

Zur lufttechnischen Behandlung von Produktionshallen mit großen Wärmelasten erweist sich die Mischlüftung in ihrer Anwendungsmöglichkeit als sehr begrenzt. Erfolgreicher zeigt sich hier der Einsatz der Schichtlüftung. Ihre Auslegung unter isothermen Bedingungen ist in der Literatur seit langem bekannt und wird z. B. in der VDI 3802 für horizontale und vertikale Flächen dargestellt. Seit geraumer Zeit gibt es eine Methode, die eine Auslegung unter Beachtung eines vertikalen Temperaturgradienten erlaubt. Im Vergleich zum isothermen Verfahren ergeben sich hier kleinere Thermikströme, was zu kleineren RLT-Anlagen führt. In der Anwendung zeigt sich aber, dass diese Methode nicht immer verwertbare Ergebnisse liefert. Nachfolgend werden daher die Strömungsarten Verdrängungsströmung, Mischströmung, isotherme Schichtströmung und Schichtströmung bei vertikaler Temperaturschichtung hinsichtlich ihrer Anwendungsgrenzen untersucht.

Dipl. Ing. Jürgen Dorenburg

Grundströmungsformen

Wesentliche Aufgabe einer Hallenlüftung ist die Verteilung von Zuluft durch eine kontrollierte, und damit berechenbare Raumluftrömung. Je nach Beaufschlagung, sowie Anordnung und Art der Luftdurchlässe unterscheidet man drei Grundströmungsformen:

- Verdrängungsströmung
- Mischströmung
- Schichtströmung

Bei der Verdrängungsströmung wird die belastete Hallenluft durch eine gleichgerichtete, turbulenzarme Zuluftströmung verdrängt. Dazu sind – neben einer aufwendigen Technik – große Luftdurchlässe und entsprechend bemessene Kanäle erforderlich, also Bedingungen und Anforderungen, die diese Strömungsform auf besondere Anwendungen wie Lackieranlagen und Reinräume beschränkt. Zur Belüftung von Produktionshallen kommen daher nur die Misch- und die Schichtströmung zur Anwendung.

Mischlüftung

Die Mischlüftung stellt eine Raumluftrömung dar, bei der warme, schadstoffbelastete Raumluftrömung mit kühler, reiner Zuluft so gemischt wird, dass vorgegebene, geringere Belastungen erreicht werden.

Das erforderliche Zuluftvolumen V errechnet sich nach Schema 1/I. Aus Gleichung (1) entnimmt man die Abhängigkeiten:

$$V \sim Q \cdot t^{-1}$$

Die direkte Proportionalität zwischen V und Q führt bei hohen Lasten schnell zu sehr großen Zuluftmengen mit entsprechend hohen Luftgeschwindigkeiten. Die umgekehrte Proportionalität der Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluftrömung verringert die Zuluftmenge, wenn Δt entsprechend groß gewählt wird. Will man aber die Behaglichkeitskriterien einhalten, so sind dieser Wirkung in der Praxis enge Grenzen gesetzt. Handelsübliche Luftdurchlässe lassen gewöhnlich keine

größeren Untertemperaturen als 8 K bis 10 K zu. Damit sind die Grenzen der Anwendbarkeit der Mischlüftung bereits aufgezeigt. Sie ist nur bei vergleichsweise kleinen Wärmefreisetzungen sinnvoll anwendbar.

Im Ergebnis wird bei der Mischlüftung raumfüllend ein Zustand hergestellt, der sich aus den Erfordernissen des Arbeitsbereichs herleitet, und nur dort gebraucht wird. Gute Bedingungen im oberen Hallenbereich, bis hin zur Decke, sind daher unnötig und unwirtschaftlich, insbesondere wenn man die begrenzte Anwendbarkeit bei hohen Wärmelasten berücksichtigt. Überlegungen, wie man gezielt ausschließlich den Arbeitsbereich, unter Außer-Acht-Lassen der Verhältnisse im oberen Hallenbereich, beaufschlagen kann, führten in der Vergangenheit zur Entwicklung der Schichtlüftung.

Schichtlüftung

Die Schichtströmung stellt eine Form der Verdrängungsströmung dar, wobei der Verdrängungseffekt durch die Ausbildung zweier horizontaler Luftschichten unterschiedlicher Dichten erzeugt wird. In der unteren Schicht, dem Arbeitsbereich, befindet sich reine, kühlere Luft, in der oberen liegt wärmere, schadstoffbelastete Luft vor, die durch Thermik dorthin geführt wird. Die durch Thermik und Erfassung fortgeführten Luftmengen werden durch Zufuhr von reiner, kühlerer Zuluft in den Arbeitsbereich ersetzt.

Die erforderliche Zuluftmenge kann damit mittelbar über die Größe der Thermikluftströme bestimmt werden. Liegen zusätzlich Erfassungsluftströme vor, so sind diese der Zuluftmenge hinzuzufügen. Zur Berechnung von Thermikluftströmen stehen zwei Verfahren zur Verfügung:

1. Berechnung der Thermikströme in isothermer Umgebung; im Fall horizontaler und vertikaler Flächen nach VDI 3802 [5].
2. Berechnung der Thermikströme unter Berücksichtigung eines vertikalen Temperaturgradienten nach E. Mundt [1].

In beide Verfahren gehen die Wärmemengen ein, die von den Flächen der Produktionseinrichtungen, bei gegebener Temperaturdifferenz zur Raumtemperatur, über freie Konvektion abgegeben werden. Die Berechnung für horizontale Flächen und Zylinder erfolgt gemäß Schema 1/II. Die Wärmeabgabe vertikaler Flächen ist implizit in der Berechnung der Thermikströme vertikaler Flächen enthalten und muss daher nicht gesondert ermittelt werden. Die Bestimmung der Wärmemenge auf diese Weise stellt sicher, dass nur die tatsächlich freigesetzte Wärme in die Rechnung eingeht. Das ist ein klarer Vorteil gegenüber der Art und Weise, wie man Wärmemengen bei Mischlüftung ermittelt. Diese werden gewöhnlich über die Anschlusswerte der installierten Maschinen berechnet und mit Gleichzeitigkeits- und Erfahrungsfaktoren korrigiert. Diese Methode ist unsicher und liefert im Allgemeinen zu hohe Werte.

Produktionseinrichtungen lassen sich idealisiert meist als Quader darstellen, zu denen in manchen Fällen horizontale Zylinder hinzukommen (Spritzgussmaschinen). Damit kann der Thermikstrom einer komplexen Anlage aus den Thermikströmen von vertikalen und horizontalen Flächen, und ggf. horizontalen Zylindern, zusammengesetzt werden. Versuche haben erwiesen, dass der vertikale Anteil vollständig in den horizontalen Anteil induziert wird [3]. Die Praxis

zeigt, dass der Beitrag der horizontalen Flächen den der vertikalen bei weitem übertrifft, also den dimensionierenden Anteil liefert.

Thermikströme in isothermer Umgebung

Die Berechnung der Thermikströme in isothermer Umgebung geht zurück auf eine Veröffentlichung von W. Schmidt im Jahre 1941, ist seitdem in der Literatur bekannt und beispielsweise für horizontale und vertikale Flächen in der VDI 3802 umfassend dargestellt. Der Algorithmus wird im Schema 1/III, IV beschrieben. Aus Gleichung (4) in Schema 1/IV, Thermikstrom einer punktförmigen Wärmequelle, erkennt man die Abhängigkeit:

$$V \sim Q^{1/3} \cdot z^{5/3}$$

Der Thermikstrom, und damit die Zuluftmenge, ist einerseits proportional der 3. Wurzel der freigesetzten Wärme, woraus der Vorteil dieser Luftführung gegenüber der Mischströmung ersichtlich wird, bei der ja zwischen V und Q eine direkte Proportionalität besteht. Andererseits sollte die Schichthöhe, wegen $V \sim z^{5/3}$, möglichst nicht größer, eher geringer, als die von der VDI 3802 empfohlenen 2,5 m gewählt werden, damit die Zuluftmenge klein gehalten werden kann.

Zu beachten ist eine Folge der Annahme der Isothermie, durch die in Schema 1/IV die Gleichungen (4) und (5) für jede vorgegebene Höhe einen Thermikstrom liefern, unabhängig davon, ob er für diese Höhe tatsächlich existiert oder nicht.

Die Berechnung der Thermikströme an vertikalen Flächen von Produktionseinrichtungen kann bei den in der Hallenlüftung üblicherweise vorliegenden Abmessungen und Temperaturen auf den turbulenten Fall beschränkt werden. Die Berechnung erfolgt nach Schema 1/III. Dabei liefert Gleichung (3) etwas geringere Werte als Gleichung (2), wobei nicht nachvollziehbar ist, welche Werte nun die zutreffenderen sind.

Thermikluftströme bei vertikaalem Temperaturgradienten

Unter realen Bedingungen tritt bei Wärmefreisetzung in einer Halle immer ein vertikaler Temperaturgradient auf, der mit ansteigender Höhe zu zunehmender Temperatur führt. Der Antriebsmotor eines Thermikstroms ist die Temperaturdifferenz zwischen ihm und der Umgebung. Ab einer bestimmten Höhe, der Gleichgewichtshöhe z_i , tritt zunächst Temperaturgleichheit des Thermikstroms mit der Umgebung ein. Damit ist hier kein Antrieb mehr vorhanden und ein weiteres Aufsteigen nicht möglich. Da die Vertikalgeschwindigkeit des Thermikstroms am Rand verschwindet, breitet er sich von da ab horizontal aus (Bild 1). Bei nicht allzu ausgedehnten Körpern folgen die Verläufe von Temperatur und Geschwindigkeit, in jeder Schnittebene des Thermikstroms, angenähert Gauß-Verteilungen. Die Maxima der Temperatur und Geschwindigkeit liegen im Thermikzentrum, so dass sich das Innere des Thermikstroms weiter nach oben bewegt, bis seine Vertikalgeschwindigkeit bei Erreichen der Maximalhöhe z_{\max} zu Null wird. Der gesamte Thermikstrom breitet sich dann im Bereich zwischen Gleichgewichts- und Maximalhöhe horizontal aus.

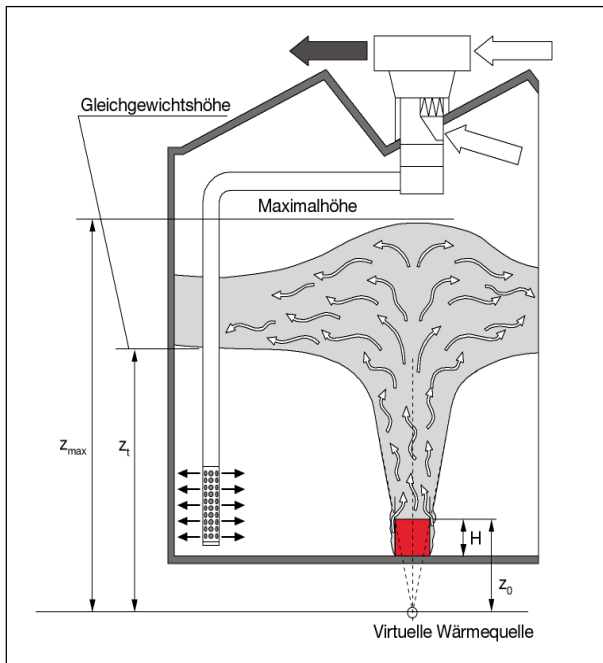


Bild 1: Thermikstrom bei vertikaalem Temperaturgradienten

Gleichgewichts- und Maximalhöhe stehen in einem festen Verhältnis. Im Fall horizontaler Flächen ist die Maximalhöhe etwa $1/3$ größer als die Gleichgewichtshöhe.

Im Zuge der Entwicklung des Rechenverfahrens wurden eingehende theoretische und praktische Untersuchungen über den Verlauf von Temperaturgradienten unternommen. Dieser ist erwartungsgemäß eine Funktion der freigesetzten Wärmelast und der Zuluftmenge. Interessant ist in diesem Zusammenhang, dass er zwischen Luftein- und -auslass angenähert konstante Werte annimmt, also die Temperaturzunahme in diesem Bereich eine lineare Funktion der Höhe ist.

Für punkt- und linienförmige Wärmequellen liegen Verfahren zur Berechnung der Thermikströme bei vertikaalem Temperaturgradienten vor [1]. Mit der Einführung virtueller Wärmequellen können sie zur Berechnung von Thermikströmen horizontaler Flächen und Zylindern herangezogen werden (Schema 1/V, VI). Für vertikale Flächen gibt es gegenwärtig kein publiziertes Verfahren, das die Berechnung bei vertikaalem Temperaturgradienten erlaubt. Den Beitrag dieser Flächen muss man nach wie vor isotherm nach Schema 1/III ermitteln, wobei man Gleichung (3) verwenden kann, die ja im Vergleich zu (2) etwas geringere Werte liefert, was zumindest dem Trend nach stimmt.

Praxisbeispiel

Zur Veranschaulichung werden nachfolgend die Größen des Thermikstroms einer Spritzgussmaschine in isothermer Umgebung und bei einem vertikalen Temperaturgradienten miteinander verglichen. Dazu erstellt man zunächst ein thermisches Modell der Maschine mit den Abmessungen der Flächen, die eine Temperaturdifferenz zur Umgebung aufweisen (Bild 2, Tabelle 1). Maße und Aussehen des Modells können daher durchaus von der realen Maschine abweichen. Zur Berechnung kommen die Algorithmen des Schemas 1/II bis VI zur Anwendung.

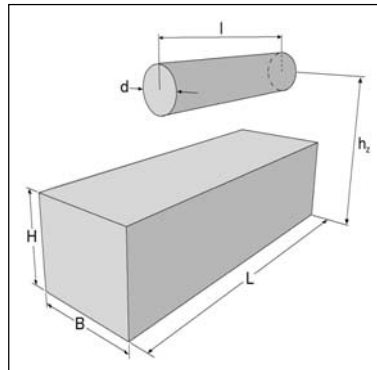


Bild 2: Thermisches Modell einer Spritzgussmaschine

Spritzgussmaschine	
Konsole	Zylinder
H = 0,9 m	d = 0,25 m
B = 0,9 m	l = 1,4 m
L = 2,8 m	h _z = 1,2 m
t _{Wand} = 40 °C	t _{Wand} = 95 °C
Randbedingungen	
Raumtemperatur	25 °C
Zuluftschichthöhe	2,3 m
Temperaturgradient	0,4 °K/m

Tabelle 1: Ausgangsdaten zur Berechnung der Thermikströme

Thermikströme der Spritzgussmaschine	Isotherm [m³/h]	0,4 K/m [m³/h]
Konsole vertikal	207	185
Konsole horizontal	854	808
Zylinder	821	620
Gesamt	1882	1613

Tabelle 2: Thermikströme der Spritzgussmaschine

Das Ergebnis ist in Tabelle 2 zusammengefasst und zeigt Folgendes:

1. Die isotherme Berechnung liefert den größeren Thermikstrom. Diese Tatsache gilt allgemein, d.h. den größtmöglichen Thermikstrom einer Anlage liefert die isotherme Berechnung.
2. Die Berücksichtigung eines Temperaturgradienten führt erwartungsgemäß zu einem geringeren Thermikstrom. Im vorliegenden Fall sind das immerhin 17 % um die eine mögliche RLT-Anlage kleiner ausgeführt werden könnte!
3. Bei den Thermikströmen der Konsole überwiegt der Anteil der horizontalen Fläche den der vertikalen deutlich; eine für diese Berechnungen typische Erscheinung.
4. Zu beachten ist, dass der vertikale Anteil in beiden Fällen isotherm gerechnet wurde. Die Differenz rührt von der Verwendung unterschiedlicher Formeln her. Der isotherme Fall wurde mit Gleichung (2), der des Temperaturgradienten mit Gleichung (3) aus Schema 1 ermittelt.

Ändert man im vorliegenden Beispiel den Temperaturgradienten auf Werte > 0,4 K/m, so stellt man fest, dass die Berechnung für die Konsole unbestimmt wird (z₁ > 2,125 Bedingung aus Schema 1/V), d.h. es gibt kein verwertbares Ergebnis. Das ist zunächst überraschend, da man davon ausgeht, dass die Berücksichtigung eines Temperaturgradienten immer kleinere Thermikströme liefern sollte. Offensichtlich werden hier Grenzen der Anwendbarkeit wirksam, die näher betrachtet werden müssen.

Anwendungsgrenzen

Thermikströme sind strömungstechnisch instabil. Das liegt vor allem daran, dass die Temperaturdifferenz zur Umgebungsluft in der Praxis erstaunlich klein ist. Bei einem Bearbeitungszentrum mit einer Oberflächentemperatur von 10 K über Raumtemperatur, kann man mit einer Übertemperatur im Thermikzentrum von ca. 1 K rechnen. Selbst unter extremen Bedingungen, wie sie in Gießereien vorliegen, treten selten höhere Werte als 4 K auf. Diese Eigenschaft führt zu zwei Grenzen:

1. Ist die Wärmefreisetzung der Produktionseinrichtung sehr klein, so wird die Übertemperatur des Thermikstroms gering. Der Dichteunterschied zwischen Thermikstrom und Umgebung verschwindet und die Rechnung wird unbestimmt.
2. Liegt ein sehr hoher Temperaturgradient vor, so bewirkt er, dass der Thermikstrom förmlich erstickt wird, und bereits vor der vorgegebenen Schichthöhe seine Maximalhöhe erreicht.

Sofern bei 2. eine entsprechende Absenkung der Schichthöhe unter die Gleichgewichtshöhe nicht möglich ist, liefert die Berechnung in beiden Fällen kein verwertbares Ergebnis. Das führt zu der Frage, wie man sich dann helfen kann. Eine Rekapitulation beider Verfahren gibt folgende Auflistung von Aussagen:

Die isotherme Berechnung

- liefert die größtmöglichen Thermikströme,
- liefert für vertikale und horizontale Flächen immer ein Ergebnis,
- liefert für jede vorgegebene Schichthöhe einen Thermikstrom, ob diese Höhe nun erreicht wird, oder nicht.

Die Berechnung bei vertikaler Temperaturschichtung

- liefert zuverlässige Aussagen über die erreichbare Höhe und Größe eines Thermikstroms in Abhängigkeit von Raumtemperaturgradienten,
- liefert bei hohen Raumtemperaturgradienten, oder geringer Wärmefreisetzung, unter Umständen kein (verwertbares) Ergebnis.

Daraus lassen sich folgende Lösungen ableiten:

- Ergeben die Berechnungen nach Schema 1/V und VI, im Vergleich zur vorgegebenen Schichthöhe, zu kleine Gleichgewichtshöhen, so ist zu prüfen, ob nicht besser das Luftführungskonzept der Mischlüftung eingesetzt wird. Diese Lösung ist aber nur bei kleinen Wärmefreisetzungen sinnvoll anwendbar.
- Hohe Raumtemperaturgradienten treten bei großen Wärmefreisetzungen auf. Schichtlüftung ist dann trotz rechnerisch kleiner Gleichgewichtshöhen möglich. Die Berechnung muss dann aber isotherm durchgeführt werden. Das liefert zwar zu große Thermikströme, legt die Auslegung aber auf die sichere Seite.

Fazit

Wie die Ausführungen zeigen, gibt es keinen Königsweg zur Auslegung einer Hallenlüftung bei Wärmeinhalten. Es muss immer von Fall zu Fall geprüft werden, ob die Verwendung der genaueren Methode unter Berücksichtigung einer Temperaturschichtung möglich ist oder nicht. Falls ja, gilt dann obendrein die alte Erfahrung, dass genauere Berechnungsverfahren auch mehr und genauere Eingangsdaten erfordern. Hier den Temperaturgradienten, der, wie lapidar formuliert wird, "geeignet" gewählt werden muss.

Rechenalgorithmen für Hallenlüftung

I Mischlüftung

Das Zuluftvolumen errechnet sich nach

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t$$

Mit $m = \rho \cdot V$ folgt

$$V = \frac{Q}{c \cdot \rho \cdot \Delta t} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (1)$$

II Wärmeabgabe horizontaler Flächen und Zylinder bei freier Konvektion

Für die Wärmeabgabe gilt allgemein

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \Delta t$$

Der Wärmeübergang α errechnet sich

für horizontale Flächen nach Bovy [5]

$$\alpha = 1,6207 \cdot \Delta t^{0,3357}$$

für horizontale Zylinder über die Nusseltzahl

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad \text{mit der Überströmlänge}$$

$$l = \frac{d \cdot \pi}{2} \quad \text{und}$$

$$[4] \quad \text{Nu} = (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,1} + 0,11 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,33}$$

gültig über den gesamten Strömungsbereich.

III Thermikluftströme vertikaler Flächen in isothermer Umgebung

Gültig für **turbulente** Strömung, $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \geq 7 \cdot 10^8$

Nach Eckert / Jackson [3], [5] gilt

$$V_V(z) = 374,4 \cdot v \cdot \text{Gr}(z)^{0,4} \cdot b \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (2)$$

Gl. (1) wird im Rechenalgorithmus der VDI 3802 verwendet.

Nach Jaluria [2] gilt

$$V_V(z) = 9,9 \cdot \Delta t^{0,4} \cdot z^{1,2} \cdot b \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3)$$

Gleichung (2) liefert unter gleichen Bedingungen höhere Werte als (3).

Rechenalgorithmen für Hallenlüftung

IV Thermikluftströme horizontaler Flächen und Zylinder in isothermer Umgebung

Für eine **punktförmige** Wärmequelle gilt

$$[2] \quad V(z) = 18 \cdot Q^{1/3} \cdot z^{5/3} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4)$$

und für eine **linienförmige** Wärmequelle

$$[2] \quad V(z) = 46,8 \cdot Q^{1/3} \cdot z \cdot l \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5)$$

Durch Einführung virtueller Wärmequellen, gemäß Schema 2, folgt für (4) und (5) mit Gln. (2) und (4) aus Schema 2 für

Horizontale Flächen

$$[5] \quad V(h) = 18 \cdot Q^{1/3} \cdot (h + 1,7 \cdot D_H)^{5/3} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (6)$$

Ursprung von h in der horizontalen Fläche.

Horizontale Zylinder

$$V(h) = 46,8 \cdot Q^{1/3} \cdot (h + 2,31 \cdot d) \cdot l \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (7)$$

Ursprung von h in der Mittellinie des Zylinders.

V Thermikluftströme horizontaler Flächen bei vertikalem Temperaturgradienten [1]

Festlegen des Abstands z_0 zur Position der punktförmigen, virtuellen Wärmequelle gemäß (1) Schema 2 mit $z_0 = 1,7 \cdot D_H$ [m]

Der Ursprung der Höhenkoordinate z liegt in der punktförmigen, virtuellen Wärmequelle! (s. Bild 1)

Berechnung der Gleichgewichtshöhe mit einem Temperaturgradienten s

$$z_t = 0,74 \cdot Q^{1/4} \cdot s^{-3/8} \quad [\text{m}]$$

Festlegen der Schichthöhe z unter Beachtung der Bedingung

$$z \leq z_t \quad [\text{m}]$$

Mit z Berechnen der dimensionslosen Zwischengröße z_1

$$z_1 = 2,86 \cdot z \cdot s^{3/8} \cdot Q^{1/4} \quad \text{wobei nur}$$

$$z_1 \leq 2,125 \quad \text{sinnvolle Lösungen liefert.}$$

Mit z_1 Berechnen der dimensionslosen Zwischengröße m_1

$$m_1 = 0,004 + 0,038 \cdot z_1 + 0,38 \cdot z_1^2 - 0,062 \cdot z_1^3$$

Damit Berechnen des Thermikstroms

$$V(z) = 8,568 \cdot Q^{3/4} \cdot s^{-5/8} \cdot m_1 \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (8)$$

Rechenalgorithmen für Hallenlüftung

VI Thermikluftströme horizontaler Zylinder bei vertikalem Temperaturgradienten [1]

Festlegen des Abstands z_0 zur Position der linienförmigen, virtuellen Wärmequelle gemäß (3) Schema 2 mit $z_0 = 2,31 \cdot d$ [m].

Der Ursprung der Höhenkoordinate z liegt in der linienförmigen, virtuellen Wärmequelle!

Berechnung der Gleichgewichtshöhe mit einem Temperaturgradienten s

$$z_t = 0,35 \cdot Q^{1/3} \cdot s^{-1/2} \quad [\text{m}]$$

Festlegen der Schichthöhe z unter Beachtung der Bedingung

$$z \leq z_t \quad [\text{m}]$$

Mit z Berechnen der dimensionslosen Zwischengröße z_1

$$z_1 = 5,78 \cdot z \cdot s^{1/2} \cdot Q^{-1/3} \quad \text{wobei nur} \\ z_1 \leq 2,0 \quad \text{sinnvolle Lösungen liefert.}$$

Mit z_1 Berechnen der dimensionslosen Zwischengröße \sqrt{a}

$$\sqrt{a} = 0,004 + 0,477 \cdot z_1 + 0,029 \cdot z_1^2 - 0,018 \cdot z_1^3$$

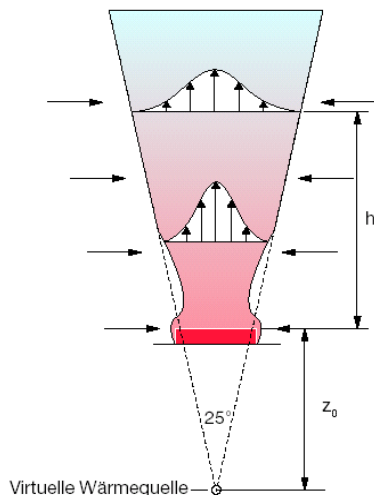
Damit Berechnen des Thermikstroms

$$V(z) = 17,352 \cdot Q^{2/3} \cdot s^{-1/2} \cdot \sqrt{a} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (9)$$

Schema 1: Rechenalgorithmen zur Auslegung einer Hallenlüftung

Abstand virtueller Wärmequellen

Horizontale Fläche



Die Berechnung des Thermikstroms horizontaler Flächen erfolgt mit (4) in Schema 1 durch Einführung einer virtuellen, punktförmigen Wärmequelle, mit einem Öffnungswinkel des Thermikstroms von 25°. Für die Höhenkoordinate z gilt:

$$z = h + z_0$$

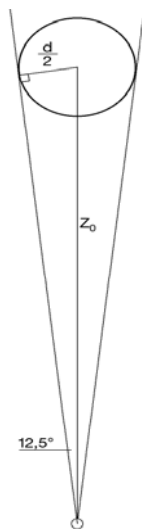
Für z_0 gilt z.B. nach der Minimum-Methode von Skistad [2]

$$z_0 \approx 1,5 \quad \text{oder}$$

$$\text{VDI 3802} \quad z_0 = 1,7 \cdot D_H \quad (1) \text{ d.h.}$$

$$[5] \quad z = h + 1,7 \cdot D_H \quad (2)$$

Horizontaler Zylinder



Die Berechnung des Thermikstroms horizontaler Zylinder erfolgt mit (5) in Schema 1 durch Einführung einer virtuellen, linienförmigen Wärmequelle, parallel unter der Mittellinie des Zylinders, bei einem Öffnungswinkel von 25° des Thermikstroms. Mit dem Sinus folgt:

$$z_0 = 2,31 \cdot d \quad (3) \text{ d.h.}$$

$$z = h + 2,32 \cdot d$$

Schema 2: Abstand virtueller Wärmequellen

Nomenklatur

α	Wärmeübergangszahl	W/(m ² K)
λ	Wärmeleitfähigkeit der Luft	W/(m K)
ρ	Dichte der Luft	kg/m ³
ν	kinematische Zähigkeit der Luft	m ² /s
A	Fläche	m ²
D _H	hydraulischer Durchmesser	m
Gr	Grashofzahl	dimensionslos
H	Maschinenhöhe	m
Nu	Nusseltzahl	dimensionslos
Pr	Prandtlzahl	dimensionslos
Q	Wärmemenge	W
V	Zuluftvolumen	m ³ /h
V _L	Thermikstrom, linienförmige Quelle	m ³ /h
V _H	Thermikstrom, horizontale Fläche	m ³ /h
V _V	Thermikstrom, vertikale Fläche	m ³ /h
\sqrt{a}	Zwischengröße	dimensionslos
b	Maschinenbreite	m
c	spezifische Wärme	W/(kg K)
d	Zylinderdurchmesser	m
l	Länge, Überströmlänge	m
m	Masse	kg
m ₁	Zwischengröße	dimensionslos
s	vertikaler Temperaturgradient	K/m
$\Delta t, \Delta T$	Temperaturdifferenz	K
z	Höhenkoordinate	m
z ₀	senkrechter Abstand der horizontalen Fläche, bzw. der Mittellinie des horizontalen Zylinders, zur virtuellen Wärmequelle	m
z ₁	Zwischengröße	dimensionslos
z _{max}	Maximalhöhe	m
z _t	Gleichgewichtshöhe	m

Literatur

- [1] E. Mundt, The performance of displacement ventilation systems. Experimental and theoretical studies. KTH Stockholm, Royal Institute of Technology, Building Services Engineering, 1996
- [2] H. Goodfellow, E. Tähti, Industrial Ventilation, Design Guidebook, Academic Press, San Diego, 2001
- [3] H. Bach, Gezielte Belüftung der Arbeitsbereiche in Produktionshallen zum Abbau der Schadstoffbelastung. Forschungsbericht HLK-1-92, 2.Auflage Sept. 1993, Hrsg. Verein der Förderer der Forschung im Bereich Heizung-Lüftung-Klimatechnik Stuttgart e.V.
- [4] F. Hell, Grundlagen der Wärmeübertragung, VDI-Verlag, 1982
- [5] VDI 3802, Raumluftechnische Anlagen für Fertigungsstätten
- [6] J. Dorenburg, Schichtlüftung oder Mischlüftung, TAB 9/2000
- [7] J. Dorenburg, Neue Berechnungsmethoden für eine Hallenlüftung mit Wärmeinhaltenlasten, Vortragskriptum, 2004