



# Das h,x-Diagramm Aufbau und Anwendung

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Thermodynamische Grundlagen</b>	1.1	Allgemeines	4
	1.2	Reine trockene Luft	4
	1.3	Feuchte Luft	4
	1.4	Zustandsgrößen	4
	1.4.1	Temperatur	4
	1.4.2	Absolute Feuchtigkeit	5
	1.4.3	Relative Feuchtigkeit	5
	1.4.4	Dichte	5
	1.4.5	Spezifische Wärme	5
	1.4.6	Wärmeinhalt oder Enthalpie	6
	1.4.7	Druck	7
	1.4.8	Stoffstrom	7
	1.4.9	Umrechnungstabellen	7
<b>2. Der Aufbau des h,x-Diagramms</b>	2.1	Allgemeines	8
	2.2	Der Aufbau des Diagramms nach Mollier	9
	2.2.1	Temperatur-Skala	9
	2.2.2	Absolutfeuchte-Skala	9
	2.2.3	Dampfdruckskala	9
	2.2.4	Sättigungsdruck, Sättigungslinie	10
	2.2.5	Taupunkttemperatur (Sättigungstemperatur)	10
	2.2.6	Linien mit konstanter relativer Feuchte	11
	2.2.7	Temperatur, Feuchte, Druck	11
	2.2.8	Linien mit konstanter Enthalpie	12
	2.2.9	Feuchtkugel- oder Feuchttemperatur	13
	2.2.10	Dichte	14
<b>3. Die Anwendung des h,x-Diagramms</b>	3.1	Allgemeines	16
	3.2	Mischen zweier Luftmengen	16
	3.3	Luft-Erwärmung	19
	3.4	Luft-Kühlung	20
	3.4.1	Oberflächenkühlung	20
	3.4.2	Kühlleistung	24
	3.4.3	Nasskühlung	25
	3.5	Luftbefeuchtung	25
	3.5.1	Befeuchtung mit Wasser (Wasser im Überschuss)	26
	3.5.2	Befeuchtung mit Wasserdampf	30
	3.6	Luft-Trocknung	33
	3.6.1	Unterkühlungsmethode	33
	3.6.2	Absorptionsmethode	34
	3.6.3	Lufttrocknung durch Beimischung trockenerer Luft	35
	3.7	Umrechnung Luftvolumen in Luftmasse	36
<b>4. Berechnungsgrundlagen zur Korrektur der Höhenlage</b>	4.1	Einfluss der Höhenlage auf den Luftdruck	38
	4.2	Berechnung der Korrekturfaktoren für $\varphi$ und $\rho$	38
	4.3	Konstruktion der Sättigungslinie	40
	4.4	Veränderungen der Luftzustandsgrößen	40
<b>Anhang</b>		Sollwert/Behaglichkeitsfeld in Verbindung mit der h,x-geführten Regelung	41

# 1. Thermodynamische Grundlagen

## 1.1 Allgemeines

Die Luft umgibt die Erde in Form einer Hülle und übt dabei auf sie einen veränderlichen Druck aus (Barometerstand). In erster Linie benötigen die Lebewesen die Luft für die Atmung. Ein erwachsener Mensch braucht beispielsweise zur Aufrechterhaltung des Lebensprozesses etwa  $0,5 \text{ m}^3$  Atemluft pro Stunde. Die Luft erfüllt aber außerdem noch andere lebenswichtige Aufgaben. So nimmt sie unter anderem an den Oberflächen der Seen und Ozeane riesige Wassermengen in Form von Wasserdampf auf, transportiert diese über große Distanzen und lässt sie als Niederschläge wieder zur Erde fallen. Die physikalischen Größen, mit denen ein Luftzustand beschrieben wird, nennt man Zustandsgrößen. Mit diesen befasst sich auch die Klimatechnik, in der vor allem die Lufttemperatur, die Luftfeuchtigkeit und der Luftdruck von Bedeutung sind.

## 1.2 Reine trockene Luft

Luft ist ein Gemisch von Gasen, Dämpfen und Verunreinigungen. Trockene, reine Luft gibt es nur theoretisch. Diese besteht aus:

Gasförmiger Stoff:	Chemisches Zeichen:	Volumenanteil: %	Gewichtsanteil: %
Stickstoff	$\text{N}^2$	78,060	75,490
Sauerstoff	$\text{O}^2$	20,960	23,170
Argon	Ar	0,930	1,290
Kohlendioxid	$\text{CO}^2$	0,030	0,040
Wasserstoff	$\text{H}^2$	0,010	0,001
Neon	Ne	0,002	0,001
Helium, Krypton, Xenon	He, Kr, Xe	0,008	0,008

## 1.3 Feuchte Luft

Absolut trockene Luft kommt in der freien Atmosphäre nicht vor. Ein gewisser Anteil an Wasserdampf ist stets in ihr enthalten. Feuchte Luft ist also eine Mischung von trockener Luft und Wasserdampf.

Der Wasserdampfanteil spielt in der Lüftungs- und Klimatechnik eine sehr wichtige Rolle, obwohl die physikalisch größtmögliche Menge Wasserdampf in der Luft – bei den in Frage kommenden Luftzuständen – nur einige Gramm pro kg trockener Luft beträgt.

Eine zu geringe oder zu hohe Luftfeuchtigkeit beeinträchtigt das Behaglichkeitsgefühl des Menschen. Und auch in vielen Industriebetrieben sind die physikalischen Eigenschaften der Rohmaterialien oder der Endprodukte von der Luftfeuchtigkeit in den Fabrikations- und Lageräumen abhängig.

Um in einem Raum einen gewünschten Luftzustand zu schaffen, muss die Luft entsprechend aufbereitet werden, d.h. sie muss je nach Bedarf gereinigt, erwärmt, gekühlt, befeuchtet oder entfeuchtet werden. Die dabei notwendigen Luft-Zustandsänderungen lassen sich mit Hilfe der Gasgesetze berechnen. Dies ist zwar nicht besonders schwierig, jedoch umständlich und zeitraubend. Mit Hilfe des  $h,x$ -Diagramms können die einzelnen Zustandsgrößen eines Luftzustandes grafisch ermittelt werden, und dadurch wird die Berechnung von Zustandsänderungen wesentlich vereinfacht.

## 1.4 Zustandsgrößen

### 1.4.1 Temperatur

Sie kennzeichnet den sensiblen, d.h. fühlbaren Wärmezustand der Luft und kann mit dem Thermometer gemessen werden. Die Angabe der Temperatur erfolgt in  $^{\circ}\text{C}$  oder absolut in Kelvin K. Eine Temperatur-Differenz wird immer in K angegeben.

#### 1.4.2 Absolute Feuchtigkeit

Unter absoluter Feuchtigkeit  $x$  versteht man diejenige Wassermenge in Gramm, die in einem Kilogramm Luft vorhanden ist. In Tabellen und Diagrammen wird deshalb die Absolutfeuchtigkeit  $x$  in [g/kg] angegeben.

#### 1.4.3 Relative Feuchtigkeit

Trockene Luft kann bei einer bestimmten Temperatur und einem bestimmten Druck nur eine ganz bestimmte maximale Menge an Wasserdampf aufnehmen. Je höher die Temperatur und je höher der Luftdruck, desto größer ist der maximal mögliche Wassergehalt. Diesen maximal möglichen Wassergehalt bezeichnet man als Sättigung. Zeichnet man zu jeder Lufttemperatur den Sättigungspunkt im  $h,x$ -Diagramm auf, dann ergibt die Verbindung aller aufgezeichneten Punkte die Sättigungslinie. Der Sättigungspunkt liegt, beispielsweise bei einer Lufttemperatur von 20 °C und einem Luftdruck von 1013 mbar, bei einem Wassergehalt von 14,6 g/kg Luft. Enthält nun aber dieses Kilogramm Luft nur 7,3 Gramm Wasserdampf, so ist das nur 50 % der maximal möglichen Wassermenge, d.h. die relative Feuchtigkeit ( $\varphi$ ) dieser Luft beträgt 50 % r.F.

Die relative Feuchtigkeit  $\varphi$  sagt also aus, wie groß – bei einer bestimmten Temperatur – die in der Luft vorhandene Dampfmenge im Verhältnis zur Sättigungs-Dampfmenge ist. Sie berechnet sich wie folgt:

$$\varphi = \frac{x}{x_s} \cdot 100 \%$$

$\varphi$  = Relative Luftfeuchtigkeit

$x$  = Vorhandene Dampfmenge in g/kg

$x_s$  = Dampfmenge bei gesättigter Luft in g/kg

#### 1.4.4 Dichte

Die Dichte sagt aus, wie viel Masse  $m$  in Kilogramm ein Stoff mit einem Volumen  $V$  von einem Kubikmeter beinhaltet. Die Einheit der Dichte  $\rho$  ist deshalb [kg/m<sup>3</sup>].

Die Dichte  $\rho$  beträgt bei 0 °C und Meereshöhe für

- Trockene Luft:  $\rho = 1,293$  [kg/m<sup>3</sup>]
- Wasserdampf:  $\rho = 0,804$  [kg/m<sup>3</sup>]

#### 1.4.5 Spezifische Wärme

Die spezifische Wärme  $c$  eines festen, flüssigen oder gasförmigen Stoffes ist die Wärmemenge, die erforderlich ist, um 1 kg Masse des Stoffes um 1 K zu erwärmen.

Sie wird in J/kg.K oder auch in kJ/kg.K angegeben. Die spezifische Wärme steigt mit zunehmender Temperatur des Stoffes; bei Gasen auch mit zunehmendem Druck. Deshalb unterscheidet man bei Gasen zwischen  $c_p$ , der spezifischen Wärme bei konstantem Druck, und  $c_v$ , der spezifischen Wärme bei konstantem Volumen.

In Tabellen sind meistens die Werte für  $c_p$  bei 20 °C Temperatur und 1013 mbar Luftdruck angegeben. Diese Werte eignen sich auch für Berechnungen in der Lüftungs- und Klimatechnik und gelten für

- Trockene Luft:  $c_p = 1,01$  [kJ/kg.K]
- Wasserdampf:  $c_p = 1,86$  [kJ/kg.K]

## 1.4.6 Wärmeinhalt oder Enthalpie

Eine der wesentlichen lufttechnischen Berechnungen ist die Ermittlung der Wärmemengen, die aufgewendet werden müssen, um einen nach Temperatur und Feuchtigkeit vorgeschriebenen Luftzustand im Raum zu erreichen. In diesem Falle muss Luft, deren Zustand bekannt ist, durch geeignete Behandlung wie mischen, erwärmen, kühlen, befeuchten oder entfeuchten in einen anderen geforderten Zustand übergeführt werden. Die meisten dieser genannten Behandlungsarten führen auch zu einer Änderung des Wärmeinhalts  $h$  der behandelten Luft. In der Thermodynamik bezeichnet man den Wärmeinhalt eines Stoffes mit der Masse von 1 kg als spezifische Enthalpie  $h$  [kJ/kg]. Absolut trockene Luft mit einer Temperatur  $\vartheta = 0\text{ °C}$  und einem theoretischen Wassergehalt von  $x = 0\text{ g/kg}$  hat einen definierten Wärmeinhalt  $h = 0\text{ kJ/kg}$ . Dieser Luftzustand entspricht dem festgelegten Nullpunkt der Enthalpie-Skala. Enthalpiewerte  $< 0\text{ kJ/kg}$  werden negativ (Vorzeichen  $-$ ). Die Enthalpiedifferenz  $\Delta h$ , zwischen dem Anfangs- und dem Endzustand einer Luftbehandlung, lässt sich grafisch sehr einfach aus dem  $h,x$ -Diagramm ermitteln. Multipliziert man dann die Masse [kg] der behandelten Luft mit der grafisch ermittelten Enthalpiedifferenz  $\Delta h$ , dann ergibt dies die erforderliche Wärmemenge für diese Zustandsänderung.

*Beispiel* Welche Wärmemenge ist erforderlich, um 1000 kg Luft von  $\vartheta_1 = 0\text{ °C}$  und  $x_1 = 3\text{ g/kg}$  in den Zustand  $\vartheta_2 = 22\text{ °C}$  und  $x_2 = 7\text{ g/kg}$  zu verändern? (Luftdruck = 1013 mbar)

*Lösung* Einerseits ist eine bestimmte Wärmemenge erforderlich, um 1000 kg Luft von  $0\text{ °C}$  auf  $22\text{ °C}$  zu erwärmen (sensible Wärme) und andererseits  $1000 \cdot 4\text{ g/kg} = 4\text{ kg}$  Wasser zu verdampfen (latente Wärme). Diese beiden Teil-Wärmemengen lassen sich separat berechnen. Die spezifische Wärme trockener Luft beträgt im Mittel für den in Frage kommenden Bereich  $1,01\text{ [kJ/kg.K]}$  und für Wasser  $4,19\text{ [kJ/kg.K]}$ .

Die Verdampfungswärme  $\rho$  für Wasser ist temperatur- und dampfdruckabhängig. Sie kann für Wasserdampf-Teildrücke  $< 0,1\text{ bar}$ , und Temperaturen  $< 45\text{ °C}$  mit  $2'450\text{ [kJ/kg]}$  eingesetzt werden. Daraus ergibt sich für

- die Erwärmung der Luft:  
 $Q_L = M_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta = 1,000 \cdot 1,01 \cdot 22 = 22'220\text{ [kJ]}$
- die Erwärmung des Wassers:  
 $Q_W = M_W \cdot c_w \cdot \Delta\vartheta = 4 \cdot 4,19 \cdot 22 = 370\text{ [kJ]}$
- die Verdampfung des Wassers:  
 $Q_V = M_W \cdot \rho = 4 \cdot 2'450 = 9'800\text{ [kJ]}$

Aus der Berechnung dieser Teil-Wärmemengen ergibt sich die erforderliche Wärmemenge für Zustandsänderung

$$\mathbf{Q_{1,2} = Q_L + Q_W + Q_V = 22'220 + 370 + 9'800 = 32'390\text{ [kJ]}}$$

Die Berechnung mit dem grafisch ermittelten  $\Delta h$  aus dem  $h,x$ -Diagramm wird genauer als die reine Berechnungsmethode mit angenäherten, temperaturabhängigen Werten, weil jeder Punkt des  $h,x$ -Diagramms mit den für diesen Punkt genauen Zustandsgrößen berechnet wurde.

### 1.4.7 Druck

Druck ist die auf eine Fläche wirkende Kraft. Der durch das Gewicht der Luft verursachte Druck auf die Erdoberfläche ist der atmosphärische Druck. Dieser beträgt auf Meereshöhe im Mittel 1,013 bar = 760 mm Hg.

Im Internationalen Einheitensystem (SI-Einheiten) ist die Druckeinheit:

- 1 Newton/m<sup>2</sup> = 1 N/m<sup>2</sup> = 1 Pa (Pascal)

Gebräuchlicher ist jedoch in der HLK-Technik die Einheit bar:

- 1 bar = 1000 mbar (millibar) = 10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup> = 10<sup>5</sup> Pa

Bei luft- und wärmetechnischen Rechnungen wurde früher der Druck oft durch die Druckhöhe von Flüssigkeitssäulen angegeben, z. B. mm Wassersäule (mm WS) oder auch m Wassersäule (m WS).

- 1 bar = 10'130 mm WG or 10,13 m WG
- 1 mm WS = 10 Pa oder 1 m WS = 10 kPa

### 1.4.8 Stoffstrom

Unter Stoffstrom versteht man:

- Volumenstrom in [m<sup>3</sup>/s] oder [m<sup>3</sup>/h]
- Massenstrom in [kg/s] oder [kg/h]

Der Durchfluss eines homogenen, flüssigen oder gasförmigen Mediums mit dem Volumen m oder der Masse kg, das während der Zeit 1 s gleichförmig durch einen Strömungsquerschnitt fließt, wird Volumenstrom oder Massenstrom genannt.

Häufig wird auch die Bezeichnung Menge verwendet. Bei Mengenangaben werden beide SI-Einheiten gebraucht (m<sup>3</sup>/s oder kg/s).

### 1.4.9 Umrechnungstabellen Energie, Arbeit und Wärmemenge

Einheit:	J	kJ	kWh	kcal
1 J = 1 Nm = 1 Ws	1	0,001	≈ 0,28 · 10 <sup>-6</sup>	≈ 0,24 · 10 <sup>-3</sup>
1 kJ = 1 kWs	1'000	1	≈ 0,28 · 10 <sup>-3</sup>	≈ 0,24
1 kWh	3'600 · 10 <sup>3</sup>	3'600	1	860
1 kcal	4'186	≈ 4,19	≈ 1,16 · 10 <sup>-3</sup>	1

### Leistung und Wärmestrom (Wärmeleistung)

Einheit:	W	kW	kJ/h	kcal/h
1 W = 1 J/s	1	0,001	0,001	0,860
1 kW	1'000	1	≈ 0,28 · 10 <sup>-3</sup>	860
1 kJ/h	≈ 0,28	≈ 0,28 · 10 <sup>-3</sup>	1	≈ 0,24
1 kcal/h	1,163	1,163 · 10 <sup>-3</sup>	≈ 4,19	1

### Druck

Einheit:	Pa	bar	mm WS	mm Hg (Torr)
1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup>	1	10 <sup>-5</sup>	≈ 0,1	≈ 7,5 · 10 <sup>-3</sup>
1 bar	10 <sup>5</sup>	1	1,02 · 10 <sup>4</sup>	≈ 750
1 mm WG	9,81	≈ 10 <sup>-4</sup>	1	7,36 · 10 <sup>-2</sup>
1 mm Hg = 1 Torr	133,3	≈ 1,3 · 10 <sup>-3</sup>	13,6	1

## 2. Der Aufbau des h,x-Diagrammes

### 2.1 Allgemeines

Schon früh wurde versucht, die Berechnungen von Luftzustandsänderungen auf grafischem Wege zu erleichtern. Diagramme für psychrometrische Berechnungen gibt es in verschiedenen Ausführungen. In Europa ist das Diagramm nach Mollier am bekanntesten; in den USA wird eher das Carrier-Diagramm verwendet. Beide haben prinzipiell den gleichen Aufbau, nur die Achsenrichtungen sind unterschiedlich. Die Temperaturachse ist im Mollier-Diagramm vertikal und beim Carrier-Diagramm horizontal angeordnet, während der Wassergehalt im Mollier-Diagramm horizontal und im Carrier-Diagramm vertikal dargestellt wird.

Beim psychrometrischen Diagramm handelt es sich entweder um ein h,x- oder um ein t,x-Diagramm, wobei t als Formelzeichen für die Temperatur [°C], h für die Enthalpie [kJ/kg] und x [g/kg] für den absoluten Wassergehalt der Luft verwendet werden. Mit Hilfe des «psychrometrischen Diagramms für feuchte Luft» lassen sich die zur Klimatechnik gehörenden Luft-Zustände und -Zustandsänderungen grafisch darstellen und einfach berechnen. Für die Beschreibung und Berechnung der Zustandsänderungen feuchter Luft sind die folgenden Größen von Bedeutung:

- $\vartheta$  = Lufttemperatur [°C]
  - $\varphi$  = Relative Feuchte [% r.F.]
  - x = Wassergehalt [g/kg\*]
  - h = Wärmeinhalt [kJ/kg\*]
- (\* bezogen auf 1 kg trockene Luft)

Die Eigenschaften und das Verhalten von feuchter Luft hängen vom barometrischen Luftdruck ab. Deshalb lässt sich ein psychrometrisches Diagramm immer nur für einen bestimmten barometrischen Druck aufzeichnen. Das in diesem Kapitel verwendete Diagramm basiert auf einem barometrischen Luftdruck von 980 [mbar] ( $\approx$  280 m.ü.M).

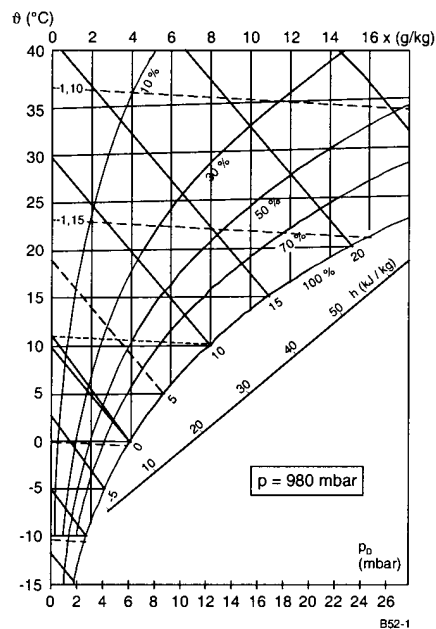


Fig. 2-1 h,x-Diagramm nach Mollier

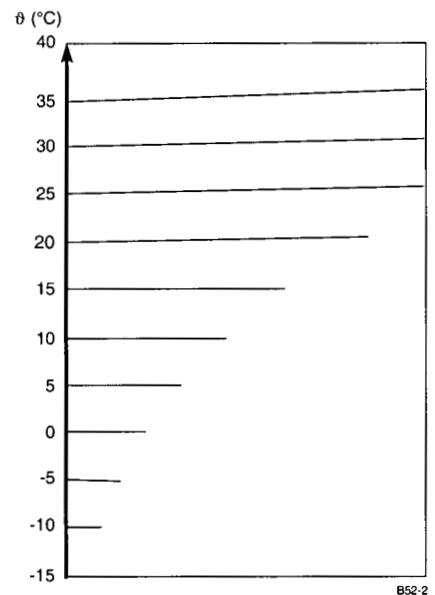


Fig. 2-2 Temperatur-Skala mit «Isothermen» als Hilfslinien

## 2.2 Der Aufbau des Diagramms nach Mollier

### 2.2.1 Temperatur-Skala

Als Grundmaßstab für das Mollier-Diagramm dient eine Temperaturskala, welche vertikal für den gewünschten Bereich aufgetragen wird. In der Klimatechnik erstreckt sich dieser Bereich etwa von  $-15\text{ °C}$  bis  $+40\text{ °C}$ .

Die horizontal von links nach rechts gezeichneten Hilfslinien sind die «Isothermen», d.h. Linien mit konstanter Lufttemperatur. Während die Isotherme bei  $0\text{ °C}$  parallel zur waagrechten Achse verläuft, werden die Isothermen bei höheren Temperaturen zunehmend ansteigend.

### 2.2.2 Absolutfeuchte-Skala

Als zweite, wichtige Zustandsgröße wird auf einer horizontalen Achse der Wassergehalt  $x$  bzw. die absolute Feuchte der Luft aufgetragen. Die senkrecht verlaufenden Hilfslinien kann man als Linien mit konstantem Wassergehalt bezeichnen. Ist also, nebst der Temperatur, auch der Wassergehalt  $x$  bekannt, so lässt sich der Zustandspunkt dieser Luft im  $h,x$ -Diagramm eindeutig festlegen. Aus diesem Grunde wird das  $h,x$ -Diagramm oft auch  $t,x$ -Diagramm genannt.

Die Maßeinheit für die absolute Feuchte oder den Wassergehalt  $x$  ist: Gramm Wasser je Kilogramm trockene Luft [g/kg].

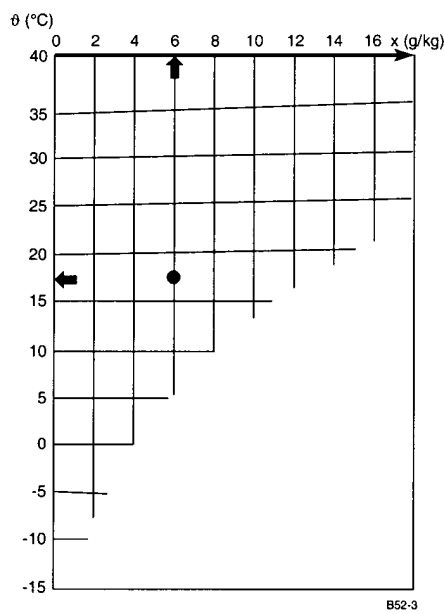


Fig. 2-3 Darstellung des Wassergehaltes  $x$  und der Temperatur

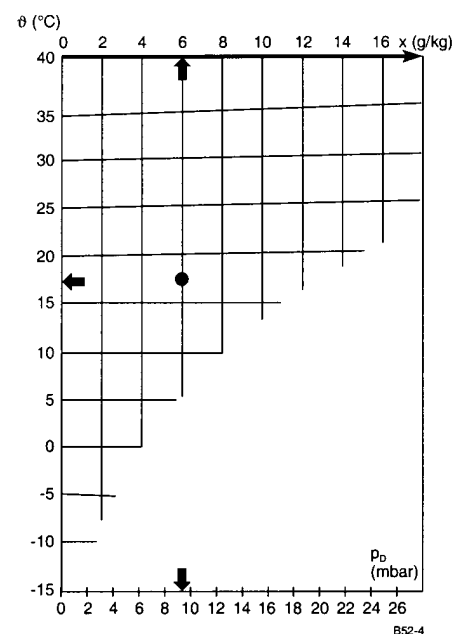


Fig. 2-4 Darstellung des Dampfdruckes  $p_D$

### 2.2.3 Dampfdruckskala

Überhitzter Wasserdampf, der gasförmig mit Luft vermischt ist, hat einen bestimmten Dampfdruck  $p_D$ . Dieser Dampfdruck ist ein Teil des gesamten Luftdruckes und wird deshalb auch Teil- oder Partialdruck des Wasserdampfes genannt. Dieser Partialdruck ist abhängig vom Mischungsverhältnis Wasserdampf / trockene Luft. Je höher der Wasserdampfanteil, umso größer ist der Partialdruck des Wasserdampfes  $p_D$ . Man kann deshalb auf einer parallelen Horizontalen zum Wassergehalt  $x$  den Partialdampfdruck  $p_D$  in mbar darstellen und so aus dem Diagramm leicht ermitteln, welcher Partialdruck  $p_D$  einem bestimmten Wassergehalt  $x$  [g/kg] entspricht.

(Bsp.  $x = 6\text{ g/kg} \Rightarrow p_D \approx 9,5\text{ mbar}$ ).



## 2.2.4 Sättigungsdruck, Sättigungslinie

Der Partialdruck und damit auch die Wasserdampfkonzentration kann so lange erhöht werden, bis der Sättigungsdruck  $p_s$  erreicht ist. Die Luft kann dann keinen Wasserdampf mehr aufnehmen. Würde man den Partialdruck, durch Erhöhung der Wasserdampfzufuhr, trotzdem über den Sättigungsdruck steigern, dann würde dieser Dampf kondensieren und in feinen Nebeltropfen sichtbar werden.

Der Sättigungsdruck  $p_s$  ist abhängig von der Lufttemperatur und vom Luftdruck. Da der Luftdruck für jedes psychrometrische Diagramm als konstant angenommen wird, kann er jeweils unberücksichtigt bleiben. Der Sättigungsdruck  $p_s$  kann für jede Temperatur zwischen 20 °C und 100 °C entweder berechnet, oder Tabellen entnommen und in das psychrometrische Diagramm eingetragen werden.

Verbindet man im  $h,x$ -Diagramm die Sättigungsdrücke der verschiedenen Temperaturen miteinander, entsteht die so genannte Sättigungslinie. Auf dieser Grenzlinie ist die Luft zu 100 % gesättigt und kann keinen Wasserdampf mehr aufnehmen, ohne dass es zur Kondensation führt. So kann z. B. Luft von 20 °C (bei 980 mbar) maximal 15 g/kg Wasserdampf aufnehmen (Fig. 2-5).

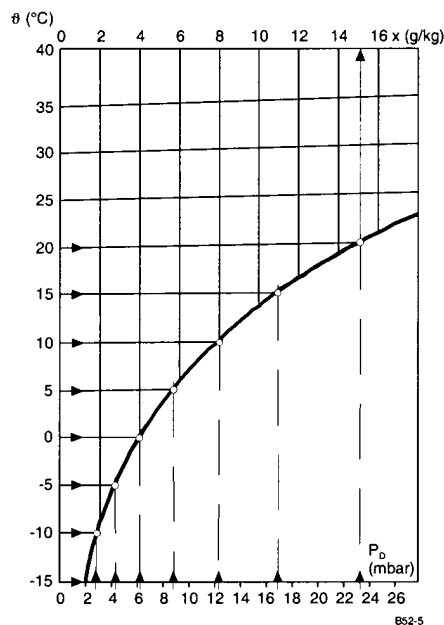


Fig. 2-5 Darstellung des Sättigungsdruckes  $p_s$

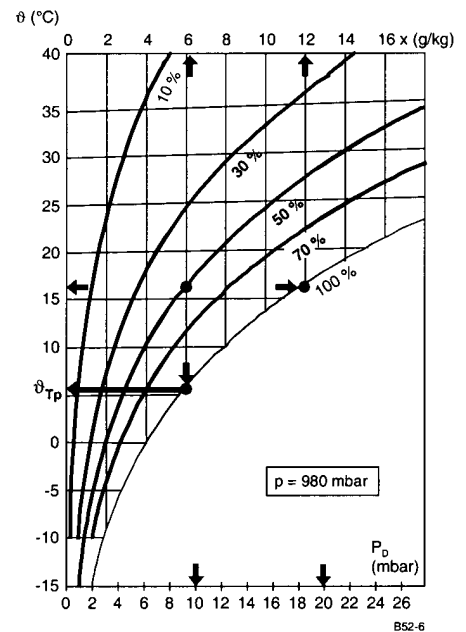


Fig. 2-6 Darstellung der Taupunkttemperatur

## 2.2.5 Taupunkttemperatur (Sättigungstemperatur)

Bei der Betrachtung des Diagramms (Fig. 2-6) erkennt man, dass die Sättigungslinie nicht nur durch Erhöhen des Wassergehaltes  $x$  erreicht werden kann. Kühlt man z.B. Luft, mit einem absoluten Wassergehalt von  $x = 6$  g/kg, von 20 °C auf +5 °C ab, so wird bei ca. +6 °C die Sättigungslinie erreicht. Eine weitere Abkühlung auf 5 °C muss also zur Kondensatausscheidung führen. Man bezeichnet deshalb den Schnittpunkt einer vertikalen  $x$ -Linie mit der Sättigungslinie als Taupunkt und die entsprechende Temperatur als Taupunkt- oder Sättigungs-Temperatur.

Der Wasserdampf kondensiert an Flächen und Körpern, deren Temperatur unterhalb der Taupunkt- oder Sättigungstemperatur liegt, und es kommt zu Tropfenbildung. Will man also ein Wasserdampf-Luftgemisch entfeuchten, so muss man es so tief abkühlen, bis seine Taupunkttemperatur unterschritten wird. Je größer die Taupunktunterschreitung ist, umso höher wird der Entfeuchtungseffekt.

## 2.2.6 Linien mit konstanter relativer Feuchte

Entlang der Sättigungslinie (Taupunktlinie) ist die Luft zu 100 % mit Wasserdampf gesättigt, d.h. die relative Feuchte beträgt 100 %. Enthält die Luft aber beispielsweise nur die Hälfte, also 50 % der Sättigungswasserdampfmenge, dann bezeichnet man diesen Sättigungsgrad mit  $w = 50$  % relativer Feuchte (r.F.). Trägt man nun im  $h,x$ -Diagramm zu jeder Temperatur den Punkt mit 50 % der entsprechenden Sättigungswasserdampfmenge ein, so ergibt die Verbindung aller Punkte eine Linie mit einer konstanten relativen Feuchte  $w$  von 50 %.

<b>Beispiel</b>	$\vartheta = 17,5$ °C	$x = 12,4$ g/kg	$\varphi = 100$ % r.F.
	$\vartheta = 17,5$ °C	$x = 6,2$ g/kg	$\varphi = 50$ % r.F.
	$\vartheta = 7,5$ °C	$x = 6,4$ g/kg	$\varphi = 100$ % r.F.
	$\vartheta = 7,5$ °C	$x = 3,2$ g/kg	$\varphi = 50$ % r.F.

In gleicher Weise kann auch durch Eintragen und Verbinden der Punkte mit 90 % oder 70 % der Sättigungswasserdampfmenge eine Linie mit einer konstanten relativen Feuchte von  $\varphi = 90$  % bzw. 70 % r.F. konstruiert werden. Dies ist die Methode zur Konstruktion aller Linien mit konstanter, relativer Feuchte zwischen 5 und 100 % r.F.

Anstelle des Verhältnisses zwischen dem Wassergehalt und der Sättigungswasserdampfmenge kann auch das Verhältnis zwischen Partialdruck und Sättigungsdruck des Wasserdampfes zur Konstruktion der Linien mit konstanter relativer Feuchte eingesetzt werden.

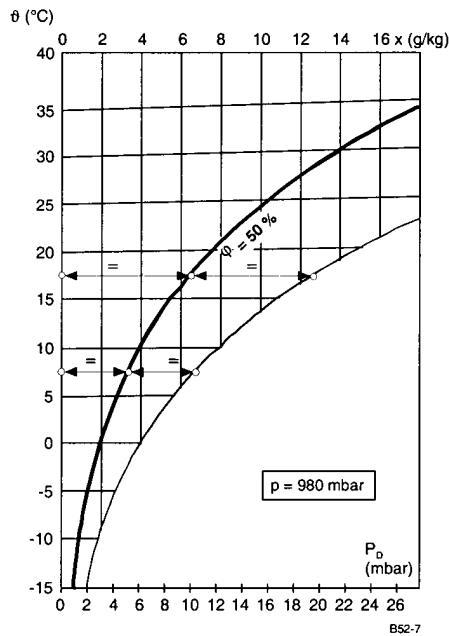


Fig. 2-7 Darstellung der rel. Feuchte  $\varphi$

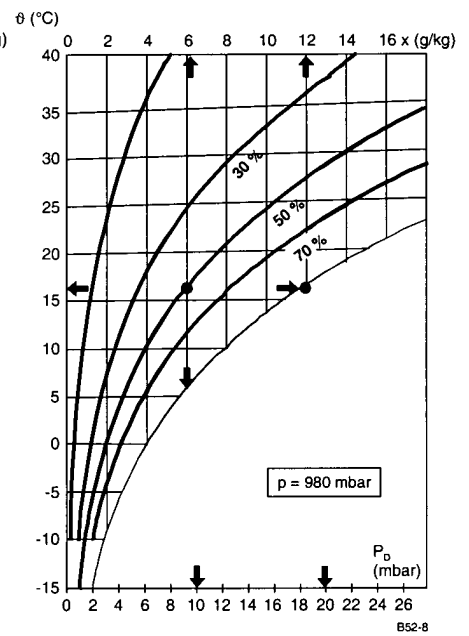


Fig. 2-8 Bestimmung von 7 Zustandsgrößen für einen Punkt

## 2.2.7 Temperatur, Feuchte, Druck

Mit dem bis 2.2.6 behandelten Aufbau des  $h,x$ -Diagramms kann man für einen gegebenen Punkt bereits die folgenden sieben Zustandsgrößen definieren:

- Temperatur  $\vartheta = 17$  °C
- Taupunkttemperatur  $\vartheta_s = 7$  °C
- Absolute Feuchte  $x = 6,2$  g/kg
- Wasserdampfgehalt bei Sättigung  $x_s = 12,4$  g/kg
- Relative Feuchte  $\varphi = 50$  % r.F.
- Partialdruck  $p_D = 9,5$  mbar
- Sättigungsdruck  $p_S = 19,0$  mbar

## 2.2.8 Linien mit konstanter Enthalpie

### Die Enthalpie $h$ (der Wärmeinhalt) der feuchten Luft setzt sich aus der Enthalpie der trockenen Luft und derjenigen des Wasserdampfanteils zusammen.

Die spezifische Enthalpie des Wasserdampfes ist wesentlich größer als jene der trockenen Luft. Deshalb enthält der Wasserdampf einen wesentlichen Anteil der Enthalpie feuchter Luft. Absolut trockene Luft mit einer Temperatur  $\vartheta = 0\text{ °C}$  und einem theoretischen Wassergehalt von  $x = 0\text{ g/kg}$  hat einen definierten Wärmeinhalt  $h = 0\text{ kJ/kg}$ . Dieser Luftzustand entspricht dem festgelegten Nullpunkt der Enthalpie-Skala. Von diesem Punkt ausgehend kann die Enthalpie für jeden Punkt des Diagramms berechnet werden, indem die Leistungsaufwendungen für die Lufterwärmung und für die Wassererwärmung addiert werden. Wird Wasser in die Luft gesprüht, oder bringt man die Luft mit wasserfeuchten Oberflächen in Kontakt, verdunstet das Wasser und entzieht dabei die Verdunstungswärme ausschließlich dem entstehenden Gemisch. **Weil bei diesem Vorgang praktisch keine Energie von außen zu- oder nach außen abgeführt wird**, verändert sich dabei die Enthalpie des Luft- / Wassergemisches nicht, und die Zustandsänderung verläuft mit konstanter Enthalpie. Es gibt jedoch eine Verschiebung zwischen dem sinkenden sensiblen und dem steigenden latenten Anteil des Wärmeinhaltes der Luft. Diese Verschiebung ergibt eine Abkühlung des Gemisches. Im Diagramm wird die Neigung der Linien mit konstanter Enthalpie (Isenthalpen oder Adiabaten) durch das Verhältnis des sensiblen zum latenten Wärmeinhalt bestimmt. Vorausgesetzt, dass bei der Konstruktion der Isothermen die unterschiedliche spezifische Wärme von trockener und feuchter Luft berücksichtigt wurde, verlaufen die **Isenthalpen** (Linien mit konstanter Enthalpie) **parallel** zueinander. Die **Enthalpie-Skala** ist im  $h,x$ -Diagramm unterhalb der Sättigungslinie dargestellt (Fig. 2-9). Auf dieser Skala kann nun auch die Enthalpie des in Absatz 2.2.7 definierten Luft-Zustandes ( $\vartheta = 17\text{ °C}$  /  $x = 6,2\text{ g/kg}$ ) abgelesen werden:  **$\geq h \approx 33\text{ [kJ/kg]}$** .

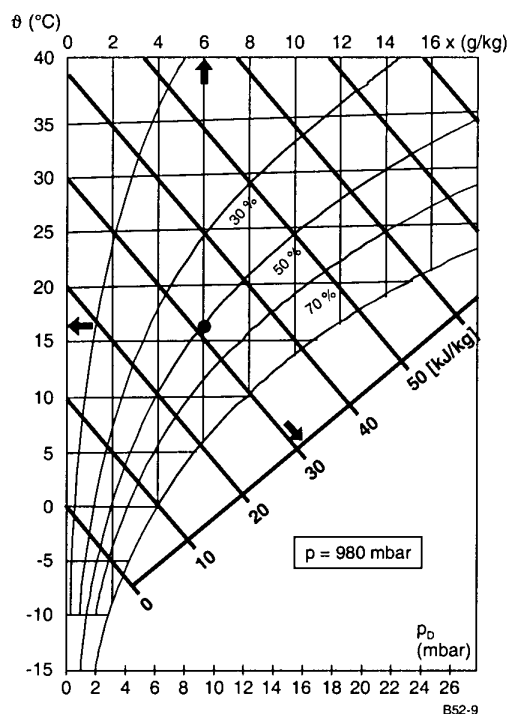


Fig. 2-9 Darstellung der Enthalpie im  $h,x$ -Diagramm

## 2.2.9 Feuchtkugel- oder Feuchttemperatur

Ein weiterer Begriff in der Thermodynamik der feuchten Luft ist die so genannte «Feuchtkugeltemperatur». Luft lässt sich so lange durch Verdunsten von Wasser befeuchten, bis sie den Sättigungszustand erreicht hat. Hat das zu verdunstende Wasser bereits die Temperatur der Luft, so ist für dessen Verdunstung nur noch latente Wärme notwendig, welche der Luft durch Abbau von sensibler Wärme (Verdunstungskühlung) entzogen wird. Es ergibt sich also in dieser Situation eine Zustandsänderung bei konstanter Enthalpie, bis der Sättigungsdruck (Schnittpunkt mit der Sättigungslinie) erreicht ist. Die Temperatur dieses Schnittpunktes der Isenthalpen mit der Sättigungslinie wird in der Klimatechnik als «Feuchtkugeltemperatur» oder «Kühlgrenze» bezeichnet.

Will man nun die Linien mit konstanter Feuchtkugeltemperatur (Adiabaten) in das  $h,x$ -Diagramm eintragen, stellt man fest, dass sie logischerweise die gleiche Steigung haben müssen wie die Isenthalpen. Bei genauen Berechnungen ist jedoch darauf zu achten, dass bei der Berechnung der Enthalpie auch für die Enthalpie des Wasseranteils von 0 °C ausgegangen wurde. Bei den Adiabaten hingegen wurde angenommen, dass die Wassertemperatur bei Beginn der Zustandsänderung gleich der Lufttemperatur sei. Dies hat eine geringfügige Änderung der Steigung der Adiabaten gegenüber den Isenthalpen zur Folge.

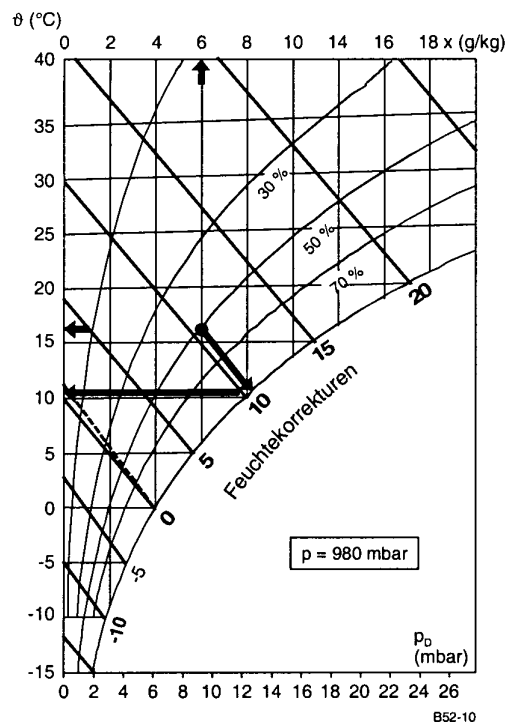


Fig. 2-10 Darstellung der Feuchtkugeltemperatur

Die Feuchtkugeltemperatur wird mit einem Psychrometer gemessen. Das Psychrometer enthält zwei Thermometer. Das Fühlelement des einen Thermometers steckt in einem saugfähigen Textilstrumpf, der vor jeder Messung mit reinem Wasser durchtränkt wird. Während der Messung muss das «nasse» Thermometer intensiv mit der zu messenden Luft angeströmt werden, um den Verdunstungsvorgang zu beschleunigen. Dies geschieht entweder durch ein kleines – im Messgerät eingebautes – Gebläse (Aspirations-Psychrometer) oder durch manuelle Rotation der Thermometer um die Achse eines Handgriffes (Schleuderpsychrometer).

Der Messvorgang muss mindestens so lange dauern (ca. 1 bis 2 Min.), bis das feuchte Fühlelement die Kühlgrenztemperatur bzw. die Feuchtkugeltemperatur erreicht hat. Mit einem Psychrometer kann man praktisch jeden Luftzustand messen und mit Hilfe des h,x-Diagramms definieren.

Will man für einen beliebigen Luftzustandspunkt im h,x-Diagramm die Feuchtkugeltemperatur bestimmen, so zieht man von diesem Punkt aus eine zu den Isenthalpen parallele Linie bis zur Sättigungslinie. Die Temperatur des Schnittpunktes dieser Linie mit der Sättigungslinie ist die Feuchtkugeltemperatur dieses Luftzustandspunktes (Fig. 2-10). Für den unter Absatz 2.2.7 definierten Luft-Zustand ( $\vartheta = 17\text{ °C} / x = 6,2\text{ g/kg}$ ) ergibt sich so eine Feuchtkugeltemperatur von ca.  $11\text{ °C}$ . Die Feuchtkugeltemperatur ist im Sättigungszustand der Luft gleich der Trockentemperatur.

### 2.2.10 Dichte

Die Dichte [ $\text{kg/m}^3$ ] der feuchten Luft ist von 3 verschiedenen Kriterien abhängig:

1. Vom Luftdruck: Das h,x-Diagramm wird immer nur für einen bestimmten barometrischen Druck aufgezeichnet. Es ist deshalb darauf zu achten, dass für klimatechnische Berechnungen ein Diagramm verwendet wird, das für die entsprechende Höhe über Meer gilt. Steht kein solches zur Verfügung, müssen die erforderlichen Zustandsgrößen umgerechnet werden (siehe Kapitel 4: «Berechnungsgrundlagen zur Korrektur der Höhenlage»).
2. Von der Temperatur: Je höher die Temperatur der Luft ist, umso mehr dehnt sie sich aus und die Dichte sinkt.
3. Vom Wasserdampfgehalt: Wasserdampf ist spezifisch leichter als Luft. Deshalb sinkt die Dichte des Gemisches mit steigendem Wasserdampfgehalt. Die Linien mit konstanter Dichte müssen also nach rechts geneigt sein.

Für den unter Absatz 2.2.7 definierten Luft-Zustand ( $\vartheta = 17\text{ °C} / x = 6,2\text{ g/kg}$ ) kann nun die Dichte durch Interpolation ermittelt werden: Der Zustandspunkt liegt etwa in der Mitte zwischen  $\rho = 1,15$  und  $1,20\text{ [kg/m}^3]$   $\Rightarrow$  Mittelwert  $\rho = 1,175\text{ [kg/m}^3]$  (Fig. 2-11).

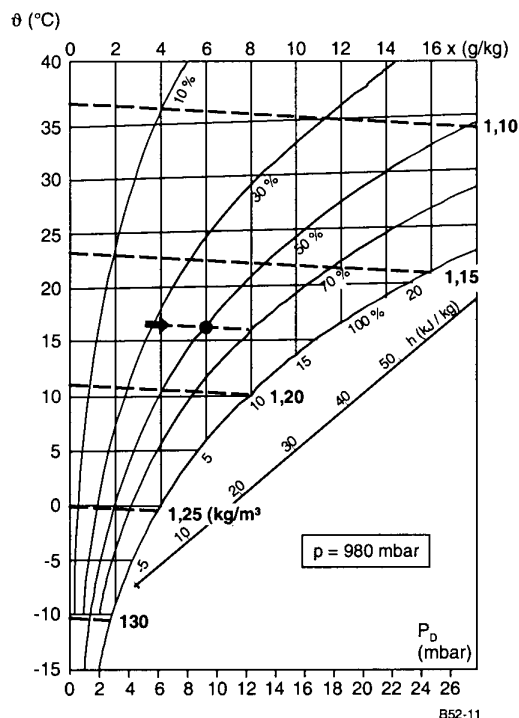


Fig. 2-11 Darstellung der Luftdichte

Das Kapitel «Aufbau des  $h,x$ -Diagramms» ist somit abgeschlossen. Mit seiner Hilfe lässt sich ein Luftzustand mit folgenden zehn Zustandsgrößen definieren:

Nr.	Luftzustand	Zeichen	Werte	Einheit
1	Trockenkugeltemperatur	$\vartheta_L$	17	$^{\circ}\text{C}$
2	Absolute Feuchte	$x$	6,2	$\text{g/kg}$
3	Partialdampfdruck	$p_D$	1,0	$\text{kPa}$
4	Sättigungsdruck	$p_s$	2,0	$\text{kPa}$
5	Sättigungstemperatur (Taupunkttemperatur)	$\vartheta_s$	7	$^{\circ}\text{C}$
6	Relative Feuchte	$\varphi$	50	% r.F.
7	Enthalpie	$h$	33,0	$\text{kJ/kg}$
8	Feuchtkugeltemperatur	$\vartheta_F$	11,5	$^{\circ}\text{C}$
9	Dichte	$\rho$	1,175	$\text{kg/m}^3$
10	Absolute Feuchte bei Sättigungsdruck	$x$	12,4	$\text{g/kg}$

Diese 10 Zustandsgrößen sind im nachfolgenden  $h,x$ -Diagramm (Fig. 2-12) eingezeichnet:

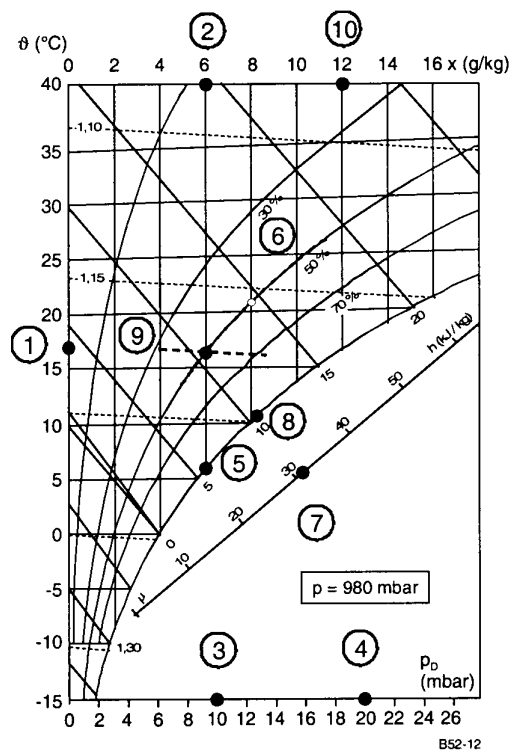


Fig. 2-12 Luftzustandsgrößen, die mit Hilfe des  $h,x$ -Diagrammes grafisch ermittelt werden können

### 3. Die Anwendung des h,x-Diagramms

**3.1 Allgemeines** Bei der Aufbereitung von Luft in Lüftungs- und Klimaanlage kommen folgende Zustandsänderungen in Frage:

- Mischen zweier Luftmengen unterschiedlichen Zustandes
- Luft-Erwärmung
- Luft-Kühlung
- Luft-Befeuchtung
- Luft-Trocknung (Entfeuchtung)

Die Anwendungs- und Berechnungsbeispiele in diesem Kapitel basieren auf einem Mollier-h,x-Diagramm mit der Bezugshöhe 0 [m.ü.M.] = 1013 [mbar] = 760 [mmHg].

#### 3.2 Mischen zweier Luftmengen

Werden zwei Luftmengen  $\dot{m}_1$  und  $\dot{m}_2$  [kg/h] mit ihren unterschiedlichen Zuständen  $Z_1$  und  $Z_2$  miteinander gemischt, so entsteht für das Gemisch ein dritter Zustand  $Z_M$ , dessen Größe aus dem h,x-Diagramm ermittelt werden kann. Der Mischpunkt teilt die Verbindungsgerade  $Z_1 \dots Z_2$  in zwei Abschnitte  $L_1$  und  $L_2$ , die sich umgekehrt proportional zu den beiden beteiligten Luftmengen verhalten. Der Mischpunkt liegt immer näher bei dem Luftzustand, von welchem die größere Menge beigemischt wird.

Es gilt die Verhältnisgleichung:

$$\dot{m}_1 / \dot{m}_2 = L_2 / L_1 \text{ oder}$$
$$\dot{m}_1 / \dot{m}_2 = (L_{1,2} - L_1) / L_1$$

und nach  $L_1$  aufgelöst:

$$L_1 = \frac{L_{1,2} \cdot \dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

In Fig. 3-1 werden in der Mischkammer einer Lüftungsanlage  $\dot{m}_1 = 1500$  kg/h Außenluft vom Zustand  $Z_1$  ( $\vartheta_1 = 5$  °C und  $\varphi_1 = 50$  % r.F.) mit  $\dot{m}_2 = 2500$  kg/h Umluft vom Zustand  $Z_2$  ( $\vartheta_2 = 20$  °C und  $\varphi_2 = 60$  % r.F.) zusammengemischt. Um nun den Zustand des Mischpunktes  $Z_M$  berechnen zu können, werden im Diagramm die Punkte  $Z_1$  und  $Z_2$  markiert und durch eine Linie verbunden. Die Entfernung  $L_{1,2}$  der beiden Punkte wird (je nach Format des h,x-Diagramms) in diesem Beispiel mit 49 mm abgegriffen.

Die Länge  $L_1$  wird folglich:

$$L_1 = \frac{L_{1,2} \cdot \dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{49 \cdot 2500}{1500 + 2500} \approx 30,5 \text{ mm}$$

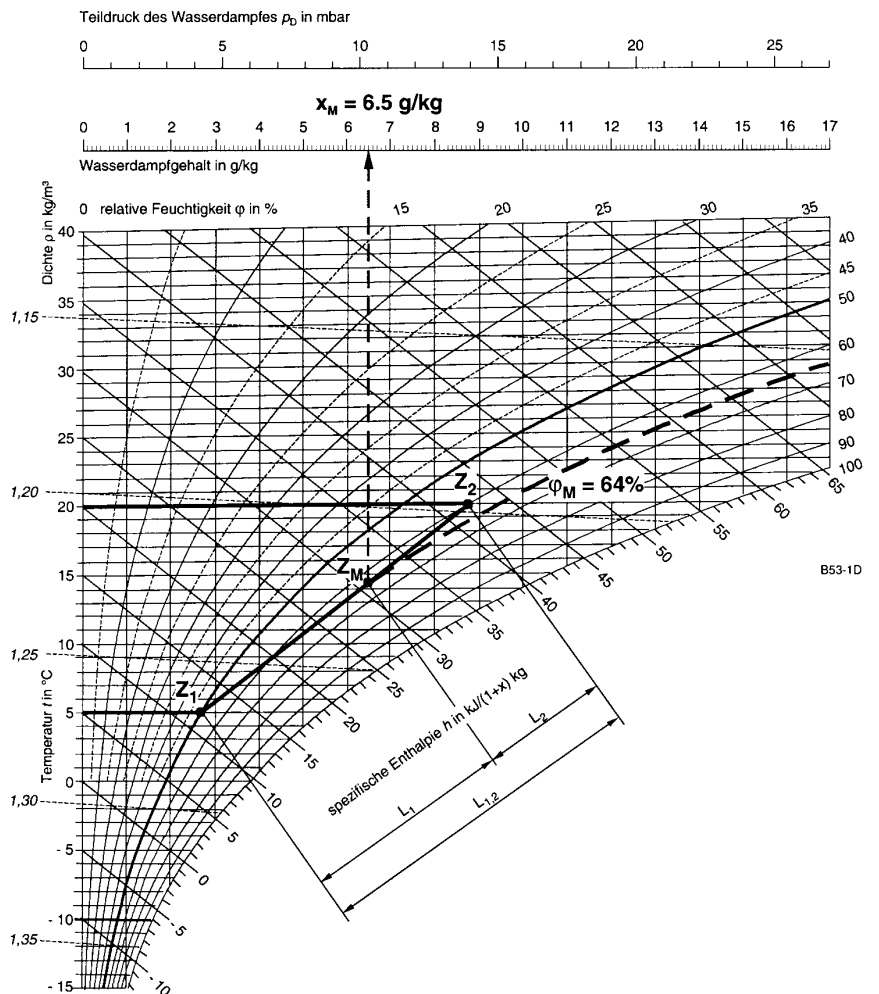


Fig. 3-1 Mischen zweier Luftströme  $Z_1$  und  $Z_2$

Die Länge  $L_1$  vom Punkt  $Z_1$  aus abgetragen, ergibt die Lage des Mischpunktes  $Z_M$  mit  $\vartheta_M = 14,4$  °C,  $X_M = 6,5$  g/kg,  $\varphi_M = 64$  % r.F.

Der Zustand des Mischpunktes lässt sich auch rechnerisch ermitteln, z.B. die Mischtemperatur:

$$\vartheta_M = \frac{\vartheta_1 \cdot \dot{m}_1 + \vartheta_2 \cdot \dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

oder die Absolutfeuchte, bzw. der Wasserdampfgehalt des Mischpunktes:

$$x_M = \frac{x_1 \cdot \dot{m}_1 + x_2 \cdot \dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \text{ [g/kg]}$$

Der geschilderte Mischvorgang spielt sich im Bereiche der ungesättigten Luft ab. Wird jedoch im Winter kalte Außenluft mit warmer und relativ feuchter Umluft gemischt, so kann der Mischpunkt unterhalb die Sättigungslinie, also in das Nebelgebiet fallen (z. B. in Schwimmbadanlagen).

Nebelbildung in der Mischkammer einer Luftaufbereitungsanlage ist aber meist problemlos, weil die Luft anschließend in einem Lufterwärmer erwärmt wird, die schwebenden Wassertröpfchen dabei verdampfen und der Luftzustand sich auch wieder in den Bereich der ungesättigten Luft verschiebt.



Die grafische Ermittlung des Mischpunktes im Nebelgebiet erfolgt nach der gleichen Methode wie mit Fig. 3-1 erklärt wurde. Es ist dabei aber zu beachten, dass die Linien mit konstanter Temperatur (Isothermen) an der Sättigungslinie nach rechts unten knicken (Nebelisothermen) und dabei mit den Linien konstanten Wärmeinhaltes (Isenthalpen oder Adiabaten) nahezu parallel verlaufen (Fig. 3-2).

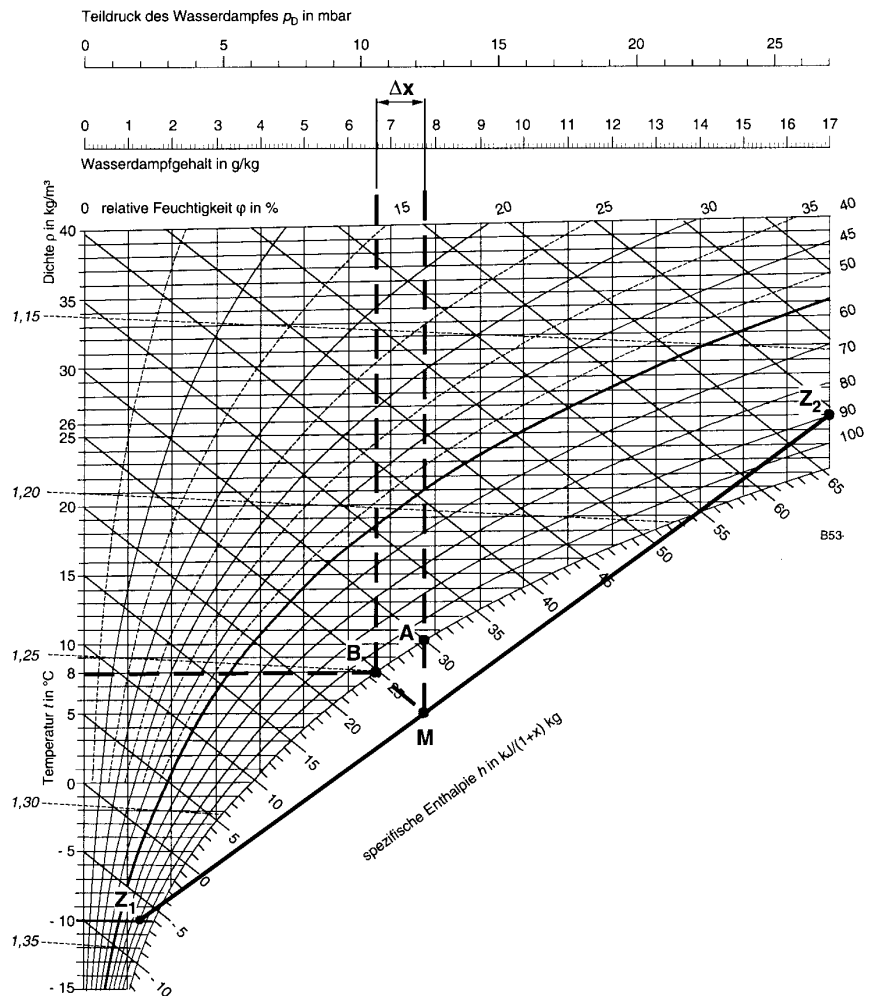


Fig. 3-2 Luftmischung mit Mischpunkt in Nebelgebiet

Im Punkt M ist die Luft übersättigt, d.h. sie enthält, ihrer Temperatur entsprechend, um  $\Delta x$  zu viel Wasser. Dieses Wasser ist hier – in Form von feinen Tröpfchen – als Nebel in der Luft enthalten. Erwärmt man die Luft vom Zustand M, so steigt deren Temperatur vorerst bis zur Sättigungslinie (Punkt A). Wird sie noch weiter erwärmt, dann wandert der Luftzustand in den ungesättigten Bereich, d.h. es ist keine überschüssige Feuchtigkeit mehr vorhanden und der Nebel verschwindet. Lässt man die Temperatur der Luft unverändert und scheidet nur das überschüssige Wasser aus (z. B. durch Absorption), dann verändert sich der Luftzustand in Richtung der Nebelisothermen und erreicht bei Punkt B die Sättigungslinie.

### 3.3 Luft-Erwärmung

Die Lufterwärmung ist der einfachste Fall einer Zustandsänderung, weil dabei der Luft weder Wasser zugeführt noch entzogen wird ( $x = \text{konstant}$ ). Deshalb verläuft dieser Vorgang im  $h,x$ -Diagramm auf einer senkrechten Linie, wobei aber die relative Feuchtigkeit geringer wird. Um die gewünschte Lufttemperatur zu erreichen, ist der Luft die Wärmemenge  $\Delta h$  [kJ/kg] zuzuführen.

$$\Delta h = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]}$$

Fig. 3-3 zeigt einen Erwärmungsvorgang, wobei der Massenstrom  $\dot{m}_L = 1 \text{ kg/s}$  ( $= 3600 \text{ kg/h}$ ) Luft von  $\vartheta_1 = +5 \text{ °C}$  und  $\varphi_1 = 60 \text{ \% r.F.}$  auf  $\vartheta_2 = 25 \text{ °C}$  erwärmt wird. Vom Lufterwärmer ist dazu die Wärmeleistung  $\dot{Q}_{LE} = \dot{m}_L \cdot \Delta h$  aufzubringen. Dies ergibt:

$$\dot{Q}_{LE} = \dot{m}_L \cdot (h_2 - h_1) = 1 \cdot (33,3 - 13) \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{s kg}} \right] = 20,3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 20,3 \text{ [kW]}$$

Die berechnete Wärmeleistung  $\dot{Q} = 20,3 \text{ kW}$  kann dem Lufterwärmer z.B. mit Warmwasser oder Dampf zugeführt werden. Wird Warmwasser verwendet, so rechnet man bei Volllast im Allgemeinen mit einer Abkühlung des Wassers von  $\Delta\vartheta = 20 \text{ K}$  (z.B. Vorlauftemperatur  $\vartheta_V = 70 \text{ °C}$ , Rücklauftemperatur  $\vartheta_R = 50 \text{ °C}$ ).

Die Wassermenge  $\dot{m}_W$  kann berechnet werden aus:

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{Q}_{LE}}{c_W \cdot \Delta\vartheta_W} \left[ \frac{\text{kJ kg K}}{\text{s kJ K}} \right] = \frac{20,3}{4,19 \cdot 20} = 0,24 \text{ [kg/s]}$$

( $c_W$  ist die mittlere spezifische Wärme von Wasser und beträgt hier  $4,19 \text{ kJ/kg K}$ )

Wird kondensierender Sattdampf verwendet, so entzieht man diesem die Verdampfungswärme  $r$  (die Wärmemenge, die erforderlich war, um  $1 \text{ kg}$  Wasser von der Verdampfungstemperatur in den dampfförmigen Zustand zu bringen) und eventuell noch Kondensatwärme. Wird nur die Verdampfungswärme berücksichtigt, so ist die benötigte Dampfmenge:

$$\text{Dampfmenge } \dot{m}_s = \frac{\text{Wärmeleistung } \dot{Q} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]}{\text{Verdampfungswärme } r \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} = \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{Q}}{r} = \frac{21,0}{2258} = 0,009 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

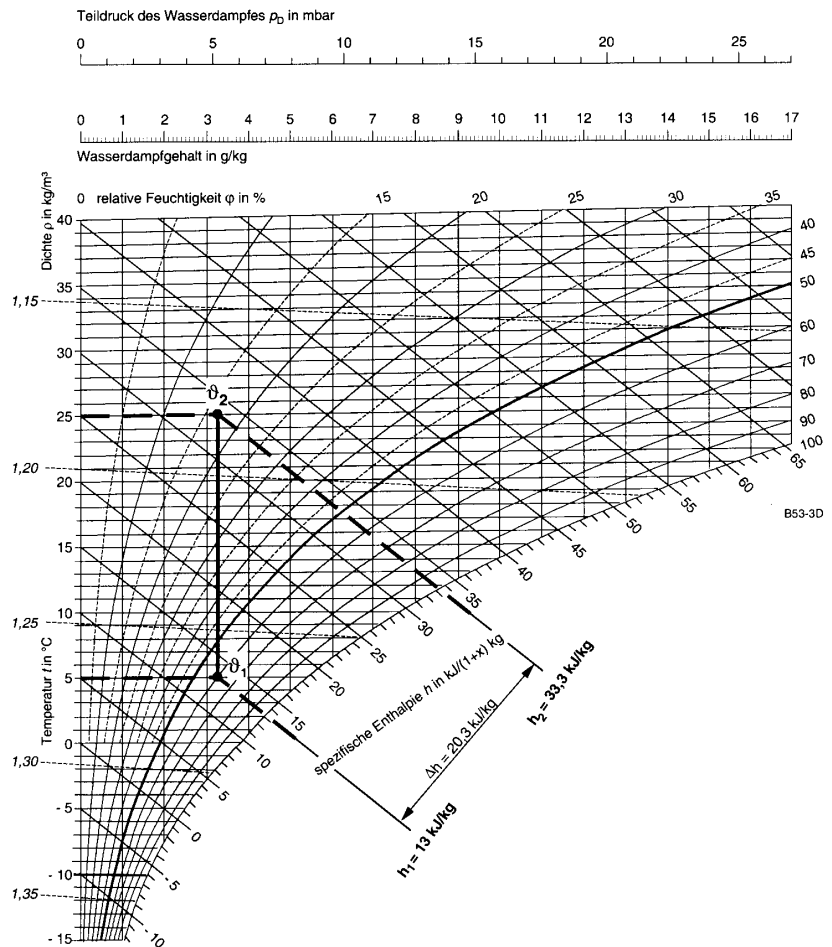


Fig. 3-3 Luft-Erwärmung

### 3.4 Luft-Kühlung

Um die Luft abzukühlen, gibt es zwei Möglichkeiten:

- Berührung der Luft mit kälterer Oberfläche (Oberflächenkühlung)
- Versprühen von Wasser im Luftstrom (Verdunstungskühlung)

#### 3.4.1 Oberflächenkühlung

Beim Kühlen von Luft in Oberflächenkühlern können wiederum zwei Fälle unterschieden werden:

- Die Kühlflächentemperatur liegt über der Taupunkttemperatur der zu kühlenden Luft (trockene Kühlfläche,  $\vartheta_{KÜ} > \vartheta_{TP}$ ).
- Die Kühlflächentemperatur liegt unter der Taupunkttemperatur der zu kühlenden Luft (nasse Kühlfläche,  $\vartheta_{KÜ} < \vartheta_{TP}$ ).

#### Kühlen ohne Wasserausscheidung

Wenn die Temperatur der Kühlfläche  $\vartheta_{KÜ}$  höher ist als die Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$  der zu kühlenden Luft, wird auf der Kühlfläche kein Wasser ausgeschieden. Der absolute Wasserdampfgehalt  $x$  der Luft bleibt unverändert, die relative Feuchtigkeit steigt jedoch an (Fig. 3-4). Die Zustandsänderung im  $h,x$ -Diagramm verläuft somit parallel zu den Linien mit konstantem Wasserdampfgehalt  $x$  nach unten. Je nach Kühlleistung wird die Luft tiefer oder weniger tief abgekühlt. Die Kühlflächentemperatur kann dabei nicht ganz erreicht werden, da nur ein Teil der Luft in direkten thermischen Kontakt mit den Kühlrippen kommt (siehe Abschnitt: *Bypass-Effekt*).

Um 1 kg Luft von Temperatur  $\vartheta_1$  auf Temperatur  $\vartheta_2$  zu kühlen, muss die Wärmemenge  $\Delta h$  abgeführt werden:

$$\Delta h = h_1 - h_2 \text{ [kJ/kg]}$$

Die mittlere Kühlflächentemperatur  $\vartheta_{KÜ}$  ist abhängig von der Bauart des Kühlers und liegt im Allgemeinen ca. 1 bis 2 K über dem Mittelwert zwischen der Kühlwasser-Vor- und -Rücklauf­temperatur:

$$\vartheta_{KÜ} = \frac{\vartheta_{VL} + \vartheta_{RL}}{2} + 1 \dots 2 \text{ [K]}$$

In Fig. 3-4 wird die Masse  $\dot{m}_L = 1 \text{ kg/s}$  (= 3600 kg/h) Luft von  $\vartheta_1 = 29 \text{ °C}$  und  $\varphi_1 = 40 \text{ % r.F.}$  durch einen Oberflächenkühler mit einer mittleren Kühlflächentemperatur von  $\vartheta_{KÜ} = 18 \text{ °C}$  auf  $\vartheta_2 = 20 \text{ °C}$  abgekühlt. Das Kühlwasser erwärmt sich dabei von  $\vartheta_{VL} = 15 \text{ °C}$  auf  $\vartheta_{RL} = 19 \text{ °C}$ . Einem kg Luft muss hier also die Wärmemenge:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 54,7 - 45,2 = 9,5 \text{ kJ/kg}$$
 entzogen werden.

Die dafür erforderliche Kühlleistung beträgt:

$$\dot{Q}_{KÜ} = \dot{m}_L \cdot \Delta h = 1 \cdot 9,5 \left[ \frac{\text{kg kJ}}{\text{s kg}} \right] = 9,5 \text{ [kW]}$$

Die Wassermenge wird gleich berechnet wie bei der Luft-Erwärmung, nur hat man beim Kühlen eine viel kleinere Temperatur­differenz  $\Delta\vartheta$  zur Verfügung.

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{Q}_{KÜ}}{c_W \cdot \Delta\vartheta_W} \left[ \frac{\text{kJ kg K}}{\text{s kJ K}} \right] = \frac{9,5}{4,19 \cdot (19 - 15)} = 0,57 \text{ [kg/s]}$$

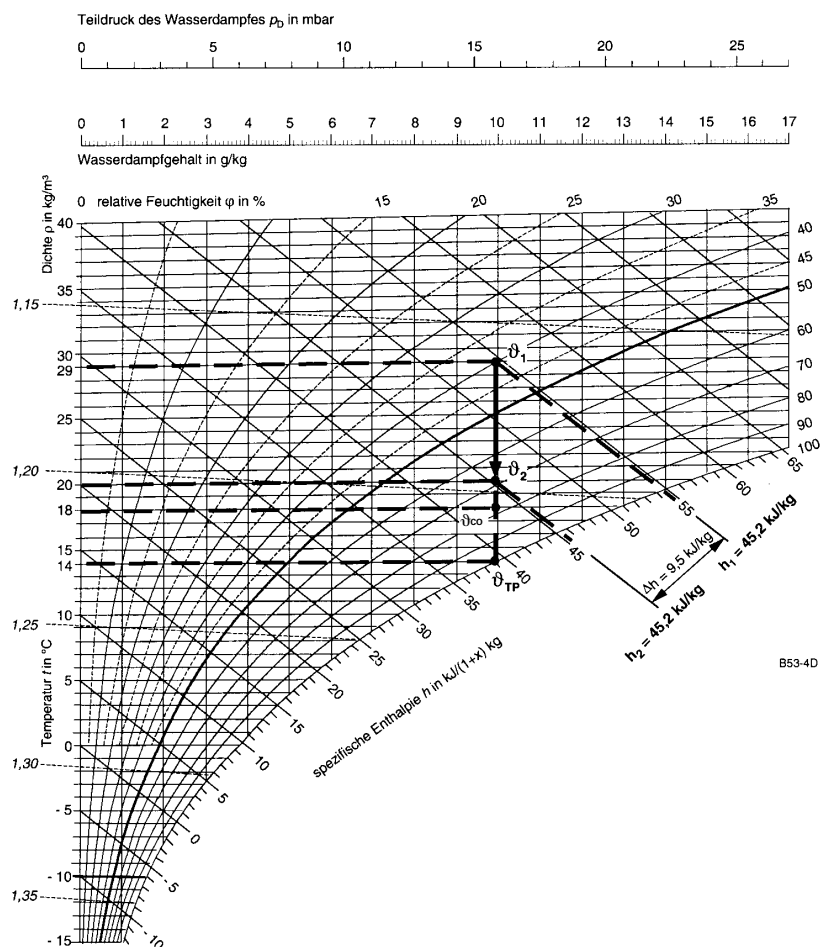


Fig. 3-4 Luftkühlung mit trockener Kühlfläche

### Kühlen mit Wasserausscheidung

Liegt die Temperatur der Kühloberfläche  $\vartheta_{KÜ}$  unter dem Taupunkt  $\vartheta_{Tp}$  der zu kühlenden Luft, so wird ein Teil dieser Luft so weit abgekühlt, dass Wasserdampf auf den Kühlflächen kondensiert. Den Luftzustand nach dem Kühler kann man sich daher als Mischung von gekühlter entfeuchteter, nur gekühlter und praktisch ungekühlter Luft vorstellen (siehe Abschnitt: *Bypass-Effekt*).

Die Zustandsänderung im h,x-Diagramm wird für vereinfachte Berechnungen durch die Gerade dargestellt, die vom Anfangszustand der Luft  $\vartheta_1$  zum Schnittpunkt der mittleren Kühlflächentemperatur  $\vartheta_{KÜ}$  mit der Sättigungslinie verläuft. Je nach Kühlleistung stellt sich ein Luftzustand  $\vartheta_2$  ein, der zwischen der Anfangstemperatur der Luft  $\vartheta_1$  und der mittleren Kühlflächentemperatur  $\vartheta_{KÜ}$  liegt. Die Kühlflächentemperatur kann aber nicht ganz erreicht werden (Bypass-Effekt). Schon bei kleiner Kühlleistung wird die Luft nicht nur gekühlt, sondern es wird auch Wasser ausgeschieden. Die absolute Feuchte nimmt dabei ab, während die relative Feuchte ansteigt.

In Fig. 3-5 wird die Masse  $\dot{m}_L = 1 \text{ kg/s}$  ( $= 3600 \text{ kg/h}$ ) Luft von  $\vartheta_1 = 29 \text{ °C}$  und  $\varphi_1 = 40 \text{ \% r.F.}$  durch einen Oberflächenkühler mit einer mittleren Kühlflächentemperatur von  $\vartheta_{KÜ} = 10 \text{ °C}$  auf  $\vartheta_2 = 20 \text{ °C}$  abgekühlt. Das Kühlwasser erwärmt sich dabei von  $\vartheta_{VL} = 6 \text{ °C}$  auf  $\vartheta_{RL} = 12 \text{ °C}$ . Einem kg Luft muss hier also die Wärmemenge:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 54,7 - 42,2 = 12,5 \text{ [kJ/kg]} \text{ entzogen werden.}$$

Die dafür erforderliche Kühlleistung beträgt:

$$\dot{Q}_{KÜ} = \dot{m}_L \cdot \Delta h = 1 \cdot 12,5 \left[ \frac{\text{kg kJ}}{\text{s kg}} \right] = 12,5 \text{ kJ/s} = 12,5 \text{ [kW]}$$

Die Wassermenge wird gleich berechnet wie bei der Luft-Erwärmung, nur hat man beim Kühlen eine viel kleinere Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta$  zur Verfügung.

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{Q}_{KÜ}}{c_W \cdot \Delta\vartheta_W} \left[ \frac{\text{kJ kg K}}{\text{s kJ K}} \right] = \frac{12,5}{4,19 \cdot (12 - 6)} = 0,5 \text{ [kg/s]}$$

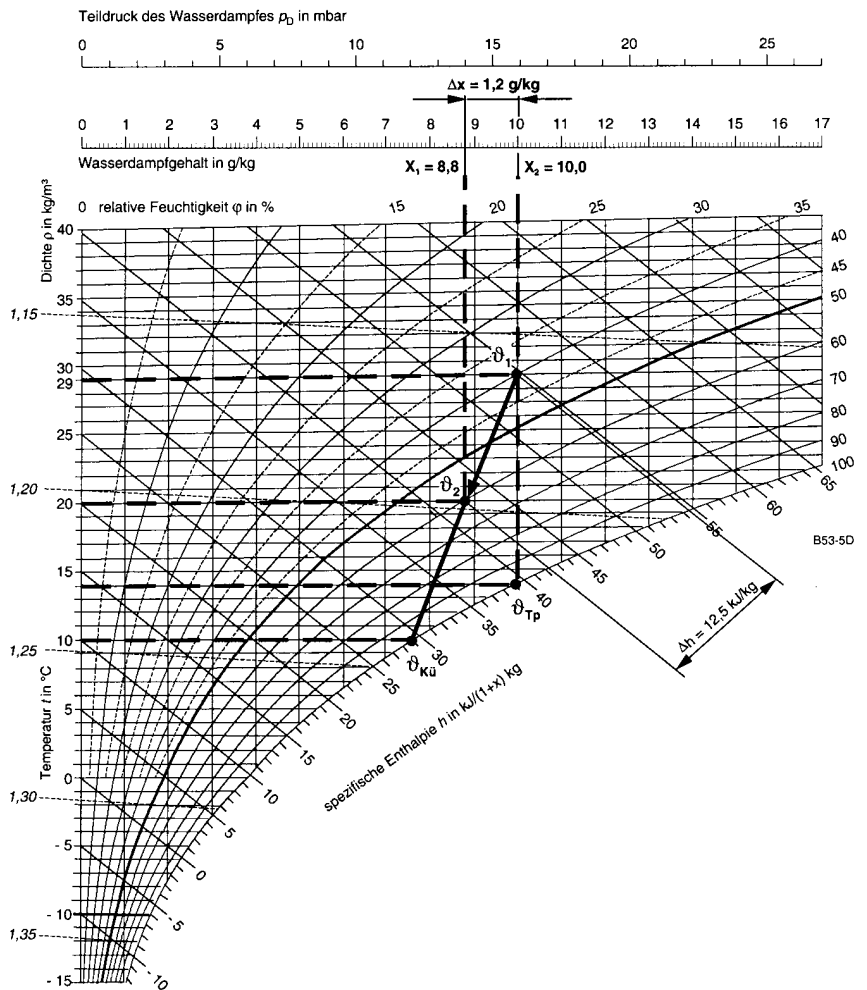


Fig. 3-5 Kühlen mit Wasserausscheidung

Die ausgeschiedene Wassermenge pro kg Luft ist:

$$\Delta x = x_1 - x_2 = 10,0 - 8,8 = 1,2 \text{ [g/kg]}$$

Wie die Beispiele (Fig. 3-4 und Fig. 3-5) zeigen, braucht die Kühlung mit Wasserausscheidung für die gleiche Temperaturänderung mehr Kühlenergie als die Trockenkühlung. Mit der zusätzlichen Kühlleistung  $\Delta \dot{Q}_{KÜ}$  wird die Verdampfungswärme des entzogenen Wassers abgeführt, also:

$$\Delta \dot{Q}_{KÜ} = r \cdot \Delta x = 2450 \cdot 0,0012 \left[ \frac{\text{kg kJ}}{\text{kg kg}} \right] \approx 3 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Bei Kühlung mit Wasserausscheidung verläuft die Zustandsänderung in Wirklichkeit nicht entlang einer Geraden (wie in Fig. 3-5 gezeichnet), sondern entlang einer mehr oder weniger gekrümmten Kurve von  $\vartheta_1$  nach  $\vartheta_{KÜ}$  (Fig. 3-6). Die Krümmung wird unter anderem durch die hydraulische Schaltung mitbestimmt.

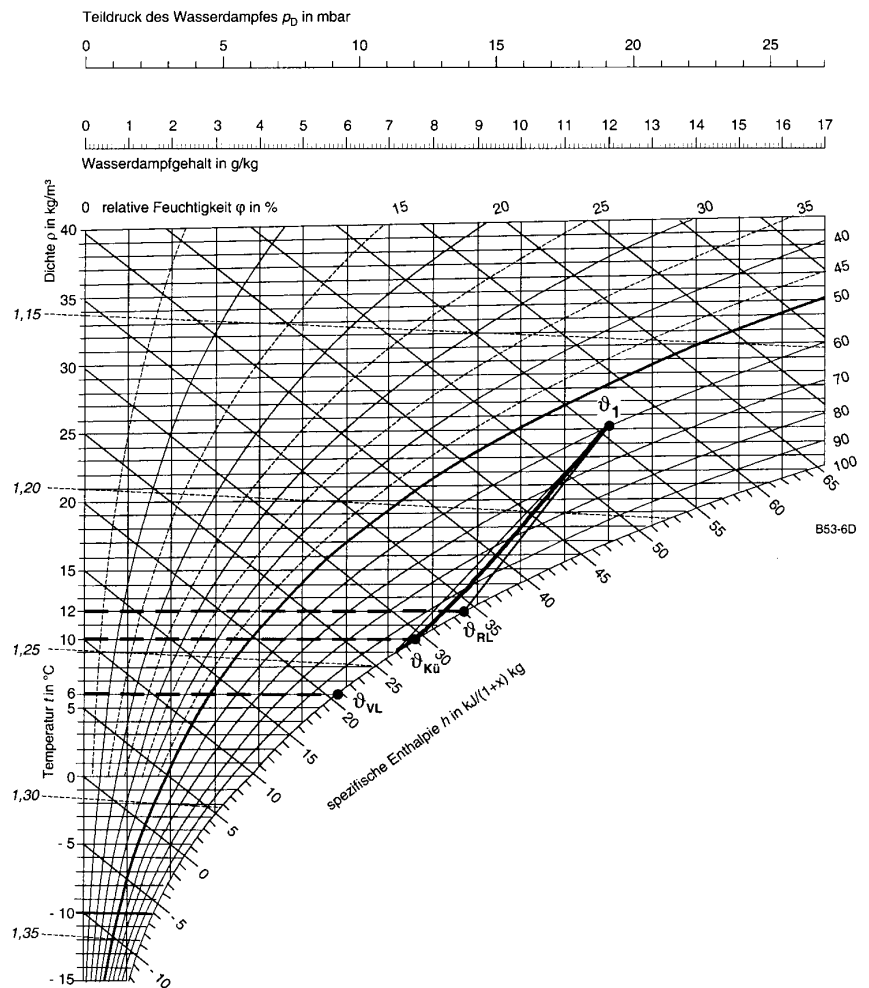


Fig. 3-6 Wirklicher Abkühlungsverlauf bei nasser Kühlfläche

### Bypass-Effekt

Mit Bypass-Effekt bezeichnet man den Umstand, dass im Kühler nur der Teil der Luft Wasser ausscheidet, der mit den Kühlflächen in engen thermischen Kontakt kommt. Der andere Teil der Luft, die «Bypass-Luft», verlässt den Kühler praktisch unverändert. Die am Kühler austretende Luft ist also eine Mischung von ungesättigter warmer Luft und gesättigter kalter Luft, so dass die Zustandsänderung im Kühler entlang einer nach unten gekrümmten Kurve verläuft.

Je enger die Lamellenabstände und je zahlreicher die Rohrreihen des Kühlers sind, umso flacher wird die Krümmung der Kurve. Bei der Berechnung der benötigten Kühlleistung eines Kühlers muss der Bypass-Effekt nicht berücksichtigt werden.

### 3.4.2 Kühlleistung

In der Klimatechnik erfolgen Zustandsänderungen (z.B. Kühlen und Entfeuchten) meistens nicht einseitig. Daraus ergibt sich ein weiterer Parameter, welcher das Verhältnis des sensiblen Wärmeanteils (Temperaturänderung) zur totalen Änderung des Wärmeinhaltes (Temperatur und Wassergehalt) darstellt. Dieser Parameter heißt:

#### Sensibler Wärmefaktor (Englisch: Sensible Heat Factor SHF)

Wird z.B. Luft mit einem Ausgangszustand von  $t_1 = 20\text{ °C}$  und  $x_1 = 6\text{ g/kg}$  auf  $t_2 = 10\text{ °C}$  und  $x_2 = 4,7\text{ g/kg}$  gekühlt und entfeuchtet, dann kann man die aufzubringende Kühlleistung in eine sensible (Kühlung von  $20\text{ °C}$  auf  $10\text{ °C}$ ) und eine latente Kühlleistung (Entfeuchtung von  $6\text{ g/kg}$  auf  $4,7\text{ g/kg}$ ) aufteilen. Der sensible Wärmefaktor berechnet sich für dieses Beispiel wie folgt:

$$\text{SHF} = \frac{Q_{\text{sens}}}{Q_{\text{tot}}} = \frac{\Delta h_{\text{sens}}}{\Delta h_{\text{tot}}} = \frac{48,5 - 38,5}{48,5 - 35,0} = 0,74 \approx 0,75 \quad (\Delta h_{\text{tot}} = \Delta h_{\text{sens}} + \Delta h_{\text{lat}})$$

Falls das  $h,x$ -Diagramm (wie Fig. 3-7) eine Skala  $Q_{\text{sens}} / Q_{\text{total}}$  mit einem zugehörigen Fixpunkt ( $\vartheta = 21\text{ °C}$ ,  $x = 8\text{ g/kg}$ ) enthält, kann der Verlauf der Zustandsänderung auch grafisch durch Parallelverschiebung ermittelt werden ( $\text{SHF} \approx 0,75$ ). Oder wenn der SHF bekannt ist, kann die Richtung der Zustandsänderung ermittelt und durch Parallelverschiebung an jeden beliebigen Punkt des Diagramms projiziert werden.

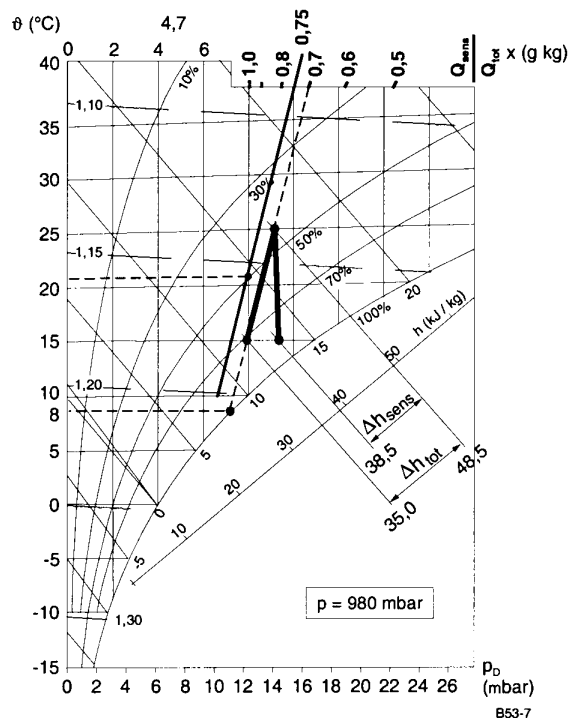


Fig. 3-7 Kühlverlauf mit Hilfe des SENSIBLE HEAT FACTOR (SHF)

### 3.4.3 Nasskühlung

Siehe Abs. 3.5.1, Abschnitt: Befeuchtung mit variabler Wassertemperatur.

### 3.5 Luftbefeuchtung

Zu trockene Luft kann mit Wasser oder Dampf befeuchtet werden. Wird der Luft mit dem Zustand  $x_1$ ,  $h_1$  Wasser oder Dampf zugegeben, so verändert sich nicht nur deren absolute Feuchtigkeit  $x$ , sondern auch der Wärmeinhalt  $h$  nimmt um den Wärmeinhalt des zugeführten Wassers oder Dampfes zu.

$\Delta x$  ist das Gewicht und  $\Delta h$  der Wärmeinhalt des zugeführten Wassers oder Dampfes.

Der Zustand der befeuchteten Luft  $x_2$ ,  $h_2$  ist dann:

$$x_2 = x_1 + \Delta x \quad \text{und} \quad h_2 = h_1 + \Delta h$$



### 3.5.1 Befeuchtung mit Wasser (Wasser im Überschuss)

In der Düsenkammer der Klimazentrale wird Wasser versprüht. Die durchströmende Luft nimmt einen Teil dieses Wassers in Form von Dampf auf. Der größte Teil davon fällt jedoch wieder in die Auffangwanne zurück. Dieses Wasser kann aus der Auffangwanne laufend wieder abgesaugt und zu den Düsen gepumpt werden. Die Anlage arbeitet also größtenteils mit Umlaufwasser. Mit Hilfe einer Schwimmer-Regelung wird die geringe Wassermenge ersetzt, die verdunstet und vom Luftstrom aufgenommen wird (Fig. 3-8a).

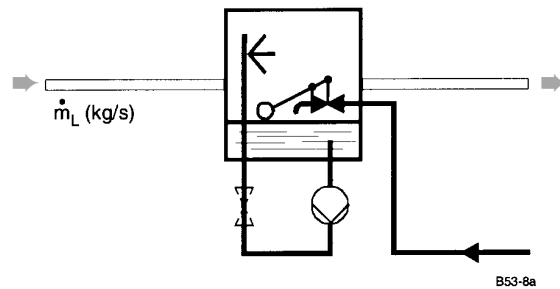


Fig. 3-8a Befeuchtung mit Umlaufwasser

Das Wasser aus der Auffangwanne kann aber auch in einem Wärmeübertrager erwärmt oder gekühlt werden, bevor es versprüht wird. Dieses Verfahren bezeichnet man als Befeuchtung mit variabler Wassertemperatur (Fig. 3-8b).

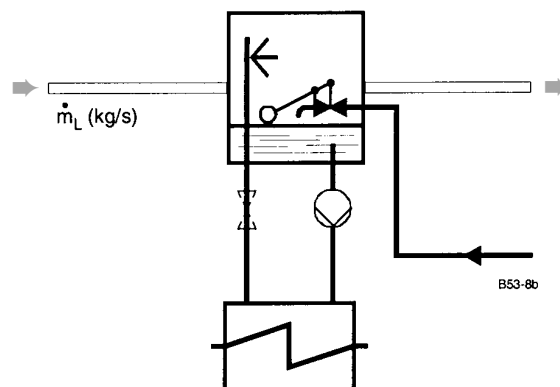


Fig. 3-8b Befeuchtung mit variabler Wassertemperatur

#### *Befeuchtung mit umlaufender Wassermenge*

Für die Betrachtung dieses Befeuchtungsvorganges sei der Ausgangszustand der Luft  $\vartheta_L = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 25 \text{ \% r.F.}$  und die Temperatur des Wassers in der Auffangwanne  $\vartheta_W = 17 \text{ }^\circ\text{C}$  (Fig. 3-9).

Der Luftstrom, in den das Wasser versprüht wird, nimmt Wasserdampf auf bis zur Sättigung. Für das Verdunsten des Wassers wird von außen keine Wärme zugeführt. Die Verdampfungswärme wird teilweise dem Wasser selbst entnommen; gleichzeitig wird aber auch von der Luft fühlbare Wärme an das Wasser abgegeben. Die Abkühlung des Wassers geht aber nur so weit, bis gerade so viel fühlbare Wärme von der Luft zum Wasser wandert, wie dieses als Verdunstungswärme umsetzen kann.

Es stellt sich also ein Gleichgewichtszustand ein, wobei die gesättigte Luft und das umlaufende Wasser die gleiche Temperatur annehmen. Diese Gleichgewichtstemperatur ändert sich auf einer Linie mit konstanter Enthalpie, bis die Luft den Sättigungszustand erreicht hat. Diese Temperatur wird Kühlgrenze genannt, weil sich das Wasser nur bis zu dieser Grenztemperatur abkühlen kann. Die Kühlgrenze ist der Schnittpunkt der Isenthalpen (Adiabaten) mit der Sättigungslinie und wird vom Ausgangszustand der Luft, d.h. von ihrer Temperatur und ihrer relativen Feuchte bestimmt. Die sich an der Kühlgrenze einstellende Luft- und Wassertemperatur nennt man auch Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_F$  (siehe Abs. 2.2.9 «Feuchtkugel- oder Feuchtttemperatur»).

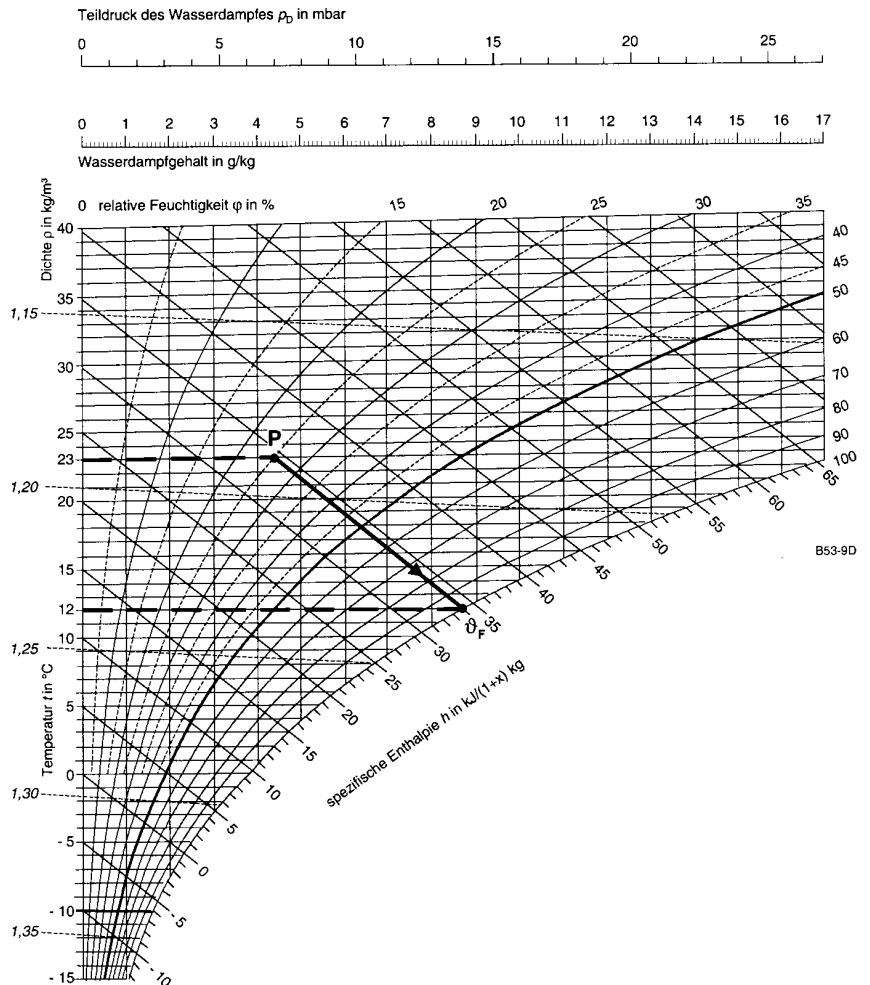


Fig. 3-9 Befeuchtung mit Umlaufwasser

Liegt die Wassertemperatur anfänglich unter der Feuchtkugeltemperatur der Luft, so wandert mehr fühlbare Wärme von der Luft zum Wasser, als dieses latente Wärme zur Verdunstung abgeben muss. Dadurch erwärmt sich das Wasser allmählich, bis es die Feuchtkugeltemperatur erreicht.

Das umlaufende Wasser nimmt also bei dieser Befeuchtungsart nach einiger Zeit die Feuchtkugeltemperatur an, auch wenn es am Anfang eine höhere oder tiefere Temperatur hatte.

*Die Zustandsänderung im  $h,x$ -Diagramm*

Die Zustandsänderung im  $h,x$ -Diagramm verläuft vom Ausgangszustand P der Luft auf einer  $h$ -Linie (mit konstanter Enthalpie) und strebt der Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_F$  zu, die auf dem Schnittpunkt der  $h$ -Linie mit der Sättigungslinie liegt. Die Sättigungslinie wird allerdings nicht ganz erreicht, da der Wirkungsgrad üblicher Befeuchter im besten Falle etwa 95 % beträgt.

Die beschriebene Zustandsänderung stimmt mit der Wirklichkeit nicht ganz überein, da der Wärmeinhalt der befeuchteten Luft, um die Flüssigkeitswärme des aufgenommenen Wassers, ab- oder zunimmt (abhängig von Temperatur und Menge der Wassernachspeisung). In dem für Klimaanlage wichtigen Bereich ist dieser Fehler aber vernachlässigbar klein.

Soll ein Luftzustand  $P_1$  mit  $\vartheta_1 = 27\text{ °C}$ ,  $\varphi_1 = 30\text{ % r.F.}$  adiabatisch auf den Zustand  $P_2$  mit  $\varphi_2 = 80\text{ % r.F.}$  befeuchtet werden, dann muss zuerst der Befeuchtungs-Wirkungsgrad berechnet werden (Fig. 3-10). Je nach Wirkungsgrad muss dafür ein entsprechender Befeuchter mit einer bestimmten Anzahl Zerstäuberdüsen eingesetzt werden. Für die genannte Zustandsänderung ergeben sich aus dem  $h,x$ -Diagramm folgende Werte für den Wasserdampfgehalt der Luft:

- am Befeuchter-Eintritt:  $x_1 = 6,7\text{ [g/kg]}$
- am Befeuchter-Austritt:  $x_2 = 10,2\text{ [g/kg]}$
- im Sättigungszustand:  $x_3 = 11,1\text{ [g/kg]}$

Der erforderliche Befeuchtungs-Wirkungsgrad  $\eta_B$  lässt sich daraus wie folgt berechnen:

$$\eta_B = \frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} \cdot 100\text{ %} = \frac{10,2 - 6,7}{11,1 - 6,7} \cdot 100\text{ %} = \frac{3,5}{4,4} \cdot 100\text{ %} = 79,5\text{ %}$$

Aus den Datenblättern eines Befeuchter-Lieferanten kann nun entnommen werden, dass z.B. ein Befeuchter mit 2 Düsenstöcken, bei einer Wasser-/Luftzahl von 0,7, den geforderten Befeuchtungswirkungsgrad von ca. 80 % ergibt. Der Befeuchtungs-Wirkungsgrad ist unter anderem von der Art und Anzahl der Zerstäuberdüsen, der Länge der Befeuchtungsstrecke, dem Wasserdruck und der Luftgeschwindigkeit abhängig. Um den geforderten Befeuchtungs-Wirkungsgrad zu erreichen, muss die Pumpe also 0,7-mal so viel kg Wasser versprühen, wie Luft in kg durch den Befeuchter strömt. Pro kg Luft werden also ca. 700g Wasser versprüht, wovon 3,5 g ( $x_2 - x_1$ ) verdampft werden.

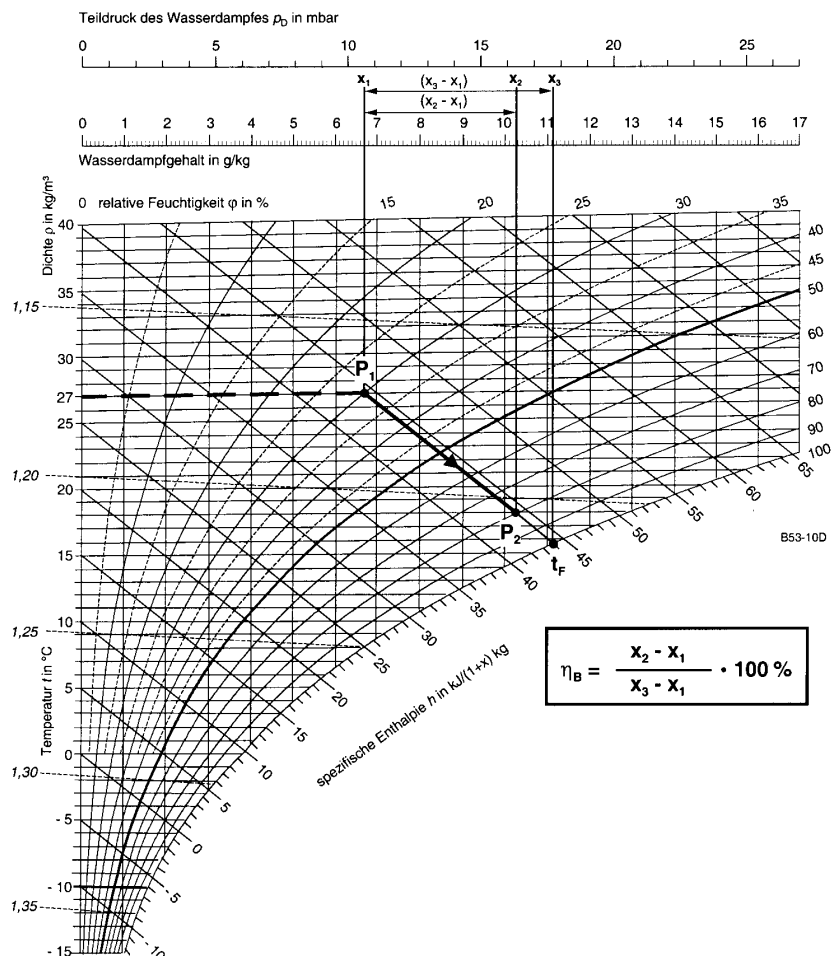


Fig. 3-10 Bestimmung des Befeuchtungs-Wirkungsgrades

### Befeuchtung mit variabler Wassertemperatur

Bei dieser Befeuchtungsart wird im Luftstrom eine relativ große Wassermenge versprüht (1 bis 1,5 kg Wasser/kg Luft). Die Wassertröpfchen, die im Wärmeübertrager auf die gewünschte Temperatur gebracht wurden, können in diesem Falle direkt als Kühl- oder Heizfläche betrachtet werden (siehe Fig. 3-8b). Unter dieser Voraussetzung vollzieht sich die Zustandsänderung im  $h,x$ -Diagramm auf einer Geraden, die vom Anfangszustand der Luft zum Schnittpunkt der Wassertemperatur mit der Sättigungslinie verläuft, wobei die Sättigungslinie nicht ganz erreicht wird.

In der Praxis wird das Wasser beim Durchströmen des Wäschers, je nach W/L-Zahl und Wassereintrittstemperatur, mehr oder weniger erwärmt (oder abgekühlt). Die Zustandsänderung der Luft verläuft somit am Anfang zum Schnittpunkt der Wasser-Eintrittstemperatur mit der Sättigungslinie und am Ende zum Schnittpunkt der Wasser-Austrittstemperatur mit der Sättigungslinie, d.h. in einer leichten Kurve in Richtung der Wasseraustrittstemperatur. Fig. 3-11 veranschaulicht die möglichen Luftzustandsänderungen bei einem vorgegebenen Luftzustand P und verschiedenen Sprühwassertemperaturen.

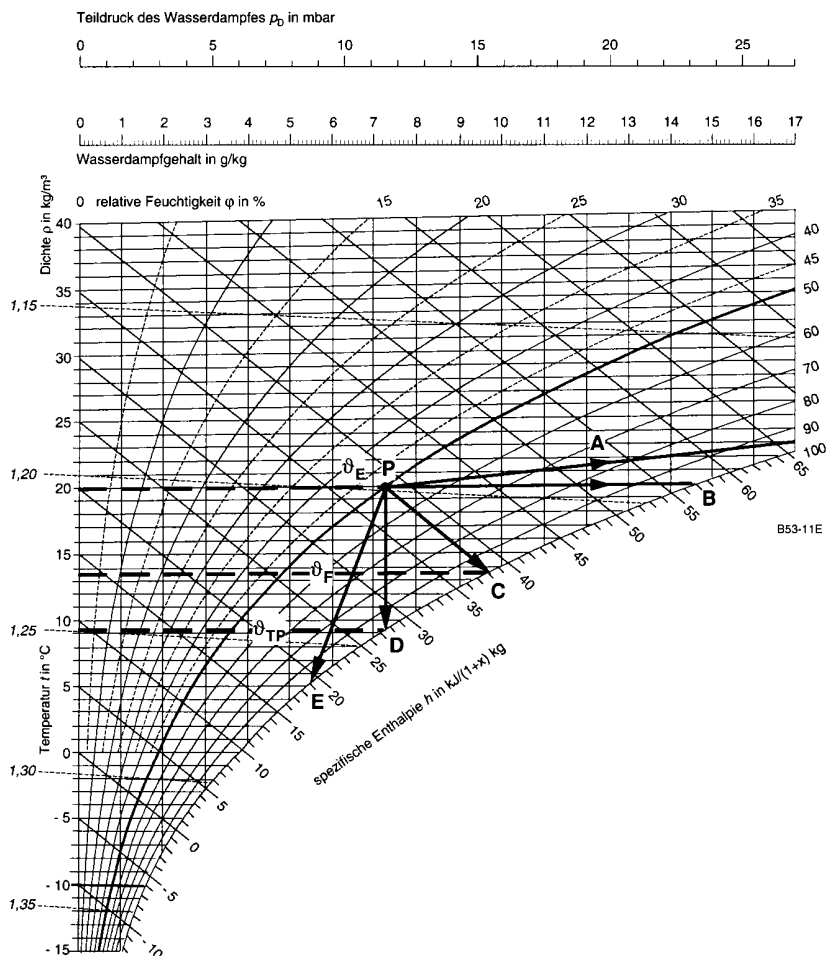


Fig.3-11 Befeuchten mit variabler Wassertemperatur

- Ist die Wasseraustrittstemperatur höher als die Lufteintrittstemperatur  $\vartheta_E$ , wird die Temperatur, der Wärmeinhalt und der Wassergehalt der Luft P erhöht (Luftzustand liegt über  $\vartheta_E$ , z. B. auf der Linie P-A).
- Ist die Wasseraustrittstemperatur gleich der Lufteintrittstemperatur  $\vartheta_E$ , so wird, infolge der Temperaturgleichheit, wohl latente, aber keine fühlbare Wärme übertragen. Die Lufttemperatur bleibt somit gleich, jedoch erhöht sich deren Wasserdampfgehalt und folglich auch deren Wärmeinhalt (Luftzustandsänderung von P in Richtung B).

- Bei Wasseraustrittstemperaturen, die zwischen der Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_F$  und der Lufttemperatur  $\vartheta_E$  liegen, wird die Luft P abgekühlt, während der Wassergehalt und der Wärmeinhalt noch ansteigen (Luftzustandsänderungen verlaufen im Bereich der Linien P-B bis P-C).
- Ist die Wasseraustrittstemperatur gleich der Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_F$  der Luft P, dann wird die Luft abgekühlt, der Wärmeinhalt bleibt gleich, aber der Wassergehalt steigt an (Luftzustandsänderung von P in Richtung C).
- Bei Wasseraustrittstemperaturen, die zwischen der Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_F$  und der Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$  der Luft P liegen, sinken Temperatur und Wärmeinhalt, während der Wassergehalt noch schwach ansteigt (Luftzustandsänderungen verlaufen im Bereich der Linien P-C bis P-D).
- Liegt die Wasseraustrittstemperatur unter der Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$  der Luft P, so sinkt die Temperatur, der Wärmeinhalt und der Wassergehalt der Luft (Luftzustandsänderungen verlaufen im Bereich der Linien P-D bis P-E).

Der Zustand der Luft beim Austritt aus dem Wäscher lässt sich aber nicht nur durch Ändern der Wassereintrittstemperatur beeinflussen, sondern auch durch die Menge des versprühten Wassers. Wird weniger Wasser versprüht, als zum möglichen Endzustand der Luft benötigt wird, so ist die Temperaturerhöhung (oder -abkühlung) des Wassers größer. Für die Luft stellt sich ein Zwischenzustand ein, der sich vom Anfangszustand umso weniger entfernt, je kleiner die Wasser-/Luftzahl ist. Durch Verringern der W/L-Zahl (Drosselung der Wassermenge) und Ändern der Wassereintrittstemperatur (evtl. durch Mischen von kaltem und warmem Wasser) lässt sich also die Temperatur und die relative Feuchte der Austrittsluft beeinflussen.

### 3.5.2 Befeuchtung mit Wasserdampf

Bei diesem Verfahren wird Wasserdampf (Sattdampf) in den Luftkanal eingeblasen.

Der Dampf wird aus einem örtlichen Dampf-Luftbefeuchter (z. B. Cond-air) oder aus einer zentralen Dampferzeugungs-Anlage (Fremddampf) bezogen. Die Zugabe des Dampfes bewirkt, dass der Wasserdampfgehalt und der Wärmeinhalt der Luft ansteigen.  $\Delta x$  ist das Gewicht und  $\Delta h$  der Wärmeinhalt des zugeführten Dampfes.

Der Wärmeinhalt  $h_D$  von Sattdampf ist infolge der in ihm enthaltenen Verdampfungswärme sehr hoch, nämlich 2676 kJ/kg für Dampf von 100 °C (siehe Tabellen am Ende dieses Abschnitts).

Die Zunahme des Wärmeinhaltes bei Dampfbefeuchtung beträgt:

$$\Delta h = h_D \cdot \Delta x$$

Wird nun 1 kg Luft von z. B.  $\vartheta_E = 20$  °C,  $x_1 = 5$  g/kg und  $h_1 = 32,5$  kJ/kg mit 6 g Dampf von 100 °C befeuchtet (Fig. 3-12), so ist die zugeführte Wärmemenge:

$$\Delta h = \Delta x \cdot h_D = 0,006 \cdot 2676 \left[ \frac{\text{kg kJ}}{\text{kg kg}} \right] \approx 16,1 \text{ [kJ/kg]}$$

Der Zustand der befeuchteten Luft ergibt sich aus:

$$h_2 = h_1 + \Delta h = 32,5 + 16,1 = 48,6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$x_2 = x_1 + \Delta x = 5 + 6 = 11 \text{ [g/kg]}$$

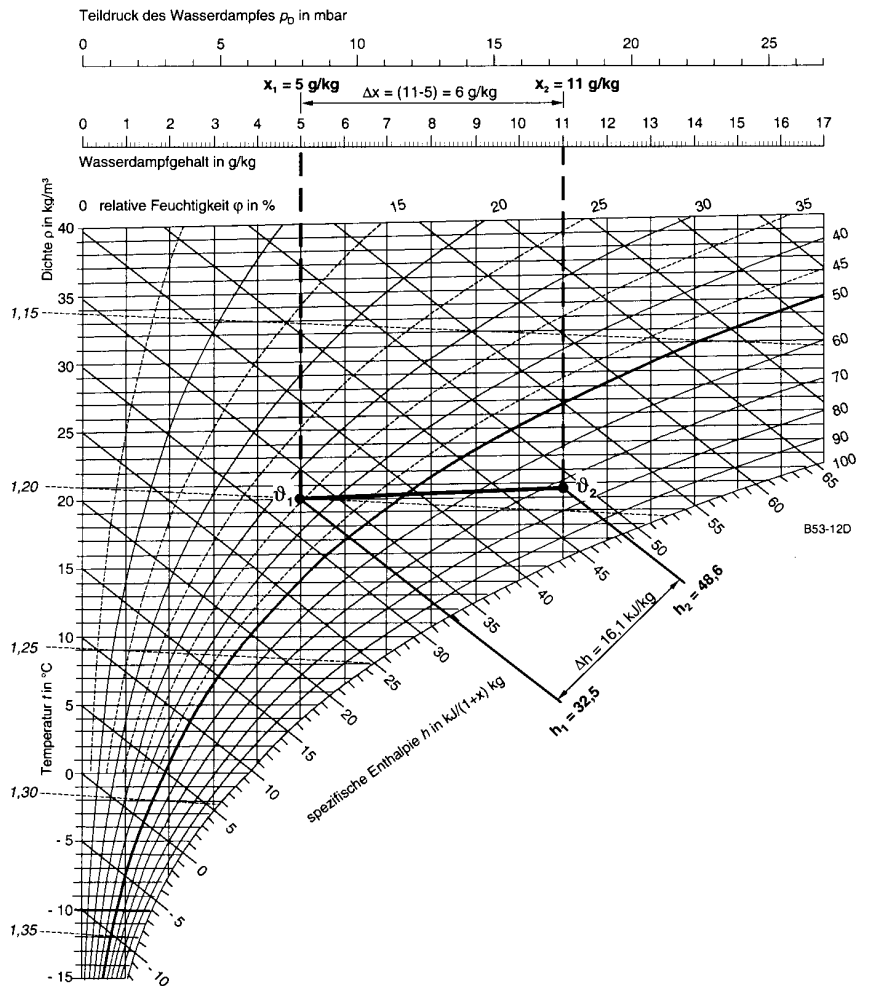


Fig. 3-12 Dampfbefeuchtung mit Sattdampf (Berechnungsmethode)

Die Richtung der Zustandsänderung im  $h,x$ -Diagramm ergibt sich nun, wenn der Punkt  $h_1, x_1$  mit dem neuen Punkt  $h_2, x_2$  verbunden wird. Die gleiche Richtung erhält man übrigens auch, wenn pro kg Luft z. B. 10 g anstatt 6 g Dampf zugeführt werden.

Wie das Berechnungsbeispiel zeigt, wird bei der Dampfbefeuchtung die Richtung der Zustandsänderung im  $h,x$ -Diagramm allein vom Wärmeinhalt  $h_D$  des zugeführten Dampfes bestimmt. Daher enthalten die meisten Diagramme eine Richtungsskala « $\Delta h/\Delta x$ », an welcher die Richtung der Zustandsänderung direkt abgegriffen und parallel verschoben werden kann (Fig. 3-13). Da  $\Delta h = h_D \cdot \Delta x$  und folglich  $\Delta h/\Delta x = h_D$ , kann auf der Richtungsskala direkt der Wärmeinhalt  $h_D$  des zugeführten Dampfes (siehe Tabelle am Ende dieses Abschnitts) angegeben werden. Die Richtung der Zustandsänderung wird damit wie folgt ermittelt:

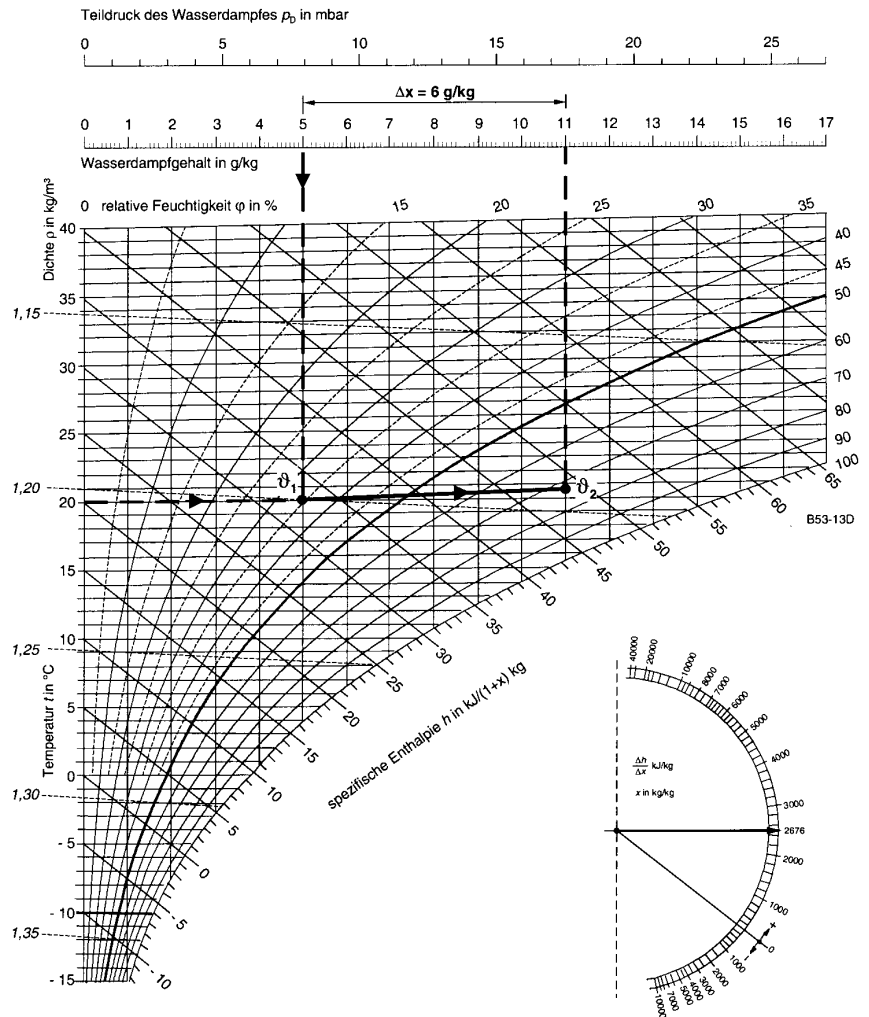


Fig. 3-13 Dampfbefeuchtung (Zustandsänderung mit Hilfe der Richtungsskala)

1. Von der Skala «Wasserdampfgehalt» von  $x_1$  und  $x_2 = x_1 + (\Delta x \text{ senkrechte Linien})$  nach unten ziehen.
2. Vom Drehpunkt der Richtungsskala zum entsprechenden Wärmehalt  $h_D$  (z.B. 2676 kJ/kg) auf der Richtungsskala eine Gerade ziehen.
3. Parallelverschiebung dieser Geraden bis zum Anfangszustand  $\phi_1$  und eventuell verlängern bis zur Senkrechten  $x_2$ . Der Schnittpunkt mit dieser Senkrechten ergibt den neuen Luftzustand bei  $\phi_2$ .

Wird zur Luftbefeuchtung Niederdruck-Sattdampf verwendet, so folgt die Zustandsänderung praktisch der Isothermen der befeuchteten Luft, d.h. es erfolgt praktisch keine Temperatur-Änderung, sondern nur eine latente Erhöhung des Wärmehaltes und des Wasserdampfgehaltes der Luft.

**Zustandsgrößen von Wasser und Dampf bei Sättigung in Abhängigkeit von der Temperatur**

Temperatur [°C]	Druck absolut [bar]	Wärmeinhalt [kJ/kg]		Verdamp- fungswärme [kJ/kg]
$\vartheta$	p	$h_{\text{Wasser}}$	$h_{\text{Dampf}}$	r
100	1,013	419,1	2676	2257
105	1,208	440,2	2684	2244
110	1,433	461,3	2691	2230
115	1,691	482,5	2699	2216
120	1,985	503,7	2706	2202
125	2,321	525,0	2713	2188
130	2,701	546,3	2720	2174
135	3,131	567,7	2727	2159
140	3,614	589,1	2733	2144

**Zustandsgrößen von Wasser und Dampf bei Sättigung in Abhängigkeit vom Druck**

Druck absolut [bar]	Temperatur [°C]	Wärmeinhalt [kJ/kg]		Verdamp- fungswärme [kJ/kg]
p	$\vartheta$	$h_{\text{Wasser}}$	$h_{\text{Dampf}}$	r
1,0	99,6	417,5	2675	2258
1,5	111,4	467,1	2693	2226
2,0	120,2	504,7	2706	2202
2,5	127,4	535,3	2716	2181
3,0	133,5	561,4	2725	2163
3,5	138,9	584,3	2732	2147
4,0	143,6	604,7	2738	2133
4,5	147,9	623,2	2743	2120
5,0	151,8	640,1	2748	2107

**3.6 Luft-Trocknung**

Bei der Lufttrocknung wird der Wassergehalt der Luft (absolute Feuchte) verringert. Dies ist auf verschiedene Arten möglich:

- Kühlung der Luft mit Wasserausscheidung (Unterkühlungsmethode)
- Absorption des Wassers durch Absorptionsstoffe (Absorptionsmethode)
- Beimischen von trockenerer Luft

**3.6.1 Unterkühlungsmethode**

Die zu feuchte Luft wird mit Kühlflächen in Berührung gebracht, deren Temperatur unterhalb des Taupunktes dieser Luft liegt. Dadurch kondensiert ein Teil des Wasserdampfes auf den Kühlflächen, wodurch der Wasserdampfgehalt der Luft entsprechend reduziert wird. Die Zustandsänderung im h,x-Diagramm (Fig. 3-14) wird durch die Gerade dargestellt, die vom Anfangszustand P der Luft zum Schnittpunkt der mittleren Kühlflächentemperatur  $\vartheta_{\text{KÜ}}$  mit der Sättigungslinie verläuft.



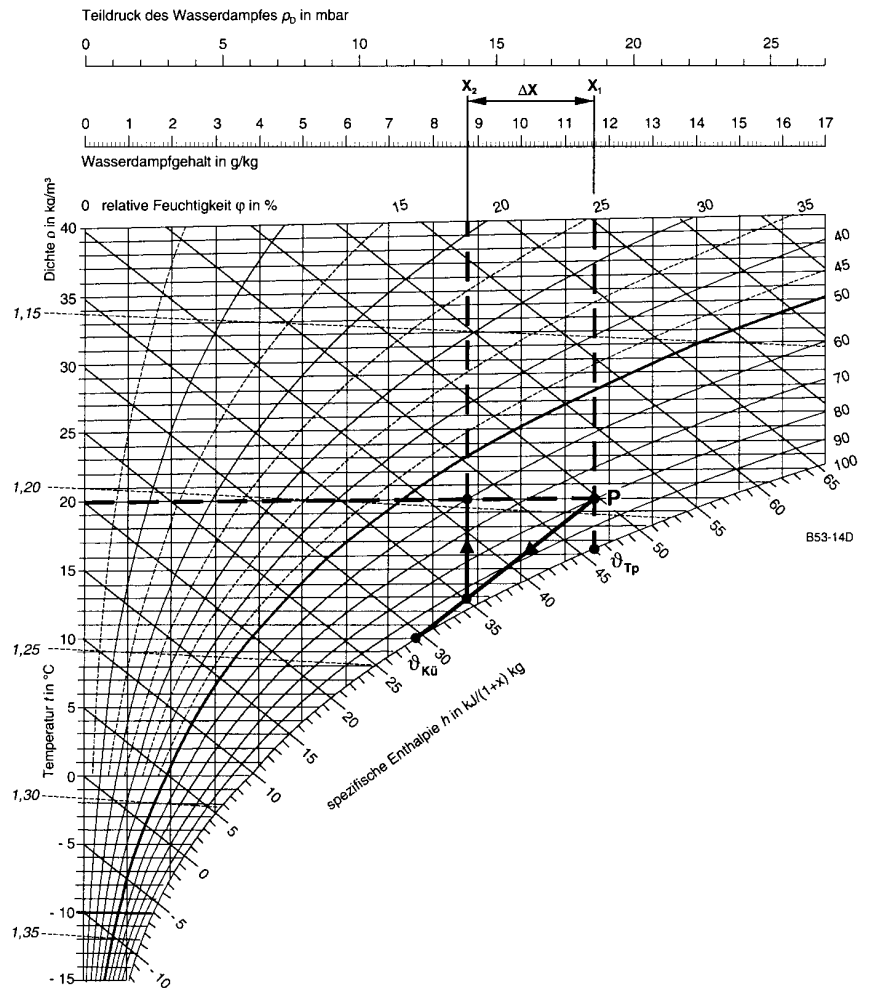


Fig. 3-14 Lufttrocknung nach der Unterkühlungsmethode

Je nach Kühlleistung wird mehr oder weniger Wasser ausgeschieden. Der Wasserdampfgehalt sinkt um  $\Delta x$ , während die relative Feuchtigkeit der Luft ansteigt. Mit dieser Entfeuchtungsart ist immer auch eine Abkühlung der Luft verbunden, weshalb diese in den meisten Fällen wieder nachgewärmt werden muss. Dadurch verringert sich dann auch die relative Luftfeuchtigkeit.

### 3.6.2 Absorptionsmethode

Bei dieser Methode wird die Luft mit hygroskopischen Stoffen in Berührung gebracht, die Wasserdampf aus der Luft absorbieren können. Der am meisten verwendete feste hygroskopische Stoff ist Kieselgel (Produktname «Silicagel»). Der Wasserdampf haftet durch Absorption an der außerordentlich großen Oberfläche (1 Gramm Kieselgel ergibt 300 bis 500 m<sup>2</sup> !) und kondensiert dabei. Durch die frei werdende Verdampfungswärme wird die Lufttemperatur erhöht, während die absolute und die relative Feuchte reduziert werden. Ist das Kieselgel gesättigt, so kann es durch Erhitzen auf etwa 150 bis 200 °C, z. B. mittels heißer Luft, wieder regeneriert werden. Da für diesen Absorptionsprozess Wärme weder von außen zu- noch nach außen abgeführt wird, bleibt der Wärmeinhalt der Luft dabei konstant. Figur 3-15 zeigt diese (isenthalpe) Zustandsänderung im  $h, x$ -Diagramm.

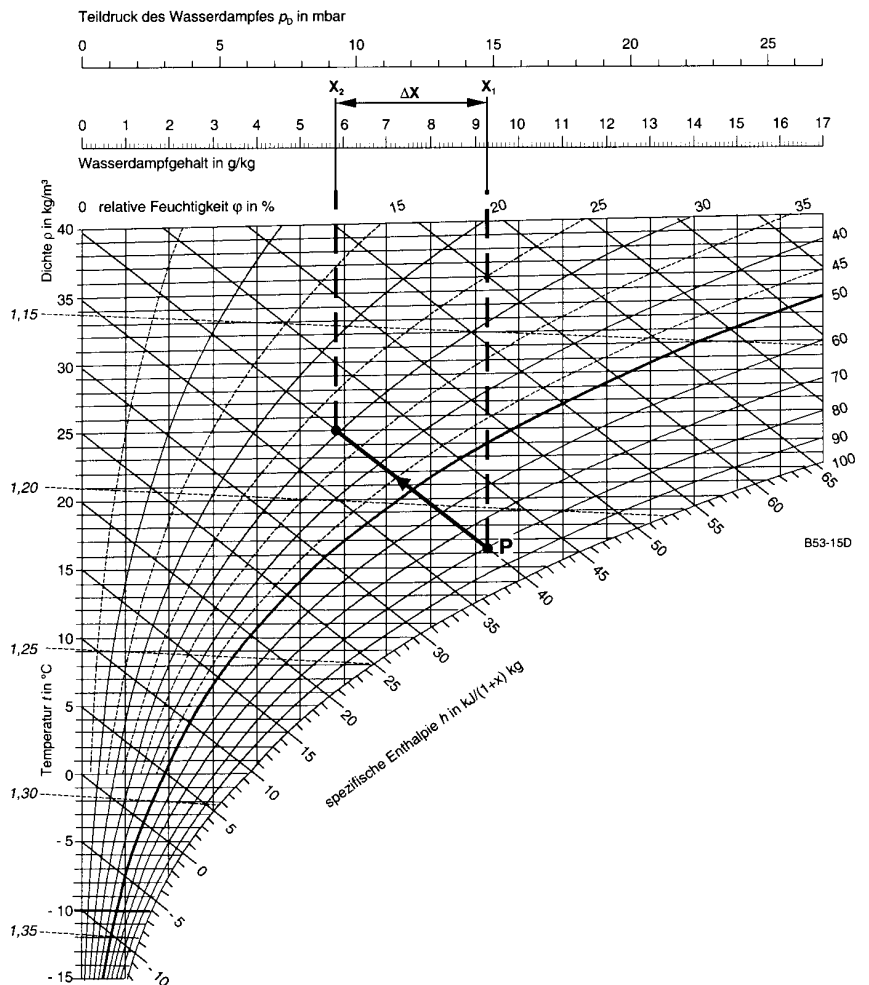


Fig. 3-15 Lufttrocknung nach der Absorptionsmethode

### 3.6.3 Lufttrocknung durch Beimischung trockenerer Luft

Bei dieser Methode (Fig. 3-16) wird die zu feuchte Luft  $L_1$  ( $\varphi_1 = 70 \%$ ,  $x_1 = 14 \text{ g/kg}$ ) mit einer (meist kälteren) Luft  $L_2$  gemischt, deren Wasserdampfgehalt wesentlich geringer ist als derjenige von  $L_1$ . Der Zustand der Mischluft  $M_1$  wird vom Mischungsverhältnis bestimmt (siehe Abschnitt 3.2 «Mischen zweier Luftmengen»).

Ist die Temperatur der Mischluft  $M_1$  tiefer als diejenige von  $L_1$ , muss sie anschließend auf den ursprünglichen Temperaturwert nachgewärmt werden. Nach diesem Prozess ergibt sich ein Luftzustand  $M_2$  mit gleicher Temperatur wie  $L_1$ , jedoch mit reduziertem Wasserdampfgehalt  $x_2 = 10 \text{ g/kg}$  und dadurch auch mit einer tieferen relativen Feuchtigkeit  $\varphi_2 = 50 \%$  (Anwendung z. B. in Schwimmbadanlagen).

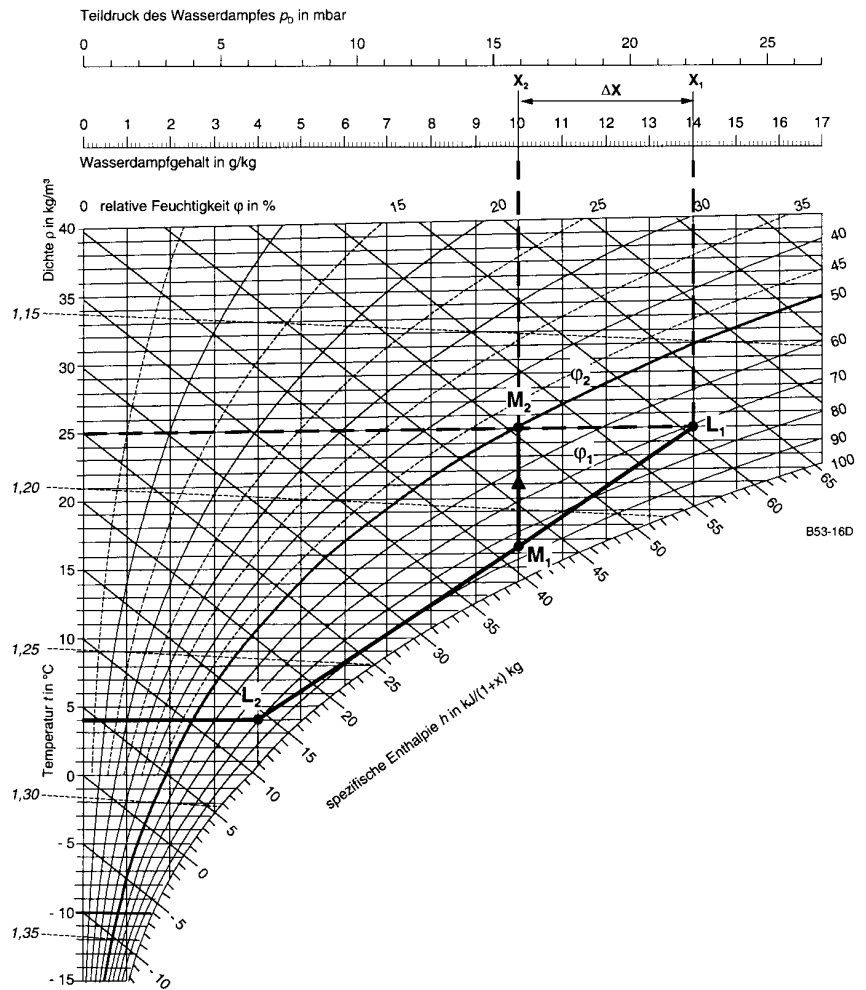


Fig. 3-16 Lufttrocknung durch Beimischung und Nachwärmen

### 3.7 Umrechnung Luftvolumen in Luftmasse

Aus Kapitel 1 «Thermodynamische Grundlagen» ist bekannt, dass die Luftdichte von den anderen Zustandsgrößen Druck, Temperatur und Wasserdampfgehalt abhängig ist.

Ein vorliegendes  $h,x$ -Diagramm ist immer nur für einen bestimmten Luftdruck gültig. (Die Umrechnung auf andere Luftdruckwerte wird in Kapitel 4 «Berechnungsgrundlagen zur Korrektur der Höhenlage» erklärt). Deshalb kann man sich bei der Bestimmung der Dichte mit Hilfe des  $h,x$ -Diagramms auf die beiden variablen Größen Temperatur und Wasserdampfgehalt beschränken.

Im Beispiel (Fig. 3-17) ist für den Luftzustand  $P_1$ , mit der Temperatur  $\vartheta_1 = 15^\circ\text{C}$  und der relativen Feuchte  $\varphi_1 = 65\%$ , die Luftdichte  $\rho_1 = 1,22\text{ kg/m}^3$ . Bei einem Luftvolumenstrom  $\dot{V}_1 = 1000\text{ m}^3/\text{h}$  wird der Luftmassenstrom:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1 = 1,22 \cdot 1000 \left[ \frac{\text{kg m}^3}{\text{m}^3 \text{ h}} \right] = 1220 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

Erwärmt man die Luftmenge (ohne die absolute Feuchte  $x$  zu verändern),

so bleibt die Luftmasse  $m$  konstant. Im Beispiel wird die Luft bei konstantem  $x$  auf den Zustand  $P_2$  mit der Temperatur  $\vartheta_2 = 25^\circ\text{C}$ , der relativen Feuchte  $\vartheta_2 = 35\%$  und die Luftdichte  $\rho_2 = 1,18\text{ kg/m}^3$  erwärmt. Der Luftvolumenstrom  $\dot{V}_1 = 1000\text{ m}^3/\text{h}$  ändert sich dabei auf

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2} = \frac{1220}{1,18} \left[ \frac{\text{kg m}^3}{\text{h kg}} \right] = 1034 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

Der Luftvolumenstrom ändert sich also durch die Temperatur-Erhöhung von 1000 auf 1034 m<sup>3</sup>/h, während der Luftmassenstrom (bei x = konstant) nicht beeinflusst wird.

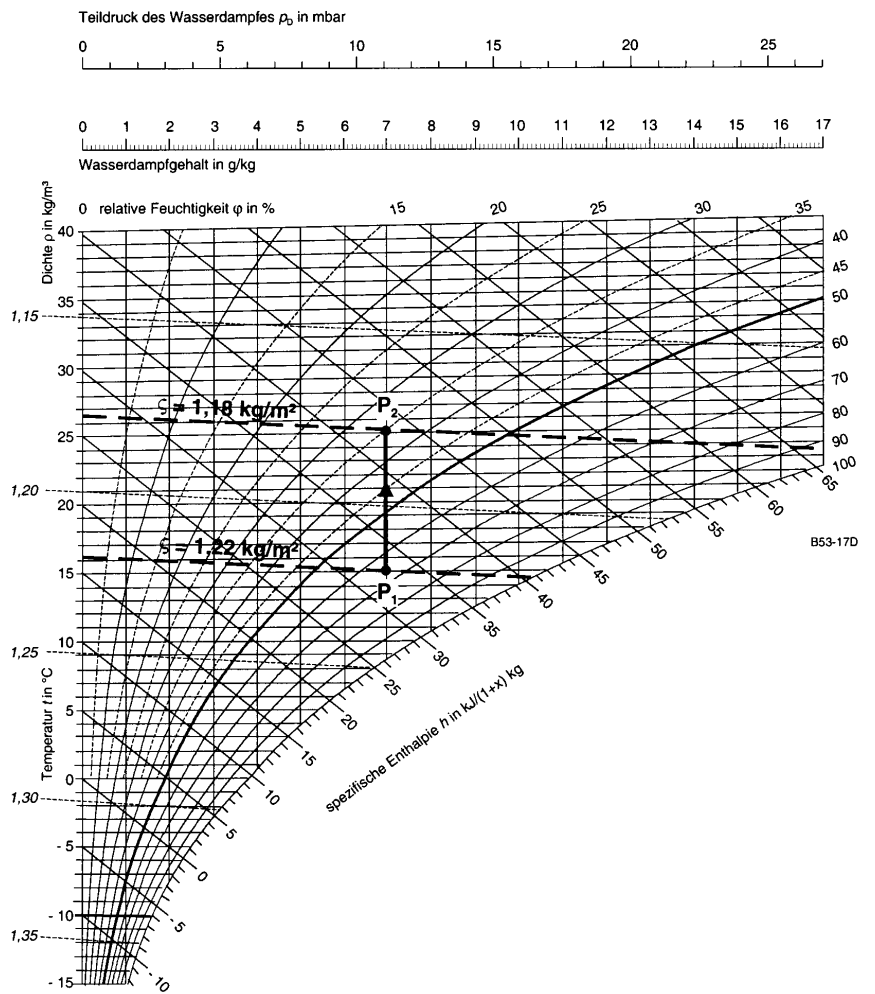


Fig. 3-17 Änderung der Luftdichte bei Temperatur-Erhöhung

## 4. Berechnungsgrundlagen zur Korrektur der Höhenlage

### 4.1 Einfluss der Höhenlage auf den Luftdruck

Bei allen Berechnungen im  $h,x$ -Diagramm muss der atmosphärische Druck (Barometerstand) berücksichtigt werden. Dieser ist vor allem von der Höhenlage über Meer abhängig. Deshalb muss jedes  $h,x$ -Diagramm den Hinweis enthalten, für welche Bezugshöhe über Meer bzw. für welchen atmosphärischen Luftdruck es gültig ist.

Die gebräuchlichen Einheiten für diese Druckangaben sind: Meter über Meer [m.ü.M.], Millibar [mbar], Kilopascal [kPa], Millimeter Quecksilbersäule [mm Hg] oder [Torr].

Die  $h,x$ -Diagramme, die in Fachbüchern oder an Fachschulen verwendet werden, beziehen sich auf 0 [m.ü.M.], entsprechend 101,3 [kPa] = 1013 [mbar] = 760 [Torr].

Wie ein vorhandenes  $h,x$ -Diagramm für eine andere Höhenlage umgerechnet oder sogar umkonstruiert werden kann, wird in diesem Kapitel erklärt.

### 4.2 Berechnung der Korrekturfaktoren für $\varphi$ und $\rho$

Die meisten  $h,x$ -Diagramme enthalten eine Hilfstabelle mit Korrekturfaktoren für verschiedene Höhen über Meer oder ein entsprechendes Hilfsdiagramm (siehe Tabelle auf dem  $h,x$ -Diagramm im Register 5).

Aus dem Diagramm kann der mittlere Barometerstand bzw. Luftdruck  $p$  für eine Höhenlage  $H$  bestimmt werden. Der Korrekturfaktor  $k$  für die relative Feuchte  $\varphi$  und die Dichte  $\rho$  wird dann berechnet aus der Formel:

$$k = \frac{p_1}{p_2}$$

Dabei ist  $p_1$  der Bezugs-Druck des vorliegenden  $h,x$ -Diagramms und  $p_2$  der mittlere Barometerstand bzw. Druck für die betreffende Höhenlage.

Dazu ein Beispiel:

Für 1000 Meter Höhe über Meer ist der mittlere Barometerstand  $p_2 = 89,9$  kPa.

Das vorliegende  $h,x$ -Diagramm sei bezogen auf  $p_1 = 101,3$  kPa.

Der Korrekturfaktor  $k$  wird dann:

$$k = \frac{p_1}{p_2} = \frac{101,3}{89,9} \left[ \frac{\text{kPa}}{\text{kPa}} \right] = 1,126$$

Mit dem Korrekturfaktor können nun die neuen Werte für die relativen Feuchtelinien bestimmt werden. Die Werte  $\varphi = 10\%$ ,  $20\%$ ,  $30\%$  r.F. usw. werden mit dem Korrekturfaktor  $k$  multipliziert. Die einzelnen Resultate ergeben die neuen Werte für die schon eingezeichneten Linien konstanter relativer Feuchte (Fig. 4-2).

Mit dem Korrekturfaktor  $k = 1,126$  wird also:

- die Feuchtelinie  $\varphi = 10\%$  r.F. zur Feuchtelinie  $\varphi = 11,26\%$  r.F.
- die Feuchtelinie  $\varphi = 20\%$  r.F. zur Feuchtelinie  $\varphi = 22,52\%$  r.F.
- die Feuchtelinie  $\varphi = 100\%$  r.F. zur Feuchtelinie  $\varphi = 100\%$  r.F.

Bei einem  $h,x$ -Diagramm mit der Bezugshöhe von 0 m.ü.M. wird der Korrekturfaktor für Höhenlagen über dem Meeresspiegel immer kleiner als eins. Die besonders wichtige Sättigungslinie mit  $\varphi = 100\%$  r.F. wird auf diese Weise aber noch nicht gefunden. Sie muss mit Hilfe eines speziellen Nomogramms (Fig. 4-1) konstruiert werden.

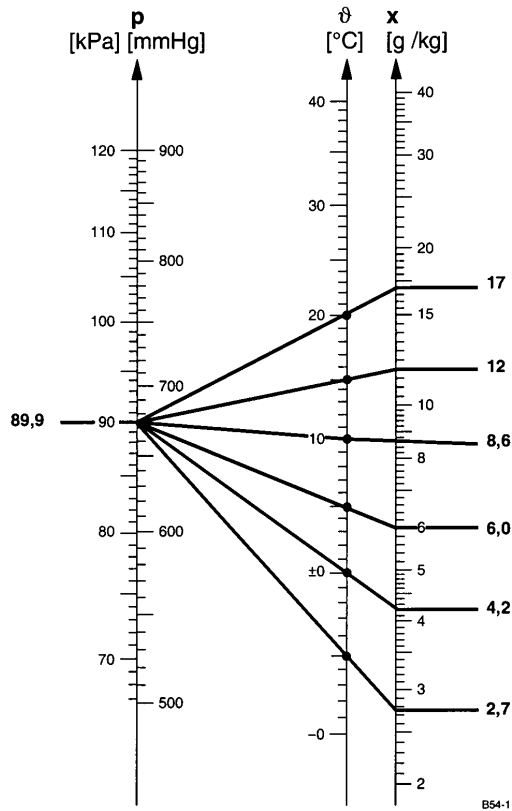


Fig. 4-1 Bestimmung der x-Werte zur Konstruktion einer Sättigungslinie für einen bestimmten Luftdruck p (eingezeichnetes Beispiel gilt für  $p = 89,9$  kPa bzw.  $H = 1000$  m.ü.M.)

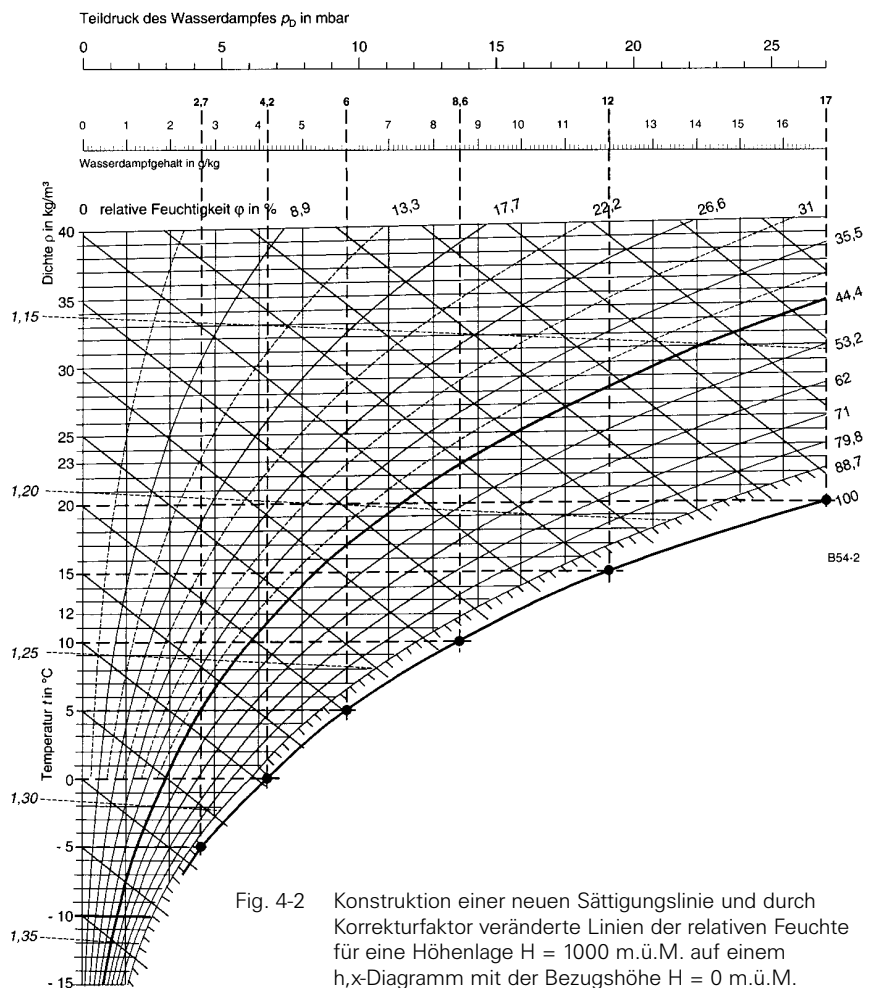


Fig. 4-2 Konstruktion einer neuen Sättigungslinie und durch Korrekturfaktor veränderte Linien der relativen Feuchte für eine Höhenlage  $H = 1000$  m.ü.M. auf einem h,x-Diagramm mit der Bezugshöhe  $H = 0$  m.ü.M.

### 4.3 Konstruktion der Sättigungslinie

Die Konstruktion einer Sättigungslinie für z.B. 1000 m.ü.M. in einem  $h,x$ -Diagramm mit der Bezugshöhe 0 m.ü.M. erfolgt in mehreren Schritten:

1. Mittlerer Barometerstand für 1000 m.ü.M. aus Tabelle bestimmen (89,9 kPa) und im Nomogramm (Fig. 4-1) auf der Skala  $p$  den Skalapunkt 89,9 kPa markieren.
2. Vom Skalapunkt 89,9 kPa eine Gerade ziehen durch die Temperaturskala bei  $\vartheta = -5\text{ °C}$  bis zur Skala  $x$ .
3. Vom Skalapunkt 89,9 kPa eine Gerade ziehen durch die Temperaturskala bei  $\vartheta = 0\text{ °C}$  bis zur Skala  $x$ .
4. In Abständen von 5 K jeweils den Wert von  $x$  bestimmen (nach gleicher Methode wie Schritte 2 und 3).
5. Die gefundenen  $x$ -Werte in g/kg im  $h,x$ -Diagramm auf die  $x$ -Achse übertragen (Fig. 4-2). Achtung, die  $x$ -Skala auf dem Nomogramm hat eine logarithmische Einteilung!
6. Im  $h,x$ -Diagramm die Temperaturlinien ( $-5\text{ °C}$ ,  $0\text{ °C}$  usw.) über die Sättigungslinie hinaus in das Nebelgebiet verlängern.
7. Von den übertragenen  $x$ -Werten im  $h,x$ -Diagramm die Senkrechten ziehen bis zum Schnittpunkt mit den verlängerten Temperaturlinien.
8. Die Verbindungslinie dieser Schnittpunkte ergibt die neue Sättigungslinie mit  $\varphi = 100\%$  r.F.

Mit dieser Methode kann also für alle Höhenlagen die Sättigungslinie konstruiert werden. Die Konstruktion der relativen Feuchtelinien für Werte  $< 100\%$  kann nach dem im Kapitel 2 «Aufbau des  $h,x$ -Diagramms» (Abschnitt 2.2.6 «Linien mit konstanter relativer Feuchte») erklärten Vorgehen beim Aufbau des  $h,x$ -Diagramms erfolgen.

*Grundsatz* Im auf Meereshöhe bezogenen  $h,x$ -Diagramm liegen die Sättigungslinien für Höhen über 0 m.ü.M. immer im ursprünglichen Nebelgebiet, also außerhalb der schon gezeichneten relativen Feuchtelinien.

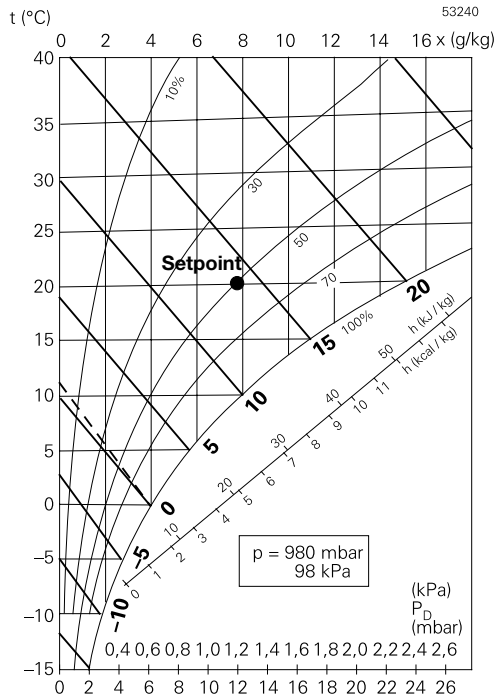
### 4.4 Veränderungen der Luftzustandsgrößen

Der Einfluss der Höhenlage auf die einzelnen Luftzustandsgrößen kann dem abgeänderten  $h,x$ -Diagramm entnommen werden. Je nachdem, welche Zustandsgröße konstant gehalten wird, sind andere Wertveränderungen feststellbar. Beispiele:

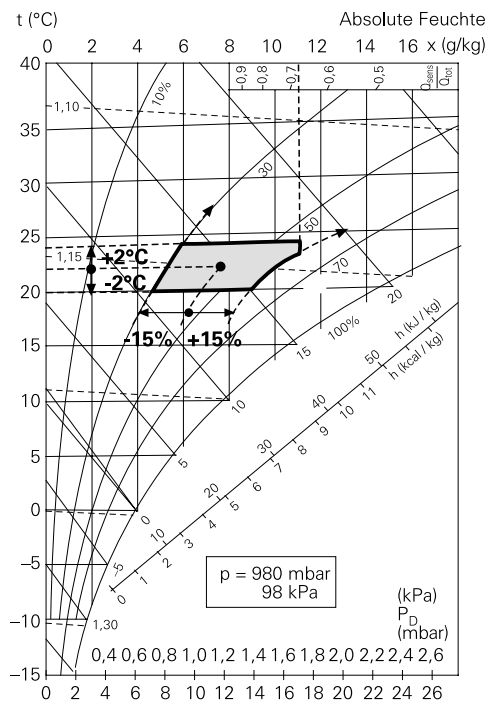
- Eine Luftmenge im Sättigungszustand  $\varphi = 100\%$  r.F. enthält bei 1000 m.ü.M. ca. 1,2 g/kg mehr Wasserdampf als auf 0 m.ü.M. Das heißt: Für eine Luftmenge ( $\vartheta$  und  $\varphi$  konstant) steigt der Wasserdampfgehalt  $x$  (absolute Feuchte) mit zunehmender Höhe.
- Der Wärmeinhalt gesättigter Luft ist auf 1000 Meter um ca. 3 kJ/kg höher als auf 0 m.ü.M. Daraus folgt: Der Wärmeinhalt  $h$  einer Luftmenge ( $\vartheta$  und  $\varphi$  konstant) steigt mit zunehmender Höhe.
- Luft mit  $\varphi = 100\%$  r.F. auf 0 m.ü.M. wird auf 1000 Meter Höhe zur Luft mit einer relativen Feuchte  $\varphi = 88,7\%$ . Die Differenz  $\Delta\varphi$  beträgt also 11,3%. Die relative Feuchte einer Luftmenge ( $\vartheta$  und  $\varphi$  konstant) sinkt also mit zunehmender Höhe.

# Sollwert/Behaglichkeitsfeld in Verbindung mit der h,x-geführten Regelung

**Sollwert** Heute ist es noch üblich, für den Raumluftzustand einen festen Sollwert vorzugeben, z. B. 20 °C, 50 % relative Feuchte. Aufgabe der Regelung ist es nun, durch das Zusammenspiel der Baugruppen innerhalb der Klimaanlage diesen Sollwert zu erreichen.



**Behaglichkeitsfeld** Neue innovative Verfahren arbeiten mit einem so genannten Behaglichkeitsfeld als Sollwert. Es gibt im Wesentlichen zwei Gründe, warum ein Feld als Sollwert eingesetzt wird.





1. Behaglichkeitsempfinden: Optimale Arbeitsbedingungen herrschen nicht nur bei einem bestimmten Sollwert für Raumtemperatur und Raumfeuchte, sondern auch innerhalb einer gewissen Bandbreite um den Sollwert.  
Ein Temperatursollwert von 22 °C und ein Sollwert für die relative Feuchte von 45 % mit einer Abweichung von z.B.  $\pm 2$  °C und  $\pm 15$  % H r.F. sind typisch für den Bürobereich. Zusätzlich ist es sinnvoll, bei hohen Temperaturen die absolute Feuchte zu begrenzen, sonst wird es zu schwül. Dieser Grenzwert liegt typischerweise bei ungefähr 10 g/kg.
2. Energieeinsparung: Je größer die Fläche des Behaglichkeitsfeldes, desto größer die Möglichkeiten zu Energieeinsparungen.

### Sollwert/Behaglichkeitsfeld in Verbindung mit der h,x-geführten Regelung

Ausgehend vom Behaglichkeitsfeld lässt sich für die Luftbehandlungsfunktionen Folgendes festlegen:

Der optimale Raumpunkt, der angesteuert werden soll, liegt auf der Grenze oder im Innern des Behaglichkeitsfeldes bei gleichzeitig energetisch günstigstem Sequenzablauf. Aufgrund des vorkonditionierten Luftzustandes und des Zuluft-Sollwertes ergibt sich ein Bedarf Heizen, Kühlen, Befeuchten, Entfeuchten oder eine Kombination davon. In den Fällen *Heizen-Befeuchten*, *Kühlen-Befeuchten* und *Entfeuchten-Nachheizen* wird der jeweilige Sollwert identisch mit dem energetisch besten *Eckpunkt des Behaglichkeitsfeldes*.

Im Fall *nur Kühlen* wird der Sollwert durch Projektion des Istwertes auf die *obere Begrenzungslinie des Behaglichkeitsfeldes* gewonnen.

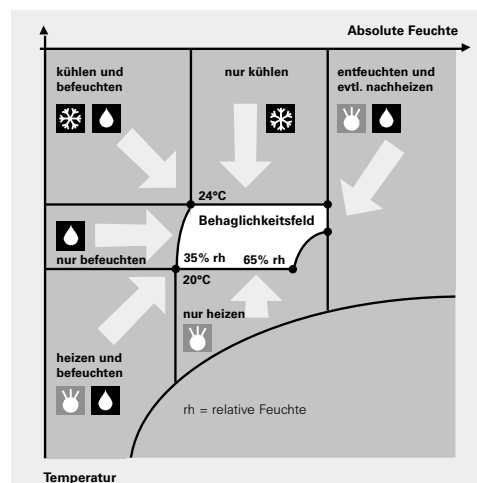
Im Fall *nur Heizen* wird auf die untere Grenze projiziert.

Für den Bereich, in welchem die relative Feuchte die Grenze bildet, existiert ein Spezialfall. Hier wird der Temperatur-Sollwert entlang der Relativ-Feuchtelinie geschoben. Dies ergibt einen größeren Heizaufwand, dafür muss aber in diesem Bereich nicht gekühlt werden – das senkt die Kosten, da Heizen normalerweise billiger ist als Kühlen.

Im Fall *nur Befeuchten* wird der Feuchte-Istwert auf die *Relativ-Feuchtelinie* projiziert. Dies ergibt einen größeren Befeuchtungsaufwand, dafür muss aber in diesem Bereich nicht gekühlt werden – auch das senkt die Kosten, da Befeuchten normalerweise billiger ist als Kühlen.

Das Verfahren der h,x-geführten Regelung nutzt diesen Zusammenhang Sollwert und Behaglichkeitsfeld, um einen energetisch optimalen Sequenz-Ablauf zu erzielen.

Das Verfahren der h,x-geführten Regelung mit einem neuen, innovativen Lösungsansatz ist in einem separaten Fachartikel detailliert beschrieben.



Siemens Schweiz AG  
Building Technologies Group  
International Headquarters  
Gubelstraße 22  
CH-6301 Zug  
Tel. +41 41 724 24 24  
Fax +41 41 724 35 22

Siemens Building Technologies  
GmbH & Co. oHG  
Friesstraße 20  
DE-60388 Frankfurt/Main  
Tel. +49 69 797 81 00 0  
Fax +49 69 797 81 59 0

Siemens Schweiz AG  
Building Technologies  
Sennweidstraße 47  
CH-6312 Steinhausen  
Tel. +41 585 579 200  
Fax +41 585 579 230

Siemens AG Österreich  
Building Technologies  
Breitenfurter Straße 148  
AT-1231 Wien  
Tel. +43 517 073 2383  
Fax +43 517 073 2323

Siemens SA  
Building Technologies  
20, rue des Peupliers  
LU-2328 Luxembourg/Hamm  
Tél. +352 43 843 900  
Fax +352 43 843 901

Die Informationen in diesem Dokument enthalten allgemeine Beschreibungen der technischen Möglichkeiten, die im Einzelfall nicht immer vorliegen müssen. Die gewünschten Leistungsmerkmale sind daher im Einzelfall bei Vertragsschluss festzulegen.

Änderungen vorbehalten • Bestell-Nr. 0-91899-de •  
© Siemens Schweiz AG • Gedruckt in der Schweiz • 10706 Ni/Ah