

# Diplomarbeit

## **Untersuchung von Varianten der Wärmerückgewinnung unter energetischen und wirtschaftlichen Aspekten am Neubau eines Bürogebäudes mit Penthouse-Geschoss**

Vorgelegt am: 17. August 2009

Vorgelegt von: Sascha Müller  
Gartenstraße 4  
09366 Stollberg/Erzgebirge

Studienrichtung: Versorgungs- und Umwelttechnik

Seminargruppe: VU 06/1

Matrikelnummer: 40 600 94

Praxispartner: Ebert-Ingenieure GmbH & Co. KG  
Niederlassung Frankfurt  
Hanauer Landstraße 182  
60314 Frankfurt am Main

Gutachter: Prof. Dipl.-Ing. Jürgen Löffler  
(Staatliche Studienakademie Glauchau)  
Dipl.-Ing. Jürgen Schuster  
(Ebert Ingenieure GmbH & Co. KG)

## Inhaltsverzeichnis

<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS</b>	<b>III</b>
<b>TABELLENVERZEICHNIS</b>	<b>IV</b>
<b>ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS</b>	<b>V</b>
<b>0. EINLEITUNG</b>	<b>1</b>
<b>1. ZIELSTELLUNG UND AUFBAU DER ARBEIT</b>	<b>3</b>
<b>2. WÄRMERÜCKGEWINNUNG</b>	<b>4</b>
<b>2.1 Was ist Wärmerückgewinnung?</b>	<b>4</b>
<b>2.2 Einteilung der Wärmerückgewinnungssysteme</b>	<b>5</b>
2.2.1 Rekuperative Systeme, Kategorie 1	6
2.2.2 Regenerative Systeme, Kategorie 2	8
2.2.3 Regeneratoren mit drehendem/nicht drehendem Wärmeträger, Kategorie 3	9
2.2.4 Wärmepumpen, Kategorie 4	10
<b>2.3 Was ist bei der Planung zu beachten?</b>	<b>11</b>
2.3.1 VDI 2071	11
2.3.2 VDI 2067	12
2.3.3 EnEV und DIN V 18599	12
2.3.4 Bauliche Anforderungen	13
2.3.5 Hygienische Anforderungen	15
<b>3. DIE SYSTEMVARIANTEN</b>	<b>16</b>
<b>3.1 Teilklimaanlage mit Sorptionsrotor</b>	<b>17</b>
3.1.1 Berechnung von Nutz- und Hilfsenergiebedarf	18
3.1.1.1 Grundlagen	18
3.1.1.2 Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte	19
3.1.1.3 Nutzenergiebedarf Luftförderung	20
3.1.1.4 Hilfsenergiebedarf Wärmerückgewinnung	21
3.1.2 Ergebnisse der Berechnung	22
<b>3.2 Teilklimaanlage mit Kreislaufverbund-Wärmerückgewinner</b>	<b>23</b>
3.2.1 Berechnung von Nutz- und Hilfsenergiebedarf	25
3.2.1.1 Grundlagen	26
3.2.1.2 Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte	26
3.2.1.3 Nutzenergiebedarf Luftförderung	28
3.2.1.4 Hilfsenergiebedarf Wärmerückgewinnung	28

3.2.2	Ergebnisse der Berechnung	29
<b>3.3</b>	<b>Teilklimaanlage mit Plattenwärmerückgewinner</b>	<b>30</b>
3.3.1	Berechnung von Nutz- und Hilfsenergiebedarf	32
3.3.1.1	Grundlagen	33
3.3.1.2	Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte	33
3.3.1.3	Nutzenergiebedarf Luftförderung	34
3.3.1.4	Hilfsenergiebedarf Wärmerückgewinnung	35
3.3.2	Ergebnisse der Berechnung	35
<b>4.</b>	<b>GEGENÜBERSTELLUNG DER VARIANTEN</b>	<b>36</b>
<b>4.1</b>	<b>Technische Merkmale</b>	<b>36</b>
4.1.1	Geräteinterner Druckverlust	36
4.1.2	Geräteabmessungen und Wartungsflächen	38
4.1.3	Weitere Merkmale	39
<b>4.2</b>	<b>Energiebedarf und Wirtschaftlichkeit</b>	<b>40</b>
4.2.1	Energiebedarf	41
4.2.1.1	Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte	41
4.2.1.2	Nutzenergiebedarf für Luftförderung und Hilfsenergiebedarf	42
4.2.2	Betriebskosten	43
4.2.3	Wirtschaftlichkeitsberechnung nach VDI 2067-1	45
4.2.3.1	Eingangsparameter, Grundlagen	45
4.2.3.2	Berechnungsablauf	46
4.2.3.3	Berechnungsergebnisse	47
<b>4.3</b>	<b>Berechnung der CO<sub>2</sub>-Emissionen</b>	<b>48</b>
<b>5.</b>	<b>SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK</b>	<b>50</b>
<b>6.</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS</b>	<b>51</b>
<b>7.</b>	<b>ANHANGSVERZEICHNIS UND ANHANG</b>	<b>54</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Anlagenaufbau zur Wärmerückgewinnung	2
Abbildung 2: Bezeichnungen am Wärmerückgewinnungssystem	4
Abbildung 3: Kreuzstromprinzip	6
Abbildung 4: Gegenstromprinzip	6
Abbildung 5: Sorptionsrotor, Winterfall	17
Abbildung 6: Sorptionsrotor, Sommerfall	17
Abbildung 7: Anlagenaufbau zur Wärmerückgewinnung	24
Abbildung 8: indirekte Wärmeeinbindung in KVS-Systeme, schematisch	24
Abbildung 9: KVS-System, Winterfall	25
Abbildung 10: KVS-System, Sommerfall	25
Abbildung 11: KVS mit Einbindung, Winterfall	25
Abbildung 12: KVS mit Einbindung, Sommerfall	25
Abbildung 13: Plattenwärmeübertrager mit gewellten Platten, Skizze	31
Abbildung 14: Ausschnittsfotografie der gewellten Platten	31
Abbildung 15: Platten-WRG, Winterfall	32
Abbildung 16: Platten-WRG, Sommerfall	32
Abbildung 17: interner Druckverlust $\Delta p_{ZUL,int}$	37
Abbildung 18: interner Druckverlust $\Delta p_{ABL,int}$	37
Abbildung 19: Länge der Geräte laut Hersteller	39
Abbildung 20: Mindestwartungsflächen	39
Abbildung 21: Nutzenergiebedarf Wärme	42
Abbildung 22: Nutzenergiebedarf Kälte	42
Abbildung 23: Nutzenergiebedarf Luftförderung	43
Abbildung 24: Hilfsenergiebedarf WRG	43

## **Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Gegenüberstellung technischer Merkmale der Systemvarianten	40
Tabelle 2: Jahresgesamtkosten für Strom	44
Tabelle 3: Jahresgesamtkosten für Fernwärme	44
Tabelle 4: Zusammenstellung der Berechnungsergebnisse der Systemvarianten	47
Tabelle 5: CO <sub>2</sub> -Äquivalente nach Systemvarianten und Energieform	49

## **Abkürzungsverzeichnis**

COP	Coefficient of performance
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
EnEV	Energieeinsparverordnung
KVS	Kreislaufverbundsystem
VDI	Verein deutscher Ingenieure e.V.
vgl.	vergleiche
WRG	Wärmerückgewinnung/Wärmerückgewinner

## **0. Einleitung**

Bei der Planung und Erstellung von gebäudetechnischen Anlagen wird heutzutage größter Wert auf die Energieeffizienz gelegt, um den CO<sub>2</sub>-Ausstoß zu verringern und damit die Umwelt - insbesondere die Atmosphäre – zu entlasten. Dazu soll vor allem der Einsatz von Primärenergie minimiert werden. Diese Zielstellung wurde auch von politischer Seite auf nationaler und internationaler Ebene formuliert. Diesbezüglich erließ die deutsche Bundesregierung die Energieeinsparverordnung, deren Novelle am 01. Oktober 2009 in Kraft tritt. Die Neuerungen dieser Verordnung wurden in der Studienarbeit, welche dieser Diplomarbeit vorangestellt war, ausführlich erörtert. Zu den Maßnahmen, welche von dieser Verordnung gefordert werden, gehört auch die Wärmerückgewinnung in raumluftechnischen Anlagen zur Konditionierung von Nichtwohngebäuden.

Da viele Gebäude dieses Typs Bürogebäude, belegt mit einer hohen Personendichte, sind, ist es notwendig eine gesundheitlich und hygienisch einwandfreie Luftqualität am Arbeitsplatz zu gewährleisten, um die Leistungsfähigkeit der Mitarbeiter zu erhalten. Dazu ist eine einfache Fensterlüftung nicht ausreichend, da ohne entsprechende thermodynamische Behandlung der Außenluft keine behaglichen Raumzustände erreicht werden können. Die Konditionierung der Zuluft nimmt jedoch einen entscheidenden Teil des Energieverbrauchs eines Bürogebäudes ein. (vgl. KLI) Um also den Einsatz von Primärenergie zu reduzieren, muss versucht werden, die eingebrachte Energie mehrfach zu nutzen.

Wärmerückgewinnung ist eine Maßnahme zur Mehrfachnutzung der Enthalpie der ein Gebäude verlassenden Massenströme. (vgl. VDI 2071) Die Enthalpie beschreibt dabei den Energieinhalt des thermodynamischen Systems (vgl. SCHENK), das heißt im Fall der Raumluftechnik den Energieinhalt der Luft. Bei einem Wärmerückgewinnungssystem wird der Energieinhalt der Abluft genutzt und der noch zu konditionierenden Außenluft zugeführt, um den notwendigen Energieeinsatz für die thermodynamische Luftaufbereitung zu minimieren. Die einmal zugeführte Energie soll sich also möglichst in einem Kreislauf zwischen Raumluf, Abluft und frischer Außenluft befinden, wie in Abbildung 1 dargestellt.

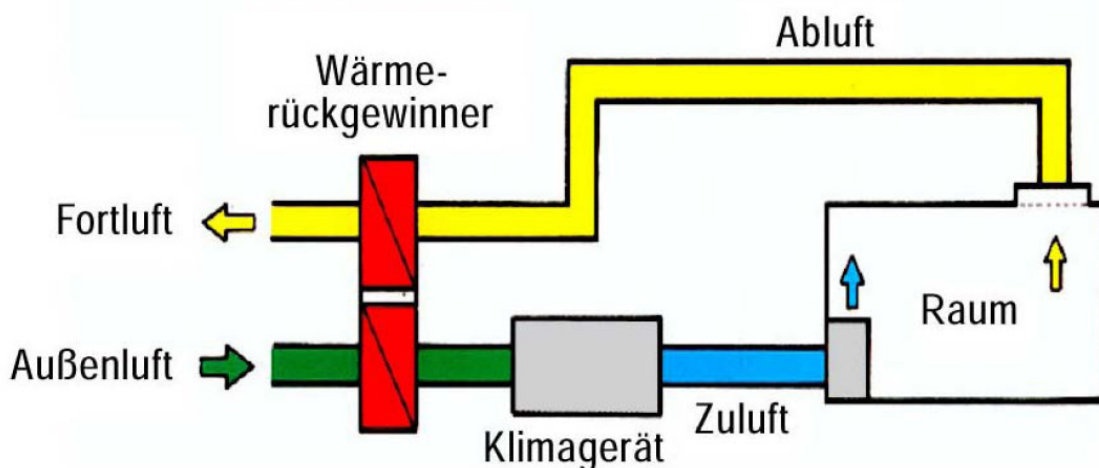


Abbildung 1: Anlagenaufbau zur Wärmerückgewinnung

Quelle: [http://www.tu-berlin.de/fileadmin/fg111/studium-lehre/gebaeudetechnik/skripte/HT\\_und\\_RT\\_I/RT\\_I/WarmeruckgewinnunginRLT-Anlagen\\_ClaudiaKandzia.pdf](http://www.tu-berlin.de/fileadmin/fg111/studium-lehre/gebaeudetechnik/skripte/HT_und_RT_I/RT_I/WarmeruckgewinnunginRLT-Anlagen_ClaudiaKandzia.pdf)

In VDI 2071 wird vielfach die Bezeichnung Wärmeaustauscher verwendet. Auf diesen Begriff soll im Folgenden verzichtet werden, da kein Austausch erfolgt, sondern eine Wärmeübertragung. Lediglich bei der Verwendung von Bezeichnungen aus der VDI 2071, wie zum Beispiel den Kategoriebezeichnungen, wird dieser Begriff genutzt werden. Alle weiteren Begriffe werden in Anlehnung an die aktuellen DIN-Normen, insbesondere die DIN EN 13779 und die DIN V 18599 verwendet.

Als Grundlage für die Betrachtungen werden die Auslegungen des Geräteherstellers verwendet. Es werden durchgängig Geräte des Fabrikats Fläkt Woods behandelt. Damit sollen herstellereinspezifische Unterschiede und Besonderheiten der raumluftechnischen Geräte ausgeschlossen werden, die zu einer Verfälschung der Betrachtungen führen könnten.



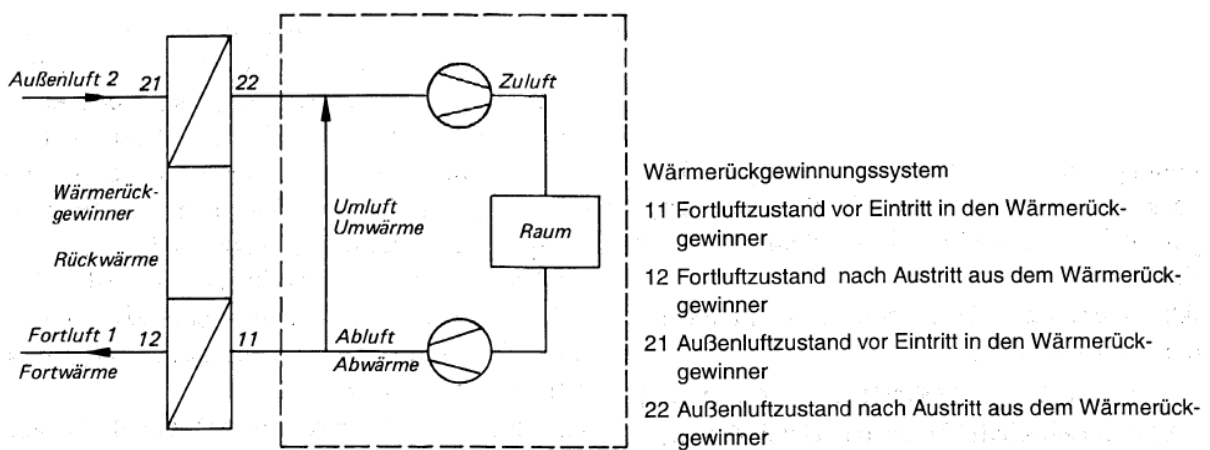
## **1. Zielstellung und Aufbau der Arbeit**

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, die in der Studienarbeit durchgeführten Betrachtungen zum Energiebedarf einer Teilklimaanlage in einem Bürogebäude fortzusetzen und verschiedene Varianten der Wärmerückgewinnung gegenüberzustellen. Dazu sollen äquivalent der in der Studienarbeit erfolgten Berechnung zum Nutzenergiebedarf einer raumluftechnischen Anlage mit Sorptionsrotor Berechnungen für weitere Wärmerückgewinnungssysteme durchgeführt werden. Diese Betrachtungen werden sich über den Nutzenergiebedarf hinaus auch mit dem Energiebedarf für Luftförderung und Antrieb der Wärmerückgewinnungssysteme befassen. Daraus abgeleitet wird ein Variantenvergleich, welcher einerseits die wirtschaftlich sinnvollste Lösung herausstellen soll. Andererseits wird auch der Aspekt der CO<sub>2</sub>-Einsparung eine besondere Rolle spielen, da bei dem hier behandelten Objekt besonderer Wert auf ökologische Gesichtspunkte gelegt wird.

## 2. Wärmerückgewinnung

### 2.1 Was ist Wärmerückgewinnung?

Aus VDI 2071: Wärmerückgewinnung in Raumluftechnischen Anlagen geht hervor, dass Wärmerückgewinnung eine Maßnahme zur Mehrfachnutzung der Enthalpie der ein Gebäude verlassenden Massenströme ist. Diese Definition ist allgemeingültig für alle Prozesse deren Abwärme genutzt wird, wird allerdings in dieser Richtlinie nur auf raumluftechnische Prozesse bezogen. Umluftbetrieb ist keine Wärmerückgewinnungsmaßnahme im Sinne der Norm, da keine „wärmeaustauschenden Apparate“ zum Einsatz kommen. [VDI 2071] Eine Übersicht der bei Wärmerückgewinnungssystemen üblichen Begriffe und Bezeichnungen zeigt Abbildung 2 nach VDI 2071.



**Abbildung 2: Bezeichnungen am Wärmerückgewinnungssystem**

Quelle: VDI 2071: 1997-12, **Wärmerückgewinnung in Raumluftechnischen Anlagen**

Aus Abbildung 2 ergibt sich auch die Formel zur Berechnung der Rückwärmzahlen. Sie wird aus dem Verhältnis von tatsächlich übertragener Wärme zu maximal übertragbarer Wärme gebildet und ergibt sich für die Außenluftseite folgendermaßen:

$$\Phi_2 = \frac{\dot{Q}_{\dot{U}2}}{\dot{Q}_{\max 2}} = \frac{\dot{m}_2 * c_2 * (t_{22} - t_{21})}{\dot{m}_2 * c_2 * (t_{11} - t_{21})} \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Nach Vereinfachen ergibt sich also das Verhältnis der Temperaturdifferenzen:

$$\Phi_2 = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Um Vergleiche zwischen verschiedenen Wärmerückgewinnungssystemen anzustellen, ist es notwendig bestimmte Randbedingungen festzulegen und eine

Nennrückwärmzahl  $\Phi_N$  einzuführen. Dazu wird grundsätzlich die Rückwärmzahl  $\Phi_2$  des Außenluftvolumenstromes betrachtet, da diese von hauptsächlichem Interesse ist. Um Abweichungen zu vermeiden, sollen der Außenluft- und der Abluftvolumenstrom für Messzwecke gleich groß sein. Weiterhin wird festgelegt, dass der Wärmerückgewinnungsprozess ohne Kondensation stattfindet. Da die Wärmeübertragung von der Geschwindigkeit der Luft an der Oberfläche abhängt, soll die mittlere frontale Anströmgeschwindigkeit am zu betrachtenden Wärmerückgewinner  $2,5 \frac{m}{s}$  betragen. Um eine endgültige Aussage über die Güte des Wärmeübertragungsprozesses treffen zu können, ist die Angabe des außenluftseitigen Druckverlustes wichtig, worauf in Punkt 2.3 noch näher eingegangen wird.

Je nach Art des Wärmerückgewinnungssystems können auch noch die Rückfeuchtzahl  $\Psi_2$  und der „Enthalpie-Änderungsgrad  $\Theta_2$ “ [JÜTT] ermittelt werden. Diese werden äquivalent zur Berechnung der Rückwärmzahl  $\Phi_2$  aus den Differenzen der absoluten Luftfeuchtigkeitsgehalte beziehungsweise der Enthalpien

$$\text{gebildet: } \Psi_2 = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}}; \Theta_2 = \frac{h_{22} - h_{21}}{h_{11} - h_{21}}. \quad (\text{Gl. 2.3; 2.4})$$

## 2.2 Einteilung der Wärmerückgewinnungssysteme

Wärmerückgewinnungssysteme werden hinsichtlich ihrer Bauart sowie der Art und Weise der Wärmeübertragung unterschieden und sind nach VDI 2071 in 4 Kategorien einzuordnen:

- 1 Rekuperative Systeme,
- 2 Regenerative Systeme,
- 3 Regeneratoren mit drehendem/nicht drehendem Wärmeträger,
- 4 Wärmepumpen.

Die einzelnen Kategorien differieren hauptsächlich in 3 wichtigen Punkten:

- Notwendigkeit der Zusammenführung der Luftvolumenströme,
- Feuchte- beziehungsweise Stoffübertragung zwischen den Luftströmen,
- Einfrieren auf der Fortluftseite bei Außentemperaturen unter 0°C.

## 2.2.1 Rekuperative Systeme, Kategorie 1

So genannte Rekuperatoren sind Wärmerückgewinnungssysteme mit festen Trennflächen zwischen den Luftvolumenströmen. Sie zeichnen sich durch eine direkte Wärmeübertragung von einem Luftstrom auf den anderen über die Trennflächen aus. Dazu ist die Zusammenführung von Außen- und Abluftstrom im raumluftechnischen Gerät notwendig.

Kategorie 1.1 nach VDI 2071 umfasst die so genannten Plattenwärmeaustauscher, bei denen mehrere einzelne Platten als Trennflächen zwischen den Luftströmen zum Einsatz kommen. Die Luftführung kann dabei in verschiedenen Varianten erfolgen. Die Lösung mit der niedrigsten Rückwärmzahl ist die Schaltung im Gleichstrom, welche auf Grund des vergleichsweise geringen Rückgewinns nicht mehr zum Einsatz kommt. Einen höheren Gütegrad erreicht hingegen die Betriebsweise im Kreuzstrom, dargestellt in Abbildung 3. Hierbei sind Rückwärmzahlen von bis zu 80 % möglich. Eine weitere Möglichkeit ist die Führung der Luftvolumenströme im Gegenstrom. Bei diesem Prinzip werden die Außen- und die Abluft, wie in Abbildung 4 zu sehen, parallel nebeneinander in gegensätzlicher Strömungsrichtung geführt. Dadurch wird der höchste Grad der Wärmerückgewinnung bei Plattenwärmeübertragern von teilweise bis zu 99 Prozent [PAUL] realisiert.

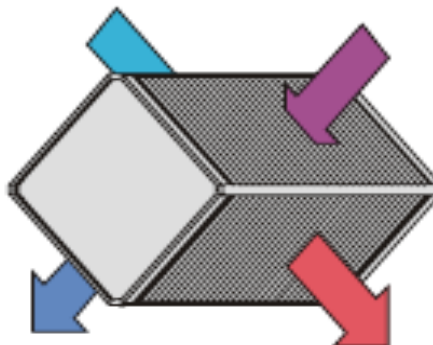


Abbildung 3: Kreuzstromprinzip

Quelle: [http://www.klingenburg.de/de/pdf/PWT\\_K01D.pdf](http://www.klingenburg.de/de/pdf/PWT_K01D.pdf)

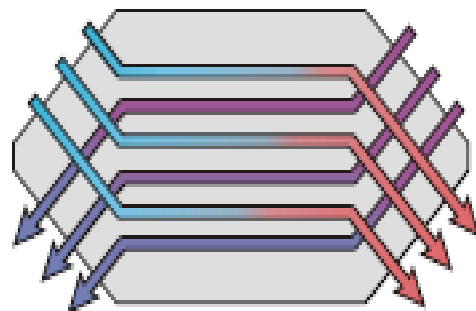


Abbildung 4: Gegenstromprinzip

Quelle: [http://www.klingenburg.de/de/pdf/PWT\\_K01D.pdf](http://www.klingenburg.de/de/pdf/PWT_K01D.pdf)

Durch die Trennung der beiden Luftströme ist keine Feuchterückgewinnung möglich, das heißt, es tritt eine reine Temperatur-Änderung in der Außenluft auf. Es ist allerdings das Auftreten von Kondensation auf der Fortluftseite im Falle niedriger Außentemperaturen möglich. Die bei der Kondensation des in der Abluft befindlichen Wasserdampfes frei werdende latente Wärme oder auch Verdampfungswärme kann

zusätzlich zur sensiblen Wärme übertragen werden. Damit kann eine Erhöhung der Rückwärmzahl erzielt werden.

Nach VDI 2071 ist der Einsatz solcher Systeme nur eingeschränkt möglich, da bauartbedingt Leckagen möglich sind und es daher zur Stoffübertragung zwischen Ab- und Außenluft kommen kann. Einerseits bestehen durch die Zusammenfügung der einzelnen Platten minimale Undichtigkeiten. (vgl. JÜTT) Andererseits können die dünnen Trennflächen leicht beschädigt werden, sodass eine Vermischung von Abluft und Außenluft zu Stande kommt. Der Einsatz von Plattenwärmeübertragern ist daher nicht möglich für Gebäudenutzungen, bei denen eine Übertragung generell ausgeschlossen werden muss, zum Beispiel bei Operationsräumen in Krankenhäusern.

Eine weitere Schwierigkeit besteht bei stark belasteter Abluft. Da ein möglichst geringer Abstand zwischen den Trennflächen nötig ist, um eine große Übertragerfläche zu erzielen, kann ein Plattenwärmeübertrager schnell verschmutzen, da sich Verunreinigungen aus der Abluft, wie zum Beispiel Staub oder Fasern, leicht absetzen können. Dabei stellt sich eine weitere Problematik heraus, welche die Reinigung des Übertragers betrifft. Bedingt durch die geringen Abstände ist diese nur mit erhöhtem Aufwand möglich. Je länger der Strömungsweg innerhalb des Plattenwärmeübertragers wird, desto schwieriger wird die Reinigung, was sich besonders an Gegenstromwärmeübertragern zeigt. Zum Schutz der Systeme und zur Vermeidung von Problemen bei der Reinigung kommen allerdings auf Außen- und Fortluftseite Filter zum Einsatz, sodass ein Verschmutzen des Übertragers vermieden wird.

Um eine leichtere Reinigung zu ermöglichen, können auch Wärmerückgewinner der Kategorie 1.2 nach VDI 2071 zum Einsatz kommen. Die Kategorie 1.2 beinhaltet die Röhrenwärmeaustauscher, bei denen einer der beiden Luftströme durch Rohre geführt wird, die von dem jeweils anderen Luftstrom vertikal umspült werden. In der Regel sollte der Abluftvolumenstrom die Röhren umspülen. Die dabei entstehenden Strömungsverhältnisse erschweren die Ablagerung von Verschmutzungen, sodass ein Vorteil gegenüber Plattenwärmeübertragern besteht, wenn stark belastete Abluft vorhanden ist. (vgl. JÜTT) Da jedoch die Übertragungsfläche gegenüber den Plattenwärmeübertragern geringer ist, werden auch nur geringere Rückwärmzahlen bis 50 Prozent erreicht, sodass die Wirtschaftlichkeit des Einsatzes zwingend geprüft werden muss.

Ein entscheidender Vorteil aller Rekuperatoren liegt in der Einfachheit ihres Aufbaus begründet. Da sie keine beweglichen Teile besitzen, sind Rekuperatoren sehr robust und zuverlässig und benötigen keine Hilfsenergie, um betrieben zu werden.

### **2.2.2 Regenerative Systeme, Kategorie 2**

Bei den regenerativen Systemen kann man wiederum zwei Untergruppen unterscheiden. Zum einen gibt es die so genannten Kreislaufverbundsysteme in der Kategorie 2.1. Bei diesen Geräten ist die Trennung der beiden Medienströme möglich, da in jedem Luftstrom ein Wärmeübertrager installiert wird. Die Übertrager in Außen- und Abluft werden durch Rohre verbunden. In diesen Rohrleitungen zirkuliert als Wärmeträger Wasser, welches je nach Anwendung mit Frostschutzmittel versetzt wird. Zum Betrieb ist eine Pumpe notwendig, die Hilfsenergie in Form von elektrischem Strom benötigt. Der besondere Vorteil dieser Systeme liegt darin, dass ein Stoffaustausch zwischen Außen- und Abluft vollkommen ausgeschlossen werden kann, da beide Geräte getrennt aufgestellt werden können. Diese Möglichkeit kann auch bei beengten Platzverhältnissen im Aufstellbereich der raumluftechnischen Anlage von Vorteil sein. Durch die Reihenschaltung mehrerer Wärmeübertrager in beiden Luftströmen sind Rückwärmzahlen bis zu 80 Prozent möglich. [IHKS] Wie schon bei den Plattenwärmerückgewinnern ist keine Übertragung von Feuchte möglich. Die bei Kondensation auftretende latente Wärme kann ebenso genutzt werden. Durch die Einbindung von Heizung und Kühlung in den Wärmeträgerkreislauf zwischen den Wärmeübertragern können in bestimmten Fällen Kühler und Erhitzer in der raumluftechnischen Anlage eingespart werden. Dadurch wird die Größe des Gerätes reduziert und der zusätzliche luftseitige Druckverlust der Register eingespart.

Ein weiteres regenerativ arbeitendes System sind die Wärmerohre, zusammengefasst in Kategorie 2.2. Wärmerohre sind evakuierte Röhren, die Kältemittel als Wärmeträger enthalten. Dieses Kältemittel verdampft in einem Luftstrom unter Aufnahme von Wärme über die Rohrwand und kondensiert im anderen Luftstrom unter Abgabe der Verdampfungswärme über die Rohrwand an die Luft. Das Kältemittelkondensat wird dann entweder nur über die Schwerkraft zurückgeführt oder es gibt noch zusätzliche Einbauten innerhalb des Wärmerohres, wie zum Beispiel Rillen oder Gazegewebe. (vgl. VDI 2071) So werden

Rückwärmzahlen bis 80 Prozent möglich. Es kann Wärme und Kälte zurück gewonnen werden. Allerdings müssen bei diesem Wärmerückgewinner wiederum die Luftströme zusammengeführt werden. Vorteile des Systems sind die Vermeidung von Stoffaustausch und die Einsparung von Hilfsenergie.

### **2.2.3 Regeneratoren mit drehendem/nicht drehendem Wärmeträger, Kategorie 3**

Wie schon an der Kategoriebezeichnung deutlich wird, lässt sich auch diese Gruppe in Unterkategorien einteilen. Man unterscheidet also in Rotoren, Kapillargebläse und Umschalt Speicher. Die Gemeinsamkeit der Systeme besteht darin, dass die Wärme beziehungsweise auch Feuchte aus einem Luftstrom von der Speichermasse aufgenommen und zeitlich versetzt an den anderen Luftstrom abgegeben wird. (vgl. VDI 2071) Dazu ist eine Zusammenführung der Luftströme unerlässlich und es kann zu einer Übertragung von Abluft in den Außenluftstrom kommen. Daher ist der Einsatz nur in Gebäuden zulässig, in denen kein Umluftverbot gilt und keine Schädigungen durch diese Abluftrückführung auftreten können.

In Kategorie 3.1 werden die Rotoren zusammengefasst. Man unterscheidet dabei Rotoren mit Sorption und ohne Sorption. Bei beiden Systemen ist die Rückführung von Feuchte möglich, sie wird jedoch nur bei den hygroskopisch beschichteten Sorptionsrotoren besonders beachtet, da bei den nicht hygroskopischen Rotoren die Rückführung nur im Falle von Kondensation im Abluftstrom erfolgt. Mit Rotoren lassen sich Rückwärmzahlen bis 80 Prozent erreichen. Die Rückfeuchtzahl bei hygroskopischer Beschichtung liegt bei 70 Prozent. Für den Betrieb sind zusätzliche Antriebe in Form von elektrischen Motoren notwendig. Deren Leistungsaufnahme ist jedoch als gering zu bewerten, da Rotationswärmerückgewinner mit Drehzahlen bis maximal 20 Umdrehungen pro Minute arbeiten. Dadurch kommen Motorleistungen von 200 Watt bei Rotoren von etwa 2 Metern Durchmesser zu Stande. (vgl. JÜTT)

Bei geringen Anforderungen an die Zuluft besteht die Möglichkeit Kapillargebläse nach Kategorie 3.2 einzusetzen. Diese Geräte fördern über ein Laufrad aus Schaumstoff sowohl Außen- als auch Abluft. Da der eingesetzte Schaumstoff offenporig sein muss, um die Luftförderung zu realisieren, kann Stoffübertragung zwischen den Luftströmen nicht vermieden werden. Dementsprechend ist der Einsatz nur dort möglich, wo auch Umluftbetrieb zulässig wäre. Der besondere

Vorteil der Technologie liegt in der Einsparung weiterer Ventilatoren auf Zu- und Abluftseite. Die erreichbaren Rückwärmzahlen nach VDI 2071 liegen allerdings bei lediglich 40 Prozent, was vergleichsweise gering ist. Nach Herstellerangaben sind 48 Prozent möglich. (vgl. FRIV) Des Weiteren ist eine Regelung der Wärmerückgewinnung nicht möglich, (vgl. VDI 2071) da das Kapillargebläse zum Betrieb der raumlufttechnischen Anlage unbedingt notwendig ist.

Bei den Umschaltsspeichern nach Kategorie 3.3 der VDI 2071 besteht ebenfalls das Problem der Abluftbeimischung, da die Luftströme abwechselnd durch zwei Speicherpakete geführt werden. Über eine Klappensteuerung wird ein Speicherpaket geladen, während das andere entladen wird. Nach einem bestimmten Zeitintervall erfolgt die Umschaltung über motorisch betriebene Klappen. Dabei bleibt jedoch Abluft im Speicherpaket zurück, die nun vom Außenluftstrom aufgenommen wird. Durch die Veränderung der Umschaltzeiten ist eine Regelung der Wärmerückgewinnung möglich. Mit Hilfe einer hygroskopischen Beschichtung der Speicherpakete ähnlich der eines Sorptionsrotors lässt sich auch Feuchte zurück gewinnen. Es sind Rückwärmzahlen von bis zu 90 Prozent und Rückfeuchtzahlen von bis zu 70 Prozent möglich. Zum Umschalten der Klappen mittels motorischer Antriebe ist eine vergleichbar kleine elektrische Leistung notwendig.

#### **2.2.4 Wärmepumpen, Kategorie 4**

In einer eigenen Kategorie zusammengefasst wurden die Wärmepumpen, da sich diese in ihrer Betriebsweise gravierend von den anderen Systemen unterscheiden. Die Wärmepumpe entnimmt einem Luftstrom Wärme und erhöht das Temperaturniveau mittels Zufuhr von Antriebsenergie über einen Verdichter. Die Wärme wird dann an den anderen Luftstrom abgegeben. Durch die Energiezufuhr zur Erhöhung des Temperaturniveaus innerhalb der Wärmepumpe ist es möglich weitere Geräte wie Erhitzer oder Kühler einzusparen. Allerdings ist der erhöhte Hilfsenergiebedarf gegenüber anderen Wärmerückgewinnungssystemen ebenso zu beachten wie die vergleichsweise hohen Investitionskosten. Da die Luftströme nicht zusammengeführt werden müssen, kann eine Vermischung von Außen- und Abluft vermieden werden. Allerdings kann auch keine Feuchte übertragen werden.

Die VDI 2071 gibt für Wärmepumpen Rückwärmzahlen größer 100 Prozent an. Da sich diese Geräte stark von den konventionellen Wärmerückgewinnungssystemen



abheben, ist eine andere Bewertung notwendig. Sie erfolgt mittels der Leistungszahl COP, welche das Verhältnis „der Heizleistung zur effektiven Leistungsaufnahme einer Wärmepumpe“ [DIN V 18599] beschreibt.

Auf Grund der gravierenden Unterschiede soll die Wärmepumpentechnologie auch bei dem folgenden Vergleich der Wärmerückgewinnungssysteme außen vor gelassen werden und kein Bestandteil der Betrachtungen sein.

### **2.3 Was ist bei der Planung zu beachten?**

Bei der Projektierung von raumluftechnischen Anlagen ist es notwendig verschiedene Richtlinien einzuhalten, um einen möglichst fehlerfreien Betrieb der Anlagen zu gewährleisten und eine Schädigung der im Gebäude befindlichen Personen und Güter auszuschließen. Weiterhin besteht die Forderung nach einem energiesparenden und umweltbewussten Betrieb der Anlagen. In Bezug auf die Wärmerückgewinnungssysteme, die in raumluftechnischen Anlagen installiert werden, bedeutet das besondere Überlegungen bei der Auswahl des Systems und dessen Betrieb.

#### **2.3.1 VDI 2071**

Die Grundlagen zur Planung von Wärmerückgewinnungssystemen bietet die VDI 2071: Wärmerückgewinnung in Raumluftechnischen Anlagen. Wie in den vorhergehenden Abschnitten dargestellt, werden in dieser Norm die verschiedenen Systeme zur Wärmerückgewinnung vorgestellt. Weiterhin werden die wichtigsten Begriffe und Betriebsparameter definiert. Bewertet wird von dieser Richtlinie weiterhin das Risiko der Schadstoffübertragung im Wärmerückgewinnungssystem. Daraus lassen sich die Einsatzmöglichkeiten der verschiedenen Wärmerückgewinner ableiten. So wird man zum Beispiel in einem Krankenhaus vermeiden wollen, dass in der Abluft befindliche Keime auf die Außen- beziehungsweise Zuluft übertragen werden. Daher werden in den meisten Fällen Kreislaufverbundsysteme eingesetzt, da diese eine vollkommene Trennung von Außen- und Abluftstrom ermöglichen und selbst im Fall eines Defektes keine Übertragung möglich ist.

Zuletzt wird in der Norm auf die notwendige Bewertung der Wirtschaftlichkeit bei der Auswahl eines solchen Systems verwiesen und ein Berechnungsbeispiel vorgestellt.

### **2.3.2 VDI 2067**

Die Berechnung des in VDI 2071 dargestellten Beispiels erfolgt an Hand VDI 2067: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen. Da durch verschiedene Wärmerückgewinnungssysteme unterschiedlich hohe Investitionskosten für die raumluftechnische Anlage entstehen, ist es notwendig, die Systeme miteinander zu vergleichen. Nicht immer muss die Systemvariante mit der höchsten Rückwärmzahl die beste Lösung sein. Da eine Anlage ohne Wärmerückgewinnung nach Energieeinsparverordnung und DIN EN 13779 nicht zulässig ist, wird kein Vergleich dieser Form durchgeführt. Allerdings ist das Energieeinsparpotential von Wärmerückgewinnungssystemen so hoch, dass dieser Vergleich auch nicht sinnvoll wäre.

Eine Vergleichsrechnung für drei verschiedene Wärmerückgewinnungsvarianten wird im Laufe dieser Arbeit erstellt und erläutert.

### **2.3.3 EnEV und DIN V 18599**

Zur Durchführung des Vergleichs nach VDI 2067 ist zuerst die Ermittlung der Investitionskosten notwendig. Des Weiteren spielen die verbrauchsgebundenen Kosten eine besondere Rolle innerhalb der Betrachtungen, da gerade hier das größtmögliche Einsparpotential besteht. Um die Betriebskosten ermitteln zu können, ist es notwendig, den zum Betrieb der raumluftechnischen Anlage erforderlichen Energiebedarf zu berechnen. Diese Berechnung erfolgt für die verschiedenen von einer Anlage aufgenommenen Energieformen nach DIN V 18599: Energetische Bewertung von Gebäuden.

Diese Berechnung ermöglicht weiterhin die Ermittlung des Jahres-Primärenergiebedarfs, welcher eine Vorgabe nach Energieeinsparverordnung ist. Dazu ist ein Vergleich mit dem in der Verordnung dargestellten Referenzgebäude notwendig. Die für dieses Referenzgebäude beschriebene raumluftechnische Anlage beinhaltet nach Energieeinsparverordnung 2007 ein Wärmerückgewinnungssystem mit einer Rückwärmzahl  $\Phi_2 = 0,45$ . Wie in der dieser Arbeit vorangestellten Studienarbeit dargestellt, ist eine Änderung der Energieeinsparverordnung verabschiedet worden, welche zum 1. Oktober 2009 in

Kraft treten wird. Diese neue Energieeinsparverordnung definiert für das Wärmerückgewinnungssystem des Referenzgebäudes eine Rückwärmzahl von  $\Phi_2 = 0,60$ .

Die nach DIN V 18599 durchzuführenden Berechnungen werden in dieser Arbeit zusammenfassend dargestellt, da schon in der Studienarbeit eine umfassende Beschreibung der notwendigen Berechnungsschritte erfolgte.

#### **2.3.4 Bauliche Anforderungen**

Wie für alle anderen Komponenten in raumluftechnischen Geräten sind auch für Wärmerückgewinner technische Anforderungen zu erfüllen, die zur Sicherung eines einwandfreien Betriebs dienen. Besonderer Wert wird dabei auf die durch den Wärmerückgewinner auftretenden zusätzlichen luftseitigen Druckverluste gelegt. Diese Druckverluste bedeuten einen höheren Energiebedarf für die Luftförderung und können im Extremfall zur Unwirtschaftlichkeit des Wärmerückgewinners führen, da die Einsparungen bei Wärme und Kälte durch die erhöhte Stromaufnahme negiert werden. Eine Bewertung dieser Druckverluste erfolgt in verschiedenen Normen. In DIN EN 13053: Lüftung von Gebäuden – Zentrale raumluftechnische Geräte werden Festlegungen in Abhängigkeit des Luftvolumenstromes und der jährlichen Betriebsstundenzahl getroffen. Dabei werden explizit minimale Rückwärmzahlen mit den dafür zulässigen maximalen Druckverlusten in Verbindung gebracht. Es erfolgt eine Einordnung der Wärmerückgewinner in die Klassen H1 bis H5, wobei H3 als Standardwert anzunehmen ist. Die Einhaltung dieser Klassen fordert auch VDI 3803: Bauliche und technische Anforderungen an zentrale Raumluftechnische Geräte. Dabei besteht jedoch in dieser Richtlinie die klare Forderung, die Klasse H3 als Minimum einzuhalten. Es wird zusätzlich empfohlen die Anforderungen der Klasse H2 zu erfüllen. In Verbindung mit diesen Klassen stehen auch die Angaben nach DIN EN 13779: Lüftung von Nichtwohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlageanlagen und Raumkühlsysteme. In dieser Richtlinie wird die maximale elektrische Leistungsaufnahme der in einer raumluftechnischen Anlage befindlichen Ventilatoren kategorisiert. Da die Leistungsaufnahme eines Ventilators direkt von den zu überwindenden Druckverlusten abhängt, haben die Wärmerückgewinner Einfluss auf diese. Des Weiteren wird die Möglichkeit geboten, eine erhöhte Leistungsaufnahme zuzulassen,

wenn Wärmerückgewinner der Klassen H1 oder H2, also besonders hochwertige Systeme, zum Einsatz kommen. Daran ist wiederum der direkte Zusammenhang zwischen Rückwärmzahl, Druckverlust und Effizienz des Wärmerückgewinners zu erkennen. In DIN EN 13779 wird zusätzlich auf DIN EN 308 verwiesen.

Die DIN EN 308: Wärmeaustauscher – Prüfverfahren zur Bestimmung der Leistungskriterien von Luft/Luft- und Luft/Abgas-Wärmerückgewinnungsanlagen beschreibt die Verfahren zur Feststellung verschiedener Gütekriterien von Wärmerückgewinnern. Außerdem bildet sie die Grundlage für die Festlegung der Kategorien nach VDI 2071. Allerdings wird hier nur in drei Kategorien unterschieden, da Wärmepumpen nicht Teil dieser Norm sind. Laut der Richtlinie sind zur Bewertung von Wärmerückgewinnern folgende Angaben von Interesse:

- die Außenleckage,
- die Innenleckage,
- die Abluftübertragung,
- die Änderungsgrade für Temperatur und Feuchtegehalt,
- der Druckabfall.

Aus den bisherigen Betrachtungen geht hervor, warum die Änderungsgrade von Temperatur und Feuchtegehalt sowie der Druckabfall besonders wichtig sind.

Die Außenleckage beschreibt je nach Druckbedingungen die Möglichkeit des Austretens von Luft in die Umgebung oder aber des Eintretens von Umgebungsluft in das Gerät. Im Falle zu großer Verluste an die Umgebung besteht die Möglichkeit, dass nicht die gewünschten Luftmengen im Gebäude ankommen. Je nach Qualität der Umgebungsluft kann es durch deren Eindringen in das Gerät zu Beeinträchtigungen der Zuluftqualität kommen.

Innenleckage und Abluftübertragung spielen in Hinblick auf hygienische Gesichtspunkte eine besondere Rolle, da in beiden Fällen möglicherweise belastete Luft aus dem Abluftsystem in das Zuluftsystem dringen kann. Die Innenleckage beschreibt dabei Undichtigkeiten auf Grund der Fertigung. Abluftübertragung tritt nur bei Wärmerückgewinnungssystemen der Kategorie 3 auf, da hier ein ständiger Wechsel des Wärme speichernden Mediums zwischen Zu- und Abluftseite technisch notwendig ist, wie unter Punkt 2.2.3 beschrieben. Diese Problematik führt zu einer weiteren wichtigen Richtlinie auf dem Gebiet der Raumluftechnik, der VDI 6022.

### **2.3.5 Hygienische Anforderungen**

In VDI 6022: Hygiene-Anforderungen an Raumluftechnische Anlagen und Geräte wird speziell auf die Übertragung von Abluft in den Außenluftstrom eingegangen. So sind Wärmerückgewinnungssysteme, bei denen die Gefahr einer Übertragung nicht auszuschließen ist, nur dann zu installieren, wenn die Verwendung von Umluft aus hygienischer Sicht zulässig wäre. (vgl. VDI 6022) Dementsprechend sind Wärmerückgewinnungssysteme der Kategorie 3 in Fällen des Umluftverbotes nicht gestattet. Hinsichtlich der Innenleckage und der damit verbundenen Übertragung verweist die VDI 6022 auf die DIN EN 13779 und somit auf die oben erwähnte DIN EN 308.

Zusätzliche Anforderungen werden bezüglich der Reinigung der Systeme gestellt. Diese Anforderungen beziehen sich auf alle Wärmeübertrager in raumluftechnischen Anlagen. Demnach wird eine Oberfläche gefordert, die möglichst glatt und korrosionsfest ist. Kommen Systeme zum Einsatz, die mit Lamellen ausgestattet sind, oder auch Plattenwärmeübertrager, müssen die Abstände der Lamellen beziehungsweise Platten dem Staubgehalt der Luft angepasst sein. Um eine ständige Verschmutzung der Geräte auszuschließen, sollte außerdem vor dem Wärmeübertrager ein Filter eingesetzt werden. Eine Prüfung und Reinigung des Gerätes muss in jedem Fall ohne Einschränkungen möglich sein. Eine weitere Maßgabe wird bezüglich der Bautiefe des Gerätes getroffen. So muss diese insoweit beschränkt werden, dass eine vollständige Reinigung ermöglicht wird.

Somit sind also nicht allein wirtschaftliche Gesichtspunkte in Hinblick auf die Auslegung des Wärmerückgewinners zu beachten. Vielmehr ist eine Betrachtung verschiedener Faktoren notwendig, um eine optimale Variante zu ermitteln. Besonders deutlich wird dies am Beispiel der Bautiefe. Ein größerer Wärmerückgewinner bietet zwar eine höhere Rückwärmzahl, ist auf der anderen Seite aber auch teurer und bedeutet einen höheren Druckverlust, der sich in den Betriebskosten niederschlägt. Gleichzeitig wird die Reinigung schwieriger, was entweder eine Teilung des Gerätes erfordert und damit die Investitionskosten erhöht oder aber die Wartungskosten ansteigen lässt. Es ist also wichtig alle Parameter genau zu betrachten, um sich für eine optimale Lösung zu entscheiden.

### 3. Die Systemvarianten

Für ein neu zu errichtendes Bürogebäude in Düsseldorf soll eine Teilklimaanlage projektiert werden. Nach Wunsch des Bauherrn ist keine Befeuchtung vorzusehen. Die Entfeuchtung soll ungeregelt am Oberflächenkühler erfolgen. Der Standort der raumluftechnischen Anlage wird sich im 2. Untergeschoss des Gebäudes befinden. Die Außenluftzufuhr erfolgt über ein Ansaugbauwerk, welches in einer Ecke des Gebäudes entstehen soll. Die Fortluft wird in die im 1. Untergeschoss befindliche Tiefgarage ausgeblasen, welche ständig offen ist, sodass eine ungehinderte Abströmung erfolgen kann. Die Zuluft wird über Bodeninduktionsgeräte mit Primärluftanschluss im Fassadenbereich eingebracht, die zur Kühlung und Beheizung gleichermaßen genutzt werden. Die Abluft wird nach Überströmen aus den Bürobereichen in den zentralen Lobbybereich jeden Geschosses am Treppenhauskern über Gitterdurchlässe abgesaugt. Eine Aufsicht des Regelgeschosses mit Kanalnetz befindet sich auf der CD im Anhang. An Hand des Kanalnetzes wurde die Druckverlustberechnung mittels mh-Software durchgeführt. Es ergeben sich folgende Gesamtdruckverluste:

- $\Delta p_{AU+ZU} = 538 Pa$ ,
- $\Delta p_{AB+FO} = 123 Pa$ .

Dabei sind die je nach Aufbau des raumluftechnischen Gerätes spezifischen geräteinternen Druckverluste noch nicht berücksichtigt. Diese werden in den nachfolgenden Betrachtungen für jede Systemvariante gesondert dargestellt.

Nach Wunsch des Bauherrn sind folgende Varianten der raumluftechnischen Geräte hinsichtlich Wirtschaftlichkeit, CO<sub>2</sub>-Einsparung und technischer Parameter, wie zum Beispiel Baugröße, zu untersuchen:

- Variante 1: Teilklimaanlage mit Sorptionsrotor,
- Variante 2: Teilklimaanlage mit Kreislaufverbund-Wärmerückgewinner,
- Variante 3: Teilklimaanlage mit Plattenwärmerückgewinner.

Da die Fortluft in die Tiefgarage eingebracht werden soll, ist der Einsatz einer Wärmepumpe zur Wärmerückgewinnung nicht möglich. Die dabei auftretenden Fortlufttemperaturen würden im Winterfall zu erheblicher Frostgefahr und im Sommerfall zu unzumutbar hohen Temperaturen im Bereich der Parkflächen führen.

Im Folgenden werden die Besonderheiten der verschiedenen Varianten aufgezeigt und die Ergebnisse der zugehörigen Berechnungen dargestellt.

### 3.1 Teilklimaanlage mit Sorptionsrotor

Sorptionsrotoren gehören zur Kategorie 3 nach VDI 2071. Sie bestehen aus einer gewellten Folie, welche durch Zusammenrollen eine Wabenstruktur ergibt. Je nach Länge des Foliestreifens ergeben sich Sorptionsrotoren mit Durchmessern zwischen 0,4 und 6 Metern. Durch die Wabenstruktur des Rotors befinden sich viele kleine Kanäle im Luftstrom, die gewissermaßen parallel geschaltet sind. Dadurch werden die Einzeldruckverluste der Kanäle nicht addiert. Die Wände der Wabenstruktur sind in diesem Fall die Speichermasse für die aufgenommene Wärme. Des Weiteren zeichnen sie sich durch eine hygroskopische Beschichtung aus, welche Feuchte von einem Luftstrom zum anderen übertragen kann. Dadurch kann die Außenluft im Winter befeuchtet und im Sommer entfeuchtet werden, während gleichzeitig die Außenluft erhitzt beziehungsweise gekühlt wird. Zur Veranschaulichung sind in den folgenden Abbildungen die Prozesse im Winter- und Sommerfall im Mollier-h,x-Diagramm dargestellt.

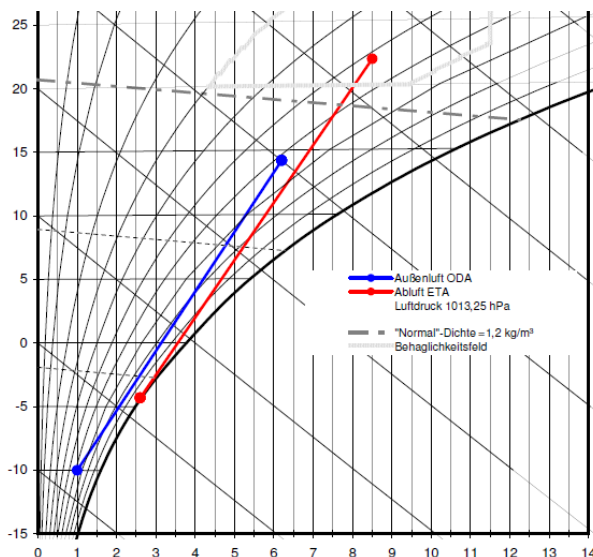


Abbildung 5: Sorptionsrotor, Winterfall

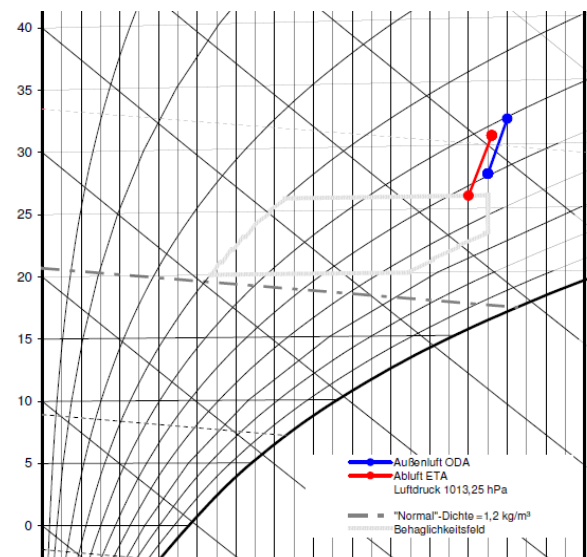


Abbildung 6: Sorptionsrotor, Sommerfall

Im Winterfall nimmt die kältere Außenluft von der Abluft Wärme und Feuchte auf. Dabei kühlt sich die Abluft ab und wird entfeuchtet. Im Sommerfall geschieht das Gegenteil. Die relativ kühlere und trockenere Abluft nimmt Wärme und Feuchte aus

der Außenluft auf, wodurch die eventuell noch aufzubringende Kälte- und Entfeuchtungsleistung verringert wird.

### 3.1.1 Berechnung von Nutz- und Hilfsenergiebedarf

Die Berechnungen für Nutz- und Hilfsenergiebedarf beziehen sich auf die DIN V 18599 und dienen zur Ermittlung des Energiebedarfs für Wärme, Kälte, Luftförderung und eventuell notwendige Hilfsenergien. Der Berechnungsgang zur Ermittlung der Nutzenergiebedarfe für Wärme und Kälte wurde in der Studienarbeit umfassend dargestellt. Dementsprechend soll im Folgenden lediglich auf erforderliche Randbedingungen und Ergebnisse eingegangen werden.

#### 3.1.1.1 Grundlagen

Um die Berechnungen durchführen zu können, sind zuerst die Auslegungen der raumluftechnischen Anlagen durchzuführen. Dazu müssen bekannt sein:

- der erforderliche Zuluftvolumenstrom  $\dot{V}_{ZU}$ ,
- der Abluftvolumenstrom  $\dot{V}_{AB}$ ,
- die Außenlufttemperaturen für Sommer- und Winterfall  $t_{AU,S}; t_{AU,W}$ ,
- die Ablufttemperaturen für Sommer- und Winterfall  $t_{AB,S}; t_{AB,W}$ ,
- die absoluten Luftfeuchtigkeitsgehalte der Außen- und Abluft im Sommer- und Winterfall  $x_{AU,S}; x_{AU,W}; x_{AB,S}; x_{AB,W}$ .

Der Zuluftvolumenstrom beträgt nach Berechnung mittels DIN EN 13779 unter Beachtung der Arbeitsstättenrichtlinie 5  $\dot{V}_{ZU} = 30350 \frac{m^3}{h}$ . Da die Abluft der notwendigen Toilettenbereiche des Bürogebäudes getrennt abgeführt wird, ergibt sich ein Abluftvolumenstrom von  $\dot{V}_{AB} = 27890 \frac{m^3}{h}$ . Eine Zusammenstellung des Berechnungsganges in tabellarischer Form ist im Anhang aufgeführt. Der berechnete Zuluftvolumenstrom entspricht allein dem hygienisch notwendigen Volumenstrom. Er dient lediglich unterstützend zur Deckung der Heizlast und Wärmeabfuhr im Kühlfall. Des Weiteren erfordert der Primärluftanschluss der Unterflurkonvektoren eine



ständige Beaufschlagung zur optimalen Leistungsabgabe. Aus diesen Gründen wird der Zuluftvolumenstrom nicht variiert, sondern konstant eingebracht.

Die Außenlufttemperaturen sind den jeweiligen Normen für die Heizlast- und die Kühllastberechnung entnommen. Dementsprechend gelten für den Standort Düsseldorf nach DIN EN 12831  $t_{AU,W} = -10^{\circ}\text{C}$  und nach VDI 2078  $t_{AU,S} = 32^{\circ}\text{C}$  als Auslegungswerte. Dazu gehörig werden die in DIN V 18599 angegebenen Werte für die absoluten Luftfeuchtigkeitsgehalte der Außenluft  $x_{AU,W} = 1 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$  und  $x_{AU,S} = 12 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$

verwendet. Für die Zustände der Abluft im Sommer- und Winterfall wurde sich mit dem Bauherrn in Anlehnung an die DIN V 18599 auf folgende Werte geeinigt:

- $t_{AB,W} = 22^{\circ}\text{C}$ ,
- $t_{AB,S} = 26^{\circ}\text{C}$ ,
- $x_{AB,W} = 8,5 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$  (bei Feuchterückgewinnung),
- $x_{AB,S} = 11 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$ .

### 3.1.1.2 Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte

Die gesammelten Daten wurden zur Auslegung der raumluftechnischen Anlagen verwendet. Damit ergab sich der im Anhang dargestellte Anlagenaufbau für die Teilklimaanlage mit hygroscopisch beschichtetem Rotationswärmerückgewinner. Dieser Wärmerückgewinner hat laut Berechnungsergebnissen des Herstellers eine Rückwärmzahl  $\Phi_2 = 75\%$ .

Für die Berechnung weiterhin notwendig ist die Festlegung der Anlagenlaufzeiten. Dazu wurde, da es sich um eine reine Büronutzung handelt, mit dem Bauherrn eine monatliche Laufzeit  $d_{v,mech,m}$  von 20 Tagen und eine täglich Laufzeit  $t_{v,mech,m}$  von 12 Stunden vereinbart.

An Hand der gewählten thermodynamischen Luftbehandlungsfunktionen erfolgt die Festlegung der Anlagenvariante nach DIN V 18599. Es ergibt sich Variante Nummer 4, da keine besonderen Anforderungen an die Feuchte gestellt werden. Die Berechnung für den Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte wurde mittels der

Tabellenwerte aus Anhang A der DIN V 18599 durchgeführt und ergab die folgenden Summen für ein gesamtes Jahr:

- Nutzenergiebedarf Wärme:  $Q_{V,H} = 27345 \frac{kWh}{a}$ ,
- Nutzenergiebedarf Kälte:  $Q_{V,C} = 37300 \frac{kWh}{a}$ .

### 3.1.1.3 Nutzenergiebedarf Luftförderung

Der Nutzenergiebedarf für die Luftförderung beschreibt, wie viel elektrische Energie von den Ventilatoren in der raumluftechnischen Anlage aufgenommen wird, um den erforderlichen Luftvolumenstrom zu fördern und die gegebenen Druckverluste zu überwinden. Dabei spielen nicht nur die Druckverluste innerhalb des Kanalnetzes eine Rolle, sondern auch die der einzelnen Komponenten des raumluftechnischen Gerätes. Für die Systemvariante mit Sorptionsrotor ergeben sich nach den Angaben des Geräteherstellers die geräteinternen Druckverluste zu:

- $\Delta p_{ZUL,int} = 681 Pa$ ,
- $\Delta p_{ABL,int} = 320 Pa$ .

Die Druckverluste im Kanalnetz sind unabhängig des raumluftechnischen Gerätes konstant mit:

- $\Delta p_{ZUL,ext} = 538 Pa$ ,
- $\Delta p_{ABL,ext} = 123 Pa$ .

Des Weiteren gehen die Wirkungsgrade der beiden Ventilatoren für Zu- und Abluftförderung in die Berechnungen mit ein. Diese ergeben sich aus den Auslegungen des Geräteherstellers für den jeweiligen Betriebspunkt, welcher durch den zu fördernden Volumenstrom und den zu überwindenden Druckverlust bestimmt wird. Nach Angabe des Herstellers ergeben sich daher:

- $\eta_{ZUL} = 0,67$ ,
- $\eta_{ABL} = 0,62$ .

Mit diesen Werten ist die elektrische Leistung der beiden Ventilatoren zu bestimmen:

$$\bullet P_{V,ZUL,m} = \frac{\dot{V}_{ZUL} * \Delta p_{ZUL}}{\eta_{ZUL}} = \frac{30350 m^3 * 1219 N * h}{h * 0,67 * m^2 * 3600 s} = \underline{\underline{15339 W}}, \quad (Gl. 3.1)$$

$$\bullet \quad P_{V,ABL,m} = \frac{\dot{V}_{ABL} * \Delta p_{ABL}}{\eta_{ABL}} = \frac{27890m^3 * 443N * h}{h * 0,62 * m^2 * 3600s} = \underline{\underline{5536W}}. \quad (\text{Gl. 3.2})$$

Daraus wird der monatliche Nutzenergiebedarf für Luftförderung  $Q_{V,E,m}$  ermittelt:

$$Q_{V,E,m} = (P_{V,ZUL,m} + P_{V,ABL,m}) * t_{V,mech,m} * d_{V,mech,m} \quad (\text{Gl. 3.3})$$

$$Q_{V,E,m} = (15339W + 5536W) * 12 \frac{h}{d} * 20d = \underline{\underline{5010kWh}}. \quad (\text{Gl. 3.4})$$

Für das gesamte Jahr ergibt sich daher:

$$Q_{V,E} = Q_{V,E,m} * 12 = 5010kWh * 12 = \underline{\underline{60120 \frac{kWh}{a}}}. \quad (\text{Gl. 3.5})$$

### 3.1.1.4 Hilfsenergiebedarf Wärmerückgewinnung

Der Sorptionsrotor muss während des Betriebes der Teilklimaanlage ständig angetrieben werden, um seine Funktion zu gewährleisten. Dazu ist ein Elektromotor notwendig, dessen Verbrauch an elektrischer Energie bewertet werden muss, um einen Vergleich mit anderen Wärmerückgewinnungssystemen zu ermöglichen. Hierzu ist eine Berechnung an Hand DIN V 18599-7 durchzuführen, wofür zwei Eingangsgrößen benötigt werden. Zum Einen benötigt man die jährliche Komponentenlaufzeit  $t_{WRG}$ , welche sich aus DIN V 18599-3, Anhang B ermitteln lässt. Ein Abgleich zur VDI 2071 war allerdings notwendig, um den korrekten Wert zu ermitteln. In der Erläuterung der Tabellen B.1 und B.2 wird angegeben, dass der Wert  $t_{WRG,r,12h}$  für alle Zulufttemperaturen von 14°C bis 22°C konstant ist. Allerdings werden in den beiden Tabellen unterschiedliche Werte angegeben. In Verbindung mit der VDI 2071 konnte der korrekte Wert ermittelt werden, welcher  $t_{WRG,r,12h} = 0,89$  beträgt. Daraus ergibt sich, dass Tabelle B.2 die richtigen Werte für  $t_{WRG,r,12h}$  enthält und die Angaben aus Tabelle B. 1 fehlerhaft sind.

Auch die Umrechnung auf die jährliche Komponentenlaufzeit  $t_{WRG}$  gestaltet sich schwierig, da die Indizierung der dazu notwendigen Eingangsparameter nicht vollständig erläutert ist. Es wird der Wert  $d_{V,mech}$  benötigt, welcher sich in vorhergehenden Berechnungen auf einen Monat bezieht und zusätzlich mit dem Index „m“ versehen wurde. Allerdings liefert lediglich die Berechnung mit der Betriebstagezahl eines gesamten Jahres ein plausibles Ergebnis für die Berechnung

der jährlichen Komponentenlaufzeit. Dazu erfolgt eine Korrektur der relativen jährlichen Komponentennutzungszeit mit der tatsächlichen Anlagenbetriebszeit:

$$t_{WRG} = t_{WRG,r,12h} * t_{V,mech} * d_{V,mech} = 0,89 * 12 \frac{h}{d} * 240d = \underline{\underline{2563,2h}}. \quad (Gl. 3.6)$$

Vergleichsweise erscheint an dieser Stelle die Berechnung mit dem Wert  $d_{V,mech,m} = 20d$ :

$$t_{WRG} = t_{WRG,r,12h} * t_{V,mech} * d_{V,mech,m} = 0,89 * 12 \frac{h}{d} * 20d = \underline{\underline{213,6h}}. \quad (Gl. 3.7)$$

Es ist erkennbar, dass eine Laufzeit von  $213,6h$  innerhalb eines ganzen Jahres nicht realistisch sein kann, da das Wärmerückgewinnungssystem fast immer in Betrieb ist, wenn die raumluftechnische Anlage in Betrieb ist, deren Betriebszeit sich auf

$$t_{RLTA} = 12 \frac{h}{d} * 20 \frac{d}{Mon.} * 12 \frac{Mon.}{a} = 2880 \frac{h}{a} \text{ beläuft.} \quad (Gl. 3.8)$$

Die nachfolgenden Berechnungen erfolgen also mit dem Wert  $t_{WRG} = 2563,2h$ , wobei die Angabe in der Einheit  $\frac{h}{a}$  erfolgen soll. Diese ergibt sich aus der vorgegebenen

Indizierung nicht, ist aber notwendig, um korrekte Endergebnisse zu erhalten.

Des Weiteren muss aus DIN V 18599-7, Tabelle 15 die elektrische Leistung des Rotorantriebes  $P_{el,av,rot}$  ermittelt werden. Diese wird abhängig vom jeweiligen Außenluftvolumenstrom angegeben. Im vorliegenden Fall liegt dieser zwischen  $25000 \frac{m^3}{h}$  und  $65000 \frac{m^3}{h}$ . Damit ergibt sich eine Antriebsleistung von  $P_{el,av,rot} = 370W$ .

Aus den ermittelten Daten lässt sich der jährliche Hilfsenergiebedarf für Wärmerückgewinnung ermitteln:

$$Q_{hr,f,aux,a} = P_{el,av,rot} * t_{WRG} / 1000 = 370W * 2563,2 \frac{h}{a} / 1000 \frac{Wh}{kWh} = \underline{\underline{948 \frac{kWh}{a}}}. \quad (Gl. 3.9)$$

### 3.1.2 Ergebnisse der Berechnung

Die ermittelten Werte dienen einerseits zum Vergleich der Teilklimaanlage mit Sorptionsrotor mit anderen Systemvarianten hinsichtlich des Energieverbrauchs, können aber andererseits als Grundlage zur Berechnung der zu erwartenden Betriebskosten der raumluftechnischen Anlage verwendet werden. Daher soll an

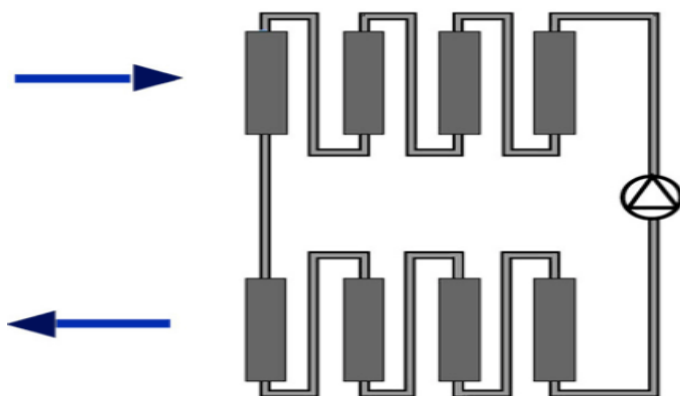
dieser Stelle eine Zusammenstellung der wichtigsten Berechnungsergebnisse erfolgen. Es ergeben sich die folgenden Werte:

- jährlicher Nutzenergiebedarf Wärme:  $Q_{V,H} = 27345 \frac{kWh}{a}$ ,
- jährlicher Nutzenergiebedarf Kälte:  $Q_{V,C} = 37300 \frac{kWh}{a}$ ,
- jährlicher Nutzenergiebedarf Luftförderung:  $Q_{V,E} = 60120 \frac{kWh}{a}$ ,
- jährlicher Hilfsenergiebedarf Wärmerückgewinnung:  $Q_{hr,f,aux,a} = 948 \frac{kWh}{a}$ .

### 3.2 Teilklimaanlage mit Kreislaufverbund-Wärmerückgewinner

Die Kreislaufverbund-Wärmerückgewinner gehören zur Kategorie 2 nach VDI 2071. Sie zeichnen sich insbesondere durch die Möglichkeit aus, Außen- und Abluftvolumenstrom räumlich zu trennen. Das wird möglich, da sich in jedem der beiden Volumenströme ein separater Wärmeübertrager befindet. Besonders bei räumlichen Schwierigkeiten oder bei der absoluten Notwendigkeit zur Trennung der Luftströme wird dieses System daher eingesetzt. Die Wärmeübertrager sind durch Rohrleitungen miteinander verbunden, in welchen das Wärmeträgermedium zirkuliert. Dazu ist eine Umwälzpumpe notwendig. Das Wärmeträgermedium ist in der Regel Wasser, welches zum Schutz vor Einfrieren mit einem entsprechenden Frostschutzmittel versetzt sein kann. Im Allgemeinen kommt dabei Glykol zum Einsatz, dessen Anteil jedoch in Hinblick auf den Wärmerückgewinn minimiert werden sollte, da es eine geringere spezifische Wärmekapazität als Wasser besitzt. (vgl. JÜTT)

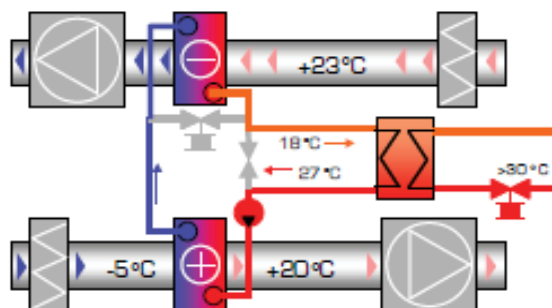
Allerdings stellt die räumliche Trennung, welche je nach Anwendung vorteilhaft ist, auch ein Problem dar. Durch die zweimalige Wärmeübertragung, welche durch die Teilung notwendig wird, treten höhere Übertragungsverluste auf. Dadurch sind die Rückwärmzahlen dieser Systeme geringer als bei anderen Wärmerückgewinnungsvarianten. Durch die Reihenschaltung mehrerer Wärmeübertrager in einem Luftstrom, wie in Abbildung 7 dargestellt, wird versucht, diese Differenz auszugleichen und einen besseren Rückgewinnungsgrad zu erzielen.



**Abbildung 7: Anlagenaufbau zur Wärmerückgewinnung**  
Quelle: [http://www.howatherm.de/content/cnt\\_produkte\\_waermerueckgewinnung.htm](http://www.howatherm.de/content/cnt_produkte_waermerueckgewinnung.htm)

Dies führt jedoch zu erheblich höheren Druckverlusten auf Luft- und Wasserseite, sodass eine Prüfung hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit eines solchen Systems unerlässlich ist.

Eine zusätzliche Möglichkeit bieten die Kreislaufverbundwärmerückgewinner in Bezug auf die Reduzierung des Platzbedarfs. Dazu kann die primäre Versorgung mit Wärme und Kälte indirekt über Wärmeübertrager, wie in Abbildung 8 schematisch dargestellt, in den Kreislauf des Systems eingebunden werden. Dadurch werden zusätzliche Wärmeübertrager als Erhitzer und Kühler in der raumluftechnischen Anlage ersetzt. Es werden der Raumbedarf und die Druckverluste der Wärmeübertrager eingespart.



**Abbildung 8: indirekte Wärmeeinbindung in KVS-Systeme, schematisch (Systemtemperaturen beispielhaft)**  
Quelle: <http://www.flaktwoods.com/169/0/1/43b2723b-91f6-41d2-a86f-1878fed60bf1>

Auf Grund der räumlichen Trennung der Luftvolumenströme besteht keine Möglichkeit der Stoffübertragung, was im Hinblick auf hygienische Aspekte ein großer Nutzen ist. Die Übertragung von Feuchte ist dadurch allerdings auch nicht möglich. Es wird eine reine Temperaturänderung herbeigeführt. Im Falle der Kondensation des in der Abluft befindlichen Wasserdampfes wird die dabei frei werdende latente Wärme übertragen. Die in einem Kreislaufverbundsystem ablaufenden thermodynamischen Prozesse sind in den nachfolgend abgebildeten Mollier-h,x-Diagrammen für den Sommer- und den Winterfall ersichtlich.

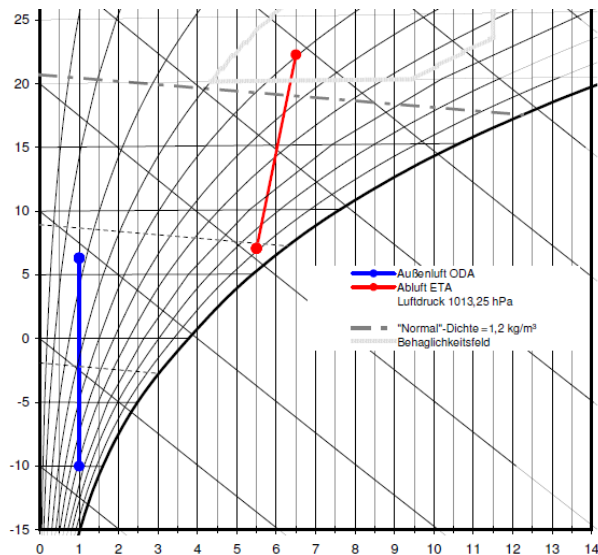


Abbildung 9: KVS-System, Winterfall

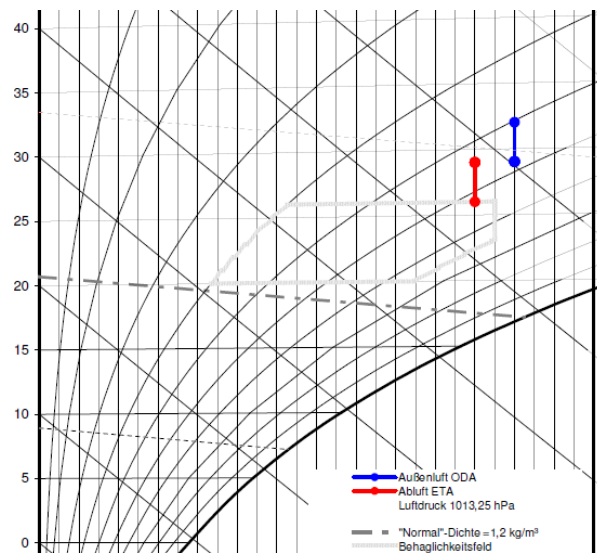


Abbildung 10: KVS-System, Sommerfall

### 3.2.1 Berechnung von Nutz- und Hilfsenergiebedarf

Die folgenden Berechnungen werden äquivalent zu den Berechnungen unter Punkt 3.1 durchgeführt. Betrachtet werden soll an dieser Stelle ein Kreislaufverbundsystem mit indirekter Einbindung von Wärme und Kälte in den Kreislauf des Wärmerückgewinnungssystems. Dabei erfolgt die gewünschte Abkühlung oder Erwärmung der Außenluft vollständig am Wärmeübertrager des Kreislaufverbundsystems, wie oben erläutert. Daher stellen sich die Prozesse auch im Mollier-h,x-Diagramm, zu sehen in den Abbildungen 11 und 12, abweichend dar.

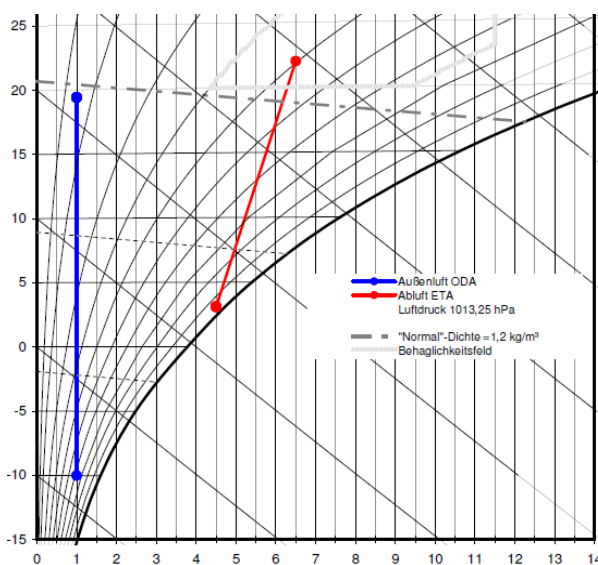


Abbildung 11: KVS mit Einbindung, Winterfall

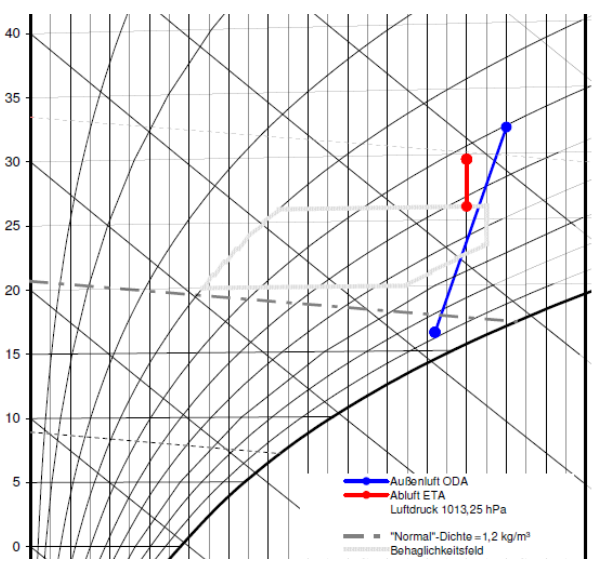


Abbildung 12: KVS mit Einbindung, Sommerfall

### 3.2.1.1 Grundlagen

Die für die Berechnungen notwendigen Eingangsparameter sind bis auf den absoluten Luftfeuchtigkeitsgehalt der Abluft im Winter äquivalent den Werten unter

Punkt 3.1.1.1 mit:  $\dot{V}_{ZU} = 30350 \frac{m^3}{h}$ ,  $\dot{V}_{AB} = 27890 \frac{m^3}{h}$ ,  $t_{AU,W} = -10^\circ C$ ,  $t_{AU,S} = 32^\circ C$ ,

$x_{AU,W} = 1 \frac{g}{kg}$ ,  $x_{AU,S} = 12 \frac{g}{kg}$ ,  $t_{AB,W} = 22^\circ C$ ,  $t_{AB,S} = 26^\circ C$  und  $x_{AB,S} = 11 \frac{g}{kg}$ . Da bei

diesem System keine Rückgewinnung von Feuchte möglich ist, wird der absolute Luftfeuchtigkeitsgehalt der Abluft im Winter geringer festgesetzt als beim Einsatz

eines Sorptionsrotors. Für die Berechnungen wird daher der Wert  $x_{AB,W} = 6,5 \frac{g}{kg}$  zu

Grunde gelegt. Des Weiteren sind die Anlagenlaufzeiten und die jährliche Komponentenlaufzeit des Wärmerückgewinnungssystems gleich den Werten bei Einsatz eines Sorptionsrotors, da sich diese Anforderungen nicht ändern. Es ergibt

sich also  $t_{WRG} = 2563,2 \frac{h}{a}$  äquivalent zu den unter Punkt 3.1.1.4 durchgeführten

Berechnungen.

### 3.2.1.2 Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte

Grundlage dieser Berechnung sind wiederum Angaben des Geräteherstellers, der mit den gegebenen Eingangsparametern eine Rückwärmzahl  $\Phi_2 = 0,71$  ermittelt. Die Berechnung des jeweiligen Nutzenergiebedarfs an Wärme und Kälte erfolgt ähnlich dem Berechnungsgang für den Sorptionsrotor. Der einzige Unterschied besteht in der Tatsache, dass mit  $\Phi_2 = 0,71$  nicht genau einer der in DIN V 18599-3, Tabelle 5 angegebenen Werte getroffen wird. In dieser Tabelle sind lediglich 4 Varianten verzeichnet:

- keine Wärmerückgewinnung ( $\Phi_2 = 0,00$ ),
- 45% Wärmerückgewinnung ( $\Phi_2 = 0,45$ ),
- 60% Wärmerückgewinnung ( $\Phi_2 = 0,60$ ),
- 75% Wärmerückgewinnung ( $\Phi_2 = 0,75$ ).



Wenn, wie im vorliegenden Fall, ein dazwischen liegender Wert gegeben ist, wird es notwendig zu interpolieren. Dazu werden die Kennwerte des monatlichen Nutzenergiebedarfs für Wärme und Kälte  $q_{H,m}$  und  $q_{C,m}$ , wie in der Studienarbeit dargestellt, ermittelt. Es ergeben sich die Kennwerte für den jeweils darüber und darunter gelegenen Wert der Wärmerückgewinnung. An dieser Stelle werden also  $q_{H,m}$  und  $q_{C,m}$  für 60 Prozent und 75 Prozent berechnet. Diese monatlichen Kennwerte werden auf den tatsächlichen Wert der Wärmerückgewinnung interpoliert. Beispielhaft ist im Folgenden der Berechnungsalgorithmus für den Kennwert des monatlichen Nutzenergiebedarfs für Heizen dargestellt.

$$q_{H,m} = q_{H,m}' + \frac{q_{H,m}'' - q_{H,m}'}{\Phi_{WRG}'' - \Phi_{WRG}'} * (\Phi_{WRG} - \Phi_{WRG}') \quad (\text{Gl. 3.10})$$

Dabei sind:

- $q_{H,m}$ , der Kennwert des monatlichen Nutzenergiebedarfs für Heizen mit  $\Phi_2 = 0,71$ ,
- $q_{H,m}'$ , der Kennwert des monatlichen Nutzenergiebedarfs für Heizen mit  $\Phi_2 = 0,60$ ,
- $q_{H,m}''$ , der Kennwert des monatlichen Nutzenergiebedarfs für Heizen mit  $\Phi_2 = 0,75$ ,
- $\Phi_{WRG} = \Phi_2$ ,
- $\Phi_{WRG}'$ , die nächst kleinere Stützstelle für die Interpolation  $\Phi_2 = 0,60$ ,
- $\Phi_{WRG}''$ , die nächst größere Stützstelle für die Interpolation  $\Phi_2 = 0,75$ .

Dieser Berechnungsgang ist für jeden Monatskennwert für Heizen und Kühlen durchzuführen. Danach erfolgt die Denormierung der Werte mittels dem monatlichen mittleren Zuluftvolumenstrom  $\dot{V}_{mech,m}$ , wie in der Studienarbeit beschrieben. Daraus ergibt sich der jeweilige monatliche Nutzenergiebedarf an Wärme und Kälte. Werden diese Monatswerte summiert, ergibt sich der jährliche Nutzenergiebedarf an Wärme beziehungsweise Kälte. Für die zu betrachtende Systemvariante mit  $\Phi_2 = 0,71$  wurden folgende Werte ermittelt:

- Nutzenergiebedarf Wärme:  $Q_{V,H} = 38938 \frac{kWh}{a}$ ,

- Nutzenergiebedarf Kälte:  $Q_{V,C} = 37361 \frac{kWh}{a}$ .

### 3.2.1.3 Nutzenergiebedarf Luftförderung

Der Nutzenergiebedarf für die Luftförderung wird äquivalent zu der Berechnung unter Punkt 3.1.1.3 ermittelt. Veränderungen sind allerdings bei den Eingangsparametern durchzuführen. Die geräteinternen Druckverluste haben sich durch den Einsatz des Kreislaufverbundsystems ebenso verändert, wie die Wirkungsgrade der Ventilatoren. Diese Werte sind wiederum vom Hersteller der raumluftechnischen Anlage angegeben worden. Die entsprechenden Auslegungen finden sich im Anhang. Daraus ergeben sich die notwendigen Eingangsparameter für die Berechnung des Nutzenergiebedarfs für die Luftförderung wie folgt:

- $\Delta p_{ZUL,int} = 720 Pa$ ,
- $\Delta p_{ABL,int} = 461 Pa$ ,
- $\eta_{ZUL} = 0,67$ ,
- $\eta_{ABL} = 0,66$ .

Mit diesen sowie den bereits bekannten Werten für die Druckverluste im Kanalnetz lassen sich die elektrischen Leistungen der Ventilatoren für Außen- und Abluftförderung gemäß Punkt 3.1.1.3 berechnen. Es ergeben sich:

- $P_{V,ZUL,m} = \underline{\underline{15829W}}$ ,
- $P_{V,ABL,m} = \underline{\underline{6855W}}$ .

Der daraus ermittelte monatliche Bedarf an Nutzenergie für die Luftförderung beträgt:

$$Q_{V,E,m} = (15829W + 6855W) * 12 \frac{h}{d} * 20d = \underline{\underline{5444kWh}}. \quad (Gl. 3.11)$$

Der Nutzenergiebedarf für die Luftförderung für das gesamte Jahr ergibt sich zu:

$$Q_{V,E} = Q_{V,E,m} * 12 = 5444kWh * 12 = \underline{\underline{65328 \frac{kWh}{a}}}. \quad (Gl. 3.12)$$

### 3.2.1.4 Hilfsenergiebedarf Wärmerückgewinnung

Entsprechend der Teilklimaanlage mit Sorptionsrotor ist auch für die Systemvariante mit Kreislaufverbundsystem der Hilfsenergiebedarf zu ermitteln, der vom

Wärmerückgewinnungssystem benötigt wird. In diesem Fall wird die Energie von der Umwälzpumpe aufgenommen, um das Wärmeträgermedium zwischen den beiden Wärmeübertragern zirkulieren zu lassen.

Als Eingangsparameter wird ebenfalls die jährliche Komponentenlaufzeit  $t_{WRG}$  benötigt, deren Ermittlung unter Punkt 3.1.1.4 eingehend dargestellt wurde. Unabhängig vom verwendeten Wärmerückgewinnungssystem bleibt dieser Wert gleich und beträgt daher  $t_{WRG} = 2563,2 \frac{h}{a}$ .

Des Weiteren ist es von Interesse, ob eine unregelte oder eine drehzahlregelte Pumpe zum Einsatz kommt. Da hier die Einbindung der Wärme- und Kälteversorgung in den Kreislauf des Systems erfolgt, ist eine drehzahlregelte Pumpe aus regelungstechnischen Gründen unerlässlich. Damit ergibt sich die mittlere elektrische Leistung der Pumpe im Kreislaufverbundsystem nach folgender Berechnungsvorschrift:

$$P_{el,av,KVS} = \dot{V}_{ZUL} * 0,015 \frac{Wh}{m^3} = 30350 \frac{m^3}{h} * 0,015 \frac{Wh}{m^3} = \underline{\underline{455W}}. \quad (Gl. 3.13)$$

Aus der ermittelten elektrischen Leistung und der jährlichen Komponentenlaufzeit  $t_{WRG}$  wird der jährliche Hilfsenergiebedarf für Wärmerückgewinnung berechnet:

$$Q_{hr,f,aux,a} = P_{el,av,KVS} * t_{WRG} / 1000 = 455W * 2563,2 \frac{h}{a} / 1000 \frac{Wh}{kWh} = \underline{\underline{1166 \frac{kWh}{a}}}. \quad (Gl. 3.14)$$

### 3.2.2 Ergebnisse der Berechnung

Wie aus den vorangegangenen Darstellungen ersichtlich ist, sind die Berechnungsgänge unabhängig vom verwendeten Wärmerückgewinnungssystem ähnlich. Unterschiede bestehen lediglich bei der Bewertung des jährlichen Hilfsenergiebedarfs in Abhängigkeit des jeweiligen Antriebes. Damit ist eine gute Vergleichbarkeit der Daten gegeben. Die dazu erforderlichen Werte sind für die Systemvariante mit Kreislaufverbundsystem:

- jährlicher Nutzenergiebedarf Wärme:  $Q_{V,H} = 38938 \frac{kWh}{a}$ ,
- jährlicher Nutzenergiebedarf Kälte:  $Q_{V,C} = 37361 \frac{kWh}{a}$ ,

- jährlicher Nutzenergiebedarf Luftförderung:  $Q_{V,E} = 65328 \frac{kWh}{a}$ ,
- jährlicher Hilfsenergiebedarf Wärmerückgewinnung:  $Q_{hr,f,aux,a} = 1166 \frac{kWh}{a}$ .

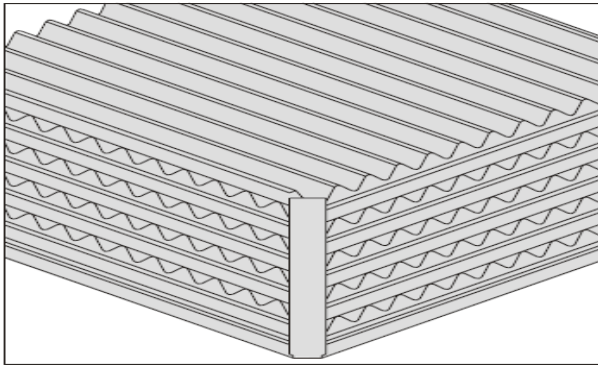
### 3.3 Teilklimaanlage mit Plattenwärmerückgewinner

Die dritte und letzte zu betrachtende Systemvariante soll mit einem Plattenwärmeübertrager ausgestattet sein. Nach VDI 2071 werden diese Systeme der Kategorie 1 zugeordnet. Sie gehören also zu den so genannten rekuperativen Systemen. Dies ist ein gravierender Unterschied gegenüber den bisher behandelten Varianten, welche beide zu den regenerativen Systemen gehören, sich allerdings in ihrer Funktion stark unterscheiden.

Im Gegensatz zu den regenerativen Systemen wird bei den Rekuperatoren die Wärme, welche von einem Luftstrom auf den anderen übertragen werden soll, nicht über ein Speichermedium transportiert. Es erfolgt ein direkter Wärmedurchgang durch eine Trennwand zwischen den Luftströmen. Diese Trennwände sind bei Plattenwärmeübertragern Platten aus verschiedenen Werkstoffen. Die Werkstoffauswahl wird von der Belastung der Abluft mit zum Beispiel korrosiven Bestandteilen bestimmt. Da die Trennwände sehr dünn sind, hat die Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes einen sehr geringen Einfluss auf die Wärmeübertragung. Von größerer Bedeutung sind die tatsächliche Übertragungsfläche und die Geschwindigkeit der Luft im Übertrager. (vgl. JÜTT) Da es sich bei dem vorliegenden Projekt um ein Bürogebäude handelt, werden Aluminiumplatten gewählt, da keine Schädigungen des Materials durch Bestandteile der Büroabluft zu erwarten sind.

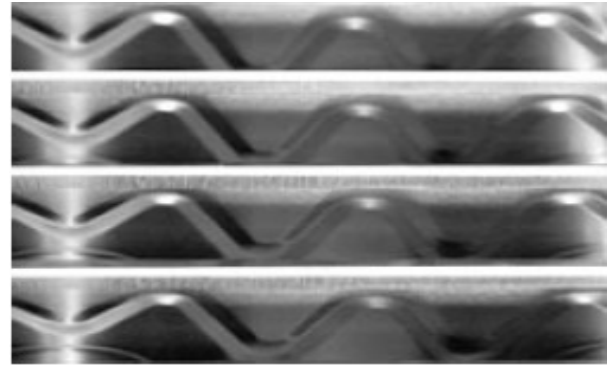
Ein Plattenwärmeübertrager besteht aus mehreren derartigen Trennwänden, sodass immer im Wechsel ein Teil des Außenluftstromes und ein Teil des Abluftvolumenstromes durch den Übertrager geleitet werden. Die Abstände zwischen den Platten können über Distanzleisten gehalten werden. Es ist allerdings auch möglich gewellte Platten mit dazwischen liegenden Trennwänden einzusetzen, wie in Abbildungen 13 und 14 dargestellt. Wie unter Punkt 2.2.1 dargestellt wurde, ist dabei eine Führung der Luftströme im Kreuzstrom (siehe Abbildungen 3 und 13) oder im Gegenstrom (Abbildungen 4 und 14) denkbar. Im vorliegenden Fall kommt ein

Plattenwärmeübertrager mit im Kreuzstrom geführten Luftströmen zum Einsatz, um eine weitere Vergrößerung der Baulänge zu vermeiden.



**Abbildung 13: Plattenwärmeübertrager mit gewellten Platten, Skizze**

Quelle: [http://www.klingenburg.de/de/pdf/PWT\\_K01D.pdf](http://www.klingenburg.de/de/pdf/PWT_K01D.pdf)



**Abbildung 14: Ausschnittsfotografie der gewellten Platten**

Quelle: <http://www.klingenburg-usa.com/de/produkte/pwt-vorteile.html>

Wie aus den bisherigen Darstellungen ersichtlich ist, müssen die Luftströme bei diesen Systemen zwingend zusammengeführt werden. Dabei kann es auf Grund von Undichtigkeiten zwischen den Platten zur Übertragung von Abluft in den Außenluftstrom kommen. Des Weiteren können Löcher in den Platten, welche durch Korrosion entstanden sind, zur Vermischung der Luftströme führen. Da zur Feststellung dieser Defekte ein vollständiges Zerlegen des Plattenwärmeübertragers notwendig ist, werden sie oftmals erst nach langer Zeit erkannt. (vgl. JÜTT)

Die Zusammenführung der Luftströme bedeutet bei rekuperativen Systemen allerdings nicht, dass zusätzlich zur Wärmerückgewinnung auch eine Feuchterückgewinnung wie bei den Sorptionsrotoren möglich wird. Im Falle der Kondensation des in der Abluft befindlichen Wasserdampfes, ist die Nutzung der latenten Wärme möglich. Der im Plattenwärmerückgewinner stattfindende Prozess ist in den folgenden Mollier-h,x-Diagrammen für den Sommer- und den Winterfall dargestellt. Es ist erkennbar, dass der stattfindende Prozess dem Wärmerückgewinnungsprozess im Kreislaufverbundsystem aus thermodynamischer Sicht äquivalent verläuft.

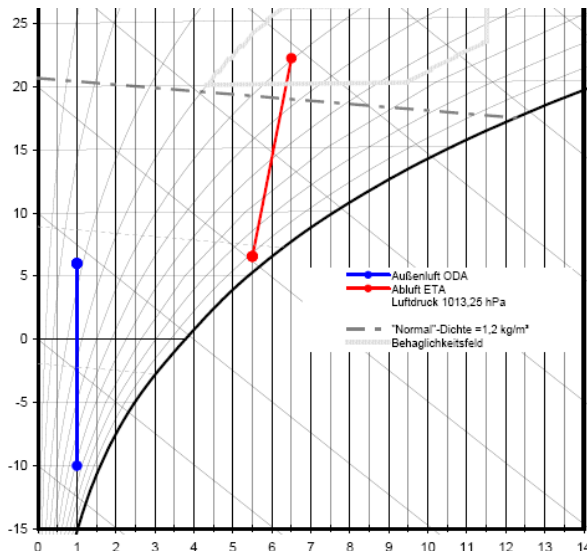


Abbildung 15: Platten-WRG, Winterfall

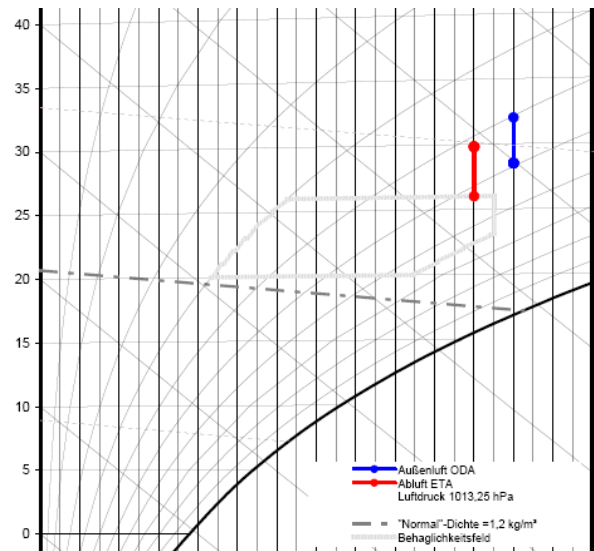


Abbildung 16: Platten-WRG, Sommerfall

### 3.3.1 Berechnung von Nutz- und Hilfsenergiebedarf

Die Berechnungen zum Nutz- und Hilfsenergiebedarf werden wie schon bei den anderen Varianten nach DIN V 18599 durchgeführt. Wie oben beschrieben, wird bei dem rekuperativen System kein Wärme speicherndes Medium zur Übertragung der Wärme eingesetzt. Es erfolgt also kein ständiger Wechsel zwischen warmer Abluft und kalter Außenluft im Winterfall in Bezug auf das Wärme übertragende Material. Vielmehr kommt es im Winterfall zur Auskühlung des Plattenwärmerückgewinners auf der Austrittsseite der Fortluft, da hier die schon abgekühlte aus dem Gebäude kommende Luft auf die noch nicht erwärmte Außenluft trifft. Daher kommt es an dieser Stelle meist zur Kondensation des in der Abluft befindlichen Wasserdampfes. Das Kondensat schlägt sich an den Platten des Wärmerückgewinners nieder und gefriert. Dadurch wird nicht nur der freie Querschnitt verringert und damit der Druckverlust erhöht, sondern es kann auch zu einer Beschädigung der dünnen Platten kommen. Des Weiteren wird der Wärmeübergang verschlechtert, sodass die Rückwärmzahl sinkt. (vgl. JÜTT) Deshalb ist es sinnvoll einen Vorerhitzer zu installieren und die Außenluft auf eine Temperatur von  $0^{\circ}\text{C}$  vorzuwärmen, um das Problem des Einfrierens zu verhindern. Bei der vorliegenden Anlage wird, wie im Anhang ersichtlich ist, eine Vorwärmung durchgeführt.

Eine weitere Möglichkeit die Gefahr des Einfrierens zu umgehen, wäre die Luftführung über einen Bypass. Dadurch wird allerdings die Rückwärmzahl stark reduziert. Besonders während der kältesten Außenlufttemperaturen, muss der größte

Teil des Außenluftvolumenstromes über den Bypass geführt werden, um das Einfrieren zu verhindern. Also wird gerade dann die Wärmerückgewinnung außer Kraft gesetzt, wenn ein besonders hoher Nutzen erzielt werden könnte. Daher sollte diese Variante vermieden werden.

### 3.3.1.1 Grundlagen

Wie oben erläutert, kann bei dieser Systemvariante keine Feuchteübertragung erfolgen. Dementsprechend erfolgen die Berechnungen mit den gleichen Eingangsparametern wie beim Kreislaufverbundsystem. Die gewählte Vorwärmung hat auf die Betrachtungen nur insofern Einfluss, dass die Rückwärmzahl verbessert wird. Bei der Berechnung nach DIN V 18599 für den Nutzenergiebedarf an Wärme wird nicht nach der Zahl der eingesetzten Erhitzer unterschieden. Eingang findet allerdings der zusätzliche Druckverlust durch das Vorerhitzerregister in die Ermittlung des Hilfsenergiebedarfs für die Luftförderung. Für die Berechnung werden folgende

Parameter zu Grunde gelegt:  $\dot{V}_{ZU} = 30350 \frac{m^3}{h}$ ,  $\dot{V}_{AB} = 27890 \frac{m^3}{h}$ ,  $t_{AU,W} = -10^\circ C$ ,

$t_{AU,S} = 32^\circ C$ ,  $x_{AU,W} = 1 \frac{g}{kg}$ ,  $x_{AU,S} = 12 \frac{g}{kg}$ ,  $t_{AB,W} = 22^\circ C$ ,  $t_{AB,S} = 26^\circ C$ ,  $x_{AB,W} = 6,5 \frac{g}{kg}$  und

$x_{AB,S} = 11 \frac{g}{kg}$ . Die jährliche Komponentenlaufzeit beträgt wiederum  $t_{WRG} = 2563,2 \frac{h}{a}$ .

### 3.3.1.2 Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte

Die Rückwärmzahl des Plattenwärmeübertragers beträgt laut den Auslegungen des Herstellers  $\Phi_2 = 0,58$ . Die Berechnung des Nutzenergiebedarfs an Wärme und Kälte wird nach DIN V 18599 durchgeführt. Dementsprechend sind die gleichen Berechnungsschritte notwendig, die in der Studienarbeit dargestellt wurden. Wie unter Punkt 3.2.1.2 beschrieben, wird auch für diese Rückwärmzahl eine Interpolation der Monatskennwerte durchgeführt. Für die vorliegende Systemvariante muss jedoch zwischen den Stützstellen 45 Prozent und 60 Prozent Wärmerückgewinnung interpoliert werden.

In die Berechnung des Nutzenergiebedarfs an Kälte geht die Rückwärmzahl ebenso ein, wie in die Berechnungen zur Ermittlung des Nutzenergiebedarfs an Wärme. Da

sich jedoch für die im Sommerfall vorliegende Rückwärmzahl keine Herstellerdaten ermitteln ließen, wurde mit der gleichen Rückwärmzahl wie im Winterfall ( $\Phi_2 = 0,58$ ) gerechnet. Diese Annahme ist möglich, da sich bei einem Plattenwärmeübertrager ohne Bypass-Funktion die Wärmeübertragung nur durch die vorliegende Temperaturdifferenz der Luftströme ergibt. Dementsprechend tritt aus thermodynamischer Sicht kein Unterschied zwischen der Rückwärmzahl im Winterfall und im Sommerfall auf. Auch wenn der tatsächliche Betrag des Rückgewinns im Sommer auf Grund der geringeren Temperaturdifferenz kleiner ist als im Winter, ergibt sich dennoch eine Verbesserung gegenüber einer Anlage ohne Wärmerückgewinnung. Um also die Vergleichbarkeit mit den beiden vorhergehend betrachteten Systemen zu gewährleisten, deren Rückgewinn im Sommerfall berechnet wird, ist es notwendig auch bei dieser Systemvariante eine Übertragung von Wärme vom Außen- an den Abluftstrom, das heißt einen Kälterückgewinn bezogen auf die zu behandelnde Luft, zu betrachten.

Für die raumluftechnische Anlage mit Plattenwärmeübertrager ergeben sich daher:

- Nutzenergiebedarf Wärme:  $Q_{V,H} = 77454 \frac{kWh}{a}$ ,
- Nutzenergiebedarf Kälte:  $Q_{V,C} = 37513 \frac{kWh}{a}$ .

### 3.3.1.3 Nutzenergiebedarf Luftförderung

Für die Berechnung des Nutzenergiebedarfs für Luftförderung ist es wiederum notwendig, die Angaben des Herstellers zu den geräteinternen Druckverlusten zu verwenden. Da bei dem vom Bauherrn gewünschten Gerätehersteller Plattenwärmerückgewinner nur bis zu einer bestimmten Größe erhältlich sind, weist die raumluftechnische Anlage einen geringeren Querschnitt als die bisher betrachteten Systeme auf. Daher werden die Druckverluste der einzelnen Komponenten größer. Des Weiteren ist für den optimalen Betrieb des Plattenwärmerückgewinners ein Vorerhitzer notwendig, der wiederum einen zusätzlichen Druckverlust im Außenluftstrom gegenüber den beiden anderen Systemvarianten bedeutet. Die geräteinternen Druckverluste ergeben sich also zu  $\Delta p_{ZUL,int} = 720 Pa$  und  $\Delta p_{ABL,int} = 461 Pa$ . Die Druckverluste im Kanalnetz verändern sich gegenüber den anderen Systemvarianten nicht. Aus den Herstellerunterlagen



ergeben sich weiterhin die Wirkungsgrade der Ventilatoren zu  $\eta_{ZUL} = 0,71$  und  $\eta_{ABL} = 0,56$ .

Wie unter Punkt 3.1.1.3 beschrieben ergeben sich daraus die elektrischen Leistungen der Ventilatoren:

- $P_{V,ZUL,m} = \underline{\underline{17633W}}$ ,
- $P_{V,ABL,m} = \underline{\underline{7457W}}$ .

Daraus lässt sich der Nutzenergiebedarf für Luftförderung ermitteln. Es ergibt sich der monatliche Nutzenergiebedarf für Luftförderung zu  $Q_{V,E,m} = 6022kWh$ . Das

bedeutet einen Bedarf von  $Q_{V,E,m} = \underline{\underline{72264 \frac{kWh}{a}}}$ .

### 3.3.1.4 Hilfsenergiebedarf Wärmerückgewinnung

Da bei einem Plattenwärmerückgewinner keine bewegten Teile vorhanden sind, ist auch keinerlei Antrieb notwendig. Dementsprechend wird auch keine Hilfsenergie benötigt, was die rekuperativen Wärmerückgewinnungssysteme auszeichnet. Das bedeutet nicht nur eine Einsparung in Hinblick auf zusätzlichen Energiebedarf, sondern führt auch zu der ausgezeichneten Robustheit des Systems, da kein Ausfall durch beschädigte Antriebe zu Stande kommen kann. Allerdings ist daher auch keine Regelung der Wärmerückgewinnung möglich.

### 3.3.2 Ergebnisse der Berechnung

Die Berechnungen erfolgten wie schon für die vorhergehenden Systeme zur Ermittlung von Werten, die dem Vergleich der Systeme aus energetischer und wirtschaftlicher Sicht dienen. Für die Teilklimaanlage mit Plattenwärmerückgewinner ergeben sich folgende Vergleichsdaten:

- jährlicher Nutzenergiebedarf Wärme:  $Q_{V,H} = 77454 \frac{kWh}{a}$ ,
- jährlicher Nutzenergiebedarf Kälte:  $Q_{V,C} = 37513 \frac{kWh}{a}$ ,
- jährlicher Nutzenergiebedarf Luftförderung:  $Q_{V,E} = 72264 \frac{kWh}{a}$ .

## **4. Gegenüberstellung der Varianten**

Mittels der bisher angestellten Untersuchungen zu den unterschiedlichen Systemvarianten ist es möglich, diese unter verschiedenen Gesichtspunkten miteinander zu vergleichen. Durch diesen Vergleich soll die für das zu errichtende Gebäude optimale Variante der Wärmerückgewinnung in der raumluftechnischen Anlage ermittelt werden. Dabei soll allerdings nicht nur auf eine wirtschaftliche Betrachtungsweise eingegangen werden, sondern auch auf Umweltaspekte und gerätespezifische Unterscheidungsmerkmale.

### **4.1 Technische Merkmale**

Wie schon festgestellt wurde, ist es nicht immer möglich, die Entscheidung für ein spezielles System allein vom wirtschaftlichen Standpunkt her zu fällen. Dementsprechend besteht die Notwendigkeit weitere Merkmale zu betrachten. Aus den Auslegungen des Herstellers ergeben sich Daten, die sich auf die Höhe der Betriebskosten indirekt auswirken.

#### **4.1.1 Geräteinterner Druckverlust**

Dazu zählen zum Beispiel die geräteinternen Druckverluste, welche die von den Ventilatoren aufgenommene elektrische Leistung und damit die Betriebskosten für elektrischen Strom beeinflussen. Die geräteinternen Druckverluste stellen die Summe der Verluste der einzelnen Komponenten eines raumluftechnischen Gerätes dar. Das heißt, auch das Wärmerückgewinnungssystem geht in diesen Wert ein. Allerdings kann durch das Wärmerückgewinnungssystem auch der Aufbau des raumluftechnischen Gerätes und damit der interne Druckverlust beeinflusst werden. So ist bei der Systemvariante mit Plattenwärmerückgewinner ein Vorerhitzer notwendig, um den optimalen Betrieb zu gewährleisten. Dieser stellt einen zusätzlichen Druckverlust im Vergleich mit Sorptionsrotor und Kreislaufverbundsystem dar. Besonders vorteilhaft zur Einsparung zusätzlicher Komponenten der raumluftechnischen Anlage ist dagegen das Kreislaufverbundsystem mit indirekter Einbindung von Wärme- und Kälteversorgung. Bei dieser Variante werden keine weiteren Register innerhalb des

raumluftechnischen Geräts benötigt. Allerdings bietet der Wärmeübertrager des Systems einen besonders hohen Druckverlust im Vergleich mit Sorptionsrotor und Plattenwärmeübertrager. Nach den Angaben des Herstellers ergeben sich für die einzelnen Wärmerückgewinnungssysteme folgende Druckverlustwerte:

- Plattenwärmerückgewinner:  $193Pa$  zuluftseitig und  $152Pa$  abluftseitig
- Kreislaufverbundsystem:  $306Pa$  zuluftseitig und  $261Pa$  abluftseitig
- Sorptionsrotor:  $130Pa$  zuluftseitig und  $118Pa$  abluftseitig

Die Differenz zwischen Zuluft- und Abluftseite ergibt sich durch die Differenz der Volumenströme.

Die geräteinternen Druckverluste der raumluftechnischen Geräte werden auch durch die Größe des jeweiligen Gerätes und die damit verbundene Anströmfläche beeinflusst. Dies ist besonders an dem Gerät mit Plattenwärmerückgewinner festzustellen. Da bei diesem Hersteller Plattenwärmeübertrager nur bis zu einer Gerätehöhe von  $2748mm$  erhältlich sind, sind auch alle anderen Komponenten des raumluftechnischen Gerätes kleiner als bei den beiden anderen Varianten, deren Bauhöhe  $3348mm$  beträgt. Dementsprechend geringer ist auch die Anströmfläche. Dadurch ergeben sich höhere Druckverluste der Komponenten. In den Abbildungen 17 und 18 wurden die geräteinternen Druckverluste nach Zuluft- und Abluftseite getrennt gegenübergestellt.

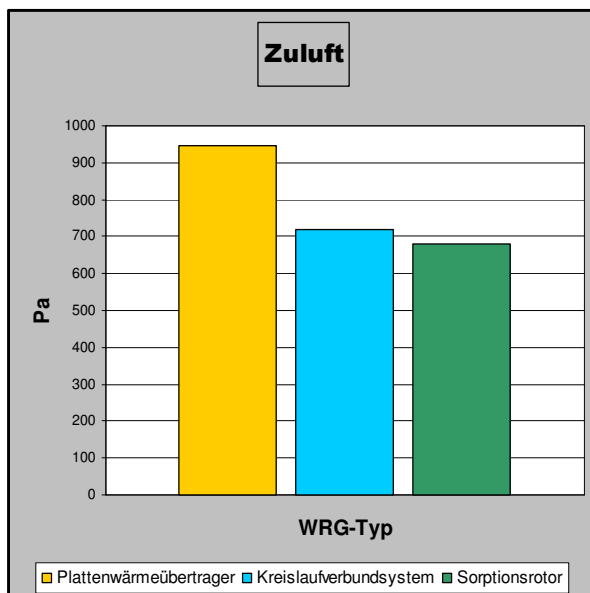


Abbildung 17: interner Druckverlust  $\Delta p_{ZUL,int}$

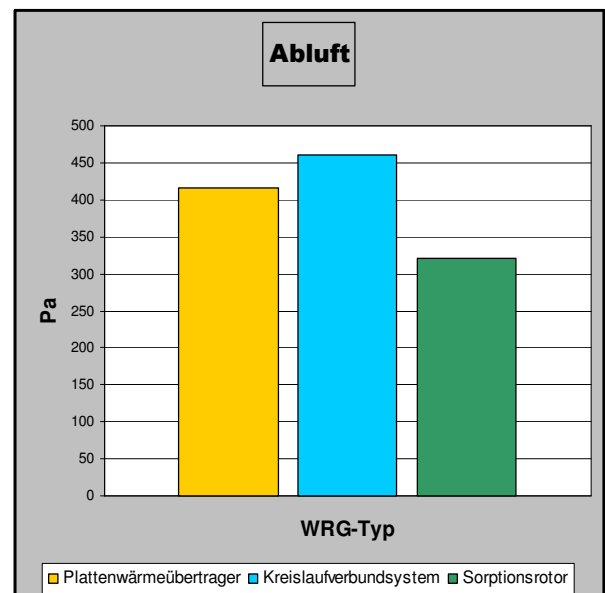


Abbildung 18: interner Druckverlust  $\Delta p_{ABL,int}$

Aus den Darstellungen geht hervor, dass im zuluftseitigen Geräteteil die höchsten Druckverluste von  $947Pa$  bei Einsatz des Plattenwärmerückgewinners auftreten. Das

liegt in der geringeren Anströmfläche des Gerätes und dem zusätzlichen Vorerhitzerregister begründet. Da im Abluftsystem keine zusätzlichen Register eingebracht werden, kommt hier der besonders hohe Druckverlust des Kreislaufverbundsystems mit indirekter Einbindung von Wärme und Kälte zum Tragen, sodass diese Systemvariante auf der Abluftseite den höchsten Strömungswiderstand von  $461Pa$  besitzt. Die berechneten Druckverluste gehen, wie bei den jeweiligen Systemen beschrieben, in die Berechnung des Nutzenergiebedarfs für die Luftförderung ein.

#### **4.1.2 Geräteabmessungen und Wartungsflächen**

Neben den geräteinternen Druckverlusten haben die Wärmerückgewinnungssysteme auch Einfluss auf die äußeren Abmaße der Geräte, da von der Art der Wärmerückgewinnung, wie oben beschrieben, auch die Notwendigkeit weiterer Komponenten abhängt. Damit lässt sich schließen, dass die Systemvariante mit Kreislaufverbundwärmerückgewinner die kürzeste Gerätelänge aufweist, da keine zusätzlichen Komponenten installiert werden. Auf Grund des zusätzlichen Vorwärmers und der vergleichsweise großen Baulänge des Plattenwärmeübertragers ist die raumluftechnische Anlage mit dieser Wärmerückgewinnungsart die längste Variante, was im Fall eingeschränkter Platzverhältnisse im Technikbereich zu Schwierigkeiten führen kann.

Allerdings ist die Bauhöhe des Plattenwärmerückgewinners geringer, was jedoch darin begründet liegt, dass keine größeren Plattenwärmeübertrager erhältlich sind. Die Höhe ist auch nur dann von entscheidender Bedeutung, wenn die Anlagenteile für Zu- und Abluft nicht nebeneinander installiert werden können und die Raumhöhe der Technikzentrale nicht ausreicht.

Die größte Breite der drei Systemvarianten besitzt die Anlage mit Sorptionsrotor, da die Baubreite vom Durchmesser des Rades abhängt und somit etwa der Bauhöhe entspricht.

Aus den Außenmaßen der raumluftechnischen Geräte ergeben sich auch die Mindestanforderungen an Wartungsräume nach VDI 3803. Nach dieser Richtlinie ergibt sich die Mindestfläche für die Wartung aus Länge und Breite des raumluftechnischen Gerätes, das heißt, die Wartungsfläche ist mindestens genau so groß wie die Gerätegrundfläche. Das ist notwendig, da zum Zweck der Reinigung

verschiedene Komponenten aus dem raumluftechnischen Gerät heraus genommen werden müssen. Das Herausnehmen erfolgt über die Seite des Gerätes.

Zur besseren Übersicht sind in den Abbildungen 19 und 20 Gerätelängen und minimale Wartungsflächen für die drei Systemvarianten gegenübergestellt, da mit diesen Werten der Platzbedarf der Systeme definiert ist.

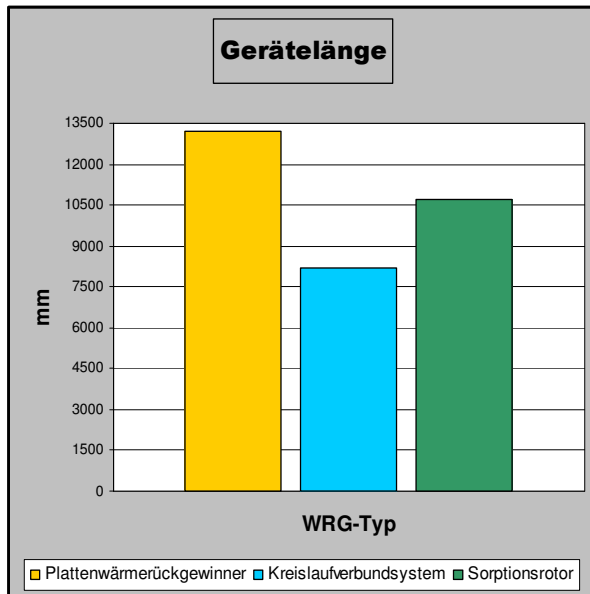


Abbildung 19: Länge der Geräte laut Hersteller

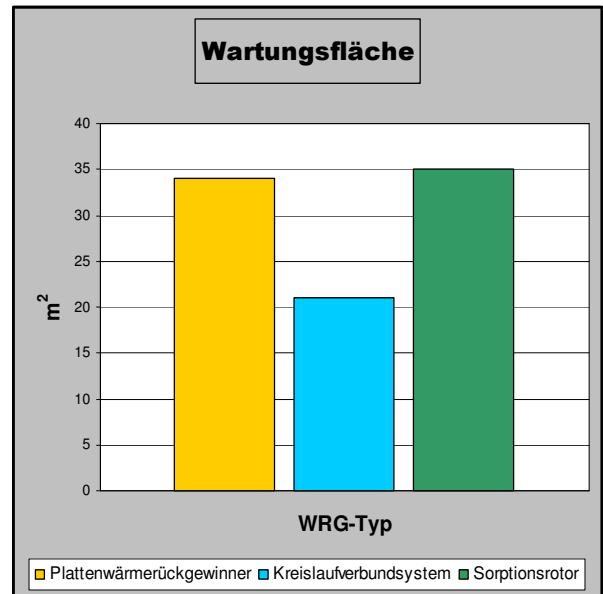


Abbildung 20: Mindestwartungsflächen

### 4.1.3 Weitere Merkmale

Bei der Bewertung von Wärmerückgewinnungssystemen sind weitere Merkmale der Systeme von Bedeutung. Dazu gehört die Rückwärmzahl des jeweiligen Systems.

Für die drei betrachteten Systeme wurden folgende Rückwärmzahlen ermittelt:

- Sorptionsrotor:  $\Phi_2 = 0,75$ ,
- Kreislaufverbundsystem:  $\Phi_2 = 0,71$ ,
- Plattenwärmerückgewinner:  $\Phi_2 = 0,58$ .

Des Weiteren ist von Interesse, ob ein Wärmerückgewinnungssystem Feuchte übertragen kann. Wie oben beschrieben, besteht diese Möglichkeit nur bei Einsatz des Sorptionsrotors. Da mit der Übertragung von Feuchte aber auch die Übertragung von Abluft in die Außenluft verbunden ist, kann diese Fähigkeit je nach Einsatzfall auch unerwünscht sein. Bei dem hier betrachteten Bürogebäude stellt die Übertragung von Abluft in die Außenluft jedoch keine Einschränkung dar, da keine schwerwiegenden hygienischen Beeinträchtigungen der Abluft zu erwarten sind.

Außerdem wird die Menge der übertragenen Abluft durch Einbau einer so genannten Spülzone reduziert, in welcher durch Umlenkung die im Rotor befindliche Abluft durch die Außenluft in den Abluftkanal zurück gedrückt wird. Somit wird die Übertragung von Feuchte als positiver Effekt genutzt, um Be- und Entfeuchtung in der raumluftechnischen Anlage zu ersetzen.

Aus den Betrachtungen geht hervor, dass mehrere technische Faktoren bei der Auswahl und Beurteilung eines Wärmerückgewinnungssystems von Bedeutung sind. Um einen besseren Überblick über die behandelten Merkmale zu ermöglichen, erfolgt eine Zusammenfassung in Tabelle 1.

Merkmal	Wärmerückgewinnungssystem		
	Plattenwärmeübertrager	Kreislaufverbundsystem	Sorptionsrotor
Rückwärmzahl $\Phi_2$	0,58	0,71	0,75
Rückfeuchtzahl $\Psi_2$	keine Übertragung	keine Übertragung	0,70
Stoffübertragung	bei defekt/Undichtigkeit	nein	ja
Gesamtlänge in mm	13224	8216	10724
Gesamtbreite in mm	2604	2604	3304
Gesamthöhe in mm	2748	3348	3348
Wartungsfläche in m <sup>2</sup>	34	21	35
Vorerhitzer	ja	nein	nein
weitere Register (E/K)	ja	nein	ja
$\sum \Delta p_{ZUL, int}$ in Pa	947	720	681
$\sum \Delta p_{ABL, int}$ in Pa	416	461	320
$\sum \Delta p_{ges, int}$ in Pa	1363	1181	1001

**Tabelle 1: Gegenüberstellung technischer Merkmale der Systemvarianten**

## 4.2 Energiebedarf und Wirtschaftlichkeit

Von besonderer Bedeutung für den Bauherrn ist die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit der Investition. Das heißt, dass sich höhere Investitionskosten für

ein bestimmtes System lohnen müssen, indem zum Beispiel Betriebskosten eingespart werden. Die Differenz zwischen den Investitionskosten der möglichen Systemvarianten muss also durch die Betriebskosteneinsparung innerhalb eines möglichst kurzen Zeitraumes gedeckt werden. Dabei müssen jedoch weitere Faktoren betrachtet werden. Dazu gehören zum Beispiel Preissteigerungen für die Energieversorgung sowie unterschiedlich hohe Wartungs- und Instandhaltungskosten für verschiedene Systeme. Es müssen also die Kosten für die einzelnen Bereiche ermittelt und über einen festgelegten Zeitraum betrachtet werden.

#### **4.2.1 Energiebedarf**

Um eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchzuführen, müssen die Betriebskosten ermittelt werden. Diese sind abhängig vom Energiebedarf der Systeme. Dieser lässt sich für raumluftechnische Anlagen nach DIN V 18599 Teil 3 und Teil 7 ermitteln. Die Berechnungen zu den drei Systemvarianten finden sich unter den entsprechenden Gliederungspunkten.

##### **4.2.1.1 Nutzenergiebedarf Wärme und Kälte**

In Abhängigkeit des Wärmerückgewinnungssystems und der jeweiligen Rückwärmzahl variiert der Nutzenergiebedarf für die Erwärmung der Luft auf die gewünschte Zulufttemperatur. Dementsprechend ergibt sich für die raumluftechnische Anlage mit Plattenwärmerückgewinner, welche die geringste Rückwärmzahl aufweist, der höchste Nutzenergiebedarf von  $77454kWh$  pro Jahr. Im Gegensatz dazu benötigt die Systemvariante mit Sorptionsrotor ( $\Phi_2 = 0,75$ ) jährlich lediglich  $27345kWh$ . Das Kreislaufverbundsystem liegt zwischen diesen Werten mit einem Nutzenergiebedarf Wärme von  $38938kWh$  im Jahr.

Ebenso wie der Nutzenergiebedarf Wärme ist auch der Bedarf an Kälte abhängig vom Wärmerückgewinnungssystem. Dementsprechend weist wiederum die Anlage mit Sorptionsrotor den niedrigsten und das System mit Plattenwärmeübertrager den höchsten Bedarf auf.

Bei der Berechnung dieser Werte für den Sommerfall ergeben sich jedoch wesentlich geringere Abweichungen zwischen den Systemen, was in der kleineren Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Abluft im Sommer begründet liegt. Sie beträgt lediglich:

$$\Delta t_{SO} = t_{AU} - t_{AB} = 32^{\circ}C - 26^{\circ}C = 6K . \quad (\text{Gl. 4.1})$$

Im Winterfall beträgt die Differenz:

$$\Delta t_{WI} = t_{AB} - t_{AU} = 22^{\circ}C - (-10)^{\circ}C = 32K . \quad (\text{Gl.4.2})$$

Dementsprechend ist die übertragbare, das heißt die im Wärmerückgewinner nutzbare Wärmemenge im Sommerfall wesentlich geringer. Für den Nutzenergiebedarf Kälte ergeben sich folgende Werte:

- Teilklimaanlage mit Sorptionsrotor:  $37300 \frac{kWh}{a}$ ,
- Teilklimaanlage mit Kreislaufverbundsystem:  $37361 \frac{kWh}{a}$ ,
- Teilklimaanlage mit Plattenwärmeübertrager:  $37513 \frac{kWh}{a}$ .

In den Abbildungen 21 und 22 wurden die Varianten gegenübergestellt.

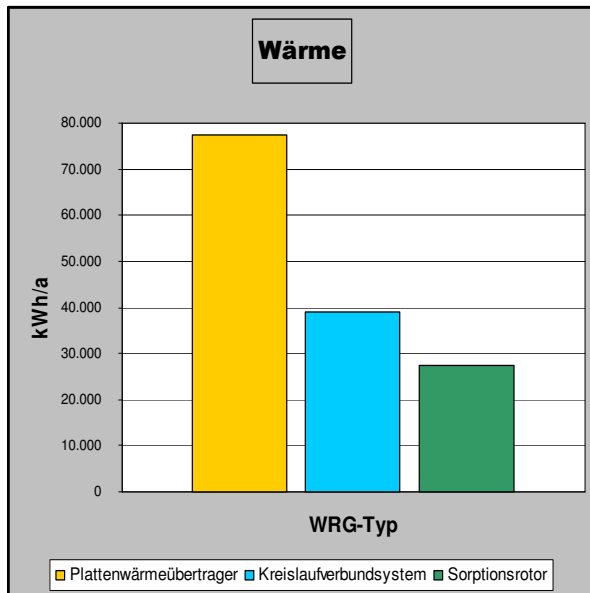


Abbildung 21: Nutzenergiebedarf Wärme

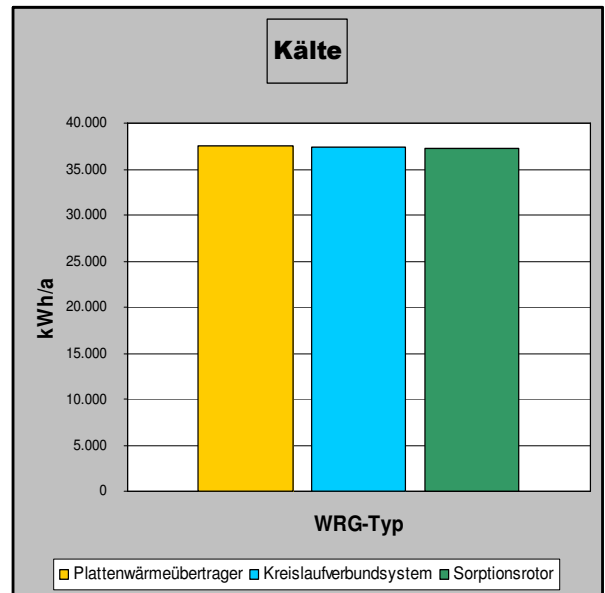


Abbildung 22: Nutzenergiebedarf Kälte

#### 4.2.1.2 Nutzenergiebedarf für Luftförderung und Hilfsenergiebedarf

Die Berechnungen des Nutzenergiebedarfs für Luftförderung wurden für die einzelnen Anlagenvarianten eingehend erläutert. Dabei ergab sich, dass das System



mit Plattenwärmerückgewinner am ungünstigsten abschneidet, während wiederum das raumluftechnische Gerät mit Sorptionsrotor den geringsten Bedarf aufweist. Bei der Betrachtung der zum Betrieb der Wärmerückgewinnung notwendigen Hilfsenergie hat der Plattenwärmeübertrager klare Vorteile, da keinerlei zusätzliche Energie benötigt wird. Durch die hohen wasserseitigen Druckverluste der beiden Wärmeübertrager im Kreislaufverbundsystem ist für den Betrieb der Umwälzpumpe der höchste Energieaufwand notwendig.

In den Abbildungen 23 und 24 erfolgt eine Gegenüberstellung der Systemvarianten zur besseren Übersicht.

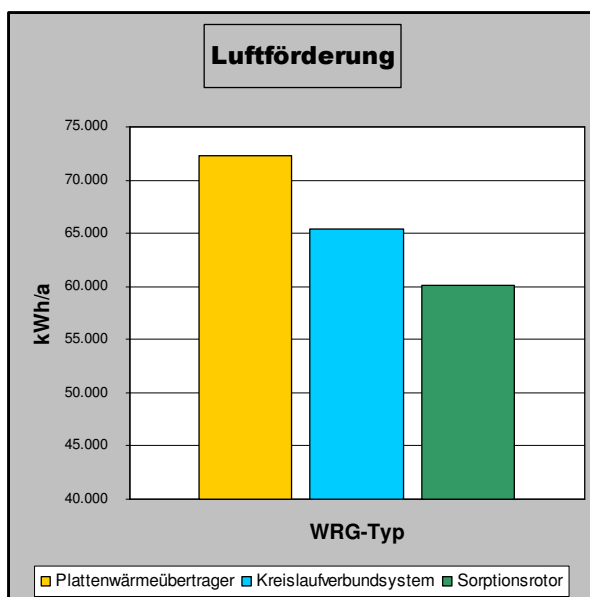


Abbildung 23: Nutzenergiebedarf Luftförderung

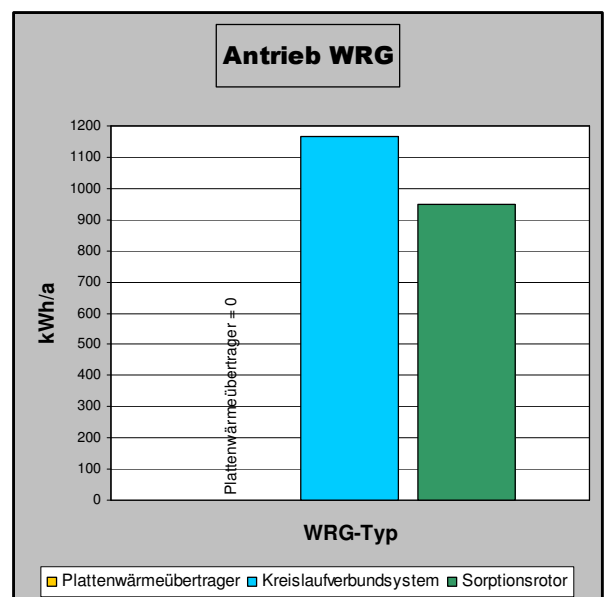


Abbildung 24: Hilfsenergiebedarf WRG

#### 4.2.2 Betriebskosten

Aus den ermittelten Werten lassen sich die Betriebskosten für das jeweilige System berechnen. Dazu werden die Preise für Strom und Fernwärme für den Standort Düsseldorf verwendet. Diese wurden auf Anfrage von den Stadtwerken Düsseldorf mitgeteilt. Demnach ergeben sich für die bei diesem Projekt gegebenen Anschlussbedingungen folgende Werte:

- Grundpreis Strom:  $142,80 \frac{\text{€}}{\text{a}}$ ,
- Arbeitspreis Strom:  $0,2071 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$ ,

- Leistungspreis Fernwärme:  $40,565 \frac{\text{€}}{\text{kW} * \text{a}}$ ,
- Arbeitspreis Fernwärme:  $0,0492 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$ .

Zur Berechnung der Betriebskosten für Strom muss eine weitere Festlegung getroffen werden. Um den Nutzenergiebedarf Kälte betrachten zu können, wird eine Kältemaschine mit einer Leistungszahl (COP) gleich 3 angenommen. Diese Leistungszahl beschreibt das Verhältnis von abgegebener Kälteleistung zu aufgenommener elektrischer Leistung. Um also den Bedarf an elektrischer Energie zu bestimmen, wird der Nutzenergiebedarf Kälte durch 3 geteilt. Demnach ergeben sich folgende Werte für die Betriebskosten für elektrischen Strom:

WRG-Typ	Plattenwärmeübertrager	Kreislaufverbundsystem	Sorptionsrotor
Nutzenergiebedarf Kälte in kWh/a	37.513	37.361	37.300
Bedarf el. Energie für Kälte in kWh/a	12.504	12.454	12.433
Energiebedarf Luftförderung in kWh/a	72.264	65.328	60.120
Hilfsenergiebedarf in kWh/a	0	1.166	948
el. Energie, gesamt in kWh/a	84.768	78.948	73.501
Grundpreis in €/a	142,80	142,80	142,80
<b>Kosten in €/a</b>	<b>17.698,25</b>	<b>16.492,93</b>	<b>15.364,86</b>

**Tabelle 2: Jahresgesamtkosten für Strom**

Für die Berechnung der Betriebskosten für Fernwärme werden die vom Hersteller ausgelegten Leistungswerte der einzelnen Erhitzer angenommen und mit dem Leistungspreis verrechnet. Daher ergeben sich für die Betriebskosten für Fernwärme folgende Werte für die einzelnen Systeme:

WRG-Typ	Plattenwärmeübertrager	Kreislaufverbundsystem	Sorptionsrotor
Anschlussleistung in kW	164,7	61,1	53,7
Nutzenergiebedarf Wärme in kWh/a	77.454	38.938	27.345
<b>Kosten in €/a</b>	<b>10.491,79</b>	<b>4.394,27</b>	<b>3.523,71</b>

**Tabelle 3: Jahresgesamtkosten für Fernwärme**

### **4.2.3 Wirtschaftlichkeitsberechnung nach VDI 2067-1**

Zur Ermittlung der wirtschaftlichsten Variante ist eine Vergleichsrechnung notwendig, die alle Zahlungen innerhalb eines bestimmten Zeitraumes beinhaltet. Dazu gehören nicht nur die Investitions- und Betriebskosten, sondern auch Kosten für die Wartung und Instandsetzung sowie mögliche Ersatzinvestitionen für Anlagenkomponenten, deren Nutzungsdauer kürzer als der Betrachtungszeitraum ist. Diese Möglichkeit bietet die Annuitätsmethode nach VDI 6025 und VDI 2067-1. Bei dieser Methode wird in vier verschiedene Arten von Auszahlungen, das heißt Kosten, unterschieden:

- kapitalgebundene,
- bedarfs- (verbrauchs-)gebundene,
- betriebsgebundene,
- sonstige Auszahlungen.

Bei der vorliegenden Betrachtung sind keine sonstigen Auszahlungen zu berechnen, da diese Kosten, das sind zum Beispiel Verwaltungskosten, keine Bedeutung für die Wirtschaftlichkeit der Anlagenvarianten haben.

#### **4.2.3.1 Eingangsparmeter, Grundlagen**

Zur Berechnung der einzelnen Auszahlungen werden noch verschiedene Eingangsparmeter benötigt. An erster Stelle stehen die Investitionskosten  $A_0$  für die Varianten der raumluftechnischen Anlage. Diese werden untergliedert nach den einzelnen Anlagenkomponenten vom Hersteller abgefragt. Des Weiteren muss der Betrachtungszeitraum  $T$  für die Berechnung festgelegt werden, welcher in VDI 2071 mit 10 Jahren festgesetzt ist. Der Zinssatz  $i$ , welcher für die Investitionen anzunehmen ist, da sie mittels Fremdkapital finanziert werden, beträgt laut VDI 2071 8 Prozent pro Jahr. Die Preissteigerungsrate  $j$ , welche in die Instandhaltungs- und Wartungskosten eingeht, wird in VDI 2071 mit 3 Prozent pro Jahr definiert. Die Preissteigerungsraten für Fernwärme und elektrischen Strom sind aus Angaben des Statistischen Bundesamtes zu ermitteln. Demnach ergibt sich für Fernwärme eine Rate von 7,6 Prozent pro Jahr und für elektrischen Strom von 5 Prozent pro Jahr. Aus VDI 2067-1 sind die Faktoren für Instandsetzung und Wartung sowie die rechnerischen Nutzungsdauern der Komponenten zu entnehmen. Dabei gehen die

Instandsetzungskosten in die Berechnung der kapitalgebundenen Auszahlungen ein, während die Wartungskosten Teil der betriebsgebundenen Auszahlungen sind.

#### 4.2.3.2 Berechnungsablauf

Für die einzelnen Arten der Auszahlungen ist die jeweilige Annuität  $A_N$  zu ermitteln. Die Annuität stellt einen Wert dar, der unter Berücksichtigung von Zinsen und Preisänderungen alle Auszahlungen innerhalb des Betrachtungszeitraumes erfasst. Die Auszahlungen werden dadurch gleichmäßig auf alle Jahre des Betrachtungszeitraumes verteilt. Um die Gesamtannuität einer Anlage zu ermitteln, werden die Annuitäten der Auszahlungsarten summiert. Die Gesamtannuität dient als Vergleichswert für die Wirtschaftlichkeit eines Systems. Die Systemvariante mit der geringsten Gesamtannuität ist demnach die wirtschaftlich günstigste Variante.

Zur Ermittlung der jeweiligen Annuitäten sind von grundlegendem Interesse:

- der Investitionsbetrag  $A_0$ ,
- der Annuitätsfaktor  $a$ ,
- der preisdynamische Annuitätsfaktor  $ba$  der jeweiligen Auszahlungen.

Der Investitionsbetrag wird aus den Herstellerunterlagen für die jeweilige Systemvariante ermittelt. Der Annuitätsfaktor  $a$  ist abhängig vom Betrachtungszeitraum  $T$  und dem Zinsfaktor  $q$ . Der Zinsfaktor  $q$  ergibt sich aus dem Zinssatz  $i$  mit  $q = 1 + i = 1 + 0,08 = 1,08$ . (Gl. 4.3)

Der Annuitätsfaktor  $a$  ergibt sich nach Gleichung 4.4:

$$a = \frac{q^T * (q - 1)}{q^T - 1} = \frac{1,08^{10} * (1,08 - 1)}{1,08^{10} - 1} = \underline{\underline{0,149029}}. \quad (\text{Gl. 4.4})$$

Der preisdynamische Annuitätsfaktor  $ba$  wird aus dem mittels Gleichung 4.4 ermittelten Annuitätsfaktor  $a$  und dem Barwertfaktor  $b$  für die jeweilige Auszahlungsart berechnet. Der Barwertfaktor berücksichtigt die Preisänderung über den Preisänderungsfaktor  $r = 1 + j$ . (Gl. 4.5)

Es ergibt sich folgende allgemeine Formel für alle Barwertfaktoren:

$$b = \frac{1 - \left(\frac{r}{q}\right)^T}{q - r}. \quad (\text{Gl. 4.6})$$

Der preisdynamische Annuitätsfaktor wird folgendermaßen berechnet:

$$ba = b * a . \quad (\text{Gl. 4.9})$$

#### 4.2.3.3 Berechnungsergebnisse

Mit den so ermittelten Werten lassen sich die Berechnungen der Annuitäten für alle Auszahlungsarten durchführen und zu den Gesamtannuitäten für die Systemvarianten summieren. Damit ergeben sich die folgenden Werte für die drei Systemvarianten aufgeschlüsselt nach Auszahlungsarten.

Wärmerück-gewinnungssystem	Sorptionsrotor	Kreislaufverbundsystem	Plattenwärmeübertrager
Gesamtinvestitions-kosten $A_0$	80.000 €	100.000 €	73.500 €
Betrachtungszeitraum T	10a	10a	10a
Zinssatz i	8 %/a	8 %/a	8 %/a
Preisänderungsfaktor j für Wartung, Instandsetzung	3 %/a	3 %/a	3 %/a
Preisänderungsfaktor j für Fernwärme	7,6 %/a	7,6 %/a	7,6 %/a
Preisänderungsfaktor j für elektr. Strom	5 %/a	5 %/a	5 %/a
$ba_{IN}$	1,125189	1,125189	1,125189
$ba_B$	1,125189	1,125189	1,125189
$ba_V$ für Fernwärme	1,357126	1,357126	1,357126
$ba_V$ für elektr. Strom	1,219587	1,219587	1,219587
$A_{N,K}$	39.420,26	42.831,57	38.401,81
$A_{N,B}$	5.997,27	8.889,00	5.223,13
$A_{N,V}$	23.520,90	26.078,14	35.823,24
<b><math>A_N</math></b>	<b>68.938,43</b>	<b>77.798,71</b>	<b>79.448,18</b>

**Tabelle 4: Zusammenstellung der Berechnungsergebnisse der Systemvarianten**

Es ist zu erkennen, dass die Gesamtannuität der raumluftechnischen Anlage mit Sorptionsrotor am geringsten ist. Dementsprechend ist diese Anlage die wirtschaftlich sinnvollste Variante. Die Annuität der Systemvariante mit

Plattenwärmeübertrager ist am höchsten. Sie ist also aus wirtschaftlicher Sicht am wenigsten empfehlenswert.

### 4.3 Berechnung der CO<sub>2</sub>-Emissionen

Um eine abschließende Betrachtung der Systemvarianten durchzuführen, ist es notwendig, auch den Einfluss der Anlagen auf die Umwelt zu beurteilen. Dies geschieht mittels der Berechnung der so genannten CO<sub>2</sub>-Äquivalente. Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) ist ein Treibhausgas, das heißt, es beeinflusst und verstärkt den natürlichen Treibhauseffekt, sodass es zur so genannten globalen Erwärmung kommt. Allerdings gibt es noch eine Reihe weiterer Treibhausgase, die nicht so bekannt sind wie das CO<sub>2</sub>, wie zum Beispiel Methan (CH<sub>4</sub>) und Kohlenmonoxid (CO). Um also den Einfluss eines Prozesses auf den Treibhauseffekt umfassend darzustellen, wäre es notwendig alle Emissionen des Prozesses zu bewerten. Abhilfe schafft die Berechnung der so genannten CO<sub>2</sub>-Äquivalente. Dabei wird die Emission aller klimawirksamen Treibhausgase bei einem Prozess auf eine Menge an CO<sub>2</sub> umgerechnet, die das gleiche Treibhauspotential wie der Gesamtausstoß des Prozesses aufweist. Dieser Wert wird spezifisch für eine Kilowattstunde des jeweiligen Energieträgers angegeben.

Um die Berechnung durchzuführen, müssen die CO<sub>2</sub>-Äquivalente des jeweiligen Energieträgers ermittelt werden, die abhängig von der Erstellung der Energieform sind. Diese können im Allgemeinen beim Energieversorgungsunternehmen abgefragt werden. Im vorliegenden Fall für ein Projekt in Düsseldorf sind die CO<sub>2</sub>-Äquivalente von den Stadtwerken Düsseldorf zur Verfügung gestellt worden. Es ergeben sich folgende Werte für Fernwärme und Strom:

- Fernwärme:  $80 \frac{g}{kWh}$  CO<sub>2</sub>-Äquivalent,
- Strom:  $456 \frac{g}{kWh}$  CO<sub>2</sub>-Äquivalent.

Diese Werte müssen lediglich mit dem jeweiligen Energiebedarf der drei Systemvarianten multipliziert werden. Daher ergeben sich folgende CO<sub>2</sub>-Äquivalente für die Anlagen:

Wärmerück- gewinnungssystem	Sorptionsrotor	Kreislaufverbundsystem	Plattenwärmeübertrager
Energiebedarf Fernwärme in kWh/a	27.345	38.938	77.454
CO <sub>2</sub> -Äquivalent Fernwärme in g/kWh	80	80	80
ΣCO <sub>2</sub> -Äquivalent Fernwärme in t/a	2,2	3,1	6,2
Energiebedarf elektr. Strom in kWh/a	73.501	78.948	84.768
CO <sub>2</sub> -Äquivalent elektr. Strom in g/kWh	456	456	456
ΣCO <sub>2</sub> -Äquivalent elektr. Strom in t/a	33,5	36,0	38,7
<b>ΣCO<sub>2</sub>-Äquivalente in t/a</b>	<b>35,7</b>	<b>39,1</b>	<b>44,9</b>

**Tabelle 5: CO<sub>2</sub>-Äquivalente nach Systemvarianten und Energieform**

Es ergibt sich also der höchste CO<sub>2</sub>-Ausstoß für das raumluftechnische Gerät mit Plattenwärmeübertrager, da dieses auch den höchsten Energiebedarf hat. Das System mit der höchsten Rückwärmzahl und damit dem geringsten Energiebedarf weist dementsprechend auch den niedrigsten CO<sub>2</sub>-Ausstoß auf.

## **5. Schlussfolgerungen und Ausblick**

Aus den angestellten Betrachtungen geht hervor, dass die raumluftechnische Anlage mit Sorptionsrotor für das vorliegende Gebäude wirtschaftlich und ökologisch am günstigsten ist. Da die Platzverhältnisse im Technikgeschoss ausreichend sind, stellt auch der gegenüber der Variante mit Kreislaufverbundsystem höhere Platzbedarf für Aufstellung und Wartung keine Schwierigkeit dar. Besonders von Vorteil ist die Möglichkeit der Feuchteübertragung, da hierdurch zumindest eine unregelmäßige Be- und Entfeuchtung der Zuluft ohne zusätzliche Anlagenkomponenten möglich wird.

In Hinblick auf zukünftige Projekte lässt sich feststellen, dass der Einsatz von Sorptionsrotoren in Anlagen für Bürogebäude sinnvoll ist. Jedoch ist bei einer reinen Betrachtung der Wirtschaftlichkeit immer die Rückwärmzahl des jeweiligen Systems zu beachten. Diese sollte bei der Auswahl eines Wärmerückgewinnungssystems an erster Stelle stehen, ohne jedoch die anderen erläuterten Merkmale außer Acht zu lassen.

Die Bedeutung der Rückwärmzahl bei der Auswahl eines Systems kommt besonders nach Inkrafttreten der zukünftigen Energieeinsparverordnung 2009 zum Tragen. Wie schon festgestellt, schreibt diese für das Referenzgebäude ein Wärmerückgewinnungssystem mit einer Rückwärmzahl von 60 Prozent vor. Derzeit sind lediglich 45 Prozent Wärmerückgewinnungsgrad erforderlich. Da jedoch weitere Anpassungen und Verschärfungen der Energieeinsparverordnung für 2012 in Planung sind, sollte man sich aus dieser Sicht für die Variante mit der höchsten Rückwärmzahl entscheiden. Damit wird auch ein möglicherweise notwendiger Austausch des Wärmerückgewinners im Zuge zukünftiger Änderungen der Energieeinsparverordnung ausgeschlossen.



## **6. Literaturverzeichnis**

DIN V 18599: 2007-02

Energetische Bewertung von Gebäuden Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung; Teile 1 bis 10

DIN EN 13779: 2007-09

Lüftung von Nichtwohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlageanlagen und Raumkühlsysteme;  
Deutsche Fassung EN 13779: 2007

DIN EN 13053: 2007-11

Lüftung von Gebäuden – Zentrale raumluftechnische Geräte – Leistungsdaten für Geräte, Komponenten und Baueinheiten;  
Deutsche Fassung EN 13053: 2006

DIN EN 308: 1997-06

Wärmeaustauscher – Prüfverfahren zur Bestimmung von Leistungskriterien von Luft/Luft- und Luft/Abgas-Wärmerückgewinnungsanlagen  
Deutsche Fassung EN 308: 1997

VDI 2067: 2000-09

Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen  
Blatt 1: Grundlagen und Kostenberechnung

VDI 2071: 1997-12

Wärmerückgewinnung in Raumluftechnischen Anlagen

VDI 3803: 2008-07

Raumluftechnik  
Blatt 1: Bauliche und technische Anforderungen an zentrale Raumluftechnische Anlagen (VDI Lüftungsregeln)

VDI 6022: 2006-04

Blatt 1: Hygiene-Anforderungen an Raumluftechnische Anlagen und Geräte

VDI 6025: 1996-11

Betriebswirtschaftliche Berechnungen für Investitionsgüter und Anlagen

Bundesgesetzblatt

Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung – EnEV);  
Ausgabe: 24. Juli 2007

Bundesgesetzblatt

Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung – EnEV);  
Ausgabe: 29. April 2009; Tag des Inkrafttretens: 01. Oktober 2009

Professor Dipl.-Ing. Jürgen Löffler,

Unterrichtsmitschriften Lüftungs- und Klimatechnik 2007/2008/2009

Sascha Müller, BA Glauchau, Studienarbeit, 05.Juni 2009

Institut für Luft- und Kältetechnik, Dresden, Software zur Darstellung von Prozessen im Mollier-h,x-Diagramm, Internet: URL [http://www.ilkdresden.de/index.php?id=726&tx\\_ttnews\[tt\\_news\]=620&tx\\_ttnews\[backPid\]=62&fachg=28&cHash=46d28a3138](http://www.ilkdresden.de/index.php?id=726&tx_ttnews[tt_news]=620&tx_ttnews[backPid]=62&fachg=28&cHash=46d28a3138)

Statistisches Bundesamt, Internetauftritt: [www.destatis.de](http://www.destatis.de)

[KLI] CCI Promotor Schulungen, Vortragsunterlagen, Vortrag zu dem Thema:  
Möglichkeiten durch Luft-Luft Wärmerückgewinnung: Beste Lösungen  
nach dem heutigen Stand, Referent: Kai Klingenburg

- [JÜTT] JÜTTEMANN, HERBERT DR.-ING.: *Wärme- und Kälterückgewinnung in raumlufttechnischen Anlagen*, 5.Auflage, Werner Verlag GmbH und Co. KG, Düsseldorf, 2001, ISBN 3-8041-2233-7
- [SCHENK] Dipl.-Ing. Maik Schenker, Dozent, Unterrichtsmitschriften Technische Thermodynamik 2006/2007
- [PAUL] Paul Wärmerückgewinnung GmbH: *Wärmeaustauscher-Typen*, Internet: URL [http://www.paul-lueftung.net/downloads/wt-typen\\_090518.pdf](http://www.paul-lueftung.net/downloads/wt-typen_090518.pdf)
- [FRIV] Josef Friedl GmbH Luft- & Wärmetechnik: Frivent-Wärmerückgewinner- Kapillarventilator, Internet: URL [http://www.frivent.com/media/\\_uploads/pdf/WRG\\_Vortrag.pdf](http://www.frivent.com/media/_uploads/pdf/WRG_Vortrag.pdf)
- [IHKS] IHKS Fach.Journal: Hybride Hochleistungs-WRG, Internet: URL [http://www.ihks-fachjournal.de/files/FJ\\_PDF/2004\\_2005/Hybride\\_Hochleistungs\\_WRG.pdf](http://www.ihks-fachjournal.de/files/FJ_PDF/2004_2005/Hybride_Hochleistungs_WRG.pdf)

## **7. Anhangsverzeichnis und Anhang**

Anhang 1:

Luftmengenberechnung

Anhang 2:

Systemvarianten der raumluftechnischen Geräte

Anhang 3:

Mollier-h,x-Diagramme zu den Systemvarianten

Anhang 4:

Studienarbeit

CD mit Auslegungsdaten, Berechnungen, Zeichnungen, Studienarbeit und  
Diplomarbeit

Ich erkläre hiermit ehrenwörtlich,

1. dass ich meine Diplomarbeit mit dem Thema

Die zukünftige EnEV 2009 und ihre Berechnungsgrundlage DIN V 18599 mit Beispielrechnung zur Ermittlung des Nutzenergiebedarfs einer Lüftungsanlage in einem Bürogebäude mit Penthouse-Geschoss nach DIN V 18599

ohne fremde Hilfe angefertigt habe,

2. dass ich die Übernahme wörtlicher Zitate aus der Literatur sowie die Verwendung der Gedanken anderer Autoren an den entsprechenden Stellen innerhalb der Arbeit gekennzeichnet habe und

3. dass ich meine Studienarbeit bei keiner anderen Prüfung vorgelegt habe.

Ich bin mir bewusst, dass eine falsche Erklärung rechtliche Folgen haben wird.

---

Ort, Datum

---

Unterschrift

- Wärmerückgewinnung in raumluftechnischen Anlagen wird vom Gesetzgeber in der Energieeinsparverordnung gefordert. Auch die aktuelle Normung zur Raumluftechnik schreibt den Einsatz von Wärmerückgewinnungssystemen vor.
- Um Primärenergie und Betriebskosten einzusparen, sollten in allen raumluftechnischen Anlagen Wärmerückgewinnungssysteme eingesetzt werden, da die Zweitnutzung der Energie kostenlos zur Verfügung steht.
- Je nach spezifischem Einsatzfall muss ein Wärmerückgewinnungssystem an Hand technischer, hygienischer, wirtschaftlicher und ökologischer Gesichtspunkte ausgewählt werden, um die optimale Systemvariante zu ermitteln.
- Auf Grundlage der Berechnungen nach DIN V 18599 lässt sich die für den Einsatzfall energetisch und wirtschaftlich günstigste Variante ermitteln.
- Für den Einsatz in Bürogebäuden ohne besondere Anforderungen an die Zuluftfeuchte sind raumluftechnische Anlagen mit sorptiver Wärmerückgewinnung die technisch und wirtschaftlich optimale Variante.
- In Hinblick auf zukünftige Verschärfungen der einschlägigen Gesetze und Normen, ist es sinnvoll, ein Wärmerückgewinnungssystem mit möglichst hohem Übertragungsgrad beim Neubau einer raumluftechnischen Anlage zum Einsatz zu bringen.