- J/kg kg/kg J/kg J/kg J/kg kg/s kg/kg kg/kg | Nassdampfanteil Enthalpiedifferenz Feuchtedifferenz Enthalpie am Austritt Befeuchtungsenthalpie Enthalpie am Eintritt Befeuchtungsmenge Feuchte am Austritt Feuchte am Eintritt | |
| Beispiele zum Mollier Diagramm rechts Befeuchten mit Wasser von 0°C $h_b = h_w = 0 \text{ J/kg}$ Befeuchten mit Wasser von 50°C $h_b = h_w = 209'100 \text{ J/kg}$ Befeuchten mit Nassdampf von 110°C, Nassdampfanteil 50 % $h_b = h_w + a_d r = 461'100 + 0.5 \cdot 2'228'500 = 1'575'350 \text{ J/kg}$ Befeuchten mit Sattdampf von 150°C $h_b = h_d = 2'744'500 \text{ J/kg}$ Man beachte, dass die Befeuchtung bei konstanter Enthalpie nur mit Wasser von 0°C realisierbar ist. Bei der Befeuchtung mit Wasser > 0°C nimmt die Enthalpie zu, wenn auch wenig. Sofern die gewünschte relative Feuchte am Austritt als Eingabewert gewünscht wird, muss dies mittels Iteration erfolgen, was in der Software der Fall ist. | | | | |
| | | | | |

Meteorologische Daten und korrekte Kühlerberechnung für den schwülen Hochsommer

Die deutsche Norm DIN 4710 erfasst 87'600 Ereignisse à 0.1 Stunden pro Jahr als Mittelwerte der Zeitperiode 1961 bis 1990 und bildet daher einen grossen Bereich im Mollier-Diagramm ab. Die Software von Meteonorm erfasst 8'760 Ereignisse à 1.0 Stunden pro Jahr und bildet daher einen kleineren Bereich im Mollier-Diagramm als die deutsche Norm DIN 4710 ab, was im schwülen Hochsommer ein Risiko bei der Auslegung von Kühlern ist.

A = 32.0°C / 40 % / 63.0 kJ/kg = Übliche Auslegung
 B = 31.0°C / 58 % / 73.7 kJ/kg = Meteonorm für 2020
 C = 32.0°C / 65 % / 82.9 kJ/kg = DIN 4710, 1961-1990
 D = 12.3°C / 100 % / 35.2 kJ/kg = Kühlung
 E = 18.0°C / 69 % / 41.0 kJ/kg = Nacherwärmung

A - D: Hohes Risiko-Management

$63.0 - 35.2 = 27.8 \text{ kJ/kg} = 58.28 \%$

Kühlergrössen-Einbusse = 41.72 %

B - D: Mittleres Risiko-Management

$73.7 - 35.2 = 38.5 \text{ kJ/kg} = 80.71 \%$

Kühlergrössen-Einbusse = 19.29 %

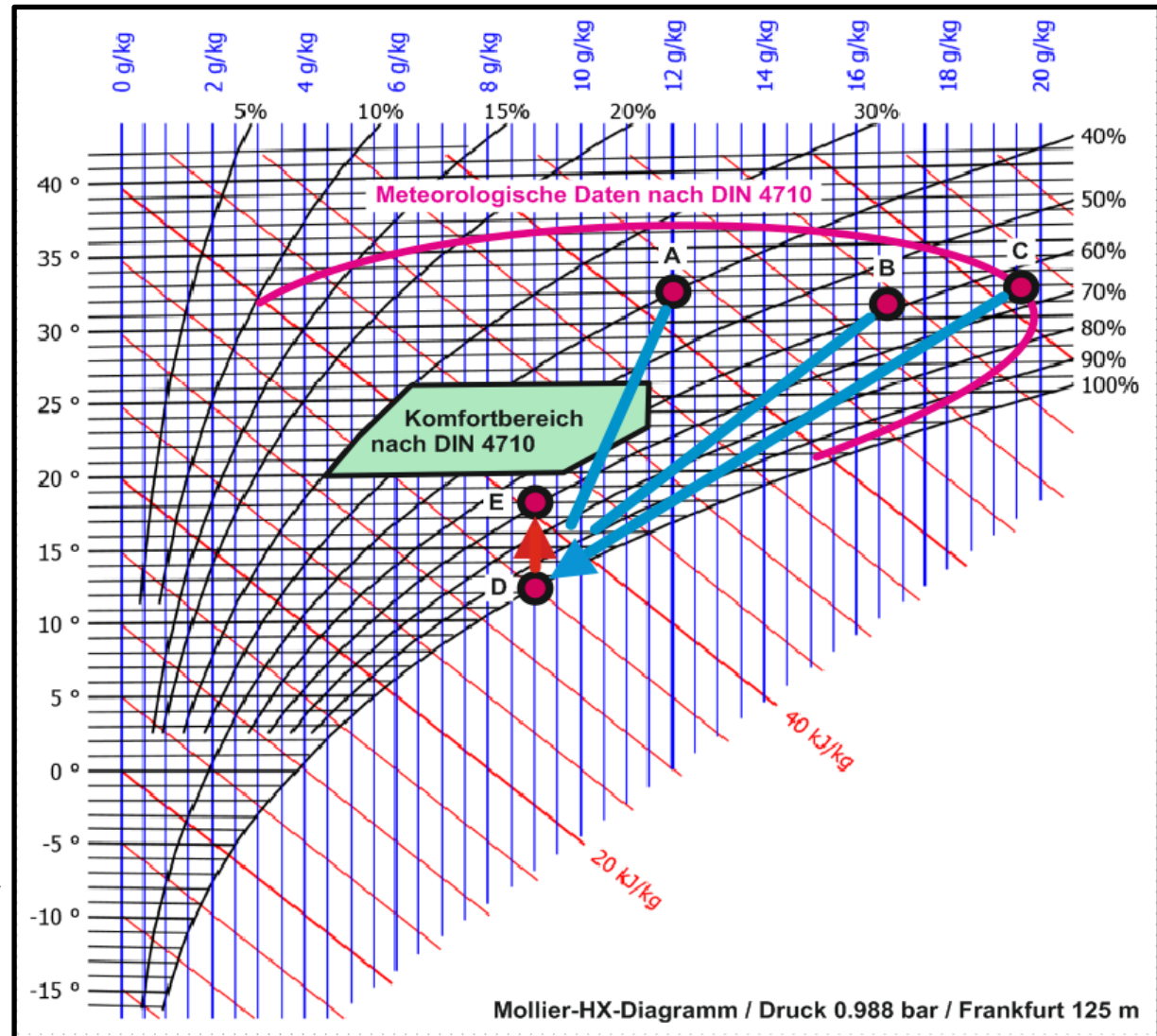
C - D: Kein Risiko-Management

$82.9 - 35.2 = 47.7 \text{ kJ/kg} = 100.00 \%$

Korrekte Kühlergrösse

Resümee

Die korrekte Kühlerberechnung richtet sich nicht nach der höchsten Sommertemperatur, sondern nach der höchsten Enthalpie im schwülen Hochsommer.



AHU: Klimageräte bestimmen. Per "Drag and Drop" die Elemente erfassen

Der neutrale Konfigurator für RLT-Geräte, zeigt Richtwerte für das Gewicht, die Abmessungen, den Druckverlust und den Preis der einzelnen Komponenten von 2 Klimageräten.

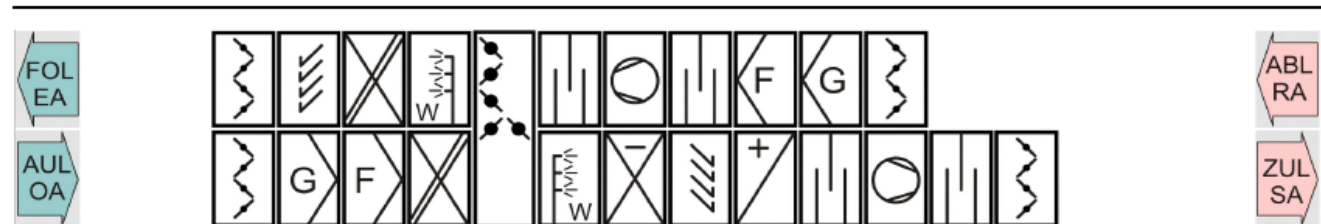
Bezüglich nutzbarer innerer Breite und Höhe, basiert der Konfigurator auf Standard-Filter-Abmessungen von 610 x 610 mm oder teilbaren Einheiten davon.

Die einzelnen Komponenten müssen thermodynamisch nicht berechnet werden. Sie basieren auf durchschnittlichen Standardwerten.

Nach Eingabe der Luftmengen und der maximal zulässigen Geschwindigkeiten, bezogen auf die Luftfilter, steht eine Auswahl an Abmessungen zur Verfügung.

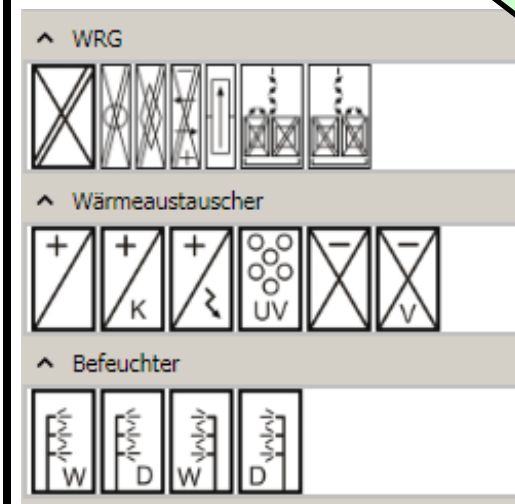
Per „Drag & Drop“ können die einzelnen Komponenten ausgewählt und die externen Druckverluste eingegeben werden.

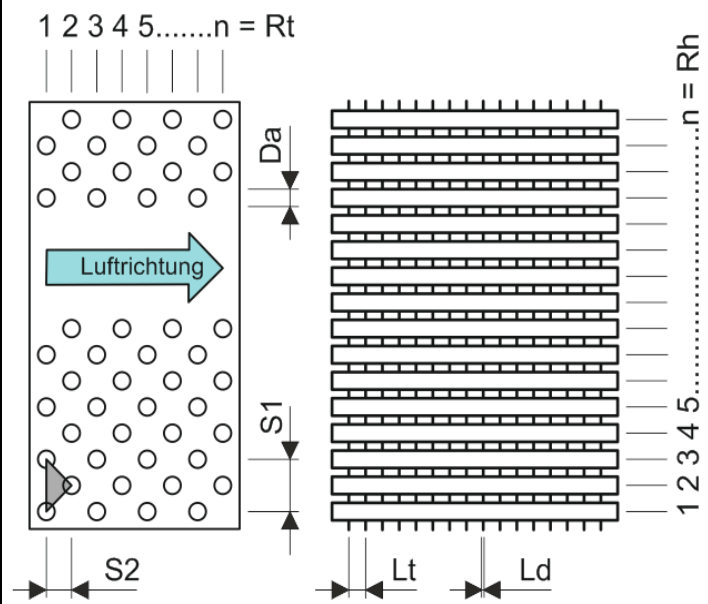
Als Resultat erhält man alle Daten zu den beiden Klimageräten bei einem zeitlichen Aufwand von nur wenigen Minuten.

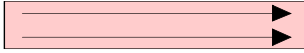
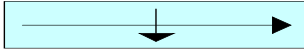
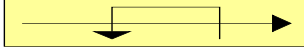
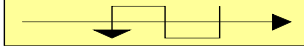

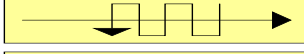

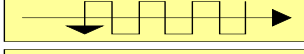


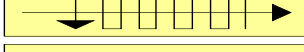
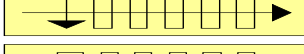

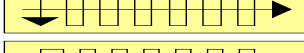
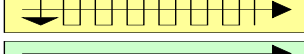
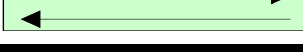


| RLT-Gerät (H x W = 1960 x 2570 mm) | Länge mm | Gewicht kg | Druckverlust Pa | Preis EUR |
|---|----------|------------|-----------------|-----------|
| Aussenluft (28000 m³/h - Filter 1,87) | | | | |
| Aussenluft | | | 100,00 | |
| Leerteil klein mit Klappen | 350,00 | 100,00 | 27,00 | 2180,00 |
| Filter G | 450,00 | 140,00 | 109,00 | 2290,00 |
| Filter F | 650,00 | 210,00 | 144,00 | 3390,00 |
| Schalldämpfer | 650,00 | 590,00 | 87,00 | 9250,00 |
| Leerteil gross mit Klappen | 350,00 | 80,00 | 18,00 | 1160,00 |
| Befeuchter Wasser | 1300,00 | 300,00 | 88,00 | 5560,00 |
| KV-System | 400,00 | 320,00 | 63,00 | 5280,00 |
| Tropfenabscheider | 150,00 | 70,00 | 88,00 | 1500,00 |
| Leerteil klein mit Klappen | 200,00 | 200,00 | 23,00 | 3270,00 |
| Schalldämpfer | 1300,00 | 300,00 | 53,00 | 5560,00 |
| Ventilator - Wirkungsgrad 88,00 % - Leistung 12,01 kW | 2200,00 | 780,00 | 88,00 | 12900,00 |
| Schalldämpfer | 1300,00 | 300,00 | 53,00 | 5560,00 |
| Leerteil klein mit Klappen | 350,00 | 100,00 | 27,00 | 2180,00 |
| Zuluft | | | 300,00 | |
| Total | 9650,00 | 3490,00 | 1268,00 | 60080,00 |

| RLT-Gerät (H x W = 1960 x 2570 mm) | Länge mm | Gewicht kg | Druckverlust Pa | Preis EUR |
|--|----------|------------|-----------------|-----------|
| Abluft (28000 m³/h - Filter 1,74) | | | | |
| Abluft | | | 150,00 | |
| Leerteil klein mit Klappen | 350,00 | 100,00 | 23,00 | 2180,00 |
| Filter G | 450,00 | 140,00 | 95,00 | 2290,00 |
| Filter F | 650,00 | 210,00 | 126,00 | 3390,00 |
| Schalldämpfer | 1300,00 | 300,00 | 46,00 | 5560,00 |
| Ventilator - Wirkungsgrad 75,00 % - Leistung 9,75 kW | 2200,00 | 780,00 | 76,00 | 12900,00 |
| Schalldämpfer | 1300,00 | 300,00 | 46,00 | 5560,00 |
| Leerteil gross mit Klappen | 350,00 | 80,00 | 16,00 | 1160,00 |
| Befeuchter Wasser | 1300,00 | 300,00 | 76,00 | 5560,00 |
| KV-System | 650,00 | 590,00 | 87,00 | 9250,00 |
| Tropfenabscheider | 150,00 | 70,00 | 76,00 | 1500,00 |
| Leerteil klein mit Klappen | 350,00 | 100,00 | 23,00 | 2180,00 |
| Fortluft | | | 100,00 | |
| Total | 9050,00 | 2970,00 | 940,00 | 51530,00 |

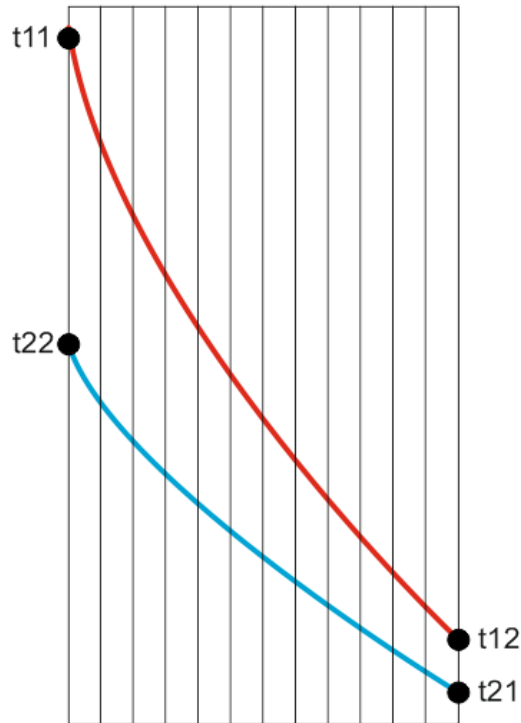


| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 12 |
|--|---|---|--|----------|
|  <p> $\eta_{KRL} = 1.00$ für Lamellenstärken ≥ 0.20 mm $\eta_{KRL} = 0.95$ für Lamellenstärken ≥ 0.18 und < 0.20 mm $\eta_{KRL} = 0.90$ für Lamellenstärken ≥ 0.16 und < 0.18 mm $\eta_{KRL} = 0.85$ für Lamellenstärken ≥ 0.14 und < 0.16 mm $\eta_{KRL} = 0.80$ für Lamellenstärken ≥ 0.12 und < 0.14 mm $\eta_{KRL} = 0.75$ für Lamellenstärken ≥ 0.10 und < 0.12 mm $p = 4R[(L_t - L_d)D_d\pi + 2L_dS_1S_2]/(L_tS_1S_2)$ $q = 1 - e^{-p}$ $\eta_{BPL} = q^{0.25}$ $r = L_d\lambda_l/(A_a/A_i)$ $s = 1 - e^{-r}$ $\eta_{WRL} = s^{0.25}$ $\eta_{WTT} = \eta_{KRL}\eta_{BPL}\eta_{WRL}$ $\dot{Q} = \dot{M}_{lt}\Delta h_{lf}$ $\dot{Q} = \dot{M}\Delta h_m$ $\dot{Q} = k_a A_a \Delta t_m$ $\frac{1}{k_a} = \frac{1}{\alpha_a} + f_a + \frac{A_a \delta_w}{A_i \lambda_w} + \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{A_a}{A_i} f_i$ </p> | A_a A_i α_a α_i Δh_{lf} Δh_m Δt_m δ_w η_{BPL} η_{KRL} η_{WRL} η_{WTT} f_a f_i k_a λ_w \dot{M} \dot{M}_{lt} \dot{Q} R_h R_t | m2 m2 W/m2K W/m2K J/kg J/kg K m --- --- --- m2K/W m2K/W W/m2K W/mK kg/s kg/s W Stück Stück | Wärmeaustauscher-Fläche aussen Wärmeaustauscher-Fläche innen Wärmeübergangszahl aussen Wärmeübergangszahl innen Enthalpiedifferenz der feuchten Luft Enthalpiedifferenz des Heiz- oder Kühlmediums Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz Wärmeaustauscher-Rohre Wandstärke By-Pass-Wirkungsgrad zwischen den Lamellen Kontakt-Wirkungsgrad Rohre / Lamellen Wärmeübergangs-Wirkungsgrad Rohre / Lamellen Wärmeaustauscher-Wirkungsgrad total Verschmutzungsfaktor aussen Verschmutzungsfaktor innen Wärmedurchgangszahl bezüglich Aussenfläche Wärmeaustauscher-Rohre Wärmeleitfähigkeit Massenstrom des Heiz- oder Kühlmediums Massenstrom der trockenen Luft Leistung Anzahl Rohrreihen in der Höhe Anzahl Rohrreihen in der Tiefe | |

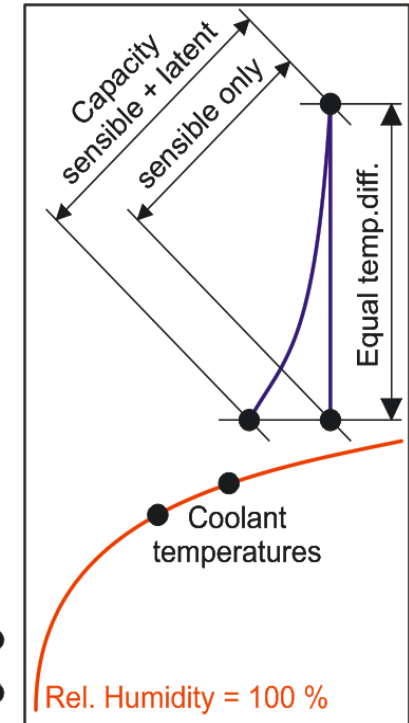
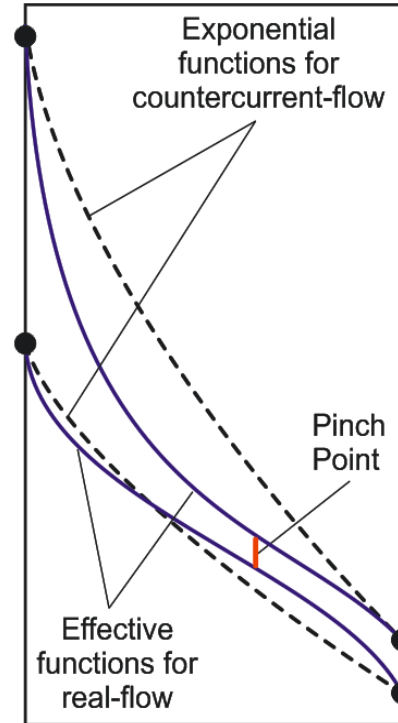
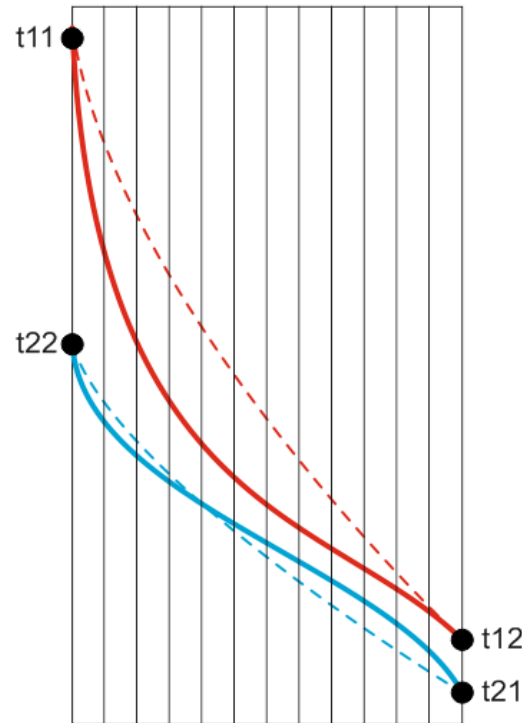
| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 13 |
|---|---|---------|------------------------------------|----------|
| Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz | t_{11} | °C | Eintrittstemperatur heisses Medium | |
| Gegenstrom | t_{12} | °C | Austrittstemperatur heisses Medium | |
| $\Delta t_1 = t_{11} - t_{22} \quad \Delta t_2 = t_{12} - t_{21} \quad \Delta t_1 = \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = \Delta t_1$ | t_{21} | °C | Eintrittstemperatur kaltes Medium | |
| $\Delta t_1 \neq \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)$ | t_{22} | °C | Austrittstemperatur kaltes Medium | |
| Gleichstrom | n | Stück | Anzahl Gegenstrompakete | |
| $\Delta t_1 = t_{11} - t_{21} \quad \Delta t_2 = t_{12} - t_{22} \quad \Delta t_1 = \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = \Delta t_1$ | i | --- | Zellen-Nummer | |
| $\Delta t_1 \neq \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)$ |  | | Gleichstrom | |
| Kreuzstrom |  | | Kreuzstrom 1-fach | |
| $p = (t_{11} - t_{12}) / (t_{11} - t_{21}) \quad q = (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{21})$ |  | | Kreuzgegenstrom 2-fach | |
| Kreuzstrom 1-fach |  | | Kreuzgegenstrom 3-fach | |
| $r = 1 - (q/p) \ln(1/(1-p)) \quad s = q / \ln(1/r)$ |  | | Kreuzgegenstrom 4-fach | |
| $\Delta t_m = s(t_{11} - t_{21})$ |  | | Kreuzgegenstrom 5-fach | |
| Kreuzgegenstrom 2-fach |  | | Kreuzgegenstrom 6-fach | |
| $p = q \rightarrow x = 1 - p / (2(p - 1))$ |  | | Kreuzgegenstrom 7-fach | |
| $p \neq q \rightarrow x = \frac{\sqrt{(1-q)/(1-p)} - q/p}{1 - q/p}$ |  | | Kreuzgegenstrom 8-fach | |
| $r = 1 - (q/p) \ln x \quad s = q / (2 \ln(1/r)) \quad \Delta t_m = s(t_{11} - t_{21})$ |  | | Kreuzgegenstrom 9-fach | |
| Kreuzgegenstrom n-fach |  | | Kreuzgegenstrom 10-fach | |
| $\Delta t_m = \dot{Q} / \sum_{i=1}^n k_{a(i)} A_{a(i)}$ |  | | Kreuzgegenstrom 11-fach | |
| |  | | Kreuzgegenstrom 12-fach | |
| |  | | Kreuzgegenstrom 13-fach | |
| |  | | Kreuzgegenstrom 14-fach | |
| |  | | Gegenstrom | |

| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 14 |
|------------------------------|--------|----------------|----------------------------------|----------|
| Kreuzgegenstrom n-fach | A_l | m ² | Wärmeaustauscher-Fläche Lamellen | |

Kühlprozess rein sensibel
Temperaturverlauf exponential
optimale Temperaturdifferenz
Zellen i = 1, 2, 3, 4, 5, ...n



Kühlprozess sensibel & latent
Temperaturverlauf verformt
reduzierte Temperaturdifferenz
Zellen i = 1, 2, 3, 4, 5, ...n



Flache Lamellen

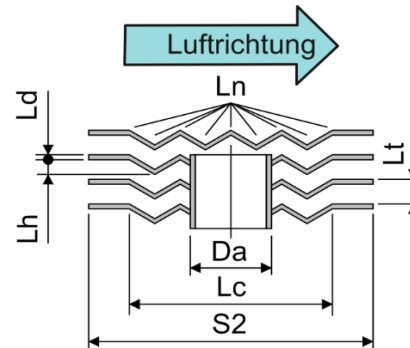
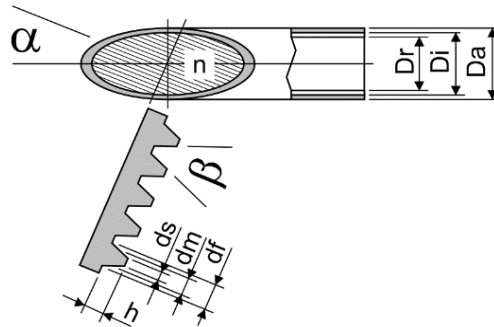
$$A_l = 2 \left(S_1 S_2 - \frac{D_a^2 \pi}{4} \right) R_t R_h \left(\frac{B}{L_t} - 1 \right)$$

Geprägte Lamellen

$$\xi_a = \arctan \left(\frac{L_h (L_n - 1)}{L_c} \right) \frac{180}{\pi} \quad f_a = \frac{(S_2 + L_c) + \left(\frac{L_c}{\cos(\xi_a \pi / 180)} \right)}{S_2}$$

$$A_l = 2 f_a \left(S_1 S_2 - \frac{D_a^2 \pi}{4} \right) R_t R_h \left(\frac{B}{L_t} - 1 \right)$$

| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 15 |
|---|----------|---------|---|----------|
| Wärmeaustauscher-Fläche aussen $A_r = D_a \pi (L_t - L_d) R_t R_h \left(\frac{B}{L_t} - 1 \right) \quad A_a = A_r + A_l$ | A_r | m2 | Wärmeaustauscher-Fläche WT-Rohre aussen | |
| | f_h | --- | Faktor für den Wärmeübergang | |
| | f_{dp} | --- | Faktor für den Druckverlust | |
| Wärmeaustauscher-Fläche innen mit glatten WT-Rohren $A_i = D_i \pi B R_t R_h$ | | | | |
| Wärmeaustauscher-Fläche innen mit gerillten WT-Rohren $d_m = \frac{(D_i + D_r) \pi}{4n} \quad A_{r1} = n \left[\left(\frac{2h}{\cos\left(\frac{\beta\pi}{360}\right)} \right) + \left(d_m - h \tan\left(\frac{\beta\pi}{360}\right) \right) \right]$ $A_{r2} = A_{r1} + \left[n \left(d_m \left(h \tan\left(\frac{\beta\pi}{360}\right) \right) \right) \right] \quad A_i = A_{r2} B R_t R_h$ | | | | |
| Geprägte Lamellen Einfluss auf den Wärmeübergang und den Druckverlust $f_x = 1 + \sin\left(\frac{L_n \pi}{180}\right) + 0.2 \left(\sin\left(\frac{L_n \pi}{180}\right) \right)^2 \quad f_y = (L_n + 1)^{0.05}$ $f_b = f_x f_y \quad f_e = \frac{L_h}{L_t - L_d} \quad f_h = f_b^{f_e} \quad f_{dp} = f_h^{L_n}$ | | | | |
| Wärmeübergangszahl aussen <p>Die Gleichungen des VDI-Wärmeatlas der Jahre 1955 bis 1984 liefern zu hohe, die der Jahre 1985 bis 1997 zu tiefe Werte für die Wärmeübergangszahl der feuchten Luft. Dieser Umstand ist positiv, erlaubt er doch das Kalibrieren aufgrund von Messungen in Labors. So zeigten Untersuchungen beim TUEV, dass der Mittelwert der beiden Ansätze, also ein Verhältnis von 1:1, eine Übereinstimmung mit den Messungen ergab. VDI-Atlanten neueren Datums sind unbrauchbar weil diverse Autoren sich an Doppelintegralen von Null bis Unendlich und ähnlich nicht umsetzbaren mathematischen Exzessen zugewendet haben.</p> | | | | |



| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 16 |
|---|--|---|--|----------|
| Wärmeübergangszahl aussen (VDI 1955 bis 1984) $a = \frac{S_1}{D_a} \quad b = \frac{S_2}{D_a} \quad \psi = \left(1 - \frac{\pi}{4a}\right) \frac{L_t - L_d}{L_t} \quad f_{a(\text{versetzt})} = 1 + \frac{2}{3b}$ $f_{a(\text{fluchtend})} = 1 + \frac{0.7 \left(\frac{b}{a} - 0.3\right)}{\psi^{1.5} \left(\frac{b}{a} + 0.7\right)^2} \quad f_k = \frac{1 + f_a(R_t - 1)}{R_t}$ $l_{hyd} = \frac{D_a \pi}{2} \quad V_{lfm} = \frac{\dot{M}_{lt}(1 + x_{lfm})}{\rho_{lfm}} \quad c_l = \frac{V_{lfm}}{BH}$ $Re_l = \frac{c_l l_{hyd} \rho_{lfm}}{\psi \eta_{lfm}} \quad cp_{lfm} = \frac{\Delta h_{lf}}{\Delta t_{lf}} \quad Pr_l = \frac{\eta_{lfm} cp_{lfm}}{\lambda_{lfm}}$ | c_l cp_{lfm} Δt_{lf} η_{lfm} λ_l λ_{lfm} ρ_{lfm} V_{lfm} x_{lfm} | m/s J/kgK K Pas W/mK W/mK kg/m ³ m ³ /s kg/kg | Mittlere Luftanströmgeschwindigkeit Wärmekapazität der feuchten Luft im Mittel Temperaturdifferenz der feuchten Luft Dynamische Viskosität der feuchten Luft im Mittel Wärmeleitfähigkeit der Lamelle Wärmeleitfähigkeit der feuchten Luft im Mittel Dichte der feuchten Luft im Mittel Volumenstrom der feuchten Luft im Mittel Absolute Feuchte der Luft im Mittel | |
| $Nu_1 = 0.644 Re_l^{0.5} Pr_l^{1/3} \quad Nu_2 = \frac{0.037 Re_l^{0.8} Pr_l}{1 + 2.443 Re_l^{-0.1} (Pr_l^{2/3} - 1)} \quad Nu_3 = 0.3 + \sqrt{Nu_1^2 + Nu_2^2} \quad Nu_l = f_k Nu_3 \quad \alpha_l = \frac{f_h Nu_l \lambda_{lfm}}{l_{hyd}}$ $\rho_{me} = 1.28 \frac{S_2}{D_a} \sqrt{\frac{S_1}{S_2} - 0.2} \quad h_{me} = \frac{D_a}{2} (\rho_{me} - 1) (1 + 0.35 \ln \rho_{me}) \quad X = h_{me} \sqrt{\frac{2\alpha_l}{\lambda_l L_d}} \quad \vartheta = \frac{Tanh X}{X} \eta_{KRL} \quad \eta_l = 1 - \frac{A_l}{A_a} (1 - \vartheta) \quad \alpha_{a(alt)} = \eta_l \alpha_l$ | | | | |
| Wärmeübergangszahl aussen (VDI 1985 bis 1997) $a = \frac{S_1}{D_a} \quad b = \frac{S_2}{D_a} \quad \psi = \frac{S_1 L_t}{(S_1 - D_a)(L_t - L_d)} \quad c_l = \frac{\psi V_{lfm}}{BH} \quad Re_l = \frac{c_l D_a \rho_{lfm}}{\eta_{lfm}} \quad Pr_l = \frac{\eta_{lfm} cp_{lfm}}{\lambda_{lfm}}$ $\vartheta = \frac{2 \left((S_1 S_2) - (D_a^2 \pi / 4) \right) + (D_a \pi (L_t - L_d))}{D_a \pi L_t} \quad R_t \leq 3 \rightarrow f_{a(\text{fluchtend})} = 0.2 \quad R_t > 3 \rightarrow f_{a(\text{fluchtend})} = 0.22$ $R_t \leq 2 \rightarrow f_{a(\text{versetzt})} = 0.33 \quad R_t = 3 \rightarrow f_{a(\text{versetzt})} = 0.36 \quad R_t > 3 \rightarrow f_{a(\text{versetzt})} = 0.38 \quad Nu_l = f_a Re_l^{0.6} \vartheta^{-0.15} Pr_l^{(1/3)}$ $\alpha_l = \frac{f_h Nu_l \lambda_{lfm}}{D_a} \quad l_r = \sqrt{\left(\frac{S_1}{2}\right)^2 + S_2^2} \quad S_2 < \frac{S_1}{2} \rightarrow \rho_{me(\text{versetzt})} = 1.27 \frac{2S_2}{D_a} \sqrt{\frac{l_r}{2S_2} - 0.3} \quad S_2 \geq \frac{S_1}{2} \rightarrow \rho_{me(\text{versetzt})} = 1.27 \frac{S_1}{D_a} \sqrt{\frac{l_r}{S_1} - 0.3}$ | | | | |

| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 17 |
|---|--------------|---------|---|----------|
| $S_1 < S_2 \rightarrow \rho_{me(fluchtend)} = 1.28 \frac{S_1}{D_a} \sqrt{\frac{S_2}{S_1}} - 0.2$ | $f_{w(alt)}$ | --- | Faktor Wärmeübergangszahl VDI 1955 bis 1984 | |
| $S_1 \geq S_2 \rightarrow \rho_{me(fluchtend)} = 1.28 \frac{S_2}{D_a} \sqrt{\frac{S_1}{S_2}} - 0.2$ | $f_{w(neu)}$ | --- | Faktor Wärmeübergangszahl VDI 1985 bis 1997 | |
| $h_{me} = \frac{D_a}{2} (\rho_{me} - 1) (1 + 0.35 \ln \rho_{me})$ | k_g | --- | Oberflächentemperatur-Faktor | |
| $X = h_{me} \sqrt{\frac{2\alpha_l}{\lambda_l L_d}}$ | t_l | °C | Temperatur der feuchten Luft | |
| $\vartheta = \frac{Tanh X}{X} \eta_{KRL}$ | t_m | °C | Kühlmediumtemperatur | |
| $\eta_l = 1 - \frac{A_l}{A_a} (1 - \vartheta)$ | t_o | °C | Oberflächentemperatur aussen im Mittel | |
| $\alpha_{a(neu)} = \eta_l \alpha_l$ | | | | |

Wärmeübergangszahl aussen im Mittel

$$\alpha_a = \frac{f_{w(alt)} \alpha_{a(alt)} + f_{w(neu)} \alpha_{a(neu)}}{f_{w(alt)} + f_{w(neu)}}$$

Wärmedurchgangszahl bezüglich Aussenfläche

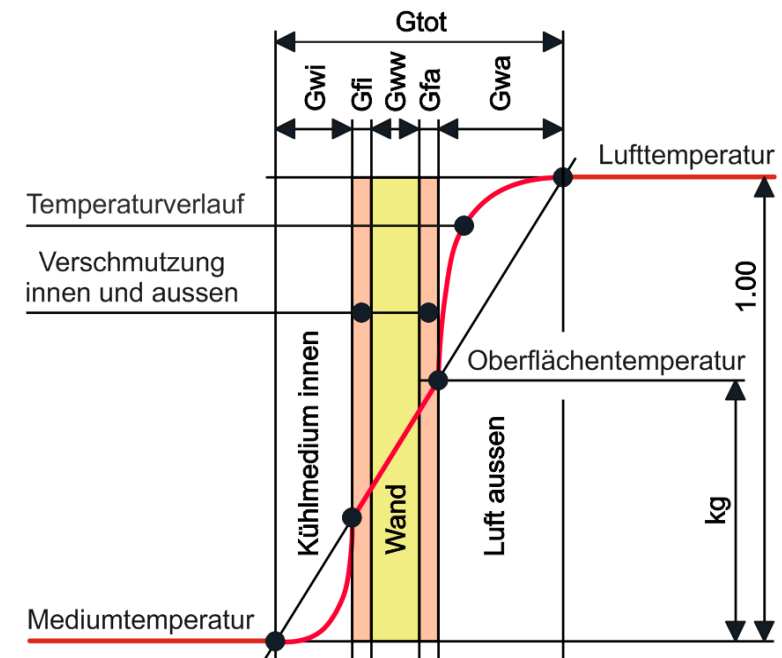
$$G_{wa} = \frac{1}{\alpha_a} \quad G_{fa} = f_a \quad G_{ww} = \frac{A_a \delta_w}{A_i \lambda_w} \quad G_{wi} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} \quad G_{fi} = \frac{A_a}{A_i} f_i$$

$$G_{tot} = G_{wa} + G_{fa} + G_{ww} + G_{wi} + G_{fi} \quad k_a = \frac{1}{G_{tot}}$$

Luftkühler: Oberflächentemperatur der feuchten Luft

$$\eta_{WTT} = 1.00 \rightarrow k_g = \frac{G_{tot} - G_{wa}}{G_{tot}} \quad \eta_{WTT} < 1.00 \rightarrow m = \eta_{WTT}^4 \rightarrow k_g = \left(\frac{G_{tot} - G_{wa}}{G_{tot}} \right)^m$$

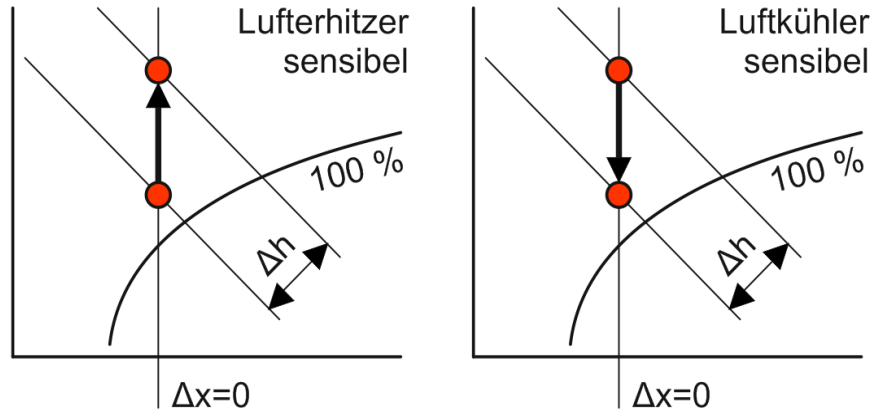
$$t_o = t_m + k_g (t_l - t_m)$$



Je schlechter der Wärmeaustauscher-Wirkungsgrad total ist, desto höher ist die Oberflächentemperatur der Luft. Dies gilt für viel zu dünne Lamellen mit schlechtem Kontakt zum WT-Rohr, für wenig Rohreihen in der Tiefe und für grosse Lamellenteilungen infolge Bypass-Effekt. Solche Luftkühler weisen zu wenig latente Leistung auf und können ergo kaum Kondensat bilden.

Druckverlust aussen

$\Delta x = 0 \rightarrow$ Lufterhitzer und Luftkühler sensibel



$$\Delta p_R$$

$$\text{Pa}$$

Druckverlust durch die WT-Rohre

$$\Delta p_L$$

$$\text{Pa}$$

Druckverlust durch die Lamellen

$$\Delta p_{l(tr)}$$

$$\text{Pa}$$

Druckverlust der Luft (trocken)

$$c_l = \frac{V_{lfm}}{BH}$$

$$a = \frac{S_1}{D_a}$$

$$b = \frac{S_2}{D_a}$$

$$\Omega = \frac{S_1 - D_a L_t - L_d}{S_1 L_t}$$

$$Re_l = \frac{c_l D_a \rho_{lfm}}{\Omega \eta_{lfm}}$$

$$A_1 = \frac{280\pi (0.75 + (b^{0.5} - 0.6)^2)}{a^{1.6}(4ab - \pi)}$$

$$\xi_1 = \frac{A_1}{Re_l}$$

$$A_{2(versetzt)} = 2.5 + \frac{1.2}{(a - 0.85)^{1.08}} + 0.4 \left(\frac{b}{a} - 1 \right)^3 - 0.01 \left(\frac{a}{b} - 1 \right)^3$$

$$\xi_{2(versetzt)} = \frac{A_2}{Re_l^{0.25}} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{1}{R_t} - 0.1 \right)$$

$$\xi_{R(versetzt)} = \xi_1 + \xi_2 \left(1 - e^{-\left(\frac{Re_l + 200}{1000} \right)} \right)$$

$$A_{2(fluchtend)} = 0.03(a - 1)(b - 1) + \left(0.22 + 1.2 \frac{\left(1 - \frac{0.94}{b} \right)^{0.6}}{(a - 0.85)^{1.3}} \right) 10^{\left(\frac{b}{a} - 1.5 \right)}$$

$$\xi_{2(fluchtend)} = \frac{A_2}{Re_l^{0.1} \left(\frac{b}{a} \right)} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{1}{R_t} - 0.1 \right)$$

$$\xi_{R(fluchtend)} = \xi_1 + \xi_2 \left(1 - e^{-\left(\frac{Re_l + 1000}{2000} \right)} \right)$$

$$\Delta p_R = \xi_R R_t \rho_l \frac{c_l^2}{2\Omega^2}$$

$$d_{hyd} = 1.8(L_t - L_d) + 0.1D_a$$

$$Re_l = \frac{c_l d_{hyd} \rho_{lfm}}{\Omega \eta_{lfm}}$$

$$\delta = \frac{L_t - L_d}{S_1 - D_a}$$

$$\beta = 0.84 + 0.66e^{-\frac{\delta}{0.33}}$$

$$r_l = 0.000078$$

$$\xi_1 = \beta \frac{64}{Re_l}$$

$$\xi_2 = \left(2 \log \left(\frac{d_{hyd}}{r_l} \right) + 1.14 \right)^{-2}$$

$$\xi_3 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_l \sqrt{\xi_3}} + \frac{r_l}{3.71 d_{hyd}} \right) \right)^{-2}$$

$$\xi_4 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3)$$

$$\xi_{L(versetzt)} = 0.25 + \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\xi_4 S_2}{d_{hyd}}$$

$$\xi_{L(fluchtend)} = 0.25 + \frac{\xi_4 S_2}{d_{hyd}}$$

$$\Delta p_L = \xi_L R_t \rho_l \frac{c_l^2}{2\Omega^2} f_{dp}$$

$$\Delta p_{l(tr)} = \Delta p_R + \Delta p_L$$

Lamellierte Wärmeaustauscher

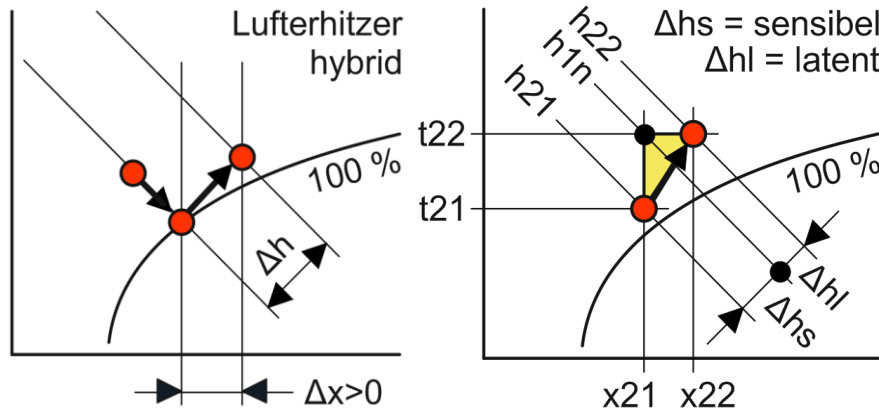
Symbol

Einheit

Beschreibung

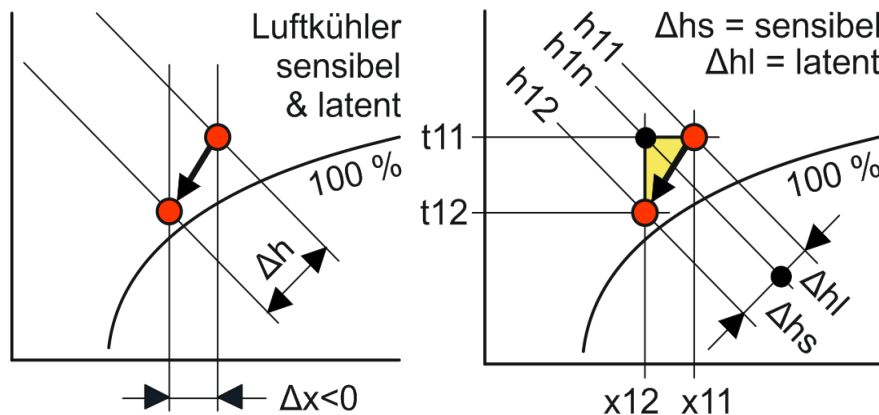
Seite 19

$\Delta x > 0 \rightarrow$ **Lufterhitzer hybrid = sensibel und latent**



Die Gleichungen sind identisch mit denen für sensible Lufterhitzer und Luftkühler bis und mit zum Druckverlust der Luft trocken, siehe Seite 18. Nun folgt die Berechnung für den Druckverlust mit besprühten Lamellen.

$\Delta x < 0 \rightarrow$ **Luftkühler sensibel und latent**



cp_{km}

J/kgK

Wärmekapazität von Kondensat im Mittel

$\Delta h_{lf(sen)}$

J/kg

Enthalpiedifferenz der feuchten Luft (sensibel)

$\Delta p_{l(na)}$

Pa

Druckverlust der Luft (nass)

η_{km}

Pas

Dynamische Viskosität von Kondensat im Mittel

$f_{l(na)}$

Druckverlust-Faktor (nass)

f_n

Faktor für Zellen mit Kondensatbildung

λ_{km}

W/mK

Wärmeleitfähigkeit von Kondensat im Mittel

n

Erste von 15 Zellen mit Kondensatbildung

ρ_{km}

kg/m3

Dichte von Kondensat im Mittel

$$\Delta h_{lf(sen)} = h_{1n} - h_{21} \quad f_{l(na)} = \left(\frac{\Delta h_{lf}}{\Delta h_{lf(sen)}} \right)^{0.33} \quad \Delta p_{l(na)} = f_{l(na)} \Delta p_{l(tr)}$$

$$f_n = \frac{16 - n}{15}$$

$$f_u = 0.04 f_n (1 - e^{-\Delta x / 0.004})$$

$$f_v = \frac{\Delta x / \rho_{km}}{\left(((1 - \Delta x) / \rho_{lfm}) + (\Delta x / \rho_{km}) \right)}$$

$$\rho_{lfm} = \rho_{lfm}(1 - f_v) + \rho_{km} f_v$$

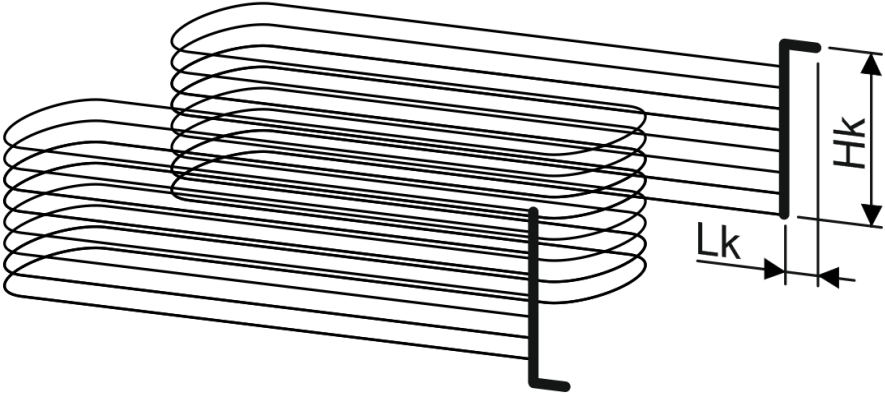
$$cp_{lfm} = cp_{lfm}(1 - \Delta x) + cp_{km} \Delta x$$

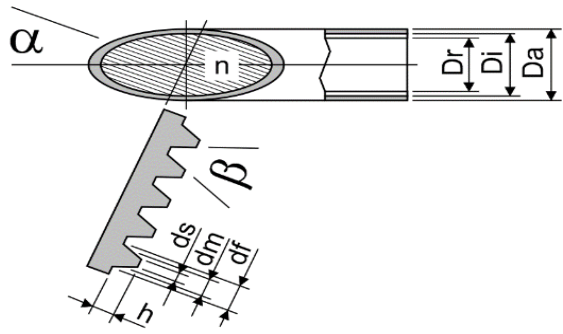
$$\lambda_{lfm} = \lambda_{lfm}(1 - f_u) + \lambda_{km} f_u$$

$$\eta_{lfm} = \eta_{lfm}(1 - \Delta x) + \eta_{km} \Delta x$$

Mit den korrigierten Stoffwerten (feuchte Luft mit Kondensat) können nun die Gleichungen für sensible Lufterhitzer und Luftkühler bis und mit zum Druckverlust der Luft trocken angewendet werden, siehe Seite 18. Nun folgt die Berechnung für den Druckverlust mit Kondensat auf den Lamellen.

$$\Delta h_{lf(sen)} = h_{1n} - h_{12} \quad f_{l(na)} = \left(\frac{\Delta h_{lf}}{\Delta h_{lf(sen)}} \right)^{0.33} \quad \Delta p_{l(na)} = f_{l(na)} \Delta p_{l(tr)}$$

| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 20 |
|---|--------------|-------------------|--|----------|
| Definition zur Verschaltung und zu den Kollektoren Beispiel Number of Circuits (NC) = 8 Anzahl Passagen pro NC (PA) = 4 | c_{km} | m/s | Geschwindigkeit vom Medium im Kollektor | |
| | cp_m | J/kgK | Wärmekapazität vom Medium | |
| | D_{ki} | m | Kollektor-Innendurchmesser | |
| | Δp_k | Pa | Kollektor-Druckverlust innen | |
| | η_m | Pas | Dynamische Viskosität vom Medium | |
| | λ_m | W/mK | Wärmeleitfähigkeit vom Medium | |
| | NC | --- | Number of Circuits (Anzahl Abgänge ab Kollektor) | |
| | PA | --- | Anzahl Passagen pro NC | |
| | Q_{ki} | m ² | Kollektor-Querschnittsfläche innen | |
| | r_k | m | Rauigkeit im Kollektor | |
| | ρ_m | kg/m ³ | Dichte vom Medium | |
|  | | | | |
| Druckverlust in den Kollektoren $\Delta h_m = cp_m \Delta t_m \quad \dot{M} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h_m} \quad \dot{V} = \frac{\dot{M}}{\rho_m} \quad Q_{ki} = \frac{D_{ki}^2 \pi}{4} \quad c_{km} = \frac{\dot{V}}{Q_{ki}} \quad Re_{km} = \frac{c_{km} D_{ki} \rho_m}{\eta_m}$ $r_{k(Kupfer)} = 0.000002 \quad r_{k(Stahl\ rostfrei)} = 0.000080 \quad r_{k(Stahl\ verzinkt)} = 0.000160 \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{km}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{km}^{-0.25}$ $\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{km}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left(\log (Re_{km} \sqrt{\xi_4}) \right)^{-2} \quad \xi_5 = \left(2 \log \left(\frac{D_{ki}}{r_{km}} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_{km} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_{km}}{3.71 D_{ki}} \right) \right)^{-2}$ $Re_{km} < 100 \rightarrow \xi_7 = \xi_1 \quad Re_{km} \geq 100 \rightarrow \xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{km} = \frac{\xi_7 (H_k + L_k)}{D_{ki}} + 3 \quad \Delta p_k = \xi_{km} \rho_m \frac{c_{km}^2}{2}$ | | | | |

| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 21 |
|--|--|---|--|----------|
| Definition zu den Glattrohren $Q_{ri} = NC \frac{D_i^2 \pi}{4} \quad D_{hyd} = D_i \quad r_{r(Kupfer)} = 0.000002$ $r_{r(Stahl\ rostfrei)} = 0.000080 \quad r_{r(Stahl\ verzinkt)} = 0.000160$ | Q_{ri} D_{hyd} Δp_r Δp_{ti} | m ² m Pa Pa | WT-Rohre-Querschnittsfläche innen total Hydraulischer Durchmesser der WT-Rohre innen Druckverlust in den WT-Rohren Druckverlust total innen | |
| Definition zu den Innenrillenrohren $Q_{ri} = NC \frac{(D_i + D_r)^2 \pi}{16} \quad D_{hyd} = \frac{4Q_{ri}}{A_{r2}}$ $r_{rr(Kupfer)} = 0.000002$ $r_{rr(Stahl\ rostfrei)} = 0.000080$ $r_{rr(Stahl\ verzinkt)} = 0.000160 \quad r_r = r_{rr} + h \sin\left(\frac{\alpha \pi}{180}\right)^4$ |  | | | |
| Druckverlust in den WT-Rohren für Medien ohne Aggregatzustandsänderung $c_{rm} = \frac{\dot{V}}{Q_{ri}} \quad Re_{rm} = \frac{c_{rm} D_{hyd} \rho_m}{\eta_m} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25} \quad \xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left(\log \left(Re_{rm} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2}$ $\xi_5 = \left(2 \log \left(\frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right)^{-2} \quad \xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{rm} = \frac{PA \xi_7 B}{D_{hyd}} + (PA - 1)$ $\Delta p_r = \xi_{rm} \rho_m \frac{c_{rm}^2}{2}$ | | | | |
| Druckverlust innen im Wärmeaustauscher total $\Delta p_{ti} = \Delta p_r + \Delta p_{k(Eintrittskollektor)} + \Delta p_{k(Austrittskollektor)}$ | | | | |

| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 22 |
|--|--|---|--|----------|
| Wärmeübergangszahl innen Medien ohne Aggregatzustandsänderung Dies bezieht sich auf Flüssigkeiten oder Gase, also auch für Kondensatoren bezüglich Heissgas-Kühlung und Kondensat-Unterklühlung und für Einspritzverdampfer bezüglich der Sauggas-Überhitzung. $Pr_m = \frac{\eta_m c p_m}{\lambda_m} \quad \xi_m = (1.82 \log(Re_{rm} - 1.64))^{-2}$ $Nu_1 = \frac{\frac{\xi_m}{8} (Re_m - 1000) Pr_m}{1 + 12.7 \left(Pr_m^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \sqrt{\frac{\xi_m}{8}}}$ $Nu_2 = \sqrt[3]{3.66^3 + 1.61^3 Re_{rm} Pr_m \frac{D_{hyd}}{B}}$ $Nu_3 = 0.664 Pr_m^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{Re_m D_{hyd}}{B}} \quad Nu_m = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3)$ $\alpha_{i(Glattrohre)} = \frac{Nu_m \lambda_m}{D_{hyd}}$ | η_{liq} g λ_{liq} ρ_{liq} R | Pas m/s ² W/mK kg/m ³ J/kg | Viskosität Medium auf Liquidus Fallbeschleunigung = 9.81 m/s ² Wärmeleitfähigkeit Medium auf Liquidus Dichte Medium auf Liquidus Verdampfungswärme Medium | |
| Medien mit Aggregatzustandsänderung (Boris Slipcevic) Kondensation, Verdampfung im Einspritz- und im überfluteten Betrieb. Die Gleichungen stehen in einem engen Zusammenhang, führen ergo nur durch Iteration zu einem Ergebnis. Hohe Geschwindigkeiten verbessern den Wärmeübergang, führen aber zu höheren Druckverlusten, welche die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz verringern. Der Druckverlust muss deshalb von Pa in K umgerechnet werden. Kondensation $f_{lam} = 0.943 \left(\frac{\lambda_{liq}^3 \rho_{liq}^2 R g}{\eta_{liq} B} \right)^{0.25}$ $f_{turb} = 0.003 \left(\frac{\lambda_{liq}^3 \rho_{liq}^2 B g}{\eta_{liq}^3 R} \right)^{0.5}$ $\alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(lam)}, \alpha_{i(turb)})$ | $g_{i(lam)} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_{i(lam)}}$ $g_{i(turb)} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_{i(turb)}}$ | $g_{t(lam)} = \frac{1}{k_a}$ $g_{t(turb)} = \frac{1}{k_a}$ | $\Delta t_{lam} = \frac{g_{i(lam)}}{g_{t(lam)}} \quad \alpha_{i(lam)} = f_{lam} \Delta t_{lam}^{0.25}$ $\Delta t_{turb} = \frac{g_{i(turb)}}{g_{t(turb)}} \quad \alpha_{i(turb)} = f_{turb} \Delta t_{turb}^{0.5}$ | |

| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 23 |
|---|---|---|--|--|
| Einspritz-Verdampfung $K_1 = \frac{\lambda_{liq} \rho_{liq}^{0.06}}{g^{0.3} \rho_{sol}^{0.66} \eta_{liq}^{0.575} \eta_{sol}^{0.225}} \quad B_1 = \sqrt{\frac{2S_t}{g(\rho_{liq} - \rho_{sol})}}$ $D_1 = 0.511B_1 \quad F_1 = 0.56 \sqrt{\frac{g}{D_1}} \quad Q_i = \frac{\dot{Q}}{A_i} \quad H_d = R(1 - F_{ge})$ $B_2 = \frac{2.059 \lambda_{liq}^{0.6} H_d^{0.133} r_r^{0.133} \rho_{sol}^{0.133}}{g^{0.2} (t_o + 273.16)^{0.4} S_t^{0.3} F_1^{0.266} D_1^{0.399} \rho_{liq}^{0.233}}$ $\dot{M} = \frac{\dot{Q}}{H_d} \quad \dot{m} = \frac{\dot{M}}{Q_{ri}} \quad \alpha_{i(konv)} = \frac{0.9(1 - F_{ge})^{0.1} K_1 \dot{m}^{1.4}}{D_{hyd}^{0.5}}$ $\alpha_{i(blas)} = \frac{0.9(1 - F_{ge})^{0.1} B_2 \dot{m}^{0.1} Q_i^{0.7}}{D_{hyd}^{0.5}} \quad \alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(konv)}, \alpha_{i(blas)})$ | η_{sol} F_{ge} H_d \dot{m} P_u ρ_{sol} S_t t_o | Pas --- J/kg kg/sm2 --- kg/m3 N/m °C | Viskosität Medium auf Solidus Flashgasanteil am Eintritt Enthalpiedifferenz Massenstromdichte Pumpenumlauf-Faktor Dichte Medium auf Solidus Oberflächenspannung Medium Verdampfungstemperatur auf Solidus | |
| Pumpenumlauf-Verdampfung $K_1 = \frac{\lambda_{liq} \rho_{liq}^{0.06}}{g^{0.3} \rho_{sol}^{0.66} \eta_{liq}^{0.575} \eta_{sol}^{0.225}} \quad B_1 = \sqrt{\frac{2S_t}{g(\rho_{liq} - \rho_{sol})}} \quad D_1 = 0.511B_1$ $F_1 = 0.56 \sqrt{\frac{g}{D_1}} \quad Q_i = \frac{\dot{Q}}{A_i} \quad H_d = \frac{R}{P_u} \quad \dot{M} = \frac{\dot{Q}}{H_d} \quad \dot{m} = \frac{\dot{M}}{Q_{ri}}$ $B_2 = \frac{2.059 \lambda_{liq}^{0.6} H_d^{0.133} r_r^{0.133} \rho_{sol}^{0.133}}{g^{0.2} (t_o + 273.16)^{0.4} S_t^{0.3} F_1^{0.266} D_1^{0.399} \rho_{liq}^{0.233}} \quad \alpha_{i(konv)} = \frac{K_1 \dot{m}^{1.4}}{D_{hyd}^{0.5}}$ $\alpha_{i(blas)} = \frac{B_2 \dot{m}^{0.1} Q_i^{0.7}}{D_{hyd}^{0.5}} \quad \alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(konv)}, \alpha_{i(blas)})$ | | | | <p>Einspritz-Verdampfer Kapillar-Druckverlust</p> <p>Pumpenumlauf-Verdampfer</p> <p>Verdampfer-Heissgas-abtauung oder Kondensator im Change-Over-Betrieb</p> |

Einfluss Innenrillenrohre auf Wärmeübergangszahl innen

$$d_f = d_m + \left(h \tan \left(\frac{\beta \pi}{360} \right) \right) \quad d_s = d_m - \left(h \tan \left(\frac{\beta \pi}{360} \right) \right)$$

$$d_{ir} = 0.75d_f + 0.25d_s \quad X = d_{ir} \sqrt{\frac{2 \alpha_i}{\lambda_w d_{ir}}} \quad Y = \frac{\tanhyp(X)}{X} \quad Z = 1 - \left(\frac{(1 - Y) A_{r1}}{A_{r2}} \right)$$

$$\alpha_{i(\text{Innenrillenrohre})} = Z \alpha_{i(\text{Glattrohre})}$$

Druckverlust in den WT-Rohren für Medien mit Aggregatzustandsänderung

Druckverlust bei der Kondensation

$$f_v = \frac{\eta_{liq}}{\eta_{sol}} \quad f_d = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{sol}} \quad f_{w1} = \frac{f_v \dot{m}^{0.5}}{62 \eta_{liq}^{1/6} g^{1/6} \rho_{liq}^{1/3} f_d^{0.1}}$$

$$f_{w2} = \sum_{n=1}^{10} 0.1 \left((0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} + f_{w1} (0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} (1.05 - 0.1n)^{0.5} \right)^{19/8}$$

$$Re_{rm} = \frac{\dot{m} D_{hyd}}{\eta_{liq}} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25}$$

$$\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left(2 \log \left(Re_{rm} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2}$$

$$\xi_5 = \left(2 \log \left(\frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right)^{-2}$$

$$\xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{rm} = PA \left(\frac{\xi_7 B}{D_{hyd}} + 1 \right) + 5$$

$$\Delta p_r = \left(\frac{\xi_{rm} f_{w2} \dot{m}^2}{2 \rho_{sol}} \right) + \left(\dot{m}^2 \left(\frac{1}{\rho_{liq}} - \frac{1}{\rho_{sol}} \right) \right) \quad \Delta p_{r(K)} = \frac{\Delta p_r}{G_r}$$

$\Delta p_{r(K)}$

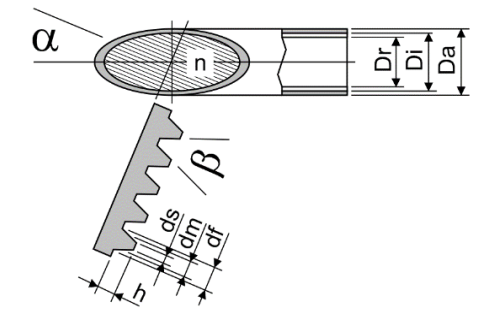
K

Druckverlust total innen

G_r

Pa/K

Gradient



Gradient, gültig für Kondensation und Verdampfung

Kältemittel R410A nach REFPROP

| Temp. (t) °C | Druck (p) Pa | Gradient (Gr) Pa/K |
|-----------------|-----------------|-----------------------|
| 30.00 | 1889338.04 | |
| 32.00 | 1988619.80 | 50611.13 |
| 34.00 | 2091782.57 | 52578.39 |
| 36.00 | 2198933.37 | 54600.09 |
| 38.00 | 2310182.92 | 56678.16 |
| 40.00 | 2425646.03 | 58814.84 |
| 42.00 | 2545442.29 | 61012.67 |
| 44.00 | 2669696.70 | 63274.56 |
| 46.00 | 2798540.51 | 65603.88 |
| 48.00 | 2932112.21 | 68004.53 |
| 50.00 | 3070558.64 | |

Vereinfachte Berechnungs-Methode
siehe grüne Zellen oben

$$G_{r(40)} = \frac{p_{42} - p_{38}}{t_{42} - t_{38}} = 58814.84$$

Der Fehler beträgt 0.0183 %
gegenüber der genauen Methode

Je näher man jedoch in den Bereich
des kritischen Punktes kommt,
steigt der Fehler beträchtlich an !

Polynom-Approximation nach Table Curve 2D

$$p = a + bt + ct^2 + dt^3$$

a = 777887.5515
b = 27693.40974
c = 234.7441189
d = 2.568982299

Gradient = Differential nach t

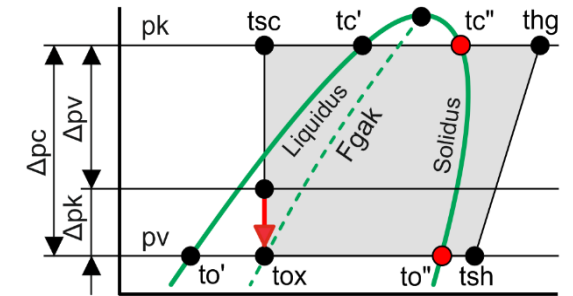
$$G_r = b + 2ct + 3dt^2$$

t = 40 → Gr = 58804.05

Gradient = Pa/K)

Temp. (°C)

| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 25 |
|---|--|---------|-------------------------------------|----------|
| Druckverlust bei der Einspritz-Verdampfung | | | | |
| $f_v = \frac{\eta_{liq}}{\eta_{sol}} \quad f_d = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{sol}} \quad f_{w1} = \frac{f_v \dot{m}^{0.5}}{62 \eta_{liq}^{1/6} g^{1/6} \rho_{liq}^{1/3} f_d^{0.1}}$ | D_{ak} | m | Aussendurchmesser der Kapillaren | |
| $f_{w2} = \sum_{n=1}^{10} 0.1 \left((0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} + f_{w1} (0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} (1.05 - 0.1n)^{0.5} \right)^{19/8}$ | D_{ik} | m | Innendurchmesser der Kapillaren | |
| $Re_{rm} = \frac{\dot{m} D_{hyd}}{\eta_{sol}} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25}$ | Δp_k | Pa | Druckverlust in den Kapillaren | |
| $\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left(2 \log \left(Re_{rm} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2}$ | S_k | m | Wandstärke der Kapillaren | |
| $\xi_5 = \left(2 \log \left(\frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right)^{-2}$ | F_{gak} | --- | Flashgas am Austritt der Kapillaren | |
| $\Delta p_r = \left(\frac{\xi_{rm} f_{w2} \dot{m}^2}{2 \rho_{sol}} \right) + \left(\dot{m}^2 \left(\frac{1}{\rho_{sol}} - \frac{1}{\rho_{liq}} \right) \right) \quad \Delta p_{r(K)} = \frac{\Delta p_r}{G_r}$ | $h_{(...)}$ | J/kg | Enthalpie bei (...) | |
| | L_k | m | Länge der Kapillaren | |
| Druckverlust in den Kapillaren | | | | |
| $F_{gak} = 1 - \frac{R - h_{(tsc)} + h_{(to'')}}{R} \quad \eta_m = F_{gak} \eta_{sol} + (1 - F_{gak}) \eta_{liq}$ | ρ_m | | | |
| $\dot{V}_m = \frac{\dot{M}}{\rho_m} \quad Q_{ki} = NC \frac{D_{ik}^2 \pi}{4} \quad Re_{km} = \frac{\dot{m} D_{ik}}{\eta_m} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{km}}$ | $\xi_2 = 0.3164 Re_{km}^{-0.25}$ | | | |
| $\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{km}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left(2 \log \left(Re_{km} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2} \quad \xi_5 = \left(2 \log \left(\frac{D_{ik}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2}$ | $\xi_6 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_{km} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{ik}} \right) \right)^{-2}$ | | | |
| $\xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{km} = PA \left(\frac{\xi_7 L_k}{D_{ik}} \right) + 2.5 \quad \Delta p_k = \frac{\xi_{km} \dot{m}^2}{\rho_m}$ | | | | |



| Lamellierte Wärmeaustauscher | Symbol | Einheit | Beschreibung | Seite 26 |
|------------------------------|--------|---------|--------------|----------|
|------------------------------|--------|---------|--------------|----------|

| | | | | |
|---|----------|-----|----------------------------|--|
| Druckverlust bei der Pumpenumlauf-Verdampfung | F_{ga} | --- | Flashgasanteil am Austritt | |
|---|----------|-----|----------------------------|--|

$$f_v = \frac{\eta_{liq}}{\eta_{sol}} \quad f_d = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{sol}} \quad f_{w1} = \frac{f_v \dot{m}^{0.5}}{62 \eta_{liq}^{1/6} g^{1/6} \rho_{liq}^{1/3} f_d^{0.1}} \quad F_{ga} = \frac{1}{P_u} \quad q = \frac{F_{ga}}{20}$$

$$f_{w2} = \sum_{n=1}^{10} 0.1 \left((q(2n-1))^{\frac{14}{19}} + f_{w1} (q(2n-1))^{\frac{14}{19}} (F_{ga} - q(2n-1))^{0.5} \right)^{19/8}$$

$$Re_{rm} = \frac{\dot{m} D_{hyd}}{\eta_{liq}} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25}$$

$$\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left(2 \log (Re_{rm} \sqrt{\xi_4}) \right)^{-2} \quad \xi_5 = \left(2 \log \left(\frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_5 = \left(2 \log \left(\frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2}$$

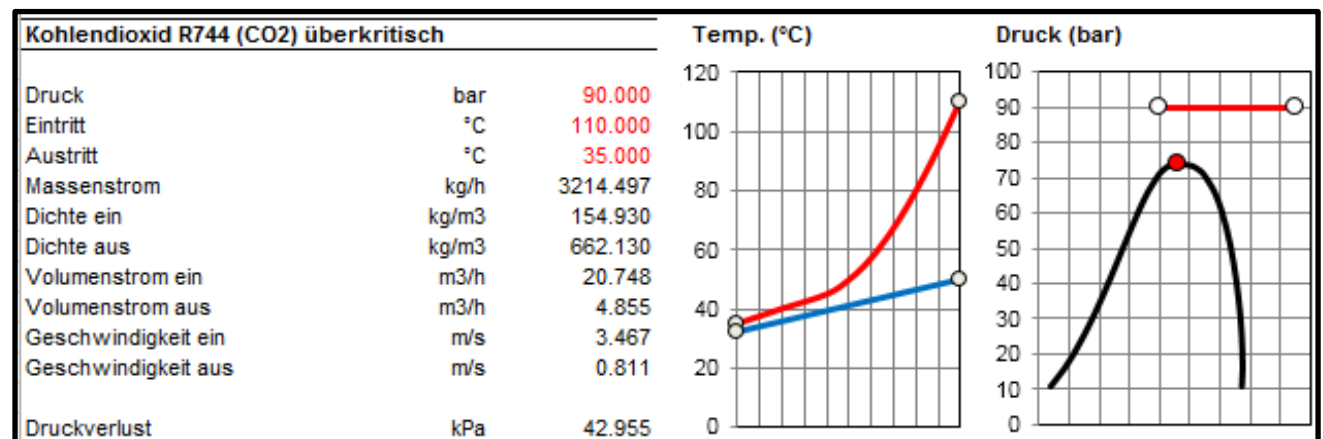
$$\xi_6 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right) \quad \xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{rm} = PA \left(\frac{\xi_7 B}{D_{hyd}} + 1 \right) + 5$$

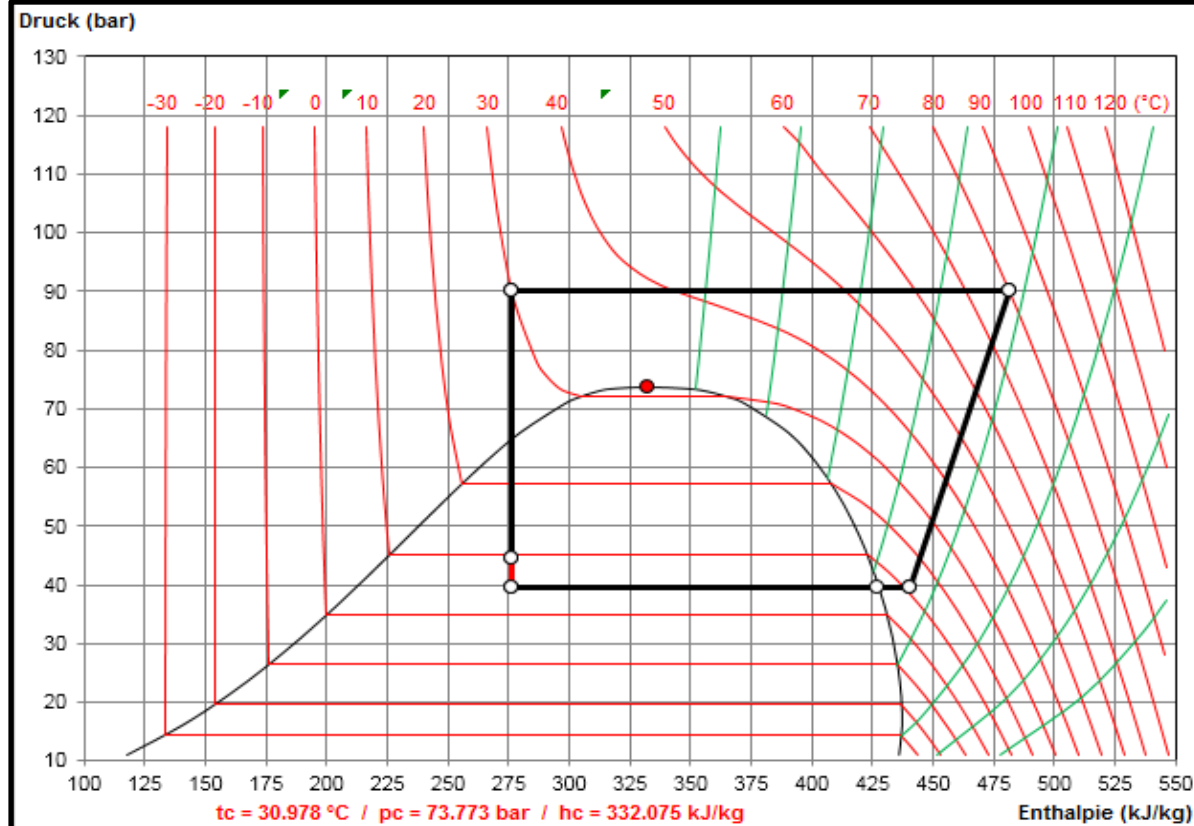
$$\Delta p_r = \left(\frac{\xi_{rm} f_{w2} \dot{m}^2}{2 \rho_{sol}} \right) + \left(\dot{m}^2 \left(\frac{1}{\rho_{sol}} - \frac{1}{\rho_{liq}} \right) \right) \quad \Delta p_{r(K)} = \frac{\Delta p_r}{G_r}$$

CO2-Kühler im überkritischen Bereich

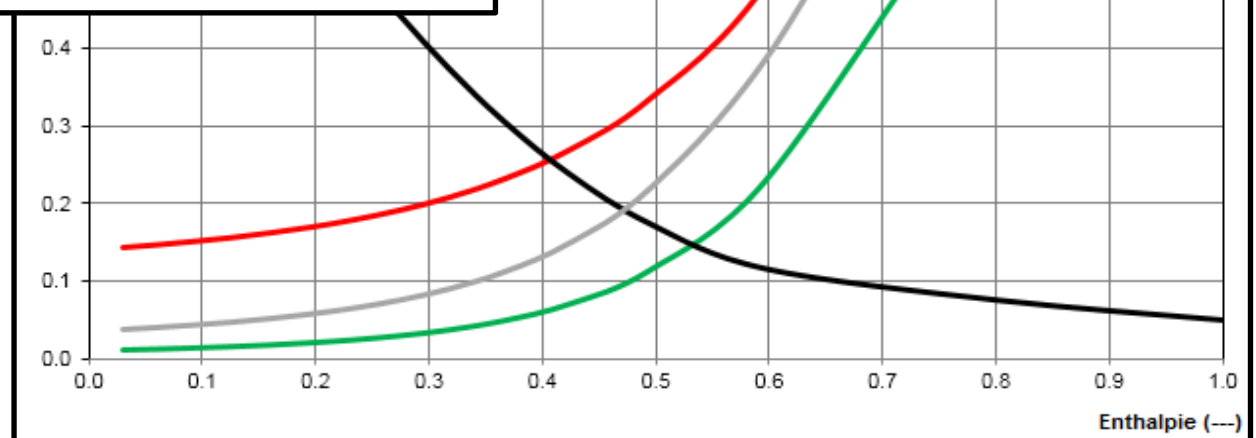
Weil die thermodynamischen Werte bei der Kühlung von CO2 im überkritischen Bereich extrem stark ändern, muss der Kühlprozess in 15 Zellen aufgeteilt werden. In den Zellen ändern sich die Wärmeübergangszahlen, die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz und somit der Bedarf an Wärmeaustauschfläche.

Die Berechnung bezüglich Wärmeübergangszahl und Druckverlust erfolgt in den einzelnen Zellen wie bei den Medien ohne Aggregatzustandsänderung.





Ein Problem stellt dabei auch noch die genaue Bestimmung des Einspritzpunktes (Flashgas) und die Berechnung der Kapillaren dar. Diese erfolgen in der Applikation HEH-DX-Evaporator.



Es gibt sehr gute Software, wie REFPROP von NIST, welche die Berechnung der thermodynamischen Werte von nicht kondensierbaren Mischgasen ermöglicht. Eine Teilkondensation von Wasser wird nicht berücksichtigt. Software, welche solche Berechnungen zulassen würde, wird nicht zu einem vernünftigen Preis angeboten. Hier bieten wir mit den Applikationen GHG und HEH-SR-G die Möglichkeit, zu einem vernünftigen Preis solche Berechnungen durchführen zu können. Mittels REFPROP von NIST wird zuerst das Mischgas ohne kondensierbaren Wasserdampf bestimmt. Anschliessend wird in der Applikation GHG der Kühlprozess mit kondensierbarem Wasserdampf berechnet. GHG ist ergo ein Mollier-Diagramm für nicht kondensierbare Mischgase mit der Möglichkeit, eine Teilkondensation von Wasser zu berechnen, ohne die genaue Grösse des Wärmeaustauschers zu bestimmen. Alternativ können direkt die Applikationen HEH-SR-G herangezogen werden, wenn es darum geht, die Grösse des Wärmeaustauschers genau zu bestimmen.

Mixture Information

Mixture name: nitrogen/oxygen/carbon dioxide/carbon monoxide

Molar mass: 30.638 kg/kmol

Saturation fixed points

| | Critical Point | Cricondentherm (Max Temp.) |
|------------------|----------------|-------------------------------|
| Temperature (°C) | Unknown | -67.404 |
| Pressure (Pa) | Unknown | 7091200.0 |
| Density (kg/m³) | Unknown | 160.34 |

Components and composition

Mass Fraction

| | |
|-----------------|------|
| nitrogen | 0.55 |
| oxygen | 0.25 |
| carbon dioxide | 0.15 |
| carbon monoxide | 0.05 |

Beispiel für ein Mischgas aus 4 nicht kondensierbaren Gasen, also ohne kondensierbaren Wasserdampf, berechnet mit REFPROP von NIST. Für unsere Applikationen GHG und HEH-SR-G benötigt man die Werte von -100 bis 300 °C in Schritten von 25 K auch wenn z.B. nur ein Kühlprozess von 150 auf 30 °C zu berechnen ist. Im Weiteren muss der Anteil an teilkondensierbarem Wasserdampf in diese Applikationen eingegeben werden. Im folgenden Beispiel erfolgt die Kühlung mit Wasser von 10 auf 40 °C.

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 9.1)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

1: nitrogen/oxygen/carbon dioxide/carbon monoxide: p = 100000.0 Pa (55/25/15/5)

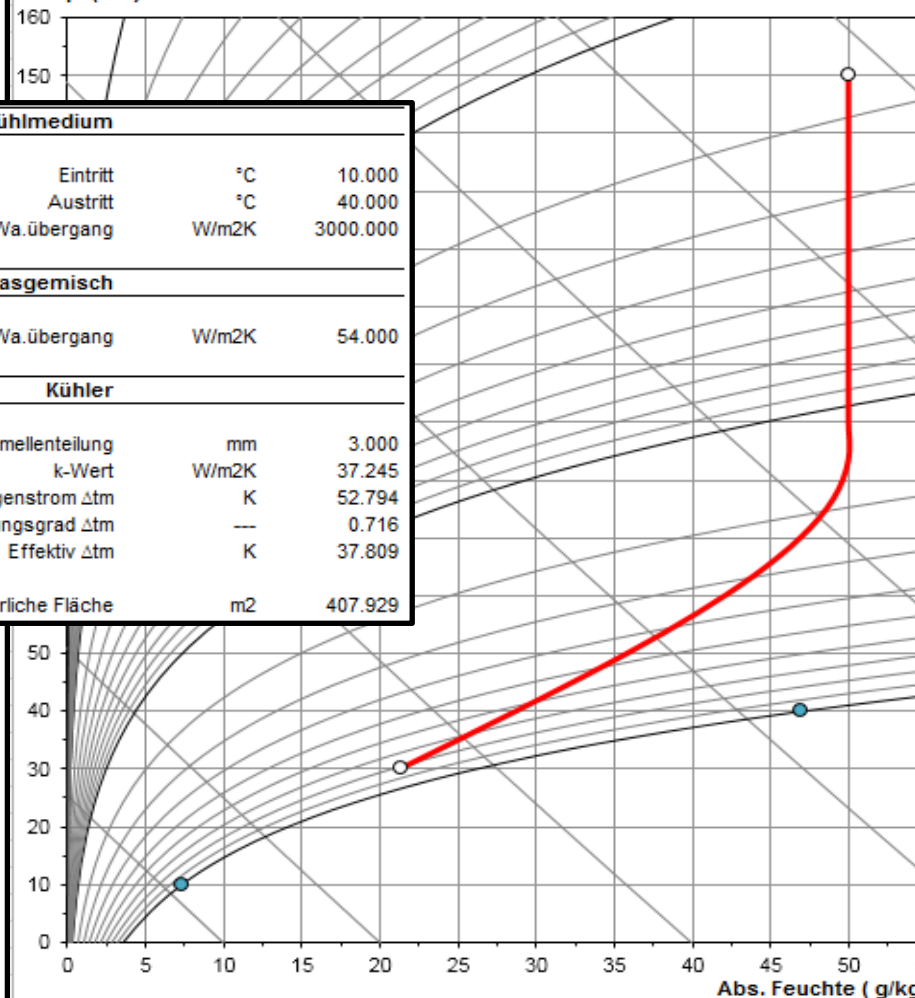
| | Temperature (°C) | Pressure (Pa) | Density (kg/m³) | Cp (J/kg-K) | Therm. Cond. (W/m-K) | Viscosity (Pa-s) | Prandtl |
|----|---------------------|------------------|--------------------|----------------|-------------------------|---------------------|---------|
| 1 | -100.00 | 100000. | 2.1395 | 965.59 | 0.015077 | 0.000011493 | 0.73607 |
| 2 | -75.000 | 100000. | 1.8660 | 966.75 | 0.017183 | 0.000012951 | 0.72864 |
| 3 | -50.000 | 100000. | 1.6550 | 969.52 | 0.019194 | 0.000014351 | 0.72492 |
| 4 | -25.000 | 100000. | 1.4872 | 973.15 | 0.021158 | 0.000015697 | 0.72200 |
| 5 | 0.00000 | 100000. | 1.3504 | 977.31 | 0.023085 | 0.000016994 | 0.71944 |
| 6 | 25.000 | 100000. | 1.2367 | 981.86 | 0.024974 | 0.000018244 | 0.71727 |
| 7 | 50.000 | 100000. | 1.1407 | 986.74 | 0.026826 | 0.000019453 | 0.71555 |
| 8 | 75.000 | 100000. | 1.0586 | 991.93 | 0.028641 | 0.000020624 | 0.71430 |
| 9 | 100.00 | 100000. | 0.98756 | 997.43 | 0.030419 | 0.000021760 | 0.71352 |
| 10 | 125.00 | 100000. | 0.92545 | 1003.2 | 0.032162 | 0.000022864 | 0.71320 |
| 11 | 150.00 | 100000. | 0.87071 | 1009.3 | 0.033873 | 0.000023939 | 0.71331 |
| 12 | 175.00 | 100000. | 0.82209 | 1015.7 | 0.035553 | 0.000024986 | 0.71379 |
| 13 | 200.00 | 100000. | 0.77861 | 1022.2 | 0.037204 | 0.000026008 | 0.71461 |
| 14 | 225.00 | 100000. | 0.73951 | 1029.0 | 0.038828 | 0.000027006 | 0.71571 |
| 15 | 250.00 | 100000. | 0.70416 | 1036.0 | 0.040427 | 0.000027981 | 0.71704 |
| 16 | 275.00 | 100000. | 0.67203 | 1043.0 | 0.042002 | 0.000028936 | 0.71856 |
| 17 | 300.00 | 100000. | 0.64271 | 1050.2 | 0.043555 | 0.000029871 | 0.72023 |

Es wurde eine Wasserdampfmenge von 50 g/kg am Eintritt angenommen. Am Austritt sind es noch 20 g/kg. Es kondensieren demnach 30 g/kg Wasserdampf aus. Die Grösse des Wärmeaustauschers wurde nur rudimentär bestimmt. Eine genauere Berechnung kann mit den 3 Applikationen HEH-SR-G erfolgen:

1. Kühlen mit flüssigen Medien
2. Kühlen mittels Einspritz-Verdampfung
3. Kühlen mittels Pumpenumlauf-Verdampfung

| Mollier TX Diagramm für | | Gas | Dampf |
|----------------------------------|--------------|-----------|-------------|
| Name | Gasgemisch | Water | |
| Formel | N2+O2+CO2+CO | H2O | |
| CAS | --- | 7732-18-5 | |
| Molekulargewicht | kg/kMol | 30.638 | 18.015 |
| Tripelpunkt-Temperatur | °C | 0.000 | 0.010 |
| Verdampfung-Enthalpie (0.000 °C) | J/kg | | 2500900.000 |

Temp. (°C)



| Gasgemisch / Water | | Eintritt | Austritt |
|-----------------------|--------|-----------|-----------|
| Druck | barabs | 1.000 | |
| Temp. | °C | 150.000 | 30.000 |
| Rel. Feuchte | % | 1.646 | 82.377 |
| Abs. Feuchte | g/kg | 50.000 | 21.317 |
| Dichte feucht | kg/m3 | 0.843 | 1.199 |
| Enthalpie feucht | kJ/kg | 290.790 | 83.989 |
| Feuchtkugeltemperatur | °C | 51.887 | 27.439 |
| Taupunkttemperatur | °C | 41.119 | 26.662 |
| Volumenstrom feucht | m3/h | 12461.503 | 8520.704 |
| Massenstrom trocken | kg/h | 10000.000 | 10000.000 |
| Kondensatmenge | kg/h | | 286.833 |
| Leistung sensibel | kW | | 352.322 |
| Leistung latent | kW | | 222.127 |
| Leistung frost | kW | | 0.000 |
| Leistung total | kW | | 574.449 |

| Kühlmedium | | |
|----------------------|-------|----------|
| Eintritt | °C | 10.000 |
| Austritt | °C | 40.000 |
| Wa.übergang | W/m2K | 3000.000 |
| Gasgemisch | | |
| Wa.übergang | W/m2K | 54.000 |
| Kühler | | |
| Lamellenteilung | mm | 3.000 |
| k-Wert | W/m2K | 37.245 |
| Gegenstrom Δtm | K | 52.794 |
| Wirkungsgrad Δtm | --- | 0.716 |
| Effektiv Δtm | K | 37.809 |
| Erforderliche Fläche | m2 | 407.929 |



Company
Branch
Street
Country / ZIP / City

Tel: xxxxxxxxxxxx
Fax: xxxxxxxxxxxx
E-Mail
Homepage

City, 01.01.2017
Mit freundlichen Grüßen

Representative
Direct dialing
xxxxxxxxxx

software by www.zcs.ch
created for the range
0.5 / 20 bar
-100 / 300 °C
0 / 1000 g/kg



Reduce the pollutants
by cooling,
condensation and
optimal separation

Kühler: 42/36/20-12R-30T-1800A-3.0PA-30C-V4A/V4A/V4A

| | | | | |
|-------------------------|--------------------|---------|-----------------|-----------|
| Leistung | kW | 570.980 | ----- sensibel: | 352.635 |
| Flächenreserve | % | 7.321 | latent: | 218.345 |
| Vorhandene Fläche | m ² | 434.640 | frost: | 0.000 |
| Erforderliche Fläche | m ² | 404.989 | | |
| k-Wert | W/m ² K | 37.254 | ----- ffi: | 5.000E-05 |
| Mittl. log. Temp. diff. | K | 37.845 | ffa: | 5.000E-05 |



Company
Branch
Street
Country / ZIP / City

Tel: xxxxxxxxxx
Fax: xxxxxxxxxx
E-Mail
Homepage

City, 01.01.2017
Mit freundlichen Grüßen

Representative
Direct dialing
xxxxxxxxxx

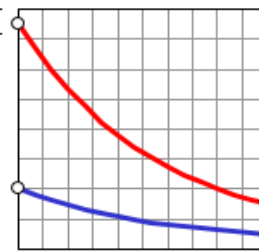
Software by www.zcs.ch

Gasgemisch / Water

| | Eintritt | Austritt | Mittel |
|----------------------------|-------------------|-----------|-----------|
| Druck | bar | 1.000 | |
| Temp. | °C | 150.000 | 30.000 |
| Rel. Feuchte | % | 1.646 | 84.197 |
| Abs. Feuchte | g/kg | 50.000 | 21.805 |
| Dichte feucht | kg/m ³ | 0.843 | 1.198 |
| Enthalpie feucht | kJ/kg | 290.790 | 85.237 |
| Volumenstrom feucht | m ³ /h | 12461.503 | 8527.533 |
| Massenstrom trocken | kg/h | 10000.000 | 10000.000 |
| Kondensatmenge | kg/h | | 281.950 |
| Oberflächentemperatur | °C | 77.812 | 16.875 |
| Geschwindigkeit | m/s | 1.526 | 1.044 |
| Druckverlust (tro. 119 Pa) | Pa | | 139.544 |

Wasser

| | Eintritt | Austritt | Mittel |
|-----------------|-------------------|----------|-----------|
| Temp. | °C | 10.000 | 40.000 |
| Dichte | kg/m ³ | | 997.209 |
| Spez. Wärme | kJ/kgK | | 4.180 |
| Wä.leitf. | W/mK | | 0.611 |
| Viskosität | Pas | | 8.901E-04 |
| Volumenstrom | m ³ /h | | 16.438 |
| Geschwindigkeit | m/s | | 0.598 |
| Druckverlust | kPa | | 15.066 |



| | | |
|--------------------------|----|--------|
| Lamellenbreite | mm | 1800 |
| Lamellierte Tiefe | mm | 436 |
| Rahmen oben | mm | 40 |
| Rahmen unten | mm | 40 |
| Rahmen vorne | mm | 30 |
| Rahmen hinten (~84mm) | mm | 84 |
| Kollektor-Durchmesser | mm | 76 |
| Kollektorabdeckung | mm | 186 |
| Kollektorabstand | mm | 401 |
| Lamellenteilung | mm | 3.000 |
| Lamellendicke | mm | 1.000 |
| Rohrdurchmesser | mm | 20.000 |
| Rohrwandstärke | mm | 1.000 |
| Rohrteilung in der Höhe | mm | 42.000 |
| Rohrteilung in der Tiefe | mm | 36.373 |



Wer es bevorzugt, sich solche Sachen lieber komplett auslegen zu lassen, kann sich an uns wenden, wozu wir natürlich vorab alle erforderlichen Eckdaten benötigen.

Wir erstellen Ihnen ein Angebot auf Honorarbasis. Dabei ist zu beachten, dass wir nur gegen Vorauszahlung solche Auslegungen vornehmen.

Dipl.-Ing. Marin Zeller FH, VDI

Applikation

GHH

HEH-SR-G

Leistung sensibel

352 kW

353 kW

Leistung latent

222 kW

218 kW

Leistung total

574 kW

571 kW

Erforderliche Fläche

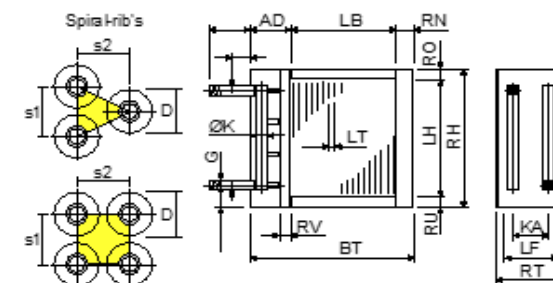
407 m²405 m²

| | |
|-------|-----|
| Stück | 360 |
| Stück | 0 |
| Stück | 0 |
| Stück | 0 |
| Stück | 12 |
| Stück | 30 |
| Stück | 12 |
| Stück | 30 |

| | |
|-------|--------------------|
| I | 191 |
| kg | 2024 |
| G | 2 1/2" |
| RH | mm 1340 |
| BT | mm 2070 |
| RT | mm 510 |
| LH | mm 1260 |
| LB | mm 1800 |
| LF | mm 436 |
| RO | mm 40 |
| RU | mm 40 |
| RV | mm 30 |
| RN | mm 84 |
| K | mm 76 |
| AD | mm 186 |
| KA | mm 401 |
| LT | mm 3.000 |
| LD | mm 1.000 |
| d / D | mm 20.000 40.000 |
| S | mm 1.000 |
| S1 | mm 42.000 |
| S2 | mm 36.373 |

| | | |
|--------------|----------|----------|
| Rohre: | glatt | V4A |
| | versetzt | |
| Kollektoren: | 1.23 m/s | V4A |
| Anschlüsse: | 1.23 m/s | V4A |
| Lamellen: | gerippt | V4A |
| Rahmen: | 2.00 mm | V4A |
| Kreise: | 1 | Standard |
| Schutz: | | ohne |

El. Heizstäbe: ---
Lufrichtung: horizontal
Besonderes: Bodenblech gelocht
für optimalen Kondensatablauf



| | |
|------------------|-----------------------|
| Lieferfrist: | 5-6 Wochen |
| Bindefrist: | 12 Wochen |
| Kondit.: | netto, franko Domizil |
| Zahlung: | 30 Tage netto |
| Ohne El.-Abtau.: | EUR 38802.00 |