

3 Physiologie

ULRICH FINKE

Formelzeichen

Formelzeichen	Erklärung	Maßeinheit/Wert	Bemerkung
A	Fläche	m^2	
A_K	Körperoberfläche	m^2	
C	Strahlungskoeffizient	–	
$c_{p,L}$	spezifische Wärmekapazität	$J/(kg\ K)$	
DR	Zugluftrisiko	%	
\dot{K}	ausgeatmeter Kohlendioxidvolumenstrom je Person	$m^3/(h\ Pers)$	
k_{zul}	zulässige Kohlendioxidkonzentration in der Raumluft	m^3/m^3	
k_{AUL}	Kohlendioxidkonzentration in der Außenluft	m^3/m^3	
Le	Lewis-Zahl	–	
n	Anzahl der Personen	–	
PMV	mittleres vorhergesagtes Votum	–	
PPD	vorausgesagter Prozentsatz Unzufriedener	%	
p_{DK}	Wasserdampfdruck auf der Hautoberfläche	Pa	
p_{DL}	Wasserdampfdruck der Raumluft	Pa	
$q_{V\ ATM}$	Atemluftvolumenstrom	m^3/h	
$q_{V\ AUL,hyg}$	hygienisch notwendiger Mindestaußenluftvolumenstrom je Person	m^3/h	
$q_{V\ Emiss,spez}$	emissionsbezogener Volumenstrom aufgrund von Baustoffen	$m^3/(h\ m^2)$	
$q_{V\ Pers,spez}$	personenbezogener Volumenstrom	$m^3/(h\ Pers)$	
\dot{q}	Kühllastdichte	W/m^2	
RQ	respiratorischer Quotient	–	
r	Verdampfungswärme des Wassers		
T_K	Körperoberflächentemperatur	K	
T_u	Raumumschließungsflächentemperatur	K	
Tu	Turbulenzgrad	%	
v	Geschwindigkeit	m/s	
x_{ATM}	absolute Feuchte der ausgeatmeten Luft	g/kg	
x_L	absolute Feuchte der Raumluft	g/kg	

Formelzeichen	Erklärung	Maßeinheit/Wert	Bemerkung
α_C	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)	
α_S	Strahlungswärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)	
ε	Emissionsverhältnis	–	
θ_{ATM}	Temperatur der ausgeatmeten Luft	°C	
θ_B	Oberflächentemperatur der Bekleidung	°C	
θ_K	Temperatur der Körpers oder der Fläche K	°C	
θ_L	Raumlufttemperatur, Lufttemperatur	°C	
θ_u	Temperatur der Umgebung	°C	
θ_R	Raumtemperatur, operative Raumtemperatur, empfundene Temperatur	°C	
θ_S	Hauttemperatur	°C	
φ_K	Einstrahlzahl zwischen dem Raumpunkt und der Fläche K	–	
Φ	Wärmestrom, Wärmeproduktion des Menschen	W	
Φ_{ATM}	Wärmeabgabe durch Atmung	W	
Φ_K	Wärmeabgabe durch Konvektion	W	
Φ_L	Wärmeabgabe durch Leitung	W	
Φ_S	Wärmeabgabe durch Strahlung	W	
Φ_V	Wärmeabgabe durch Verdunstung	W	
Φ_{12}	Einstrahlzahl	–	
ρ_L	Dichte der Raumluft	kg/m ³	
σ	Stoffübergangskoeffizient	m/s	

3.1 Einführung

Raumlufttechnische Anlagen (RLT-Anlagen) haben die Aufgabe, das durch den Nutzer geforderte und gewünschte Raumklima sicherzustellen. Das Raumklima ist eine komplexe Größe, die im Wesentlichen thermische, lufthygienische, akustische und optische Komponenten umfasst. Das Raumklima wirkt auf die Lebensvorgänge im Organismus des Menschen ein. So beeinflussen Raumtemperatur und Luftgeschwindigkeit die Wärmeabgabe des Menschen und damit seine thermische Behaglichkeit. Durch Gerüche, Ausdünstungen und den Kohlendioxidgehalt der Atemluft wird die Raumluftqualität verschlechtert. Mikroorganismen können Infektionen auslösen, Schadstoffe können zu Irritationen führen.

Die einzuhaltenden raumklimatischen Werte können entweder von den Bedürfnissen der Nutzer des Raums, von den Anforderungen des angewendeten Arbeitsverfahrens oder den Anforderungen des im Raum hergestellten Produkts bestimmt werden. In Arbeitsräumen interessiert darüber hinaus der Einfluss des Raumklimas auf die Leistungsfähigkeit des Menschen. Wer-

den die Anforderungen an das Raumklima von einem Arbeitsverfahren bestimmt und können deshalb die für den Menschen behaglichen Werte nicht immer eingehalten werden, muss geklärt werden, inwieweit das Klima zumutbar bzw. erträglich ist. In einem derartigen Klima ist eventuell die Arbeit nur für einen begrenzten Zeitraum möglich oder es müssen aus Sicht des Arbeitsschutzes weitere organisatorische Maßnahmen geprüft werden.

Für das Verständnis der Auswirkungen des Raumklimas auf den Menschen benötigt der Klimaingenieur physiologische Grundkenntnisse. Die Physiologie ist die Lehre von den Lebensvorgängen und den zugrunde liegenden physikalischen und chemischen Prozessen.

3.2 Wärmehaushalt des Menschen

Der Mensch ist ein Warmblüter. Er versucht, die Körperkerntemperatur konstant zu halten, während die Temperatur der Extremitäten schwanken kann. Um das Ziel einer konstanten Körperkerntemperatur zu erreichen, muss ein Gleichgewicht zwischen innerer Wärmeproduktion und Wärmeabgabe an die Umgebung erreicht werden. Die innere Wärmeproduktion hängt stark von der Aktivität der Person ab, während die Wärmeabgabe der Person durch die klimatischen Bedingungen der Umgebung beeinflusst wird.

Um das Wärmegleichgewicht aufrechtzuerhalten, verfügt der Mensch über ein wirksames Temperaturregelsystem. So kann zum Beispiel durch Steigerung der Hautdurchblutung und durch Schweißabsonderung die Wärmeabgabe an die Umgebung erhöht werden.

3.2.1 Energiestoffwechsel

Für die Aufrechterhaltung der Lebensvorgänge im Körper wird Nahrung und Sauerstoff benötigt. Aus der resorbierten körperfremden Nahrung wird Energie aufgenommen und neue Körpersubstanz aufgebaut. Wird der Energiestoffwechsel betrachtet, so wird die mit der Nahrung aufgenommene chemische Energie in allen Geweben des Körpers in Wärme und in den Muskeln zusätzlich auch in Bewegungsenergie umgewandelt. Die Wärmeerzeugung beruht demnach auf der Oxidation der Energieträger Kohlenhydrate, Fett und Eiweiß. Die Vorgänge können mit einer Verbrennung verglichen werden, da Sauerstoff verbraucht und Wärme freigesetzt wird. Bild 3-1 zeigt eine schematische Darstellung des Energiestoffwechsels [3-1], [3-2].

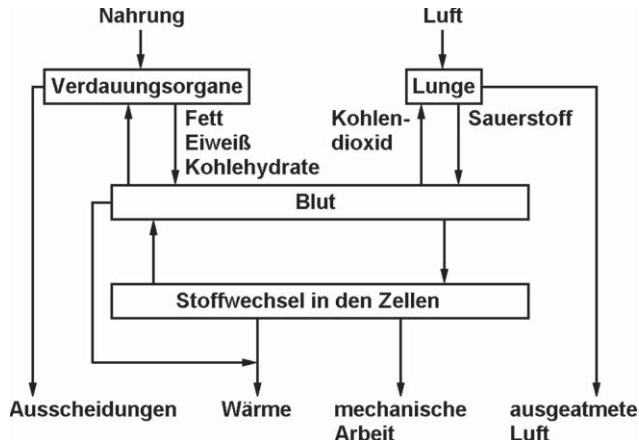


Bild 3-1: Schematische Darstellung des Energiestoffwechsels

Die Körpertemperatur des Menschen liegt normalerweise über der Umgebungstemperatur. Der Vorteil einer hohen Temperatur besteht in der höheren Reaktionsgeschwindigkeit chemischer Prozesse. Die als Katalysator wirkenden Enzyme der Zellen sind auf eine Temperatur von ungefähr 37°C eingestellt. Temperaturen über 40°C schädigen bzw. zerstören die Enzyme. Durch die konstante Körpertemperatur können die chemischen Vorgänge unter gleichen, von der Umgebung unabhängigen Bedingungen ablaufen [3-1], [3-2], [3-3].

3.2.2 Regelung der Körpertemperatur

Eine konstante Körpertemperatur ist Voraussetzung für den normalen Ablauf der Lebensvorgänge. Der Mensch kann zwar chemische Energie z. B. in Form von Fett speichern, verfügt aber über keine wesentliche Wärmespeicherfähigkeit. Die innere Wärmeproduktion muss daher dauernd an die Umgebung abgeführt werden. Zur Konstanzhaltung der Körpertemperatur bei wechselnder Wärmeproduktion und abweichenden Umgebungsbedingungen verfügt der Mensch über ein komplexes Temperaturregelsystem [3-3].

Nach den Prinzipien der Regelungstechnik muss die Körpertemperatur laufend gemessen und ihr Wert mit dem vorgegebenen Sollwert verglichen werden. Bei einer Abweichung des Ist-Werts vom Sollwert müssen angemessene physiologische Reaktionen oder ein entsprechendes Verhalten ausgelöst werden, die die aufgetretene Temperaturabweichung wieder beseitigen.

Das Temperaturregelzentrum ist im zum Zwischenhirn gehörenden Hypothalamus angeordnet. Die entsprechenden Hirnstrukturen funktionieren selbst als Sollwertgeber und Temperaturfühler. Der Hypothalamus enthält Nervenzellen (Neuronen), die auf Erwärmung, und andere, die auf Abkühlung reagieren. Die Neuronen steigern die Häufigkeit, mit der sie elektrische Impulse aussenden, sobald die Temperatur von der normalen Körpertemperatur abweicht, wobei die Aktivitätserhöhung zum Temperaturunterschied proportional ist. Außerdem erhält das Temperaturregelzentrum Signale von Wärme- und Kälterezeptoren, die in der Haut angeordnet sind.

4.2.2 Das Fourier'sche Wärmeleitgesetz

An einer ebenen Platte der Dicke δ mit der Fläche A bei unterschiedlichen Oberflächentemperaturen $t_1 > t_2$ (siehe Bild 4-5) kann man beobachten, dass der Wärmestrom infolge Wärmeleitung \dot{Q}_λ proportional

- zur Fläche A der Platte,
- zur Temperaturdifferenz Δt sowie
- zum Reziproken der Dicke der Platte $\frac{1}{\delta}$ ist

und zudem stark von der Art des Materials abhängt. Dies lässt sich empirisch mit dem Ansatz

$$\dot{Q} = \lambda \frac{t_1 - t_2}{\delta} A \quad (4-5)$$

darstellen. Unter dem Koeffizienten λ ist die Wärmeleitfähigkeit zu verstehen. Diese Stoffeigenschaft gibt das Wärmeleitvermögen eines bestimmten Stoffs an und kann in einschlägigen Fachbüchern, Normen und auch Herstellerunterlagen nachgeschlagen werden ([4-2], [4-6], [4-7], [4-8], [4-10], [4-12], [4-13] u. a.). Sie hat die Maßeinheit $W/(m \cdot K)$.

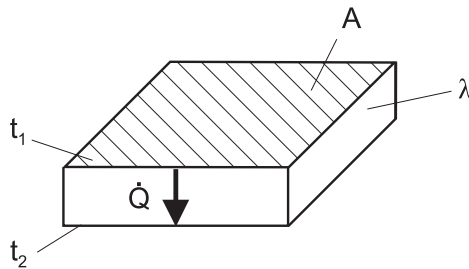


Bild 4-5: Zur empirischen Ableitung des Wärmeleitgesetzes

Die Praxis verlangt häufig die Auswahl von Werkstoffen mit einer bestimmten Wärmeleitfähigkeit. Eine grundlegende, allerdings sehr grobe Unterteilung lässt sich hierzu aus Tabelle 4-1 entnehmen, ergänzt um einige Beispiele für wichtige Werk-, Bau- oder Dämmstoffe.

4 Wärmeübertragung

Tabelle 4-1: Grobunterteilung von Stoffen in Bezug auf ihre Wärmeleitfähigkeit

Kategorie	Stoffe	Ungefährer Wertebereich für λ [4-4]	Typische Beispielwerte für λ [4-6]
„gute Wärmeleiter“	Metalle, Metalllegierungen	$\approx (10 \dots 600) \frac{\text{W}}{\text{mK}}$	Stahl (St37.8, 20°C): $\lambda = 57 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
			Aluminium (rein, 0°C): $\lambda = 236 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
„schlechte Wärmeleiter“	Nichtmetalle	$\approx (0,2 \dots 60) \frac{\text{W}}{\text{mK}}$	Ziegelmauerwerk: $\lambda \approx (0,2 \dots 1,4) \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
	Flüssigkeiten	$\approx (0,2 \dots 8) \frac{\text{W}}{\text{mK}}$	Wasser (20°C, 1 bar): $\lambda = 0,5995 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
	Gase	$\approx (0,02 \dots 0,15) \frac{\text{W}}{\text{mK}}$	Luft (20°C, 1 bar): $\lambda = 0,0259 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
	Wärmedämmstoffe	$\approx (0,02 \dots 1) \frac{\text{W}}{\text{mK}}$	Mineralwolle (Anhaltswert, 10°C): $\lambda = (0,035 \dots 0,05) \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Weiterhin ist zu beachten, dass die Wärmeleitfähigkeit auch von der Temperatur des Stoffs abhängt. Die meisten Stoffe weisen eine mit der Temperatur zunehmende Wärmeleitfähigkeit auf. Für praktische Anwendungen verzichtet man oft auf die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit und setzt die für den typischen Einsatztemperaturbereich zutreffenden Tabellenwerte $\lambda = \lambda(t)$ für eine konstante Temperatur t ein. In den jeweiligen ingenieurtechnischen Einsatzgebieten existieren dazu oft spezielle Erfahrungswerte, beispielsweise in der Gebäudetechnik ($t \approx -20 \dots +40^\circ\text{C}$), in der Tieftemperaturtechnik (ca. $t < -110^\circ\text{C}$ [4-9]) oder auch in der Feuerungstechnik (ca. $t > 500^\circ\text{C}$). Die Wärmeleitfähigkeit ein und desselben Stoffs kann bei diesen unterschiedlichen Einsatztemperaturen teilweise erheblich differieren!

Wird im vorgesehenen Anwendungsfall ein sehr großes Temperaturintervall überstrichen, findet häufig der Tabellenwert $\lambda = \lambda(t_m)$ Verwendung mit t_m als dem arithmetischen Mittelwert von Anfangs- und Endtemperatur des Intervalls. Ebenfalls möglich sind integrale Mittelwertbildungen [4-4].

Sofern nicht ausdrücklich anders angegeben, wird in den folgenden Betrachtungen die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit vernachlässigt. Weiterhin soll die Wärmeleitfähigkeit innerhalb eines einheitlichen Stoffs konstant bleiben und sich isotrop verhalten.

Beispiel 4-1: An einer ebenen Platte mit der Fläche $A = 0,3 \times 0,2 \text{ m}^2$ und der Dicke $\delta = 3 \text{ cm}$ wird ein Wärmestrom $\dot{Q} = 38 \text{ W}$ gemessen. Die Differenz zwischen den Oberflächentemperaturen auf Ober- und Unterseite beträgt $\Delta t = 20 \text{ K}$. Welche Wärmeleitfähigkeit λ hat das Material der Platte?

Lösung:

Aus Gleichung (4-5) folgt:

$$\lambda = \frac{\dot{Q} \cdot \delta}{\Delta t \cdot A} = \frac{38 \text{ W} \cdot 0,03 \text{ m}}{20 \text{ K} \cdot 0,06 \text{ m}^2} = 0,95 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

Die Wärmeleitfähigkeit des Plattenmaterials beträgt $0,95 \text{ W}/(\text{m K})$.

4.2.3 Die Fourier'sche Differenzialgleichung

Die allgemeine Form des Fourier'schen Wärmeleitgesetzes (4-5) berücksichtigt die Tatsache, dass ein vektorieller Wärmefluss \vec{q} stets nur bei Vorhandensein eines Temperaturgradienten $\text{grad } t$ auftritt:

$$\vec{q} = -\lambda \text{ grad } t \quad (4-6)$$

Der Gradient kann als ein senkrecht auf der Isothermen stehender Vektor interpretiert werden und entspricht dem größten Temperaturanstieg [4-23]. Das negative Vorzeichen berücksichtigt den Richtungssinn des Wärmestroms in Richtung abnehmender Temperatur. Aus Gleichung (4-6) lassen sich für die gängigen Koordinatensysteme die deutlich anschaulicheren Komponentengleichungen von \vec{q} ableiten [4-3] (Tabelle 4-2), wobei im Folgenden jedoch nur noch auf die kartesischen Koordinaten Bezug genommen wird.

Tabelle 4-2: Komponentengleichungen für den vektoriellen Wärmefluss nach Gl. (4-6) [4-3]

Kartesische Koordinaten (x, y, z)	$\dot{q}_x = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x}$	$\dot{q}_y = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y}$	$\dot{q}_z = -\lambda \frac{\partial t}{\partial z}$
Zylinderkoordinaten (z, r, φ)	$\dot{q}_z = -\lambda \frac{\partial t}{\partial z}$	$\dot{q}_r = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r}$	$\dot{q}_\varphi = -\lambda \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial \varphi}$
Kugelkoordinaten (r, φ, ϑ)	$\dot{q}_r = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r}$	$\dot{q}_\varphi = -\lambda \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial \varphi}$	$\dot{q}_\vartheta = -\lambda \frac{1}{r \cdot \sin \varphi} \frac{\partial t}{\partial \vartheta}$

Aus der Zusammenführung der Energiestrombilanz (4-4) und des Fourier-Ansatzes (4-6) erhält man über mehrere Umformungsschritte ([4-1], [4-3], [4-12] u. a.) für die kartesischen Koordinaten dann folgenden Ausdruck:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c} \left[\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right] + \frac{\dot{w}}{\rho c} \quad (4-7)$$

4 Wärmeübertragung

Die Stoffwerte auf der rechten Seite der Gleichung fasst man zur sog. Temperaturleitfähigkeit a (Maßeinheit: m^2/s) zusammen:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (4-8)$$

Diese Größe gibt an, mit welcher Geschwindigkeit sich Inhomogenitäten des Temperaturfelds in einem Material ausbreiten [4-4] bzw. kennzeichnet die Fähigkeit des Materials zum Temperatursausgleich [4-23]. Tabelle 4-3 enthält einige Beispielwerte der Temperaturleitfähigkeit.

Tabelle 4-3: Ausgewählte Zahlenwerte der Temperaturleitfähigkeit a bei $t = 20^\circ\text{C}$

Festkörper		Flüssigkeiten		Gase ($p = 1 \text{ bar}$)	
Stoff	a in $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	Stoff	a in $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	Stoff	a in $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
C-Stahl [4-2]	12...15	Wasser [4-6]	0,15	Luft [4-2]	21,47
Aluminium [4-2]	98,8	Alkohol [4-6]	0,09	Stickstoff [4-2]	21,38
Blei [4-2]	23,9	Quecksilber [4-6]	4,32	Krypton [4-6]	11,3
Gold [4-2]	127,2	Glykol [4-6]	0,13	Argon [4-6]	21,1
Korkplatten [4-2]	0,115			Kohlendioxid [4-2]	10,57
Polycarbonat [4-6]	0,11			Methan [4-6]	23,7
Mineralwolle [4-6]	0,83 ^{*)}			Helium [4-2]	177,6
Ziegelstein [4-2]	0,28...0,34				

^{*)} Werte z. T. stark abweichend, abhängig von der Rohdichte und weiteren Spezifikationen des jeweiligen Produkts ([4-10] u. a.).

Damit ergibt sich die Wärmeleitungsgleichung für kartesische Koordinaten:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left[\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right] + \frac{\dot{\omega}}{\rho c} \quad (4-9)$$

In der allgemeinen Form nach Gl. (4-9) lässt sich die partielle Differenzialgleichung nur für sehr wenige Sonderfälle lösen [4-1]. Sinnvolle Vereinfachungen gehen beispielsweise von einem stationären Temperaturfeld $t = f(x, y, z)$ aus, sodass sich (4-9) zu dem Ausdruck

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left[\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right] + \frac{\dot{\omega}}{\rho c} = 0 \quad (4-10a)$$

vereinfacht (Poisson'sche Potenzialgleichung [4-1]). Weiterhin kann sehr oft der Quellterm $\dot{\omega}$ vernachlässigt werden, da keine innere Wärmequelle vorhanden ist. Gleichung (4-10a) vereinfacht sich dann weiter zur sog. Laplace'schen Differenzialgleichung [4-1]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left[\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right] = 0 \quad (4-10b)$$

Trockene Luft, gesättigter Wasserdampf und Eis – das überschüssige Wasser liegt bei Temperaturen unter 0 °C als Eis vor

Erwärmung der trockenen Luft auf die Temperatur θ , Verdampfung des Feuchtegehalts x_s bei 0 °C, Erwärmung des Feuchtegehalts x_s als Wasserdampf auf die Temperatur θ , Erstarrung des Restwassers $x - x_s$ zu Eis und Abkühlung des Eises auf die Temperatur θ :

$$h_{1+x} = c_{pL} \theta + x_s(r_0 + c_{pD} \theta) + (x - x_s)(c_E \theta - r_E) \quad (5-24)$$

Zu beachten ist, dass der Aggregatzustand des überschüssigen Wassers bei 0 °C nicht nur von der Temperatur abhängt. Je nach der Energiezufuhr können Wasser und Eis nebeneinander auftreten.

Beispiel 5-4

Berechnen Sie die Enthalpie der feuchten Luft bei einem konstanten Druck $1,1 \cdot 10^5$ Pa (1,1 bar), Lufttemperatur 30 °C, relative Feuchte 20 %.

Lösung:

Es handelt sich um ungesättigte feuchte Luft mit dem Partialdruck des Wasserdampfs

$$p_D = \varphi p_S = 0,2 \cdot 4247 \text{ Pa} = 849,4 \text{ Pa}$$

nach Gl. (5-7). Aus den Gln. (5-13) und (5-21) folgt dann mit den Stoffwerten nach Tabelle 5-1 und Tabelle 5-2:

$$x = 0,6221 \frac{849,4 \text{ Pa}}{1,1 \cdot 10^5 \text{ Pa} - 849,4 \text{ Pa}} = 0,004841 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} = 4,841 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

$$h_{1+x} = c_{pL} \theta + x(r_0 + c_{pD} \theta)$$

$$h_{1+x} = 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot 30 \text{ °C} + 0,004841 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \cdot \left(2500,93 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot 30 \text{ °C} \right) = 42,68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

5.3 h_{1+x} - x -Diagramm für feuchte Luft nach Mollier

Von den Diagrammen der Zustandsgrößen feuchter Luft hat sich in Deutschland das h_{1+x} - x -Diagramm nach *Mollier* durchgesetzt (Bild 5-3). Es wird oft vereinfachend auch als h , x -Diagramm bezeichnet. Dieses Diagramm verwendet die Enthalpie h_{1+x} als Ordinate und den Feuchtegehalt x als Abszisse. Die relative Feuchte, die Temperatur und die Dichte der feuchten Luft werden als Parameter dargestellt. Das Diagramm gilt nur für einen festgelegten Gesamtdruck (meist $1 \cdot 10^5$ Pa

(1 bar)). Da die Zustandsänderungen in RLT-Anlagen annähernd bei konstantem Gesamtdruck verlaufen, können sie in diesem Diagramm dargestellt werden. Mit genügender Genauigkeit gilt dieses Diagramm auch noch bei Abweichungen von ± 3000 Pa (0,03 bar). Dabei weichen die bei gleicher Temperatur abgelesenen Werte für den Feuchtegehalt in den für die Raumlufttechnik üblichen Bereichen maximal um 3 % vom richtigen Wert ab.

Hinweis:

Eine Software zur Darstellung von Prozessen im h_{1+x} - x -Diagramm vom ILK Dresden steht gebührenfrei zum Download und zur Nutzung zur Verfügung (<https://www.ilkdresden.de/hxdia>).

Das h_{1+x} - x -Diagramm wird durch die Linie $\varphi = 1$ in das Gebiet ungesättigter feuchter Luft und in das Nebelgebiet aufgeteilt (Bild 5-2). Die Isothermen setzen sich aus zwei Geraden zusammen, die an der Grenzkurve $\varphi = 1$ mit einem Knick aneinander anschließen (Gln. (5-20) bis (5-24)).

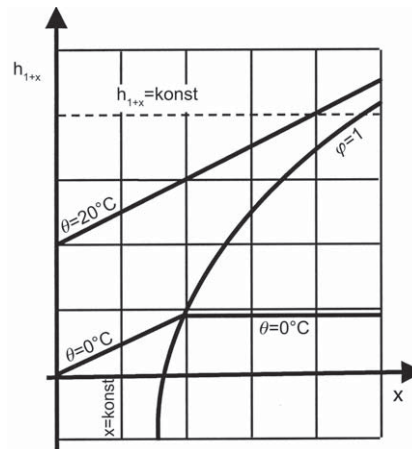


Bild 5-2: h_{1+x} - x -Diagramm mit rechtwinkligen Koordinaten

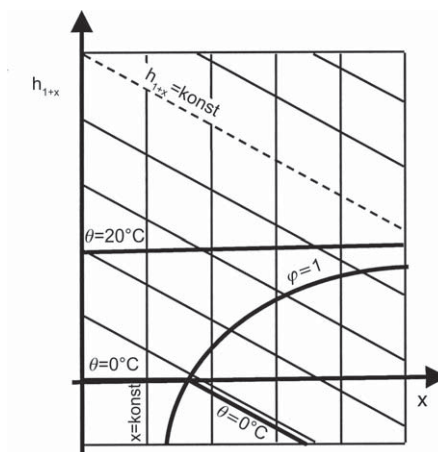


Bild 5-3: h_{1+x} - x -Diagramm mit schiefwinkligen Koordinaten

Bei der Verwendung des rechtwinkligen Koordinatensystems (Bild 5-2) wird das technisch interessante Gebiet der ungesättigten feuchten Luft wegen der steilen Isothermen relativ klein. *Mollier* führte daher das schiefwinklige Koordinatensystem ein (Bild 5-3). Die Linien konstanter Enthalpie werden so gedreht, dass die Isotherme $\theta = 0^\circ\text{C}$ im Gebiet ungesättigter feuchter Luft zur Horizontalen wird; alle Punkte des rechtwinkligen Koordinatensystems werden dadurch um den Betrag $x \cdot r_0$ nach unten verschoben.

Durch den von *Mollier* vorgeschlagenen Randmaßstab kann außerdem die Richtung von Zustandsänderungen ermittelt werden. Dazu muss zunächst die Steigung der Zustandsänderung $\Delta h_{1+x}/\Delta x$ bekannt sein. Diese Steigung wird dann auf dem Randmaßstab (Bild 5-4) aufgesucht und mit dem Polpunkt B ($h_{1+x} = 0, x = 0$) des h_{1+x}, x -Diagramms verbunden.

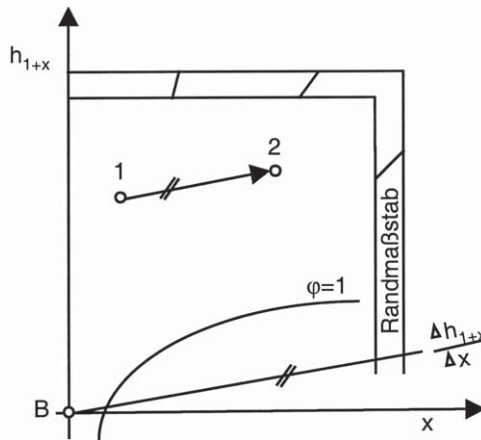


Bild 5-4: Ermittlung der Richtung einer Zustandsänderung mit dem Randmaßstab

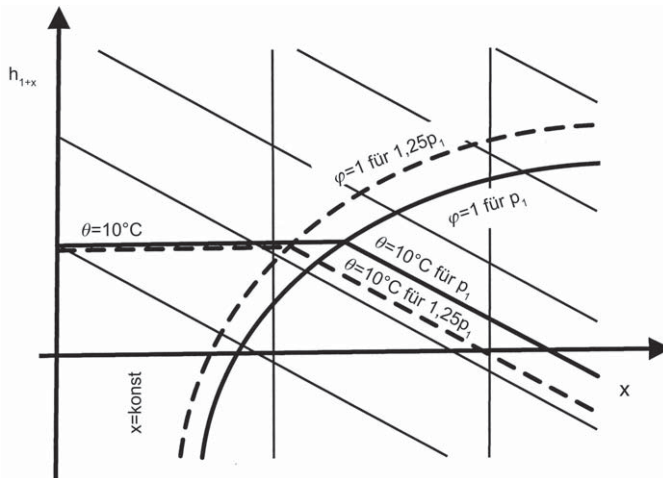


Bild 5-5: h_{1+x}, x -Diagramm bei unterschiedlichem Gesamtdruck

Eine Parallelverschiebung des Polstrahls durch den Ausgangspunkt 1 der Zustandsänderung ergibt nun den Zustandsverlauf. Punkt 2 kann erst durch zusätzliche Informationen bestimmt werden (Kapitel 5.7.5).

Die überlagerte Darstellung des h_{1+x} - x -Diagramms für die Gesamtdrücke p_1 und $1,25 \cdot p_1$ (Bild 5-5) zeigt den Einfluss des Gesamtdrucks auf die Isothermen und die Linien konstanter relativer Feuchte.

5.4 Massenerhaltungssatz und 1. Hauptsatz der Thermodynamik in der Raumluftechnik

Im folgenden Abschnitt werden Massenerhaltungssatz und Energieerhaltungssatz für die Anwendung in der Raumluftechnik formuliert [5-1], [5-2], [5-3]. Bild 5-6 zeigt dazu eine raumluftechnische Anlage aus Mischkammer, Erhitzer und Ventilator.

An den Stellen 1 und 2 tritt feuchte Luft in die Anlage ein und sie verlässt das System an den Stellen 3, 4 und 5. Zwischen Ein- und Austritt werden der Luft der Wärmestrom Φ und die Leistung P zugeführt. Unter der Voraussetzung stationärer Vorgänge und mit der Vereinbarung zugeführte Wärmeströme und zugeführte Leistungen positiv zu werten, gelten die folgenden Betrachtungen.

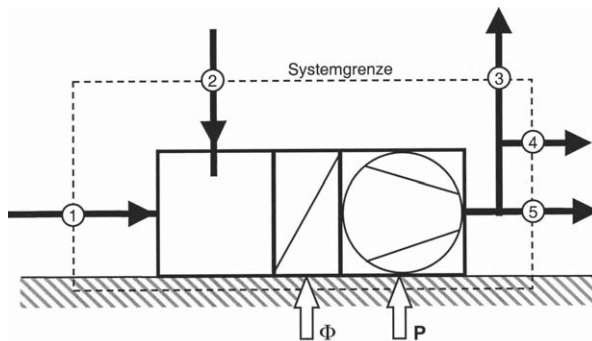


Bild 5-6: Offenes System der Raumluftechnik

5.4.1 Massenerhaltungssatz

Für ein stationäres, offenes System ist die Summe der eintretenden Massenströme gleich der Summe der austretenden Massenströme:

$$\sum q_{m \text{ ein}} = \sum q_{m \text{ aus}} \quad (5-25)$$

5 Feuchte Luft

Bei Systemen ohne chemische Reaktionen gilt der Massenerhaltungssatz auch für die Einzelkomponenten:

Trockene Luft:

$$\sum q_{m L, \text{ein}} = \sum q_{m L, \text{aus}} \quad (5-26)$$

Wasser (alle Phasen):

$$\sum q_{m W, \text{ein}} = \sum q_{m W, \text{aus}} \quad (5-27)$$

Wasserdampf:

$$\sum q_{m D, \text{ein}} = \sum (x q_{m L})_{\text{ein}} = \sum q_{m D, \text{aus}} = \sum (x q_{m L})_{\text{aus}} \quad (5-28)$$

5.4.2 1. Hauptsatz für offene Systeme

Mit den Massenströmen feuchter Luft, die das offene System erreichen oder verlassen, werden Energieströme mit der Umgebung ausgetauscht. Außerdem übertragen die Geräte Wärmeströme und Leistungen an das System. Die Energiebilanz für das offene System nach Bild 5-6 lautet dann:

$$\sum \dot{E}_{\text{aus}} - \sum \dot{E}_{\text{ein}} = \sum P + \sum \Phi \quad (5-29)$$

mit:

\dot{E}_{aus} – abgeführter Energiestrom

\dot{E}_{ein} – zugeführter Energiestrom

Φ – Wärmestrom

P – Leistung

Im Ansatz für die Energieströme müssen für den Anwendungsbereich Raumlufttechnik die kinetische Energie, die potenzielle Energie und die Enthalpie berücksichtigt werden:

Energiestrom der kinetischen Energie:

$$\dot{E}_{\text{kin}} = q_{m f} \frac{w^2}{2} \quad (5-30)$$

Energiestrom der potenziellen Energie:

$$\dot{E}_{\text{pot}} = q_{m f} g z \quad (5-31)$$

Enthalpiestrom:

$$\dot{H}_f = q_{mL} h_{1+x} \quad (5-32)$$

Gl. (5-29) erhält damit die Form:

$$\sum(\dot{E}_{kin} + \dot{E}_{pot} + \dot{H}_f)_{aus} - \sum(\dot{E}_{kin} + \dot{E}_{pot} + \dot{H}_f)_{ein} = \sum P + \sum \Phi \quad (5-33)$$

$$\sum(q_{mf} \frac{w^2}{2} + q_{mf} g z + q_{mL} h_{1+x})_{aus} - \sum(q_{mf} \frac{w^2}{2} + q_{mf} g z + q_{mL} h_{1+x})_{ein} = \sum P + \sum \Phi \quad (5-34)$$

Dieser allgemeine Ansatz kann bei der Anwendung auf spezielle technische Probleme häufig vereinfacht werden. So ist der Anteil der kinetischen und der potenziellen Energie bei der Erwärmung, der Kühlung, der Befeuchtung und der Entfeuchtung der feuchten Luft in raumlufttechnischen Anlagen meist vernachlässigbar klein. Es gilt dann:

$$\sum(q_{mL} h_{1+x})_{aus} - \sum(q_{mL} h_{1+x})_{ein} = \sum P + \sum \Phi \quad (5-35)$$

Bei der Kanalnetzberechnung setzt man dagegen voraus, dass kein Wärmestrom übertragen wird. Außerdem wird bei der Kanalnetzberechnung die Temperatur der feuchten Luft als konstant angenommen. Für das ideale Gasgemisch feuchte Luft bleibt damit auch die innere Energie u konstant. Daher muss von der spezifischen Enthalpie $h_{1+x} = u + p/\rho$ dann nur noch der Anteil p/ρ berücksichtigt werden.

$$\sum \left(q_{mf} \frac{w^2}{2} + q_{mf} g z + q_{mf} \frac{p}{\rho_f} \right)_{aus} - \sum \left(q_{mf} \frac{w^2}{2} + q_{mf} g z + q_{mf} \frac{p}{\rho_f} \right)_{ein} = \sum P \quad (5-36)$$

Im Term $\sum P$ sind dann neben der zugeführten Ventilatorleistung auch die Leistungsverluste durch Reibung und Formwiderstand zu erfassen.

Sieht man von den Sonderfällen freie Lüftung und Kanalnetze mit großen Höhenunterschieden ab, so kann auch die Änderung der potenziellen Energie vernachlässigt werden:

$$\sum \left(q_{mf} \frac{w^2}{2} + q_{mf} \frac{p}{\rho_f} \right)_{aus} - \sum \left(q_{mf} \frac{w^2}{2} + q_{mf} \frac{p}{\rho_f} \right)_{ein} = \sum P \quad (5-37)$$

5.5 Verdunstung

Unter der Verdunstung versteht man eine langsame Verdampfung, bei der die Verdampfungsenergie den umgebenden Medien entzogen wird [5-7]. Das System in Bild 5-7 enthält Wasser und ungesättigte feuchte Luft. Oberhalb der Wasseroberfläche stellt sich eine Grenzschicht aus