weil es materialbedingt leichter, wärmer und sauberer ist.
Hierin dürfte eine echte Montagezeitverkürzung liegen und auch berechtigt begründet sein.

4. Zusammenfassung
Zusammenfassend kann gesagt werden:

a) Eine Fussbodenheizung in Kirchen ist dann gerechtfertigt, wenn durch die Grösse des Rauminhaltes, resp. durch die Höhe der Kirche eine Luftheizung den Raum nicht gleichmässig erwärmen kann und darüber hinaus die Anlage als Luftheizung zu aufwendig wird.
b) Eine Fussbodenheizung ist in den meisten Fällen nicht ausreichend, eine Kirche mit grösserem Raumvolumen aufzuheizen, sondern kann lediglich den Fussboden auf eine bestimmte Temperatur bringen und nur in Verbindung als Strahlungsheizung ein angenehmes Klima innerhalb der Aufenthaltszone bringen.
c) Zur Ausnutzung der Speicherwärme des Fussbodens kann die Heizung in bestimmten Zeitabschnitten ausgeschaltet sein.
d) Die Verwendung von Kunststoffrohren, unter der Voraussetzung geschulten Personals, kann gegenüber Stahlrohren ca. 20% Montagezeiteinsparung erbringen.
e) Kunststoffrohr ist wegen seiner Beständigkeit gegen Korrosionen aller Art dem Eisenrohr vorzuziehen.

Theoretische Betrachtung über den Luftaustausch zwischen z

Adolf Graf, dipl. Techniker, Horw LU

Resume
On cherche à calculer théoriquement la quantité d'air qui pénètre d'un local à un autre en cas de différence de température dans les deux locaux. On montre la possibilité de réduire la puissance frigorifique ou la puissance de chauffage en admettant des surpressions dans un des deux locaux.

1. Einleitung
In der heutigen Zeit wird wohl kaum mehr ein Kaufhaus, Selbstbedienungsladen, Restaurant usw. gebaut, wo nicht auch eine Klimaanlage eingebaut wird. Den Selbstbedienungsläden ist meist noch eine Metzgerei angeschlossen, die durch Glaswände vom Verkaufsraum getrennt wird. Eine oder zwei dauernd geöffnete Türen erlauben den Durchgang von einem Raum in den andern. Bleibt man in einem solchen Durchgang stehen, so stellt man eine Luftströmung fest, die als lästiger Zug empfunden wird. Diese Luftbewegung, die mit Rauchprobe gut gezeigt werden kann, rührt einmal von der Druckdifferenz der beiden Räume her, zum andern hat noch der Temperaturunterschied grossen Einfluss.
In den folgenden Abschnitten wird versucht, diese beiden Einflüsse und ihre Auswirkungen theoretisch zu erfassen.

1.1 Erklärung der verwendeten Kurzzeichen

I	=	bezieht sich auf den Raum mit höherer Temperatur
II	=	bezieht sich auf den Raum mit tieferer Temperatur
t_I	=	Temperatur des Raumes I
t_{II}	=	Temperatur des Raumes II
Δp	=	Druckdifferenz zwischen p_I und p_{II} (mm WS oder kg/m²)
p_I	=	Druck des Raumes I
p_{II}	=	Druck des Raumes II
γ	=	spezifisches Gewicht der Luft (kg/m³)
$\Delta\gamma$	=	Differenz der spez. Gewichte (zwischen γ_{II} und γ_I)
w	=	Luftgeschwindigkeit (m/s)
V	=	Luftmenge (m³/h)
F	=	Öffnungsfläche (m²)
Q	=	Wärmemenge (kcal/h)
C_p	=	spezifische Wärme der Luft
Q_H	=	Heizlast (kcal/h)
Q_K	=	Kühllast (kcal/h)
Δt_s	=	Untertemperatur der Zublasluft gegenüber der Raumtemperatur
Δt_w	=	Übertemperatur
η	=	Wirkungsgrad
Δt	=	Temperaturdifferenz zwischen Raum I und Raum II

2. Betrachtung des thermischen Einflusses
Es wird zunächst einmal angenommen, dass beide Räume mit ausgeglichener Lüftung klimatisiert sind. Der Laden wird als Raum I mit der Temperatur t_I und die Metzgerei als Raum II mit t_{II} bezeichnet.

Es sei $t_I > t_{II}$

Der Temperaturunterschied zwischen t_I und t_{II} bedeutet, dass durch die verschiedenen spezifischen Gewichte ein Druckgefälle entsteht und zwar in der Grösse

$$\Delta p = p_{II} - p_I \qquad p = \gamma \cdot h$$
$$\Delta p = h\,(\gamma_{II} - \gamma_I)$$
$$p = h \cdot \Delta\gamma$$

Dieses Druckgefälle bewirkt, dass zwischen den beiden Räumen durch die Verbindungstüren ein Luftaustausch stattfindet, wie er zum Beispiel im Winter bei der Fensterlüftung sehr gut beobachtet werden kann. Die warme Luft strömt im oberen Teil, die kalte im unteren Teil der Öffnung. In halber Höhe, der sogenannten neutralen Zone, ist die Luftgeschwindigkeit null.

2.1 Berechnung der strömenden Luftmengen
Nach Torricelli ist die maximale Luftgeschwindigkeit in der Öffnung

$$w_{max} = \sqrt{2g\,\frac{\Delta p}{\gamma_m}}$$
$$\Delta p = h \cdot \Delta\gamma$$

Somit ist

$$w_{max} = \sqrt{2gh \cdot \frac{\Delta\gamma}{\gamma_m}} \qquad (2)$$
$$\Delta\gamma = \gamma_{II} - \gamma_I$$

γ_m = mittleres spezifisches Gewicht zwischen γ_{II} und γ_I

$$\gamma_m = \frac{\gamma_{II} + \gamma_I}{2}$$

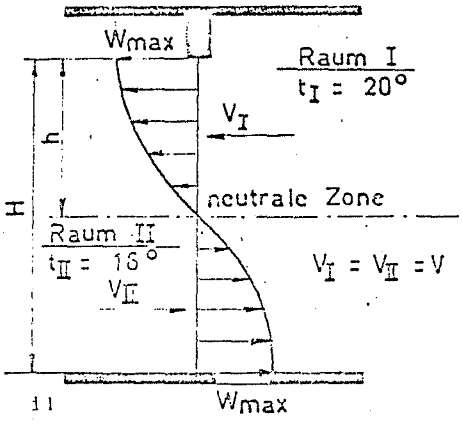
Nach dem Gesetz von Hagen und Poiseuille ist das Geschwindigkeitsprofil bei laminarer Strömung eine Parabel. Die mittlere Luftgeschwindigkeit in der Öffnung ist somit

$$w_m = \frac{2}{3} \cdot w_{max}\ \text{(m/s)} \qquad (3)$$

Die strömende Luftmenge errechnet sich hieraus zu

$$V = w_m \cdot F \qquad V = V_I = V_{II}$$

(siehe Bild



11

$$V = \frac{2}{3} \cdot F \cdot \sqrt{2gh \cdot \frac{\Delta\gamma}{\gamma_m}}$$

$F = b \cdot h$ $\qquad$ b = Öffnungsbreite
$h = H/2$ $\qquad$ H = Öffnungshöhe

Für b = 1 m wird

$$V_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{H}{2} \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{H}{2} \cdot \frac{\Delta\gamma}{\gamma_m}} \cdot 3600$$

4 $\quad V_1 = 3760 \cdot H^{1,5} \sqrt{\frac{\Delta\gamma}{\gamma_m}}$ (m³/hm)

Index 1 bedeutet, dass sich die entsprechende Grösse V auf eine Breite von 1 m bezieht.

2.2 Ausgetauschte Wärmemengen

Die strömende Luftmenge V führt entsprechend ihrem Wärmeinhalt den Räumen die Wärmemenge Q zu, die sich errechnet zu:

$$Q_I \simeq Q_{II} \simeq Q$$

5 $\quad Q_1 = V_1 \cdot \gamma_m \cdot C_p \cdot \Delta t$ (kcal/hm)
Δt = Temperaturdifferenz zwischen Raum I und Raum II

Diese Gleichung gilt, sofern man die Feuchtigkeit in beiden Räumen vernachlässigen und ein mittleres γ_m annehmen kann.

2.3 Einfluss der strömenden Luftmengen sowie der ausgetauschten Wärmemengen auf die Berechnung der Klimaanlagen

Die Grösse und Luftleistung einer Klimaanlage wird bestimmt von drei Grössen, nämlich der Luftmenge, der Kühllast Q_K sowie der Heizlast Q_H. Welchen Einfluss hat nun die Wärmemenge Q (2.2.)?

Dem *Raume I* strömt aus dem Raume II kältere Luft zu. Das bedeutet, dass im Sommer Q_{K_I} um den Anteil Q verkleinert werden kann, im Winter dagegen Q_{H_I} um den Wert Q vergrössert werden muss. Umgekehrt verhält es sich für den *Raum II*, dem wärmere Luft aus dem Raume I zuströmt, so dass im Sommer $Q_{K_{II}}$ um Q vergrössert und im Winter $Q_{H_{II}}$ um den Wert Q reduziert werden kann. Dies bedeutet, dass die Klimaanlagen für eine aufzubringende Belastung

$$Q_{K_{auf}} = Q_K \pm Q \text{ bzw. } Q_{H_{auf}} = Q_H \pm Q$$

auszulegen wären. Das Verhältnis

$$\frac{Q_{K_{auf}}}{Q_K} \text{ bzw. } \frac{Q_{H_{auf}}}{Q_H}$$

könnte man als

Auslegungswirkungsgrad

bezeichnen, dessen Gleichung lautet:

Für den Sommer: 6 $\quad \eta_S = \frac{Q_K \pm Q}{Q_K}$

Für den Winter: 7 $\quad \eta_W = \frac{Q_H \pm Q}{Q_H}$

Für die beiden Räume würde die Gleichung lauten:

Raum I:

Sommer $\qquad$ Winter

8 $\quad \eta_S = \frac{Q_K - Q}{Q_K}$ $\qquad$ 9 $\quad \eta_W = \frac{Q_H + Q}{Q_H}$

Raum II:

10 $\quad \eta_S = \frac{Q_K + Q}{Q_K}$ $\qquad$ 11 $\quad \eta_W = \frac{Q_H - Q}{Q_H}$

Aus den Formeln 6-11 ist zu ersehen, dass sich die Kühl- oder Heizleistung der Klimaanlage aus der Kühl- oder Heizlast multipliziert mit dem Faktor η_S bzw. η_W errechnet. Damit ist aber die Frage noch nicht geklärt, in welcher Grössenordnung sich der η-Wert wohl bewegen könnte.

2.4 Berechnung eines Beispieles

An Hand eines Beispieles soll nun η berechnet werden. Nachstehende Daten sind der Berechnung einer projektierten Anlage entnommen.

Für den Raum I war:

Raumtemperatur	t_I	= 20° C
Raumvolumen	V_{R_I}	= 920 m³
Kühllast	Q_{K_I}	= 18000 kcal/h
Heizlast	Q_{H_I}	= 23700 kcal/h
Im Raum sich aufhaltende Personen	P	= 110

Für den Raum II war:

Raumtemperatur	t_{II}	= 16° C
Raumvolumen	$V_{R_{II}}$	= 94 m³
Kühllast	$Q_{K_{II}}$	= 4800 kcal/h
Heizlast	$Q_{H_{II}}$	= 3600 kcal/h
Im Raum sich aufhaltende Personen	P	= 20

Für beide Räume war die Frischluftrate

$$V_P = 20 \text{ m}^3/\text{hP}$$

Die beiden Räume waren durch zwei offene Türen mit je H = 2,1 m und je b = 1,2 m Breite miteinander verbunden.

a) Berechnung der strömenden Luftmengen

Nach Formel 4 ist

$$V_1 = 3760 \cdot H^{1,5} \cdot \sqrt{\frac{\Delta\gamma}{\gamma_m}} \text{ (m}^3\text{/hm)}$$

Bei einem Barometerstand von

b = 735 mm Hg

ist das spezifische Gewicht trockener Luft

$$\gamma = \frac{342}{T} \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

Werte für die Berechnung:

H = 2,1 m $\qquad$ b = 2 × 1,2 = 2,4 m
$H^{1,5}$ = 3,04

$$\gamma_{II} = \frac{342}{289} = 1{,}182 \qquad \gamma_m = \frac{1{,}182 + 1{,}168}{2}$$

$$\gamma_I = \frac{342}{293} = 1{,}168 \qquad \underline{\gamma_m = 1{,}175 \text{ kg/m}^3}$$

$$\gamma_{II} - \gamma_I = \Delta\gamma = \underline{0{,}014 \text{ kg/m}^3}$$

$$\sqrt{\frac{\Delta\gamma}{\gamma_m}} = \sqrt{\frac{0{,}014}{1{,}175}} = 0{,}109$$

Somit wird

$$V_1 = 3760 \cdot 3{,}04 \cdot 0{,}109 = \underline{V_1 = 1248 \text{ m}^3/\text{hm}}$$

Bei gegebener Breite

b = 2,4 m ist $\underline{V = 3000 \text{ m}^3/\text{h}}$

b) Berechnung der ausgetauschten Wärmemengen

Nach Formel 5 ist:

$$Q_1 = V_1 \cdot \gamma_m \cdot c_p \cdot \Delta t \text{ (kcal/hm)}$$

Somit für V

$$Q = 3000 \cdot 1{,}175 \cdot 0{,}24 \cdot 4$$
$$\underline{Q = 3380 \text{ kcal/h}}$$

c) Berechnung des η-Wertes

Raum I:

Sommer	Winter
8	9
$\eta_S = \dfrac{Q_K - Q}{Q_K}$	$\eta_W = \dfrac{Q_H + Q}{Q_H}$
$\eta_S = \dfrac{18000 - 3380}{18000}$	$\eta_W = \dfrac{23700 + 3380}{23700}$
$\underline{\eta_S = 0{,}813}$	$\underline{\eta_W = 1{,}142}$

Raum II:

10	11
$\eta_S = \dfrac{Q_K + Q}{Q_K}$	$\eta_W = \dfrac{Q_H - Q}{Q_H}$
$\eta_S = \dfrac{4800 + 3380}{4800}$	$\eta_W = \dfrac{3600 - 3380}{3600}$
$\eta_S = 1{,}705$	$\underline{\eta_W = 0{,}055}$

Diagramm I

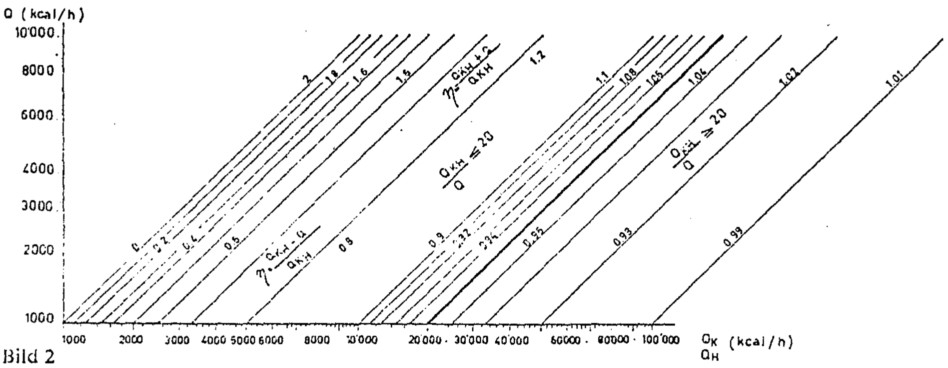


Bild 2

3. Abschirmung einer Türöffnung mittels Überdruck im Raum

Aus dem bisher Gesagten ist zu ersehen, dass bei dem im Beispiel gegebenen Temperaturunterschied grosse Luftmengen aus einem Raum in den andern strömen. Aus hygienischen Gründen wird nun versucht, das Einströmen von Ladenluft in die Metzgerei dadurch zu verhindern, dass die Metzgerei unter einem Überdruck gegenüber dem Laden steht. In diesem Zusammenhang stellt sich nun die Frage, ob ein Überdruck, wie er im Raum durch eine Klimaanlage erzeugt werden kann, eine wirksame Abschirmung gegen die einströmende Luftmenge ermöglicht.

Der Überdruck müsste so gross sein, um den thermischen Druck zu kompensieren. Die Luftgeschwindigkeit in der Öffnung würde somit analog der Formel 2.

Raum I		Raum II	
Sommer	Winter	Sommer	Winter
$\eta_S = 0{,}813$	$\eta_W = 1{,}142$	$\eta_S = 1{,}705$	$\eta_W = 0{,}055$

Diese η-Werte stellen nun interessante Grössen dar. Während die Kühlleistung der Klimaanlage für den Raum I nur 81,3% der Kühllast beträgt, müssen für die Anlage des Raumes II 170,5% eingesetzt werden. Die Heizleistung der Klimaanlage des Raumes I muss 114,2% der berechneten Heizlast sein, die der Klimaanlage des Raumes II dagegen nur noch 5,5% der berechneten Heizlast. Man sieht, dass dies Werte sind, die bei der Berechnung der Klimaanlage nicht vernachlässigt werden können.

d) Diagramm I

Das Diagramm zeigt den Zusammenhang zwischen η, $Q_{K\,H}$ und Q entsprechend den Formeln 6–11.

Würde man sich nun eine Toleranz von ± 5% für η vorgeben, das heisst, dass bei einem η = 0,95 bzw. η = 1,05 die Klimaanlage nach Q_K bzw. Q_H dimensioniert werden kann. Das heisst, dass erst bei einem Verhältnis von

$$\frac{Q_K}{Q} < 20 \text{ bzw. } \frac{Q_H}{Q} < 20$$

die Klimaanlage entsprechend der Wärmemenge Q kleiner oder grösser auszulegen ist.

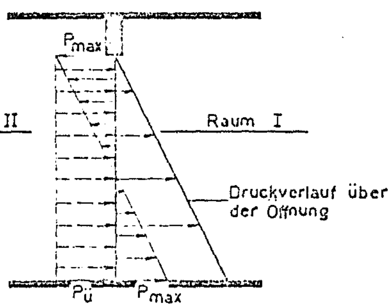


Bild 3

$$12 \quad w_{ab\,max} = \sqrt{2gH \cdot \frac{\Delta\gamma}{\gamma m}} \quad (m/s)$$

Die mittlere Geschwindigkeit wird analog der Formel 3

$$13 \quad w_{abm} = \frac{2}{3}\, w_{ab\,max} \quad (m/s)$$

Die erforderliche Luftmenge, um eine vollkommene Abschirmung zu erreichen, wird somit für eine Türbreite b = 1 m

$$V_{ab_I} = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2gH \frac{\Delta\gamma}{\gamma m}} \cdot H \cdot 3600 \quad (m^3/hm)$$

Geschwindigkeits-Profil

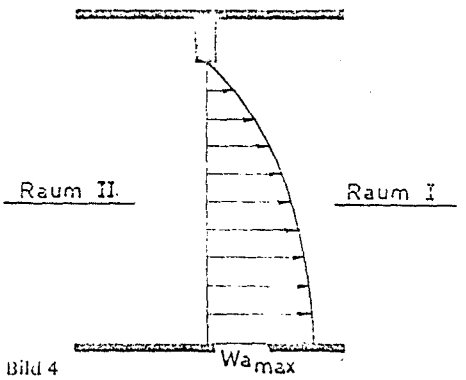


Bild 4

$$14 \quad V_{ab_I} = 10650 \cdot H\, 1{,}5 \cdot \sqrt{\frac{\Delta\gamma}{\gamma m}} \quad (m^3/hm)$$

3.1 Berechnung der Luftmenge für das unter 2.4 berechnete Beispiel

Laut Formel 14 ist:

$V_{ab} = 10650 \cdot 3{,}04 \cdot 0{,}109 \cdot 2{,}4$

$V_{ab} = 8470\ m^3/h$

H = 2,1 m

b = 2,4 m

Man müsste dem Raum also 8470 m³/h Luft zuführen, was bei einem Raumvolumen von 94 m³ einen Luftwechsel von

LW = 90 ergibt. Diese Annahme entspricht einem Frischluftbetrieb, wobei der Luftwechsel bei Umluftbetrieb noch wesentlich höher ansteigt. Es müssten also 8470 m³/h aufbereitet werden, obwohl lüftungstechnisch schon ca. 1000 m³/h genügen würden. Der Aufwand an Heiz- und Kühlenergie wäre also für eine solche Lösung viel zu gross und unwirtschaftlich.

Geht man nun von der Forderung einer vollkommenen Abschirmung ab und begnügt sich mit einer Teilabschirmung, so berechnen sich die strömenden Luftmengen zu

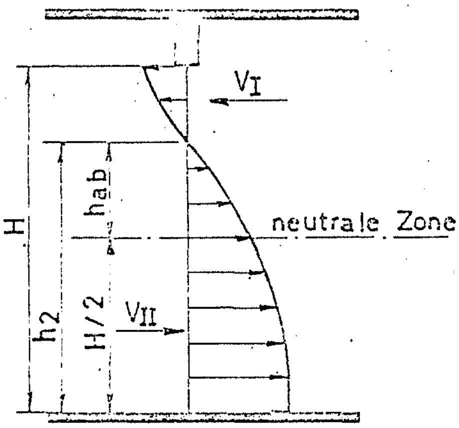


Bild 5

15 $$V_{1_1} = \frac{2}{3} \cdot h_1 \cdot \sqrt{2g\frac{\Delta\gamma}{\gamma m}} \quad (m^3/sm)$$

16 $$V_{2_1} = \frac{2}{3} \cdot h_2 \cdot \sqrt{2g\frac{\Delta\gamma}{\gamma m}} \quad (m^3/sm)$$

3.2 Abschirmungswirkungsgrad

Die Güte der Abschirmung könnte durch einen Abschirmungswirkungsgrad η_{ab} angegeben werden u. z. ist

η_{ab} = abgeschirmte Höhe der Türe zur Höhe ohne Abschirmung

$$\eta_{ab} = \frac{h_{ab}}{H/2} \qquad h_{ab} = h_2 - H/2$$

$$\eta_{ab} = \frac{h_2 - H/2}{H/2}$$

17 $$\eta_{ab} = \frac{h_2}{H/2} - 1$$

Das Verhältnis der Luftmenge ohne Abschirmung zur Luftmenge mit Abschirmung der Öffnung lässt sich errechnen zu:

$$V = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{H}{2}\right)^{1,5} \cdot \sqrt{\frac{\Delta\gamma}{\gamma m}}$$

$$V_{ab} = \frac{2}{3} \cdot h_2^{\,1,5} \cdot \sqrt{\frac{\Delta\gamma}{\gamma m}}$$

18 $$\frac{V}{V_{ab}} = \left(\frac{H/2}{h_2}\right)^{1,5}$$

In Formel 18 η_{ab} eingesetzt:

$$\eta_{ab} = \frac{h_2}{H/2} - 1$$

$$\frac{H/2}{h_2} = \frac{1}{\eta_{ab} + 1}$$

19 $$\frac{V}{V_{ab}} = \left(\frac{1}{\eta_{ab} + 1}\right)^{1,5}$$

3.3 Die Abschirmluftmenge

Die Abschirmluftmenge setzt sich nun zusammen aus:

$V_{ab} = V + V_{zü}$

V = Luftmenge lt. Formel 4

$V_{zü}$ = die dem Raum zur Erzeugung des gewünschten Überdruckes zugeführte Luftmenge

20 $V_{ab} = V + V_{zü}$

Formel 20 in Formel 19 eingesetzt:

19 $$\frac{V}{V_{ab}} = \left(\frac{1}{\eta_{ab} + 1}\right)^{1,5}$$

$$\frac{V_{ab}}{V} = (\eta_{ab} + 1)^{1,5}$$

$$\frac{V + V_{zü}}{V} = (\eta_{ab} + 1)^{1,5}$$

21 $$\frac{V_{zü}}{V} = (\eta_{ab} + 1)^{1,5} - 1$$

3.4 Berechnung eines Beispiels

In dem unter 2.4 berechneten Beispiel war unter anderem gegeben:

Die Zublasmenge für die Metzgerei war 2220 m³/h. Die Umluftmenge wurde mit 1820 m³/h angenommen, so dass zur Erzeugung des Überdruckes 400 m³/h vorhanden sind. Es sind also

$V_{zü}$ = 400 m³/h

V = 3000 m³/h (siehe 2,3a)

Somit ist

$$\frac{V_{zü}}{V} = \frac{400}{3000}$$

$\frac{V_{zü}}{V}$ = 0,133 und hieraus lt. Formel

21 $$0{,}133 = (\eta_{ab} + 1)^{1,5} - 1$$

$$\eta_{ab} = 0{,}087$$

Aus Formel 17 wird mit

H = 2,1 m

$$0{,}087 = \frac{h_2}{H/2} - 1$$

$$h_2 = 1{,}14 \text{ m}$$

3.5 Ergebnis:

Es ist aus der Rechnung zu ersehen, dass mit der Luftmenge $V_{zü}$ = 400 m³/h nur ca. 1,14 m abgeschirmt werden können, also nur 9 cm mehr als ohne Überdruck im Raum. Man kann also sagen, dass ohne grossen Luftmengenaufwand $V_{zü}$ eine Abschirmung von Türen durch Überdruck im Raum praktisch nicht möglich ist, bzw. erst, wenn das Verhältnis

$$\frac{V_{zü}}{V} = 1{,}83 \text{ erreicht hat.}$$

Das Diagramm II/1 stellt die Formel 17 dar, und aus dem Diagramm II/2 laut Formel 21 kann man den Einfluss von $V_{zü}/V$ auf η_{ab} entnehmen.

Diagramm II/1

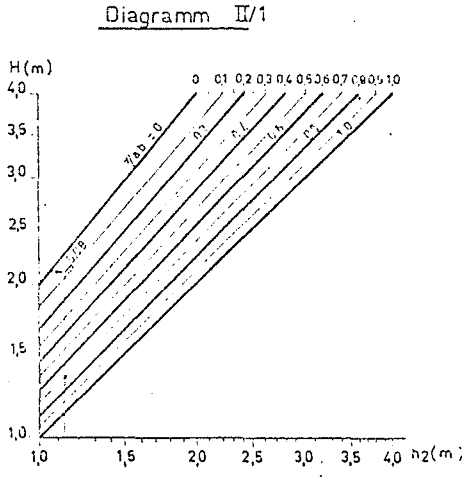


Bild 6

4. Zusammenfassung

Diese Betrachtungen sind rein theoretisch. Die in den Beispielen berechneten Werte müssten noch durch Messungen kontrolliert werden. Es ist aber anzunehmen, dass die Luft sich in etwa so verhält wie besprochen. Von grossem Einfluss auf die Genauigkeit der Berechnungen wird auch die Dichtheit der Baukonstruktion sein. Bei Öffnungen in Aussenwänden ergeben sich unter dem Einfluss des Winddruckes ganz andere Verhältnisse.