

Anlage zum Ministeriellen Erlass vom 18. Dezember 2015 zur Festlegung der ergänzenden Spezifikationen für die Ermittlung des thermischen Wirkungsgrads einer Wärmerückgewinnungsanlage im Sinne von Anlage A1 des Erlasses der Wallonischen Regierung vom 15. Mai 2014 über die Umsetzung des Dekrets vom 28. November 2013 über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden.

1	BEGRIFFSBESTIMMUNGEN.....	2
2	STANDARDWERT.....	3
3	ERMITTLUNG DES THERMISCHEN WIRKUNGSGRADS VON WÄRMERÜCKGEWINNUNGSANLAGEN DES TYPIS „TWIN COIL“ ODER „HEAT PIPE“	3
4	ERMITTLUNG DES THERMISCHEN WIRKUNGSGRADS, WENN EIN GEPRÜFTER WIRKUNGSGRAD FÜR DIE (KOMPLETTE) LUFTBEHANDLUNGSEINHEIT ODER (NUR) FÜR DEN WÄRMETAUSCHER VORLIEGT 3	
5	ERMITTLUNG DES THERMISCHEN WIRKUNGSGRADS, WENN EIN GEPRÜFTER WIRKUNGSGRAD FÜR EINE (KOMPLETTE) LUFTBEHANDLUNGSEINHEIT ODER (NUR) EINEN WÄRMETAUSCHER DER GLEICHEN SERIE WIE DIE BETROFFENE WÄRMERÜCKGEWINNUNGSANLAGE VORLIEGT	4
5.1	Allgemeines Prinzip	4
5.2	Ermittlung von η_{ser}	6
5.3	Ermittlung von $\eta_{ahu,ref}$	6
5.4	Ermittlung von η_{ser1} (Methode 1)	7
5.5	Ermittlung von η_{ser2} (Methode 2)	8
5.6	Ermittlung von η_{ser3} (Methode 3)	9
5.6.1	<i>Korrektur aufgrund der Wärmekapazität des Regeneratormaterials.....</i>	9
5.6.2	<i>Ermittlung des Idealwertes des thermischen Wirkungsgrads der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie</i>	11
5.6.3	<i>Ermittlung der geometrischen Parameter β^* et Dh^* und des Materialparameters ϕ^*</i>	12
5.6.4	<i>Ermittlung des Volumenstroms, für den der berechnete Idealwert des thermischen Wirkungsgrads der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt</i>	14
5.7	Ermittlung des Volumenstroms, für den der berechnete thermische Wirkungsgrad einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt	14
5.8	Ermittlung der typischen Wärmeaustauschfläche	16
5.9	Ermittlung der Kanalanzahl	17
5.10	Abbildungen zur Veranschaulichung	19
6	MESSUNG UND BERECHNUNG.....	20
6.1	Messung	20
6.1.1	<i>Luftbehandlungseinheit.....</i>	20
6.1.2	<i>Wärmetauscher.....</i>	21
6.2	Berechnung	22
6.2.1	<i>Luftbehandlungseinheit.....</i>	22
6.2.2	<i>Wärmetauscher.....</i>	23

Ergänzende Spezifikationen für die Ermittlung des thermischen Wirkungsgrads einer Wärmerückgewinnungsanlage

Abweichend von Anlage A1 (EEW) Abschnitt G kann der thermische Wirkungsgrad η_{test} einer Wärmerückgewinnungsanlage nach einer der unten stehend beschriebenen Methoden ermittelt werden.

1 Begriffsbestimmungen

Für die Begriffsbestimmungen der Kategorien von Wärmerückgewinnungsanlagen und für die Konventionen zur Nummerierung der vier Luftströme und zur Angabe der Position der Ventilatoren wird Bezug auf die Norm NBN EN 308 genommen.

Wärmeübertragungsprinzipien in Wärmetauschern:

- **Gleichstromwärmeübertragung:** Wärmeübertragungsprinzip, bei dem die Übertragung zwischen zwei Medien erfolgt, die auf beiden Seiten der luftdichten Trennwand auf der gleichen Achse und in der gleichen Richtung fließen.
- **Kreuzstromwärmeübertragung:** Wärmeübertragungsprinzip, bei dem die Übertragung zwischen zwei Medien erfolgt, die auf beiden Seiten der luftdichten Trennwand auf unterschiedlichen Achsen fließen (Hinweis: der Winkel zwischen diesen beiden Achsen beträgt üblicherweise zwischen 60° und 90° , die Durchschnittsgeschwindigkeit der Luft zwischen den Platten der beiden Luftströme ist daher auf dem gesamten Weg relativ konstant (unabhängig von Dichteänderungen und nicht idealen Eintrittsbedingungen)).
- **Gegenstromwärmeübertragung:** Wärmeübertragungsprinzip, bei dem die Übertragung zwischen zwei Medien erfolgt, die auf beiden Seiten der luftdichten Trennwand auf der gleichen Achse, aber in unterschiedlichen Richtungen fließen (Hinweis: dieses Konzept zeichnet sich dadurch aus, dass die Luftgeschwindigkeit zwischen den Platten der beiden Luftströme im Gegenstrombereich relativ konstant, jedoch niedriger als die Durchschnittsgeschwindigkeit der Luft am Eingang des Wärmetauschers ist (unabhängig von Dichteänderungen und nicht idealen Eintrittsbedingungen)).
- **NUT:** Bei der Anzahl der Übertragungseinheiten handelt es sich um einen dimensionslosen Wert, mit dem die Wärmeübertragungsmenge in den Wärmetauschern angegeben werden kann.

Praktische Anwendung in Wärmerückgewinnungsanlagen:

- **Einfacher Kreuzstromwärmetauscher:** Plattenwärmetauscher, der zu mindestens 70 % nach dem Kreuzstromwärmeübertragungsprinzip funktioniert; die Berechnung erfolgt auf der Grundlage des Teils der Fläche mit eindeutigem Kreuzstrom im Verhältnis zur Gesamtfläche (auf Ebene der Luftströme).
- **Doppelter Kreuzstromwärmetauscher:** Plattenwärmetauscher, der aus zwei eindeutig feststellbaren einfachen Kreuzstromwärmetauschern besteht, bei denen die beiden Luftströme in Reihe und allgemein gegen den Strom in den beiden Wärmetauschern fließen.
- **„Heat pipe“ (oder „Wärmerohr“):** Wärmetauscher, bei dem die Wärmeübertragung über ein Medium erfolgt, das verdampft und anschließend kondensiert. Das Wärmeübertragungsmedium befindet sich in einem geschlossenen Rohr, das auf der einen Seite Zuluft und auf der anderen Seite Abluft ausgesetzt ist. Nach der Verdampfung auf der einen Seite breitet sich das Medium in Gasform auf die andere Seite aus, wo es kondensiert und mittels Schwer-, Kapillar- oder Zentrifugalkraft zur Verdampfungsseite zurückkehrt.
- **Regenerator:** Regenerativer Wärmetauscher. Es kann sich dabei um einen statischen Generator oder einen Generator mit Rad handeln.

- **Statischer Regenerator:** Regenerativer Wärmetauscher in Form von zwei getrennten Speichern, durch die Zuluft und Abluft im Wechsel fließen (mittels eines oder mehrerer Ventile).
- **Gegenstromwärmetauscher:** Plattenwärmetauscher, der zu mindestens 30 % nach dem Gegenstromwärmeübertragungsprinzip funktioniert; die Berechnung erfolgt auf der Grundlage des Teils der Fläche mit eindeutigem Gegenstrom im Verhältnis zur Gesamtfläche (auf Ebene der Luftströme).
- **„Twin coil“ oder Glykolbatterie:** Wärmetauscher, der aus zwei Luft/Flüssigkeitswärmetauschern besteht, durch die jeweils einer der Luftströme fließt und bei denen ein Wärmeübertragungsmedium zwischen den beiden Wärmetauschern fließt und die Wärme auf diese Weise von einem Luftstrom zum anderen überträgt.
- **Rotationswärmetauscher:** Regenerativer Wärmetauscher in Form eines scheibenförmigen Rotationsspeichers, bei dem abwechselnd Zuluft und Abluft durch die Wärmespeichermasse fließt.

2 Standardwert

Wenn keine der Ermittlungsmethoden von § 3, 4 oder 5 angewendet wird, beträgt der Standardwert des thermischen Wirkungsgrads η_{test} einer Wärmerückgewinnungsanlage für alle Volumenströme null.

3 Ermittlung des thermischen Wirkungsgrads von Wärmerückgewinnungsanlagen des Typs „Twin coil“ oder „Heat pipe“

Für den thermischen Wirkungsgrad η_{test} einer Wärmerückgewinnungsanlage werden die Werte der nachstehenden Tabelle verwendet:

Tabelle [1]: η_{test} für die Typen „Twin coil“ oder „Heat pipe“

Kategorie (nach NBN EN 308)		Typ	η_{test}
IIa	Wärmerückgewinner mit Zwischenmedium ohne Phasenänderung	„Twin coil“	0,30
IIb	Wärmerückgewinner mit Zwischenmedium und Phasenänderung	„Heat pipe“	0,30

4 Ermittlung des thermischen Wirkungsgrads, wenn ein geprüfter Wirkungsgrad für die (komplette) Luftbehandlungseinheit oder (nur) für den Wärmetauscher vorliegt

Der thermische Wirkungsgrad η_{test} einer Wärmerückgewinnungsanlage für den Volumenstrom $q_{v,\text{proj}}$ wird wie folgt ermittelt:

Wenn $q_{v,\text{proj}} \leq q_{v,\text{test}}$:

Gleichung 1

$$\eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ahu,test}} \quad (-)$$

oder:

Gleichung 2

$$\eta_{\text{test}} = 0$$

Wenn $q_{v, \text{test}} < q_{v, \text{proj}} \leq 1,56 \cdot q_{v, \text{test}}$:

$$\text{Gleichung 3} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ahu, test}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v, \text{proj}} - \min(q_{v11, \text{test}}; q_{v22, \text{test}}))}{\min(q_{v11, \text{test}}; q_{v22, \text{test}})} \quad (-)$$

oder:

$$\text{Gleichung 4} \quad \eta_{\text{test}} = 0,85 \cdot \eta_{\text{hx, test}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v, \text{proj}} - \min(q_{v11, \text{test}}; q_{v22, \text{test}}))}{\min(q_{v11, \text{test}}; q_{v22, \text{test}})} \quad (-)$$

Wenn $q_{v, \text{proj}} > 1,56 \cdot q_{v, \text{test}}$: $\eta_{\text{test}} = 0$.

Dabei ist:

$q_{v, \text{proj}}$	der Volumenstrom in m^3/h , für den ein thermischer Wirkungsgrad zur Ermittlung des Primärenergieverbrauchs von Gebäuden gegeben ist. Bei diesem Volumenstrom handelt es sich in dieser Anlage um „den Volumenstrom bei der Prüfung laut Definition in Anlage G“, auf den in Anlage A1 (EEW) Abschnitt B.2 verwiesen wird;
$q_{v, \text{test}}$	der Volumenstrom in m^3/h bei der Prüfung laut § 6;
$\eta_{\text{ahu, test}}$	der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit bei der Prüfung nach § 6 für den Volumenstrom $q_{v, \text{test}}$, (-);
$\eta_{\text{hx, test}}$	der thermische Wirkungsgrad des Wärmetauschers bei der Prüfung nach § 6 für den Volumenstrom $q_{v, \text{test}}$, (-).

5 Ermittlung des thermischen Wirkungsgrads, wenn ein geprüfter Wirkungsgrad für eine (komplette) Luftbehandlungseinheit oder (nur) einen Wärmetauscher der gleichen Serie wie die betroffene Wärmerückgewinnungsanlage vorliegt

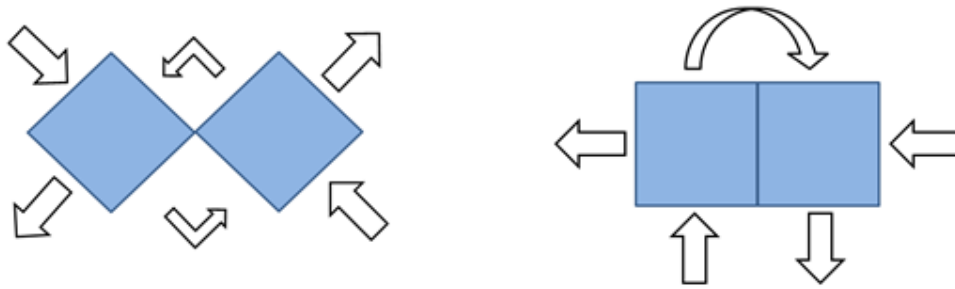
5.1 Allgemeines Prinzip

Der thermische Wirkungsgrad einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie kann unter den folgenden Bedingungen und nach der folgenden Ermittlungsmethode anhand des thermischen Wirkungsgrads einer Referenzluftbehandlungseinheit der gleichen Serie ermittelt werden.

Um zur gleichen Serie zu gehören, muss die zu berechnende Luftbehandlungseinheit in allen nachfolgend aufgeführten Kriterien mit der Referenzluftbehandlungseinheit übereinstimmen:

- Hersteller der kompletten Luftbehandlungseinheit;
- Hersteller des Wärmetauschers;
- Kategorie (siehe NBN EN 308) und Typ (einfach mit Kreuzstrom, doppelt mit Kreuzstrom, Gegenstrom, Rotationswärmetauscher oder statischer Regenerator) des Wärmetauschers;
- Modell des doppelten Kreuzstromwärmetauschers: Position der beiden Wärmetauscher zueinander (linearer oder Oberflächenkontakt - siehe Abbildung [1]);

Abbildung [1]: Linearer Kontakt (links) oder Oberflächenkontakt (rechts) für einen doppelten Kreuzstromwärmetauscher



- Anordnung des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit entweder senkrecht oder entlang der Achse der Luftströmung durch die Luftbehandlungseinheit;
- Aufbau der Luftbehandlungseinheit: Gehäuse mit Füllwänden oder selbsttragenden Wänden, Zusammensetzung der Wände (für Außenverkleidung und Isolierung verwendete Materialien);
- Position der Ventilatoren zum Wärmetauscher (d. h.: der Ventilator befindet sich in beiden Luftbehandlungseinheiten an Position 11 oder in beiden Luftbehandlungseinheiten an Position 12. Das Gleiche gilt für 21 und 22 - siehe Abbildungen in § 5.10).

Der thermische Wirkungsgrad η_{test} einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie für den Volumenstrom $q_{v,\text{proj}}$ wird wie folgt ermittelt:

Wenn $q_{v,\text{proj}} \leq q_{v,\text{ser}}$:

Gleichung 5 $\eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ser}}$ (-)

Wenn $q_{v,\text{ser}} < q_{v,\text{proj}} \leq 1,56 \cdot q_{v,\text{ser}}$:

Gleichung 6 $\eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ser}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,\text{proj}} - q_{v,\text{ser}})}{q_{v,\text{ser}}}$ (-)

Wenn $q_{v,\text{proj}} > 1,56 \cdot q_{v,\text{ser}}$: $\eta_{\text{test}} = 0$.

Dabei ist:

$q_{v,\text{proj}}$ der Volumenstrom in m^3/h , für den ein thermischer Wirkungsgrad zur Ermittlung des Primärenergieverbrauchs von Gebäuden gegeben ist. Bei diesem Volumenstrom handelt es sich in dieser Anlage um „den Volumenstrom bei der Prüfung laut Definition in Anlage G“, auf den in Anlage A1 (EEW) Abschnitt B.2 verwiesen wird;

$q_{v,\text{ser}}$ der Volumenstrom in m^3/h , für den der berechnete thermische Wirkungsgrad einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt und der nach § 5.7 ermittelt wird;

η_{ser} der nach § 5.2 berechnete thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie für den Volumenstrom $q_{v,\text{ser}}$, (-).

5.2 Ermittlung von η_{ser}

Der berechnete thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, η_{ser} , wird wie folgt ermittelt:

- für eine Luftbehandlungseinheit mit einfachem Kreuzstromwärmetauscher:

$$\text{Gleichung 7} \quad \eta_{ser} = 0,90 \cdot \eta_{ser1} \quad (-)$$

- für eine Luftbehandlungseinheit mit doppeltem Kreuzstromwärmetauscher:

$$\text{Gleichung 8} \quad \eta_{ser} = 0,90 \cdot \min\left(\eta_{ser1}, \frac{\eta_{ser1} + \eta_{ser2}}{2}\right) \quad (-)$$

- für eine Luftbehandlungseinheit mit Gegenstromwärmetauscher:

$$\text{Gleichung 9} \quad \eta_{ser} = 0,95 \cdot \min\left(\eta_{ahu,ref}, \frac{\eta_{ser1} + \eta_{ser2}}{2}\right) \quad (-)$$

- für eine Luftbehandlungseinheit mit Regenerator (Rotationswärmetauscher oder statischer Regenerator):

$$\text{Gleichung 10} \quad \eta_{ser} = 0,95 \cdot \min(\eta_{ahu,ref}; \eta_{ser3}) \quad (-)$$

Dabei ist:

η_{ser1}	der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie nach Methode 1, wie in § 5.4 beschrieben, (-);
η_{ser2}	der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie nach Methode 2, wie in § 5.5 beschrieben, (-);
$\eta_{ahu,ref}$	der thermische Wirkungsgrad der Referenzluftbehandlungseinheit für die Volumenströme $q_{v11,ref}$ und $q_{v22,ref}$, der nach § 5.3 berechnet wird, (-);
η_{ser3}	der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie nach Methode 3, wie in § 5.6 beschrieben, (-).

5.3 Ermittlung von $\eta_{ahu,ref}$

Der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ der Referenzluftbehandlungseinheit für die Volumenströme $q_{v11,ref}$ und $q_{v22,ref}$ wird wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 11} \quad \eta_{ahu,ref} = \eta_{ahu,test} \quad (-)$$

oder:

$$\text{Gleichung 12} \quad \eta_{ahu,ref} = 0,85 \cdot \eta_{hx,test} \quad (-)$$

Dabei ist:

$\eta_{ahu,test}$	der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit in der Prüfung nach § 6 für die Volumenströme $q_{v11,test}$ und $q_{v22,test}$, (-);
-------------------	---

$\eta_{hx, test}$ der thermische Wirkungsgrad des Wärmetauschers in der Prüfung nach § 6 für die Volumenströme $q_{v11, test}$ und $q_{v22, test}$, (-).

Die Volumenströme, für die der thermische Wirkungsgrad der Referenzluftbehandlungseinheit gilt, $q_{v11, ref}$ und $q_{v22, ref}$, werden $q_{v11, test}$ bzw. $q_{v22, test}$ gleichgesetzt.

5.4 Ermittlung von η_{ser1} (Methode 1)

Der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, η_{ser1} , wird nach Methode 1 wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 13} \quad \eta_{ser1} = 1 - \exp\left[NTU_{ser1}^{0,22} \cdot \left\{ \exp(-NTU_{ser1}^{0,78}) - 1 \right\}\right] \quad (-)$$

Dabei ist:

NTU_{ser1} die NUT der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie nach Methode 1, wie nachstehend ermittelt, (-).

Die NUT der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, NTU_{ser1} , wird nach Methode 1 wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 14} \quad NTU_{ser1} = NTU_{ref1} \cdot \frac{S_{ser} \cdot (n_{channels, ser} \cdot 2 - 2) \cdot \min(q_{v11, ref}; q_{v22, ref})}{S_{ref} \cdot (n_{channels, ref} \cdot 2 - 2) \cdot q_{v, ser}} \quad (-)$$

Dabei ist:

NTU_{ref1} die NUT der Referenzluftbehandlungseinheit nach Methode 1, wie nachstehend ermittelt, (-);

S_{ser} die typische Wärmeaustauschfläche in m^2 der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, die nach § 5.8 ermittelt wird;

S_{ref} die typische Wärmeaustauschfläche in m^2 der Referenzluftbehandlungseinheit, die nach § 5.8 ermittelt wird;

$n_{channels, ser}$ die Anzahl der Kanäle im Wärmetauscher der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, die nach § 5.9 ermittelt wird, (-);

$n_{channels, ref}$ die Anzahl der Kanäle im Wärmetauscher der Referenzluftbehandlungseinheit, die nach § 5.9 ermittelt wird, (-);

$q_{v11, ref}$ der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Abluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu, ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;

$q_{v22, ref}$ der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Zuluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu, ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;

$q_{v, ser}$ der Volumenstrom (m^3/h), für den der berechnete thermische Wirkungsgrad einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt und der nach § 5.7 ermittelt wird.

Die NUT der Referenzluftbehandlungseinheit nach Methode 1, NTU_{ref1} , wird für einen gegebenen $\eta_{ahu, ref}$ ermittelt. Zu diesem Zweck wird folgende Formel iterativ verwendet, bis die Abweichung kleiner als 0,0001 ist:

$$\text{Gleichung 15} \quad \eta_{ahu, ref} = 1 - \exp\left[NTU_{ref1}^{0,22} \cdot \left\{ \exp(-NTU_{ref1}^{0,78}) - 1 \right\}\right] \quad (-)$$

Dabei ist:

NTU_{ref1}	die NUT der Referenzluftbehandlungseinheit nach Methode 1, (-);
$\eta_{ahu,ref}$	der thermische Wirkungsgrad der Referenzluftbehandlungseinheit für die Volumenströme $q_{v11,ref}$ und $q_{v22,ref}$, der nach § 5.3 ermittelt wird, (-).

5.5 Ermittlung von η_{ser2} (Methode 2)

Der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, η_{ser2} , wird wie folgt nach Methode 2 ermittelt:

$$\text{Gleichung 16} \quad \eta_{ser2} = \frac{NTU_{ser2}}{1 + NTU_{ser2}} \quad (-)$$

Dabei ist:

NTU_{ser2}	die NUT der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie nach Methode 2, wie nachstehend ermittelt, (-).
--------------	---

Die NUT der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, NTU_{ser2} , wird nach Methode 2 wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 17} \quad NTU_{ser2} = NTU_{ref2} \cdot \frac{S_{ser} \cdot (n_{channels,ser} \cdot 2 - 2) \cdot \min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref})}{S_{ref} \cdot (n_{channels,ref} \cdot 2 - 2) \cdot q_{v,ser}} \quad (-)$$

Dabei ist:

NTU_{ref2}	die NUT der Referenzluftbehandlungseinheit nach Methode 2, wie nachstehend ermittelt, (-);
S_{ser}	die typische Wärmeaustauschfläche in m^2 der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, die nach § 5.8 ermittelt wird;
S_{ref}	die typische Wärmeaustauschfläche in m^2 der Referenzluftbehandlungseinheit, die nach § 5.8 ermittelt wird;
$n_{channels,ser}$	die Anzahl der Kanäle im Wärmetauscher der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, die nach § 5.9 ermittelt wird, (-);
$n_{channels,ref}$	die Anzahl der Kanäle im Wärmetauscher der Referenzluftbehandlungseinheit, die nach § 5.9 ermittelt wird, (-);
$q_{v11,ref}$	der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Abluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;
$q_{v22,ref}$	der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Zuluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;
$q_{v,ser}$	der Volumenstrom in m^3/h , für den der berechnete thermische Wirkungsgrad einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt und der nach § 5.7 ermittelt wird;

Die NUT der Referenzluftbehandlungseinheit, NTU_{ser2} , wird nach Methode 2 wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 18} \quad NTU_{ref2} = \frac{\eta_{ahu,ref}}{1 - \eta_{ahu,ref}} \quad (-)$$

Dabei ist:

$\eta_{ahu,ref}$ der thermische Wirkungsgrad der Referenzluftbehandlungseinheit für die Volumenströme $q_{v11,ref}$ und $q_{v22,ref}$, der nach § 5.3 ermittelt wird, (-).

5.6 Ermittlung von η_{ser3} (Methode 3)

Der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, η_{ser3} , wird wie folgt nach Methode 3 ermittelt:

$$\text{Gleichung 19} \quad \eta_{ser3} = C_f \cdot \eta_{ser,id} \quad (-)$$

Dabei ist:

C_f eine Korrektur des thermischen Wirkungsgrads aufgrund der Wirkung der Wärmekapazität, die unter Punkt 5.6.1 ermittelt wird, (-);

$\eta_{ser,id}$ der Idealwert des thermischen Wirkungsgrads der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, der unter Punkt 5.6.2 ermittelt wird, (-).

5.6.1 Korrektur aufgrund der Wärmekapazität des Regeneratormaterials

Die Korrektur aufgrund der Wärmekapazität des Regeneratormaterials, c_f , wird wie folgt ermittelt:

Wenn $L_{ser} \geq L_{ref}$, $N_{ser} \geq N_{ref}$, $\phi^* = 1$:

$$\text{Gleichung 20} \quad c_f = 1 \quad (-)$$

Im gegenteiligen Fall:

$$\text{Gleichung 21} \quad c_f = 1 - \frac{1}{9} C_r^{*-1.93} \quad (-)$$

Dabei ist:

$$\text{Gleichung 22} \quad C_r^* = C_{ref} \cdot \frac{L_{ser}}{L_{ref}} \cdot \frac{A_{fr,ser}}{A_{fr,ref}} \cdot \phi^* \cdot \frac{N_{ser}}{N_{ref}} \cdot \frac{\min(q_{v11,ref}, q_{v22,ref})}{q_{v,ser}} \quad (-)$$

Dabei ist:

L_{ser} die senkrecht zur Vorderfläche des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gemessene Dicke des Regeneratormaterials in m;

L_{ref} die senkrecht zur Vorderfläche des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit gemessene Dicke des Regeneratormaterials in m;

N_{ser} die Rotationsgeschwindigkeit oder die Schaltfrequenz des Regenerators in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie in Umdrehungen pro Sekunde oder Perioden pro Sekunde;

N_{ref} die Rotationsgeschwindigkeit oder die Schaltfrequenz des Regenerators in der Referenzluftbehandlungseinheit in Umdrehungen pro Sekunde oder Perioden pro Sekunde;

ϕ^* ein Parameter, der die Wirkung der volumenbezogenen Wärmekapazität berücksichtigt und der nach 5.6.3 ermittelt wird, (-);

C_r^*	ein Parameter, der die Wirkung der Wärmekapazität berücksichtigt, (-);
C_{ref}	das Verhältnis der Wärmekapazität der Wärmespeichermasse des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit und der zum Volumenstrom gehörenden Wärmekapazität, für den der berechnete Wert $\eta_{ser,id}$ gilt, wie unter Punkt 5.6.4 und wie nachstehend ermittelt, (-);
$A_{fr,ref}$	die Vorderfläche in m^2 des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit; es handelt sich um die Projektionsfläche der Außenverkleidung des Wärmetauschers in einer senkrechten Ebene zur Strömung beim Eintritt;
$A_{fr,ser}$	die Vorderfläche in m^2 des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie; es handelt sich um die Projektionsfläche der Außenverkleidung des Wärmetauschers in einer senkrechten Ebene zur Strömung beim Eintritt;
$Q_{v11,ref}$	der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Abluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;
$Q_{v22,ref}$	der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Zuluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;
$Q_{v,ser}$	der Strom in m^3/h , für den der berechnete Wert $\eta_{ser,id}$ gilt, wie unter Punkt 5.6.4 ermittelt.

Der Standardwert von C_{ref} ist 2. C_{ref} kann auch anhand folgender Gleichung genau ermittelt werden:

$$\text{Gleichung 23} \quad C_{ref} = L_{ref} \cdot A_{fr,ref} \cdot (1 - \sigma_{ref}) \cdot \rho_{w,ref} \cdot C_{w,ref} \cdot N_{ref} \cdot \frac{1}{1,2 \cdot \max(Q_{v11,ref}; Q_{v22,ref})} \quad (-)$$

Dabei ist:

L_{ref}	die senkrecht zur Vorderfläche des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit gemessene Dicke des Regeneratormaterials in m;
$A_{fr,ref}$	die Vorderfläche in m^2 des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit; es handelt sich um die Projektionsfläche der Außenverkleidung des Wärmetauschers in einer senkrechten Ebene zur Strömung beim Eintritt;
σ_{ref}	die Porosität des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit, wie unter Punkt 5.6.3 ermittelt, (-);
$\rho_{w,ref}$	die Dichte in kg/m^3 des Regeneratormaterials des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit;
$C_{w,ref}$	die Wärmekapazität $kJ/(kg \cdot K)$ des Regeneratormaterials des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit;
N_{ref}	die Rotationsgeschwindigkeit oder die Schaltfrequenz des Regenerators in der Referenzluftbehandlungseinheit in Umdrehungen pro Sekunde oder Perioden pro Sekunde.

5.6.2 Ermittlung des Idealwertes des thermischen Wirkungsgrads der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie

Der Idealwert des thermischen Wirkungsgrads der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, $\eta_{ser,id}$, wird wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 24} \quad \eta_{ser,id} = \frac{NTU_{ser}}{1+NTU_{ser}} \quad (-)$$

Dabei ist:

$$\text{Gleichung 25} \quad NTU_{ser} = NTU_{ref} \frac{\min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref})}{A_{fr,ref} \cdot L_{ref}} \frac{A_{fr,ser} \cdot L_{ser}}{q_{v,ser}} \cdot \frac{\beta^*}{D_h^*} \quad (-)$$

Dabei ist:

NTU_{ser} die Anzahl der Übertragungseinheiten der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, (-);

NTU_{ref} die Anzahl der Übertragungseinheiten der Referenzluftbehandlungseinheit, wie nachstehend ermittelt, (-);

$q_{v11,ref}$ der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Abluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;

$q_{v22,ref}$ der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Zuluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;

$A_{fr,ref}$ die Vorderfläche in m^2 des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit; es handelt sich um die Projektionsfläche der Außenverkleidung des Wärmetauschers in einer senkrechten Ebene zur Strömung beim Eintritt;

L_{ref} die senkrecht zur Vorderfläche des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit gemessene Dicke des Regeneratormaterials in m;

$A_{fr,ser}$ die Vorderfläche in m^2 des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie; es handelt sich um die Projektionsfläche der Außenverkleidung des Wärmetauschers in einer senkrechten Ebene zur Strömung beim Eintritt;

L_{ser} die senkrecht zur Vorderfläche des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gemessene Dicke des Regeneratormaterials in m;

$q_{v,ser}$ der Strom in m^3/h , für den der berechnete Wert $\eta_{ser,id}$ gilt, wie unter Punkt 5.6.4 ermittelt;

β^* das Verhältnis der Oberflächendichte des Wärmetauschers der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie und der Oberflächendichte des Wärmetauschers der Referenzluftbehandlungseinheit, wie unter Punkt 5.6.3 ermittelt, (-);

D_h^* ein Parameter, der die Wirkung des hydraulischen Durchmessers auf den Wärmeübertragungskoeffizienten berücksichtigt, (-).

Die NUT der Referenzluftbehandlungseinheit, NTU_{ref} , wird wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 26} \quad NTU_{ref} = \frac{\eta_{ahu,ref}}{1-\eta_{ahu,ref}} \quad (-)$$

Dabei ist:

$\eta_{\text{ahu,ref}}$ der thermische Wirkungsgrad der Referenzluftbehandlungseinheit für die Volumenströme $q_{v11,\text{ref}}$ und $q_{v22,\text{ref}}$, der nach § 5.3 ermittelt wird, (-).

5.6.3 Ermittlung der geometrischen Parameter β^* et D_h^* und des Materialparameters ϕ^*

Die geometrischen Parameter und der Materialparameter werden wie folgt ermittelt:

- Wenn bei einem Wellenplattenregenerator die Länge der Welligkeit, die Amplitude der Welligkeit, die Dicke der Platte und das Material gleich sind, oder wenn bei einem Flachplattenregenerator der Abstand zwischen den Platten, die Dicke der Platte und das Material gleich sind, dann gilt:

Gleichung 27 $\beta^*=1, D_h^*=1, \phi^*=1$ (-)

- Im gegenteiligen Fall gilt:

Gleichung 28 $\phi^* = \frac{1-\sigma_{\text{ser}}}{1-\sigma_{\text{ref}}} \cdot \frac{c_{w,\text{ser}}}{c_{w,\text{ref}}} \cdot \frac{\rho_{w,\text{ser}}}{\rho_{w,\text{ref}}}$ (-)

Gleichung 29 $\beta^* = \frac{\beta_{\text{ser}}}{\beta_{\text{ref}}}$ (-)

Gleichung 30 $D_h^* = \max\left(\frac{\sigma^*}{\beta^*}; 1\right)$ (-)

Dabei ist:

Gleichung 31 $\sigma^* = \frac{\sigma_{\text{ser}}}{\sigma_{\text{ref}}}$ (-)

und dabei ist:

σ_{ser} die Porosität des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, wie nachstehend ermittelt, (-);

σ_{ref} die Porosität des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit, wie nachstehend ermittelt, (-);

$c_{w,\text{ser}}$ die Wärmekapazität in kJ/(kg.K) des Regeneratormaterials des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie;

$c_{w,\text{ref}}$ die Wärmekapazität kJ/(kg.K) des Regeneratormaterials des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit;

$\rho_{w,\text{ser}}$ die Dichte in kg/m³ des Regeneratormaterials des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie;

$\rho_{w,\text{ref}}$ die Dichte in kg/m³ des Regeneratormaterials des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit;

β_{ser} die Oberflächendichte in m²/m³ des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, wie nachstehend ermittelt;

β_{ref} die Oberflächendichte in m²/m³ des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit, wie nachstehend ermittelt;

σ^* das Verhältnis der Porosität des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie und der Porosität des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit, (-).

Die Porosität (Teil des von Luft belegten Volumens im Verhältnis zum Gesamtvolumen) und die Oberflächendichte (Oberfläche eines Wärmetauschers pro Volumeneinheit) eines Wärmetauschers werden wie folgt ermittelt:

- für einen Wellenplattenregenerator:

Abbildung [2]: Schematische Darstellung der Kanäle für einen Wellenplattenregenerator



$$\text{Gleichung 32} \quad \sigma_{\text{ref}} = \frac{4 \cdot b_{\text{ref}}^2}{(2 \cdot b_{\text{ref}} + 3 \cdot \delta_{\text{ref}})^2} \quad (-)$$

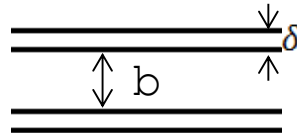
$$\text{Gleichung 33} \quad \sigma_{\text{ser}} = \frac{4 \cdot b_{\text{ser}}^2}{(2 \cdot b_{\text{ser}} + 3 \cdot \delta_{\text{ser}})^2} \quad (-)$$

$$\text{Gleichung 34} \quad \beta_{\text{ref}} = \frac{24 \cdot b_{\text{ref}}}{(2 \cdot b_{\text{ref}} + 3 \cdot \delta_{\text{ref}})^2} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

$$\text{Gleichung 35} \quad \beta_{\text{ser}} = \frac{24 \cdot b_{\text{ser}}}{(2 \cdot b_{\text{ser}} + 3 \cdot \delta_{\text{ser}})^2} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

- für einen Flachplattenregenerator:

Abbildung [3]: Schematische Darstellung der Kanäle für einen Flachplattenregenerator



$$\text{Gleichung 36} \quad \sigma_{\text{ref}} = \frac{b_{\text{ref}}}{b_{\text{ref}} + \delta_{\text{ref}}} \quad (-)$$

$$\text{Gleichung 37} \quad \sigma_{\text{ser}} = \frac{b_{\text{ser}}}{b_{\text{ser}} + \delta_{\text{ser}}} \quad (-)$$

$$\text{Gleichung 38} \quad \beta_{\text{ref}} = \frac{2}{b_{\text{ref}} + \delta_{\text{ref}}} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

$$\text{Gleichung 39} \quad \beta_{\text{ser}} = \frac{2}{b_{\text{ser}} + \delta_{\text{ser}}} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

Dabei ist:

b_{ref} die Höhe in m eines verfügbaren Strömungskanals in dem Wärmetauscher der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen 2 und 3);

δ_{ref} die Dicke in m des Plattenmaterials des Wärmetauschers der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen 2 und 3);

b_{ser}	die Höhe in m eines verfügbaren Strömungskanals in dem Wärmetauscher der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen 2 und 3);
δ_{ser}	die Dicke in m des Plattenmaterials des Wärmetauschers der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen 2 und 3).

5.6.4 Ermittlung des Volumenstroms, für den der berechnete Idealwert des thermischen Wirkungsgrads der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt

Der Volumenstrom, für den der berechnete Idealwert des thermischen Wirkungsgrads der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt, wird wie folgt berechnet:

$$\text{Gleichung 40} \quad q_{v,ser} = \max(q_{v11,ref}; q_{v22,ref}) \cdot \frac{A_{fr,ser}}{A_{fr,ref}} \cdot \sigma^* \quad (-)$$

Dabei ist:

$q_{v11,ref}$	der gemessene Volumenstrom in m ³ /h der Abluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;
$q_{v22,ref}$	der gemessene Volumenstrom in m ³ /h der Zuluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;
$A_{fr,ref}$	die Vorderfläche in m ² des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit; es handelt sich um die Projektionsfläche der Außenverkleidung des Wärmetauschers in einer senkrechten Ebene zur Strömung beim Eintritt;
$A_{fr,ser}$	die Vorderfläche in m ² des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie; es handelt sich um die Projektionsfläche der Außenverkleidung des Wärmetauschers in einer senkrechten Ebene zur Strömung beim Eintritt;
σ^*	das Verhältnis der Porosität des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie und der Porosität des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit, wie unter Punkt 5.6.3 ermittelt, (-).

5.7 Ermittlung des Volumenstroms, für den der berechnete thermische Wirkungsgrad einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt

Der Volumenstrom, für den der berechnete Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie gilt, wird wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 41} \quad q_{v,ser} = \max(q_{v11,ser}; q_{v22,ser}) \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Dabei ist:

$q_{v11,ser}$	der Volumenstrom in m ³ /h der Abluft, für den der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie verwendet werden kann, wie nachstehend ermittelt;
$q_{v22,ser}$	der Volumenstrom in m ³ /h der Zuluft, für den der thermische Wirkungsgrad der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie verwendet werden kann, wie nachstehend ermittelt.

Die Volumenströme werden wie folgt ermittelt:

- für eine Luftbehandlungseinheit mit einfachem Kreuzstromwärmetauscher oder doppeltem Kreuzstromwärmetauscher:

$$\text{Gleichung 42} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{A_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{A_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Gleichung 43} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- für eine Luftbehandlungseinheit mit Gegenstromwärmetauscher und wo $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} \leq \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

$$\text{Gleichung 44} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{D_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{D_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Gleichung 45} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{D_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{D_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- für eine Luftbehandlungseinheit mit Gegenstromwärmetauscher und wo $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} > \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

$$\text{Gleichung 46} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Gleichung 47} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- für eine Luftbehandlungseinheit mit Rotationswärmetauscher oder statischem Regenerator:

$$\text{Gleichung 48} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{S_{free,ser}}{S_{free,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Gleichung 49} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{S_{free,ser}}{S_{free,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Dabei ist:

$Q_{v11,ref}$	der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Abluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;
$Q_{v22,ref}$	der gemessene Volumenstrom in m^3/h der Zuluft, für den der thermische Wirkungsgrad $\eta_{ahu,ref}$ gilt und der nach § 5.3 ermittelt wird;
A_{ser}	die typische Abmessung A in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen in § 5.10);
A_{ref}	die typische Abmessung A in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen in § 5.10);
B_{ser}	die typische Abmessung B in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen in § 5.10);
B_{ref}	die typische Abmessung B in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen in § 5.10);
D_{ser}	die typische Abmessung D in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen in § 5.10);
D_{ref}	die typische Abmessung D in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen in § 5.10);
$F_{11,ser}$	die typische Abmessung F_{11} (Abluftseite) in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (Mitte-Mitte-Abstand, siehe Abbildungen in § 5.10);
$F_{11,ref}$	die typische Abmessung F_{11} (Abluftseite) in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (Mitte-Mitte-Abstand, siehe Abbildungen in § 5.10);
$F_{22,ser}$	die typische Abmessung F_{22} (Zuluftseite) in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (Mitte-Mitte-Abstand, siehe Abbildungen in § 5.10);
$F_{22,ref}$	die typische Abmessung F_{22} (Zuluftseite) in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (Mitte-Mitte-Abstand, siehe Abbildungen in § 5.10);
G_{ser}	die typische Abmessung G in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (Plattendicke, siehe Abbildungen in § 5.10);
G_{ref}	die typische Abmessung G in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (Plattendicke, siehe Abbildungen in § 5.10);
$n_{channels,ser}$	die Anzahl der Kanäle im Wärmetauscher der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, die nach § 5.5 ermittelt wird, (-);
$n_{channels,ref}$	die Anzahl der Kanäle im Wärmetauscher der Referenzluftbehandlungseinheit, die nach § 5.5 ermittelt wird, (-);
$S_{free,ser}$	die freie Strömungsfläche in m^2 in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie;
$S_{free,ref}$	die freie Strömungsfläche in m^2 in der Referenzluftbehandlungseinheit.

5.8 Ermittlung der typischen Wärmeaustauschfläche

Die typische Wärmeaustauschfläche der Referenzluftbehandlungseinheit und einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie, S_{ref} und S_{ser} , wird wie folgt berechnet:

- für eine Luftbehandlungseinheit mit einfachem Kreuzstromwärmetauscher:

$$\text{Gleichung 50} \quad S_{\text{ref}} = A_{\text{ref}} \cdot B_{\text{ref}} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Gleichung 51} \quad S_{\text{ser}} = A_{\text{ser}} \cdot B_{\text{ser}} \quad (\text{m}^2)$$

- für eine Luftbehandlungseinheit mit doppeltem Kreuzstromwärmetauscher:

$$\text{Gleichung 52} \quad S_{\text{ref}} = 2 \cdot A_{\text{ref}} \cdot B_{\text{ref}} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Gleichung 53} \quad S_{\text{ser}} = 2 \cdot A_{\text{ser}} \cdot B_{\text{ser}} \quad (\text{m}^2)$$

- für eine Luftbehandlungseinheit mit Gegenstromwärmetauscher:

$$\text{Gleichung 54} \quad S_{\text{ref}} = B_{\text{ref}} \cdot E_{\text{ref}} + \frac{(A_{\text{ref}} - E_{\text{ref}}) \cdot B_{\text{ref}}}{2} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Gleichung 55} \quad S_{\text{ser}} = B_{\text{ser}} \cdot E_{\text{ser}} + \frac{(A_{\text{ser}} - E_{\text{ser}}) \cdot B_{\text{ser}}}{2} \quad (\text{m}^2)$$

Dabei ist:

A_{ref}	die typische Abmessung A in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen in § 5.10);
A_{ser}	die typische Abmessung A in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen in § 5.10);
B_{ref}	die typische Abmessung B in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen in § 5.10);
B_{ser}	die typische Abmessung B in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen in § 5.10);
E_{ref}	die typische Abmessung E in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen in § 5.10);
E_{ser}	die typische Abmessung E in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen in § 5.10).

5.9 Ermittlung der Kanalanzahl

Für eine Luftbehandlungseinheit mit einfachem oder doppeltem Kreuzstromwärmetauscher oder mit Gegenstromwärmetauscher wird die Anzahl der Kanäle der Referenzluftbehandlungseinheit und einer Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie wie nachstehend beschrieben ermittelt, wobei das Ergebnis abgerundet wird:

$$\text{Gleichung 56} \quad n_{\text{channels,ref}} = \frac{(C_{\text{ref}} - G_{\text{ref}})}{(F_{11,\text{ref}} + F_{22,\text{ref}})} \quad (-)$$

Gleichung 57
$$n_{\text{channels,ser}} = \frac{(C_{\text{ser}} - G_{\text{ser}})}{(F_{11,\text{ser}} + F_{22,\text{ser}})} \quad (-)$$

Dabei ist:

- C_{ref} die typische Abmessung C in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (siehe Abbildungen in § 5.10);
- C_{ser} die typische Abmessung C in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (siehe Abbildungen in § 5.10);
- $F_{11,\text{ref}}$ die typische Abmessung F_{11} (Abluftseite) in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (Mitte-Mitte-Abstand, siehe Abbildungen in § 5.10);
- $F_{11,\text{ser}}$ die typische Abmessung F_{11} (Abluftseite) in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (Mitte-Mitte-Abstand, siehe Abbildungen in § 5.10);
- $F_{22,\text{ref}}$ die typische Abmessung F_{22} (Zuluftseite) in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (Mitte-Mitte-Abstand, siehe Abbildungen in § 5.10);
- $F_{22,\text{ser}}$ die typische Abmessung F_{22} (Zuluftseite) in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (Mitte-Mitte-Abstand, siehe Abbildungen in § 5.10);
- G_{ref} die typische Abmessung G in m des Wärmetauschers in der Referenzluftbehandlungseinheit (Plattendicke, siehe Abbildungen in § 5.10);
- G_{ser} die typische Abmessung G in m des Wärmetauschers in der Luftbehandlungseinheit der gleichen Serie (Plattendicke, siehe Abbildungen in § 5.10);

5.10 Abbildungen zur Veranschaulichung

Abbildung [4]: Einfacher Kreuzstromwärmetauscher

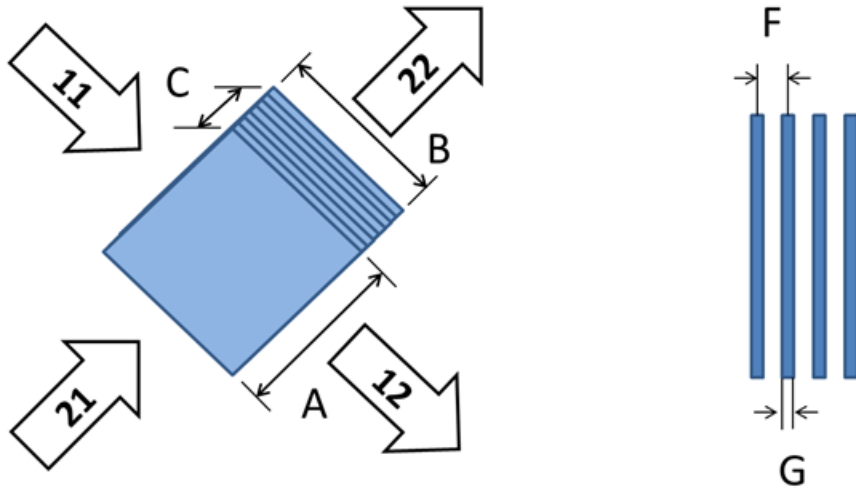


Abbildung [5]: Doppelter Kreuzstromwärmetauscher

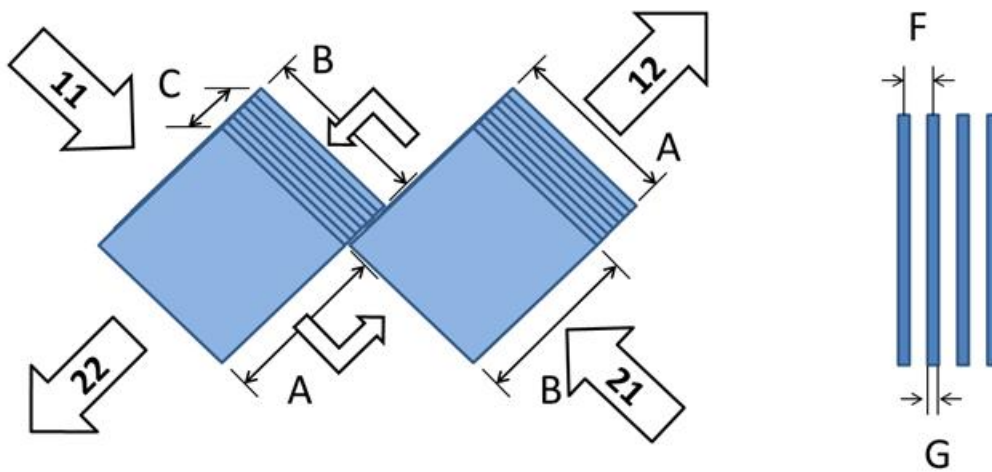
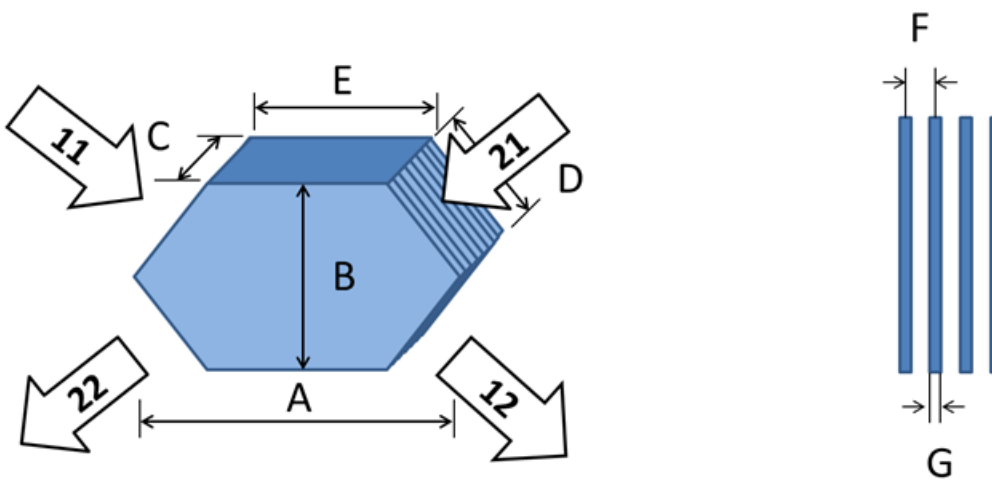


Abbildung [6]: Gegenstromwärmetauscher



6 Messung und Berechnung

6.1 Messung

6.1.1 Luftbehandlungseinheit

Der Volumenstrom der Prüfung, $q_{v, \text{test}}$, wird als der kleinste der Volumenströme der Abluft ($q_{v11, \text{test}}$) und der Zuluft ($q_{v22, \text{test}}$) bei der Prüfung definiert.

Die Prüfung muss mit Ausnahme der folgenden Punkte nach den Messbedingungen von § 5.5 und § 6.4 der Norm NBN EN 308 durchgeführt werden.

- Die Prüfung muss bei der kompletten, unveränderten Luftbehandlungseinheit (einschließlich Gehäuse, Ventilatoren usw.) durchgeführt werden. So darf zum Beispiel für die Prüfung keine Wärmeisolierung hinzugefügt werden.
- Es bestehen keine Anforderungen in Bezug auf die Wärmebilanz (siehe § 6.6 der Norm NBN EN 308).
- Es bestehen keine Anforderungen in Bezug auf interne und externe Lecks.
- Es wird nicht verlangt, dass die Prüfung für die verschiedenen Kombinationen von Zuluft- und Abluftvolumenströmen wie in der Norm beschrieben durchgeführt wird, allerdings:
 - für einen oder mehrere Volumenströme nach Wahl. Jedem thermischen Wirkungsgrad entsprechen die Volumenströme der Prüfung ($q_{v11, \text{test}}$ und $q_{v22, \text{test}}$), die den Anwendungsbereich beschränken (siehe § 4 und § 5);
 - vorzugsweise mit einem Gleichgewicht zwischen den Volumenströmen von Zuluft und Abluft.
- Bei der Prüfung werden die Lufttemperaturbedingungen in der nachstehenden Tabelle berücksichtigt, die der Norm NBN EN 308 entnommen sind. Unter folgenden Bedingungen kann von dieser Tabelle abgewichen werden:
 - sofern nach der Norm EN 308 ein Temperaturunterschied von 20 °C zwischen der Eintrittstemperatur der Abluft und der Eintrittstemperatur der Zuluft beibehalten wird, kann die Temperatur der Abluft zwischen 21 °C und 31 °C und die Temperatur der Zuluft zwischen 1 °C und 11 °C variieren.
 - die relative Luftfeuchtigkeit der Abluft kann zwischen 0 und 50 % betragen.
 - diese Abweichungen von den in der Tabelle festgelegten Bedingungen sind nur zulässig, wenn nachgewiesen werden kann, dass während der Prüfung kein flüssiges Kondensat abgeht oder sich ansammelt. Es gibt drei ausreichende Bedingungen, von denen mindestens eine erfüllt werden muss, um von der Tabelle abweichen zu können.
 - Die Taupunkttemperatur muss beim Eintritt und Austritt von sowohl Zuluft als auch Abluft gleich sein.
 - Die Taupunkttemperatur beim Eintritt der Abluft (Position 11) ist höher als die Trockenkugeltemperatur beim Eintritt der Zuluft (Position 21).
 - Im Messbericht wird ausdrücklich erwähnt, dass ein Betriebspunkt mit nur einem spürbaren Wärmeaustausch berücksichtigt wird.

Tabelle [2]: Eintrittsbedingungen für Abluft und Frischluft.

Kategorie der Luftbehandlungseinheit (siehe Begriffsbestimmungen in der Norm NBN EN 308)	I II IIIa	IIIb
Temperatur der Abluft	25 °C	25 °C
Feuchttemperatur der Abluft	< 14 °C	18 °C
Temperatur der Frischluft	5 °C	5 °C
Feuchttemperatur der Frischluft	-	3 °C

Der Prüfbericht muss mindestens folgende Messdaten enthalten:

- die an allen Eintritten und Austritten der Luftbehandlungseinheit gemessenen Temperaturen: die Temperatur in °C der Frischluft (t_{21}), der Zuluft (t_{22}), der Abluft (t_{11}) und der Fortluft (t_{12});
- die gemessenen Volumenströme in m³/h der Zuluft ($q_{v22,test}$) und der Abluft ($q_{v11,test}$);
- die von der Luftbehandlungseinheit während der Prüfung aufgenommene elektrische Gesamtleistung ($P_{elec,ahu,test}$) in W. Es handelt sich um die elektrische Gesamtleistung der kompletten Anlage einschließlich der Ventilatoren, Regelungen usw.;
- die Ventilatorposition zum Wärmetauscher in der geprüften Anlage.

6.1.2 Wärmetauscher

Der Volumenstrom der Prüfung, $q_{v,test}$, wird als der kleinste der Volumenströme der Abluft ($q_{v11,test}$) und der Zuluft ($q_{v22,test}$) bei der Prüfung definiert.

Die Prüfung muss mit Ausnahme der folgenden Punkte nach den Messkriterien von § 5.5 und § 6.4 der Norm NBN EN 308 durchgeführt werden.

- Es bestehen keine Anforderungen in Bezug auf die Wärmebilanz (siehe § 6.6 der Norm NBN EN 308).
- Es bestehen keine Anforderungen in Bezug auf interne und externe Lecks.
- Es wird nicht verlangt, dass die Prüfung für die verschiedenen Kombinationen von Zuluft- und Abluftvolumenströmen wie in der Norm beschrieben durchgeführt wird, allerdings:
 - für einen oder mehrere Volumenströme nach Wahl. Jedem thermischen Wirkungsgrad entsprechen die Volumenströme der Prüfung ($q_{v11,test}$ und $q_{v22,test}$), die den Anwendungsbereich beschränken (siehe § 4 und § 5);
 - vorzugsweise mit einem Gleichgewicht zwischen den Volumenströmen von Zuluft und Abluft.
- Bei der Prüfung werden die Lufttemperaturbedingungen in der nachstehenden Tabelle berücksichtigt, die der Norm NBN EN 308 entnommen sind. Unter folgenden Bedingungen kann von dieser Tabelle abgewichen werden:
 - sofern nach der Norm EN 308 ein Temperaturunterschied von 20 °C zwischen der Eintrittstemperatur der Abluft und der Eintrittstemperatur der Zuluft beibehalten wird, kann die Temperatur der Abluft zwischen 21 °C und 31 °C und die Temperatur der Zuluft zwischen 1 °C und 11 °C variieren.
 - die relative Luftfeuchtigkeit der Abluft kann zwischen 0 und 50 % betragen.

- diese Abweichungen von den in der Tabelle festgelegten Bedingungen sind nur zulässig, wenn nachgewiesen werden kann, dass während der Prüfung kein flüssiges Kondensat abgeht oder sich ansammelt. Es gibt drei ausreichende Bedingungen, von denen mindestens eine erfüllt werden muss, um von der Tabelle abweichen zu können.
 - Die Taupunkttemperatur muss beim Eintritt und Austritt von sowohl Zuluft als auch Abluft gleich sein.
 - Die Taupunkttemperatur beim Eintritt der Abluft (Position 11) ist höher als die Trockenkugeltemperatur beim Eintritt der Zuluft (Position 21).
 - Im Messbericht wird ausdrücklich erwähnt, dass ein Betriebspunkt mit nur einem spürbaren Wärmeaustausch berücksichtigt wird.

Tabelle [3]: Eintrittsbedingungen für Abluft und Frischluft.

Kategorie der Luftbehandlungseinheit, für die der Wärmetauscher vorgesehen ist	I II IIIa	IIIb
Temperatur der Abluft	25 °C	25 °C
Feuchttemperatur der Abluft	< 14 °C	18 °C
Temperatur der Frischluft	5 °C	5 °C
Feuchttemperatur der Frischluft		3 °C

Der Prüfbericht muss mindestens folgende Messdaten enthalten:

- die an allen Eintritten und Austritten des Wärmetauschers gemessenen Temperaturen: die Temperatur in °C der Frischluft (t_{21}), der Zuluft (t_{22}), der Abluft (t_{11}) und der Fortluft (t_{12});
- die gemessenen Volumenströme in m^3/h der Zuluft ($q_{v22,\text{test}}$) und der Abluft ($q_{v11,\text{test}}$).

6.2 Berechnung

6.2.1 Luftbehandlungseinheit

Der thermische Wirkungsgrad einer Luftbehandlungseinheit wird wie folgt ermittelt:

$$\text{Gleichung 58} \quad \eta_{\text{ahu, test}} = \frac{(\eta_{\text{ahu, test, sup}} + \eta_{\text{ahu, test, eha}})}{2} \quad (-)$$

Die Temperaturverhältnisse auf der Zuluftseite ($\eta_{\text{ahu, test, sup}}$) und der Abluftseite ($\eta_{\text{ahu, test, eha}}$) werden anhand der bei der Prüfung gemessenen Temperaturen berechnet und unter Berücksichtigung der durch den Stromverbrauch entstehenden Wärme vereinbarungsgemäß wie folgt korrigiert:

$$\text{Gleichung 59} \quad \eta_{\text{ahu, test, sup}} = \frac{t_{22} - \Delta t_{22} - t_{21} - \Delta t_{21}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

$$\text{Gleichung 60} \quad \eta_{\text{ahu, test, eha}} = \frac{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{12} + \Delta t_{12}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

Die Temperaturunterschiede, die der Ventilatorposition entsprechen, müssen vereinbarungsgemäß auf der Grundlage einer der vier Konfigurationen der unten stehenden Tabelle berechnet werden:

Tabelle [4]: Korrekturfaktoren für die Ventilatorposition

		Abluftventilator	
		In Abluftposition (11)	In Fortluftposition (12)
Zuluftventilator	In Frischluftposition (21)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{11} = 0$
	In Zuluftposition (22)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{11} = 0$

6.2.2 Wärmetauscher

Der thermische Wirkungsgrad eines Wärmetauschers wird wie folgt ermittelt:

Gleichung 61
$$\eta_{hx,test} = \frac{(\eta_{hx,test,sup} + \eta_{hx,test,eha})}{2} \quad (-)$$

Die Temperaturverhältnisse auf der Zuluftseite ($\eta_{hx,test,sup}$) und Abluftseite ($\eta_{hx,test,eha}$) werden anhand der bei der Prüfung gemessenen Temperaturen berechnet:

Gleichung 62
$$\eta_{hx,test,sup} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

Gleichung 63
$$\eta_{hx,test,eha} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

Gesehen, um dem Ministeriellen Erlass zur Festlegung der ergänzenden Spezifikationen für die Ermittlung des thermischen Wirkungsgrads einer Wärmerückgewinnungsanlage im Sinne von Anlage A1 des Erlasses der Wallonischen Regierung vom 15. Mai 2014 über die Umsetzung des Dekrets vom 28. November 2013 über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden als Anlage beigefügt zu werden.

Namur, den **18. Dezember 2015**

Paul Furlan