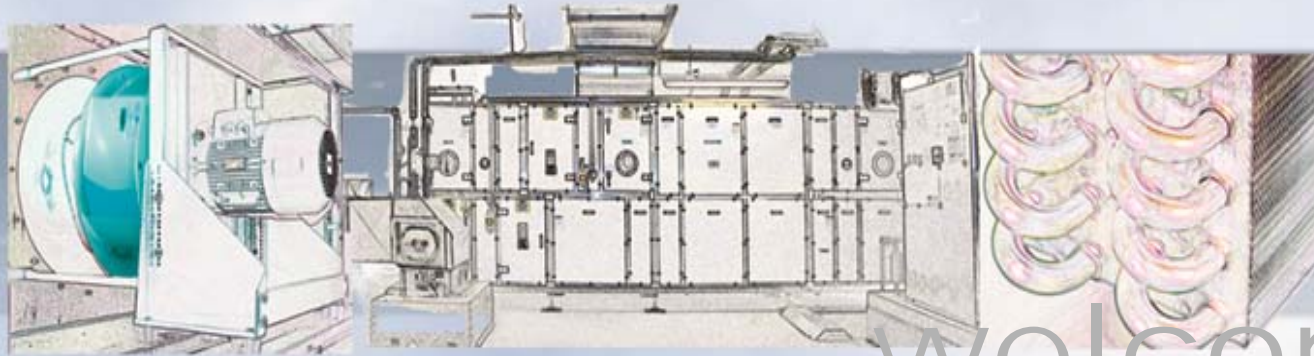


Willkommen



bienvenu

welcome

Raumlufttechnik h,x-Diagramm

Energierückgewinnung und Energieeffizienz-
technologien in der Lüftungstechnik

Boris Wollscheid (B. Eng.)

boris.wollscheid@howatherm.de

Prof. Dr.-Ing. **Christoph Kaup**

c.kaup@umwelt-campus.de



HOCHSCHULE TRIER

Umwelt-Campus Birkenfeld

Luft

Trockene Luft

Gemisch von Gasen:

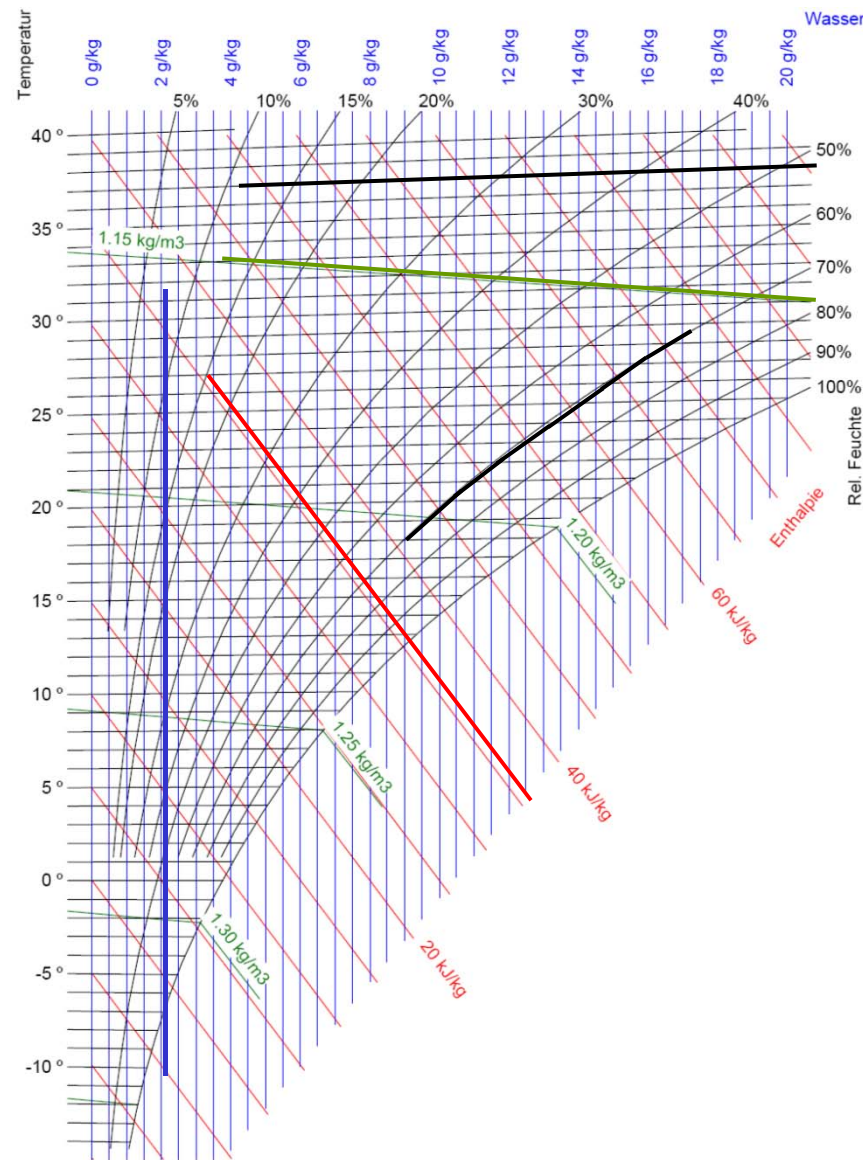
- Stickstoff N^2 ~ 78 %
- Sauerstoff O^2 ~ 21 %
- Edelgase ~ 1 %

Feuchte Luft

Gemisch von trockener Luft und Wasserdampf

Die Zusammenhänge sind im h,x-Diagramm dargestellt.

Zustandsgrößen h,x Diagramm



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Temperatur

t [°C]

Luftdichte

ρ [kg/m³]

Relative Feuchte

φ [% r.H.]

Enthalpie

h [kJ/kg_{tr. Luft}]

Absolute Feuchte

x [kg_{Wasser}/kg_{tr. Luft}]

Luftdruck

p_{ges} [Pa]

Spezifische Wärmekapazität - trockener Luft

$$c_{p,L} (20^\circ\text{C}) = 1,007 \text{ kJ/kg K} \quad (p = 1 \text{ bar})$$

Spezifische Wärmekapazität - flüssiges Wasser

$$c_{w} (10^\circ\text{C}) = 4,19 \text{ kJ/kg K} \quad (p = 1 \text{ bar})$$

Spezifische Wärmekapazität - Wasserdampf

$$c_{p,d} (100^\circ\text{C}) = 1,86 \text{ kJ/kg K}$$

Verdampfungswärme - Wasserdampf

$$r_d (0^\circ\text{C}) = 2500 \text{ kJ/kg}$$

Gaskonstante - Luft

$$R_L = 287,2 \text{ J/kg K}$$

Gaskonstante - Wasserdampf

$$R_d = 461,5 \text{ J/kg K}$$

Molmasse - Luft

$$M_L = 28,96 \text{ kg/kmol}$$

Molmasse - Wasserdampf

$$M_d = 18,015 \text{ kg/kmol}$$

Feuchte Luft

Die Gesamtmasse der feuchten Luft setzt sich aus der Masse der trockenen Luft und der Masse des Wasserdampfs zusammen.

$$m = m_L + m_w = m_L \cdot (1 + x)$$

Der Feuchtegehalt der Luft ist als Quotient der Teilmassen definiert. Man spricht von **absoluter Feuchte**.

$$x = m_w / m_L$$

Die trockene Luft und der Wasserdampf werden als ideale Gase behandelt.

Ideales Gasgesetz

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T$$
$$p = (m \cdot R \cdot T) / V$$

$$R = R_m / M$$

Allgemeine Gaskonstante $R_m = 8,3143 \text{ kJ/kmol K}$

Dalton'sches Gesetz

Der Gesamtdruck idealer Gase setzt sich aus den Teildrücken (Partialdrücke) der Bestandteile zusammen.

$$p = p_L + p_d$$

Absolute Luftfeuchte x

Beschreibt den Wassergehalt der feuchten Luft bezogen auf 1 kg trockene Luft ($x = 0$ g/kg). Der Zusammenhang lässt sich durch Kombination der voran gestellten Gesetze ableiten.

$$x = p_d / (p - p_d) \cdot M_d / M_L$$

$$x = 0,622 \cdot p_d / (p - p_d)$$

Partialdruck des Wasserdampfs p_d

$$p_d = x / (0,622 + x) \cdot p$$

Relative Luftfeuchte φ

Beschreibt das prozentuale Verhältnis zwischen dem tatsächlichen und dem maximal möglichen Wassergehalt der Luft bei gleicher Temperatur.

$$0 \leq \varphi \leq 1$$

trockene Luft

feuchte, gesättigte Luft

$$\varphi = p_d / p_s(t)$$

Sättigungsdruck des Wasserdampfes $p_s(t)$

Beschreibt den maximal möglichen Wasserdampfdruck bei einer bestimmten Temperatur. Der Wassergehalt kann nicht weiter ansteigen. Die Luft ist gesättigt.

$$p_s(t) = 10^{(9,333 - 2334,895 / T)} \quad [\text{mbar}]$$

$$p_s(t) = 288,68 \cdot (1,098 + t / 100)^{8,02} \quad [t > 0^\circ\text{C}]$$

$$p_s(t) = 4,689 \cdot (1,468 + t / 100)^{12,3} \quad [t \leq 0^\circ\text{C}]$$

Die Sättigungsdrücke können auch aus der Wasserdampf tafel entnommen werden.

Zusammenhang zwischen den Luftfeuchten x und φ

Aus den bereits dargestellten Formeln lässt sich folgende Beziehung zwischen der absoluten und der relativen Feuchte ableiten.

$$x = 0,622 \cdot p_s(t) / [(p / \varphi) - p_s(t)]$$

$$\varphi = x / (0,622 + x) \cdot p / p_s(t)$$

Enthalpie der feuchten Luft h

Beschreibt den Energieinhalt der feuchten Luft (sensibel + latent) bezogen auf 1 kg trockene Luft ($x = 0$ g/kg). Der Nullpunkt bezieht sich auf $t = 0$ °C.

$$h = h_L + x \cdot h_w$$

$$h = c_{p,L} \cdot t + x \cdot h_w$$

In der Lüftungstechnik ist meist nur der Bereich der ungesättigten Luft von Bedeutung ($x < x_s$).

$$h = c_{p,L} \cdot t + x \cdot (c_{p,d} \cdot t + r_d)$$

Luftdruck p

Kann unter Verwendung der barometrische Höhenformel mit Berücksichtigung einer linearen Temperaturänderung ermittelt werden. Basis ist die Meereshöhe (0 m ü NN).

$$p_{(h)} = p_{(h_0)} \cdot (1 - a_0 \cdot \Delta h / T_0)^x$$

$$\Delta h = [(p_{(h)} / p_{(h_0)})^{1/x} - 1] \cdot T_0 / -a_0$$

$$x = (M_L \cdot g_0) / (R_m \cdot a_0) = 5,257$$

$$p_{(h_0)} = 101325 \text{ Pa} \quad a_0 = 0,0065 \text{ K/m}$$

$$T_0 = 293,15 \text{ K} \quad g_0 = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Dichte der trockenen Luft ρ

Beschreibt die Masse der trockenen Luft ($x = 0$ g/kg) bezogen auf ein Volumen von 1 m^3 .

$$\rho = m_L / V$$

$$\rho = p / (R_L \cdot T)$$

In der Lüftungstechnik wird meist mit der Normdichte

$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ gerechnet.

$p = 101325 \text{ Pa}$ (0 m ü NN) und $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Dichte der feuchten Luft ρ

Beschreibt die Masse der feuchten Luft ($x > 0$ g/kg) bezogen auf ein Volumen von 1 m^3 .

$$\rho = m / V$$

$$\rho = [m_L + m_w] / V$$

$$\rho = m_L / V + m_w / V$$

$$\rho = p_L / (R_L \cdot T) + p_d / (R_d \cdot T)$$

$$\rho = p / (R_L \cdot T) - p_d / (R_L \cdot T) + p_d / (R_d \cdot T)$$

$$\rho = p / (R_L \cdot T) - p_d / T \cdot (1 / R_L - 1 / R_d)$$

Stoffstrom

Beschreibt den gleichförmigen Durchfluss eines Medium durch einen Strömungsquerschnitt bezogen auf ein Zeitintervall von 1 Sekunde.

w = Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Volumenstrom \dot{V} , q_v

$$q_v = V / t$$

$$q_v = A \cdot w$$

Massenstrom \dot{m} , q_m

$$q_m = m_L / t$$

$$q_m = \rho \cdot A \cdot w$$

Thermische Leistung \dot{Q} , P

Beschreibt die thermische Energie (W), die bei einer bestimmten Masse (m) zur Veränderung der Zustandsgrößen, bezogen auf ein Zeitintervall von 1 Sekunde, benötigt wird.

generell gilt:

$$\dot{Q} = W / t = m_L / t \cdot \Delta h$$

$$\dot{Q} = q_m \cdot \Delta h$$

für $x =$ konstant gilt:

$$\dot{Q} = q_m \cdot c \cdot \Delta T$$

nach Richard Mollier (1923)

Um den Bereich der ungesättigten feuchten Luft besser darstellen zu können, hat Mollier ein schiefwinkliges Diagramm entworfen. Hierbei wurde die y-Achse (h) eines orthogonalen Diagramms so weit gedreht, dass die Isotherme der Bezugstemperatur $t = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ waagerecht verläuft.

Die Drehung kann am Randmaßstab (dh/dx) des Diagramms erkannt werden. Die Bezugstemperatur und die Dampfenthalpie ($r_{d(0^\circ\text{C})} = 2.500 \text{ kJ/kg}$) bilden eine Waagerechte.

Die Isothermen verlaufen dadurch mit der Steigung:

$$(dh/dx)_{t = \text{konst.}} = c_{p,d} \cdot t = 1,86 \cdot t$$

Mischung zweier Luftmassenströme (Mischkammer)

In einer Mischkammer werden zwei Luftmassenströme (1) und (2) zu einem gemeinsamen Massenstrom (M) zusammengeführt.

Massenbilanz (trockene Luft)

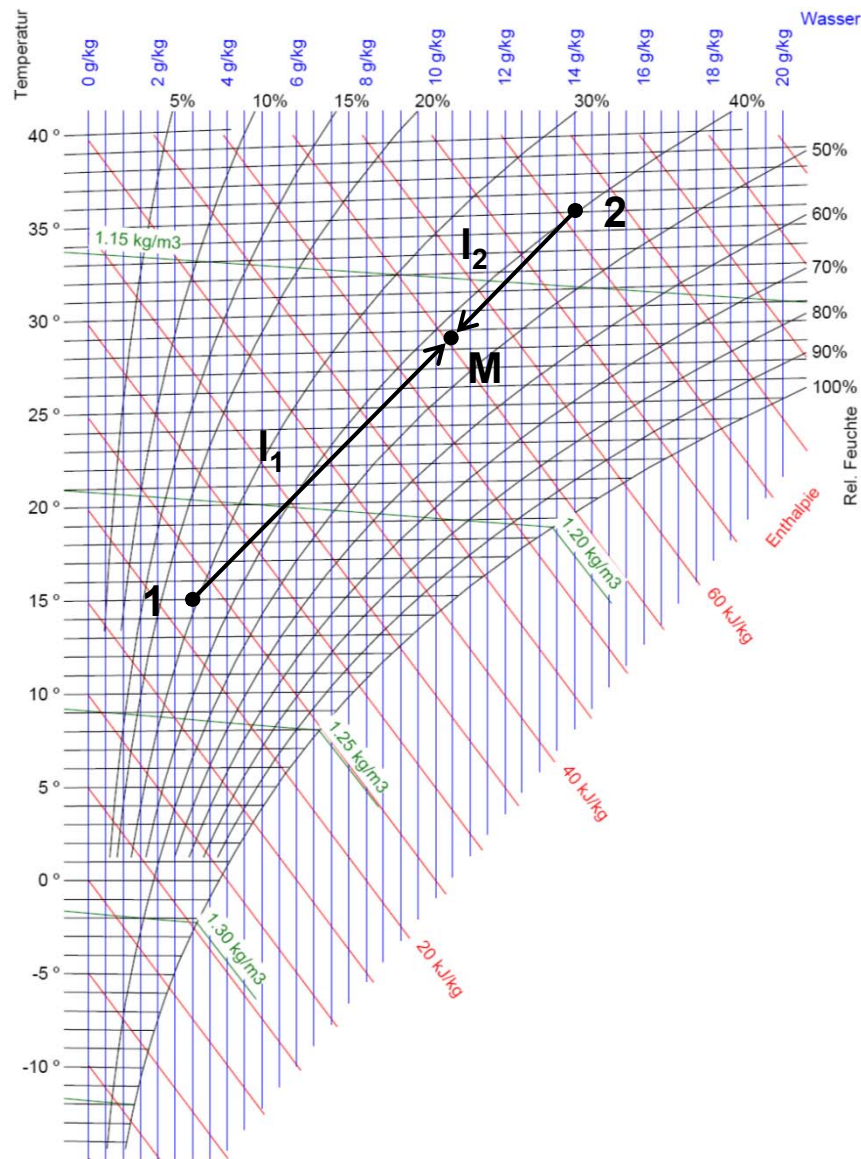
$$q_{m(M)} = q_{m(1)} + q_{m(2)}$$

Massenbilanz (Wasser)

$$q_{m(M)} \cdot x_m = (q_{m(1)} \cdot x_1) + (q_{m(2)} \cdot x_2)$$

Energiebilanz

$$q_{m(M)} \cdot h_m = (q_{m(1)} \cdot h_1) + (q_{m(2)} \cdot h_2)$$

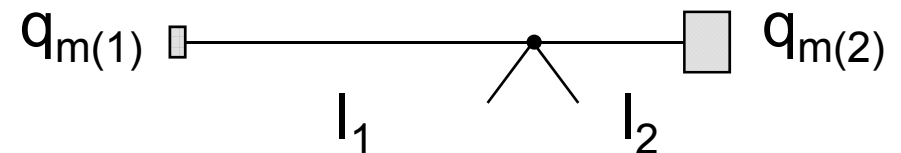


Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Mischung zweier Luftströme „Mischkammer“

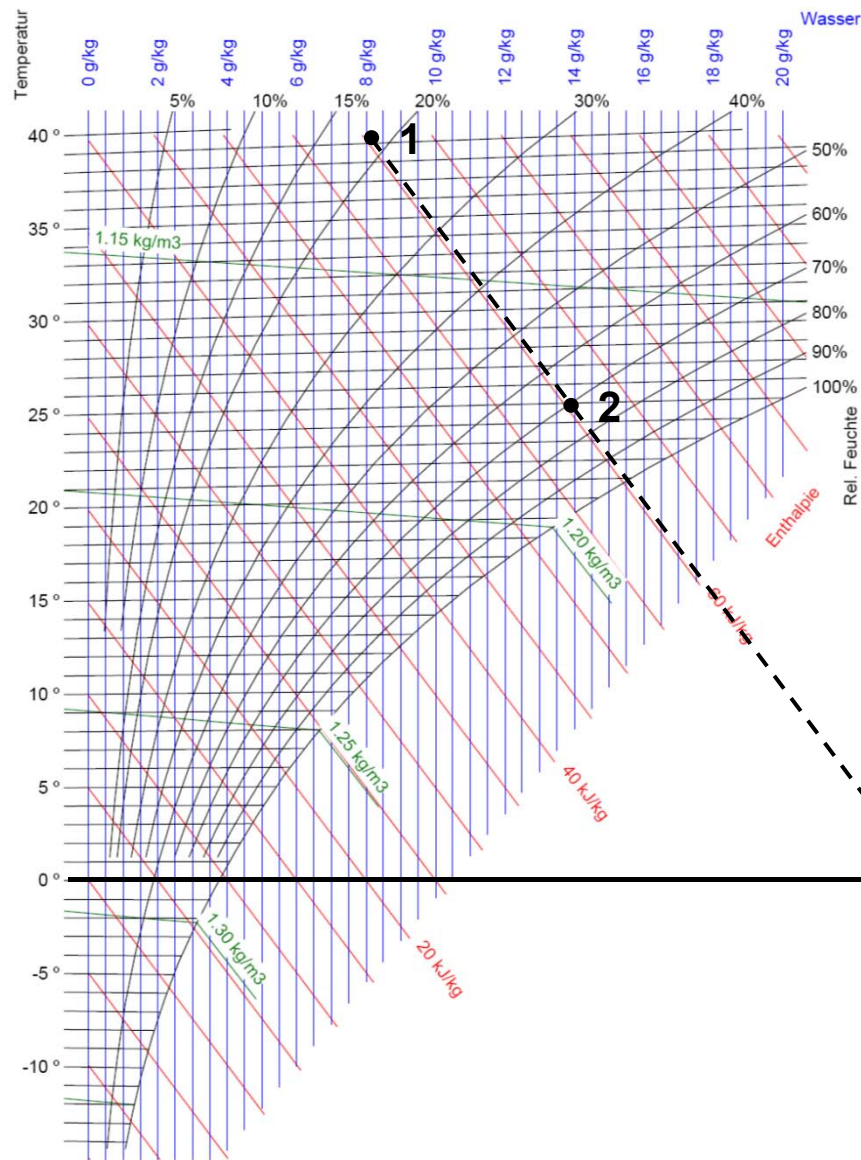
Hebelgesetz der
Mischkammer.

Beispiel: 1 → M ← 2



$$q_{m(1)} \cdot l_1 = q_{m(2)} \cdot l_2$$

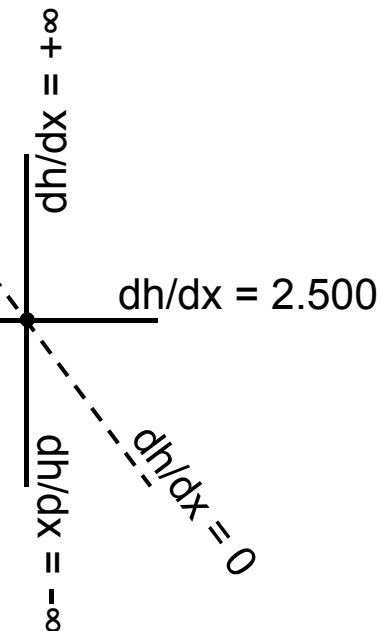
h,x Diagramm



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Randmaßstab dh/dx

Beschreibt die Richtung einer Zustandsänderung im h,x Diagramm.

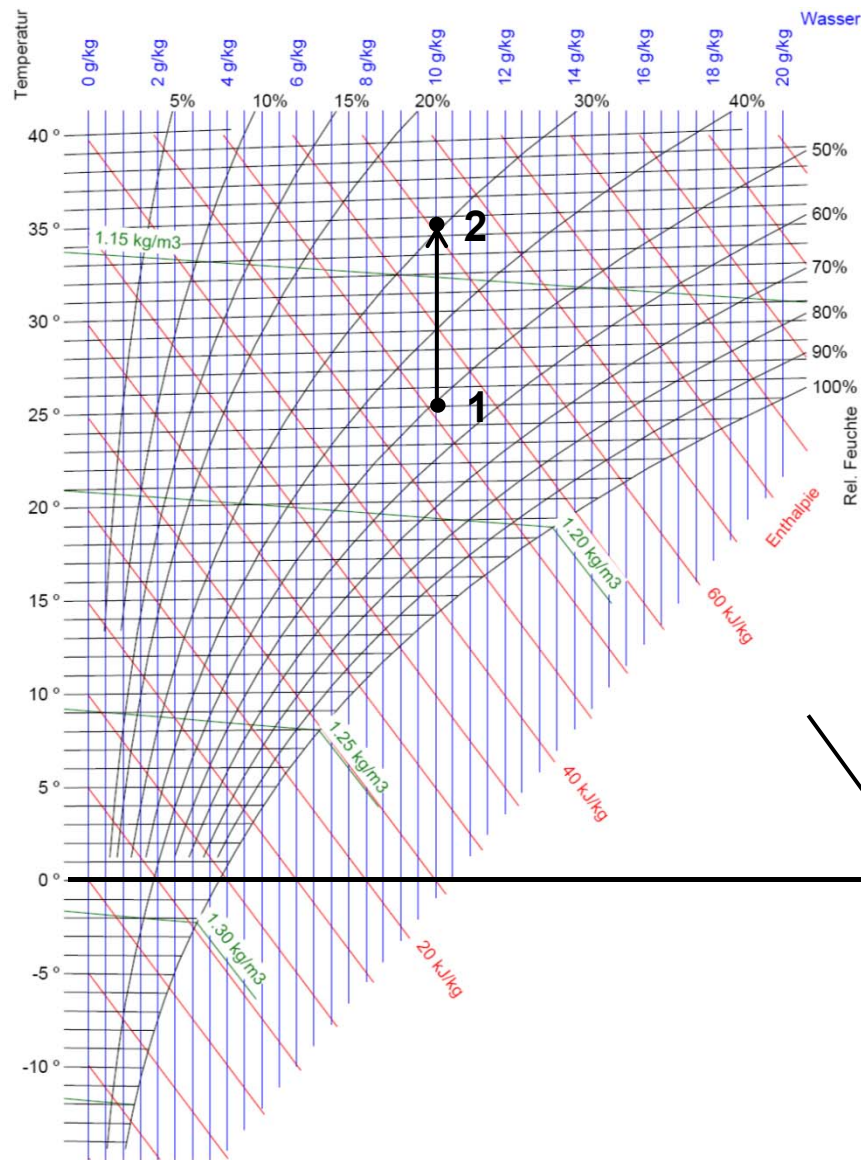


Beispiel: 1 → 2

Isoenthalpe

$h = \text{const.}$

$dh/dx = 0$



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Erwärmung „Erhitzer“
Beschreibt den Erwärmungsvorgang der Luft.

Beispiel: 1 → 2

$x = \text{const.}$

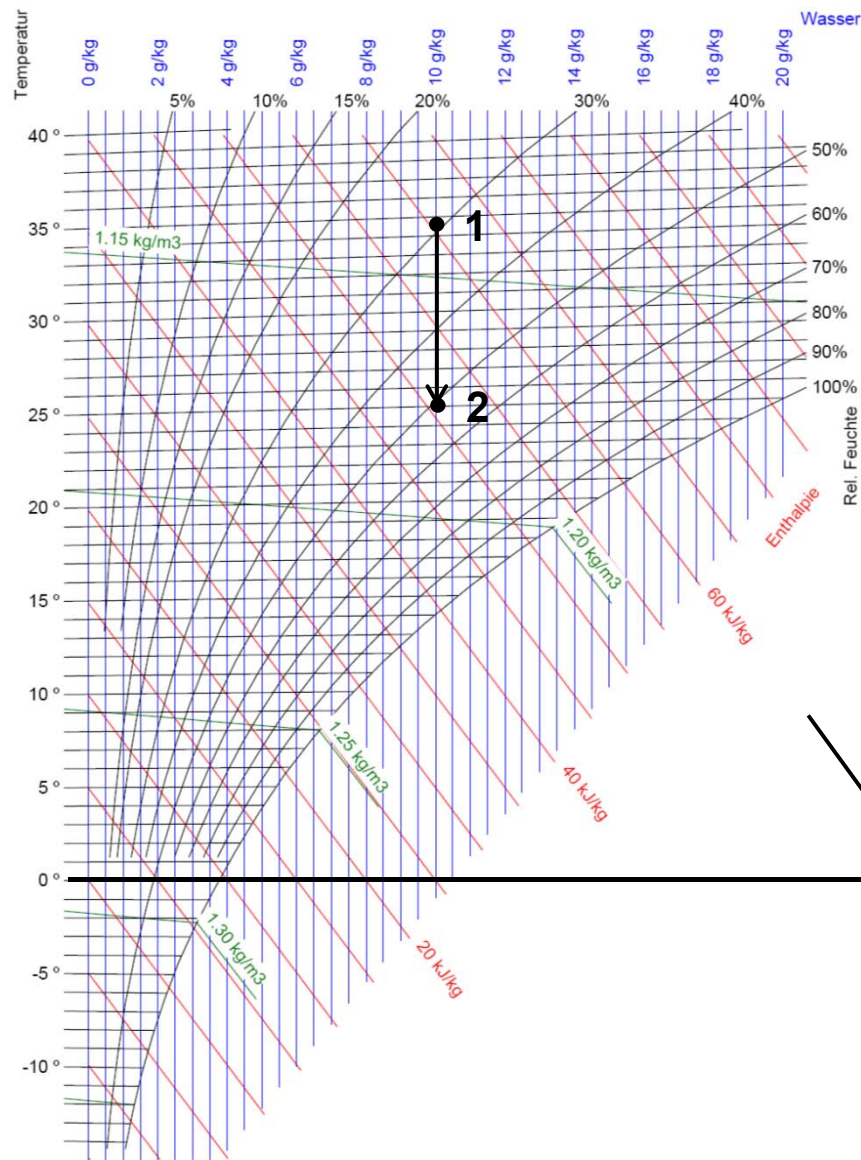
$dh/dx = \infty$

$dh/dx = 2.500$

$dh/dx = 0$

$$\dot{Q} = q_m \cdot \Delta h$$

$$\dot{Q} = q_m \cdot c \cdot \Delta T$$



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

trockene Kühlung „Kühler“
Beschreibt den trockenen
Kühlvorgang der Luft.

Beispiel: 1 → 2

$x = \text{const.}$

$dh/dx = \infty$

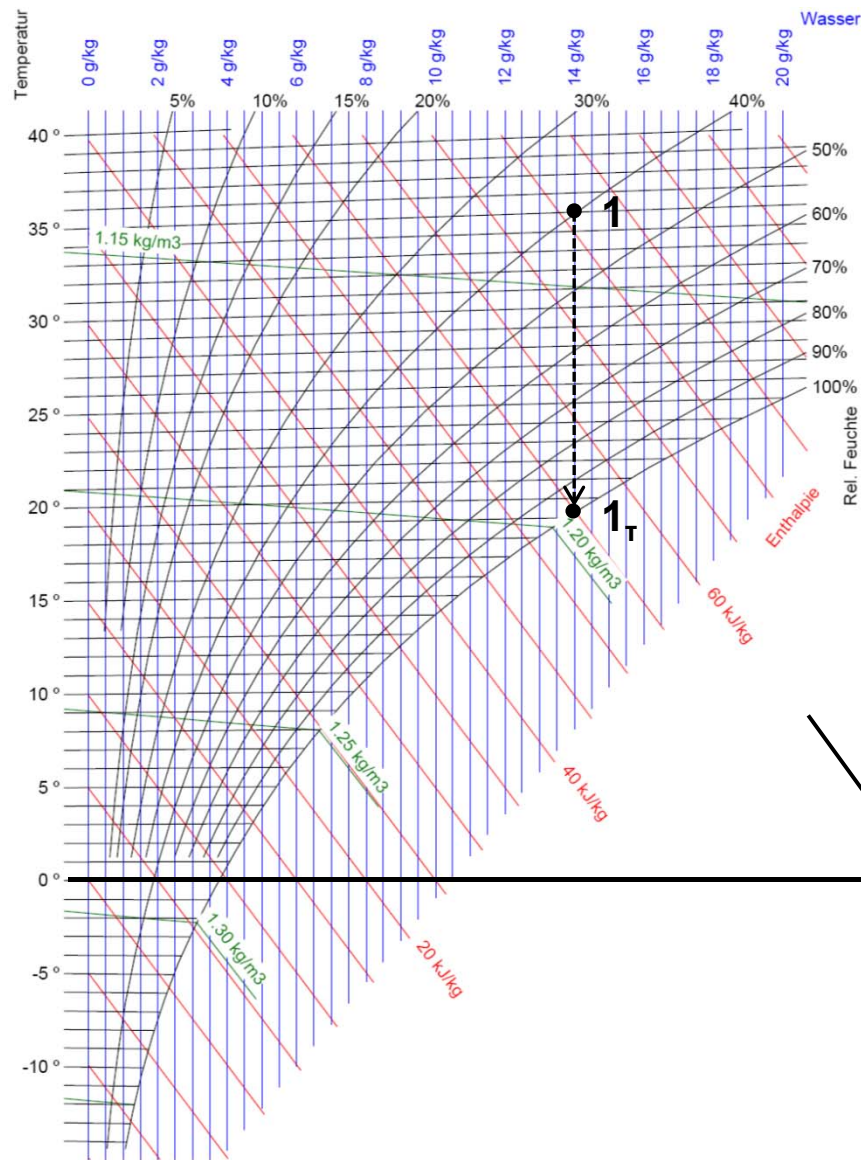
$dh/dx = 2.500$

$dh/dx = 0$
 $dh/dx = +\infty$
 $dh/dx = -\infty$

$$\dot{Q} = q_m \cdot \Delta h$$

$$\dot{Q} = q_m \cdot c \cdot \Delta T$$

h,x Diagramm



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

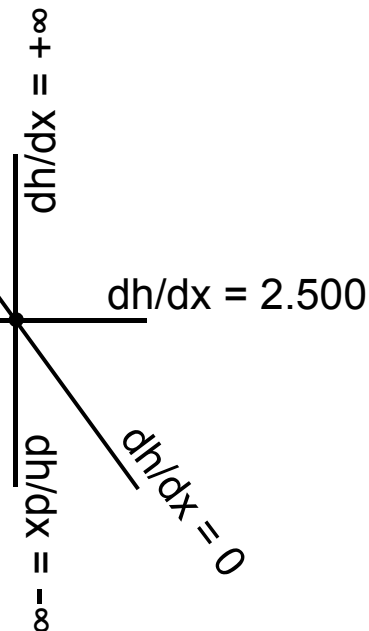
Taupunkttemperatur t_T
Beschreibt den Sättigungszustand der Luft. Bei Unterschreitung kommt es zur Wasserausscheidung.

Beispiel: $1 \rightarrow 1_T$

$x = \text{const.}$

$\varphi_{1_T} = 1$

Bestimmung möglich über Magnus-Formel



Kühlung mit Wasserausscheidung (einstufig)

Vereinfacht kann von einer **einstufigen** Zustandsänderung in Richtung des Sättigungszustandes bei der Kühleroberflächentemperatur $t_{0_{\text{eff}}}$ ausgegangen werden.

Die mittlere Wassertemperatur (Mittelwert aus Vor- und Rücklauf) wird als **konstant** angenommen und zur Bestimmung der effektiven Oberflächentemperatur $t_{0_{\text{eff}}}$ des Wärmeübertragers herangezogen.

Die Zustandsänderung der Luft verläuft entlang der **Verbindungsgeraden** zwischen dem Eintrittszustand (1) und der effektiven Oberflächentemperatur (0_{eff}).

Bestimmung der effektiven Oberflächentemperatur $t_{0\text{eff}}$

Man spricht auch vom Apparatetaupunkt (ATP).

Der Rippenrohrwirkungsgrad liegt bei üblichen Wärmeübertragern in der Klimatechnik bei $\eta_R \approx 85 \%$

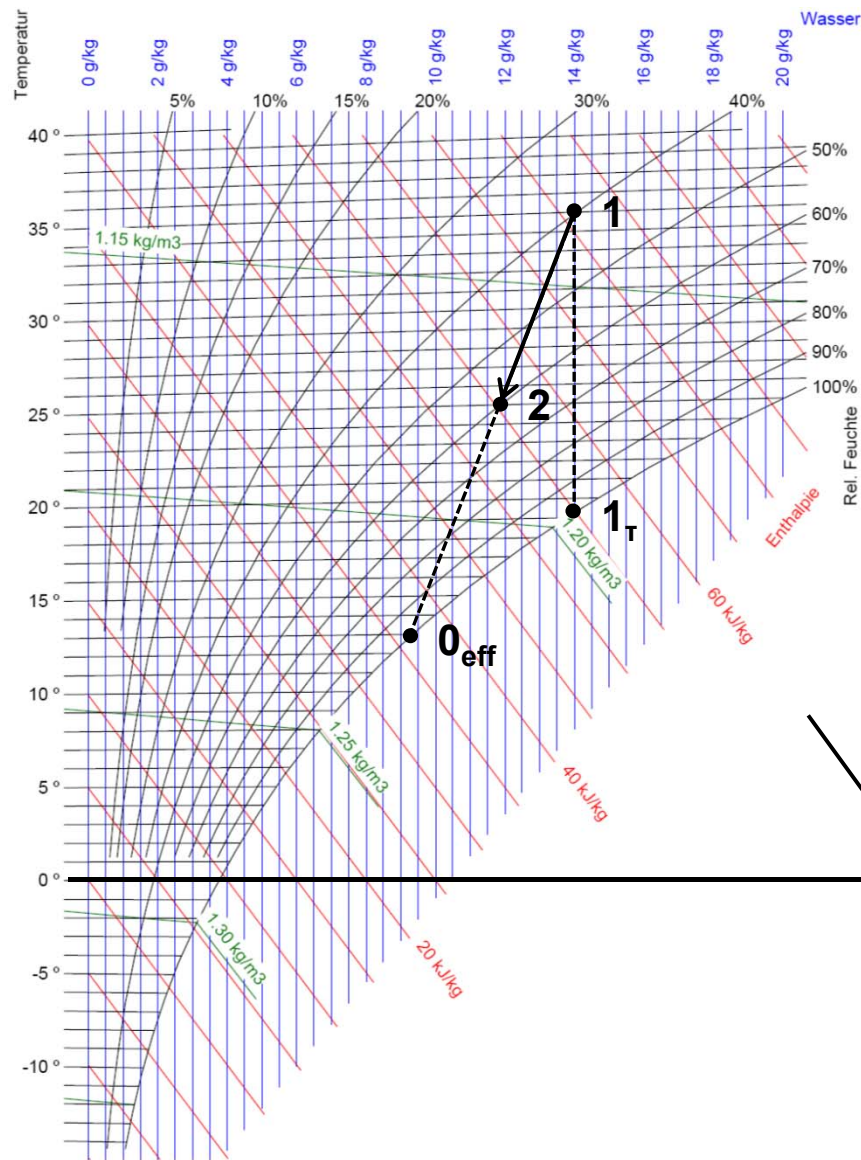
$$t_{Wm} = (t_{WA} + t_{WE}) / 2$$

$$t_{Wm} = (t_{RL} + t_{VL}) / 2$$

Näherungsgleichung:

$$t_{0\text{eff}} = t_{Wm} + (1 - \eta_R) \cdot (t_{LE} - t_{Wm})$$

$$t_{0\text{eff}} = t_{Wm} + 0,15 \cdot (t_{LE} - t_{Wm})$$



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

feuchte Kühlung „Kühler“

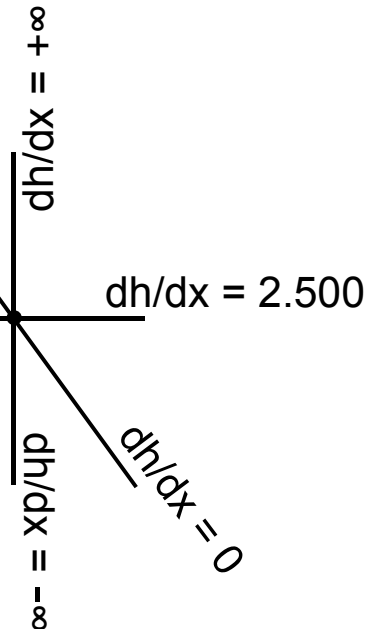
Beschreibt den einstufigen Kühlvorgang der Luft mit Wasserausscheidung bzw. Taupunktunterschreitung.

Beispiel: 1 → 2

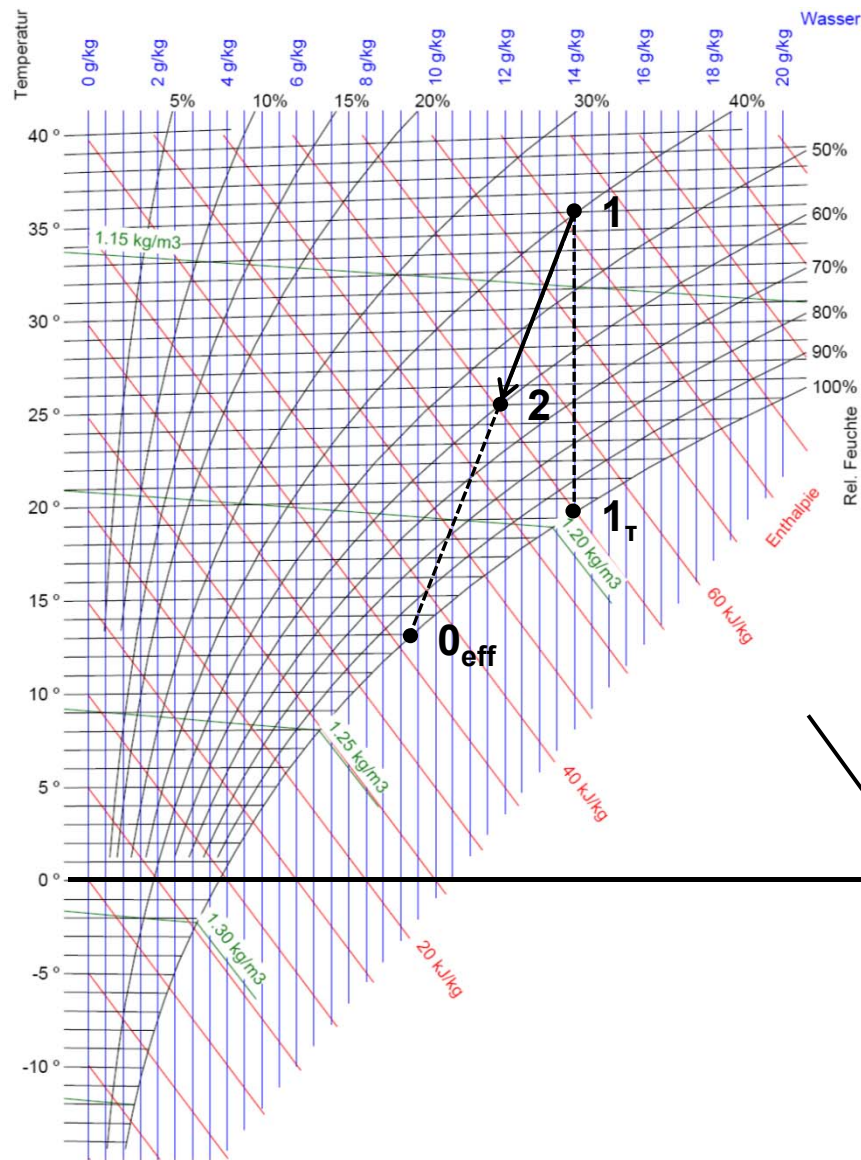
$t_{0\text{eff}} < t_{1_T}$
 $h \neq \text{const.}$
 $x \neq \text{const.}$

$$\dot{Q} = q_m \cdot \Delta h$$

$$\dot{Q} = q_m \cdot c \cdot \Delta T$$



h,x Diagramm



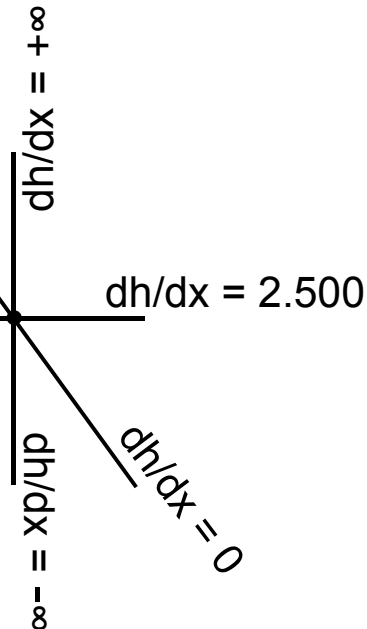
Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Entfeuchtungsgrad η_K

$$\eta_K = (x_1 - x_2) / (x_1 - x_{0 \text{ eff}})$$

$$\eta_K = (t_1 - t_2) / (t_1 - t_{0 \text{ eff}})$$

$$\eta_K = \frac{(l_1 - l_2)}{(l_1 - l_{0 \text{ eff}})}$$

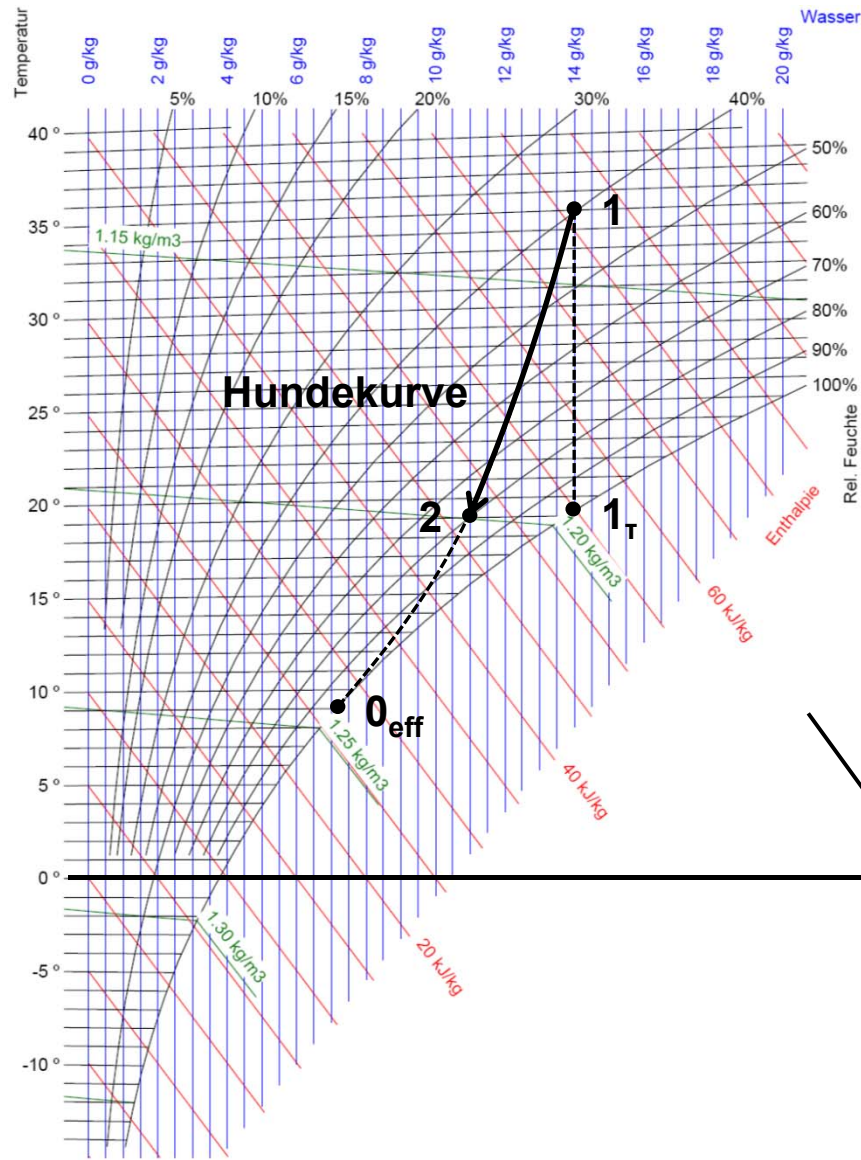


Kühlung mit Wasserausscheidung (mehrstufig)

Tatsächlich ändert sich die mittlere Wassertemperatur über die Bautiefe des Wärmeübertragers, d.h. von Rohrreihe zu Rohrreihe.

Die genaue Berechnung der effektiven Oberflächentemperatur $t_{o_{eff}}$ bzw. des Kühlprozesses muss daher **mehrstufig** erfolgen. D. h. auf Basis der mittleren Wassertemperatur je Stufe bzw. Reihe.

Die Zustandsänderung der Luft verläuft nicht als Gerade, sondern als gekrümmte Kurve, die so genannte „**Hundekurve**“.



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

feuchte Kühlung „Kühler“

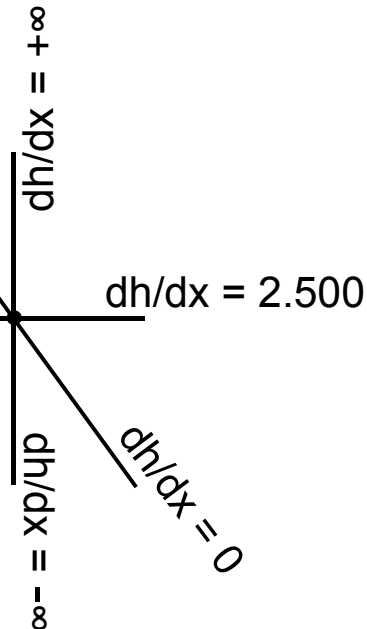
Beschreibt den realen Kühlvorgang der Luft mit Wasserausscheidung bzw. Taupunktunterschreitung.

Beispiel: 1 → 2

$t_{0\text{eff}} < t_{1T}$
 $h \neq \text{const.}$
 $x \neq \text{const.}$

$$\dot{Q} = q_m \cdot \Delta h$$

$$\dot{Q} = q_m \cdot c \cdot \Delta T$$



Luftbefeuchtung

Zur Befeuchtung wird dem Luftstrom Wasser bzw. Wasserdampf zugegeben. Man kann den Vorgang daher als Mischprozess darstellen.

Massenbilanz (Wasser)

$$q_m \cdot x_m = (q_m \cdot x_1) + q_{mW}$$

$$\mathbf{dx} = x_m - x_1 = q_{mW} / q_m$$

Energiebilanz

$$q_m \cdot h_m = (q_m \cdot h_1) + (q_{mW} \cdot h_W)$$

$$\mathbf{dh} = h_m - h_1 = q_{mW} / q_m \cdot h_W$$

Dampfbefeuchtung

$$q_{mW} = q_{mD}$$

$$h_W = h_D$$

$$dh / dx = (h_m - h_1) / (x_m - x_1) = h_D$$

$$dh / dx = h_D = c_{p,d} \cdot t_d + r_d$$

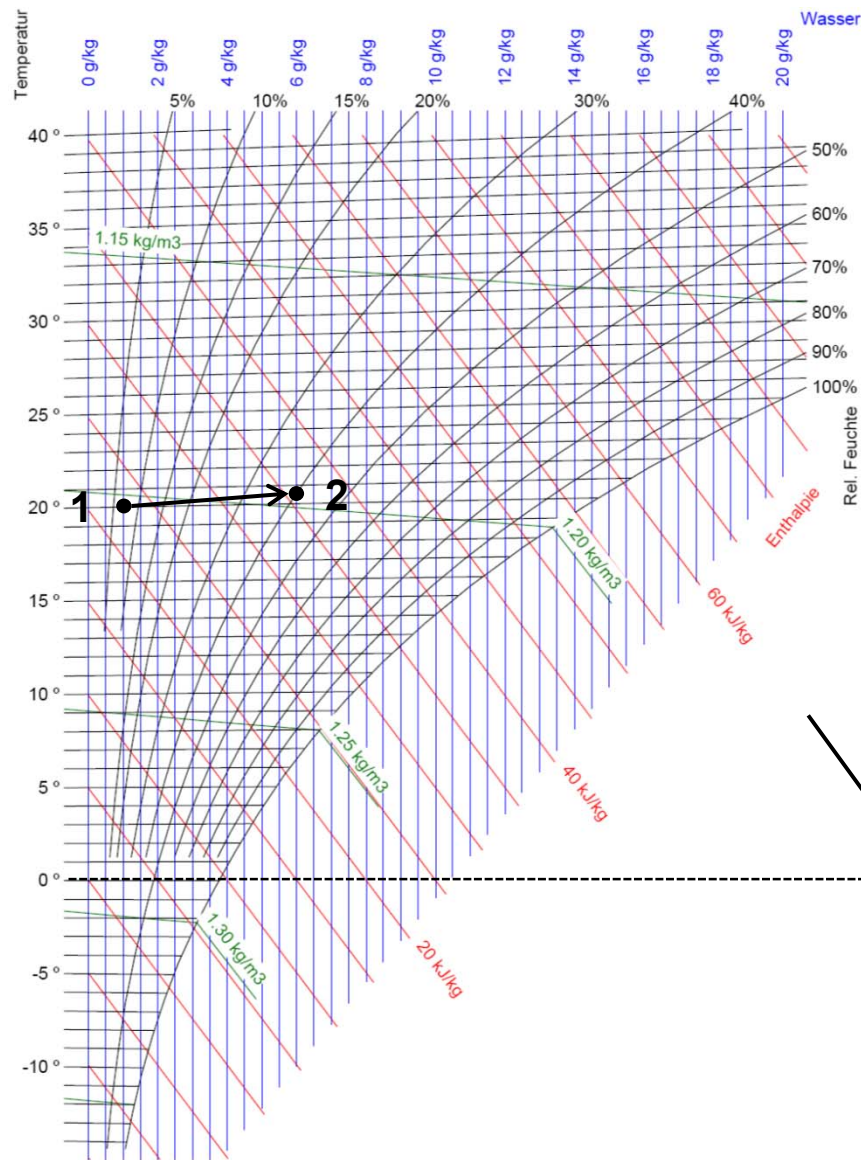


Beispiel mit Sattedampf $t_d = 100 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$h_D = c_{p,d} \cdot t_d + r_d$$

$$h_D = 1,86 \cdot 100 + 2.500 = \mathbf{2.686 \text{ kJ / kg}}$$

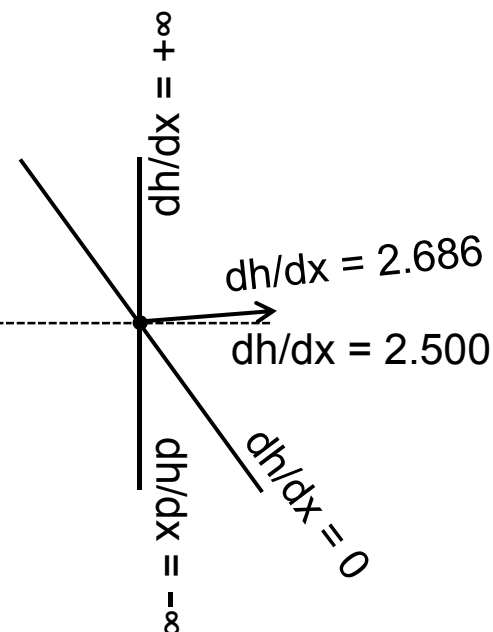
$$h_D = h'' \text{ (siehe auch Wasserdampf tabel)}$$



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Dampfbefeuchtung

Die Richtung der Zustandsänderung (dh/dx) ist identisch mit der Enthalpie des zugeführten Dampfes h_D .



Beispiel: 1 → 2

$h \neq \text{const.}$

$x \neq \text{const.}$

$dh/dx = h_D$

$t \approx \text{const.}$

„quasi isotherm“

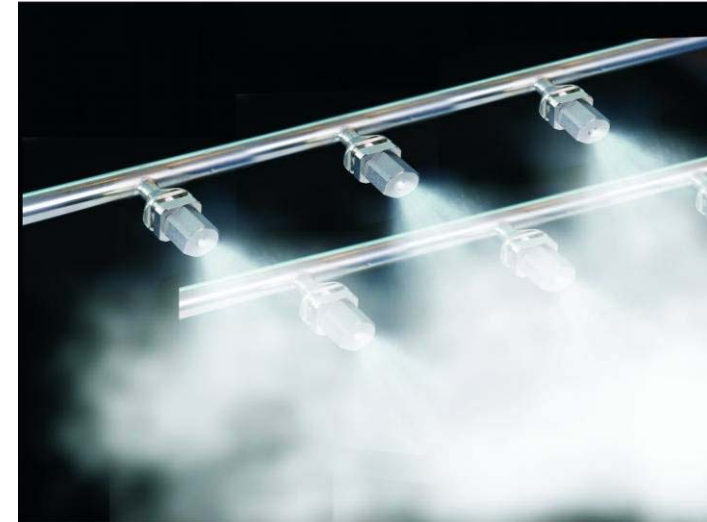
Befeuchtung mit Wasser

$$q_{mW} = q_{mW}$$

$$h_W = h_W$$

$$dh / dx = (h_m - h_1) / (x_m - x_1) = h_W$$

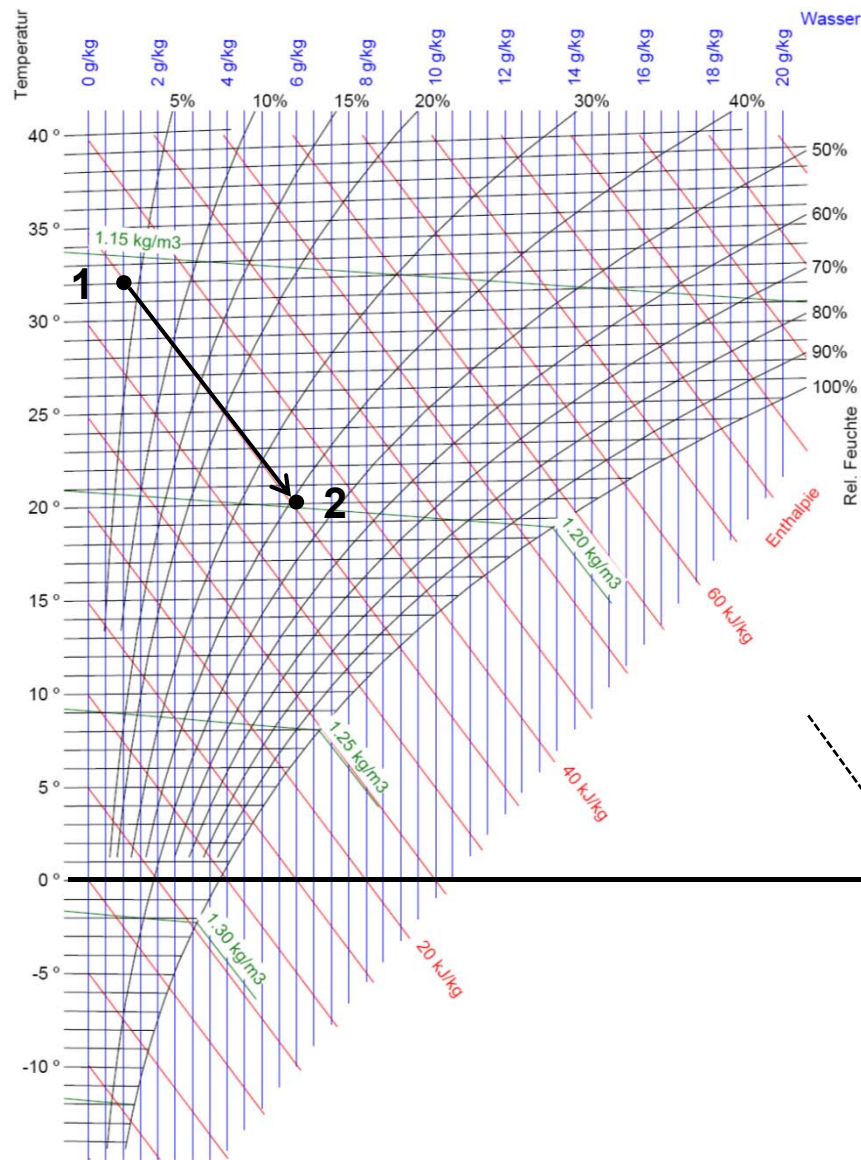
$$dh / dx = h_W = c_w \cdot t_w$$



Beispiel mit Wasser $t_w = 10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$h_W = c_w \cdot t_w$$

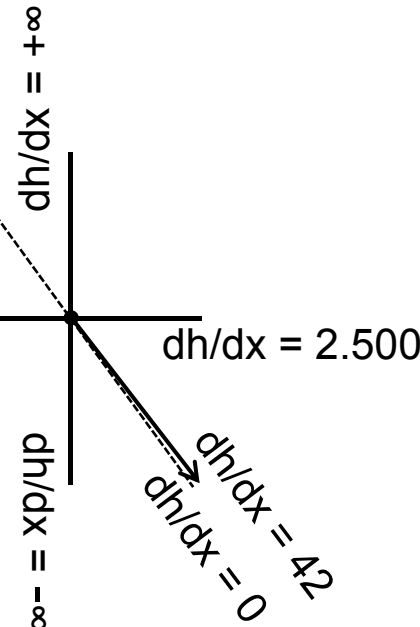
$$h_W = 4,189 \cdot 10 = \mathbf{41,9 \text{ kJ / kg}}$$



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Befeuchtung mit Wasser

Die Richtung der Zustandsänderung (dh/dx) ist identisch mit der Enthalpie des zugeführten Wassers h_W .



Beispiel: 1 → 2

$t \neq \text{const.}$

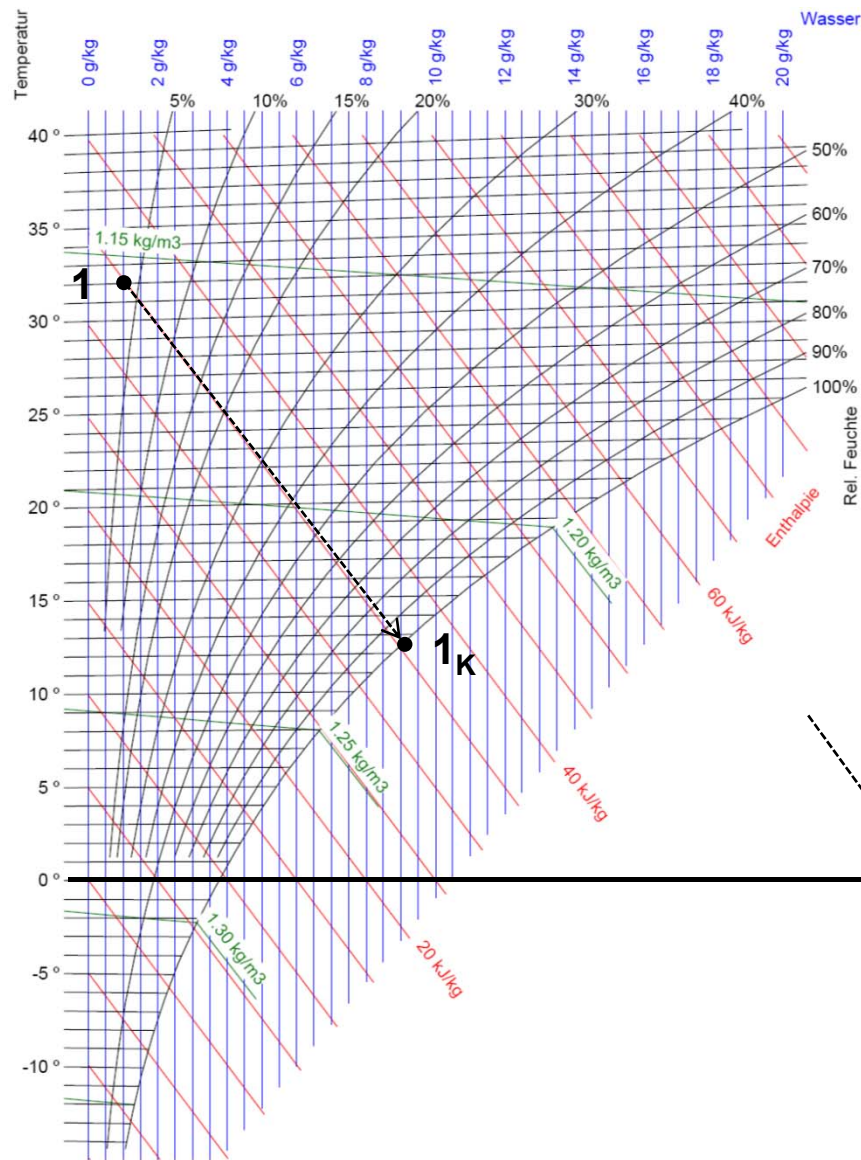
$x \neq \text{const.}$

$dh/dx = h_W$

$h \approx \text{const.}$

„quasi adiabat“

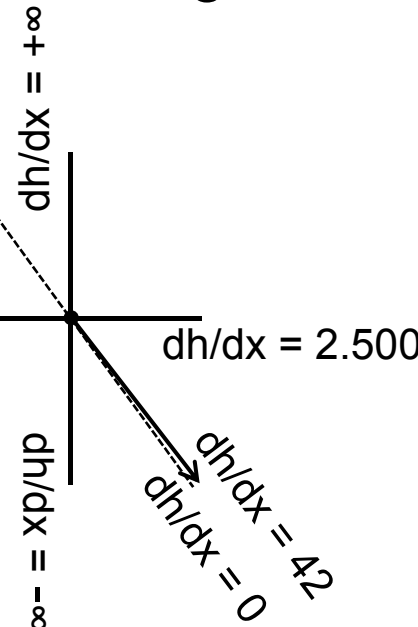
h,x Diagramm



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Feuchtkugeltemperatur t_K

Beschreibt die maximal mögliche Abkühlung durch Verdunstung von Wasser. Man bezeichnet sie auch als Kühlgrenztemperatur.

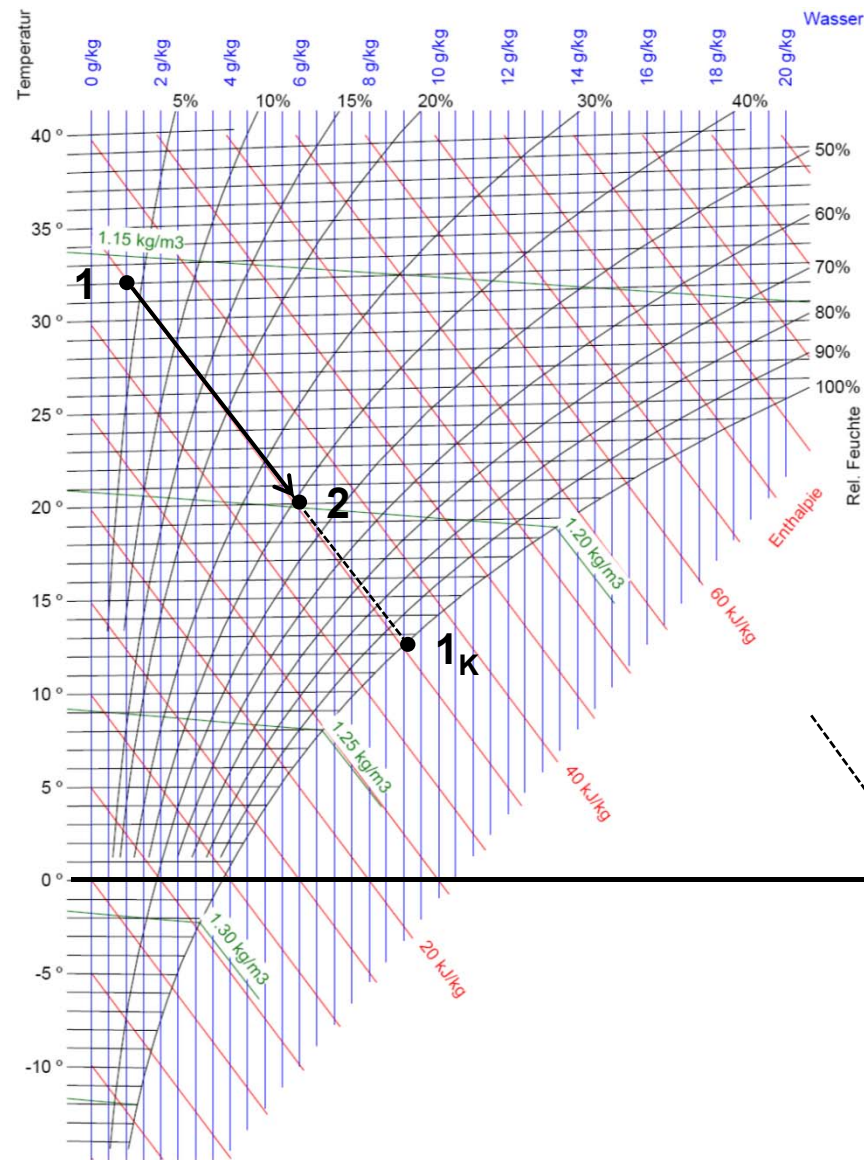


Beispiel: 1 → 1_K

$h \approx \text{const.}$

$$\varphi_{1K} = 1$$

h,x Diagramm



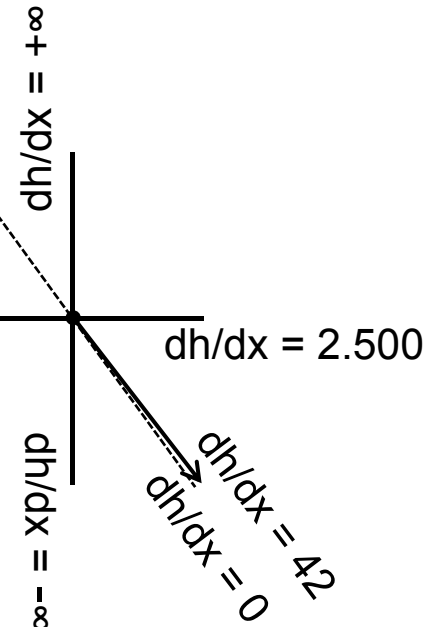
Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Befeuchtungsgrad η_B

$$\eta_B = (x_2 - x_1) / (x_K - x_1)$$

$$\eta_B = (t_2 - t_1) / (t_K - t_1)$$

$$\eta_B = (\overline{l_1 - l_2}) / (\overline{l_1 - l_K})$$



Wärmerückgewinnung

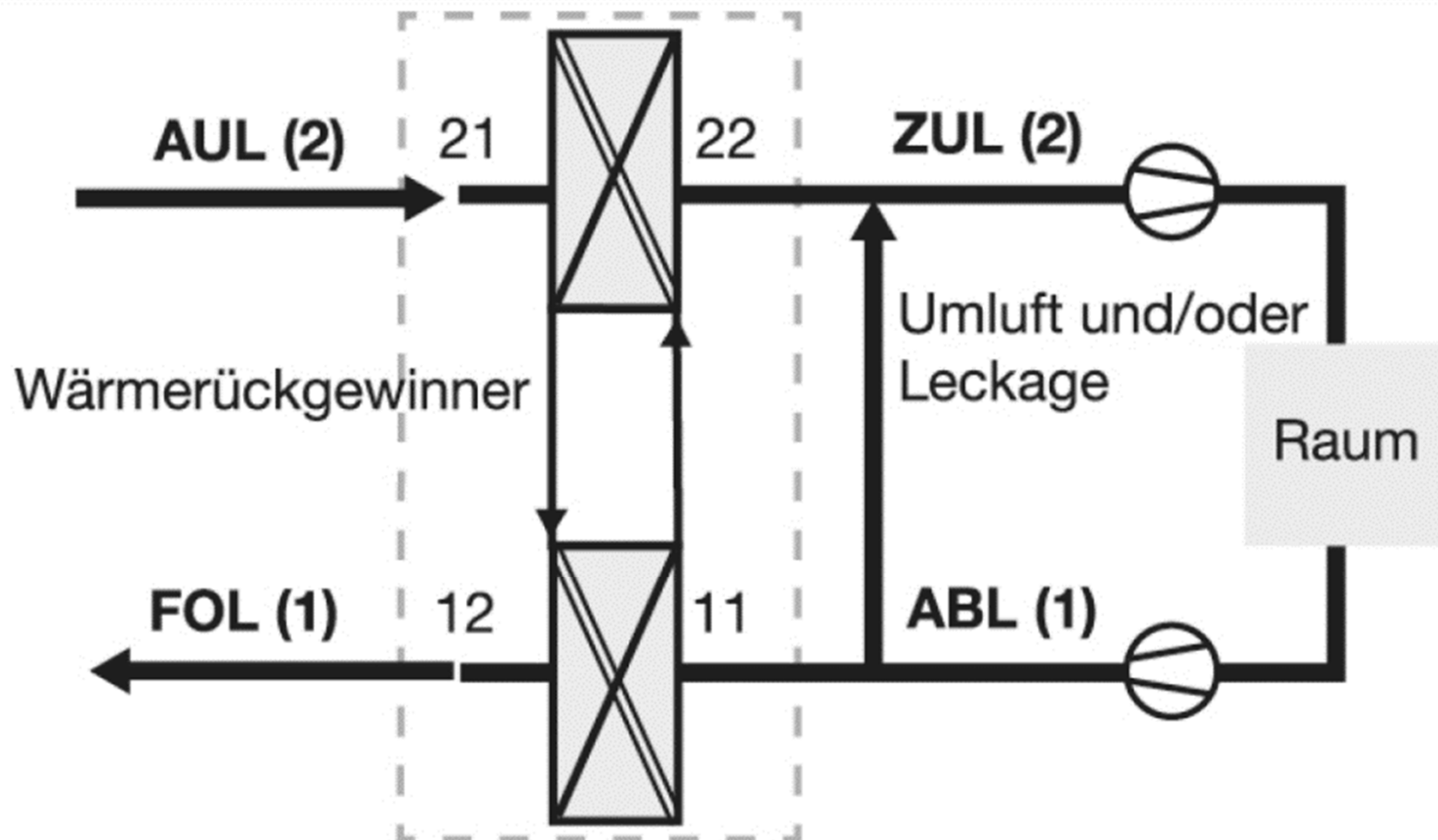
Wärmerückgewinnung (WRG) ist ein Sammelbegriff für Verfahren zur **Wiedernutzbarmachung** von **thermischer Energie** in einem Prozess mit mindestens **zwei Massenströmen** die **unterschiedliche Temperaturniveaus** besitzen.

Ziel der **Wärmerückgewinnung** ist die **Minimierung** des **Primärenergiebedarfs**.

Wärmerückgewinnung ist damit die **Nutzung** der **ENTHALPIE** eines **Fortluft- oder Außenluftstromes** (Wärme oder Kälte) in Verbindung mit einem **WRG-System**.

WRG ist die **Wärmeübertragung** von **Fort- und Außenluftströmen** in Lüftungstechnischen Prozessen.

Dabei wird die zurück gewonnene Wärme entweder dem **Ursprungsprozess** oder einem **anderen Prozess** zugeführt.



Quelle: Recknagel · Sprenger · Albers: Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 2015 2016, 77. Auflage, Band 2, Deutscher Industrieverlag GmbH

Temperaturänderungsgrad ϕ_t

Beschreibt das Verhältnis der Temperaturänderung der **Außenluft** zur maximal möglichen Temperaturänderung (Potential). Der Temperaturänderungsgrad ist unter **trockenen** Bedingungen definiert, d.h. ohne Einfluss von Kondensation. Er wird oft auch als **Rückwärmzahl** bezeichnet.

$$\phi_t = \phi_2 = \frac{(t_{ZUL} - t_{AUL})}{(t_{ABL} - t_{AUL})} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$$

$$\phi_1 = \frac{(t_{ABL} - t_{FOL})}{(t_{ABL} - t_{AUL})} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}}$$

Temperaturänderungsgrad ϕ_t

Der Temperaturänderungsgrad ist vom Massenstromverhältnis der beiden Luftströme abhängig.

$$\frac{\phi_1}{\phi_2} = \frac{(q_{m2} \cdot c_{p,L})}{(q_{m1} \cdot c_{p,L})}$$

$$\phi_2 = \phi_1 \cdot \frac{(q_{m1} \cdot c_{p,L})}{(q_{m2} \cdot c_{p,L})}$$

Unter trockenen Bedingungen und $q_{m2} = q_{m1}$ gilt:

$$\phi_t = \phi_2 = \phi_1$$

Wärmerückgewinnungssysteme

Einteilung gemäß DIN EN 308

Kategorie I

Rekuperatoren

Plattenwärmeübertrager (PWÜ)

Kategorie II

mit zwischengeschaltetem
Wärmeübertragermedium

Kategorie IIa

ohne Phasenwechsel

Kreislauf-Verbund-System (KVS)

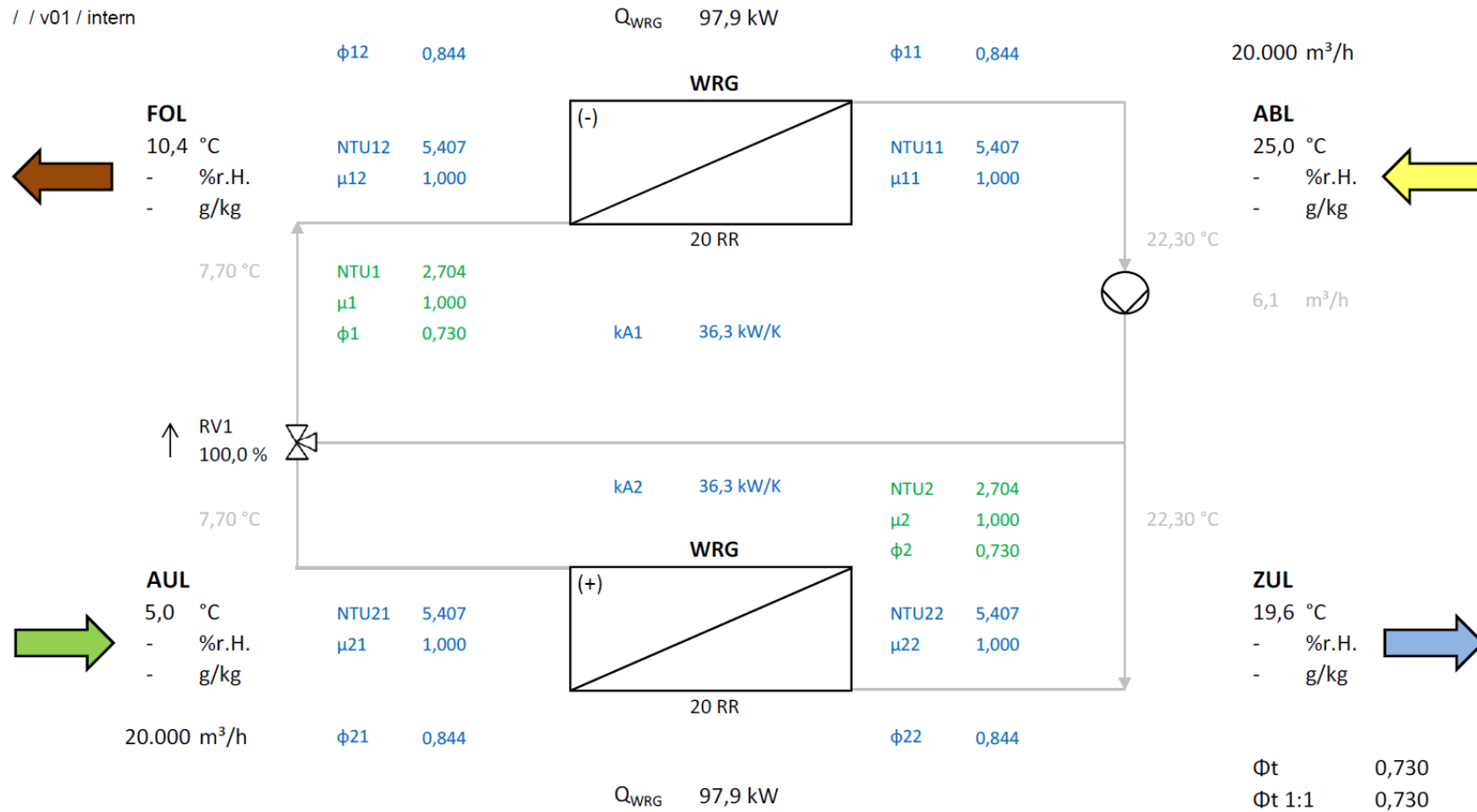
Kategorie IIb

mit Phasenwechsel

Wärmerohr

Auslegung (EN 308)

// v01 / intern



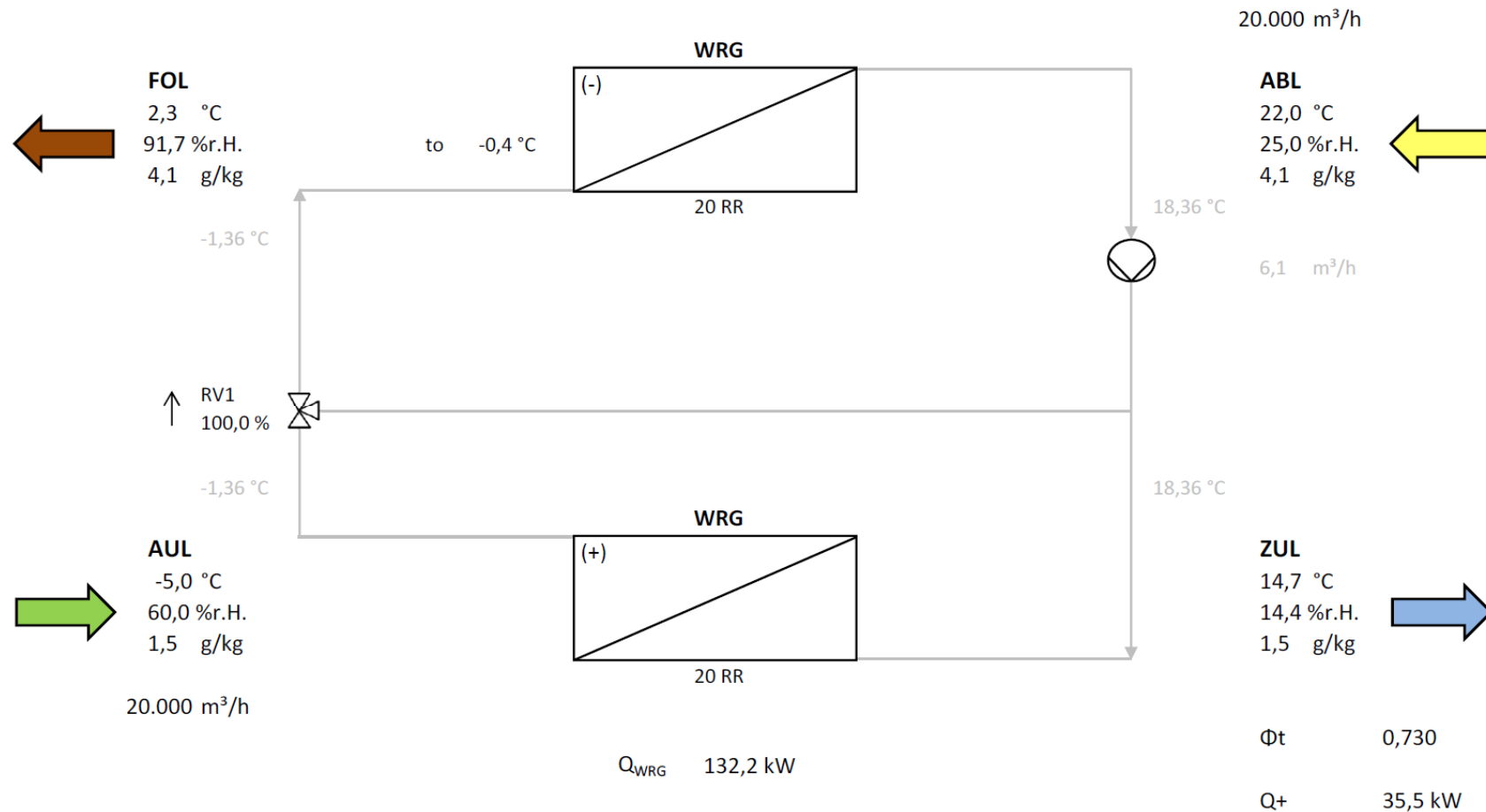
1013,25 mbar

EU 1253:2014 konform

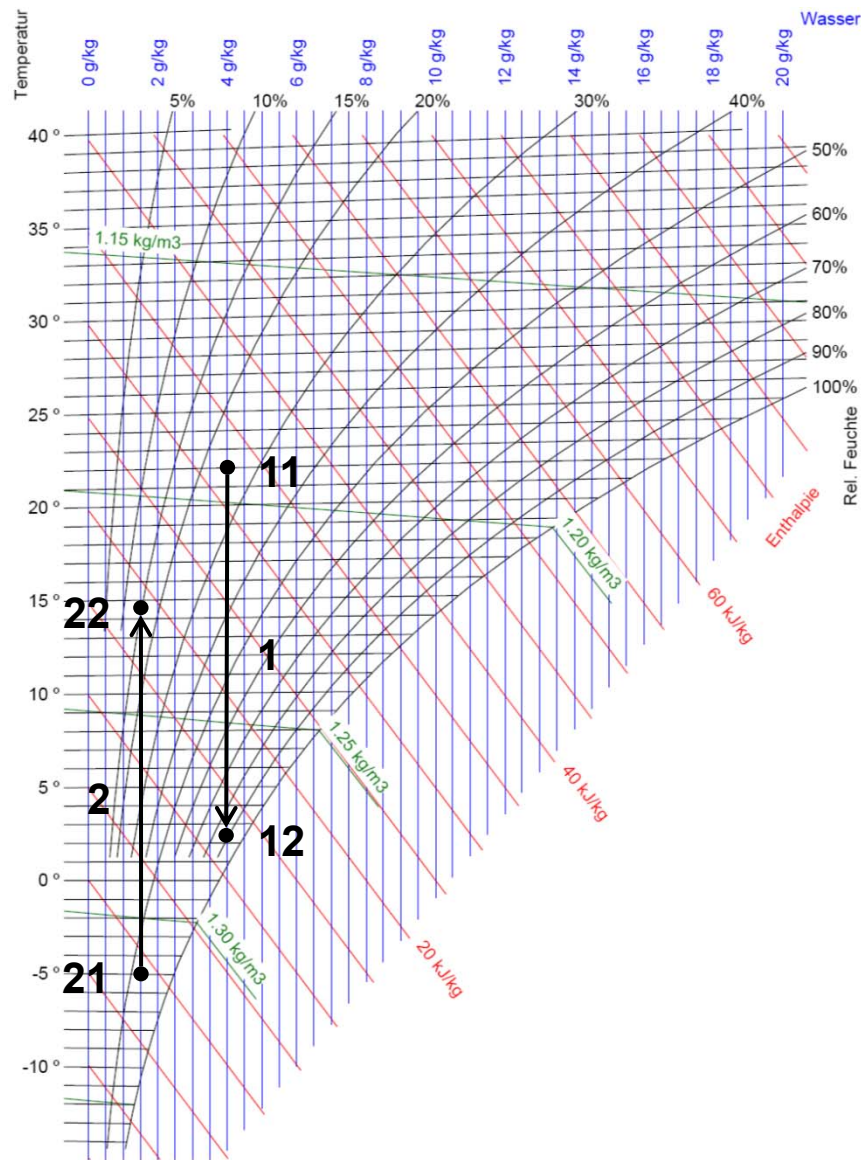
Heizbetrieb

// v01 / intern

Q_{WRG} 132,2 kW



1013,25 mbar



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Wärmerückgewinnung

Heizbetrieb - Winter

1: ABL → FOL: trockene Kühlung

2: AUL → ZUL: Erwärmung

$$\dot{Q}_{WRG} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

Kühlung

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot \Delta h_1$$

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot c \cdot \Delta T_1$$

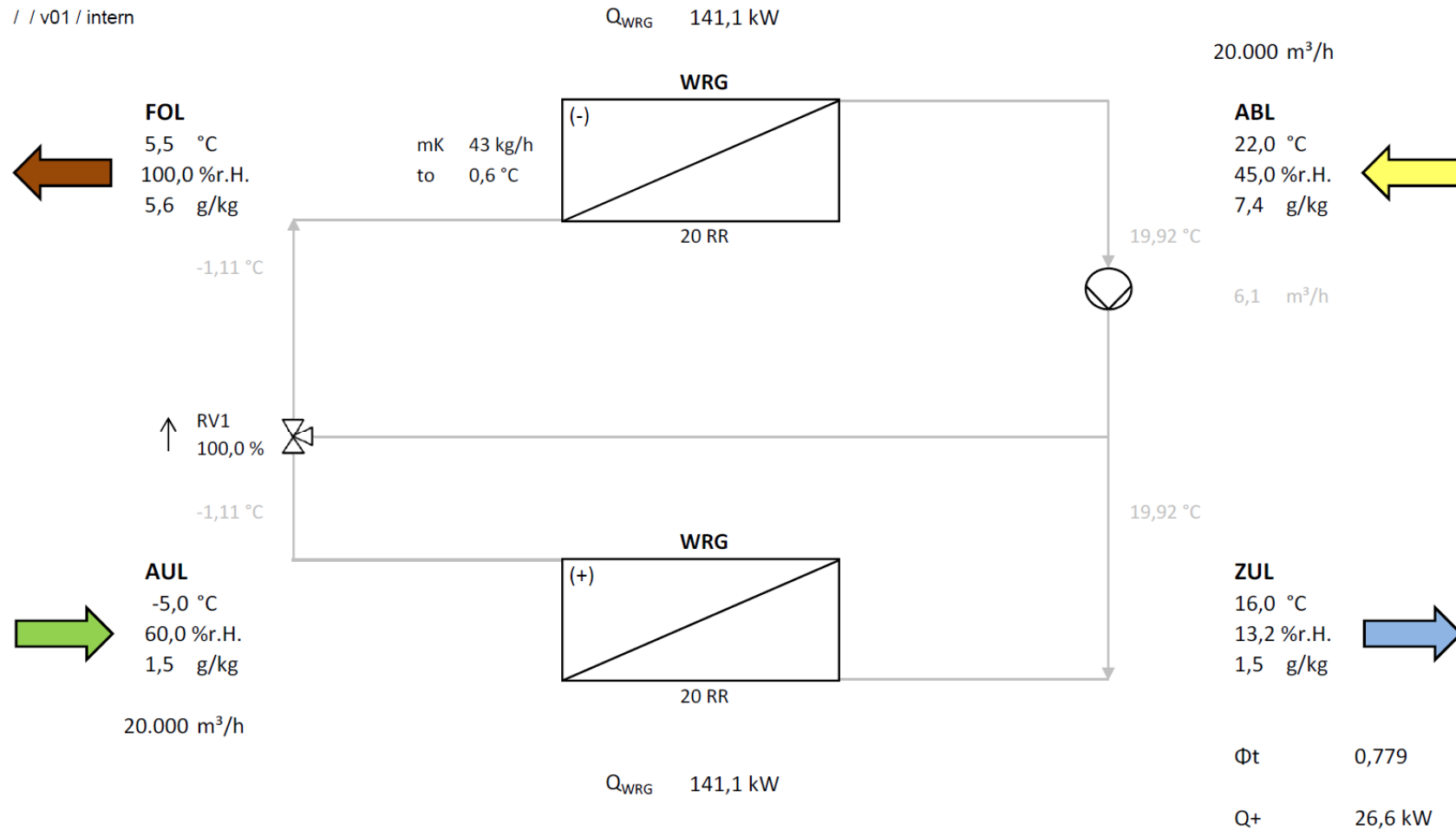
Erwärmung

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot \Delta h_2$$

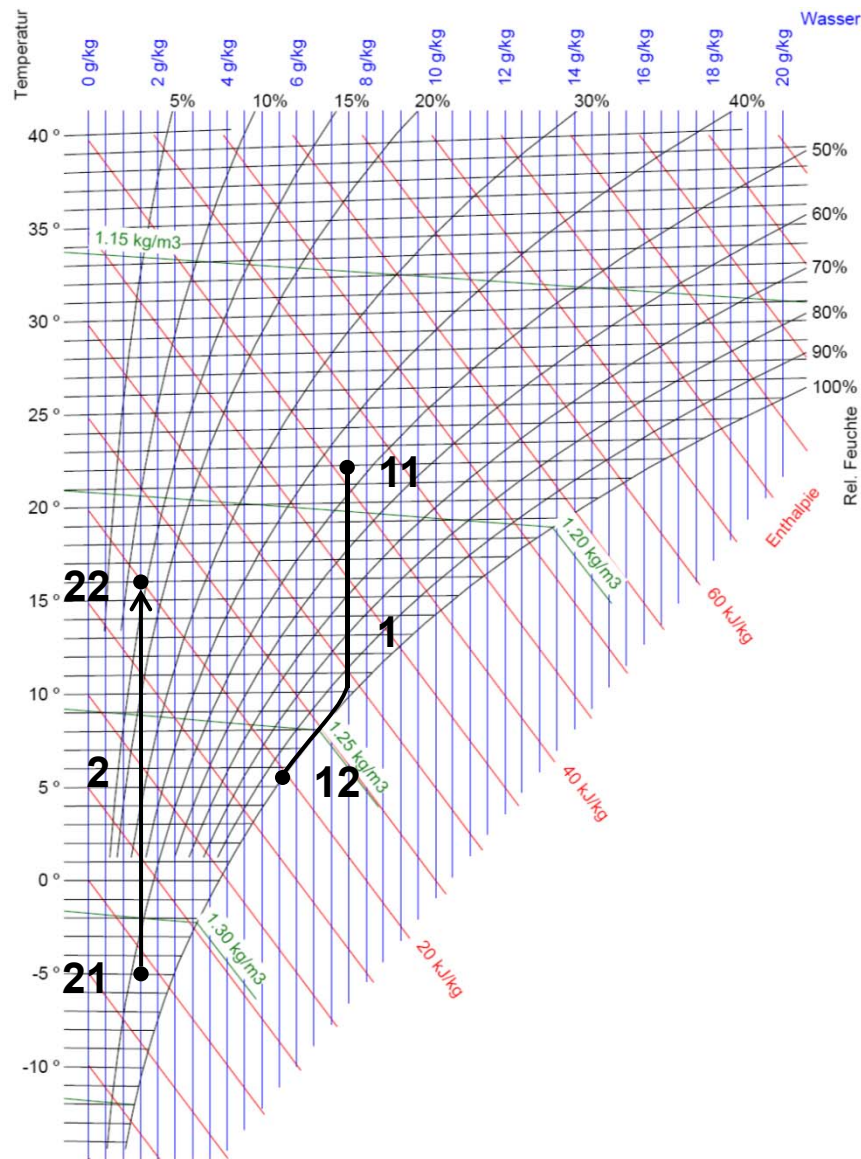
$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot c \cdot \Delta T_2$$

Heizbetrieb

// v01 / intern



1013,25 mbar



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Wärmerückgewinnung

Heizbetrieb - Winter

1: ABL → FOL: feuchte Kühlung

2: AUL → ZUL: Erwärmung

$$\dot{Q}_{WRG} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

Kühlung

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot \Delta h_1$$

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot c \cdot \Delta T_1$$

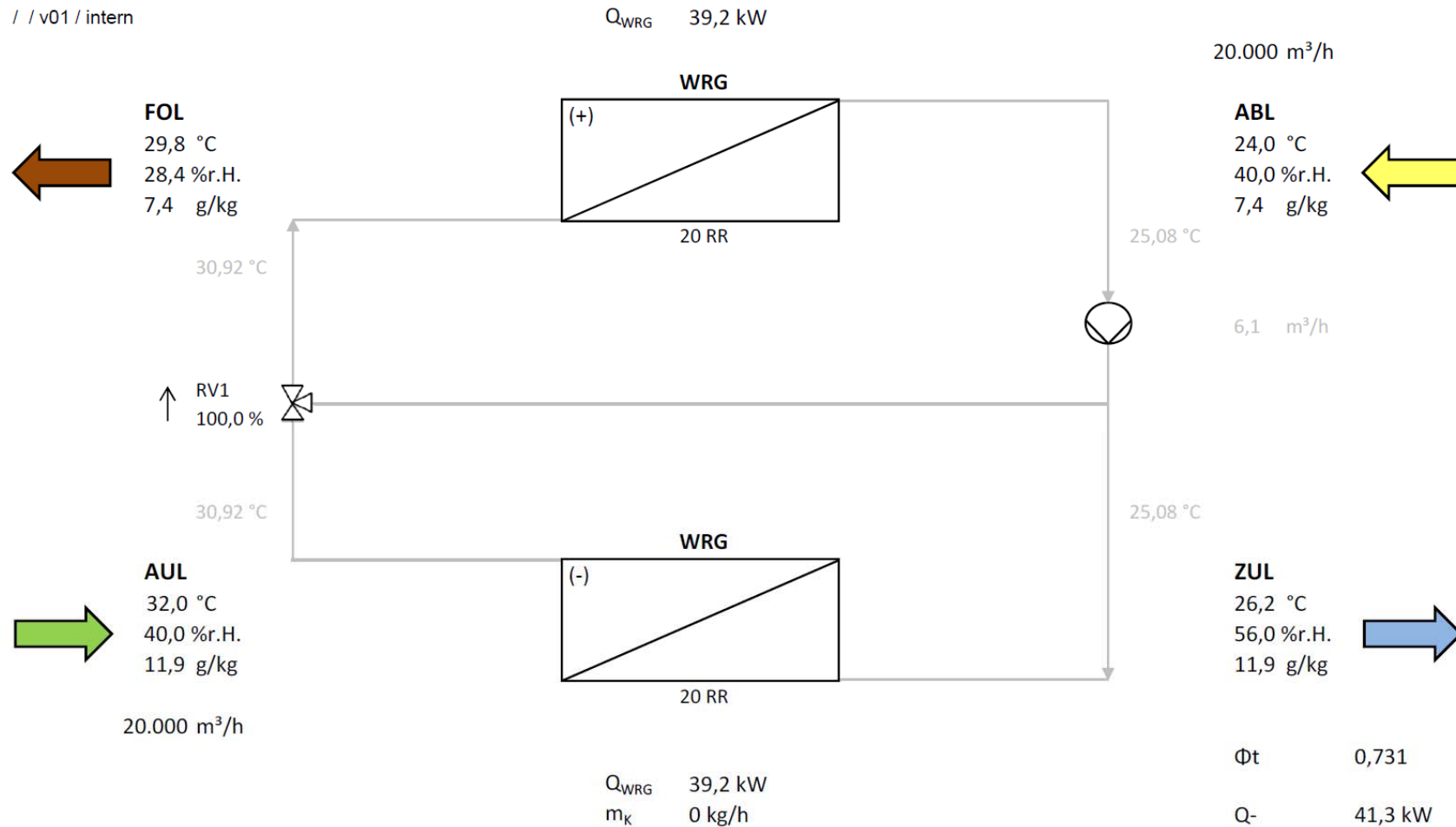
Erwärmung

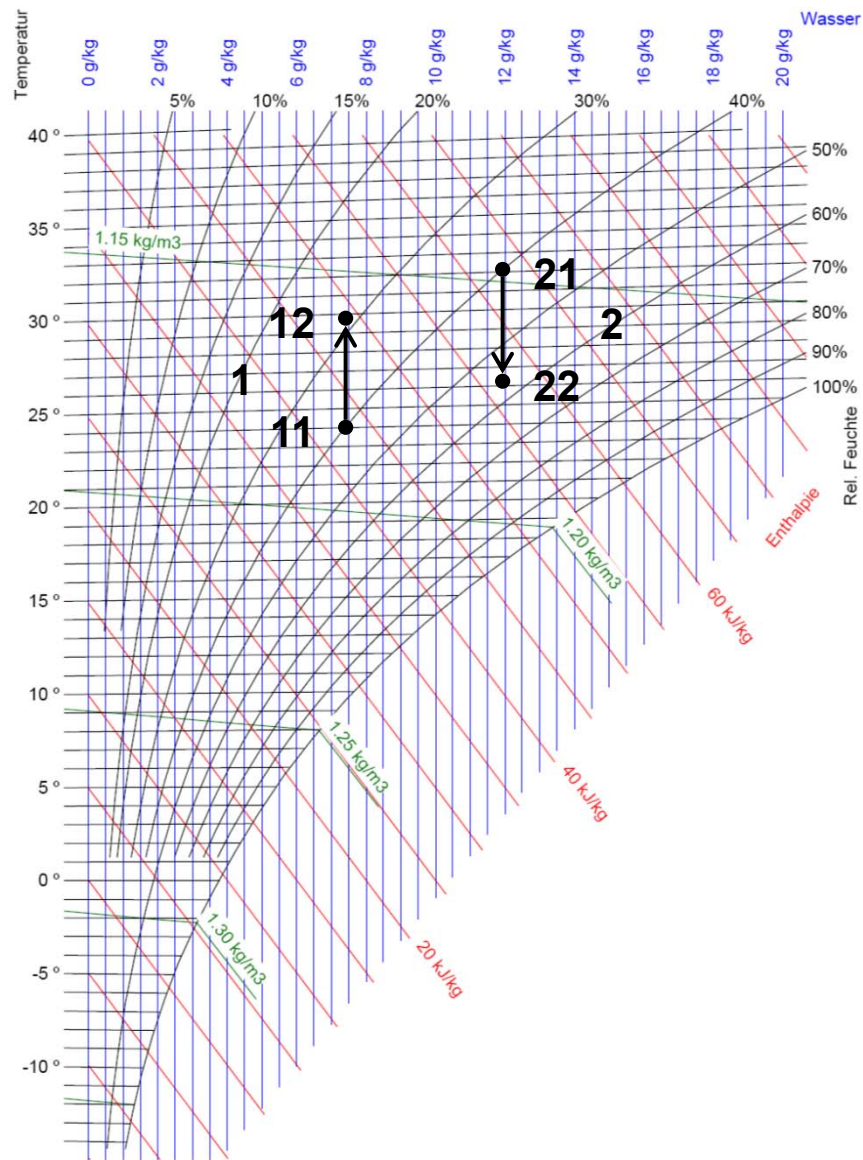
$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot \Delta h_2$$

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot c \cdot \Delta T_2$$

Kühlbetrieb

// v01 / intern





Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Wärmerückgewinnung

Kühlbetrieb - Sommer

1: ABL → FOL: Erwärmung

2: AUL → ZUL: trockene Kühlung

$$\dot{Q}_{\text{WRG}} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

Erwärmung

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot \Delta h_1$$

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot c \cdot \Delta T_1$$

Kühlung

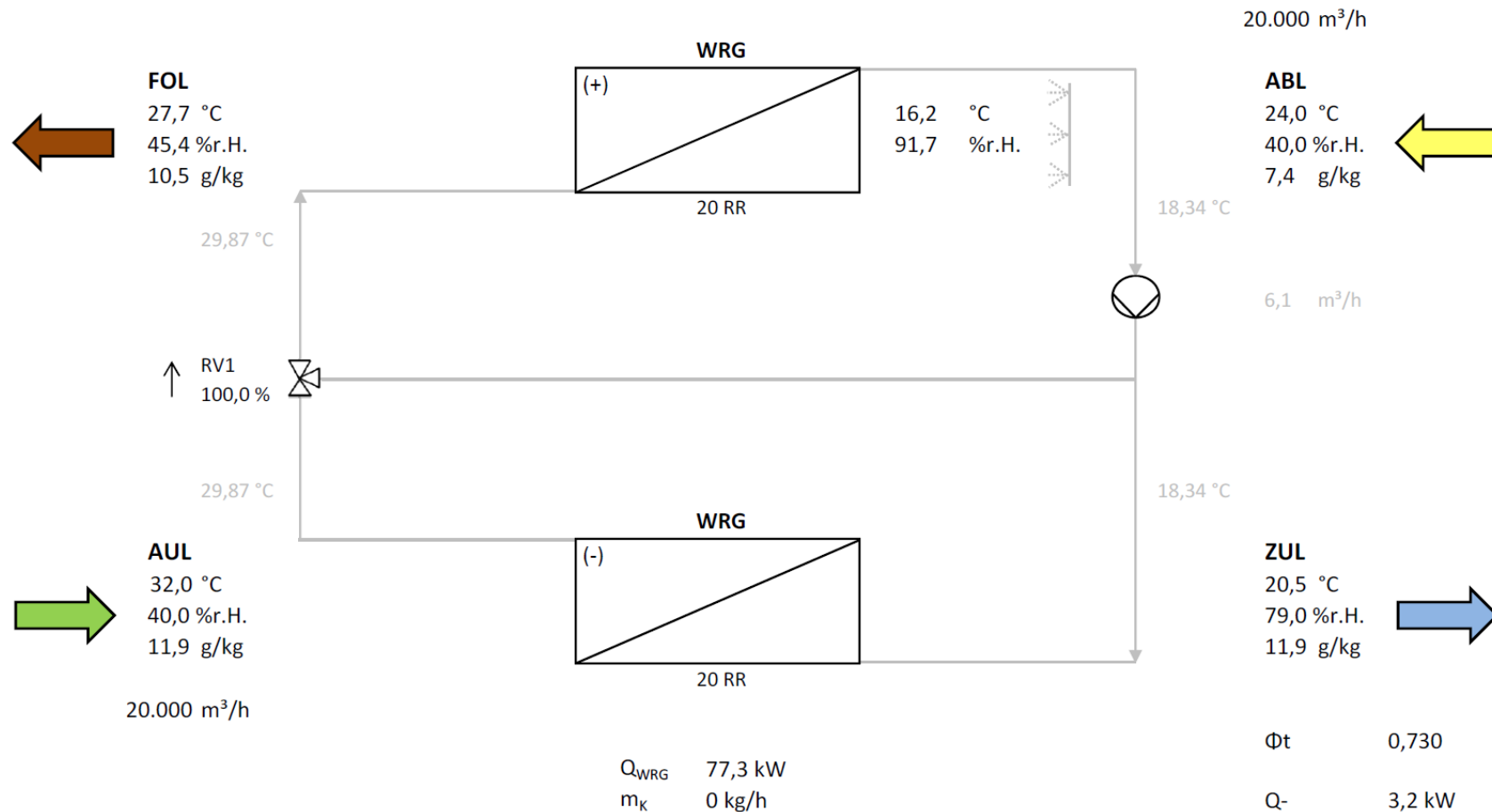
$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot \Delta h_2$$

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot c \cdot \Delta T_2$$

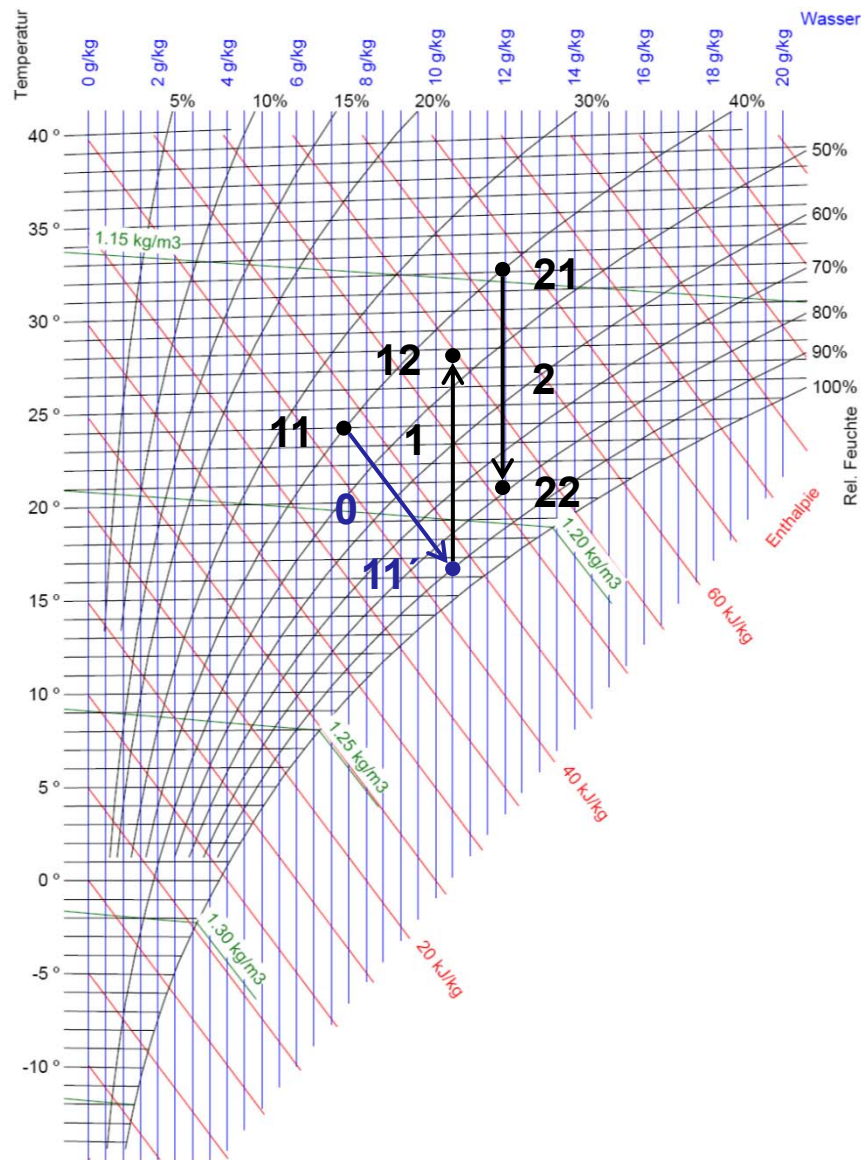
Kühlbetrieb - indirekt adiabats

// v01 / intern

Q_{WRG} 77,3 kW



1013,25 mbar



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Wärmerückgewinnung

Kühlbetrieb - Sommer

0: ABL → ABL: Befeuchtung adiabat

1: ABL → FOL: Erwärmung

2: AUL → ZUL: trockene Kühlung

$$\dot{Q}_{\text{WRG}} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

Erwärmung

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot \Delta h_1$$

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot c \cdot \Delta T_1$$

Kühlung

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot \Delta h_2$$

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot c \cdot \Delta T_2$$

Feuchteänderungsgrad ψ

Bei WRG-Systemen mit möglicher Feuchteübertragung (z. B. Rotationswärmeübertrager)

Beschreibt das Verhältnis der Feuchteänderung der **Außenluft** zur maximal möglichen Feuchteänderung (Potential). Der Feuchteänderungsgrad ist vom Kondensationspotential ($\kappa = x_{11} - x_{21s}$) zwischen den beiden Luftströmen abhängig. Er wird oft auch als **Rückfeuchtezahl** bezeichnet.

$$\psi = \frac{(x_{ZUL} - x_{AUL})}{(x_{ABL} - x_{AUL})} = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}}$$

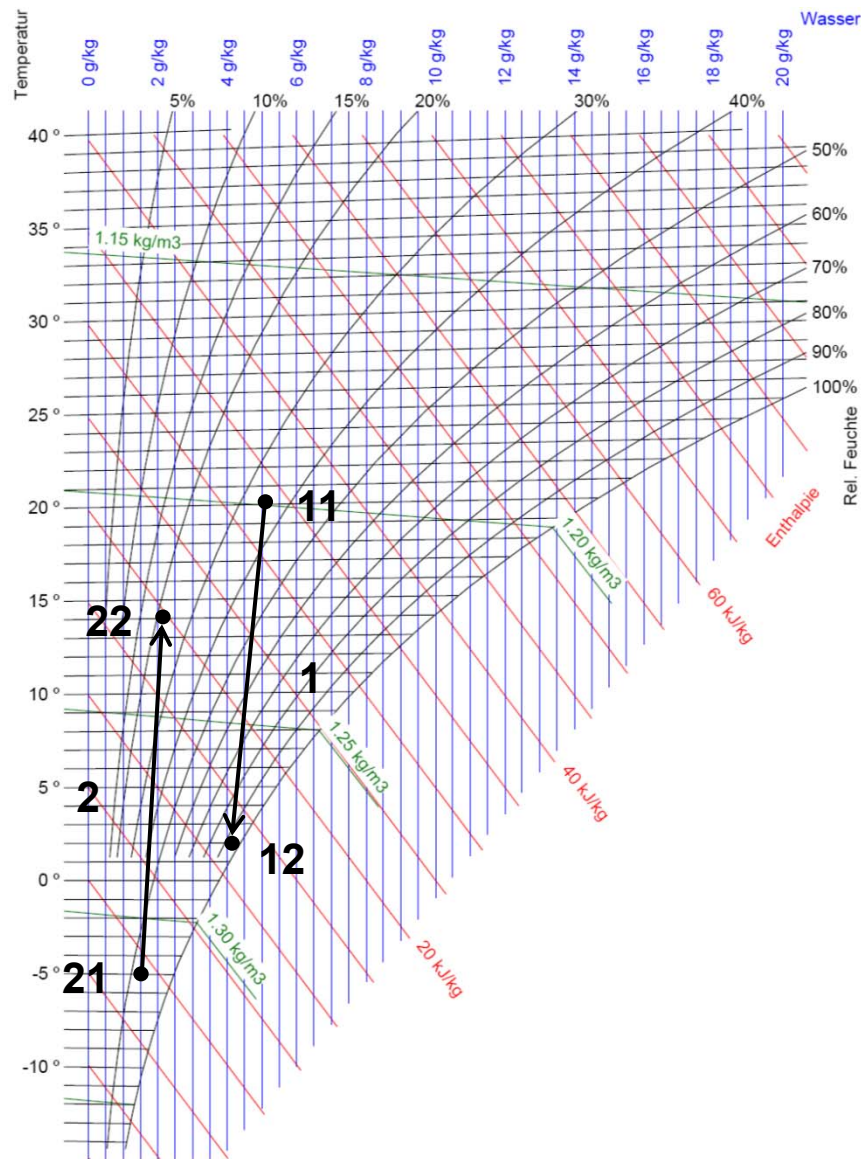
Wärmerückgewinnungssysteme

Einteilung gemäß DIN EN 308

Kategorie III Regeneratoren
mit wärmespeichernder Masse

Kategorie IIIa Regeneratoren nicht hygroskopisch
Kondensationsrotor

Kategorie IIIb Regeneratoren hygroskopisch
Enthalpierotor
Sorptionsrotor



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Wärmerückgewinnung

Kondensationsrotor

Heizbetrieb - Winter

1: ABL → FOL: Kühlung

2: AUL → ZUL: Erwärmung

Feuchteübertragung im
Kondensationsfall (FOL)

$$\dot{Q}_{WRG} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\Psi \leq \phi_2$$

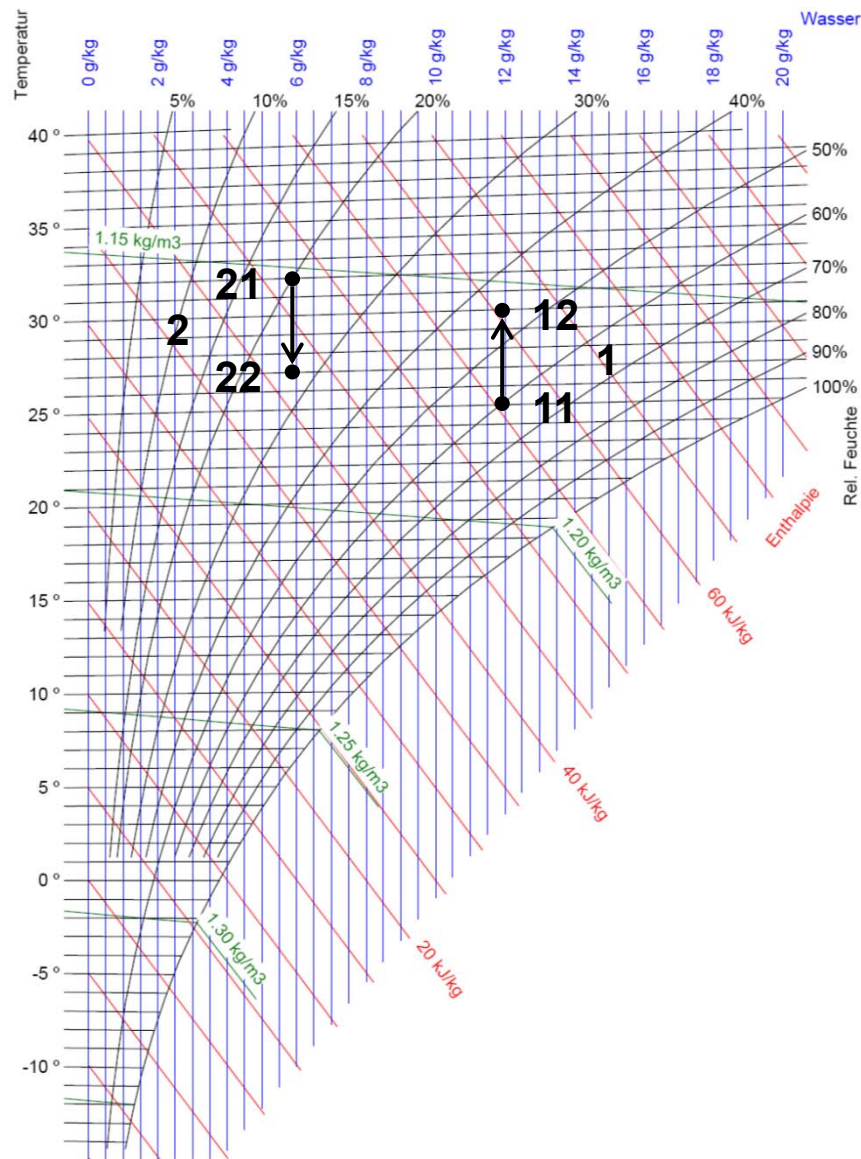
$$18,4 \% \leq 75,7 \%$$

Kühlung - Trocknung

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot \Delta h_1$$

Erwärmung - Auffeuchtung

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot \Delta h_2$$



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Wärmerückgewinnung

Kondensationsrotor

Kühlbetrieb - Sommer

1: ABL → FOL: Erwärmung

2: AUL → ZUL: Kühlung

$$\dot{Q}_{WRG} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\Psi \leq \phi_2$$

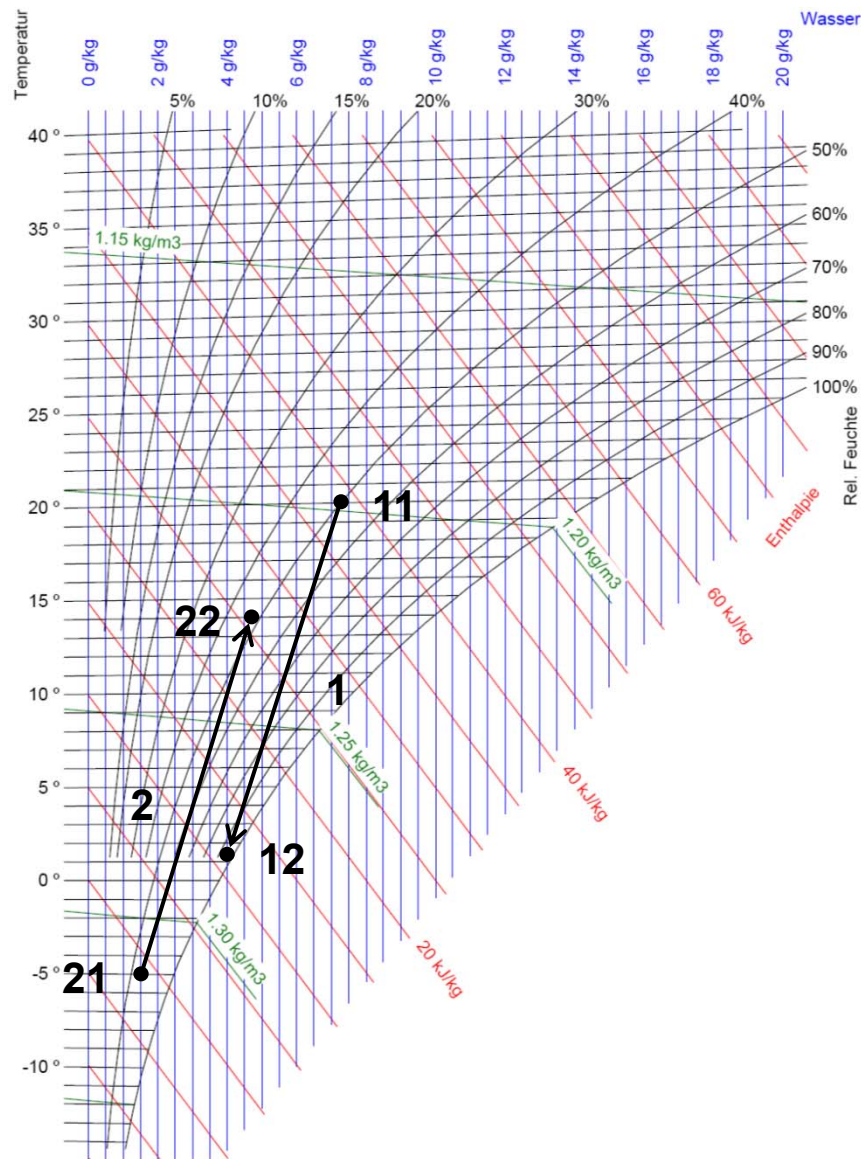
$$0 \% \leq 74,7 \%$$

Erwärmung

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot \Delta h_1$$

Kühlung

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot \Delta h_2$$



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Wärmerückgewinnung

Enthalpierotor

Heizbetrieb - Winter

1: ABL → FOL: Kühlung mit Trocknung

2: AUL → ZUL: Erwärmung mit Auffeuchtung

$$\dot{Q}_{WRG} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\Psi \leq \phi_2$$

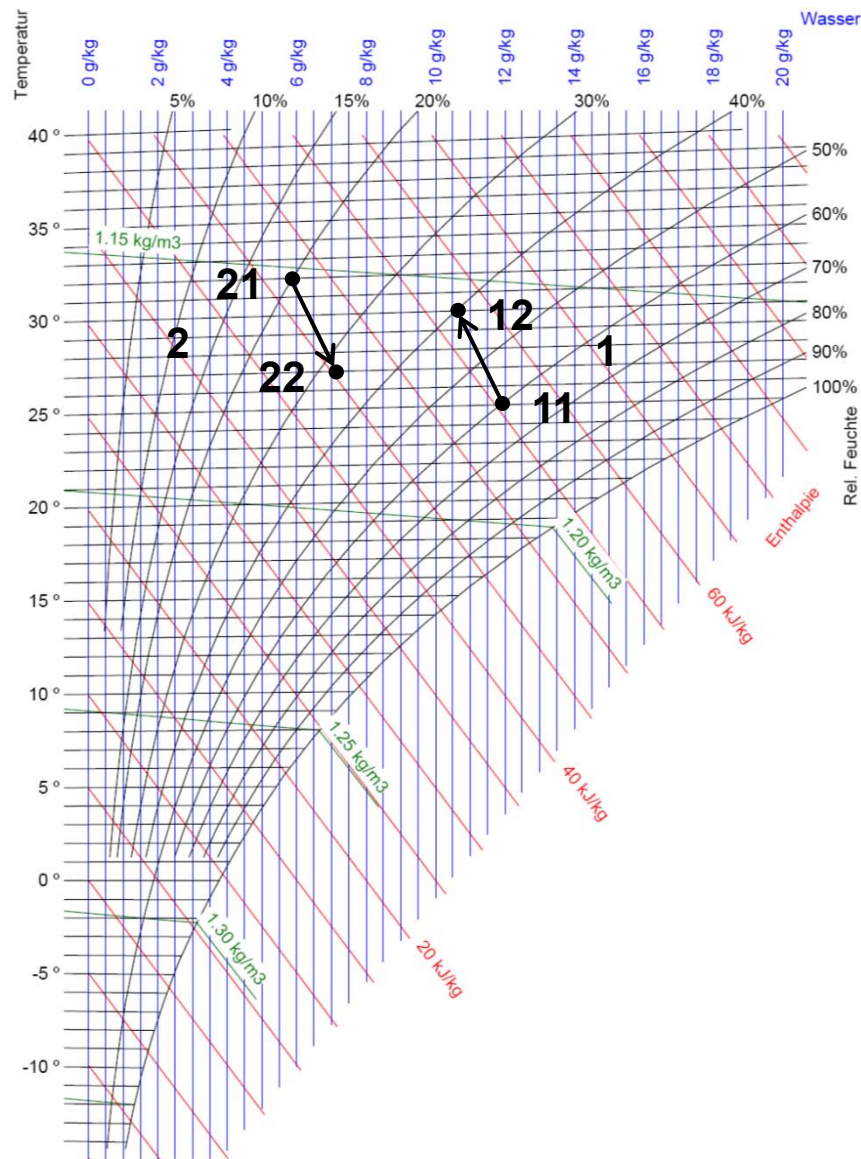
$$55,7 \% \leq 75,7 \%$$

Kühlung - Trocknung

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot \Delta h_1$$

Erwärmung - Auffeuchtung

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot \Delta h_2$$



Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar

Wärmerückgewinnung

Enthalpierotor

Kühlbetrieb - Sommer

1: ABL → FOL: Erwärmung mit
Auffeuchtung

2: AUL → ZUL: Kühlung mit
Trocknung

$$\dot{Q}_{\text{WRG}} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\Psi \leq \phi_2$$

$$19,6 \% \leq 74,7 \%$$

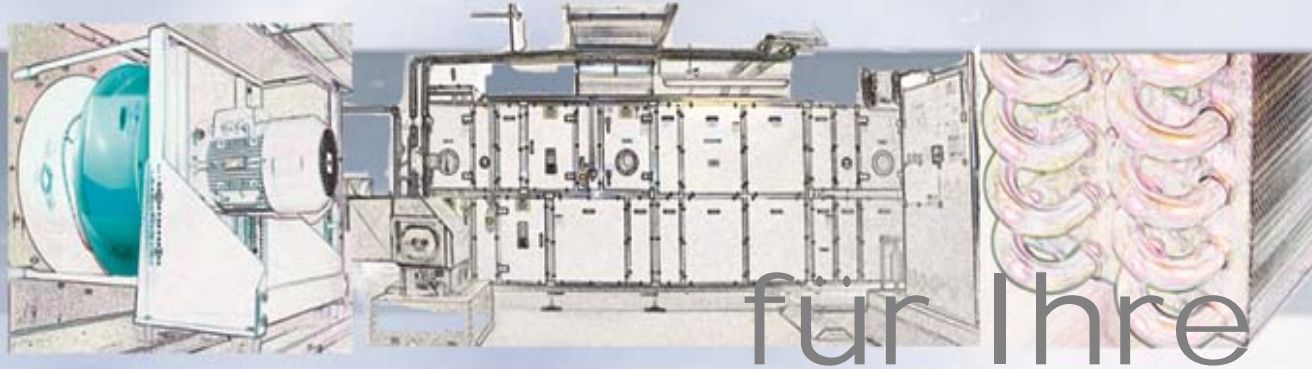
Erwärmung - Auffeuchtung

$$\dot{Q}_1 = q_{m1} \cdot \Delta h_1$$

Kühlung - Trocknung

$$\dot{Q}_2 = q_{m2} \cdot \Delta h_2$$

Herzlichen Dank



für Ihre
Aufmerksamkeit

Raumlufttechnik h,x-Diagramm

Energierückgewinnung und Energieeffizienz-
technologien in der Lüftungstechnik

Boris Wollscheid (B. Eng.)

boris.wollscheid@howatherm.de

Prof. Dr.-Ing. **Christoph Kaup**

c.kaup@umwelt-campus.de



HOCHSCHULE TRIER
Umwelt-Campus Birkenfeld