Energieeffizienz zentraler raumlufttechnischer Anlagen

Einleitung

Wärmerückgewinnungssysteme werden seit Jahren zur effizienten Reduktion des benötigten thermischen Primärenergiebedarfs in raumlufttechnischen Geräten und Anlagen eingesetzt. Diese Effizienzmaßnahme gehört spätestens seit Inkrafttreten der Energieeinsparverordnung (EnEV) 2009 /[1]/ am 01.10.2009 zum definitiven Stand der Technik.

Dr.-Ing. Christoph Kaup, Geschäftsführender Gesellschafter von HOWATHERM Klimatechnik GmbH, Brücken.

In § 15 der EnEV werden nun für sämtliche raumlufttechnischen Anlagen ab einem Volumenstrom von 4000 m³/h Wärmerückgewinnungseinrichtungen entsprechend der Klasse H3 nach DIN EN 13053 /[2]/ zwingend gefordert.

Gemäß des EEWärmeG /[3]/ wird die Wärmerückgewinnung seit dem 01.01.2009 nun auch erstmals als Ersatzmaßnahme faktisch gleichwertig zu den regenerativen Energien bewertet, wenn die Gütekriterien einer Leistungsziffer (Verhältnis der Wärmeleistung zur elektrischen Leistung nach EN 308) von mindestens 10 und ein Übertragungsgrad von mindestens 70 % erreicht werden. Dies unterstreicht deutlich die Bedeutung der WRG.

Bisher wurde normativ die Wärmerückgewinnung in verschiedenen Regelwerken durch eine „Sollvorschrift“ gefordert. „Sollen“ bedeutet normativ jedoch „müssen“ wenn man „kann“. Mit dem Inkrafttreten der EnEV 2009 gibt es nun aber keinen Spielraum mehr, Gründe für den Einsatz oder Nichteinsatz von WRG-Einrichtungen zu suchen.

Neben dem geforderten Temperaturänderungsgrad wird die Effizienz der Wärmerückgewinnung auch durch die maximalen Druckverluste auf den Medienseiten bestimmt. Sowohl die DIN EN 13053 als auch die VDI-Richtlinie 3803 /[4]/ definieren neben den Mindestrückwärmzahlen die maximalen Druckverluste auf der Luftseite der WRG bei einem ausgeglichenen Massenstromverhältnis. Hierauf nimmt die EnEV 2009 direkten Bezug.

Und neben dem thermischen Energiebedarf für Heizung und Kühlung ist der Elektroenergiebedarf der zweite große Energieverbraucher in raumlufttechnischen Anlagen und Geräten (RLT-Geräten).

Wärmerückgewinnung

Um Wärmerückgewinnungssysteme (WRG) zu betreiben, müssen Hilfsenergien in Form von elektrischer Energie aufgewendet werden. Der erhaltene Nutzen in Form von thermischen Energien im Verhältnis zu den benötigten Hilfsenergien wird unterschiedlich bewertet.

Die DIN EN 13053 /[5]/, aber auch die VDI-Richtlinie 3803 definieren neben den Mindestrückwärmzahlen die maximalen Druckverluste auf der Luftseite der WRG bei einem ausgeglichenen Massenstromverhältnis. Diese Festlegung hat allerdings in der Vergangenheit häufig zu Diskussionen darüber geführt, wie der energetische Nutzen der Wärmerückgewinnung im Verhältnis zum energetischen Aufwand für Hilfsenergien zu bewerten ist.

Aus diesem Grund wurde auf europäischer Ebene nach einer sinnvollen Lösung gesucht, in dem mit Hilfe von Kennzahlen der thermische Nutzen und der elektrische Aufwand in ein vergleichbares Verhältnis zueinander gesetzt werden.

Als Ergebnis wurde nun auf europäischer Ebene eine Ergänzung (Amendment) zur DIN EN 13053 initiiert, die sowohl normative als auch informative Festlegungen zur Wärmerückgewinnung enthält und kombinierte Kennzahlen als Gütekriterium zur Beschreibung der Qualität von Wärmerückgewinnungseinrichtungen in Klassen angibt.

Bild 1: Darstellung der Wärmerückgewinnung im hx-Diagramm (Winterbetrieb).

---

1 Energieeinsparverordnung, 2009-10

2 DIN EN 13053: Lüftung von Gebäuden – Zentrale raumlufttechnische Geräte - Leistungskenndaten für Geräte, Komponenten und Baueinheiten; Deutsche Fassung EN 13053:2007-9

3 EEWärmeG: Das Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz: 2008-6

4 VDI 3803: Raumlufttechnik – Bauliche und technische Anforderungen an zentrale Raumlufttechnische Anlagen (VDI-Lüftungsregeln): Ausgabe 2010-02

5 DIN EN 13053: Lüftung von Gebäuden – Zentrale raumlufttechnische Geräte – Leistungskenndaten für Geräte, Komponenten und Baueinheiten; Deutsche Fassung EN 13053:2006

Effizienz der Wärmerückgewinnung

Die Güte eines Wärmerückgewinnungssystems wird maßgeblich durch den Temperaturänderungsgrad, auch als Rückwärmzahl (Φ) bezeichnet, bestimmt. Bei einer möglichen Feuchteübertragung kann die Effizienz einer Wärmerückgewinnung auch durch den Enthalpieübertragungsgrad oder die Kombination aus Temperaturänderungs- und Feuchteänderungsgrad (Ψ) beschrieben werden /[7]/.

Der Temperaturübertragungsgrad gibt das Verhältnis der möglichen Temperaturänderung einer WRG-Einrichtung zur maximal möglichen Temperaturänderung, also dem Temperaturpotenzial zwischen Außen- und Fortluft, an. Er stellt somit einen thermischen „Wirkungsgrad" dar und ergibt sich aus der Wärmebilanz:

Φ = Nutzen der WRG / Potenzial der WRG

$\Phi = \dot{Q}_{WRG} / \dot{Q}_P$

mit:

$\dot{Q}_{WRG}$ = Leistung der WRG [kW]

Q_P = maximal mögliche Leistung aufgrund des Temperaturpotenzials [kW]

wobei:

$\dot{Q}_{WRG} = \dot{m}_2 \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_2'' - \vartheta_2')$

oder:

$\dot{Q}_{WRG} = \dot{m}_2 \cdot (h_2'' - h_2')$

wobei:

$\dot{m}$ = Massenstrom der Luft [kg / s]

c_{pL} = spezifische Wärmekapazität der Luft [kJ / kg K]

ϑ = Temperatur der Luft [°C]

h = Enthalpie der Luft [kJ / kg]

Die maximal mögliche Leistung wird durch das Temperaturpotenzial, also die Temperaturdifferenz zwischen Abluft (ϑ_1') und Außenluft (ϑ_2'), gebildet (siehe Bild 1).

Damit ergibt sich aus:

$\Phi_t = \dot{Q}_{WRG} / \dot{Q}_P = m_2 \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_2'' - \vartheta_2') / [m_2 \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_1' - \vartheta_2')]$

der Temperaturänderungsgrad:

$\Phi_t = (\vartheta_2'' - \vartheta_2') / (\vartheta_1' - \vartheta_2')$

Bei einer möglichen Feuchteübertragung ergibt sich der Feuchteänderungsgrad Ψ analog aus:

$\Psi = (x_2'' - x_2') / (x_1' - x_2')$

wobei:

x = absolute Luftfeuchte der Luft [g / kg]

Hierbei ist allerdings zu beachten, dass der Feuchteübertragungsgrad der WRG im Gegensatz zum Temperaturübertragungsgrad nicht konstant ist und stark von der Feuchtedifferenz zwischen den beiden Luftströmen abhängig ist. Dieses Potenzial $_K$ wird errechnet aus /[8]/:

$K = x_1' - x_{2S}$

wobei:

x_{2s} = Sättigungsfeuchte der Kaltluft x_2'

Bei sorptiven Wärmeübertragern ist das Potenzial zusätzlich noch von der Temperaturdifferenz der beiden Luftströme abhängig.

Zusammengefasst kann damit der Enthalpieübertragungsgrad hergeleitet werden mit:

$\Phi_h = (h_2'' - h_2') / (h_1' - h_2')$

wobei:

$h = c_{pL} \cdot \vartheta + x \cdot (c_{pD} \cdot \vartheta + r_0)$

mit:

c_{pL} = spezifische Wärmekapazität der Luft [kJ / (kg · K)]

ϑ = Temperatur [°C]

c_{pD} = spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfs [kJ / (kg · K)]

r_0 = Verdampfungswärme von Wasser [kJ / kg]

Da unter trockenen Bedingungen mit $\Delta_x = 0$ ist, kalkuliert sich die Enthalpie dann aus:

$h = c_{pL} \cdot \vartheta$

Unter dieser Voraussetzung ist der Temperaturänderungsgrad Φ_t gleich dem Enthalpieänderungsgrad Φ_h. Die Änderungsgrade werden gemäß DIN EN 308 /[9]/ nur auf der Zuluftseite definiert, um Verwechslungen zu vermeiden. Physikalisch wäre aber auch die Definition der Änderungsgrade in Bezug auf die Fortluft möglich.

Bewertung

Da in der überwiegenden Zeit der WRG-Nutzung eine Kondensation auf der Abluftseite ausgeschlossen werden kann und damit eine mögliche Feuchteübertragung energetisch von geringer Bedeutung ist, ist die Angabe des Temperaturänderungsgrades unter trockenen Bedingungen unabdingbar.

In der geringen Zeit mit Kondensation auf der Abluftseite steigt zwar der Übertragungsgrad deutlich durch den verbesserten Wärmeübergang und die günstigeren Temperaturunterschiede, bedingt durch den latenten Enthalpieanteil, aber aufgrund der geringen Häufigkeit (Stundenanzahl) dieser Zustände hat dies kaum einen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der WRG.

Neben dem Temperaturänderungsgrad wird die Effizienz der WRG auch durch die Druckverluste auf den Medienseiten bestimmt. Deshalb spielen die medienseitigen Widerstände der Wärmerückgewinnung eine große Rolle.

Bewertung der Hilfsenergien

Die Druckverluste der WRG bestimmen die Hilfsenergien, die zum Betrieb einer WRG zwingend notwendig sind. Diese Hilfsenergien werden im Wesentlichen durch die elektrischen Antriebe (Ventilatoren und weitere Verbraucher, z. B. Pumpen) bestimmt. Die erforderlichen elektrischen Leistungen errechnen sich dabei aus:

$P_{el} = \dot{V} \cdot \Delta p_{WRG} \cdot 1 / \eta + P_{aux.}$

mit:

P_{el} = Elektrische Leistung [KW]

$\dot{V}$ = Volumenstrom bei Normdichte [m³/s]

Δp_{WRG} = Differenzdruck der WRG [Pa]

η = Gesamtwirkungsgrad des Antriebs (z. B. Ventilatoren) [%]

$P_{aux.}$ = Weitere benötigte elektrische Hilfsleistung [KW]

---

[7] Kaup, C.: Effizienz der Wärmerückgewinnung, TGA-Fachplaner, Gentner Verlag, 06-2009

[8] Beck, E.: Die Feuchteübertagung von Rotoren, Heizung Klima: 2002-8

[9] DIN EN 308, Juni 1997. Wärmeaustauscher - Prüfverfahren zur Bestimmung der Leistungskriterien von Luft/Luft- und Luft/Abgas-Wärmerückgewinnungsanlagen; Deutsche Fassung EN 308:1997

Und hierauf greift auch die geplante Ergänzung zur EN 13053 zurück. Da aber zum Zeitpunkt der WRG-Festlegungen der Wirkungsgrad des Antriebssystems noch nicht festliegt, oder vielmehr beim Vergleich von WRG-Systemen dieser Wirkungsgrad keine Rolle spielen darf, wurde der Gesamtwirkungsgrad des Antriebs mit 0,6 normativ festgelegt.

Die elektrischen Leistungen, die zum Betrieb der WRG notwendig sind, können auch durch eine Leistungsziffer ε (COP = coefficient of performance), also das Verhältnis der thermischen Leistung zur elektrischen Leistung, beschrieben werden:

$$\varepsilon = \dot{Q}_{WRG} / P_{el}$$

Gute WRG-Systeme erreichen Leistungsziffern von 10 bis 30, weshalb beispielsweise das neue EEWärmeG auch eine Leistungsziffer von mindestens 10 bei einem Übertragungsgrad von mindestens 70 % vorschreibt, wenn die WRG als Ersatzmaßnahme anerkannt werden soll.

Allerdings sagt die Leistungsziffer alleine wenig aus, denn im Prinzip gilt: Je geringer der Wirkungsgrad der WRG, desto größer deren Leistungsziffer, da physikalisch die benötigte Hilfsenergie der WRG überproportional zu ihrer gewonnenen thermischen Leistung wächst. Dies erkennt man auch an den Berechnungen zu geplanten normativen Festlegungen in der EN 13053. Aus diesem Grund kann die Leistungsziffer nur in Kombination mit den originären Kennzahlen zur Beurteilung von WRG-Systemen herangezogen werden. Daher wird die Leistungsziffer im Amendment der EN 13053 nur als Hilfsgröße zur Berechnung des energetischen Wirkungsgrades verwendet.

WRG-Systeme können nicht nur durch den thermischen Übertragungsgrad und die benötigten elektrischen Leistungen beschrieben werden. Es besteht auch die Möglichkeit, weitere Größen zu definieren, die sich entweder auf die Leistungen der WRG beziehen oder aber auf Arbeiten, die auch sinnvoll auf der Basis von Jahresbetrachtungen kalkuliert werden können.

Wirkungsgrad

Da Hilfsenergien zum Betrieb der WRG zwingend erforderlich sind, kann der energetische Wirkungsgrad der WRG aus den thermischen und den elektrischen Leistungen hergeleitet werden. Würde keine Hilfsenergie zum Betrieb der WRG benötigt werden, wäre der Temperaturübertragungsgrad gleich dem Wirkungsgrad der WRG. Er stellt also eine zusammengesetzte Größe aus dem Temperaturübertragungsgrad (Φ) und der Leistungsziffer (ε) dar:

$$\eta_{WRG} = \text{Nettonutzen der WRG / Potenzial der WRG}$$

$$\eta_{WRG} = (\dot{Q}_{WRG} - P_{el}) / Q_P$$

Da die beiden Leistungen ($\dot{Q}_{WRG}$ und P_{el}) eine sehr unterschiedliche Güte der Primärenergien aufweisen, kann diesem Umstand durch die Einführung eines Wertungsfaktors Rechnung getragen werden:

$$\eta_{WRG} = (\dot{Q}_{WRG} - f \cdot P_{el}) / \dot{Q}_P$$

mit:

$$f = \text{Primärenergie-Wertungsfaktor}$$

und damit:

$$\eta_{WRG} = (1 - f \cdot P_{el} / \dot{Q}_{WRG}) / (\dot{Q}_P / \dot{Q}_{WRG})$$

$$\eta_{WRG} = (1 - f \cdot 1 / \varepsilon) / (1 / \Phi)$$

$$\eta_{WRG} = \Phi \cdot (1 - f / \varepsilon)$$

Bei f = 1, also einer rein energetischen Bewertung ohne Einfluss des Primärenergiefaktors, gilt dann:

$$\eta_{WRG} = \Phi \cdot (1 - 1 / \varepsilon)$$

oder:

$$\eta_{WRG} = \Phi \cdot (1 - P_{el} / \dot{Q}_{WRG})$$

Mit der Berücksichtigung eines Wertungsfaktors wird deutlich, dass der damit ermittelte Wirkungsgrad zur Beschreibung einer WRG durchaus als umstritten angesehen werden kann, da er Diskussionsspielräume für die Größenordnung der Primärenergieunterschiede und damit des Wertungsfaktors lässt.

Hinzu kommt, dass der mit Leistungen berechnete Wirkungsgrad sich auf eine Temperaturdifferenz zum jeweiligen Außenluftzustand beziehen muss und sich damit $\dot{Q}_{WRG}$ deutlich ändert, während die elektrischen Leistungen der Hilfsenergien über das Jahr relativ konstant sind.

Aus diesem Grund hat man sich auf europäischer Ebene dazu entschlossen, den Primärenergiefaktor nicht in den Leistungskennzahlen zu berücksichtigen, da dies reiner Willkür gleich käme, zumal die Kennzahlen bereits durch den Temperaturbezugspunkt beliebig zu beeinflussen sind.

Der große Vorteil dieses kombinierten Werts (η) ist aber die Berücksichtigung des gegenseitigen Einflusses der thermischen und elektrischen Leistungen (Φ und ε) in nur einer einzigen Kennzahl.

Umrechnung von Temperaturänderungsgraden

Da mit unterschiedlichen Massenstromverhältnissen die Übertragungskennzahlen beliebig positiv oder negativ beeinflusst werden können, sind die normativen Festlegungen der WRG nach EN 13053 immer auf ein ausgeglichenes Massenstromverhältnis 1:1 definiert.

Bei unterschiedlichen Massenstromverhältnissen zwischen Abluft und Zuluft, also bei nicht ausgeglichenen Massenstromverhältnissen, müssen die geforderten tatsächlichen Übertragungsgrade $\Phi_{tats.}$ aus den normativen Anforderungen $\Phi_{1:1}$ umgerechnet werden, wenn die Angaben vom Hersteller nicht direkt genannt werden. Dabei muss der benötigte NTU-Wert bezogen auf die Zuluft aus dem geforderten Übertragungsgrad $\Phi_{1:1}$ bei $\mu = \dot{W}_2 / \dot{W}_1 = (\dot{m}_2 \cdot c_{pL}) / (\dot{m}_1 \cdot c_{pL}) = 1$ ermittelt werden:

$$NTU_{1:1} = \Phi_{1:1} / (1 - \Phi_{1:1})$$

Dieser muss nun auf die geänderten Massenströme umgerechnet werden, wobei der Zuluftmassenstrom und damit W_2 als konstant definiert wird, da der Übertragungsgrad der WRG per Definition ebenfalls auf die Zuluft bezogen ist.

Der dann einzuhaltende Übertragungsgrad errechnet sich im reinem Gegenstrom der Medien unter der Bedingung eines konstanten k · A aus /[11]/:

$$\Phi_{tats.} = (1 - e^{[(\mu - 1) \cdot NTU_{1:1}]}) / (1 - \mu \cdot e^{[(\mu - 1) \cdot NTU_{1:1}]})$$

mit:

$$\mu = \dot{W}_2 / \dot{W}_1 = (\dot{m}_2 \cdot c_{pL}) / (\dot{m}_1 \cdot c_{pL}) <> 1$$

Da tatsächlich der Wärmedurchgangskoeffizient (k) bei unterschiedlichen Massenströmen nicht konstant ist, kann deshalb vereinfacht die Umrechnung der Übertragungsgrade auch durch die empirische Formel nach Kaup /[12]/:

$$\Phi_{emp} = \Phi_{1:1} \cdot (\dot{m}_1 / \dot{m}_2)^{0,4}$$

im Bereich von $0,67 \leq \mu \leq 1,25$ und $\Phi_{1:1} \leq 0,8$ erfolgen.

[11] VDI-Wärmeatlas, 9. Auflage 2002: CA Tabelle 4

Normative Anforderungen an die Wärmerückgewinnung

Die geplanten Ergänzungen zur EN 13053 berücksichtigen die Anforderungen an die WRG und berechnen sich aus den Leistungsdaten der EN 308.

Damit liegen als Eckparameter die Außenlufttemperatur mit + 5 °C und die Ablufttemperatur mit + 25 °C als Bezugstemperaturen (trockener Betriebszustand) fest.

Die kombinierten Kennzahlen gelten allerdings nur für diesen Betriebszustand und dürfen nicht direkt auf andere Betriebszustände übertragen werden. Sie sind dann für andere Temperaturen aus den originären Kennzahlen (Φ) und (ε) neu zu berechnen.

Tabelle 1: WRG-Klassen der EN 13053.

Klasse	$\eta_{e\,1:1}$ in %
H1	≥ 71
H2	≥ 64
H3	≥ 55
H4	≥ 45
H5	≥ 36
H6	Keine Anforderung

Tabelle 1 definiert die neuen WRG-Klassen in Abhängigkeit des energetischen Wirkungsgrades nach prEN 13053 bei ausgeglichenen Massenströmen von 1:1, also $m_1 / m_2 = 1$. Diese Festlegung entspricht auch den üblichen Betriebsbedingungen.

Anmerkung

Die Tabelle 2 basiert auf den folgenden Basiswerten:

Volumenstrom

Der Volumenstrom wird wesentlich durch die Anwendung selbst bestimmt. Trennt man die Außenluftzuführung und damit die Außenluftversorgung von der Aufgabe der Deckung des Lüftungswärmebedarfs, können die zu transportierenden Luftmengen meist erheblich reduziert werden, da der Wärme- und/oder Kältebedarf dann durch statische Heiz- oder Kühlflächen gedeckt wird.

Durch innovative Konzepte zur Raumdurchströmung können die erforderlichen Volumenströme gesenkt werden, da die Effektivität der Lüftung gesteigert wird.

Ein zusätzlicher wichtiger Ansatzpunkt ist die Dichtheit des Kanalnetzes. Je dichter das Kanalnetz ist, desto geringer sind die zu transportierenden Luftmengen. Häufig liegen Leckagen in einem Bereich von bis zu 10 % der Nennluftmenge. Damit muss dann ein Volumenstrom von 110 % transportiert werden, um 100 % Versorgung gewährleisten zu können. Die Dichtheit der Kanäle kommt auch der Verringerung der thermischen Lasten zu Gute.

Des Weiteren ist es sehr sinnvoll, die Anlagen nicht konstant, sondern geregelt, also bedarfsgerecht, zu betreiben. Denn mit sinkender Drehzahl reduziert sich die Leistungsaufnahme der Antriebe mit der dritten Potenz. Werden zum Beispiel nur 50 % der ausgelegten Luftmenge im Teillastbetrieb benötigt, sinkt die Leistungsaufnahme bei konstanter Anlagenkennlinie auf rund 13 % der ursprünglichen Nennleistung.

Differenzdruck

Der zweite energierelevante Faktor ist der zu überwindende Differenzdruck in der RLT-Anlage, der intern durch die installierten Komponenten und extern durch das angeschlossene Kanalnetz bestimmt wird.

Tabelle 2: Basiswerte für WRG-Klassen der EN 13053.

Klasse	Φ in %	Δp_{HRS} in Pa	ε	η_e in %
H1	75	2 x 280	19.5	71
H2	67	2 x 230	21.2	64
H3	57	2 x 170	24.2	55
H4	47	2 x 125	27.3	45
H5	37	2 x 100	26.9	36

Elektroenergiebedarf

Grundsätzlich wird der Elektroenergiebedarf (P_m) eines RLT-Gerätes oder einer RLT-Anlage durch drei Faktoren bestimmt:

$$P_m = q_V \cdot \Delta p / \eta_S$$

wobei: q_V der geförderte Volumenstrom in m³/s
Δp die Gesamtdifferenzdruck in Pa
η_S der Systemwirkungsgrad des Ventilatorantriebssystems

Aus der Beziehung dieser Faktoren zueinander wird ersichtlich, wodurch der Elektroenergiebedarf einer Anlage beeinflusst wird.

Um den externen Differenzdruck zu vermindern, soll das Kanalsystem so kurz wie möglich ausgeführt werden. Dazu kann die Technikzentrale so nah wie möglich an den zu versorgenden Bereichen installiert werden.

Zusätzlich soll das Kanalnetz strömungsgünstig dimensioniert werden. Auch hier wirkt sich die Strömungsgeschwindigkeit in der zweiten Potenz auf den Druckabfall und in der dritten Potenz auf die Leistungsaufnahme aus.

Interner Differenzdruck

Die internen Widerstände werden durch die lufttechnischen Komponenten selbst und durch ihre Gestaltung, also ihre Dimensionierung, bestimmt.

Im ersten Schritt muss daher immer geprüft werden, welche Komponenten auch tatsächlich für die Anwendung erforder-

[12] Amendment zur EN 13053 – CEN/TC156 WG5 – Document N 927

lich sind. So banal dies klingt: Komponenten, die nicht benötigt werden, erzeugen keinen Widerstand, der dann auch nicht überwunden werden muss.

So müssen die notwendigen Komponenten oder Funktionalitäten auf die jeweilige Anwendung sorgfältig abgestimmt werden. Wird beispielsweise ein Befeuchtungssystem nicht zwingend gefordert, kann der Verzicht darauf dauerhaft und ganzjährig den Differenzdruck dieser Komponente beseitigen.

Allerdings darf das Ziel der Energieeinsparung nicht auf Kosten der Funktion und der geforderten Behaglichkeit erreicht werden.

Weitere mögliche Reduktionen von Druckverlusten, die durch Komponenten hervorgerufen werden, sind zum Beispiel:

- Einstufige Filterung mit F7 beim Einsatz von direktgetriebenen Ventilatoren.
- Wenn eine zweistufige Filterung zwingend notwendig ist, dann ist die Kombination F7/F7 zu prüfen, da mit dieser Kombination über die Filterstandzeit geringere Druckabfälle zu erwarten sind.
- Verzicht auf Tropfenabscheider durch eine geringe Strömungsgeschwindigkeit im RLT-Gerät.
- Einsatz von mehrfachfunktionalen Wärmerückgewinnungssystemen und Verzicht auf weitere Wärmeübertrager (Erhitzer oder Kühler) im Luftstrom.
- Einsatz von Hybridsystemen (z. B. Befeuchter und Wärmeübertrager, siehe Bild 2).

Bild 2: Hybridsystem Hydroplus zur indirekten Verdunstungskühlung.

Aber auch Komponenten, die nur in einer geringen Jahresnutzungszeit benötigt werden, wie beispielsweise Kühler, können durch integrierte Bypasssysteme in ihrem Druckabfall ganzjährig deutlich minimiert werden (siehe Bild 3).

Dynamische Drücke

Innerhalb der Anlage oder des RLT-Gerätes sollen Geschwindigkeitsänderungen möglichst vermieden werden, da Geschwindigkeitsänderungen ihren Niederschlag in dynamischen Druckanteilen haben, die meist nicht wieder zurückgewonnen werden können. Dies gilt sowohl für Geschwindigkeitsänderungen im Ventilator selbst wie auch für Änderungen in einzelnen durchströmten Komponenten und Kammern.

Systemwirkungsgrad

Der Systemwirkungsgrad (η_S) des Ventilatorantriebssystems wird durch vier Einzelwirkungsgrade bestimmt:

Bild 3: Integrierter Bypass im Wärmeübertrager.

$$\eta_S = \eta_V \cdot \eta_M \cdot \eta_A \cdot \eta_R$$

wobei:
η_V: Wirkungsgrad des Ventilators
η_M: Motorwirkungsgrad
η_A: Antriebswirkungsgrad
η_R: Wirkungsgrad der Drehzahlregelung

Ventilatorwirkungsgrad

Der Wirkungsgrad des Ventilators ergibt sich aus der Luftleistung $P_L = q_V \cdot \Delta_p$ und der dafür benötigten Wellenleistung P_W.

$$\eta_V = P_L / P_W$$

oder:

$$\eta_V = q_V \cdot \Delta_p / P_W$$

Aus dieser Beziehung wird bereits ersichtlich, dass es entscheidend ist, auf welchen Druck man den Ventilatorwirkungsgrad bezieht. In der Vergangenheit wurden die Wirkungsgrade meist auf den Totaldruck des Ventilators bezogen, was aber wenig sinnvoll ist, da meist nur der statisch verfügbare Druck in der Anlage eine nutzbare Rolle spielt und die dynamischen Druckanteile meist nicht wieder genutzt werden können.

Bezieht man den Wirkungsgrad auf den statisch verfügbaren Druck, liegen heute die Wirkungsgrade von rückwärts gekrümmten Radialventilatoren in einem Bereich von ca. 0,7 bis 0,75. Wesentliche Steigerungen sind hier nicht mehr zu erwarten.

In RLT-Geräten haben sich in den letzten Jahren vor allem freilaufende, direktgetriebene Ventilatoren (siehe Bild 4) durchgesetzt, da ein Spiralgehäuse, das letztlich einen Diffusor darstellt, der um das Rad gelegt wird, keine nennenswerten Effekte erzielt. Denn die Austrittsgeschwindigkeit am Ende der Spirale liegt immer noch bei rund 10 m/s, während im RLT-Gerät die Geschwindigkeit, bezogen auf den freien Querschnitt, bei rund 2 m/s liegt. Dieser dynamische Druckunterschied kann in der Regel nicht wiedergewonnen werden. Im Gegenteil müssen meist Prallplatten oder ähnliche Vorrichtungen installiert werden, um diese Geschwindigkeitsspitzen, die mit Energieverlusten behaftet sind, abzubauen.

Hinzu kommt, dass bei direktgetriebenen Ventilatoren die Motorlagerung auch die Aufgabe der Ventilatorlagerung übernimmt. Es müssen also keine zusätzlichen Lager mehr im Ansaug des Ventilators installiert werden. Dadurch verbessern sich auch die Zuströmbedingungen in das Laufrad und damit der Wirkungsgrad.

Bild 4: Direktgetriebener freilaufender Ventilator.

Der Marktanteil dieser Ventilatortechnik in RLT-Geräten, die von HOWATHERM im Jahr 1990 erstmals auf den Markt gebracht wurde, liegt heute bei ca. 80 %.

Motorwirkungsgrad

Als Antriebsmotoren werden in der Lufttechnik ausschließlich elektrische Maschinen eingesetzt. Durchgesetzt hat sich die Drehstrom-Asynchronmaschine. Die Wirkungsgrade dieser Maschinen liegen je nach Leistungsgröße zwischen 75 und 95 %. In den vergangenen Jahren haben sich auch immer mehr Asynchronmaschinen mit erhöhtem Wirkungsgrad (Klasse EFF 1 nach CEMEP/[13]/ oder auch IE 2 nach IEC 60034-30) durchgesetzt, die – bauartbedingt – einen um ca. 1 bis 5 Prozentpunkte höheren Wirkungsgrad haben als Standardmaschinen (EFF 2).

Antriebswirkungsgrad

Jedes Antriebssystem hat einen Verlust, der sich aus 1 - η_A ergibt. Üblich sind heute immer noch Keilriemenantriebe, die einen Wirkungsgrad je nach Leistung von 0,8 bis 0,95 haben. Deutlich besser sind Flachriemen mit einem Wirkungsgrad von bis zu 0,97. Bei einer Nutzung von Riemenantrieben werden Lagerkreuze und eine Keilriemenscheibe im Ansaug des Ventilators installiert. Dadurch verschlechtern sich die Zuströmbedingungen in das Laufrad und damit der Wirkungsgrad des Ventilators deutlich. In den meisten Fällen müssen auch Riemenschutzvorrichtungen installiert werden, die den Einbauwirkungsgrad weiter verschlechtern.

Durchgesetzt hat sich allerdings der Direktantrieb mit dem Einsatz freilaufender Ventilatortechnik, der ohne Antriebsverluste arbeitet.

Da beim Direktantrieb auch kein Riemenabrieb mehr entsteht, ist normativ in diesem Fall meist eine einstufige Filterung (F 7) ausreichend.

Wirkungsgrad der Regelung

Wie bereits beschrieben, kann mit der Drehzahlregelung des Ventilators der Energiebedarf am stärksten beeinflusst werden, da sich die Leistungsaufnahme mit der dritten Potenz der Drehzahl ändert.

[13] CEMEP – Comité Européen de Constructeurs de Machines Électriques et d'Électronique de Puissance

Heute haben sich variable Drehzahlregelsysteme durchgesetzt, die es ermöglichen, die Anlagen bedarfsgerecht zu betreiben. Konstantvolumenstromsysteme entsprechen heute nicht mehr dem Stand der Technik. Der große Nutzen dieser Drehzahlregelsysteme hebt auch den Nachteil der Verluste der Drehzahlregelsysteme mehr als auf.

Heute werden überwiegend Frequenzumrichter eingesetzt, die einen Wirkungsgrad von 0,95 bis 0,97 haben.

Mit den integrierten Drehzahlregelsystemen hat man auch die Möglichkeit, den Volumenstrom in der Einlaufdüse des Ventilators integriert zu messen, darzustellen und zur Regelung zu verwenden. Diese Möglichkeit ist vor allem beim Einsatz von

Bild 5: Ventilatorsystem mit Regeleinrichtung und Volumenstrommess-System.

direktgetriebenen Systemen gegeben, da kein Lagerkreuz oder keine Keilriemenscheibe die Zuströmung zum Rad beeinträchtigt und damit die Messung negativ beeinflussen.

Mit dem integrierten Volumenstrommess-System lässt sich eine sehr hohe systembedingte Genauigkeit von ± 2 % erzielen. Dabei kann durch die Bestimmung der Druckdifferenz zwischen dem Saugraum des Ventilators und der engsten Stelle der Düse, unter Verwendung eines experimentell bestimmten Kennwertes, der Volumenstrom mit einer geringen Toleranz bestimmt werden (siehe Bild 5). Bedingt durch die Messunsicherheit des Druckaufnehmers können in der Praxis Toleranzen von ± 5 Prozent deutlich unterschritten werden.

Normative Anforderungen an den Elektroenergiebedarf

Die aufgenommene Leistung des Ventilatorantriebssystems ist in das beschriebene Amendment der EN 13053 eingeflossen, das 2009 erarbeitet wurde. Neu ist in diesem Normenentwurf die Definition von sogenannten P-Klassen, welche die Leistungsaufnahme im Verhältnis zu einem Referenzwert festlegen. Dieser Referenzwert errechnet sich aus der Beziehung:

$$P_{m\,ref} = (\Delta p_{stat.} / 450)^{0,925} \cdot (q_V + 0,08)^{0,95}$$

wobei:

$\Delta p_{stat.}$: die statische Gesamtdruckerhöhung des Ventilators in Pa ist und q_V : der zu fördernde Volumenstrom des Ventilators in m³/s.

Bezogen auf diesen Referenzwert erfolgt nun die Klasseneinteilung:

Tabelle 3: Klasseneinteilung der Leistungsaufnahme P_m.

Klasse	Leistungsaufnahme P_m in Bezug zu $P_{m\,ref}$
P1	$\leq P_{m\,ref} \cdot 0.85$
P2	$\leq P_{m\,ref} \cdot 0.90$
P3	$\leq P_{m\,ref} \cdot 0.95$
P4	$\leq P_{m\,ref} \cdot 1.00$
P5	$\leq P_{m\,ref} \cdot 1.06$
P6	$\leq P_{m\,ref} \cdot 1.12$
P7	$> P_{m\,ref} \cdot 1.12$

In Deutschland übliche Klassen sind die Klassen P4 bis P2, die auch für die Einteilung der Energieeffizienzklasse B bis A+ des Herstellerverbandes Raumlufttechnische Geräte e.V. verwendet werden.

Die Klassen P5 bis P7 spielen in Deutschland keine Rolle und wurden von anderen europäischen Mitgliedern normativ gefordert. Die Klasse P1 lässt für zukünftige Entwicklungen genügend Spielräume. Es wird mit dieser Festlegung jedoch lediglich ein Bewertungskriterium für die Ventilatorantriebseinheit geschaffen. Es gibt keine Hinweise auf Güte der Dimensionierung der Anlage selbst.

Da es unmöglich ist, unter allen Randbedingungen die Druckverluste einzelner Komponenten zu limitieren, wurde auf europäischer Ebene die Festlegung auf den Wert der Luftgeschwindigkeiten im RLT-Gerät bevorzugt, da mit der Luftgeschwindigkeit der Differenzdruck und damit der Energiebedarf der Komponenten wesentlich beeinflusst wird.

Die bisherige Einteilung der Klassen nach EN 13053: 2007 in 0.5 m/s Schritten zwischen 1,5 und 3,5 m/s war allerdings zu grob, weshalb im Amendment der EN 13053 auch die Geschwindigkeitsklassen neu eingeteilt werden (siehe Tabelle 4).

Tabelle 4: Luftgeschwindigkeitsklassen.

Klasse	Luftgeschwindigkeit im RLT-Gerät
V1	≤ 1.6 m/s
V2	≤ 1.8 m/s
V3	≤ 2.0 m/s
V4	≤ 2.2 m/s
V5	≤ 2.5 m/s
V6	≤ 2.8 m/s
V7	≤ 3.2 m/s
V8	≤ 3.6 m/s
V9	> 3.6 m/s

Mit dieser Klasseneinteilung ist vor allem im Bereich der niedrigen Luftgeschwindigkeiten eine sinnvolle Unterscheidung einfacher zu finden.

In Deutschland bewegen sich heute die Luftgeschwindigkeiten in RLT-Geräten auf einem erfreulich geringen Niveau und liegen üblicherweise in der Klasse V6 bis V2.

Die Klassen V7 bis V9 wurden von den weiteren europäischen Mitgliedern gefordert und spielen in Deutschland keine wesentliche Rolle.

Die aufgenommene Leistung der gesamten RLT-Anlage wird durch die SFP-Klassen der EN 13779 beschrieben. Die spezifische Ventilatorleistung (Specific Fan Power) beschreibt die Leistungsaufnahme, die notwendig ist, um einen Volumenstrom von 1 m^3/s zu fördern. Sie stellt die Leistungsaufnahme (P_m) bezogen auf den Volumenstrom (q_V) dar. Die heute gültigen Klassen sind aus Tabelle 5 zu ersehen.

Tabelle 5: Klasseneinteilung der Leistungsaufnahme P_m.

Klasse	P_{SFP} W/(m³/s)
SFP 1	≤ 500
SFP 2	≤ 750
SFP 3	≤ 1.250
SFP 4	≤ 2.000
SFP 5	≤ 3.000
SFP 6	≤ 4.500
SFP 7	> 4.500

Aus der Definition ergibt sich:

$$SFP = P_m / q_V = q_V \cdot \Delta p / \eta_S / q_V$$

$$SFP = \Delta p / \eta_S$$

oder auch nach Δp umgeformt: $\Delta p = SFP \cdot \eta_S$

Nimmt man z. B. die durch die EnEV 2009 geforderte SFP-Klasse SFP 4, darf in der RLT-Anlage eine maximale Leistungsaufnahme von 2000 W/(m³/s) nicht überschritten werden.

Berechnet man nun die maximal mögliche Druckerhöhung, so ergibt sich bei einem angenommenen „schlechten“ Systemwirkungsgrad von beispielsweise 0,5 eine „erlaubte“ Druckerhöhung von:

$$\Delta p = 2000\ W/(m^3/s) \cdot 0.5 = 1000\ Pa$$

Bei einem „sehr guten“ Systemwirkungsgrad von 0,6 ergeben sich dann:

$$\Delta p = 2000\ W/(m^3/s) \cdot 0.6 = 1200\ Pa$$

Man erkennt an diesen Beziehungen, dass dem Differenzdruck in den Anlagen mindestens eine so große Bedeutung zukommt wie dem Systemwirkungsgrad der Ventilatoreinheit selbst.

Ein Schwachpunkt der SFP-Klassen liegt darin, dass bei der Klassenfestlegung die maßgeblichen Drücke in den Anlagen nicht nach Applikation selektiert werden. 1000 Pa in einer komplexen Anlage im Hygienebereich mit Schwebstofffilter sind ein kaum zu erreichender Wert, während eine einfache Abluftanlage ohne lufttechnische Komponenten üblicherweise nie mehr als ca. 400 Pa erreichen kann. Hätten beide die gleiche spezifische Leistungsaufnahme, wäre in beiden Fällen die SFP-Klasse gleich, obwohl die Güte beider Anlagen unterschiedlicher kaum sein kann.

Da in den SFP-Wert die Addition der internen und externen Widerstände eingeht, ist der Wert von beiden Anteilen gleichermaßen abhängig.

In der EN 13779 wurde das Problem durch die Einführung von zusätzlichen spezifischen Leistungszuschlägen gemindert. Für untypische Komponenten wie Schwebstofffilter, Gasfilter usw. wurden Zuschläge definiert, die in Ansatz gebracht werden können (siehe Tabelle 6).

Tabelle 6: Zusätzlich zu berücksichtigende spezifische Leistungsaufnahmen	
Komponente	zus. P_{SFP} W/(m³/s)
zusätzliche Filterstufe	+ 300
HEPA-Filter	+ 1.000
Gasfilter	+ 300
WRG-Klasse H1 bis H2	+ 300
Hochleistungskühler	+ 300

Auch für besonders effiziente WRG-Systeme gilt diese Zuschlagsregelung, um gute WRG-Systeme nicht durch eine unpassende Klassenfestlegung zu pönalisieren.

Mit dieser Zuschlagsregelung wird eine bedarfsgerechte Einteilung der Anlagen ermöglicht.

Hat beispielsweise eine RLT-Anlage eine HEPA-Filterstufe und eine besonders effiziente WRG mit der Klasse H1 nach EN 13053, wird die Anlage im Gegensatz zur „normalen“ Anlage nicht mit 2000 W/(m³/s) als Grenzwert bewertet, sondern mit 3300 W/(m³/s).

Diese Zuschlagsregelung wurde auch in der neuen EnEV 2009 berücksichtigt.

Aus diesem Grund dürfen die Gütekriterien nie isoliert betrachtet werden, sondern müssen gemeinsam beurteilt werden, um eine Aussage zur Energieeffizienz der Anlagen treffen zu können.

Fazit

WRG-Systeme können nach verschiedenen Kennzahlen bewertet werden. Es ist deshalb wichtig, dass im Vorfeld eine eindeutige Kennzahl zwischen den Marktteilnehmern vereinbart wird, die zur Beurteilung der WRG herangezogen werden kann.

Etabliert ist der Temperaturänderungsgrad oder der Enthalpieänderungsgrad der WRG. Da insbesondere der Temperaturänderungsgrad nahezu unabhängig von dem Temperaturpotenzial zwischen Außen- und Fortluft ist, kann dieser Gütegrad leicht und unmissverständlich vereinbart werden.

Wichtig ist weiterhin, die Hilfsenergien zu berücksichtigen, die ebenfalls nahezu temperaturunabhängig sind. Dies geschieht sinnvollerweise durch die Angabe der maximalen Differenzdrücke der WRG. Neu ist nun die Definition des energetischen Wirkungsgrades nach der geplanten Änderung der EN 13053, der sich aus der thermischen Rückwärmzahl und der Leistungsziffer der WRG ergibt. Mit dieser Kennzahl können nun energetisch sinnvoll die thermische Güte und die Qualität der Hilfsenergien in einer Kennzahl zusammengefasst werden. Diese Änderung soll als Amendment im Laufe des Jahres als Entwurf verabschiedet werden.

Alle Angaben sollten im Auslegungspunkt oder unter ausgeglichenen Bedingungen (Massenstromverhältnis 1:1) definiert werden. Auch dies ist im Vorfeld eindeutig zu vereinbaren. Die Umrechung der Temperaturänderungsgrade kann gemäß dem beschrieben Verfahren durchgeführt werden.

Die Leistungsziffer allein ist informativ und ergänzend sinnvoll. Sie ist nur unter sonst vergleichbaren Rahmenbedingungen aussagekräftig und ermöglicht nur dann Vergleiche unterschiedlicher Systeme und Hersteller.

Die Frage nach dem effizienten Elektroenergiebedarf von raumlufttechnischen Anlagen und Geräten darf sich nicht auf die Bewertung der Ventilatorantriebseinheit beschränken. Denn neben der Güte des Antriebsystems, beschrieben durch den Systemwirkungsgrad, spielt auch die Dimensionierung des Gesamtsystems im Hinblick auf einen niedrigen Druckabfall eine entscheidende Rolle. Nur wenn der „richtige“ und passende Volumenstrom gefördert wird und wenn die Druckverluste in der Anlage so gering wie möglich dimensioniert werden, macht es überhaupt erst Sinn, sich um einen guten Systemwirkungsgrad zu bemühen. Dabei haben sich freilaufende Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln bewährt.

Als Motoren werden zukünftig verstärkt effizientere Elektromotoren eingesetzt werden. Neben den energieoptimierten Asynchronmaschinen werden insbesondere in kleineren Leistungsklassen Permanentmagnet-Motoren Verwendung finden.

Letztlich werden zukünftig alle Anlagen stufenlos drehzahlgeregelt betrieben werden, worin erfahrungsgemäß das größte Einsparpotenzial liegt.

Mit den beiden Normen EN 13053 und EN 13779 stehen nun auch die geeigneten Werkzeuge zur Beurteilung der Energieeffizienz von RLT-Anlagen und RLT-Geräten zur Verfügung.

Insgesamt sind so in den letzten 20 Jahren wesentliche Innovationen zur Reduktion des Elektroenergieverbrauchs und der thermischen Leistungen realisiert worden. Eine Erfolgsgeschichte. ◀