

Wirtschaftlichkeit verschiedener Luftführungssysteme in Industriehallen

Auswirkungen auf Energiekosten und Investitionen

Dr.-Ing. Franc Sodec, Leiter Entwicklung a. D.

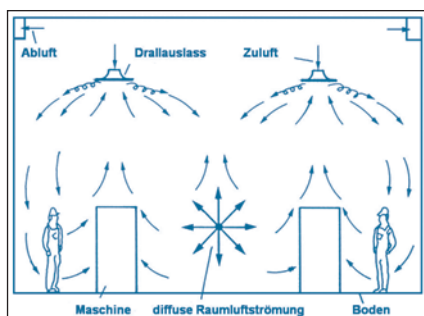


Abb.1 „Turbulente Mischlüftung“

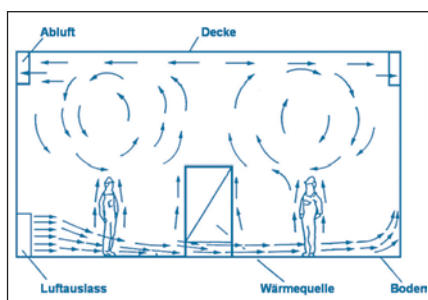


Abb.2 „Turbulenzarme Verdrängungsströmung“

1. PROBLEMSTELLUNG

Turbulente Luftstrahlen oberhalb des Aufenthaltsbereiches induzieren die aufsteigende, warme Raumluftrichtung und führen sie teilweise wieder in den Aufenthaltsbereich zurück, Abb.1. In der gesamten Halle herrscht annähernd die gleiche Temperatur. Der Wärmebelastungsgrad [1], der den Anteil der Wärmelast angibt, welche im Aufenthaltsbereich wirksam wird, ist annähernd 1. Wird dagegen die Zuluft turbulenzarm durch Verdrängungsströmung dem Aufenthaltsbereich zugeführt, so wird die erwärmte Raumluftrichtung nach oben verdrängt, Abb.2. Der Anteil der im Aufenthaltsbereich wirksamen Wärmelast und damit der Wärmebelastungsgrad reduzieren sich. Auf diese Weise wird zur Einhaltung der gleichen Raumtemperatur im

In Produktionshallen mit hoher Wärmebelastung ist es von großer Bedeutung, die Zuluft energetisch effektiv dem Aufenthaltsbereich zuzuführen. Es handelt sich oft um hohe Hallen, und man neigt dazu, die Luftdurchlässe in einigen Metern Höhe anzuordnen. Wenn dabei noch Luftdurchlässe angewandt werden, die hochturbulente Luftstrahlen erzeugen, wird zwar die gesamte Halle gleichmäßig durchspült, allerdings ist die Auswirkung im Aufenthaltsbereich geringer, als wenn die Zuluft turbulenzarm in Art der Verdrängungsströmung direkt in den Aufenthaltsbereich ausgeblasen wird. Mit der turbulenzarmen Verdrängungsströmung wird die Luftqualität verbessert, aber auch die Energie- und Gesamtkosten werden reduziert.

Aufenthaltsbereich ein geringerer Zuluftvolumenstrom benötigt. Damit wird die RLT-Anlage kleiner und deren Betriebskosten geringer.

Der wirtschaftliche Vergleich der verschiedenen Luftführungssysteme wird für ein reales Projekt durchgeführt. Es handelt sich dabei um eine Druckerei im ostasiatischen Raum mit einer spezifischen Kühllast von 180W/m².

Die Halle hat eine Höhe von 8 m. Im Aufenthaltsbereich soll eine Raumluftrichtung von 26 °C und eine Raumluftrichtung von ca. 50 % herrschen. Die Zuluft ist mit 18 °C einzublasen. Es stehen alternativ drei verschiedene Luftführungssysteme zur Wahl:

- ▶ System 1: Turbulente Mischlüftung mit waagrecht ausblasenden, turbulenten Luftstrahlen, Abb.3, in 4 m Höhe.
- ▶ System 2: Turbulenzarme Verdrängungsströmung mit waagrecht ausblasenden, turbulenzarmen Luftstrahlen, Abb.4, in 3 m Höhe.
- ▶ System 3: Turbulenzarme Verdrängungsströmung mit waagrecht ausblasenden, turbulenzarmen Luftstrahlen direkt im Aufenthaltsbereich, Abb.6.

Die Gegenüberstellung soll sowohl für den reinen Außenluftbetrieb als auch für den Umluftbetrieb (mit max. 50 % Umluft) durchgeführt werden. Darüber hinaus erfolgt die Betrachtung mit und ohne Wärmerückgewinnung.



Abb.3: Luftdurchlass für turbulente Mischlüftung (Werkfoto KRANTZ KOMponenten)



Volles Programm

Klima-Zentralgeräte

auch nach VDI 6022 / ÖNORM H6020 Teil 1

- ▶ Standard-Geräte
- ▶ Comfort-Geräte
- ▶ Schwimmbad-Geräte
- ▶ Hygienegeräte
- ▶ Direktbefeuerte Geräte
- ▶ Kältegeräte
- ▶ Wetterfeste Geräte zur Außen-aufstellung

Flachbau-Klimageräte

auch nach VDI 6022 / ÖNORM H6020 Teil 1

- ▶ Standard-Geräte
- ▶ Comfort-Geräte

Dezentrale Geräte

auch nach VDI 6022 / ÖNORM H6020 Teil 1

- ▶ Deckenluftgeräte
- ▶ Kassettendecken-Luftheizer
- ▶ Wandgeräte
- ▶ Warmluftheizer
- ▶ Dachventilatoren



WOLF Anlagen-Technik GmbH & Co. KG
Geschäftsbereich Heizung - Lüftung - Klimatechnik
Münchener Str. 54
D-85290 Geisenfeld
Telefon +49 (0)8452 99-0
Telefax +49 (0)8452 99-250
E-Mail info.hlk@wolf-geisenfeld.de
Internet www.wolf-geisenfeld.de

WOLF
GEISENFELD



2. ZULUFTVOLUMENSTROM

Der Zuluftvolumenstrom, der nötig ist, um die Wärmelast abzuführen, berechnet sich nach der Gleichung:

$$\dot{V} = \frac{3600 \cdot \mu_w \cdot \dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot (\vartheta_r - \vartheta_z)}$$

Hier ist:

- \dot{V} = spezifischer Luftvolumenstrom in m³/(m²·h)
- μ_w = Wärmebelastungsgrad
- \dot{Q} = spezifische Wärmelast in W/m²
- ρ = Dichte der Luft in kg/m³; ca. 1,2 kg/m³
- c_p = spezifische Wärmekapazität der Luft in J/(kg·K); ca. 1006 J/(kg·K)
- ϑ_r = Raumlufttemperatur im Aufenthaltsbereich in °C
- ϑ_z = Zulufttemperatur in °C

Für den Wärmebelastungsgrad μ_w können nach [2] folgende Richtwerte zugrunde gelegt werden:

- ▶ für System 1 : $\mu_w = 1$
- ▶ für System 2 : $\mu_w = 0,65$
- ▶ für System 3 : $\mu_w = 0,45$

Als Ergebnis erhält man:

- ▶ System 1 : $\dot{V} = 66,6 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$
- ▶ System 2 : $\dot{V} = 43,6 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$
- ▶ System 3 : $\dot{V} = 30,8 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$

Die Verdrängungsströmung braucht einen deutlich geringeren Luftvolumenstrom als die turbulente Mischlüftung, um 26 °C Raumlufttemperatur im Aufenthaltsbereich einzuhalten. Am günstigsten ist es, wenn die Zuluft direkt im Aufenthaltsbereich ausgeblasen wird (System 3).

3. JAHRESKOSTEN FÜR DEN AUSSENLUFTBETRIEB MIT WÄRMERÜCKGEWINNUNG

3.1 Energiekosten

Es werden die Energiekosten für Luftförderung, Kühlung, Erwärmung und Nacherwärmung ermittelt.



Abb.4 Verdrängungsauslass in 3 m Höhe

(Werkfoto KRANTZ KOMPONENTEN)

3.1.1 Luftförderungskosten

Es gilt die Gleichung:

$$\dot{Q}_F = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p \cdot t}{3600000 \cdot \mu}$$

Hier ist:

- \dot{Q}_F = Energieverbrauch in kWh/(m²·a)
- \dot{V} = Luftvolumenstrom in m³/(h·m²)
- Δp = Gesamtdruckverlust (Zu- und Abluft) in Pa
- μ = Ventilatorwirkungsgrad
- t = Betriebszeit in Stunden pro Jahr

Multipliziert man den Energieverbrauch mit dem Strompreis, so erhält man die Energiekosten für die Luftförderung.

Mit den Daten:

- $\Delta p = 800 \text{ Pa}$
- $\mu = 0,80$
- $t = 3120 \text{ h/a}$
- Strompreis = 0,12 €/kWh

folgt für die Energiekosten der Luftförderung:

- ▶ System 1 : 57,7 kWh/(m²·a) → 6,90 €/m²·a
- ▶ System 2 : 37,8 kWh/(m²·a) → 4,50 €/m²·a
- ▶ System 3 : 26,7 kWh/(m²·a) → 3,20 €/m²·a

3.1.2 Kosten für die Luftkühlung

Dies sind die Kosten für die Kühlung der Außenluft auf die Taupunkttemperatur von ca. 15 °C, d.h. auf die Zuluftenthalpie hinter

dem Kühler von 41 kJ/kg. Diese Abkühlung ist zur Einhaltung der Raumluftfeuchte von 50 % erforderlich. Es wird davon ausgegangen, dass die Kühlung 6 Monate im Jahr erforderlich ist (von Mai bis Oktober), und dies 26 Tage pro Monat und 10 Stunden pro Tag (von 8 h bis 18 h).

Entsprechend den meteorologischen Daten für den Standort ist die monatliche durchschnittliche Außenluftenthalpie:

- Mai : 43,44 kJ/kg
- Juni : 53,85 kJ/kg
- Juli : 68,04 kJ/kg
- August : 69,88 kJ/kg
- September : 62,84 kJ/kg
- Oktober : 43,34 kJ/kg

Der Energieverbrauch für die Luftkühlung berechnet sich nach der Gleichung:

$$\dot{Q}_k = (h_{au} - h_k) \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot t / 3600$$

mit

- \dot{Q}_k = Energieverbrauch für die Luftkühlung in kWh/(m²·a)
- h_{au} = Außenluftenthalpie in kJ/kg
- h_k = Zuluftenthalpie nach dem Kühler in kJ/kg, mit 41 kJ/kg
- t = Betriebszeit in h/a

Der Energieverbrauch wurde zunächst für jeden Monat einzeln berechnet und dann über 6 Monate addiert.

Die Ergebnisse sind:

- ▶ System 1 : $\dot{Q}_k = 550 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$



NICHT ALLE ARTEN DER ENERGIEVERSCHIEBUNG SIND PRAKTIKABEL ...

... aber einige sind einfach genial!

Die R2-Serie von Mitsubishi Electric ist ein einzigartiges Wärmerückgewinnungssystem, welches sich als monovalentes Kühl- und Heizsystem in unzähligen Hotels und komplexen Bürogebäuden weltweit bewährt hat.

Das Prinzip ist einfach: Werden zum Beispiel Serverräume gekühlt, wird die dort vorhandene überschüssige Wärmeenergie abtransportiert und zum Beheizen von Büroräumen verwendet. Und das Beste dabei: Das gleichzeitige Kühlen oder Heizen in unterschiedlichen Räumen funktioniert mit nur zwei platzsparenden Rohrleitungen, wo alle anderen Hersteller mindestens drei Leitungen benötigen.

Eine flexible Planung, beste Wirtschaftlichkeit und höchster Komfort sind somit garantiert.

Überzeugen Sie sich selbst!

www.energieverschiebung.de

 **MITSUBISHI
ELECTRIC**
Changes for the Better
Air Conditioning

Dividiert man durch COP von 3 (Leistungszahl der Kältemaschine) und unter Berücksichtigung des Strompreises von 0,12 €/kWh, erhält man:

$$\dot{Q}_{el} = 183,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a}) \rightarrow 22,00 \text{ €/}(\text{m}^2 \cdot \text{a})$$

Ähnlich folgt für die Systeme 2 und 3:

- ▶ System 2: $\dot{Q}_{el} = 120,0 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$
→ 14,40 €/(\text{m}^2 \cdot \text{a})
- ▶ System 3: $\dot{Q}_{el} = 84,8 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$
→ 10,20 €/(\text{m}^2 \cdot \text{a})

3.1.3 Kosten für die Nacherwärmung

Da die Zulufttemperatur 18 °C betragen soll, muss die Zuluft nach dem Kühler nacherwärmt werden.

Es wird angenommen, dass sich die Zuluft im Ventilator um 1 K erwärmt, womit sie im Nacherhitzer von 15 °C auf 17 °C nacherwärmt werden muss, d.h. um 2 K. Dies ist 1560 h/a erforderlich (6 Monate, 26 Tage pro Monat, 10 h/Tag).

Der jährliche Energieverbrauch zur Nacherwärmung beträgt demzufolge:

$$\dot{Q}_N = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot 1560 \text{ h/a} \cdot 2 \text{ K}/3600$$

→ in kWh/(\text{m}^2 \cdot \text{a})

Multipliziert man den Energieverbrauch mit dem Wärmepreis von 0,04 €/kWh, so erhält man die jährlichen Energiekosten zur Nacherwärmung.

Die Ergebnisse sind:

- ▶ System 1: 69,7 kWh/(\text{m}^2 \cdot \text{a})
→ 2,80 €/(\text{m}^2 \cdot \text{a})
- ▶ System 2: 45,6 kWh/(\text{m}^2 \cdot \text{a})
→ 1,80 €/(\text{m}^2 \cdot \text{a})
- ▶ System 3: 32,2 kWh/(\text{m}^2 \cdot \text{a})
→ 1,30 €/(\text{m}^2 \cdot \text{a})

3.2 Investitionskosten

Die Investitionskosten gelten für die komplette RLT-Anlage plus die Kälteerzeugung. Es wurden dafür folgende spezifische Preise angenommen bzw. vorgegeben:

- Luftbehandlungsgerät + Installation:
0,80 €/(\text{m}^3/\text{h})

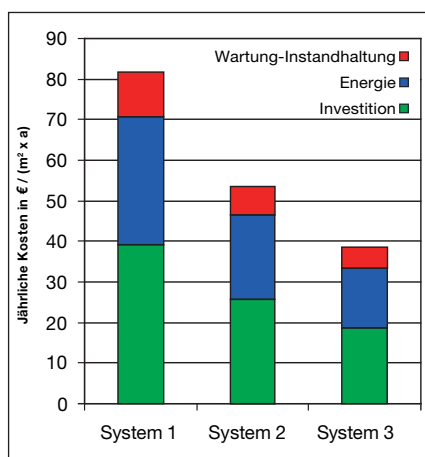


Abb.5 Jährliche Gesamtkosten für RLT und Kälte Außenluftbetrieb mit Wärmerückgewinnung

- Wärmerückgewinnung + Installation:
0,50 €/(\text{m}^3/\text{h})
- Kanäle: 0,70 €/(\text{m}^3/\text{h})
- MSR: 0,30 €/(\text{m}^3/\text{h})
- Montage der Kanäle und der Luftdurchlässe: 0,40 €/(\text{m}^3/\text{h})

= Summe: 2,70 €/(\text{m}^3/\text{h})

Für System 2 wurden die Kosten zur Montage der Kanäle und der Luftdurchlässe um 5 % erhöht, für System 3 wurden die Kosten für die Kanäle um 15 % und die Kosten für deren Montage um 5 % wegen der längeren Kanäle erhöht. Somit sind folgende Kosten (ohne Luftdurchlässe) zugrunde gelegt worden:

- ▶ System 1 : 2,70 €/(\text{m}^3/\text{h})
- ▶ System 2 : 2,75 €/(\text{m}^3/\text{h})
- ▶ System 3 : 2,82 €/(\text{m}^3/\text{h})

Die Luftdurchlässe inkl. Stellmotor sind separat, abhängig vom System, berechnet worden:

- ▶ System 1 : 0,25 €/(\text{m}^3/\text{h})
- ▶ System 2 : 0,26 €/(\text{m}^3/\text{h})
- ▶ System 3 : 0,33 €/(\text{m}^3/\text{h})

Die spezifischen Kosten für die Kälteerzeugung wurden mit 355 €/kW Kälteleistung zugrunde gelegt.

Bei einer maximalen Außenluftenthalpie von 71,2 kJ/kg betragen die Investitionskosten für die Kälteerzeugung 3,55 €/(\text{m}^3/\text{h}).

Multipliziert man die Kosten in €/(\text{m}^3/\text{h}) mit dem spezifischen Zuluftvolumenstrom, so erhält man folgende Investitionskosten pro \text{m}^2 Grundfläche :

- ▶ System 1 : 434 €/ \text{m}^2
- ▶ System 2 : 287 €/ \text{m}^2
- ▶ System 3 : 207 €/ \text{m}^2

3.3 Kosten für Wartung und Instandhaltung

Entsprechend den Richtlinien können diese Kosten mit 2,5 % der Investitionskosten eingesetzt werden.

- ▶ System 1 : 434 · 0,025 = 10,90 €/(\text{m}^2 \cdot \text{a})
- ▶ System 2 : 287 · 0,025 = 7,20 €/(\text{m}^2 \cdot \text{a})
- ▶ System 3 : 207 · 0,025 = 5,20 €/(\text{m}^2 \cdot \text{a})

3.4 Jährliche Gesamtkosten für die RLT-Anlage und Kälte

Die jährlichen Gesamtkosten erfassen die jährlichen durchschnittlichen Investitionskosten, die Energiekosten sowie die



Abb.6 Verdrängungsauslass für Bodenaufstellung

(Werkfoto: KRANTZ KOMPONENTEN)

Klima-Systeme 2000

Verdunstungsbefeuchter Typ HEF

von

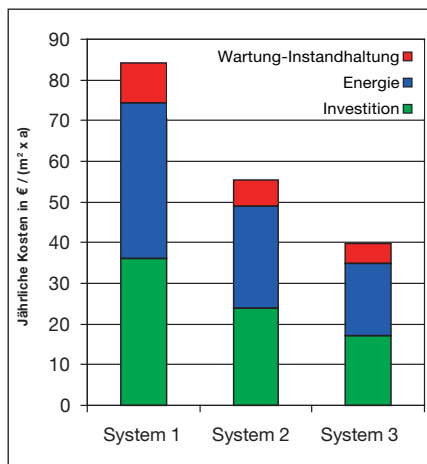
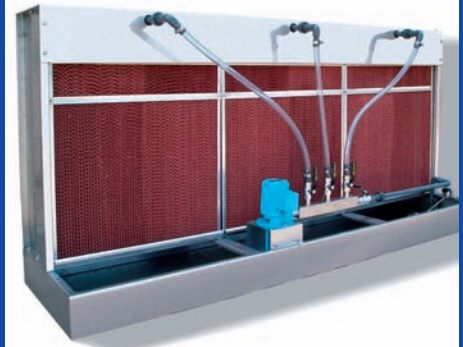


Abb.7 Jährliche Gesamtkosten für RLT und Kälte Außenluftbetrieb ohne Wärmerückgewinnung

Kosten für Wartung und Instandhaltung. Die jährlichen durchschnittlichen Investitionskosten bzw. die Annuität werden nach folgender Gleichung berechnet:

$$AN = \frac{C \cdot i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Hier ist:

AN = Annuität in €/m²·a

C = Kapitaleinsatz bzw. Investitionskosten in €/m²

i = Zinssatz in %/100

n = Nutzungsdauer der RLT-Anlage in Jahren

Unter Annahme einer Nutzungsdauer von 15 Jahren und eines Zinssatzes von 4 % erhält man:

- ▶ System 1 : AN = 39,10 €/m²·a
- ▶ System 2 : AN = 25,80 €/m²·a
- ▶ System 3 : AN = 18,60 €/m²·a

Die jährlichen Gesamtkosten für Außenluftbetrieb mit Wärmerückgewinnung sind in Abb.5 grafisch dargestellt.

Die Kosten für die turbulenzarme Verdrängungsströmung sind bei gleicher Temperatur im Aufenthaltsbereich und bei gleicher Zulufttemperatur deutlich niedriger als bei der turbulenten Mischlüftung.

Die Investitionskosten betragen bei allen drei Systemen 48 %, die Energiekosten 39 % und die Kosten für Wartung und Instandhaltung 13 % der Gesamtkosten.

4. JAHRESKOSTEN FÜR DEN AUSSEN-LUFTBETRIEB OHNE WÄRMERÜCKGEWINNUNG:

Die Kosten für Luftkühlung und Nacherwärmung bleiben unverändert. Die Luftförderungskosten sind etwas niedriger, da sich der Gesamtdruckverlust um 80 Pa reduziert.

Es entstehen zusätzliche Kosten für die Lufterwärmung im Winter. Die durchschnittliche Außenlufttemperatur beträgt für den Standort in der Winterperiode:

November: 14,8 °C
 Dezember: 10,2 °C
 Januar: 7,6 °C
 Februar: 8,2 °C
 März: 10,4 °C

Die Durchschnittstemperatur für diese 5 Monate ist 10,2 °C.

Die Außenluft muss auf 17 °C erwärmt werden (um 1 K erwärmt sie sich im Ventilator). Es wurde die folgende Gleichung zur Berechnung der erforderlichen Heizenergie verwendet:

$$\dot{Q}_H = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot 1300 \text{ h} \cdot (17^\circ\text{C} - 10,2^\circ\text{C})/3600$$

Mit dem spezifischen Preis von 0,04 €/kWh betragen die Kosten zur Außenlufterwärmung:

- ▶ System 1 : $\dot{Q}_H = 197,6 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$
→ 7,90 €/m²·a
- ▶ System 2 : $\dot{Q}_H = 129,3 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$
→ 5,10 €/m²·a
- ▶ System 3 : $\dot{Q}_H = 91,4 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$
→ 3,60 €/m²·a

Die Investitionskosten werden um die Kosten der Wärmerückgewinnung, d.h. um 0,50 €/m³/h reduziert.

Die jährlichen Gesamtkosten für den Außenluftbetrieb ohne Wärmerückgewinnung gehen aus Abb.7 hervor.

Die Kostenrelation zwischen den drei Luftführungssystemen ist die gleiche wie mit Wärmerückgewinnung.

Den höchsten Anteil an den jährlichen Gesamtkosten haben die Energiekosten mit 47 %, gefolgt von den Investitionskosten mit 41 %.

- **Adiabatischer Befeuchter mit Umlauf- oder Direktwasserbetrieb.**
- **Keine Wasseraufbereitung erforderlich.**
- **Imprägnierte, korrosionsbeständige Glasfaserkassetten in Edelstahlrahmen eingefasst.**
- **Optional mit Tropfenabscheider.**
- **Hoher Wirkungsgrad bis 90 %.**
- **Ideal für die Verdunstungskühlung geeignet.**
- **Ausführung gemäß VDI 6022 lieferbar.**

Klima-Systeme
2000

Handels- und Service GmbH

Hildegard-von-Bingen-Str. 1
61273 Wehrheim

Tel.: +49 (0) 60 81/98 14 30

Fax: +49 (0) 60 81/98 14 32

Internet: www.klima-systeme2000.de

www.fisair.de

E-Mail: info@klima-systeme2000.de

5. UMLUFTBETRIEB MIT 50 % UMLUFT IM SOMMER

Bei der Verwendung des Umluftbetriebes ändern sich die Kosten der Luftkühlung, der Lufterwärmung, die Investitionskosten sowie die Wartungs- und Instandhaltungskosten. Die Luftförderungskosten bleiben unverändert. Es besteht kein Bedarf bei den konkreten Außenluftzuständen nach Wärmerückgewinnung.

Zur Ermittlung der Kosten für Luftkühlung ist die Enthalpie der Mischluft (Außenluft + Umluft) zu ermitteln. Dazu ist die Ab-

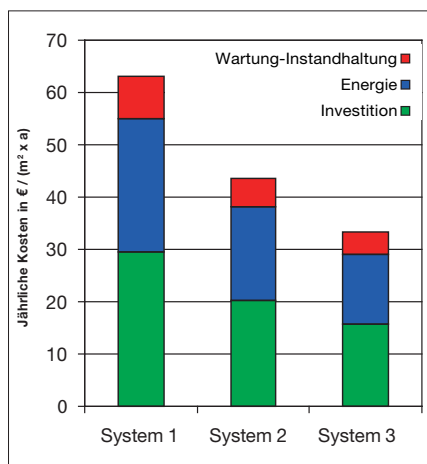


Abb.8 Jährliche Gesamtkosten für RLT und Kälte Umluftbetrieb mit 50% Umluft im Sommer

lufttemperatur zu berechnen. Sie beträgt abhängig vom spezifischen Luftvolumenstrom und für die angegebene Wärmelast hier 180 W/m²:

- ▶ System 1 : 26,0 °C
- ▶ System 2 : 30,1 °C
- ▶ System 3 : 35,2 °C

Mit bekannten Außenlufttemperaturen aus den meteorologischen Daten und der berechneten Ablufttemperatur lässt sich mit Hilfe des h,x-Diagramms die Mischluftenthalpie bestimmen.

Auf diese Weise werden folgende Kosten zur Luftkühlung ermittelt:

- ▶ System 1 : 16,90 €/ (m²·a)
- ▶ System 2 : 12,10 €/ (m²·a)
- ▶ System 3 : 9,40 €/ (m²·a)

Es werden keine Kosten für die Lufterwärmung benötigt, wenn im Winter ein entsprechender Anteil der Umluft der Außenluft beigemischt wird. Der erforderliche Anteil der Umluft berechnet sich vereinfacht nach der Gleichung:

$$\frac{\dot{V}_{um}}{\dot{V}_z} = \frac{\vartheta_z - \vartheta_{au}}{\vartheta_{um} - \vartheta_{au}}$$

Hier ist:

- \dot{V}_{um} = Umluftvolumenstrom
- \dot{V}_z = Zuluftvolumenstrom
- ϑ_z = Zulufttemperatur
- ϑ_{au} = Außenlufttemperatur
- ϑ_{um} = Abluft- bzw. Umlufttemperatur

Aus der Gleichung folgt, dass im Winter folgende Umluftanteile benutzt werden sollen:

- ▶ System 1 : 20 - 51 %
- ▶ System 2 : 14 - 42 %
- ▶ System 3 : 11 - 34 %

Es ist ersichtlich, dass es im vorliegenden Fall sinnvoll ist, den Umluftanteil im Winter zu reduzieren.

Die Verdrängungsströmung verlangt im Winter einen niedrigeren Umluftanteil als die turbulente Mischlüftung. Dies erhöht die Luftqualität im Raum, da in Industriebetrieben die Außenluft eine höhere Luftqualität hat als die Umluft.

Die Investitionskosten für die RLT-Anlage sind annähernd die gleichen

wie beim Außenluftbetrieb ohne Wärmerückgewinnung. Die Kosten für die Kälte sind niedriger, da die höchste Enthalpie vor dem Eintritt in den Kühler niedriger ist. Dieser Wert liegt zwischen 62 und 66 kJ/kg und ist abhängig vom System. In Abb.8 werden die jährlichen Gesamtkosten beim Umluftbetrieb einander gegenübergestellt.

Auch im Umluftbetrieb ist die Verdrängungsströmung wirtschaftlicher als die turbulente Mischlüftung. Der Unterschied ist – wenn auch nicht wesentlich – etwas kleiner als bei reinem Außenluftbetrieb.

6. ZUSAMMENFASSUNG

In einer Fallstudie wurde die Wirtschaftlichkeit von drei verschiedenen Luftführungssystemen für Industriehallen gegenübergestellt.

Sowohl im Außenluft- wie auch im Umluftbetrieb ist die turbulenzarme Verdrängungsströmung in den Energiekosten und in der Investition günstiger als die turbulente Mischlüftung, wenn bei gleicher Zulufttemperatur die gleiche Raumlufttemperatur im Aufenthaltsbereich einzuhalten ist. Man benötigt einen geringeren Luftvolumenstrom, was sich in den jährlichen Gesamtkosten positiv auswirkt.

Darüber hinaus verbessert sich bei der Nutzung der Verdrängungsströmung die Luftqualität im Aufenthaltsbereich, weil die emittierten Schadstoffe effektiver aus dem Aufenthaltsbereich verdrängt werden.

Autor

Dr.-Ing. Franc Sodec,
Leiter Forschung und Entwicklung a. D.
caverion GmbH
Geschäftsbereich KRANTZ
KOMponenten, Aachen
Fotos und Grafiken: KRANTZ
KOMponenten
www.krantz.de

Literatur

- [1] VDI 3802: Raumlufttechnische Anlagen für Fertigungsstätten. Dezember 1998.
- [2] Detzer, R., Dittes, W: Gezielte Belüftung der Arbeitsbereiche in Produktionshallen zum Abbau der Schadstoffbelastung. BMFT-Bericht HLK 1 – 92, 1992.

ORCA VAVA
kostenlose Testversion einfach anfordern!

- Ausschreibung
- Vergabe
- Abrechnung

www.orca-software.com

ORCA Software GmbH • Telefon +49(0)8031-40688-0
Kunstmühlstraße 16 • D-83026 Rosenheim

Die Welt ist keine Scheibe - Ihre Anzeigen auch nicht [...]



innovatools

Werkzeuge für den Erfolg

Fach.**Journal**

Fachzeitschrift für Erneuerbare Energien & Technische Gebäudeausrüstung

[Hier mehr erfahren](#)



innovapress

*Innovationen publik machen
schnell, gezielt und weltweit*

Filmproduktion | Film & Platzierung | Interaktive Anzeige | Flankierende PR | Microsites/Landingpages | SEO/SEM | Flashbühne