

Dissertation

Entwicklung eines Anlagensystems zur optimierten Wärme- und Feuchterückgewinnung in Wohnraumlüftungsgeräten

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
technischen Wissenschaften unter der Leitung von

Herrn Ao. Univ. Prof. DI Dr. techn. Thomas Bednar

Institut für Hochbau und Technologie

Forschungsbereich für Bauphysik und Schallschutz

sowie der Co-Betreuung von

Herrn Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Karl Ponweiser

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

von

Dipl. Ing. (FH) MSc Tamara Holzer

E9111065

Hofstattgasse 10/1/6, 8160 Weiz

Wien, im Mai 2011

Leben bedeutet Veränderung. Als Anhängerin dieses Prinzips widme ich diese Schrift all jenen wachen Geistern, die durch ihr Streben Werke schaffen, welche die Menschheit bereichern

Vorwort:

Für die Möglichkeit, dass ich diese Arbeit schreiben konnte bin ich vielen Menschen zu Dank verpflichtet. Primär sind da meine Eltern zu nennen, welche meine Neugierde auf die technischen Errungenschaften dieser Welt schon seit meiner Kindheit unterstützt haben. Meinem Bruder, welcher mir ratgebend während des Schreibens dieser Arbeit zur Seite stand sowie für das Fertigen der beiden in den Versuchen verwendeten Venturi Düsen. Meinen Freunden und hier speziell Frau Eva Glatz für das Korrekturlesen dieser Arbeit.

Meinen Lehrern in den Schulen und Hochschulen, die mir mit engelshafter Geduld Bildung angedeihen ließen. Ganz besonders möchte ich an dieser Stelle Herrn Dr. Lienhard von der BULME Graz und Herrn Mag. Bruckner von der Fachhochschule Pinkafeld danken, deren Art zu unterrichten mich tief beeindruckt und nachhaltig geprägt hat.

Einem glücklichen Zufall verdanke ich meine Begegnung mit meinem Hauptbetreuer Herrn Ao. Univ. Prof. DI Dr. techn. Thomas Bednar. Herr Prof. Bednar und auch meinem Co Betreuer Herr Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Karl Ponweiser danke ich für die umfassende Betreuung beim Verfassen dieser Arbeit, deren Ratschläge und für das Heranführen an die Fähigkeit, wissenschaftlich Arbeiten durchzuführen.

Ganz besonderer Dank gilt auch meinen Kollegen, Frau Marianne Rebel für ihre Hilfe bei der Aufrechterhaltung meiner Arbeitsmoral, Herrn Ing. Harald Hofbauer für das oftmalige Umbauen der Demonstrationsanlage sowie der Durchführung der Messungen, Herrn Dipl. Ing. Manfred Grüner für den Aufbau der Messanlage und Herrn Komm.-Rat Ing. Ernst Stögerer für das Sponsoring von Anlagenteilen.

Auch möchte ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen des Forschungsbereiches „Bauphysik und Schallschutz“ der TU Wien für das gute Arbeitsklima bedanken, welches für ein erfolgreiches Arbeiten unverzichtbar ist.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinem vierbeinigen Begleiter „Buster“ für das oft stundenlange geduldige Ausharren während des Schreibens dieser Arbeit bedanken.

DANKE Ihnen allen.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt eine „Außenluft Rezirkulationsanlage“ (ALR-Anlage), welche bei Lüftungsanlagen ergänzend zu einem bestehenden Rotationstauscher mit bzw. ohne hygroskopischer Oberfläche eingesetzt werden kann, um die Temperatur bzw. Feuchte der einem Gebäude zugeführten Außenluft während der Heizperiode zu erhöhen. Ist eine vollständige Trennung der Abluft von der Zuluft vorgesehen, so kann die ALR-Anlage auch in Kombination mit einem Rekuperator eingesetzt werden. Da durch die ALR-Anlage sowohl die Temperatur als auch die Feuchte der Außenluft unter Ausnutzung der Temperatur und Feuchte der Abluft verändert werden kann, ist auch ein Einsatz der Anlage während der Kühlperiode denkbar. Eine energetische Betrachtung des Einflusses der ALR-Anlage auf den Kühlenergiebedarf eines Gebäudes wurde in dieser Arbeit jedoch nicht angestellt. Die Rückgewinnung von Wärme bzw. Feuchte in Lüftungsanlagen kann mit Hilfe von Rekuperatoren (z.B. Plattenwärmetauscher, Rohrbündelwärmetauscher) oder Regeneratoren (z.B. Rotationswärmetauscher mit bzw. ohne hygroskopischer Oberfläche, Plattenregeneratoren) durchgeführt werden. Die der Abluft entzogene Wärme bzw. Feuchte wird, je nach Rückwärme bzw. Rückfeuchtezahl des Tauschers in einem mehr oder minder großen Ausmaß auf die einströmende Außenluft übertragen. Die Dimensionierung eines Wärme- bzw. Feuchtetauschers erfolgt in der Weise, dass für einen definierten Außen- und Raumluftzustand sowie für einen bestimmten Zuluftvolumenstrom ein vom Verbraucher gewünschter bzw. akzeptabel hoher Übertragungsgrad von Wärme bzw. Feuchte bezogen auf die einströmende Außenluft erreicht wird. Begrenzt wird das Ausmaß an übertragener Wärme bzw. Feuchte durch wirtschaftliche Überlegungen, welche die Baugröße und damit die Anschaffungskosten des Wärme- bzw. Feuchtetauschers beschränken. Weichen die sich über den Jahresverlauf einstellenden Außenluft- bzw. Abluftzustände von, in der Auslegung festgelegten Sollzuständen ab, so stellen sich auch Rückwärme- bzw. Rückfeuchtezahlen ein, welche mehr oder minder stark vom Auslegungszustand abweichen. Beständig hohe Rückzahlen an Wärme bzw. Feuchte ließen sich nur durch eine Überdimensionierung des Tauschers für Wärme bzw. Feuchte erreichen. Überdimensionierungen lassen sich jedoch aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht rechtfertigen. Um Außenluft, welche einem Gebäude zugeführt wird auch in Zeiten mit geringen Rückzahlen thermisch und hygrisch in einem Ausmaß vorzukonditionieren, dass der Restenergiebedarf zur Erreichung des Zuluftzustandes minimiert wird, könnte eine wie in dieser Arbeit beschriebene ALR-Anlage eingesetzt werden. Mit Hilfe der ALR-Anlage wird ein Teil des durch einen Rotationstauscher bereits vorkonditionierten Außenluftvolumenstroms auf eine Position, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, vor dem Eintritt in einen Wärme- bzw. Feuchtetauscher zurückgeführt, um diesen neuerlich zu durchströmen und dadurch das Ausmaß an Wärme bzw. absoluter Feuchte in der Zuluft zu erhöhen.

Abstract

Aim of the presented PhD thesis was to develop an „Outside Air Recirculation System“ (OAR-System) which could be used subsidiary to a rotary heat and/or moistures exchanger in a ventilation system to enhance the temperature and the humidity of the supply air for conditioning dwellings during the heating period. Is it necessary, to separate the exhaust air from the supply air, the OAR-System could be used as well with a recuperative heat exchanger too. Task of the OAR-System is, to narrow the difference between the temperature respectively the humidity of the outside air and the supply air on a scale, which couldn't reached only by the usage of a rotary heat and/or moistures exchanger. During the cooling period, the recirculation system could be used for cooling and dehumidification of the outside air too. However, a calculation of the reduction of the energy demand for cooling and dehumidification hasn't been done in this research.

The recovery of heat and moistures in ventilation systems could be realized by recuperative exchangers (plate heat exchangers, pipe coil heat exchangers etc.) or regenerative exchangers (rotary heat and/or moistures exchangers, plate regenerators etc.). The transfer of the amount of heat and/or moistures from the exhaust air to the supply air depends on the recovery coefficient of heat and moistures of the rotary heat and/or moistures exchanger. Commonly dimensioning of a heat and moistures exchanger means, to select a type of exchanger which is able to transfer sufficient heat and moistures from the exhaust air to the supply air for a defined indoor and outdoor temperature and humidity. Beside the defined indoor and outdoor conditions, the recovered heat and moistures coefficient differs along the year. Limit for the transfer of heat and/or moistures from the source side to the drain side of the exchanger are economic guidelines which are limiting the frame size of the exchanger. One opportunity to get a high coefficient of recovered heat and moistures along the year is to oversize the heat respectively the moistures exchanger. Limit for an oversizing are economic considerations.

Besides an oversizing, another way to enlarge the amount of heat and/or moistures in the supply air is to use an OAR-System as it is described in this thesis. Operation mode of the OAR-System is, to lead back a proportion of the supply air (recirculation air), which has been already preconditioned by a rotary heat and/or moistures exchanger, to an intersection of the outside air and the recirculation air in front of the rotary heat and/or moistures exchanger. At the intersection point, the outside air and the recirculation air getting mixed and the fan for the outside air delivers the mixes air to the rotary heat and/or moistures exchanger again.

Inhaltsverzeichnis

1. Lüftungstechnik historisch	7
2. Arten der Wärme- und Feuchterückgewinnung	8
3. Begriffsdefinitionen	10
4. Problemstellung	12
5. Möglichkeiten zur Erhöhung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte	14
6. Die Außenluft Rezirkulationsanlage	15
6.1. Funktionsprinzip	15
6.2. Anlagenkomponenten	21
7. Berechnungsmodelle	25
7.1 Berechnung der Wärme- und Feuchteübertragung bei Rotationstauschern	26
7.2 Berechnung des Energiebedarfs zu Außenluftkonditionierung mit und ohne Rezirkulationsanlage während der Heizperiode	32
7.3 Berechnung der internen Leckagen	43
8. Berechnungsergebnisse	43
8.1 Übertragene Wärme und Feuchte mit und ohne Rezirkulationsanlage	43
8.2 Energiebedarf zur Raumluftkonditionierung mit und ohne Rezirkulationsanlage während einer Heizperiode	58
8.2.1 Temperaturgeführte Berechnungsvariante	58
8.2.2 Temperatur- und Feuchtegeführte Berechnungsvariante	67
8.2.3 Gegenüberstellung von kombinierter und getrennter Wärme- und Feuchterückgewinnung mit und ohne Rezirkulationsanlage	77
9. Die Messanlage	82
9.1 Komponenten der Messanlage	84
9.2 Die Messtechnik	91
9.3 Aufbau der Messanlage	96
10. Messverfahren	100
10.1 Messung des Luftvolumenstroms	100
10.2 Messung der Temperatur und Feuchte	104
10.3 Messung von internen Leckagen	104
11. Messergebnisse von Temperaturen, Feuchten und Leckagen	104
11.1 Messergebnisse von Temperaturen und Feuchten	104
11.2 Messergebnisse der internen Leckagen	114
12. Zusammenfassung	126
13. Verzeichnis Tabellen und Abbildungen	127
14. Literaturnachweis	135

1. Lüftungstechnik historisch

Die Idee, Wohn- und Arbeitsräume mit Hilfe mechanischer Lüftungsanlagen mit Außenluft zu versorgen, reicht bereits mehrere Jahrhunderte in die Vergangenheit zurück. Um den üblen Gerüchen Herr zu werden, wurde schon im Jahre 1736 versucht, öffentliche Gebäude wie Krankenhäuser und Gefängnisse durch Lüftungsanlagen, welche mit Wasserkraft oder durch thermischen Auftrieb betrieben wurden, zu belüften. Bereits im Jahre 1857 schlägt Max Pettenkofer in seinem Bericht „Besprechung Allgemeiner auf die Ventilation Bezüglicher Fragen“ vor, Wohn- und Schlafräume mit künstlicher Ventilation zu versorgen um den Kohlendioxidgehalt der Luft auf ein hygienisches Ausmaß zu reduzieren [Pet57]. Waren es ursprünglich die zur damaligen Zeit häufig auftretenden Volksseuchen, wie die Tuberkulose und die Cholera, welche man hoffte durch eine ausreichende Belüftung wirksam bekämpfen zu können, so wurde in späteren Jahren vermehrt der Versuch unternommen Staubteilchen, Luftschadstoffe und Gerüche, welche sich oft tagelang hartnäckig in überfüllten und nur unzureichend belüfteten Massenquartieren festhielten, zu beseitigen. Ein eindrucksvolles Bild über die am Anfang des 20. Jahrhunderts in Kleinhäusern anzutreffende mangelnde Luftqualität beschreibt C. Flügge in seinem Bericht „Untersuchung über Lüftungseinrichtungen in Kleinhäusern“ mit folgenden Worten: „Eine belästigende Ansammlung dieser Gerüche ist am häufigsten in Schlafräumen zu beobachten...die anhaltend 8 bis 10 Stunden besetzt sind, ohne dass irgend ein Luftwechsel stattfand. Die üble Beschaffenheit der Luft in solchen Schlafräumen fällt jedem auf, der gegen Morgen den Raum betritt. Kommen Krankheiten oder Wochenbett vor, so häufen sich noch mehr Gerüche und erregen beim Eintreten Ekelgefühl, das zu flacher Atmung und Widerwillen gegen Nahrungsaufnahme Anlass gibt und sich bis zur Übelkeit steigern kann“ [Füg22]. Abbildung 1 zeigt das Funktionsschema einer mechanischen Klassenzimmerlüftungsanlage aus dem vorigen Jahrhundert.

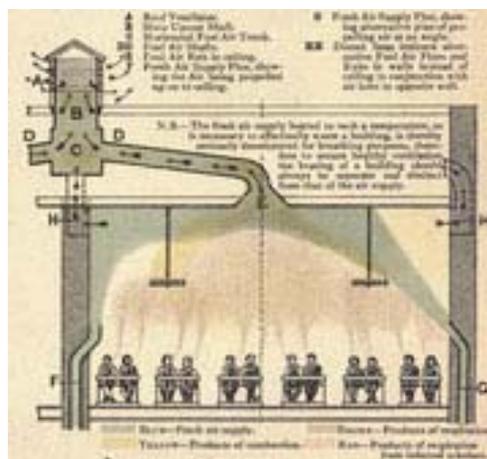


Abbildung 1: Lüftungsanlage eines Klassenzimmers 1899 [Wik11]

Während man im mehrgeschossigen Wohnbau bereits vor vielen Jahren dazu übergegangen ist, einzelne Wohneinheiten nicht über die Fenster sondern mit Hilfe zentraler Lüftungsanlagen mit Frischluft zu versorgen, so setzten sich Wohnraumlüftungsanlagen für Einfamilienhäuser oder zur dezentralen Luftversorgung im mehrgeschossigen Wohnbau erst mit Aufkommen des Passivhauses durch. Der Vorteil liegt auf der Hand. Wohnraumlüftungsanlagen ermöglichen einen einstellbaren bzw. geregelten Luftwechsel und unterscheiden sich damit von der freien Lüftung, die durch Fenster und undichte Gebäude in Abhängigkeit der aktuellen Wind- und Temperaturverhältnisse erfolgt. Die freie Lüftung bietet naturgemäß keine Möglichkeit der Wärmerückgewinnung oder der Luftbehandlung. Bei einer mechanischen Lüftungsanlage befördert je ein Ventilator die Außenluft und die Fortluft wobei die verbrauchte Luft aus dem Gebäude abgesaugt wird und gleichzeitig dem Gebäude Frischluft zugeführt wird. Durch die zentrale Zusammenführung von Zu- und Abluft im Lüftungsgerät ergibt sich die Möglichkeit einer Rückgewinnung der in der Abluft vorhandenen Wärme und Feuchte. Die der Abluft entzogene Wärme bzw. Feuchte wird mit Hilfe von Wärme- bzw. Feuchtetauschern, je nach Übertragungsgrad (Rückzahl), mehr oder minder vollständig auf die angesaugte Außenluft übertragen wodurch diese thermisch bzw. hygrisch vorkonditioniert wird.

2. Arten der Wärme- und Feuchterückgewinnung

Die Übertragung von Wärme und Feuchte von der Abluft auf die Zuluft kann mit Hilfe verschiedener Tauscher durchgeführt werden. Soll ausschließlich Wärme übertragen werden, so kommen häufig Rekuperatoren (z.B. Plattenwärmetauscher, Röhrenwärmetauscher) zum Einsatz. Die Rückwärmezahlen betragen üblicherweise zwischen 50 und 60 %. Der sich durch die Luftströmung ergebende Druckverlust beträgt je nach Bauart und Auslegung typischerweise zwischen 150 und 250 Pa. Plattenwärmetauscher werden auch immer dann eingesetzt, wenn keine Kontamination der Außenluft stattfinden darf, eine hohe Betriebssicherheit unverzichtbar ist oder bei kleineren Leistungen niedrige Kosten gefordert sind. Eine Leistungsanpassung bzw. Deaktivierung erfolgt häufig durch Bypass Kanäle (Sommerbypass) mit deren Hilfe der Wärmetauscher, durch Lüftungsklappen gesteuert, umgangen wird. Ist es das Ziel, neben der Wärme auch Feuchte von der Abluftseite auf die Zuluftseite zu übertragen, so werden häufig regenerative Wärmetauscher (Regeneratoren) in Form von Rotationstauschern oder Plattenregeneratoren mit hygroskopischer Oberfläche bzw. Arbeitsmedien eingesetzt. Im Falle von Rotationstauschern wird deren Speichermasse abwechselnd von der Abluft und der Außenluft durchströmt und somit ständig aufgewärmt und abgekühlt. Üblicherweise beträgt die Rotordrehzahl 10 und 20 U/min. Die Rückzahlen für Wärme und Feuchte betragen je nach der Bauart und den Luftzuständen üblicherweise zwischen 60 und 80 % [Eva08].

Basismaterial für die Speichermasse des Rotationstauschers ist häufig Aluminium. Für den Fall, dass eine ganzjährlich erhöhte Feuchteübertragung gewünscht wird, erhält das Rotormaterial eine spezielle Oberflächenbehandlung und wird dadurch hygroskopisch. Erfolgt eine solche Oberflächenbehandlung nicht, so wird hauptsächlich dann Feuchte von einem auf den anderen Luftstrom übertragen, wenn es zu einer Taupunktunterschreitung kommt und der Wasserdampf auf der Oberfläche des Rotationstauschers kondensiert. Die üblichen Druckverluste liegen mit ca. 100 bis 200 Pa im jenem Bereich, wie diese sich bei gleichen Volumenströmen auch bei einem Plattenwärmetauscher einstellen. Rotationswärmetauscher werden häufig dann eingesetzt, wenn hohe Rückwärmezahlen sowie große Luftleistungen bei kleinen Geräteabmessungen gefordert sind. Eine Leistungsregelung erfolgt über eine Änderung der Rotordrehzahl. Obwohl die Rotordrehzahl, je nach Typ des Rotors, mehr oder minder großen Einfluss auf den Rückgewinnungsgrad hat, werden anders als bei Geräten welche bei Industrieanlagen bzw. bei Großanlagen zum Einsatz kommen, dezentrale Wohnraumlüftungsgeräte häufig nur im Ein/Aus Schaltmodus betrieben. Bis dato gültige Praxis für den Betrieb der Rotationswärmetauscher ist, dass je nach Einsatzgebiet entweder die Zulufttemperatur oder die Zuluftfeuchte als Führungsgröße herangezogen werden. Das Ausmaß der übertragenen Nichtführungsgröße, meist der Luftfeuchte, bleibt unkontrolliert.

Werden Plattenregeneratoren eingesetzt, so bleiben die, abwechselnd von der Außenluft und der Abluft durchströmten, Speichermassen im Stillstand und der Wechsel zwischen dem Belade- und Entlademodus erfolgt durch Umschaltung der Kanalanschlüsse. Für den Fall, dass der gesamte Arbeitszyklus 80 Sekunden beträgt, werden dann die Speicherpakete 40 Sekunden beladen und 40 Sekunden entladen. Eine Leistungsregelung kann durch eine Veränderung der Schaltzyklen erreicht werden. Je häufiger die Schaltzyklen sind umso geringer ist die Aufwärm- und Abkühlspanne der Platten und umso größer ist die übertragene Wärme bzw. Feuchte [Ene94].

Aufgrund der meist laminaren Strömung zwischen den Tauscherplatten ist die Schmutzablagerung bei regenerativen Wärmetauschern sehr gering. Im Gegensatz zu Rekuperatoren, kann es bei Regeneratoren zu Schadstoffübertragungen kommen. Im Falle der Rotationstauscher können diese sowohl durch Spaltverluste als auch durch Mitrotation zustande kommen. Um eine Mitrotation von verbrauchter Abluft auf die Zuluftseite möglichst klein zu halten, werden Spülkammern eingesetzt. Voraussetzung für die richtige Funktion der Spülkammern ist, neben einer geeigneten Positionierung des Zuluft- und des Abluftventilators, der zur Spülung notwendige Differenzdruck zwischen der Außenluftseite und der Fortluftseite des Rotationstauschers. Je nach Hersteller und Anordnung der Ventilatoren werden zur Funktion der Spülkammern Differenzdrücke zwischen 200 und 800 Pa gefordert. Bei Speicherplattenregeneratoren wird ebenfalls die sich im Speicher befindliche Abluftmenge beim Wechsel zwischen dem Lade Zyklus und dem Entlade Zyklus auf die Zuluft übertragen.

Liegen Wärmequelle und Wärmesenke räumlich getrennt voneinander, so kann die Wärmerückgewinnung auch über ein Zwischenmedium wie Wasser oder Sole erfolgen. Bei dieser Methode, welche auch unter dem Begriff Kreislaufverbundsystem bekannt ist, befindet sich ein Kühlregister in der Abluft und ein Heizregister in der Zuluft und die Übertragung von Wärme bzw. Kälte erfolgt über ein Zwischenmedium. Bei einem Druckverlust von ca. 150 bis 250 Pa betragen die Rückwärmehzahlen zwischen 30 bis 50 %. Eine Feuchteübertragung findet nicht statt. Die Regelung der Wärmerückgewinnung kann auf der Seite des Zwischenmediums über ein Mischventil oder auf der Luftseite mit Hilfe eines Bypass Kanals erfolgen [Eva08].

Eine weitere, wenn auch im Wohnbau nicht allzu häufig ausgeführte Vorrichtung zur Übertragung von Wärme sind Heat Pipes. Heat Pipes sind Glasröhrchen, welche mit einer leicht siedenden Flüssigkeit (Kältemittel) gefüllt sind. Der Effekt der Wärmeübertragung kommt dadurch zustande, dass die leicht siedende Flüssigkeit am wärmeren Ende des Glasröhrchens verdampft und am kälteren Ende kondensiert. Bei dieser Bauart der Wärmerückgewinnung handelt es sich um ein regeneratives System mit Trennflächen, welches ausschließlich latente Wärme (Kondensationswärme) überträgt. Aufgrund nicht vorhandener beweglicher Bauteile, ist der Wartungsaufwand relativ gering. Da zu hohe Temperaturen das Wärmeträgermedium vorzeitig altern lassen ist darauf zu achten, dass das ausgewählte Medium (Kältemittel) der jeweiligen Anwendung entspricht. Je nach Ausführung beträgt der Wirkungsgrad zwischen 35 und 70 %. Der Druckverlust beträgt zwischen 100 und 250 Pa. Eine Regelung der Wärmeübertragung kann mit Hilfe einer Kippregelung oder eines Bypass Kanals erfolgen [Eva08].

3. Begriffsdefinition

Nachfolgend sind jene Begriffe definiert, welche in dieser Arbeit verwendet wurden. Für nicht angeführte Begriffe gilt die Definition gemäß ÖNORM EN 12792.

Abluft: Luft, welche frei oder durch eine RLT-Anlage erzwungen aus einem Raum abgeführt wird.

Absolute Luftfeuchte: Verhältniszahl, welche auf die Masse des Wasserdampfes bezogen auf ein Kilogramm trockener Luft beschreibt.

Adiabate Zustandsänderung: Thermodynamischer Vorgang ohne Wärmeaustausch (Wärmedichtheit) eines zu untersuchenden Systems mit dessen Umgebung.

Außenluft: Aus dem Freien angesaugte Luft, welche noch keiner thermodynamischen Behandlung unterzogen wurde.

Dampfbefeuchter: Anlage aus Kunststoff oder Edelstahl, welche mit Hilfe elektrischer Energie (z. B. Tauchsieder Prinzip) oder einer sonstigen Wärmequelle Wasserdampf erzeugt.

Feuchterückgewinnung (FRG): Darunter versteht man Bauteile raumlufttechnischer Anlagen, welche dazu dienen Feuchte, von einem auf einen anderen Luftstrom zu übertragen. Das Ausmaß der übertragenen Feuchte wird mit Hilfe der Rückfeuchtezahl ψ beschrieben.

Feuchtkugelmperatur: Tiefste Temperatur bis zu welcher nicht gesättigte Luft mit Wasser abgekühlt werden kann. Diese ergibt sich als Schnittpunkt zwischen der Nebelisotheorie eines definierten Raumluftzustandes und der Sättigungslinie ($\varphi = 100\%$) im hx-Diagramm. Die Feuchtkugelmperatur wird auch als Kühlgrenztemperatur bezeichnet.

Fortluft: Ins Freie ausgeblasene Abluft.

Gleichwertiger Durchmesser: Luftkanal mit nicht kreisförmigem Querschnitt, welcher bezogen auf einen bestimmten Volumenstrom den gleichen Druckabfall erzeugt wie ein Luftkanal mit kreisförmigem Querschnitt.

Heizregister: Wärmetauscher zur Bereitstellung von Wärmeenergie in einer RLT Anlage.

Isotherme Zustandsänderung: Thermodynamische Zustandsänderung bei konstanter Temperatur.

Kühlregister: Wärmetauscher zur Bereitstellung von Kälteenergie in einer RLT Anlage.

Relative Luftfeuchten: Verhältniszahl aus Dampfdruck und Sättigungsdampfdruck von Wasser bei gleicher Temperatur

Mischlufttemperatur: Dies ist jene Temperatur, die sich gemäß dem Mischungsgesetz anteilmäßig aus den Temperaturen zweier unterschiedlicher Luftströme zusammensetzt.

Mischluftfeuchte: Dies ist jene Feuchte, die sich gemäß dem Mischungsgesetz anteilmäßig aus den Feuchten zweier unterschiedlicher Luftströme zusammensetzt.

Nutzenergie: Dies ist jene Energieform, wie sie beim Verbraucher bereitgestellt werden muss, um in einem Gebäude Raumluftzustände zu schaffen, die einem festgelegten Nutzungsprofil entsprechen.

Raumlufttechnische Anlage (RLT-Anlage): Lufttechnische, mechanische Anlage zur Erzeugung eines geforderten Raumklimas, unabhängig von inneren und äußeren Einflüssen.

Rückfeuchtezahl: Verhältnis der absoluten Feuchten eines Systems zur Feuchterückgewinnung bezogen auf die Zuluft.

Rückwärmezahl: Verhältnis von Temperaturen eines Systems zur Wärmerückgewinnung bezogen auf die Zuluft.

Spezifischer Jahresenergiebedarf: Die auf ein Kubikmeter Außenluft bezogene Energiemenge, welche aufgewandt werden muss, um Außenluft auf einen definierten Zuluftzustand zu konditionieren.

Taupunkttemperatur: Temperatur welche sich einstellt, wenn Luft bei konstantem Wassergehalt bis zur Sättigungslinie ($\varphi = 100\%$) abgekühlt wird. Unterhalb des Taupunktes kommt es zur Kondensation des Wasserdampfes.

Trockenkugelttemperatur: Temperatur eines Raumlufzustandes, welche sich durch den Schnittpunkt einer Isenthalpen und einer definierten absoluten Feuchte ergibt. Die Trockenkugelttemperatur kann auf der Ordinate im hx-Diagramm abgelesen werden.

Wärmerückgewinnung (WRG): Darunter versteht man jenen Teil einer raumluftechnischen Anlage (regenerativer oder rekuperativer Wärmetauscher), welcher dazu dient Wärme (oder Kälte) von einen auf einen anderen Luftvolumenstrom zu übertragen. Das Ausmaß der übertragenen Wärme wird mit Hilfe der Rückwärmezahl ϕ beschrieben.

Widerstandsbeiwerte (ζ -Werte): Dimensionslose Kennzahlen zur Berechnung des Druckverlustes bei Rohrströmung.

Zuluft: Luft, die einem Raum zugeführt wird, ohne dass diese bis zum Eintritt in den Raum noch weiter thermodynamisch verändert wird.

4. Problemstellung

Die Dimensionierung von Rückgewinnungsanlagen für Wärme bzw. Feuchte erfolgt in der Regel in der Weise, dass für einen definierten Außen- und Raumlufzustand sowie für einen bestimmten Zuluftvolumenstrom ein vom Verbraucher gewünschter bzw. akzeptabel hoher Übertragungsgrad an Wärme bzw. Feuchte auf die einströmende Außenluft erreicht wird. Weichen die sich über den Jahresverlauf einstellenden Außenluft- bzw. Abluftzustände vom, in der Auslegung festgelegten Sollzustand ab, so stellen sich auch Rückwärme- bzw. Rückfeuchtezahlen ein, welche nicht dem Auslegungszustand entsprechen. Begrenzt wird das Ausmaß an übertragener Wärme bzw. Feuchte durch wirtschaftliche Überlegungen, welche die Baugröße des Tauschers für Wärme bzw. Feuchte beschränken. Die Rückzahlen von Wärme bzw. Feuchte in Rotationswärmetauschern hängen in erster Linie von den vorherrschenden Temperaturen bzw. Feuchten der Außen- und Abluft sowie vom Oberflächenmaterial des Rotationstauschers ab. Neben einigen weiteren Parametern, welche auf die Wärme- und Stoffübertragung Einfluss nehmen, ist die Zeit, welche beispielsweise einem Feuchteteilchen zur Verfügung steht, um vom Luftvolumenstrom auf die Oberfläche des Feuchtetauscher überzugehen und dort zu adsorbieren von entscheidender Größe für die Vollständigkeit der Feuchteübertragung.

Da es den physikalischen Gesetzmäßigkeiten der Natur widerspricht, ungleiche Verteilungen nicht ausgleichen zu wollen, käme, stünde uneingeschränkt Zeit zur Verfügung, entsprechend dem ersten *Fick'schen Gesetz*

Glg. 1: Teilchenstromdichte

$$J = -D \frac{\partial c}{\partial x} \quad [\text{mol/m s}]$$

$\partial c/\partial x$..Konzentrationsgradient [mol/m³]

D.....Proportionalitätskonstante [m²/s]

der Stofftransport erst dann zum Erliegen, wenn der als treibende Kraft wirkende Konzentrationsunterschied Null wird. Ähnliches gilt auch für den Wärmetransport, welcher entsprechend dem *Fourier'schen Gesetz* erst dann zum Stillstand kommt, wenn sich ein Gleichgewicht zwischen den Temperaturen von Wärmequelle und der Wärmesenke einstellt.

Glg. 2: Wärmestromdichte

$$q = -k \frac{\partial t}{\partial x} \quad [\text{W/m}^2]$$

$\partial t/\partial x$..Temperaturgradient [K/m]

k.....Proportionalitätskonstante [W/m K]

Da bei einer durchschnittlichen Strömungsgeschwindigkeit in den Lamellen des Rotationstauschers von ca. 2-4 m/sec jene Zeit, die einem Feuchteteichen zur Verfügung stehen um vom Luftstrom auf die Oberfläche des Rotationstauschers überzugehen nur einige hundertstel Sekunden beträgt, verläuft dieser Übertragungsvorgang stets unvollständig. Offensichtlich ist die Unvollständigkeit von Wärme- und Stofftransportvorgängen auf ein dynamisches Problem zurückzuführen. Eine Verlängerung der Reaktionszeit, zwischen der Oberfläche des Rotors und der durch die Lamellen des Rotors strömenden Luft bzw. der Feuchtigkeit, könnte entweder durch eine Vergrößerung der Oberfläche oder bei einer gleichbleibenden Geometrie des Wärmetauschers, durch eine verringerte Strömungsgeschwindigkeit erreicht werden. Im Grenzfall einer vollständigen Übertragung von Wärme bzw. Feuchte würde dies jedoch entweder eine unendlich große Oberfläche des Tauschers oder eine unendlich kleine Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Tauscher bedeuten. In der Praxis sind weder eine unendlich große Oberfläche noch eine sich gegen Null verändernde Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Tauscher realisierbar.

5. Möglichkeiten zur Erhöhung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte

Eine technisch realisierbare Möglichkeit die Wärme bzw. Feuchteübertragung bei Rotationstauschern zu erhöhen, ist die Erzeugung einer turbulenten Strömung. Während sich die Luftteilchen bei der laminaren Strömung auf zur Rohrachse parallelen Stromlinien bewegen, treten bei der turbulenten Strömung neben der in Achsrichtung des Luftkanals gerichteten Transportbewegung zusätzlich auch noch Querbewegungen auf, die zu einer ständigen Durchmischung der Strömungsteilchen führen. Maßgebliche Kennzahl für das Vorhandensein einer turbulenten Strömung ist die Reynolds Zahl.

Glg. 3: Reynolds Zahl

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} \quad [-]$$

c.....mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Luft im Kanal [m/s]

d.....hydraulischer Durchmesser des Luftkanals [m]

νkinematische Viskosität der Luft [m²/s]

Im Falle eines kreisrunden Rohres tritt laminare Strömung unterhalb der kritischen Reynolds Zahl von 2320 auf. Bei einer Reynolds Zahl zwischen 2320 und 10000, wechselt die Strömung von laminar in turbulent. Wie aus obiger Gleichung ersichtlich ist, steigt die Reynolds Zahl mit größer werdender Strömungsgeschwindigkeit. Dem Vorteil einer mit zunehmender Turbulenz steigender Wärme- und Feuchteübertragung stehen erhöhte Druckverluste gegenüber, welche quadratisch mit der Strömungsgeschwindigkeit anwachsen.

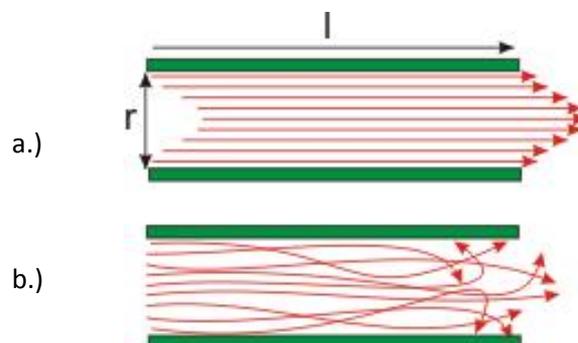


Abbildung 2: Stromfadenmodell einer a.) laminaren und b.) turbulenten Rohrströmung [neu11]

Ein weiterer Ansatz zur Vergrößerung des Wärme- und Feuchtetransports zwischen den Luftteilchen und der Tauscheroberfläche ist die Verwendung von Turbulatoren. Turbulatoren sind Bauteile, welche in einem Strömungskanal normal zum Luftstrom situiert sind und als Hindernisse für den Luftstrom, die Strömungsschichtung aufbrechen. Durch die erzeugten Verwirbelungen erhöht sich zwar der Temperatur und Feuchtetransport zwischen der strömenden Luft und der Tauscheroberfläche, jedoch ähnlich wie bei turbulenten Strömungen steigen auch die Druckverluste.

Eine in dieser Arbeit untersuchte Möglichkeit, das Ausmaß an übertragener Wärme und Feuchte von der Abluft auf die einem Gebäude zugeführte Außenluft zu erhöhen ist die Verwendung eines Außenluft Rezirkulationssystems (ALR-System). Im Gegensatz zu den bereits bisher in der Lüftungstechnik eingesetzten Rezirkulationssystem (Überströmluft gemäß EN 13779) wird bei dem in dieser Arbeit untersuchten Verfahren nicht ein Teil der Abluft über eine Lüftungsklappe der Außenluft beigemischt und erneut einem Gebäude zugeführt, sondern ein und dasselbe „Außenluftteilchen“ durchläuft mehrfach einen Tauscher für Wärme und bzw. oder Feuchte und gelangt erst dann als Zuluft in das Gebäude.

6. Die Außenluft Rezirkulationsanlage

6.1. Funktionsprinzip

Mit Hilfe einer Außenluft Rezirkulationsanlage, nachfolgend ALR-Anlage (=Rezirkulationskanal mit Venturi Düse) genannt, soll ein Teil eines vorkonditionierten Außenluftvolumenstroms nach dem Verlassen des Rotationstauschers abgezweigt und der Außenluft, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, vor dem Rotationstauschers, erneut zugeführt werden. Der, im Falle einer gewünschten Befeuchtung, bereits mit Feuchte angereicherte Teilvolumenstrom wird rückgeführt, vermischt sich je nach Bypass Anteil mit der aus dem Freien angesaugten Außenluft und durchläuft neuerlich die Feuchterückgewinnung. Analoges gilt auch für die Anlage zur Wärmerückgewinnung. Ein, im Falle einer gewünschten Außenluftherwärmung, bereits vorerwärmter Teil der Außenluft wird nach durchströmen eines Wärmetaucher auf eine Position, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, vor dem Wärmetauschers rückgeführt, vermischt sich mit der aus dem Freien einströmenden Außenluft und durchläuft neuerlich die Wärmerückgewinnung.

Abbildung 7 zeigt das Anlagenschema einer ALR-Anlage. Im Falle der Heizperiode ist es das Ziel, die Außenluft unter Ausnutzung der Wärme bzw. Feuchte von der Abluft, auf ein höheres Temperatur bzw. Feuchteniveau anzuheben, als dies der Fall wäre, würde die Temperatur bzw. die Feuchte der Außenluft alleinig durch einen Rotationstauscher verändert werden.

Nachfolgend wird für die Gesamtanlage, bestehend aus Rotationstauscher und Rezirkulationsanlage der Begriff Anlage zur Wärme- bzw. Feuchterückgewinnung verwendet. Beginnend vom Eintritt in die Anlage zur Wärme bzw. Feuchterückgewinnung, durchströmt die Außenluft, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, folgende Bereiche:

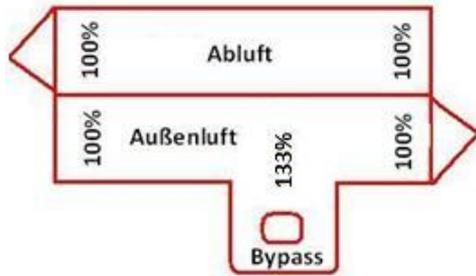
- Ansaugbereich der Außenluft
- Mischkammer
- Venturi Düse
- Rotationstauscher
- Zuluftventilator
- Abzweigbereich des Bypass-Kanals zur Rezirkulation
- Zuluftkanal

Der Vorgang des mehrfachen Durchströmens ein und desselben Teiles der Außenluft durch den Tauscher für Wärme bzw. Feuchte stellt für die Außenluft gewissermaßen eine virtuelle Vergrößerung der Tauscheroberfläche dar. Da primärseitig (Quelle) das Ausmaß an vorhandener Wärme bzw. Feuchte konstant bleibt, steigt auf der Sekundärseite (Senke) die Temperatur bzw. die Feuchte in der Zuluft mit zunehmendem Rezirkulationsanteil an. Der Vorgang der Rückführung eines Teils der bereits vorkonditionierten Außenluft und anschließender Vermischung mit der aus dem Freien einströmenden Außenluft erfolgt so lange, bis die Mischluft nach neuerlichem Passieren des Rotationstauschers den gewünschten Zuluftzustand erreicht bzw. sich dem Abluftzustand größtmöglich angenähert hat.

Zu Beginn dieser Arbeit stellte sich die Frage, ob der, für den Transport des über den Bypass geführten Volumenstroms, notwendige Differenzdruck durch den Einsatz einer Venturi Düse oder mit Hilfe eines Stützventilators erzeugt werden soll. Während die Venturi Düse an der Verbindungsstelle zwischen dem Außenluftkanal und dem Rezirkulationskanal vor dem Rotationstauscher positioniert wird (Abbildung 7), befindet sich der Stützventilator, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, hinter dem Rotationstauscher, am Anfang des Rezirkulationskanals. Der Zuluftventilator befindet sich bei beiden Bauvarianten in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, nach dem Rotationstauscher und vor der Abzweigung des Rezirkulationskanals. Da die Venturi Düse den zum Lufttransport notwendigen Differenzdruck selbst nicht erzeugen kann, also hinsichtlich der Druckerzeugung nur ein passives Bauelement ist, ergeben sich, im Bereich des Rotationstauschers, für die beiden Bauvarianten auch unterschiedliche Volumenströme.

Abbildung 3 zeigt die Zusammensetzung des Luftvolumenstroms im Bereich des Rotationswärmetauschers für die beiden Bauvarianten ohne Berücksichtigung etwaig vorhandener interner und externer Leckagen.

a.)



b.)

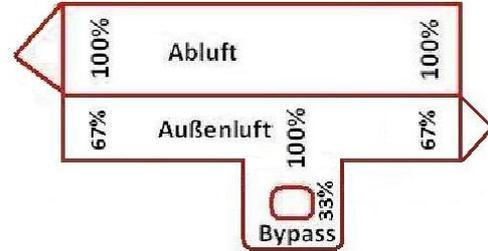


Abbildung 3: Zusammensetzung der Luftvolumenströme im Bereich eines Bypasses in den Bauvarianten a.) mit Bypass Ventilator und b.) mit Venturi Düse

Im Falle der Bauvariante mit Stützventilator im Bypass Kanal (Abbildung 3a) wurde davon ausgegangen, dass sich die gesamte über den Rotationstauscher strömende Luftmenge zu einem Teil (in Abbildung 3a sind es 33 %) aus rezirkulierter Luft und zum anderen Teil (in Abbildung 3a sind es 100 %) aus Außenluft zusammensetzt. Um ein Durchströmen des Rezirkulationskanals entgegen der vorgesehenen Strömungsrichtung und damit ein Umgehen des Rotationstauschers durch die Außenluft zu vermeiden, ist bei dieser Bauvariante, in Strömungsrichtung des Bypass Volumenstroms gesehen, eine Rückschlagklappe am Ende des Rezirkulationskanals notwendig. Bei dieser Bauweise erfolgt die Ansteuerung des Stützventilators durch einen, je nach Führungsgröße, Feuchte- oder Temperaturfühler, welcher sich in einem Bereich gleichmäßiger Strömung nach dem Rotationstauscher befindet.

Ein Umstand, welcher bereits im Vorfeld gegen eine nähere Untersuchung der Bauvariante mit einem Stützventilator im Rezirkulationskanal sprach, ist der quadratisch mit dem Volumenstrom ansteigende Druckverlust des Rotationstauschers. Da die elektrische Leistungsaufnahme des Zuluftventilators mit der 3ten Potenz des geförderten Volumenstroms erfolgt, war ein wirtschaftlicher Betrieb dieser Bauvariante kaum zu erwarten. Ein weiterer Nachteil dieser Bauvariante sind die, bei konstanter Abluftmenge und zunehmender Außenluftmenge, sinkenden Rückzahlen von Wärme bzw. Feuchte auf der Außenluftseite und die steigenden Rückzahlen von Wärme bzw. Feuchte auf der Abluftseite des Rotationstauschers. Abbildung 4 zeigt die Änderung der Rückwärmezahl bei einem Verhältnis von Abluftmassenstrom zum Außenluftmassenstrom zwischen 1 und 2. Die formelmäßige Beschreibung der Abhängigkeit der Rückwärmezahl vom Verhältnis der Abluftmenge und der Außenluftmenge erfolgt im Kapitel 7.1.

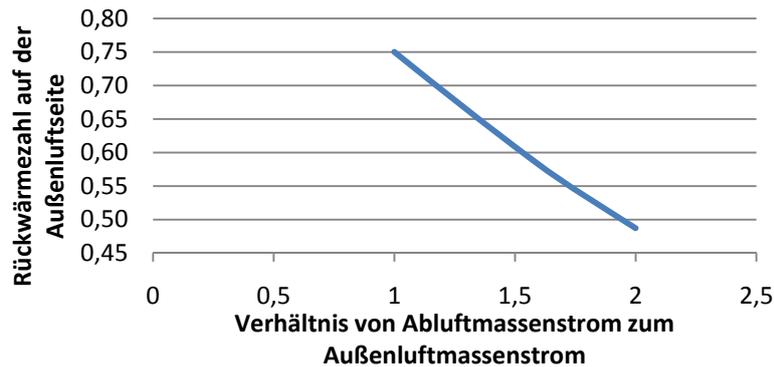


Abbildung 4: Änderung der Rückwärmezahl auf der Außenluftseite bei einem sich ändernden Verhältnis der Massenströme von Abluft zu Außenluft

Ein Umstand, welcher ebenfalls gegen eine Bauvariante mit Stützventilatoren sprach war, dass der Rotationstauscher in diesem Fall auf der Abluftseite und der Außenluftseite von ungleichen Luftmengen (asymmetrischer Belastung) durchströmt werden würde. Eine asymmetrische Belastung eines Rotationstauschers hätte jedoch ein Ansteigen der internen Leckagen bedeutet. Richtwerte für die zu erwartenden inneren Leckagen bei Änderung des Differenzdrucks zwischen der Außenluftseite und der Abluftseite können aus Abbildung 5 und Tabelle 1 entnommen werden. Eine entsprechende Untersuchung wurde von der Hochschule für Technik und Architektur in Luzern im Jahre 2000 im Auftrag des Schweizer Bundesamtes für Energie durchgeführt [Tem00]. Gemäß EN 308 darf der Massenstrom der auf die Zuluftseite übertragenen Abluft bei einer statischen Druckdifferenz zwischen 0 und 20 Pa 3 % des Zuluftmassenstroms nicht überschreiten. Angaben bezüglich erreichbarer Wärme- bzw. Feuchterückzahlen, welche von Herstellern gemacht werden, beziehen sich meist auf gleiche Massen- bzw. Volumenströme von Zuluft und Abluft.

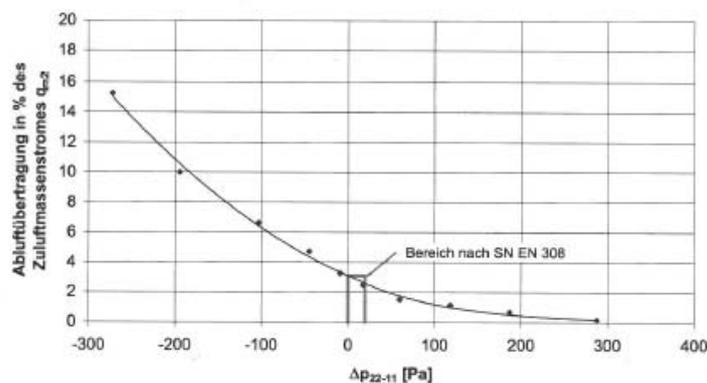


Abbildung 5: Abluftübertragung in Prozent bei wachsenden Differenzdrücken zwischen Abluft und Zuluft, Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche [Tem00]

Δp_{22-11}	$a_{22}/a_{11} \cdot 100$
Pa	%
-272	15.3
-194	10.0
-103	6.6
-45	4.7
-9	3.3
17	2.5
60	1.5
118	1.1
187	0.7
288	0.2

Tabelle 1: Abluftübertragung in Prozent bei steigendem Differenzdruck zwischen der Abluft- und Zuluftseite, Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche [Tem00]

Wie aus Abbildung 3b hervorgeht, wurde im Falle der Bauvariante mit Venturi Düse davon ausgegangen, dass sich die gesamte über den Rotationstauscher strömende Luftmenge zum einen (in der Abbildung 3b sind es 33 %) aus der rückgeführten Luft des Rezirkulationskanals und zum anderen (in der Abbildung 3b sind es 67 %) aus der Außenluft zusammensetzt. Da nur ein Teil des vom Zuluftventilator transportierten Volumenstroms zum Verbraucher gelangt, ein weiterer von der Stellung der Bypass Regelungsclappe abhängiger Anteil wird nach Passieren des Tauschers für Wärme bzw. Feuchte wieder über einen Rezirkulationskanals zurück auf eine Position vor dem Tauscher für Wärme bzw. Feuchte geleitet, wird die zu erwartende erhöhte Temperatur bzw. erhöhte Feuchte in der Zuluft gewissermaßen auf Kosten eines geringeren, dem Verbraucher zur Verfügung stehenden, Zuluftmassenstroms erkauft. In der Praxis bedeutet dies, dass bei einer konstanten Abluftmenge die Zuluftmenge verringert wird oder bei einer bestimmten Zuluftmenge eine vergrößerte Abluftmenge für den Betrieb zur Verfügung stehen muß. Im letzteren Fall muß somit zusätzlich zu der aus den belüfteten Räumen abgeführten Abluft, welche durch eine thermisch und hygrysch vorkonditionierte Außenluft ersetzt wird, eine weitere, auf mehr oder minder dem gleichem Temperatur bzw. Feuchteniveau befindliche Abluft zur Verfügung stehen, welche jedoch dem entsprechenden Gebäudebereich nicht vorkonditioniert zugeführt wird. Das Ausmaß der zusätzlich benötigten zeitbezogenen Abluftmenge entspricht dem über dem Rezirkulationskanal der Anlage zur Wärme- bzw. Feuchterückgewinnung rückgeführten Luftvolumenstrom. Um diesen Umstand anschaulich zu machen, sei hierzu folgender Anwendungsfall konstruiert:

Ein Bürogebäude mit großen und konstanten internen thermischen Lasten, beispielsweise Lasten aus Serverräumen, ist mit Außenluft zu versorgen. Da das Bürogebäude keine nennenswerten Verbraucher an Warmwasser besitzt, keine Anbindung an ein Fernwärmenetz existiert und die Temperatur der Abluft zu niedrig ist, um diese für Prozesse zur elektrischen Energiegewinnung (z.B. Stirling Motor, ORC-Prozess usw.) zu nützen, wird die Wärme der Abluft, mit Ausnahme von der Wärmerückgewinnung in einer Lüftungsanlage, ungenützt an die Umgebung abgegeben.

Da während der Heizperiode eine vollständige Vorerwärmung der Außenluft auf Zuluftzustand für die im Gebäude vorhandenen Büros durch eine Wärmerückgewinnung in der Lüftungsanlage nicht möglich ist, muss Energie zur Nacherwärmung der Außenluft aufgewandt werden. Um diesen Differenzenergiebedarf zwischen der vorerwärmten Außenluft und dem Zuluftzustand zu minimieren, könnte eine ALR-Anlage wie sie in dieser Arbeit vorgeschlagen wird, eingesetzt werden. Während den Büros Außenluft zugeführt wird, welche durch die Anlage zur Wärme- und Feuchterückgewinnung vorkonditioniert wurde, werden die Serverräume mit Außenluft versorgt, welche gar nicht oder beispielsweise lediglich über einen Erd-Luft Wärmetauscher vorkonditioniert wird. Da die dem Gebäude zu- und abgeführten Luftmengen gleich groß sind, ist die Massenbilanz für das Gebäude erfüllen. Eine weitere denkbare Anwendung ist die Nutzung der Wärme von Speichermassen von Nutzbauten. Da die Wärme der Speichermassen beispielsweise von Fertigungshallen während eines Betriebsstillstandes (z.B. Nachtstunden, Wochenenden) über die Gebäudehülle ohnehin verloren gehen würde, könnte sie in Form von Abluft gemeinsam mit jener Abluft eines dazugehörigen Verwaltungsgebäudes einer Wärmerückgewinnung mit einer ALR-Anlage zugeführt werden. Die vorkonditionierte Außenluft wird nur jenen Bereichen des Verwaltungsgebäudes zugeführt, welche auch während der Stillstandzeiten (Betriebsunterbrechungen) der Fertigungshallen genutzt werden. Dies könnten beispielsweise der Empfangsbereich, die Toiletten oder eine Portierloge sein. Das Nachsaugen von Außenluft für die Fertigungshallen könnte entweder kontrolliert über einen Erd-Luft Wärmetauscher oder unkontrolliert über Undichtheiten im Gebäude erfolgen. Ein mögliches Schema für die Luftführung ist in Abbildung 6 dargestellt.

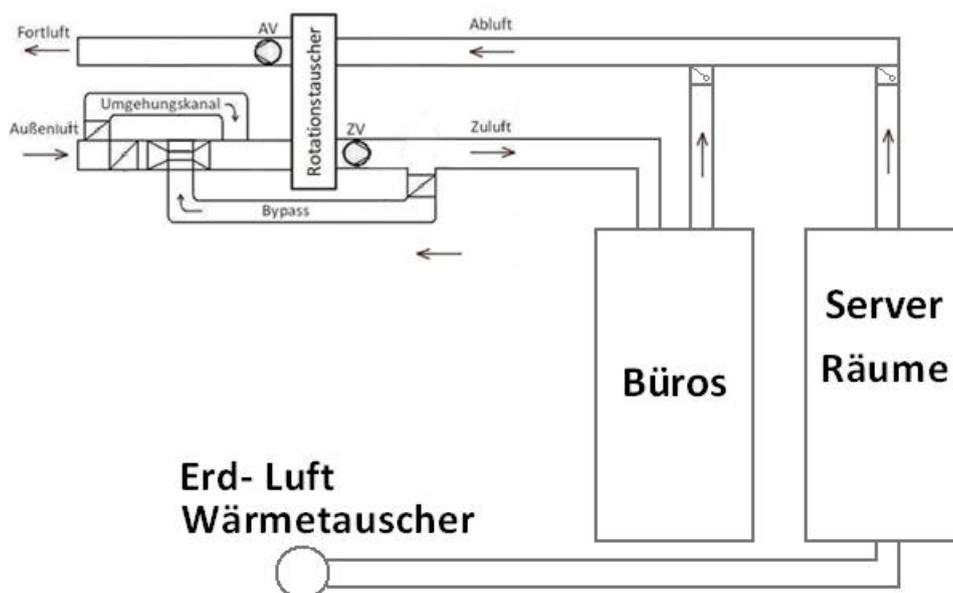


Abbildung 6: Beispiel eines Lüftungsschemas zur Abluftnutzung

Um in Zeiten, in welchen die Außenluft alleinig durch den Einsatz eines Rotationstauschers bereits vollständig vorkonditioniert wird, den Druckverlust durch die Venturi Düse zu vermeiden, könnte im Bereich der Venturi Düse ein Umgehungskanal angeordnet werden.

6.2. Anlagenkomponenten

Nachfolgend werden die einzelnen Komponenten der ALR-Anlage erklärt und deren Einbausituation in Abbildung 7 gezeigt. Das System der ALR-Anlage besteht aus den Bauteilen:

- Bypass Kanalsteuerklappe (a)
- Bypass Kanal (=Rezirkulationskanal) (b)
- Venturi Düsen Steuerklappe (c)
- Venturi Düse (d)
- Umgehungskanal Steuerklappe (e)
- Umgehungskanal (f)

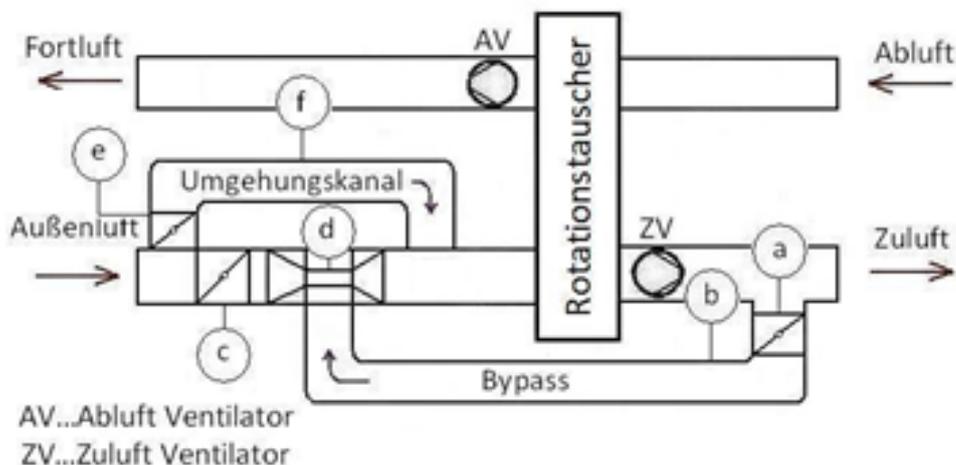


Abbildung 7: Anlagenschema einer ALR-Anlage

Weitere Bauteile, welche für den Betrieb der ALR-Anlage notwendig, jedoch nicht Bestandteil dieser sind, sind der

- Zuluftventilator
- Abluftventilator
- Rotationstauscher für Wärme und/oder Feuchte

Für die Funktion der ALR-Anlage ist es nicht zwingend notwendig, dass der Zuluftventilator wie in Abbildung 7 dargestellt saugend angeordnet ist. Wird der Zuluftventilator drückend angeordnet, so verkleinert die Temperaturerhöhung durch den Zuluftventilator (Motorabwärme) die Temperaturdifferenz zwischen der Außenluft und der Abluft und somit auch die Rückwärmezahl. Um die internen Leckagen gering zu halten, müsste in diesem Fall jedoch der Abluftventilator ebenso drückend angeordnet sein. Dies hätte zur Folge, dass die durch den Abluftventilator abgegebene Wärme zusammen mit der Abluftwärmemenge genutzt werden könnte. Da die Übertragung von Feuchte bei einem hygroskopischen Rotationstauscher größtenteils durch physikalische Adsorption erfolgt und dieser Vorgang exotherm verläuft, ist mit einer Änderung der übertragenen Feuchte zu rechnen. Die Abbildungen 8, 9 und 10 zeigen eine Anlage zur Wärme- und Feuchterückgewinnung mit einer ALR-Anlage im Grund-, Seiten- und Kreuzriss mit drückend angeordnetem Zuluftventilator.

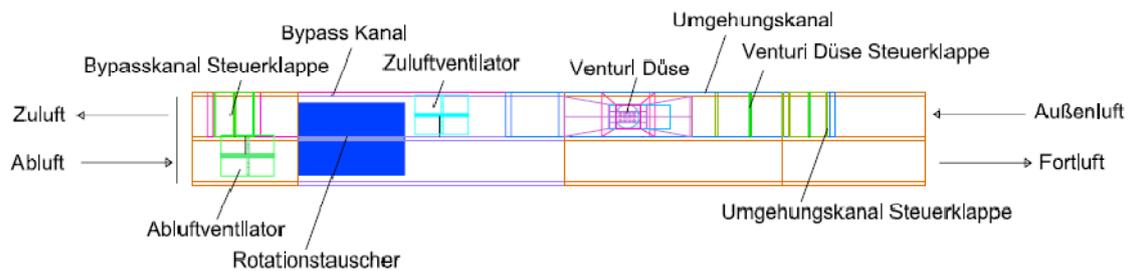


Abbildung 8: Seitenansicht einer Wärme- und Feuchterückgewinnung mit einer ALR-Anlage

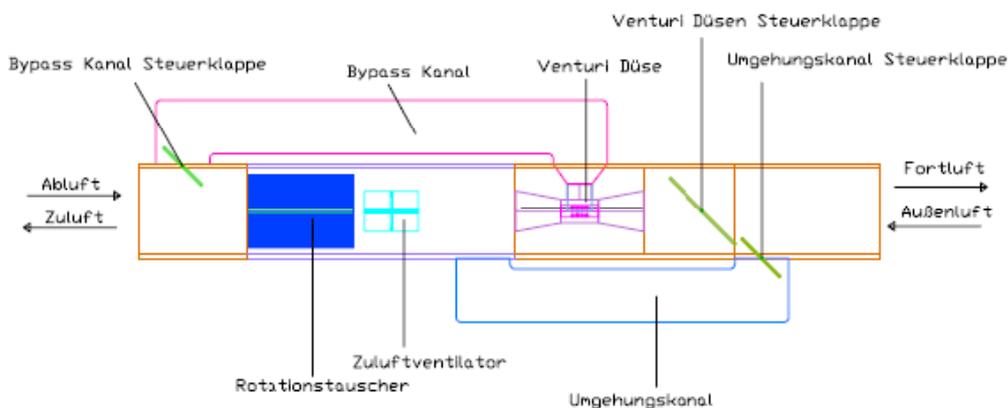


Abbildung 9: Grundriss einer Wärme- und Feuchterückgewinnung mit einer ALR-Anlage

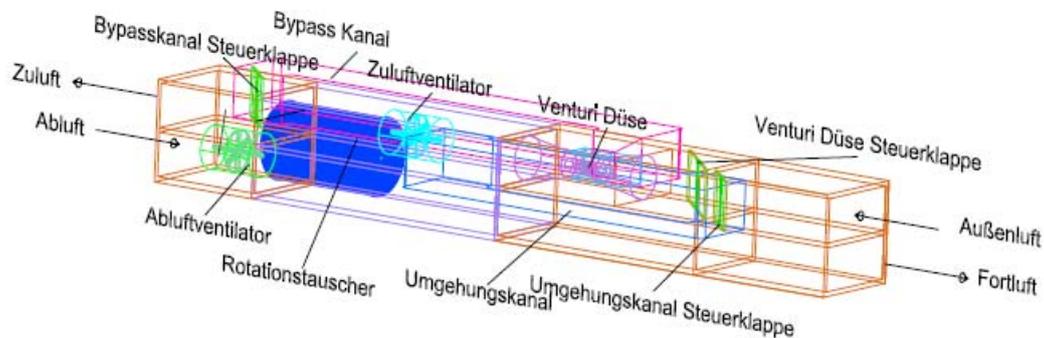


Abbildung 10: Kreuzriss einer Wärme- und Feuchterückgewinnung mit einer ALR-Anlage

Die Bypass Kanal Steuerklappe (a) kann manuell oder mittels eines Antriebs verstellt werden und besitzt die Dimension des Bypass Kanals (b). Die Bypass Kanal Steuerklappe (a) beeinflusst aufgrund ihrer Stellung das Ausmaß des über den Bypass Kanal (b) strömenden Außenluftvolumenstroms und wird mit Hilfe eines Formstücks, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, nach dem Tauscher für Wärme bzw. Feuchte, am Beginn des einmündenden Bypass Kanals (b) eingebaut. Abbildung 7 zeigt die Position der Bypass Steuerklappe (a) in Einbaulage.

Der Bypass Kanal (b) dient zur Rückführung eines Teils der Außenluft auf eine Position, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, vor dem Tauscher für Wärme bzw. Feuchte. Die Dimension des Bypass Kanals (b) richtet sich nach der Dimension der Venturi Düse (d) bzw. nach dem über den Bypass Kanal (b) strömenden maximalen Volumenstrom. Der Bypass Kanal kann aus verzinktem Stahlblech oder aus Kunststoff gefertigt werden. Abbildung 7 zeigt die Position des Bypass Kanals (b) in Einbaulage.

Die Venturi Düsen Steuerklappe (c) kann, ähnlich der Bypass Kanal Steuerklappe (a), manuell oder mittels eines Antriebs verstellt werden und besitzt die Dimension des Außenluft Kanals. Die Venturi Düsen Steuerklappe (c) befindet sich, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, am Anfang der Venturi Düse (d) und ist aufgrund ihrer Stellung maßgebend, ob die Außenluft der Venturi Düse (d) oder dem Umgehungskanal (f) zugeführt wird. Abbildung 7 zeigt die Situierung der Venturi Düsen Steuerklappe (c) im Systemaufbau der ALR-Anlage.

Die Venturi Düse (d) ist das Herzstück der ALR-Anlage. Wie bei einer klassischen Venturi Düse, so wandelt auch die in der ALR-Anlage verwendete Bauart den statischen Druck eines Luftstroms in einen dynamischen Druck um.

Im Unterschied zur klassischen Venturi Düse, wie diese in der DIN EN 5167-4 beschrieben wird, besitzt die in der ALR-Anlage verwendete Venturi Düse auf Höhe der, in Strömungsrichtung des Außenluftvolumenstroms gesehen, seitlich einmündenden Ansaugöffnung (Bypass Tor) ein Lochgitter, welches sich manschettenartig über den Bereich des Halsteils der Venturi Düse erstreckt und dazu dient, den über das Bypass Tor einströmenden Luftstrom gleichmäßig und strömungsgünstig auf die im Kernbereich der Venturi Düse strömende Außenluft zu verteilen. Die Abgrenzung gegenüber der Außenatmosphäre erfolgt durch eine zylinderförmige Abdeckung sowie zwei, links bzw. rechts und im rechten Winkel zur Abdeckung angeordnete scheibenförmige Blechteile, welche sich zusammen mantelartig über das Lochgitter erstrecken. Um eine ablösungsfreie Durchströmung der Venturi Düse zu gewährleisten wurde der Gesamtöffnungswinkel des Diffusor Teils mit 15° gewählt. Die Venturi Düse bildet somit den Knotenpunkt zwischen dem, die Außenluft ansaugenden Kanalstück, dem seitlich dazu einmündenden Bypass Kanal und dem, der Außenluftseite gegenüberliegenden Anschlusskanal des Tauschers für Wärme bzw. Feuchte.

Die Dimensionierung und der daraus resultierende Druckabfall der Venturi Düse gibt das Ausmaß der über den Bypass Kanal rückgeführten Außenluftmenge vor. Eine Venturi Düse entsprechend der Bauart wie sie in der ALR-Anlage verwendet wurde, ist in den verschiedenen Ansichten in den Abbildungen 11, 12 und 13 abgebildet.

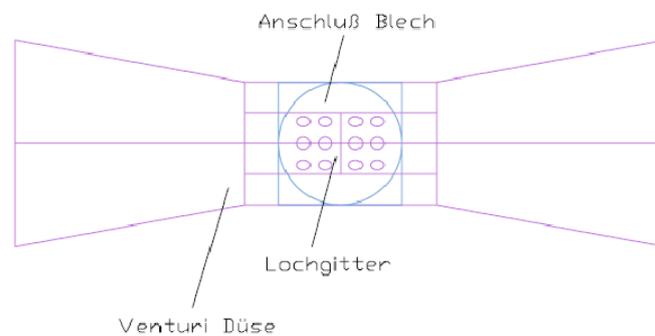


Abbildung 11: Venturi Düse mit Lochgitter in der Seitenansicht

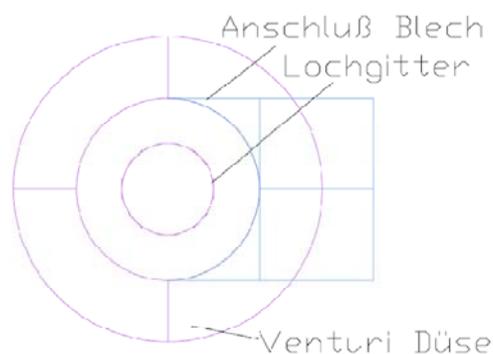


Abbildung 12: Venturi Düse mit Lochgitter im Aufriss

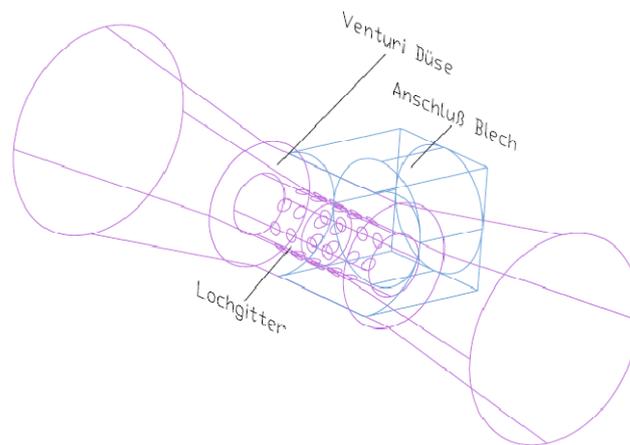


Abbildung 13: Venturi Düse mit Lochgitter im Kreuzriss

Die Umgehungskanal Steuerklappe (e) ist manuell oder mittels eines Antriebs verstellbar und besitzt die Dimension des Umgehungskanals. Die Umgehungskanal Steuerklappe befindet sich, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, am Anfang des Umgehungskanals (f) und ist aufgrund ihrer Stellung maßgebend, ob die einströmende Außenluft der Venturi Düse (d) oder dem Umgehungskanal (f) zugeführt wird. Abbildung 7 zeigt die Position der Umgehungskanal Steuerklappe (e) in Einbaulage.

Der Umgehungskanal (f) dient in Zeiten des Stillstands der ALR-Anlage zur Umgehung der Venturi Düse (d). Die Dimension des Umgehungskanals (f) richtet sich nach der Außenluftmenge. Die Anbindung des Umgehungskanals (f) zum Außenluftkanal erfolgt, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, vor und nach der Venturi Düse (d). Die Anbindung selbst kann mit Hilfe von strömungsgünstigen Formstücken erfolgen. Abbildung 7 zeigt die Position des Umgehungskanals in Einbaulage. Die Freigabe des Querschnitts des Umgehungskanals erfolgt durch die Umgehungskanal Steuerklappe (e).

7. Die Berechnungsmodelle

Die nachfolgend beschriebenen mathematischen Modelle sollen sowohl Auskunft über das Betriebsverhalten von Rotationstauschern hinsichtlich ihrer Wärme- und Feuchteübertragung als auch über eine mögliche, durch den Einsatz einer ALR-Anlage, Energieersparnis geben. Die Berechnungen und Bezeichnungen der einzelnen Größen wurde in Anlehnung an die VDI Richtlinie 2071 sowie der europäischen Norm EN 305 durchgeführt.

7.1. Berechnung der Wärme- und Feuchteübertragung bei Rotationstauschern

Die Beschreibung des Ausmaßes der durch einen Rotationstauscher übertragenen Wärme und Feuchte erfolgt mit Hilfe der sogenannten Rückwärme- bzw. Rückfeuchtezahlen. Abbildung 14 zeigt die Einbindung eines Rotationstauschers in das Lüftungsschema eines Gebäudes mit der Benennung der einzelnen Luftströme durch folgende Indizes:

- 11 Abluft
- 12 Fortluft
- 21 Außenluft
- 22 Zuluft
- MP Mischpunkt

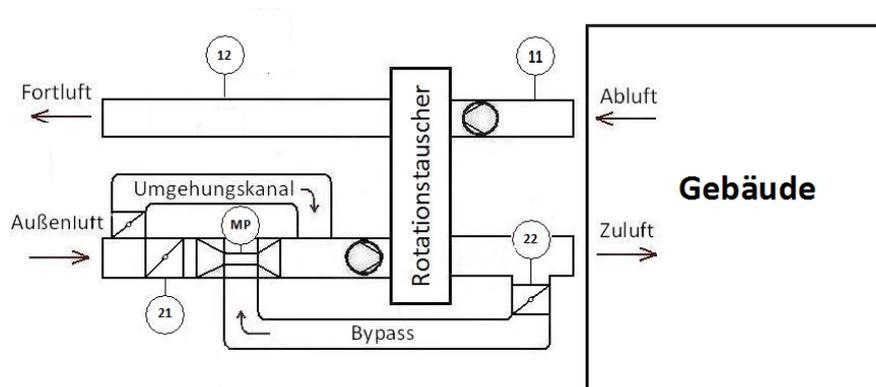


Abbildung 14: Lüftungsschema eines Gebäudes

Abbildung 15 zeigt die Veränderungen der Temperaturen bzw. absoluten Feuchten der Außenluft bei Verwendung eines Wärme- bzw. Feuchtetauschers als Funktion der Tauscherfläche. Trägt man die sich verändernden Temperaturen bzw. absoluten Feuchten gegen die Tauscherfläche so auf, so erhält man die Charakteristik eines Gegenstromwärmetauschers.

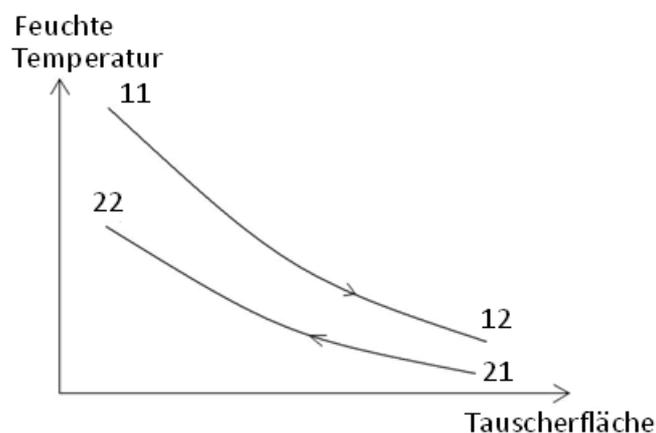


Abbildung 15: Übertragungsverhalten von Temperatur und Feuchte eines Rotationstauschers

Die Rückzahlen von Wärme und Feuchte ergeben sich als Quotient der übertragenen Wärme bzw. Feuchte zur maximal möglichen übertragenen Wärme bzw. Feuchte. Die nachfolgenden Zusammenhänge beschreiben die Rückwärme- bzw. Rückfeuchtezahlen.

Glg. 4 Rückwärmezahl, bezogen auf den Außenluftstrom

$$\phi_2 = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad [-]$$

t_{11}Ablufttemperatur vor der WRG [°C]

t_{21}Außenlufttemperatur vor der WRG [°C]

t_{22}Außenlufttemperatur nach der WRG [°C]

Glg. 5 Rückfeuchtezahl, bezogen auf den Außenluftstrom

$$\psi_2 = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}} \quad [-]$$

x_{11}Absolute Abluftfeuchte vor der FRG [g/kg]

x_{21}Absolute Außenluftfeuchte vor der FRG [g/kg]

x_{22}Absolute Außenluftfeuchte nach der FRG [g/kg]

Glg. 6 Rückwärmezahl, bezogen auf den Abluftstrom

$$\phi_1 = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}} \quad [-]$$

t_{11}Außenlufttemperatur vor der WRG [°C]

t_{12}Außenlufttemperatur nach der WRG [°C]

t_{21}Ablufttemperatur vor der WRG [°C]

Glg. 7 Rückfeuchtezahl, bezogen auf den Abluftstrom

$$\psi_1 = \frac{x_{11} - x_{12}}{x_{11} - x_{21}} \quad [-]$$

x_{11}Absolute Außenluftfeuchte vor der FRG [g/kg]

x_{12}Absolute Außenluftfeuchte nach der FRG [g/kg]

x_{21}Absolute Abluftfeuchte vor der FRG [g/kg]

Angaben von Herstellern bezüglich erreichbarer Rückwärme- bzw. Rückfeuchtezahlen beziehen sich in der Regel auf gleiche Massenströme bzw. Volumenströme von Außenluft (V_2) und Abluft (V_1). Sind die durch einen Rotationstauscher strömenden Volumenströme von Außenluft und Abluft nicht gleich groß (asymmetrischer Betrieb), so ergeben sich folgende mögliche Betriebsfälle:

- $V_2 > V_1$: Ist der Zuluftvolumenstrom größer als der Abluftvolumenstrom, so ergibt sich ein Überdruckbetrieb. Typische Anwendung hierfür sind Reinräume, da in diesem Betriebsfall alle Leckage Ströme auswärts gerichtet sind.
- $V_2 < V_1$: In diesem Fall ist der Zuluftvolumenstrom kleiner als der Abluftvolumenstrom. Da in diesem Betriebsfall alle Leckage Ströme einwärts gerichtet sind, kann es zu keiner Verunreinigung der Umwelt durch in einem Gebäude produzierte Schadstoffe kommen.

An dieser Stelle sei auf eine im Jahre 2010 veröffentlichte Untersuchung der Lund Universität (Schweden) hingewiesen aus welcher hervorgeht, dass es empfehlenswert ist aus Gebäuden mit Standorten in kühleren Klimaregionen mehr Luft abzuführen, als diesen von außen zuzuführen. Grund hierfür ist, dass mit Hilfe eines geringen Unterdrucks im Gebäude vermieden werden soll, dass Innenluft mit hohem Wasserdampf in die Gebäudehülle wandert und dort kondensiert. In der erwähnten Untersuchung wurde 80 % als optimales Massenstromverhältnis von Zuluft zur Abluft angegeben [Und08]. Die Beschreibung der Proportionalität zwischen der Außenluft und der Abluft erfolgt mit Hilfe des Massenstromverhältnisses:

Glg. 8 Massenstromverhältnis, bezogen auf die Außenluft

$$\mu_2 = \frac{m_2}{m_1} \quad [-]$$

m_1Abluftmassenstrom [kg/h]

m_2Außenluftmassenstrom [kg/h]

Wenn die Speichermasse und die Drehzahl des Rotationstauschers so groß sind, dass die periodischen Temperaturschwankungen an den einzelnen Positionen auf der Oberfläche des Rotationstauschers geringer als 5 % der Luftaufwärmspanne sind, kann die Berechnung der Wärmeübertragung bei Rotationswärmetauschern mit Hilfe der gleichen Zusammenhänge berechnet werden, wie diese für Rekuperatoren gelten [Nut06].

Glg. 9 Leistung von Wärmetauschern allgemein

$$Q = k A \Delta t_m \quad [W]$$

k.....Wärmedurchgangskoeffizient [W/m²K]

A.....Tauscherfläche [m²]

Δt_mmittlere logarithmische Temperatur Differenz [K]

Glg. 10 Leistung von Wärmetauscher als Funktion der Temperaturen von Primär- und Sekundärseite

$$\begin{aligned} Q_2 &= m_2 c_{pL} (t_{22} - t_{21}) = W_2 (t_{22} - t_{21}) = W_2 \phi_2 (t_{11} - t_{21}) \\ &= Q_1 = m_1 c_{pL} (t_{11} - t_{12}) = W_1 (t_{11} - t_{12}) = W_1 \phi_1 (t_{11} - t_{21}) \end{aligned} \quad [W]$$

t_{21}Außenlufttemperatur vor der WRG [°C]

t_{22}Außenlufttemperatur nach der WRG [°C]

W_1Wärmekapazitätsstrom Abluft [kJ/kg]

W_2Wärmekapazitätsstrom Außenluft [kJ/kg]

t_{11}Ablufttemperatur [°C]

t_{12}Fortlufttemperatur [°C]

m_1Abluftmassenstrom [kg/h]

m_2Außenluftmassenstrom [kg/h]

Glg. 11 Leistungszahl bezogen auf die Außenluft (Numbers of Transfer Units)

$$NTU_2 = \frac{k A}{m_2 c_{pL}} = \frac{k A}{W_2} = \frac{\phi_2}{1 - \phi_2} \quad [K]$$

k.....Wärmedurchgangskoeffizient [W/m²K]

A.....Tauscherfläche [m²]

Glg. 12 Mittlere logarithmische Temperatur Differenz

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_A - \Delta t_E}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_E}} \quad [K]$$

Δt_ATemperaturdifferenz auf der Austrittsseite in den Wärmetauscher [K]

Δt_ETemperaturdifferenz auf der Eintrittsseite in den Wärmetauscher [K]

Glg. 13 Rückwärmezahl der Außenluftseite als Funktion des Massenstromverhältnisses

Um eine Vorauswahl aus den beiden Bauvarianten des Rezirkulationssystems mit Stützventilator oder mit Venturi Düse treffen zu können, war es notwendig die sich ändernde Rückwärmezahl bei unterschiedlichen Massenstromverhältnissen von Zuluft und Abluft zu berechnen. Mit Hilfe des Zusammenhanges zur Leistungsberechnung von Wärmetauschern (Gleichung 9 und 10), der Leistungszahl (Gleichung 11) und der mittlere logarithmische Temperatur Differenz (Gleichung 12) erhält man die Rückwärmezahl eines Rotationswärmetauschers bezogen auf die Außenluftseite als Funktion des Massenstromverhältnisses (Gleichung 8) [Ene94].

Durch Umformen von Gleichung 9 und Gleichung 12 erhält man:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_A - \Delta t_E}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_E}} = \frac{Q}{k A}$$

$$\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_E} = \frac{\Delta t_A - \Delta t_E}{\frac{Q}{k A}}$$

Durch Auflösen des Doppelbruches, Einsetzen der Temperaturen Δt_A und Δt_E am Wärmetauscher sowie der Verwendung der Zusammenhänge aus Gleichung 10 erhält man:

$$\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_E} = \frac{k A (\Delta t_A - \Delta t_E)}{W_2 (t_{22} - t_{21})} = \frac{k A (t_{11} - t_{22} - t_{12} + t_{21})}{W_2 (t_{22} - t_{21})} = \frac{k A (t_{11} - t_{22} - 1)}{W_2 (t_{22} - t_{21})}$$

Mit Hilfe von Gleichung 8 und Gleichung 11 erhält man durch Eliminierung des Logarithmus:

$$\frac{\Delta t_A}{\Delta t_E} = \frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}} = e^{-\frac{k A}{W_2} (1 - \frac{W_2}{W_1})} = e^{-NTU_2 (1 - \mu_2)}$$

Da die Wärmeverluste über die Oberfläche vernachlässigt werden, sind die Leistungen Q_1 und Q_2 auf den beiden Seiten des Wärmetauschers gleich groß. Durch Bildung des Quotienten der übertragenen Leistungen Q_2 und Q_1 auf den beiden Seiten des Wärmetauschers erhält man aus Gleichung 10:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}} = \frac{W_2}{W_1} \phi_2 = \mu_2 \phi_2$$

Durch Differenzbildung und Erweiterung der obigen Gleichung erhält man:

$$1 - \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}} = \frac{t_{12} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} = \frac{W_2}{W_1} \phi_2 = 1 - \mu_2 \phi_2$$

Durch Differenzbildung und Erweiterung von Gleichung 4 erhält man:

$$1 - \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} = \frac{t_{11} - t_{22}}{t_{11} - t_{21}} = 1 - \phi_2$$

Als Quotient der beiden vorangegangenen Gleichungen erhält man:

$$\frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}} = \frac{1 - \phi_2}{1 - \mu_2 \phi_2} = e^{-NTU_2(1-\mu_2)}$$

Durch Umformen erhält man die Rückwärmezahl ϕ_2 für die Außenluftseite

$$\phi_2 = \frac{1 - e^{-NTU_2(1-\mu_2)}}{1 - \mu_2 - NTU_2(1-\mu_2)} \quad [-]$$

Durch Umformen von Gleichung 10 erhält man als Rückwärmezahl ϕ_1 für die Abluftseite:

$$\phi_1 = \frac{W_2}{W_1} \phi_2 \quad [-]$$

Der Vollständigkeit halber sei bemerkt, dass für den Fall eines, hinsichtlich des Zuluft und Abluftvolumenstroms, ungleich belasteten Wärmetauschers davon ausgegangen wurde, dass der Wärmedurchgangskoeffizient k , verglichen mit einem gleichmäßig belasteten Wärmetauscher, als konstant angenommen wurde.

7.2. Berechnung des Energiebedarfs zu Außenluftkonditionierung mit und ohne einer Außenluft Rezirkulationsanlage während der Heizperiode

Grundlage der Berechnungen sind die Klimadaten des Standardklima-Datensatzes TRY 1.0 der Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik. Die Berechnungen des Jahresenergiebedarfs wurden für den Standort „Wien Innere Stadt“ (171 m über Meeresniveau) durchgeführt. Die Berechnung des Energiebedarfs zur Raumluftkonditionierung erfolgte für all jene Fälle innerhalb einer Betriebszeit von 6:00 Uhr bis 18:00 Uhr, bei denen die Außenlufttemperatur niedriger ist als die gewünschte Zulufttemperatur verringert um die Temperaturerhöhung durch den Zuluftventilator. Teil der Lüftungsanlage ist eine ALR-Anlage. Die Auswirkung der ALR-Anlage auf den Gesamtenergieverbrauch errechnet sich als Differenz der Jahresergebnisse mit und ohne deren Verwendung. Erst wenn die durch den Rotationstauscher, je nach Bauart mit bzw. ohne hygroskopischer Oberfläche, übertragene Menge an Wärme bzw. Feuchte nicht ausreicht um einen definierten Zuluftzustand zu erzeugen, erfolgt der Betrieb der ALR-Anlage. Kann der gewünschte Raumluftzustand trotz des Betriebes sowohl des Rotationstauschers als auch der ALR-Anlage nicht erreicht werden, so wird die noch fehlende Menge an Wärme und Feuchte durch eine Vollklimaanlage ergänzt. Die Berechnung des Restenergiebedarfs wurde sowohl für eine kombinierte Anlage zur Wärme und Feuchte Rückgewinnung (W+FRG) mit der Lufttemperatur als Führungsgröße als auch für eine Anlage mit getrennter Wärme und Feuchte Rückgewinnung durchgeführt. Im Falle einer getrennten Wärme und Feuchte Rückgewinnung wurde davon ausgegangen, dass die Rückgewinnung durch zwei, voneinander unabhängige, Rotationstauscher durchgeführt wird. Für den Rotationswärmetauscher wird die Lufttemperatur und für den Rotationsfeuchtetauscher wird die absolute Luftfeuchte als Führungsgröße herangezogen. Idealisiert wird davon ausgegangen, dass der Rotationswärmetauscher ausschließlich Wärme und der Rotationsfeuchtetauscher ausschließlich Feuchte überträgt. Referenzpunkt ist die Temperatur bzw. die absolute Feuchte in einem Bereich gleichmäßiger Strömung nach dem Rotationstauscher. Für den Fall, dass der Rotationstauscher Temperatur geführt ist, erfolgt die Übertragung der Feuchte unkontrolliert. Es kann daher vorkommen, dass je nach gewünschter Raumluftfeuchte, der Betrieb des Rotationstauschers, hinsichtlich der von der Abluft auf die Außenluft übertragenen sensiblen Wärme, einen Gewinn darstellt, die als „Beifang“ übertragene Luftfeuchte jedoch einen Energieaufwand für die nachfolgend notwendige Entfeuchtung durch ein Kühlregister darstellt. Dieser Umstand kann, je nach Abluftfeuchte und Rückfeuchtezahl, zu einer negativen Gesamtenergiebilanz, des Prozesses zur Vorkonditionierung der Außenluft führen. Der Nutzen der gewonnenen sensiblen Wärme, welche in den Wintermonaten verglichen mit der kalten Außenluft, von der warmen Abluft gewonnen wird, kann also geringer sein, als der energetische Aufwand, welcher durch das Abkühlen auf den Taupunkttemperatur sowie der nachfolgenden Erwärmung der Außenluft entsteht.

Als Beispiel hierfür seien die Wetterdaten der Stunde 150 für den Ort Wien „Innere Stadt“ angeführt. Die gewählte Ablufttemperatur beträgt $t_{Ab} = 25 \text{ °C}$ und die absolute Abluftfeuchte beträgt $x_{Ab} = 9,9 \text{ g/kg}$. Die Rückwärmezahl ϕ und die Rückfeuchtezahl ψ wurde für den Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche der Firma Enventus, Typ HM1 errechnet. Dies ist einer der beiden Rotationstauscher, welcher auch für den experimentellen Nachweis der Rechenmodelle der vorliegenden Arbeit verwendet wurde. Die Rückwärmezahl beträgt $\phi = 73,3 \text{ %}$ und die Rückfeuchtezahl beträgt $\psi = 76,7 \text{ %}$. Das Ausmaß des über den Bypass rückgeführten Volumenstroms beträgt $100 \text{ m}^3/\text{h}$. Abbildung 16 zeigt die Prozesse der Außenluftkonditionierung im Einzelnen. Außenluft wird mit Hilfe eines Rotationstauschers mit hygroskopischer Oberfläche von einer Temperatur von $t_{21} = -5,9 \text{ °C}$ und einer absoluten Luftfeuchte von $x_{21} = 2,22 \text{ g/kg}$ auf eine Temperatur von $t_{22} = 16,75 \text{ °C}$ und einer absolute Außenluftfeuchte von $x_{22} = 8,11 \text{ g/kg}$ erwärmt und befeuchtet. In Abbildung 16 ist der vorkonditionierte Punkt als „Außenluft nach W+FRG (1)“ bezeichnet.

Ein Teil der vorkonditionierten Außenluft wird auf eine, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, Position vor der Wärme und Feuchte Rückgewinnung rückgeführt und vermischt sich mit der einströmenden Außenluft. Die Temperatur der Mischluft beträgt $t_M = -0,24 \text{ °C}$ und deren absolute Luftfeuchte $x_M = 3,69 \text{ g/kg}$. Nach einer Konditionierung der Mischluft durch den Rotationstauscher beträgt die Lufttemperatur $t_{22} = 18,26 \text{ °C}$ und die absolute Luftfeuchte $x_{22} = 9,48 \text{ g/kg}$. Dieser Punkt ist in der Abbildung 16 als „Außenluft nach W+FRG (2)“ dargestellt. Berücksichtigt man eine Temperatursteigerung von $1,31 \text{ °C}$ durch den, bezogen auf den Rotationstauscher, saugend angeordneten Zuluftventilator, so beträgt die Enthalpie der Außenluft nach der erstmaligen Vorkonditionierung durch die W+FRG $38,81 \text{ kJ/kg}$. Da die Enthalpie des gewünschten Zuluftzustandes $43,05 \text{ kJ/kg}$ beträgt, wäre lediglich eine Energiedifferenz von $4,24 \text{ kJ/kg}$ aufzuwenden um den Zuluftzustand zu erreichen. Durchläuft ein Teil der Außenluft ein zweites Mal den Rotationstauscher so beträgt, unter Berücksichtigung der Temperatursteigerung durch den Zuluftventilator, die Außenluftenthalpie $43,48 \text{ kJ/kg}$. Da bei der Konditionierung der Mischluft durch den Rotationstauscher eine Überfeuchtung (Außenluft nach W+FRG (2)- befindet sich rechts von der Zuluft) stattgefunden hat, ist es notwendig die Außenluft auf den Taupunkt der Zuluft abzukühlen und zu entfeuchten (in Abbildung 16 blau dargestellt) und anschließend auf Zulufttemperatur zu erhitzen (in Abbildung 16 lila dargestellt). Der Energieaufwand für die Entfeuchtung und Nacherhitzung ist mit $16,9 \text{ kJ/kg}$ ca. 4 mal so groß wie dieser es gewesen wäre, hätte man die Außenluft bereits nach der ersten Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher mit Hilfe einer Vollklimaanlage auf den Zuluftzustand konditioniert.

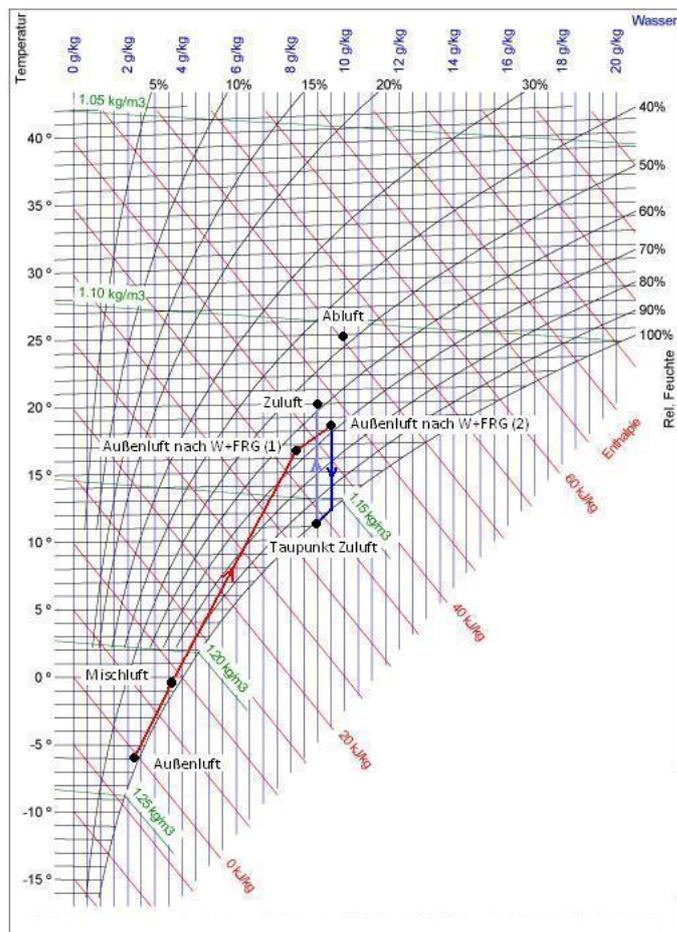


Abbildung 16: Außenluftvorkonditionierung durch einen Rotationswärmetauscher mit hygroskopischer Oberfläche und ALR-Anlage [dol11]

Überfeuchtungen der Zuluft wurden in der Berechnung nur bei jenen Betriebszeitpunkten berücksichtigt, bei denen diese durch den Betrieb des Rotationstauschers verursacht werden. Ist beispielsweise die absolute Außenluftfeuchte bereits vor dem Passieren des Rotationstauschers höher als jene der Zuluftfeuchte, so wird dieser Zeitpunkt in der Berechnung nicht berücksichtigt. Diese Festlegung wurde gewählt um bei den im Kapitel 8.2 dargestellten Diagrammen die, verglichen mit den zeitweilig hohen absoluten Außenluftfeuchten, geringen Überfeuchtungsmengen, welche durch die Temperatur geführten Rotationstauscher verursacht werden, gut sichtbar zu machen. Da diese Annahme sowohl für den Betrieb mit als auch ohne einer ALR-Anlage gilt, ist diese Festlegung für die Berechnung des Differenzenergieaufwandes ohne Bedeutung. Des weiterem wurde davon ausgegangen, dass sich die internen und externen Leckagen des Rotationstauschers innerhalb des in der EN 308 festgelegten Grenzwertes befinden und daher hinsichtlich der Wärme- und Feuchteübertragung vernachlässigt werden können. Die Beschreibung des experimentellen Nachweises der Gültigkeit dieser Annahme erfolgt im Kapitel 11.2. Ebenfalls vernachlässigt wurden etwaige Undichtheiten der Kanalsysteme sowie den diversen Einbauten.

Wird durch den Rotationstauscher bzw. durch die ALR-Anlage keine thermodynamische Veränderung der Außenluft durchgeführt, erfolgt die Konditionierung der Zuluft ausschließlich durch ein Heizregister, ein Kühlregister sowie einen Dampfbefeuchter. Für sämtliche Berechnungsfälle betrug die geforderte Zulufttemperatur 20 °C und die geforderte Zuluftfeuchte betrug 9 g/kg. Für die Berechnung wurde die Annahme getroffen, dass sowohl der Zuluftventilator als auch der Abluftventilator, bezogen auf den Rotationstauscher, saugend angeordnet sind. Dies hat zur Folge, dass die gesamte elektrische Anschlussleistung P_{el} des Zuluftventilators in Form von Wärme auf den Zuluft übergeht und daher die aufzuwendende Wärmemenge eines dem Zuluftventilator nachgeschalteten Heizregisters reduziert. Die als Wärme freigesetzte elektrische Anschlussleistung des Abluftventilators kann bei dieser Ventilator Anordnung nicht genutzt werden. Für die Auslegung wurde sowohl für den Zuluftventilator als auch für den Abluftventilator ein Ventilator Wirkungsgrad von 70 % bei einem Druckverlust im Zuluftkanal von $\Delta p = 1200$ Pa und im Abluftkanal von $\Delta p = 800$ Pa zugrunde gelegt. Für den Fall, dass die Lüftungskanäle wie in Abbildung 8, 9 und 10 dargestellt, keinen kreisrunden Querschnitt besitzen, wird zur Berechnung des Druckverlustes der gleichwertige Durchmesser verwendet.

Die Berechnung des Druckverlustes durch den Lüftungskanal sowie der verschiedenen Einbauten erfolgt durch Gleichung 22. Für die Berechnung des Jahresenergieverbrauches wurde davon ausgegangen, dass die Rückzahlen von Wärme und Feuchte ganzjährig konstant sind. Betriebsunterbrechungen, Wochenenden oder eine Veränderung der festgelegten Zuluftparameter wurden rechnerisch nicht berücksichtigt. Die Leistungsberechnung der nachfolgend angeführten Einbauten zur Luftbehandlung erfolgt durch Differenzbildung der Enthalpien zwischen dem Austrittszustand und dem Eintrittszustand in die jeweiligen Einbauten. Die absoluten Werte der Leistungen errechnen sich aus dem Produkt der Enthalpiedifferenzen und den Massenströmen. Dies betrifft sowohl das Kühlregister, das Heizregister sowie den Dampfbefeuchter. Der Gesamtenergieverbrauch ergibt sich durch Aufsummierung der Einzelergebnisse der Stundenwerte und bezieht sich auf einen Außenvolumenstrom von 1 Kubikmeter Außenluft pro Stunde.

Die Berechnung der Leistung des **Kühlregisters** erfolgt nach Gleichung 30. Es wurde keine Unterscheidung vorgenommen, ob die Kühlung der Außenluft durch ein direktes System (Direktverdampfer) oder mit Hilfe eines indirekten Systems (Kaltwassersatz) erfolgt. Eine Unterkühlung der Außenluft unterhalb der gewählten Kühleraustrittstemperatur (=Taupunkttemperatur) bzw. eine zur Temperaturübertragung von der Primär- zur Sekundärseite benötigte Grädigkeit, wie diese bei Wärmetauschern existiert, wurde in der Berechnung nicht berücksichtigt. Die Berechnung der Jahreskühlarbeit erfolgt nach Gleichung 31.

Die Berechnung der Leistung des **Heizregisters** erfolgt nach Gleichung 27. Verluste sowie eine Grädigkeit des Heizregisters wurde nicht berücksichtigt. Um eine Überhitzung der Zuluft zu vermeiden, wurde diese um jene Temperaturersteigerung verringert, welche durch den Zuluftventilator verursacht wird. Die Berechnung der Jahresheizarbeit erfolgt nach Gleichung 28.

Die geforderte Raumluftheuchte wird je nach Außenluftzustand durch einen **Dampfbefeuchter**, einen Rotationstauscher mit bzw. ohne hygroskopischer Oberfläche (Enthalpie-Rückgewinnung) oder durch eine Kombination der beiden Anlagen bereitgestellt. Die Berechnung der Leistung des Dampfbefeuchters erfolgt nach Gleichung 18 und der Jahresarbeit nach Gleichung 19. Ein Befeuchtungswirkungsgrad sowie etwaige sonstige Verluste des Dampfbefeuchters wurden in der Berechnung nicht berücksichtigt. Der Vorgang der Luftbefeuchtung erfolgt isotherm. Die Berechnung der erforderlichen Dampfmenge erfolgt nach Gleichung 20.

Die Berechnung der elektrischen Anschlussleistung der **Ventilatoren** erfolgt nach Gleichung 40. Dies betrifft sowohl den Zu- und Abluftventilator. Es wurde davon ausgegangen, dass sich der Ventilatorwirkungsgrad auch im Teillastbetrieb nicht ändert. Etwaige Verluste von Peripheriegeräten, wie jene eines Frequenzumrichters, wurden in der Berechnung nicht berücksichtigt. Die Berechnung der durch den Zuluftventilator verursachten Temperaturerhöhung erfolgt nach Gleichung 38. Die Berechnung der vom Zuluftventilator aufgenommenen elektrischen Jahresarbeit erfolgt nach Gleichung 41.

Als Basiswerte wurden die Daten des „Standard Temperature and Pressure Systems“ (STP, Standardluftdruck $p_o = 1,01325$ bar, Standardtemperatur $t_o = 0$ °C) gewählt. Die Berechnung des Energiebedarfs zur Raumluftkonditionierung wurde in Anlehnung an den Entwurf zur VORNORM ÖNORM H5057 durchgeführt. Die Berechnung des Jahresenergieverbrauchs wurde mit Hilfe der Software MS Excel durchgeführt.

Gleichungen und Konstanten:

Molare Masse der Luft	$M_L = 28,96$	g/mol
Molare Masse des Wasserdampfes	$M_D = 18,02$	g/mol
Spezifische Gaskonstante der Luft	$R_L = 287$	J/kg K
Spezifische Gaskonstante des Wasserdampfes	$R_D = 461,5$	J/kg K
Spezifische Wärmekapazität der Luft	$cp_L = 1,01$	kJ/kg K
Spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfes	$cp_D = 1,86$	kJ/kg K

Spezifische Verdampfungsenthalpie des Wasser bei $t = 0^\circ\text{C}$	$r_0 = 2501,6$	kJ/kg
Dichte der Luft bei Standardbedingungen	$\rho_0 = 1,293$	kg/m ³
Standardluftdruck (STP-System)	$p_0 = 1,01325$	bar
Standardtemperatur der Luft (STP-System)	$t_{l,0} = 0$	°C
Erdbeschleunigung	$g = 9,81$	m/s ²
Geodätische Höhe des Berechnungsstandortes Wien „Innere Stadt“	$h_{\text{geo}} = 171$	m

Gleichungen:

Glg. 14 Abluftenthalpie

$$h_{L,Ab} = c_{pL} t_{11} + x_{11} (r_0 + c_{pD} t_{11}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

t_{11} Ablufttemperatur [°C]

x_{11} Absolute Luftfeuchte der Abluft [kg/kg]

Glg. 15 Außenluftenthalpie

$$h_{L,Au} = c_{pL} t_{21} + x_{21} (r_0 + c_{pD} t_{21}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

t_{21} Außenlufttemperatur [°C]

x_{21} Absolute Luftfeuchte der Außenluft [kg/kg]

Glg. 16 Außenluftenthalpie nach der WRG

$$h_{L,WRG} = c_{pL} (t_{22} + \Delta t_{\text{Vent,Zu}}) + x_{21} (r_0 + c_{pD} (t_{22} + \Delta t_{\text{Vent,Zu}})) \quad [\text{kJ/kg}]$$

t_{22} Außenlufttemperatur nach der Wärmerückgewinnung [°C]

$\Delta t_{\text{Vent,Zu}}$ Temperaturerhöhung durch den Zuluftventilator [°C]

x_{21} Absolute Luftfeuchte der Außenluft [kg/kg]

Glg. 17 Außenluftenthalpie nach der Wärme- und Feuchterückgewinnung

$$h_{L,WRG+FRG} = c_{pL} (t_{22} + \Delta t_{\text{Vent,Zu}}) + x_{22} (r_0 + c_{pD} (t_{22} + \Delta t_{\text{Vent,Zu}})) \quad [\text{kJ/kg}]$$

x_{22} Außenluftfeuchte nach der Feuchterückgewinnung [kg/kg]

t_{22} Außenlufttemperatur nach der Wärme- und Feuchterückgewinnung [°C]

$\Delta t_{\text{Vent,Zu}}$ Temperaturerhöhung durch den Zuluftventilator [°C]

Glg. 18 Dampfbefeuchter Leistung

$$Q_{L,DB} = m_{AL} (h_{DB,Aus} - h_{DB,Ein}) \quad [\text{kW}]$$

m_{AL}Massenstrom der Außenluft, welche dem Dampfbefeuchter zugeführt wird [kg/s]

$h_{DB,Ein}$Enthalpie der Außenluft am Eintritt in den Dampfbefeuchter [kJ/kg]

$h_{DB,Aus}$Enthalpie der Außenluft am Austritt aus dem Dampfbefeuchter [kJ/kg]

Glg. 19 Dampfbefeuchter Arbeit

$$W_{DB} = Q_{L,DB} t_{DB} \quad [\text{kWh}]$$

$Q_{L,DB}$Leistung des Dampfbefeuchters [kW]

t_{DB}Betriebsdauer des Dampfbefeuchters [h]

Glg. 20 Dampfmenge

$$m_D = m_{AL} (x_{DB,Aus} - x_{DB,Ein}) \quad [\text{kg/s}]$$

m_{AL}Massenstrom der Außenluft, welche dem Dampfbefeuchter zugeführt wird [kg/s]

$x_{DB,Ein}$Absolute Luftfeuchte am Eintritt in den Dampfbefeuchter [kJ/kg]

$x_{DB,Aus}$Absolute Luftfeuchte am Austritt des Dampfbefeuchters [kJ/kg]

Glg. 21 Dichte der Außenluft

$$\rho_{L,Au} = \frac{p_{L,Au}}{R_L t_{21}} \quad [\text{kg/m}^3]$$

t_{21}Temperatur der Außenluft [°C]

$p_{L,Au}$Luftdruck der Außenluft [bar]

R_LSpezifische Gaskonstante der Luft [J/kgK]

Glg. 22 Druckverluste durch Kanalströmung

$$\Delta p_{Vent} = \left(\frac{\lambda_{L,Kanal} l_{L,Kanal}}{d_{GW,Kanal}} + \sum \xi_{Formstücke} \right) \frac{\rho_{L,Au} c^2_{L,Kanal}}{2} \quad [\text{Pa}]$$

$\lambda_{L,Kanal}$Rohrreibungsbeiwert Luftkanal [-]

$\xi_{Formstücke}$Rohrreibungsbeiwert Formstücke [-]

$l_{L,Kanal}$Kanallänge [m]

$d_{GW,Kanal}$Gleichwertiger Durchmesser Kanal [m]

$\rho_{L,Au}$Dichte der Außenluft [kg/m³]

$c_{L,Kanal}$Strömungsgeschwindigkeit Kanal [m/s]

Glg. 23 Enthalpie Taupunkt

$$h_{L,TP} = c p_L t_{L,TP} + x_{L,TP} (r_0 + c p_D t_{L,TP}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

$t_{L,TP}$ Lufttemperatur am Taupunkt [°C]

$x_{L,TP}$ Absolute Luftfeuchte im Taupunkt [kg/kg]

Glg. 24 Feuchte absolut im Mischpunkt (in Abbildung 14 mit MP bezeichnet)

$$x_{Mi} = \frac{x_{21} m_{21} + x_{22} m_{L,BY}}{m_{21} + m_{L,BY}} \quad [\text{kg/kg}]$$

m_{21}Massenstrom der Außenluft [kg/h]

$m_{L,BY}$Massenstrom der rezirkulierenden Luft (Bypass) [kg/h]

x_{21}Absolute Luftfeuchte der Außenluft [kg/kg]

x_{22}Absolute Luftfeuchte der Bypass Luft [kg/kg]

Glg. 25 Fortluftenthalpie

$$h_{L,Fo} = c p_L (t_{12} + \Delta t_{Vent,Ab}) + x_{12} (r_0 + c p_D (t_{12} + \Delta t_{Vent,Ab})) \quad [\text{kJ/kg}]$$

t_{12} Fortlufttemperatur [°C]

x_{12}Absolute Luftfeuchte der Fortluft [kg/kg]

$\Delta t_{Vent,Ab}$Temperaturerhöhung durch den Abluftventilator [°C]

Glg. 26 Gleichwertiger Kanaldurchmesser eines Rechteckquerschnittes

$$d_{GW} = 1,27 \sqrt[5]{\frac{(a_{L,K} b_{L,K})^3}{(a_{L,K} + b_{L,K})}} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$a_{L,K}$ Breite des Luftkanals [m]

$b_{L,K}$Höhe des Luftkanals [m]

Glg. 27 Heizregister Leistung

$$Q_{L,HR} = m_{AL} (h_{HR,Aus} - h_{HR,Ein}) \quad [\text{kW}]$$

m_{AL}Massenstrom der Außenluft, welche den Heizregister zugeführt wird [kg/s]

$h_{HR,Ein}$Enthalpie der Außenluft am Eintritt in das Heizregister [kJ/kg]

$h_{HR,Aus}$Enthalpie der Außenluft am Austritt aus dem Heizregister [kJ/kg]

Glg. 28 Heizregister Arbeit

$$W_{HR} = Q_{L,HR} t_{HR} \quad [\text{kWh}]$$

$Q_{L,HR}$Leistung des Heizregisters [kW]

t_{HR}Betriebsdauer des Heizregisters [h]

Glg. 29 Kondensat Menge

$$m_K = m_{KR,Eintritt} (x_{KR,Ein} - x_{KR,Aus}) \quad [\text{kg/h}]$$

$m_{KR,Ein}$Massenstrom der Luft, welche dem Kühlregister zugeführt wird [kg/s]

$x_{KR,Ein}$Absolute Luftfeuchte am Eintritt in das Kühlregister [kg/kg]

$x_{KR,Aus}$Absolute Luftfeuchte am Austritt aus dem Kühlregister [kg/kg]

Glg. 30 Kühlregister Leistung

$$Q_{L,KR} = m_{AL} (h_{KR,Aus} - h_{KR,Ein}) \quad [\text{kW}]$$

m_{AL}Massenstrom der Außenluft, welche dem Kühlregister zugeführt wird [kg/s]

$h_{KR,Ein}$Enthalpie der Außenluft am Eintritt in das Kühlregister [kJ/kg]

$h_{KR,Aus}$Enthalpie der Außenluft am Austritt aus dem Kühlregister [kJ/kg]

Glg. 31 Kühlregister Arbeit

$$W_{KR} = Q_{L,KR} t_{KR} \quad [\text{kWh}]$$

$Q_{L,KR}$Leistung des Kühlregisters [kW]

t_{KR}Betriebsdauer des Kühlregisters [h]

Glg. 32 Luftdruck am Berechnungsstandort

$$p_L = p_0 e^{-(\rho_{L,0} g h_{geo}/p_0)} \quad [\text{bar}]$$

h_{geo}Geodätische Höhe über Meeresebene [m]

Glg. 33 Sättigungsdampfdruck eines Luftzustandes

$$p_S = \frac{x_L p_L R_D}{x_L R_D - R_L} \quad [\text{bar}]$$

x_LAbsoluter Wasserdampfgehalt der Luft [kg/kg]

p_LLuftdruck [Pa]

Glg. 34 Spezifischer Energiebedarf ohne WRG

$$q_{L,Au} = \frac{(h_{L,Zu} - h_{L,Au}) \rho_{L,Au}}{3,6} \quad [\text{Wh}/(\text{m}^3/\text{h})]$$

$\rho_{L,Au}$Dichte der Außenluft [kg/m^3]

$h_{L,Zu}$Enthalpie der Zuluft [kJ/kg]

$h_{L,Au}$Enthalpie der Außenluft [kJ/kg]

Glg. 35 Spezifischer Energiebedarf mit WRG

$$q_{L,Au} = \frac{(h_{L,Zu} - h_{L,WRG}) \rho_{L,Au}}{3,6} \quad [\text{Wh}/(\text{m}^3/\text{h})]$$

$\rho_{L,Au}$Dichte der Außenluft [kg/m^3]

$h_{L,Zu}$Enthalpie der Zuluft [kJ/kg]

$h_{L,WRG}$Enthalpie der Außenluft am Austritt aus der Wärmerückgewinnung [kJ/kg]

Glg. 36 Spezifischer Energiebedarf mit WRG+FRG

$$q_{L,Au} = \frac{(h_{L,Zu} - h_{L,WRG+FRG}) \rho_{L,Au}}{3,6} \quad [\text{Wh}/(\text{m}^3/\text{h})]$$

$\rho_{L,Au}$Dichte der Außenluft [kg/m^3]

$h_{L,Zu}$Enthalpie der Zuluft [kJ/kg]

$h_{L,WRG+FRG}$Enthalpie der Außenluft am Austritt der Wärme- und Feuchterückgewinnung [kJ/kg]

Glg. 37 Taupunkttemperatur eines Luftzustandes (nach DIN 4108)

$$t_{TP} = \left[\left(\frac{p_s}{288,68} \right)^{0,1247} - 1,098 \right] 100 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

p_sSättigungsdampfdruck [bar]

Glg. 38 Temperaturerhöhung der Zuluft durch den Zuluftventilator

$$\Delta t_{L,Zu} = \frac{\Delta p_{Vent,Zu}}{\eta_{ges} c_{pL} \rho_{L,Zu}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

η_{ges} Gesamtwirkungsgrad des Zuluftventilators [-]

$\rho_{L,Zu}$Dichte der Zuluft [kg/m^3]

$\Delta p_{Vent, Zu}$Drucksteigerung des Ventilators im Zuluftkanal [Pa]

Glg. 39 Temperatur im Mischpunkt (in Abbildung 14 mit MP bezeichnet)

$$t_{Mi} = \frac{t_{21} m_{21} + t_{22} m_{L,BY}}{m_{21} + m_{L,BY}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

m_{21}Massenstrom der Außenluft [kg/h]

m_{22}Massenstrom der Bypass Luft [kg/h]

t_{21}Außenlufttemperatur [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{L,BY}$Temperatur des über den Bypass rezirkulierenden Luftstroms [$^{\circ}\text{C}$]

Glg. 40 Ventilator Leistung

$$P_{Vent} = \frac{V_L \Delta p_L}{\eta_{Vent}} \quad [\text{W}]$$

V_LVolumenstrom im betrachteten Kanalabschnitt [m^3/h]

Δp_LDruckverlust im betrachteten Kanalabschnitt [Pa]

η_{Vent}Ventilator Wirkungsgrad [-]

Glg. 41 Ventilator Arbeit

$$W_{Vent} = P_{Vent} t_{Vent} \quad [\text{Wh}]$$

P_{Vent}Leistung des Ventilators [W]

t_{Vent}Betriebsdauer des Ventilators [h]

Glg. 42 Zuluftenthalpie

$$h_{L,Zu} = c_{pL} t_{L,Zu} + x_{L,Zu} (r_0 + c_{pD} t_{L,Zu}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

$x_{L,Zu}$ Absolute Luftfeuchte der Zuluft [kg/kg]

$t_{L,Zu}$ Zulufttemperatur [°C]

7.3. Berechnung der internen Leckagen

Die Berechnung der internen Leckagen erfolgte gemäß EN 308 mit Hilfe folgenden Zusammenhangs:

Glg. 43 Übertragung von Abluft auf die Zuluftseite

$$\frac{q_{mCO_2}}{q_{m2}} 100 \% = \frac{a_{22}}{a_{11}} 100 \% \quad [\%]$$

q_{mCO_2} Massenstrom der übertragenen Abluft [kg/s]

q_{m2} Massenstrom der Zuluft [kg/s]

a_{22} mittlere Tracergaskonzentration in der Zuluft [ppm]

a_{11} mittlere Tracergaskonzentration in der Abluft [ppm]

Der Massenstrom der auf die Zuluft übertragenen Abluft errechnet sich als Prozentsatz des Zuluft-Massenstroms q_{m2} .

8. Berechnungsergebnisse

8.1 Übertragene Wärme und Feuchte mit und ohne Rezirkulationsanlage

Da bei der Prüfanlage Rotationstauscher der Firma Enventus zum Einsatz kamen, wurden die in der Berechnung des Jahresenergiebedarfs verwendeten Wärme- und der Feuchterückzahlen mit Hilfe der Software Enventus Calculation 4.9 durchgeführt. Die Berechnung der Rückwärme- und Rückfeuchtezahlen erfolgte für den Typ HM1 (Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche) und für den Typ ST1 (Rotationstauscher ohne hygroskopischer Oberfläche).

Die Tabelle 2 zeigt jene Luftzustände unter denen die Prüfung von Wärmeaustauschern gemäß EN 308 der Kategorie III a (Regeneratoren mit nicht hygroskopischer Oberfläche) und III b (Regeneratoren mit hygroskopischer Oberfläche) durchzuführen sind. Da ausschließlich die durch die Rezirkulation veränderten Temperaturen untersucht werden sollen, wurde eine Temperaturerhöhung durch den Zuluftventilator rechnerisch nicht berücksichtigt.

Anwendungsart	Erwärmung
Kategorie der Wärmerückgewinnungsanlage	I II IIIb IIIa
Ablufteintritt - Temperatur t_{11} - Feuchtkugeltemperatur t_{w11}	25 °C 25 °C < 14 °C 18 °C
Zulufteneintritt - Temperatur t_{21} - Feuchtkugeltemperatur t_{w21}	5 °C 5 °C 3 °C

Tabelle 2: Prüfbedingungen von Wärmeaustauschern [EN 308]

Die Berechnung der sich bei den unterschiedlichen rezirkulierenden Volumenströmen einstellenden Lufttemperaturen und Luftfeuchten erfolgte mit Hilfe der Software MS Excel.

Luftvolumenströme im Abschnitt des Rotationstauschers:

- Außenluft: $V_{Au} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$
- Abluft: $V_{Ab} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$

Außenluftzustände:

- Außenlufttemperatur $t_{Au} = 5 \text{ °C}$
- Relative Außenluftfeuchte: $\varphi = 90 \text{ %}$
- Absolute Außenluftfeuchte: $x = 4,9 \text{ g/kg}$

Abluftzustände:

- Ablufttemperatur $t_{Ab} = 25 \text{ °C}$
- Relative Abluftfeuchte: $\varphi = 50 \text{ %}$
- Absolute Abluftfeuchte: $x = 9,9 \text{ g/kg}$

Um die Auswirkung von veränderten Rückwärmezahlen auf die Temperaturerhöhung der Außenluft bei verschiedenen über einen Bypass Kanal rezirkulierenden Luftvolumenmengen herauszufinden, wurde der über den Rotationstauscher strömende Luftvolumenstrom vom unteren ($300 \text{ m}^3/\text{h}$) auf den oberen ($490 \text{ m}^3/\text{h}$) vom Hersteller angegebenen Einsatzbereich erhöht. Ebenso wurde der Einfluss der Außenlufttemperatur auf die Rückwärmezahl untersucht. Hierzu wurde die Außenlufttemperatur von $+5 \text{ °C}$ (Prüftemperatur gemäß EN 308) auf -10 °C verändert. Abschließend wurde die Temperaturdifferenz der durch einen Rotationswärmetauscher vorkonditionierten Außenluft mit und ohne ALR-Anlage bei unterschiedlichen Rückwärmezahlen ermittelt.

Durch Einsetzen von Gleichung 4 in Gleichung 39 erhält man die vorkonditionierte Außenlufttemperatur als Funktion der Wärmerückzahl bei Verwendung einer ALR-Anlage. Die Außenlufttemperatur nach der Vorkonditionierung durch den Rotationswärmetauscher wird nachfolgend mit t_{22} , die Mischluft vor Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher mit t_{Mi} und die Mischluft nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher mit t'_{22} bezeichnet. Aufgrund der geringen Aufwärmspanne der Luft wurde die spezifische Wärmekapazität als temperaturunabhängig angenommen.

Glg. 4 Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch einen Rotationswärmetauscher

$$t_{22} = t_{21} + \Phi_2(t_{11} - t_{21})$$

Glg. 39 Temperatur im Mischpunkt von Wärmebypass und der Außenluft

$$t_{Mi} = \frac{t_{22} m_{L,Au} + t_{21} m_{L,BY}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}}$$

$$t_{Mi} = \frac{[t_{21} + \Phi_2(t_{11} - t_{21})] m_{L,Au} + t_{21} m_{L,BY}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}}$$

$$t_{Mi} = \frac{m_{L,Au} t_{21} + \Phi_2 m_{L,Au} (t_{11} - t_{21}) + t_{21} m_{L,BY}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}}$$

$$t_{Mi} = \frac{t_{21}(m_{L,Au} + m_{L,BY}) + \Phi_2 m_{L,Au} (t_{11} - t_{21})}{m_{L,Au} + m_{L,BY}}$$

$$t'_{22} = t_{Mi} + \Phi_2(t_{11} - t_{Mi})$$

$$t'_{22} = \frac{t_{21}(m_{L,Au} + m_{L,BY}) + \Phi_2 m_{L,Au} (t_{11} - t_{21})}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} + \Phi_2(t_{11} - \frac{t_{21}(m_{L,Au} + m_{L,BY}) + \Phi_2 m_{L,Au} (t_{11} - t_{21})}{m_{L,Au} + m_{L,BY}})$$

$$t'_{22} = \frac{t_{21}(m_{L,Au} + m_{L,BY}) + \Phi_2 m_{L,Au} (t_{11} - t_{21})}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} + \Phi_2 t_{11} - \frac{\Phi_2 t_{21}(m_{L,Au} + m_{L,BY}) + \Phi_2^2 m_{L,Au} (t_{11} - t_{21})}{m_{L,Au} + m_{L,BY}}$$

$$t'_{22} = t_{21} + \Phi_2 \frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21}) + \Phi_2 t_{11} - \Phi_2 t_{21} - \Phi_2^2 \frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21})$$

Glg. 44 Temperatur der Mischluft nach Vorkonditionierung durch den Rotationswärmetauscher

$$t'_{22} = -\Phi_2^2 \frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21}) + \Phi_2 \left[\frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21}) + t_{11} - t_{21} \right] + t_{21}$$

Die Mischlufttemperatur t_{22}' verhält sich nach Vorkonditionierung durch den Rotationswärmetauscher als Funktion der Wärmerückzahl wie eine nach unten offene quadratische Parabel. Durch Differenzbildung der vorkonditionierten Mischlufttemperatur t_{22}' und der Außenlufttemperatur t_{22} durch den Rotationswärmetauscher erhält man:

$$t_{22}' = -\Phi_2^2 \frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21}) + \Phi_2 \left[\frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21}) + t_{11} - t_{21} \right] + t_{21} - [t_{21} + \Phi_2 (t_{11} - t_{21})]$$

$$t_{22}' = -\Phi_2^2 \frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21}) + \Phi_2 \left[\frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21}) + t_{11} - t_{21} \right] + t_{21} - t_{21} - \Phi_2 (t_{11} - t_{21})$$

Glg. 45 Differenztemperatur der vorkonditionierten Außenluft durch den Rotationswärmetauscher mit und ohne ALR-Anlage

$$\Delta t_{22} = -\Phi_2^2 \frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21}) + \Phi_2 \frac{m_{L,Au}}{m_{L,Au} + m_{L,BY}} (t_{11} - t_{21})$$

Die Berechnung der veränderten absoluten Luftfeuchten mit und ohne ALR-Anlage erfolgt analog zur Berechnung der Differenztemperaturen.

Berechnung der Rückwärmzahl bzw. der Rückfeuchtezahl für den Rotortyp ST1 ohne hygroskopischer Oberfläche:

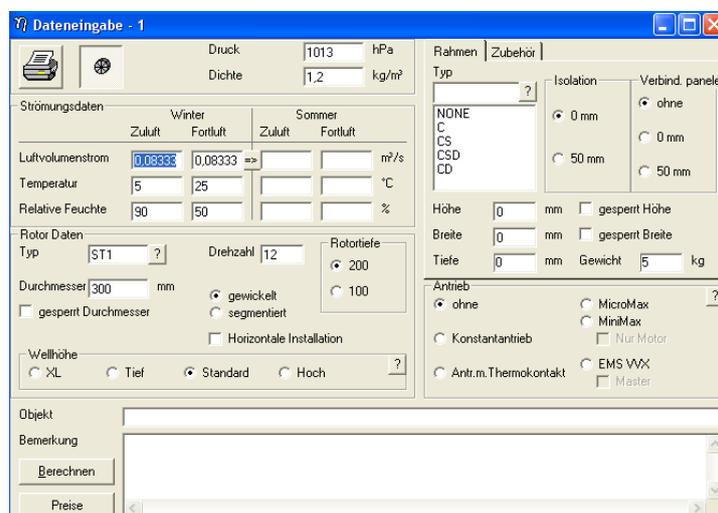


Abbildung 17: Eingabeoberfläche Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche

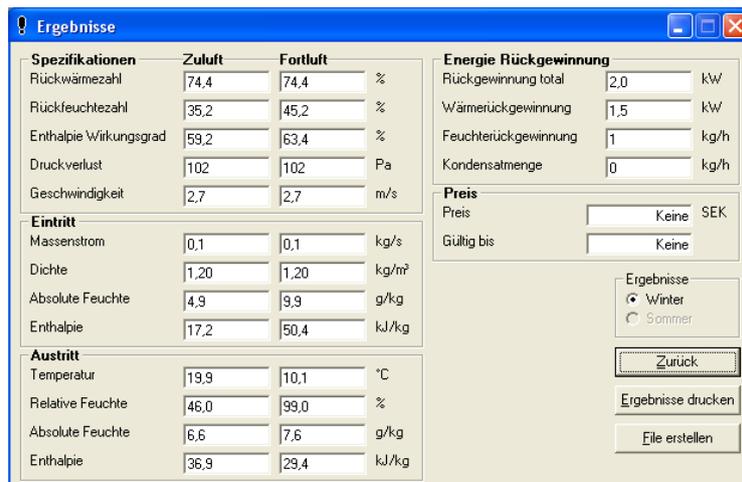


Abbildung 18: Ausgabeoberfläche Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche

Berechnung der Zulufttemperaturen bzw. der Zuluftfeuchten für den Rotortyp ST1 bei verschiedenen Bypassvolumenströmen:

Zulufttemperatur nur Wärmerückgewinnung: $t = 19,88 \text{ °C}$

Zulufttemperatur bei $50 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $t = 20,51 \text{ °C}$

Zulufttemperatur bei $100 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $t = 21,15 \text{ °C}$

Zulufttemperatur bei $150 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $t = 21,78 \text{ °C}$

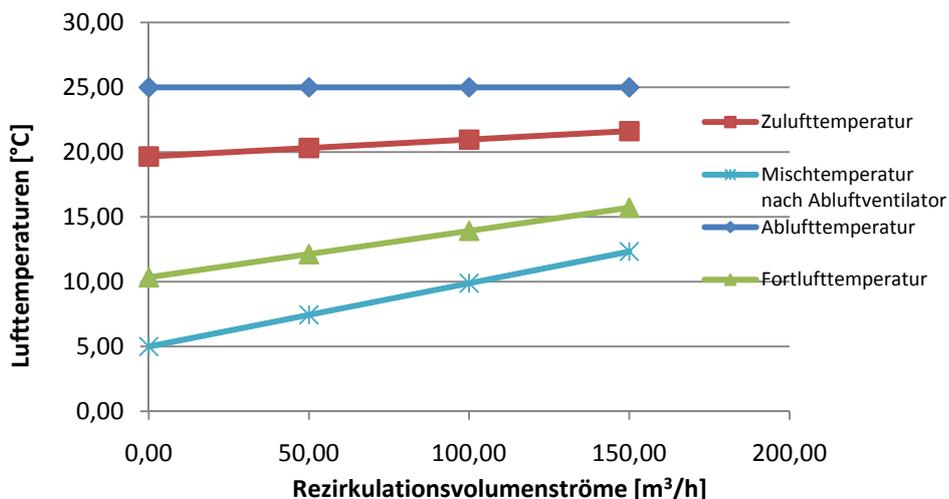


Abbildung 19: Temperatursteigerung der verschiedenen Luftarten bei unterschiedlichen Rezirkulationsvolumenströmen, Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche

Absolute Zuluftfeuchte nur Feuchterückgewinnung: $x = 6,66 \text{ g/kg}$

Absolute Zuluftfeuchte bei $50 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $x = 6,85 \text{ g/kg}$

Absolute Zuluftfeuchte bei $100 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $x = 7,04 \text{ g/kg}$

Absolute Zuluftfeuchte bei $150 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $x = 7,23 \text{ g/kg}$

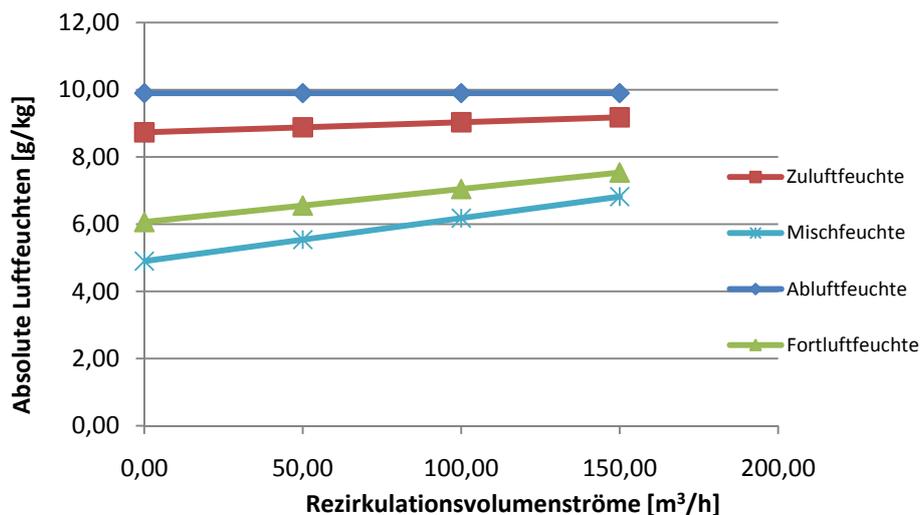


Abbildung 20: Feuchtesteigerung der verschiedenen Luftarten bei unterschiedlichen Rezirkulationsvolumenströmen, Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche

Ergebnis:

Temperatur: Aufgrund der relativ hohen Ablufttemperatur von $25,0 \text{ °C}$, der moderaten Außentemperatur von $5,0 \text{ °C}$ und einer Rückwärmezahl von $74,4 \%$ auf der Außenluftseite beträgt die Temperatur der alleinig durch den Rotationstauscher vorkonditionierten Außenluft bereits $19,88 \text{ °C}$. Bei einem Rezirkulationsanteil von 50% steigt die Temperatur der vorkonditionierten Außenluft um weitere $1,9 \text{ °C}$ auf $21,78 \text{ °C}$ gegenüber einem Betrieb ohne ALR-Anlage an.

Feuchte: Obwohl sich die Rückfeuchtezahl mit $35,2 \%$ auf der Außenluftseite eher bescheiden ausnimmt, steigt die Luftfeuchte der Außenluft alleinig durch den Rotationstauscher von $4,90$ auf $6,66 \text{ g/kg}$ an. Grund hierfür ist die hohe Abluftfeuchte von $9,90 \text{ g/kg}$. Bei einem Rezirkulationsanteil von 50% steigt die Feuchte in der Außenluft um weitere $0,63 \text{ g/kg}$ auf $7,23 \text{ g/kg}$ gegenüber einem Betrieb ohne ALR-Anlage an.

Berechnung der Rückwärmezahl bzw. der Rückfeuchtezahl für den Rotortyp HM1 mit hygroskopischer Oberfläche:

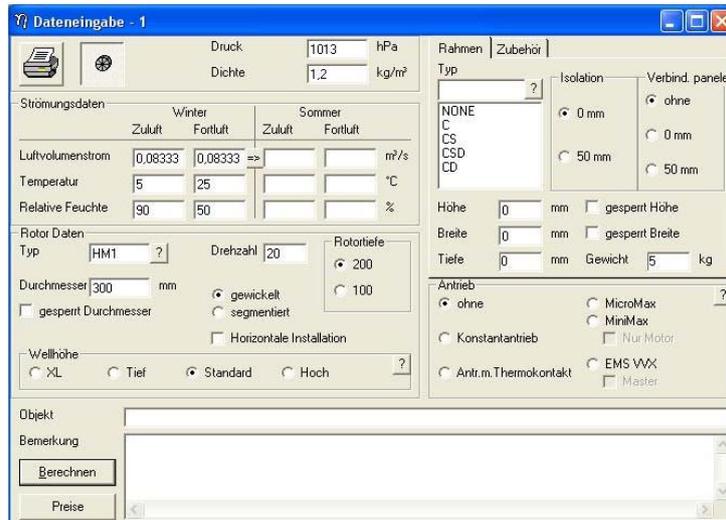


Abbildung 21: Eingabeoberfläche Rotationswärmetauscher mit hygroskopischer Oberfläche



Abbildung 22: Ausgabeoberfläche Rotationswärmetauscher mit hygroskopischer Oberfläche

Berechnung der Zulufttemperaturen bzw. der Zuluftfeuchten für den Rotortyp HM1 bei verschiedenen Bypassvolumenströmen:

Zulufttemperatur nur Wärmerückgewinnung: $t = 19,66 \text{ °C}$

Zulufttemperatur bei $50 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $t = 20,31 \text{ °C}$

Zulufttemperatur bei $100 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $t = 20,96 \text{ °C}$

Zulufttemperatur bei $150 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $t = 21,62 \text{ °C}$

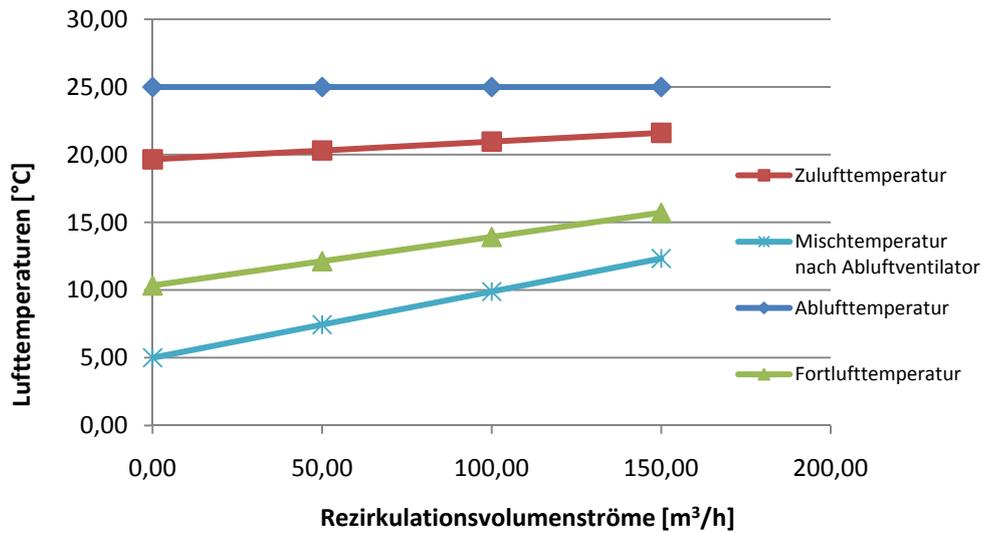


Abbildung 23: Temperatursteigerung der verschiedenen Luftarten bei unterschiedlichen Rezykulationsvolumenströmen, Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche

Absolute Zuluftfeuchte absolut nur Wärmerückgewinnung: $x = 8,74 \text{ g/kg}$

Absolute Zuluftfeuchte absolut bei $50 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $x = 8,88 \text{ g/kg}$

Absolute Zuluftfeuchte absolut bei $100 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $x = 9,03 \text{ g/kg}$

Absolute Zuluftfeuchte absolut bei $150 \text{ m}^3/\text{h}$ Bypass Volumenstrom: $x = 9,18 \text{ g/kg}$

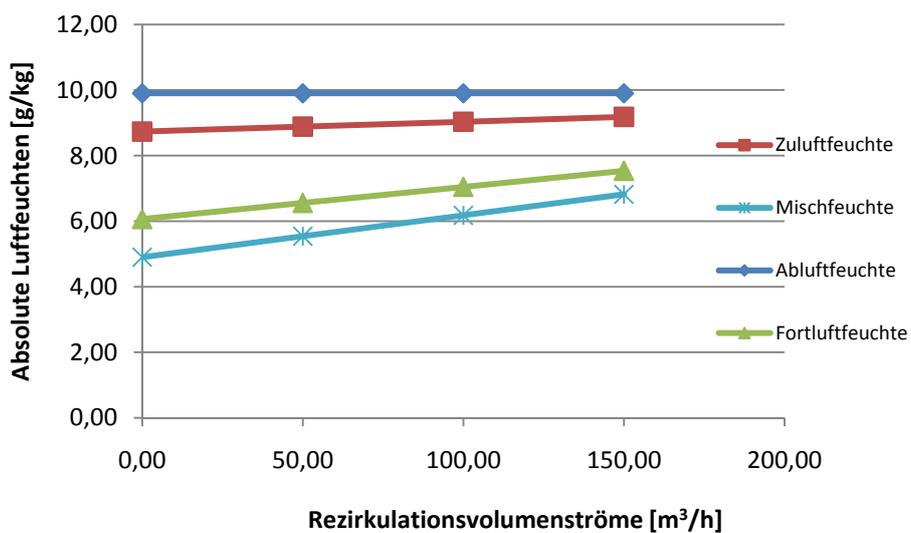


Abbildung 24: Feuchtsteigerung der verschiedenen Luftarten bei unterschiedlichen Rezykulationsvolumenströmen, Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche

Ergebnis:

Temperatur: Aufgrund der hohen Ablufttemperatur von 25,0 °C, der hohen Außentemperatur von 5,0 °C und einer Rückwärmezahl von 73,3 % auf der Außenluftseite beträgt die Temperatur der Zuluft alleinig durch den Rotationstauscher 19,66 °C. Bei einem Rezirkulationsanteil von 50 % steigt die Temperatur der Außenluft lediglich um 1,96 °C auf 21,62 °C gegenüber einem Betrieb ohne ALR-Anlage an.

Feuchte: Da sowohl die Abluftfeuchte mit 9,9 g/kg als auch die Rückfeuchtezahl mit 76,7 % sehr hoch ist, steigt die Luftfeuchte in der Außenluft alleinig durch den Rotationstauscher von 4,9 g/kg auf bereits 8,74 g/kg an. Bei einem Rezirkulationsanteil von 50 % steigt die Feuchte in der Zuluft um weitere 0,44 g/kg auf 9,18 g/kg gegenüber einem Betrieb ohne ALR-Anlage an.

Aufgrund der eher geringen Steigerung der Temperaturen und absoluten Feuchten in der Zuluft bei beiden Typen von Rotationstauschern bei Verwendung der ALR-Anlage und einen Abluftvolumenstrom von 300 m³/h sowie Außenluft- und Abluftzuständen gemäß der Norm EN 308 wurde das Ausmaß der Temperatur- und Feuchtesteigerung auch bei veränderten Rückzahlen an Wärme und Feuchte sowie bei geringeren Außenlufttemperaturen untersucht. Die Verringerung der Rückzahlen wurde durch eine Vergrößerung des Zuluft- und Abluftvolumenstroms erreicht.

Änderung des geförderten Volumenstroms

Jene Rückzahlen von Wärme und Feuchte, welche sich eingestellt hätten, wären die beiden Rotationstauscher hinsichtlich des Volumenstroms anstatt mit 300 m³/h (unterer Einsatzbereich) mit 490 m³/h (oberer Einsatzbereich) betrieben worden, zeigen Abbildung 25 und 26. Die Abluft und Außenluftparameter entsprechend den Prüfbedingungen der Norm EN 308.

Spezifikationen	Zuluft	Fortluft	
Rückwärmezahl	66,0	66,0	%
Rückfeuchtezahl	16,9	26,9	%
Enthalpie Wirkungsgrad	47,0	51,2	%
Druckverlust	175	175	Pa
Geschwindigkeit	4,3	4,3	m/s

Energie Rückgewinnung		
Rückgewinnung total	2,5	kW
Wärmerückgewinnung	2,2	kW
Feuchterückgewinnung	0	kg/h
Kondensatmenge	0	kg/h

Eintritt		
Massenstrom	0,2	0,2 kg/s
Dichte	1,20	1,20 kg/m ³
Absolute Feuchte	4,9	9,9 g/kg
Enthalpie	17,2	50,4 kJ/kg

Austritt		
Temperatur	18,2	11,8 °C
Relative Feuchte	44,1	99,0 %
Absolute Feuchte	5,7	8,5 g/kg
Enthalpie	32,8	33,4 kJ/kg

Abbildung 25: Ausgabeoberfläche Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche



Abbildung 26: Ausgabeoberfläche Rotationswärmetauscher mit hygroskopischer Oberfläche

Wie zu erwarten war, fallen sowohl beim Rotationstauscher mit als auch ohne hygroskopischer Oberfläche die Rückzahlen von Wärme und Feuchte bei erhöhtem Volumenstrom. Die nachfolgende Tabelle zeigt eine Gegenüberstellung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte für die beiden Bauvarianten ST1 und HM1 und den Volumenströmen 300 und 490 m³/h.

	Bauvariante ST1		Bauvariante HM1	
	300	490	300	490
Volumenstrom [m³/h]	300	490	300	490
Rückwärmezahl ϕ [%]	74,4	66	73,3	64,8
Rückfeuchtezahl ψ [%]	35,2	16,9	76,7	63,4

Tabelle 3: Gegenüberstellung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte für die beiden Rotationswärmetauscher mit (Typ HM1) und ohne (Typ ST1) hygroskopischer Oberfläche und den Volumenströmen 300 und 490 m³/h

Abbildung 27 zeigt den Anstieg der Zulufttemperatur als Funktion des Rezirkulationsvolumenstroms, unterschiedlicher Rückwärmezahlen und einer Außenlufttemperatur von +5 °C. Der Anstieg der Zulufttemperaturen ist bei niedrigen Rückwärmezahlen größer als bei hohen Rückwärmezahlen.

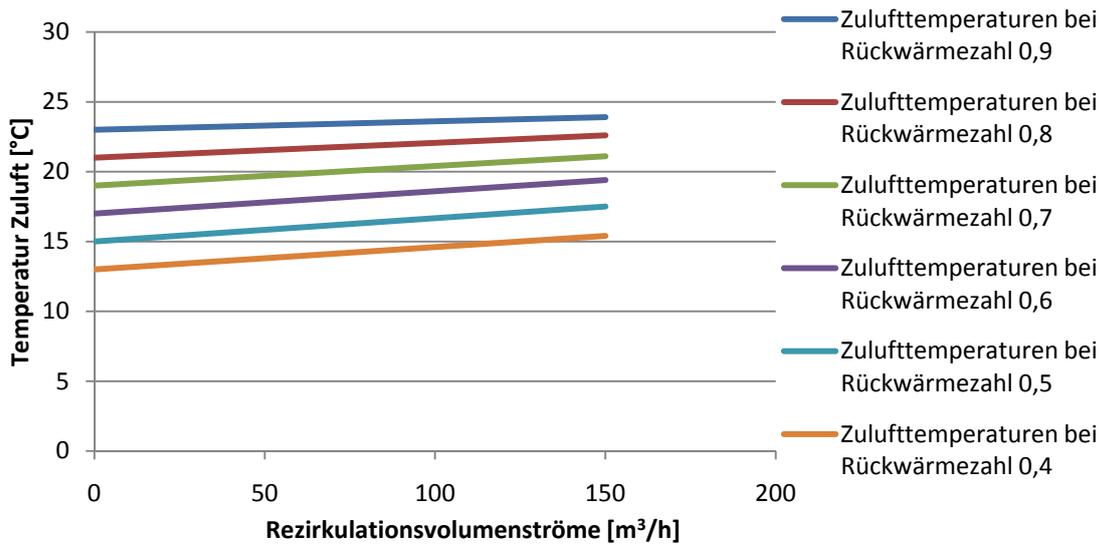


Abbildung 27: Zulufttemperaturen bei verschiedenen Rückwärmezahlen, unterschiedlichen Rezirkulationsvolumenströmen und einer Außenlufttemperatur von 5 °C

Abbildung 28 zeigt die Temperaturdifferenz der Zuluft bei Betrieb mit und ohne Rezirkulationseinrichtung als Funktion der Rückwärmezahlen. Für den Berechnungsfall mit ALR-Anlage, wurde bei einem Außenluftvolumenstrom von 300 m³/h ein Rezirkulationsvolumenstrom von 150 m³/h verwendet. Gut zu erkennen ist, dass die Temperaturdifferenz bei konstantem Rezirkulationsvolumenstrom mit kleiner werdenden Rückwärmezahlen ansteigt, bei einer Rückwärmezahl von 50 % ein Maximum besitzt und anschließend wieder abfällt. Die maximale Temperaturdifferenz der Zuluft beträgt 2,5 °C.

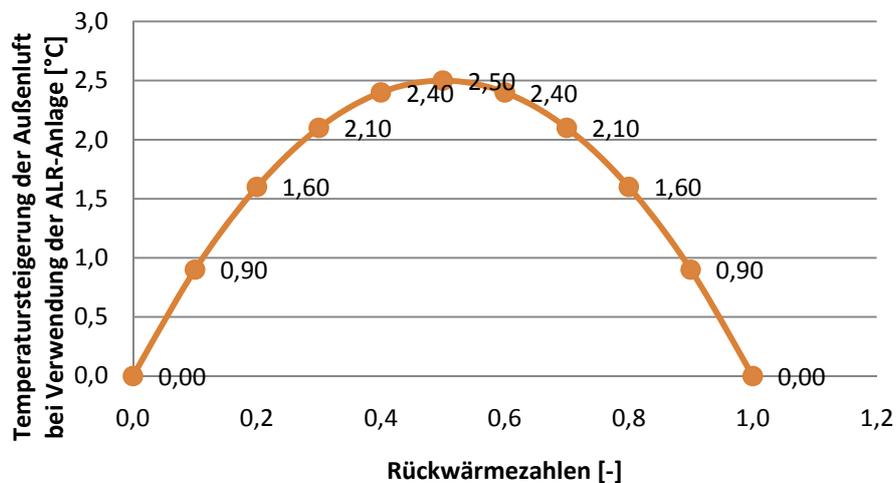


Abbildung 28: Differenztemperatur der vorkonditionierten Außenluft mit und ohne ALR-Anlage bei steigenden Rückwärmezahlen und einer Außenlufttemperatur von 5 °C

Änderung der Außenlufttemperatur

Jene Rückzahlen von Wärme und Feuchte, welche sich eingestellt hätten, wäre die Außenlufttemperatur anstatt +5 °C lediglich -10 °C, zeigen Abbildung 29 und 30. Alle anderen Größen wurden gemäß den Prüfbedingungen der EN 308 beibehalten. Der in der Berechnung verwendete Luftvolumenstrom im Bereich des Rotationstauschers betrug 300 m³/h.

Spezifikationen	Zuluft	Fortluft	
Rückwärmezahl	74,4	74,4	%
Rückfeuchtezahl	66,4	76,4	%
Enthalpie Wirkungsgrad	71,2	75,4	%
Druckverlust	102	102	Pa
Geschwindigkeit	2,7	2,7	m/s

Eintritt			
Massenstrom	0,1	0,1	kg/s
Dichte	1,20	1,20	kg/m ³
Absolute Feuchte	1,4	9,9	g/kg
Enthalpie	-6,5	50,4	kJ/kg

Austritt			
Temperatur	16,1	-1,1	°C
Relative Feuchte	62,2	99,0	%
Absolute Feuchte	7,0	3,4	g/kg
Enthalpie	34,0	7,5	kJ/kg

Energie Rückgewinnung		
Rückgewinnung total	4,1	kW
Wärmerückgewinnung	2,6	kW
Feuchterückgewinnung	2	kg/h
Kondensatmenge	0	kg/h

Preis	
Preis	Keine SEK
Gültig bis	Keine

Ergebnisse
 Winter
 Sommer

Zurück
Ergebnisse drucken
File erstellen

Abbildung 29: Ausgabeoberfläche Rotationstauscher ohne hygroscopische Oberfläche

Spezifikationen	Zuluft	Fortluft	
Rückwärmezahl	73,3	73,3	%
Rückfeuchtezahl	76,7	77,7	%
Enthalpie Wirkungsgrad	75,4	75,7	%
Druckverlust	132	132	Pa
Geschwindigkeit	2,7	2,7	m/s

Eintritt			
Massenstrom	0,1	0,1	kg/s
Dichte	1,20	1,20	kg/m ³
Absolute Feuchte	1,4	9,9	g/kg
Enthalpie	-6,5	50,4	kJ/kg

Austritt			
Temperatur	15,7	-0,7	°C
Relative Feuchte	71,6	92,9	%
Absolute Feuchte	7,9	3,3	g/kg
Enthalpie	36,4	7,3	kJ/kg

Energie Rückgewinnung		
Rückgewinnung total	4,3	kW
Wärmerückgewinnung	2,6	kW
Feuchterückgewinnung	2	kg/h
Kondensatmenge	0	kg/h

Preis	
Preis	Keine SEK
Gültig bis	Keine

Ergebnisse
 Winter
 Sommer

Zurück
Ergebnisse drucken
File erstellen

Abbildung 30: Ausgabeoberfläche Rotationstauscher mit hygroscopischer Oberfläche

Während sich die Feuchte- und Temperaturübertragung beim Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche (Typ HM1) nicht ändern, steigt die Rückfeuchtezahl beim Rotationstauscher ohne hygroskopischer Oberfläche (Typ ST1) merklich an. Es ist davon auszugehen, dass die erhöhte Feuchteübertragung auf eine fortluftseitige Taupunktunterschreitung zurückzuführen ist. Die nachfolgende Tabelle zeigt eine Gegenüberstellung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte für die beiden Bauvarianten ST1 und HM1 bei den Außenlufttemperaturen von +5 °C und -10 °C.

	Bauvariante ST1		Bauvariante HM1	
Außenlufttemperatur [°C]	5	-10	5	-10
Rückwärmezahl ϕ	74,4	74,4	73,3	73,3
Rückfeuchtezahl ψ	35,2	66,4	76,7	76,7

Tabelle 4: Gegenüberstellung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte für die beiden Rotationstauscher mit (Typ HM1) und ohne (Typ St1) hygroskopischer Oberfläche und den Außenlufttemperaturen +5 °C und -10 °C

Abbildung 31 zeigt den Anstieg der Zulufttemperatur als Funktion des Rezirkulationsvolumenstroms, unterschiedlicher Rückwärmezahlen und einer Außenlufttemperatur von -10 °C. Ähnlich wie bei dem zuvor untersuchten Fall einer Außenlufttemperatur von +5 °C, ist der Anstieg der Zulufttemperaturen bei niedrigen Rückwärmezahlen größer als bei hohen Rückwärmezahlen.

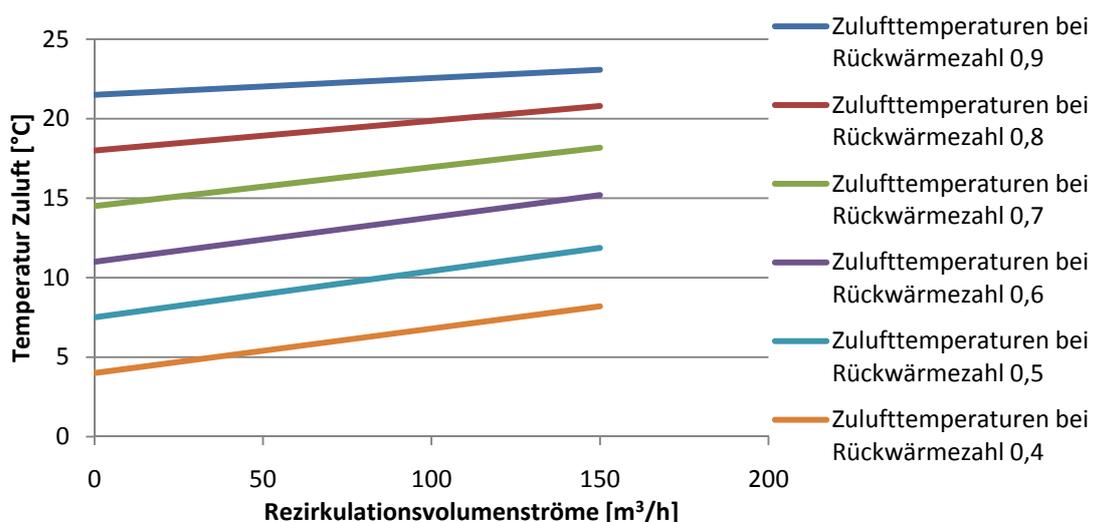


Abbildung 31: Zulufttemperaturen bei verschiedenen Rückwärmezahlen, unterschiedlichen Rezirkulationsvolumenströmen und einer Außenlufttemperatur von -10 °C

Abbildung 32 zeigt die Temperaturdifferenz der Zuluft bei Betrieb mit und ohne Rezirkulationseinrichtung als Funktion der Rückwärmezahlen. Für den Berechnungsfall mit ALR-Anlage, wurde ein Volumenstrom von 150 m³/h angenommen. Das Verhalten der Temperaturdifferenz in der Zuluft mit und ohne Verwendung einer ALR-Anlage ist ähnlich dem untersuchten Fall bei einer Außenlufttemperatur von +5 °C. Auch hier steigt die Temperaturdifferenz der Zuluft bei konstantem Rezirkulationsvolumenstrom mit kleiner werdenden Rückwärmezahlen an, erreicht bei einer Rückwärmezahl von 50 % ein Maximum und fällt anschließend wieder ab. Die maximale Temperaturdifferenz der Zuluft beträgt 4,37 °C.

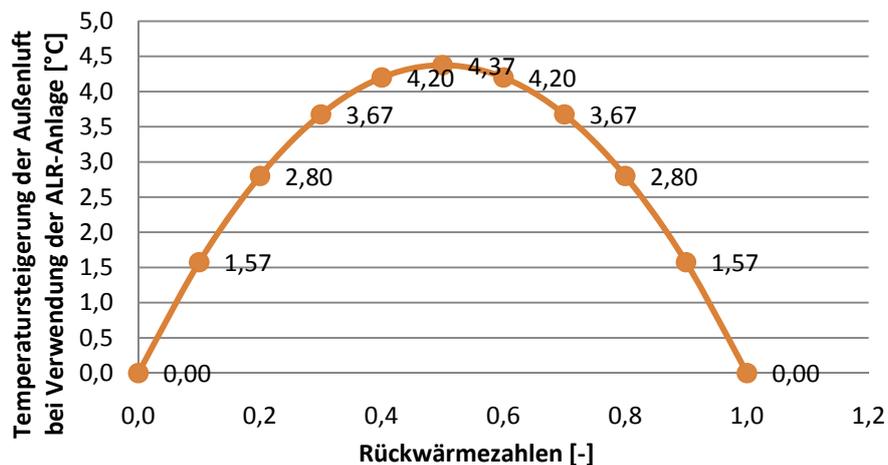


Abbildung 32: Differenztemperatur der vorkonditionierten Außenluft mit und ohne ALR-Anlage bei steigenden Rückwärmezahlen und einer Außenlufttemperatur von -10 °C

Zusammenfassung:

Aufgrund der großzügigen Dimensionierung der beiden Rotationstauscher, diese wurden in der Berechnung ebenso wie in der gebauten Messanlage hinsichtlich des Volumenstroms (300 m³/h) lediglich im unteren vom Hersteller empfohlenen Einsatzbereich verwendet, und der daraus resultierenden hohen Rückzahlen, erfolgte sowohl bei der Bauart mit hygroskopischer Oberfläche HM1 als auch bei der Bauart ohne hygroskopischer Oberfläche ST1 der überwiegende Teil der Temperatur- und Feuchteübertragung von der Abluft auf die Außenluft durch die Rotationstauscher ohne Einsatz der ALR-Anlage. Die Temperaturen und Feuchten der durch die beiden Typen von Rotationstauscher vorkonditionierten Zuluft sind für die unterschiedlichen Rezirkulationsvolumenströme in Abbildung 33 dargestellt.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Temperatur bzw. die absolute Feuchte der Zuluft bei Verwendung einer ALR-Anlage mit abnehmender Rückzahl des Rotationstauschers ansteigt, bei einer Rückwärmezahl von 0,5 ein Maximum besitzt und bei weiterer Abnahme der Rückzahl wieder kleiner wird. Mit Hilfe der durchgeführten Berechnung ist es möglich, jenen Betriebspunkt zu ermitteln, bei dem die Temperatursteigerung der Außenluft aufgrund der Verwendung einer ALR-Anlage am größten und daher deren Einsatz am effektivsten ist. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass der Einsatz der ALR-Anlage besonders bei jenen Anlagen zur Wärme- und Feuchterückgewinnung vorteilhaft ist, bei denen der Rotationstauscher bezogen, auf den verwendeten Volumenstrom unterdimensioniert ist bzw. die Außenlufttemperaturen sehr niedrig sind.

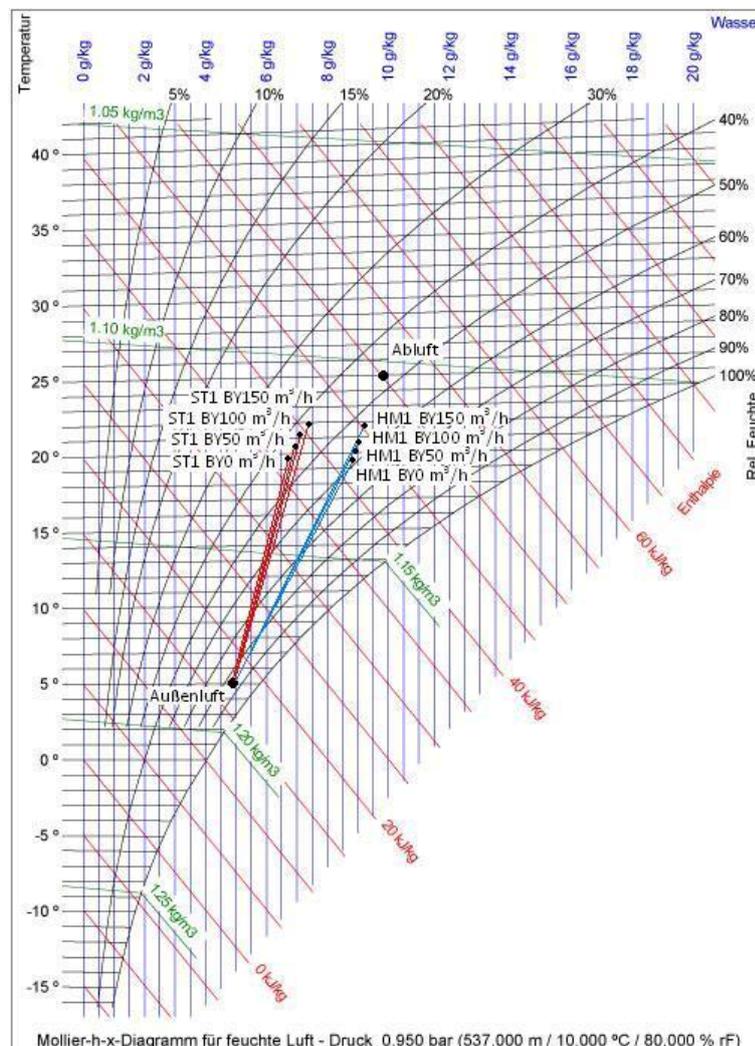


Abbildung 33: Außenluftvorkonditionierung durch die Rotationstauscher des Typs ST1 (rot) und HM1 (blau) mit den Rezirkulationsvolumenströmen 0, 50, 100 und 150 m³/h bei Prüfbedingungen [dol11]

8.2 Energiebedarf zur Raumluftkonditionierung mit und ohne Rezirkulationsanlage während der Heizperiode

Die nachfolgenden Diagramme weisen die Temperatur, die absolute Feuchte und die Enthalpie der Außenluft nach einer Vorkonditionierung durch einen Rotationstauscher mit (Typ ST1) bzw. ohne (Typ HM1) hygroskopischer Oberfläche sowie mit und ohne Verwendung einer ALR-Anlage aus. Weiters ist der Restenergiebedarf dargestellt, welcher notwendig ist um die vorkonditionierte Außenluft während der Heizperiode auf den Zuluftzustand zu verändern.

8.2.1 Temperaturgeführte Berechnungsvariante

Berechnungsvariante : Rotationstauscher ST1 mit nicht hygroskopischer Oberfläche

- Abluftfeuchte $x = 9,9 \text{ g/kg}$
- Ablufttemperatur $t = 25,0 \text{ °C}$
- Rückfeuchtezahl $\psi = 35,2 \text{ %}$
- Rückwärmezahl $\phi = 74,4 \text{ %}$
- Anteil des Rezirkulationvolumenstroms $33,3 \text{ %}$

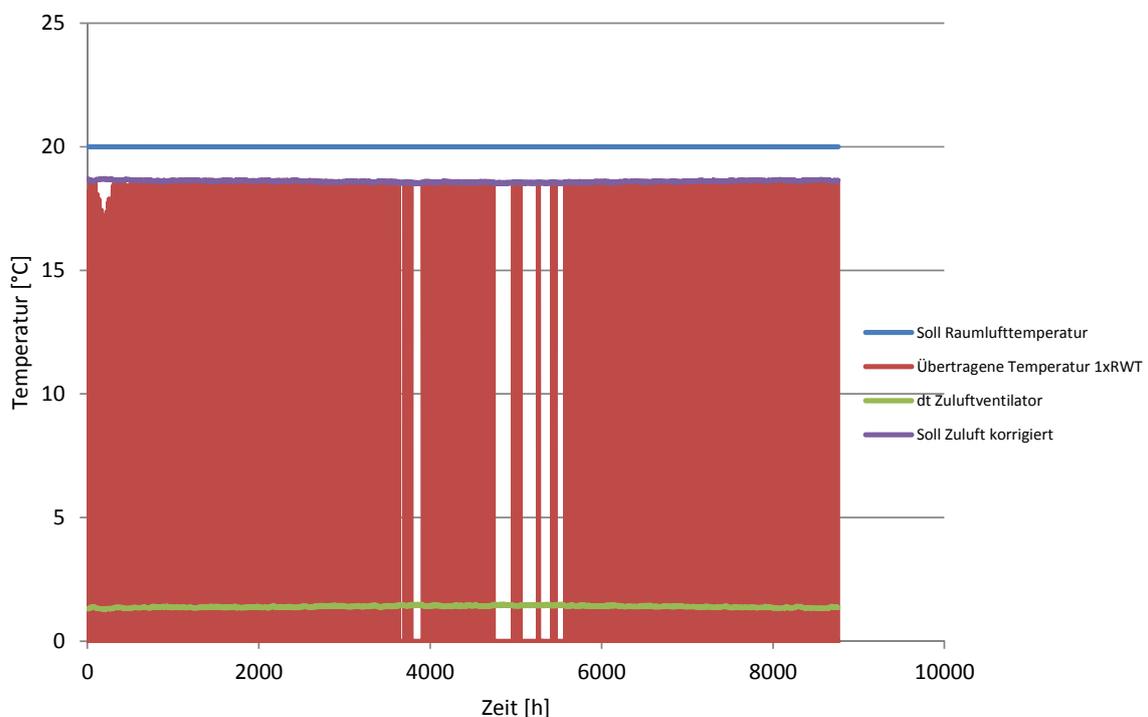


Abbildung 34: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage

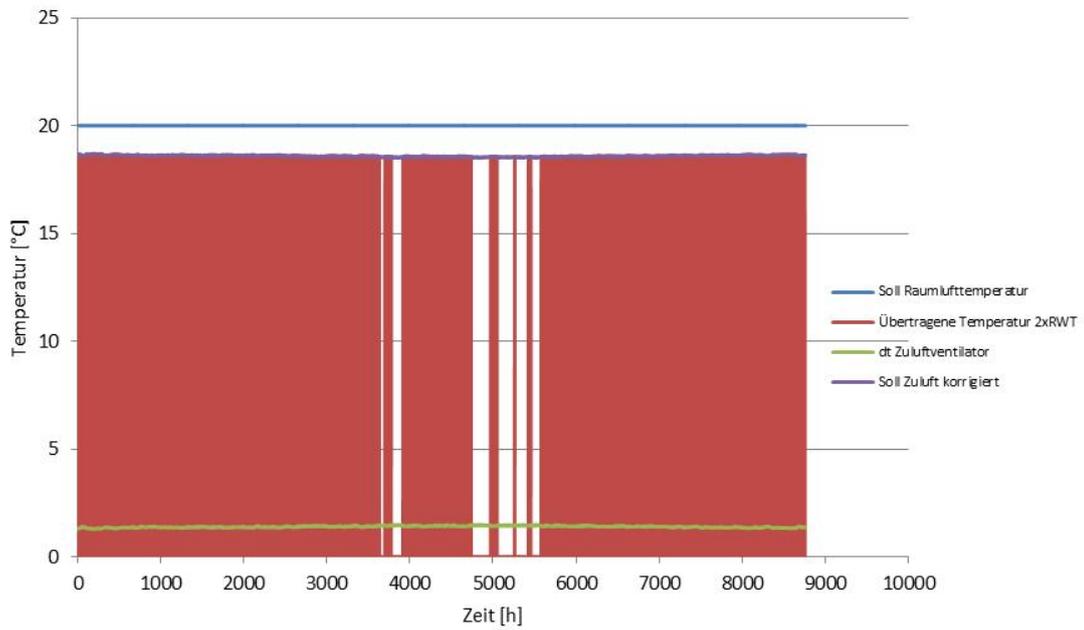


Abbildung 35: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage

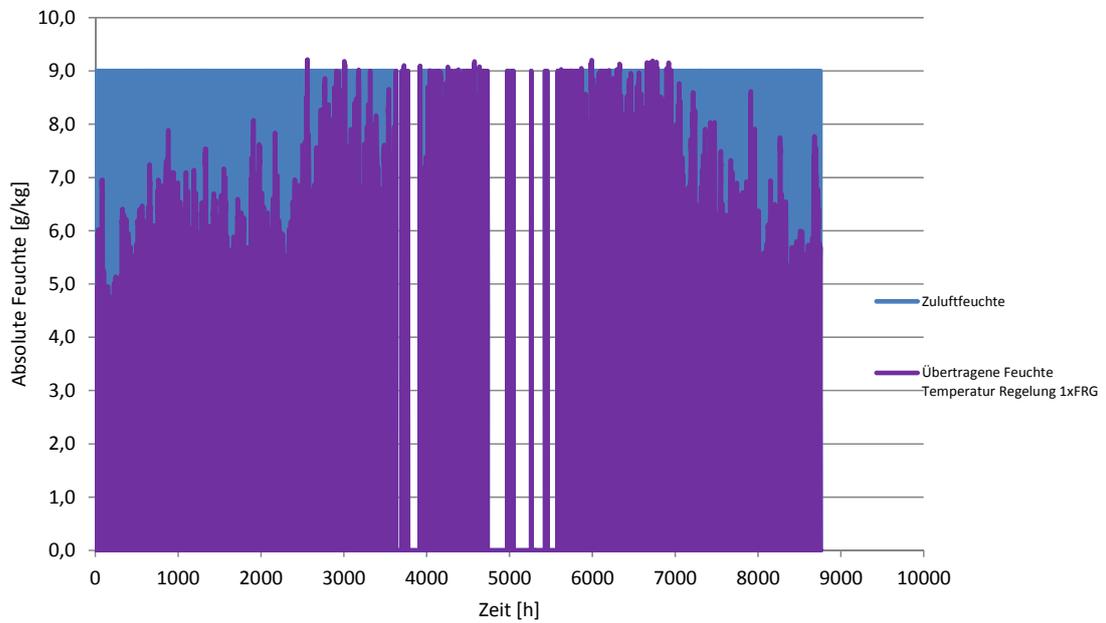


Abbildung 36: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage

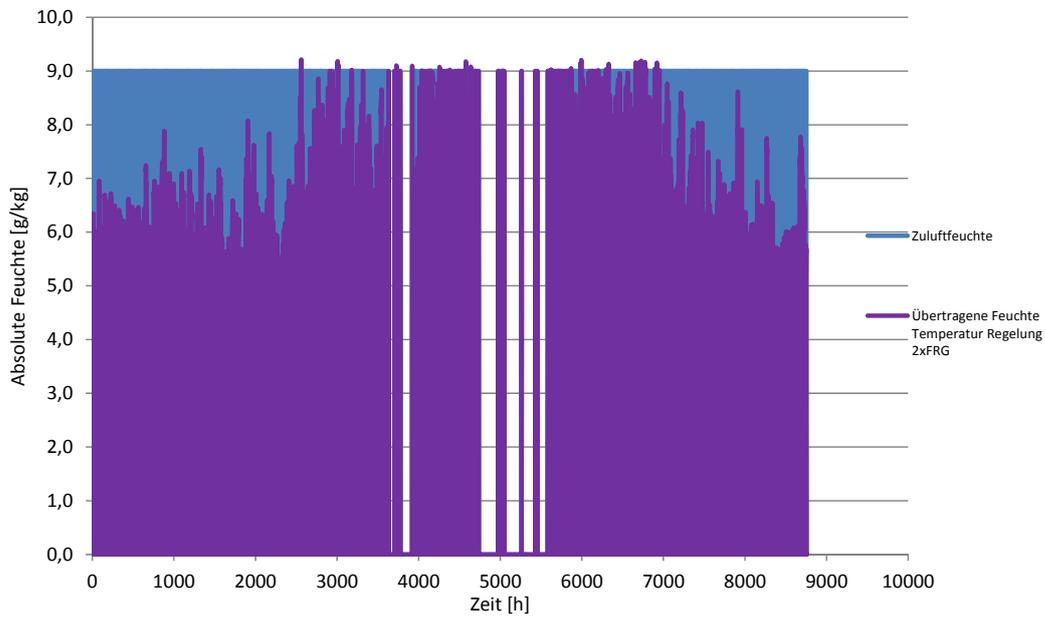


Abbildung 37: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage

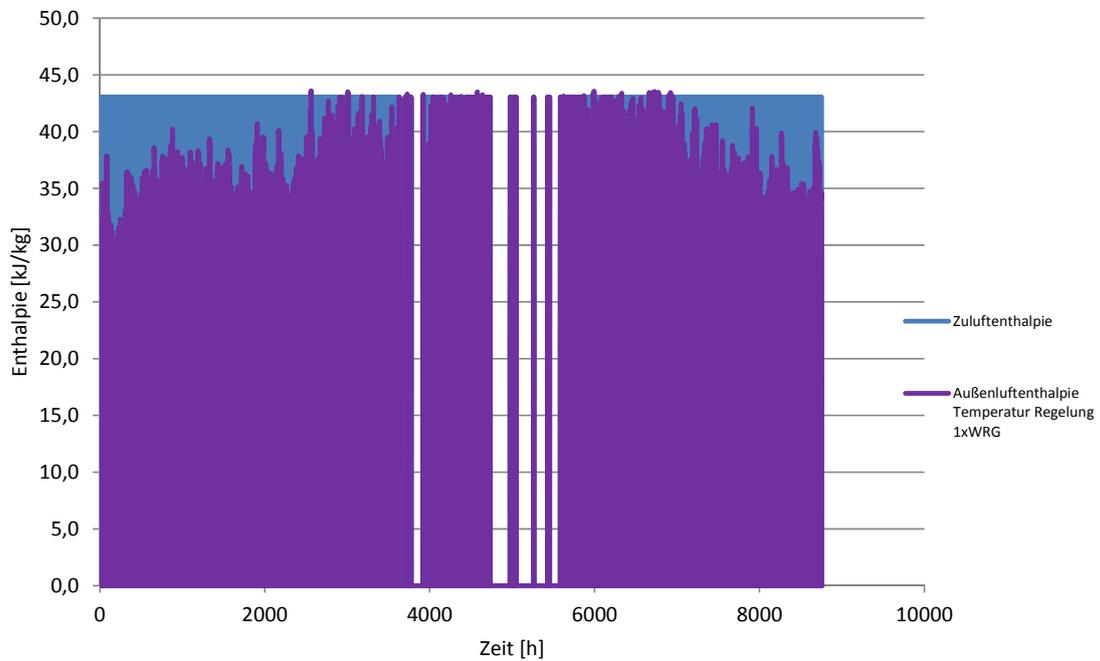


Abbildung 38: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage

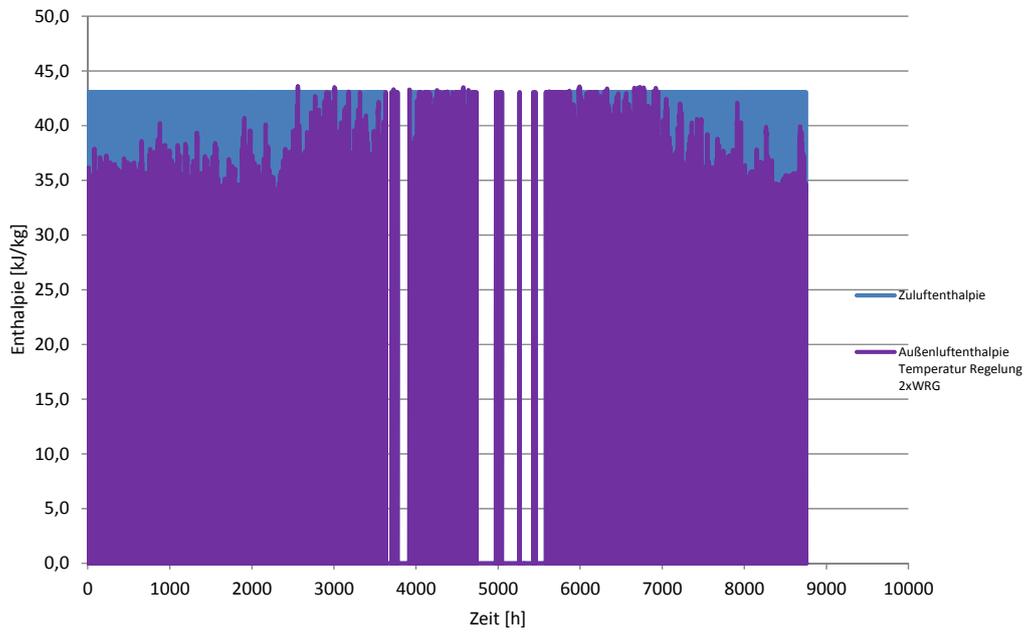


Abbildung 39: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage

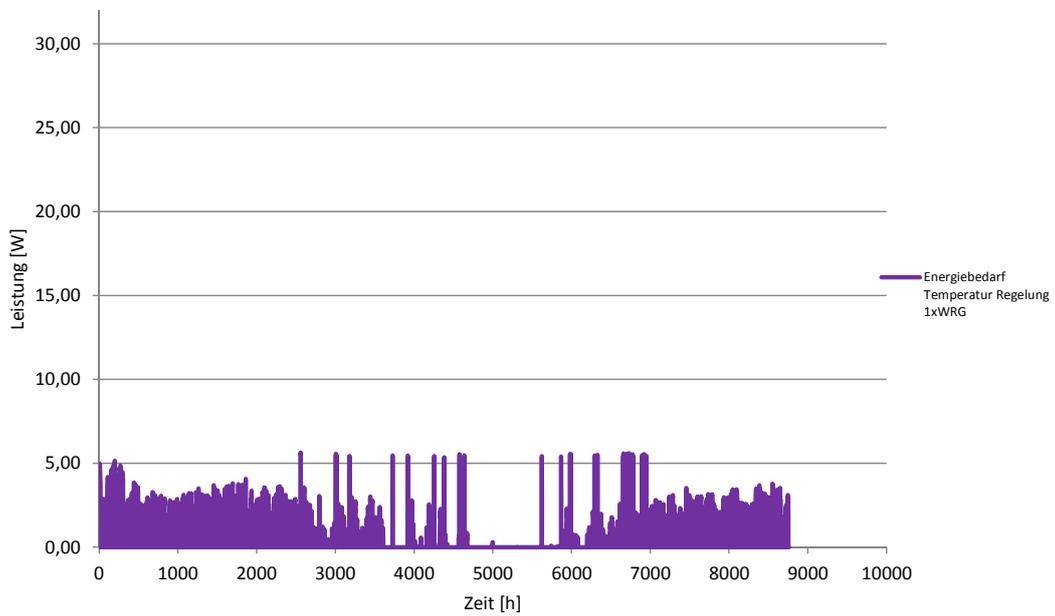


Abbildung 40: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage

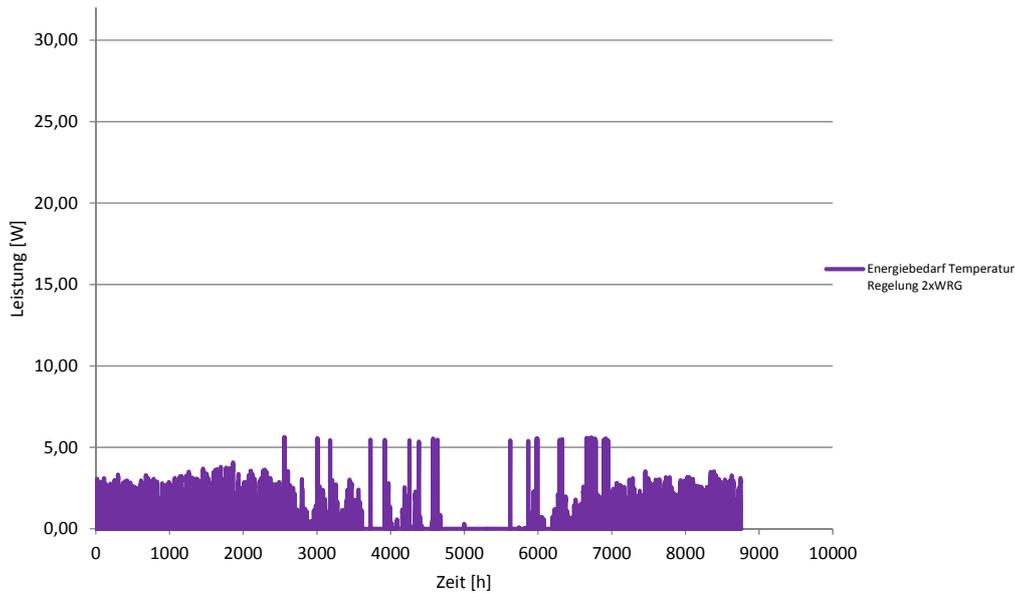


Abbildung 41: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage

Ergebnisse:

Rotationstauscher ohne hygroskopische Oberfläche, Typ ST1, Temperaturgeführt		
	Ohne ALR-Anlage	Mit ALR-Anlage
Spez. Heizenergiebedarf unterhalb der Zuluftfeuchte und unterhalb der Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	6533,63	6231,56
Spez. Kühlergiebedarf unterhalb der Zuluftfeuchte und oberhalb der Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	0	0
Spez. Energiebedarf für Kühlen und Entfeuchten oberhalb der Zuluftfeuchte [Wh/(m ³ /h) a]	91,78	91,78
Spez. Nachheizenergiebedarf nach Entfeuchten auf Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	89,28	89,28

Tabelle 5: Gegenüberstellung des spezifischen Restenergiebedarfs zur Außenluftkonditionierung bei einem Rotationstauscher mit nicht hygroskopischer Oberfläche Typ ST1, Temperaturgeführt

Aufgrund der hohen Ablufttemperatur von 25 °C und Abluftfeuchte von 9,9 g/kg, der relativ niedrigen Zulufttemperatur von 20 °C und absoluten Zuluftfeuchte von 9 g/kg und der hohen Rückwärmezahl von 74,4 % erfolgt ein erheblicher Teil der Vorkonditionierung der Außenluft durch den Rotationstauscher. Durch Einsatz der ALR-Anlage kann der Restenergiebedarf um 302,07 Wh/(m³h)a reduziert werden. Wie aus Abbildung 36 und Abbildung 37 entnommen werden kann, erfolgt eine Überfeuchtung der Zuluft trotz Temperaturführung der Anlage zur Wärme- und Feuchterückgewinnung nur in einem sehr geringen Ausmaß.

Berechnungsvariante : Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche HM 1

- Abluftfeuchte $x = 9,9 \text{ g/kg}$
- Ablufttemperatur $t = 25,0 \text{ °C}$
- Rückfeuchtezahl $\psi = 76,7 \%$
- Rückwärmezahl $\phi = 73,3 \%$
- Anteil des Rezirkulationvolumenstroms an der Zuluft $33,3 \%$

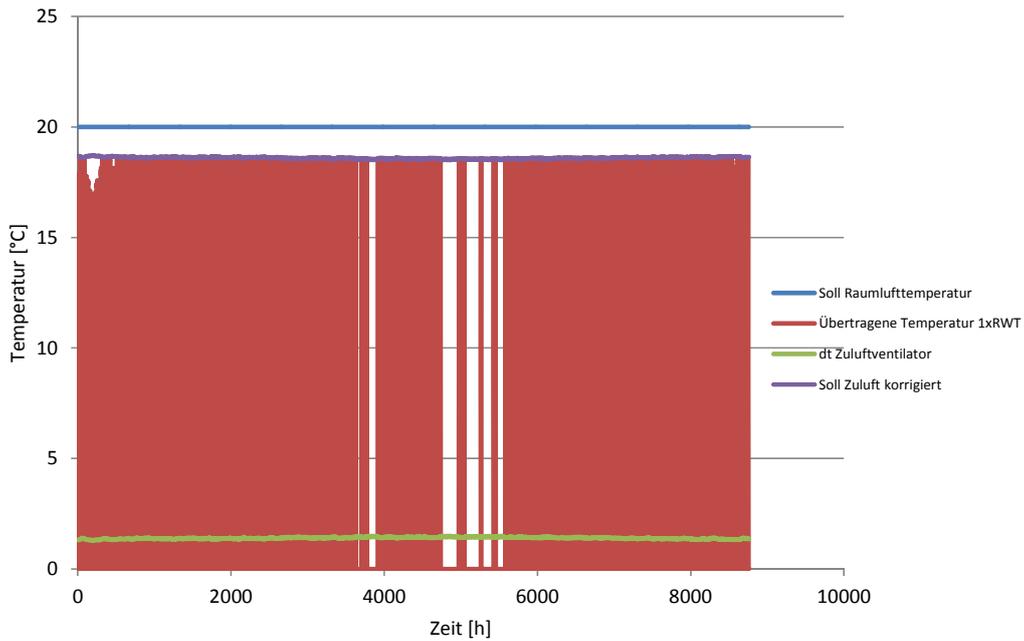


Abbildung 42: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

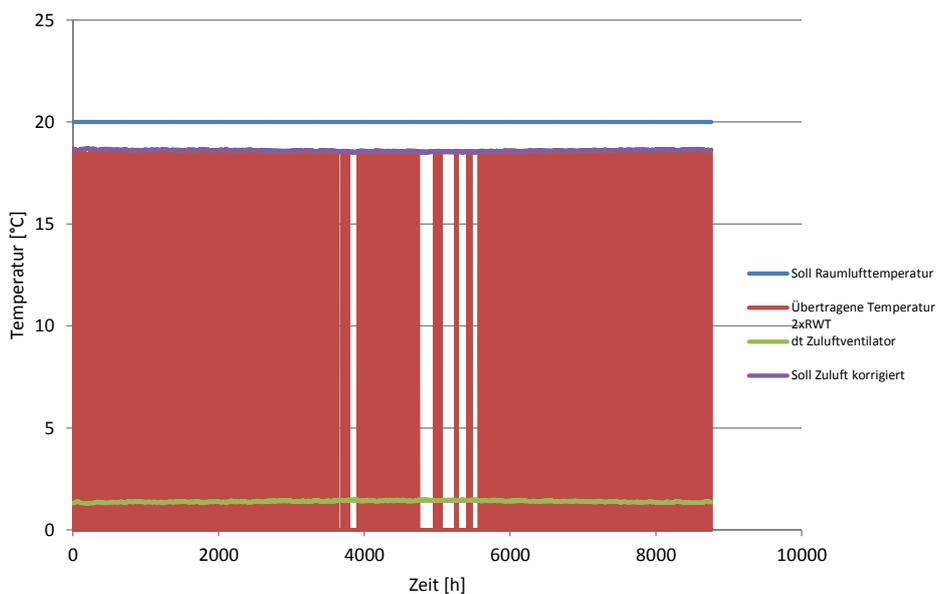


Abbildung 43: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage

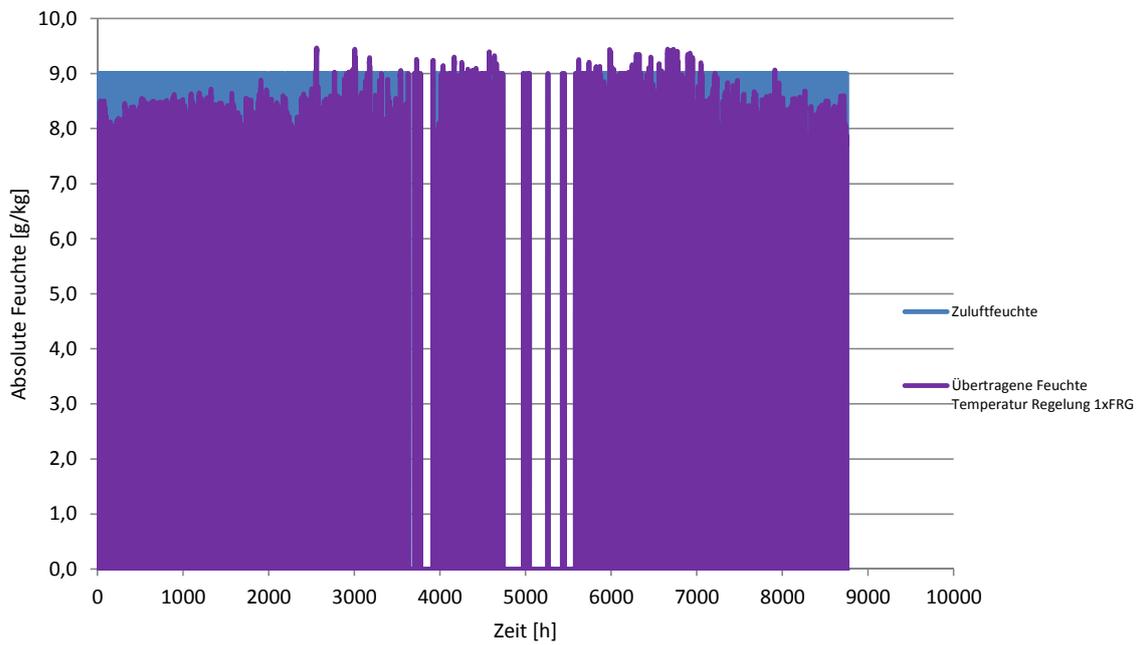


Abbildung 44: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

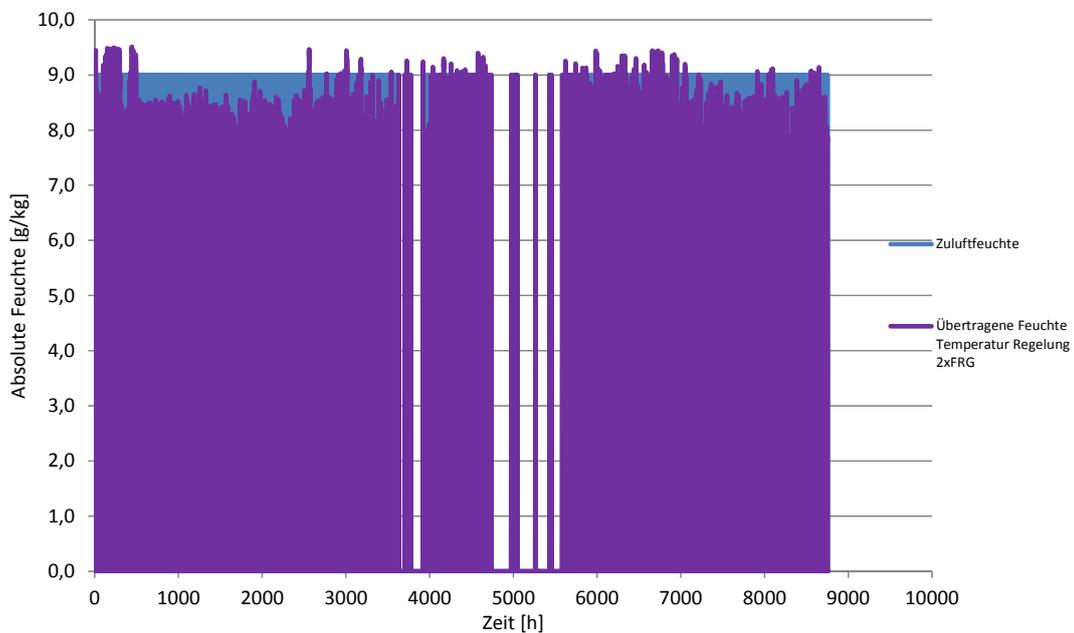


Abbildung 45: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage

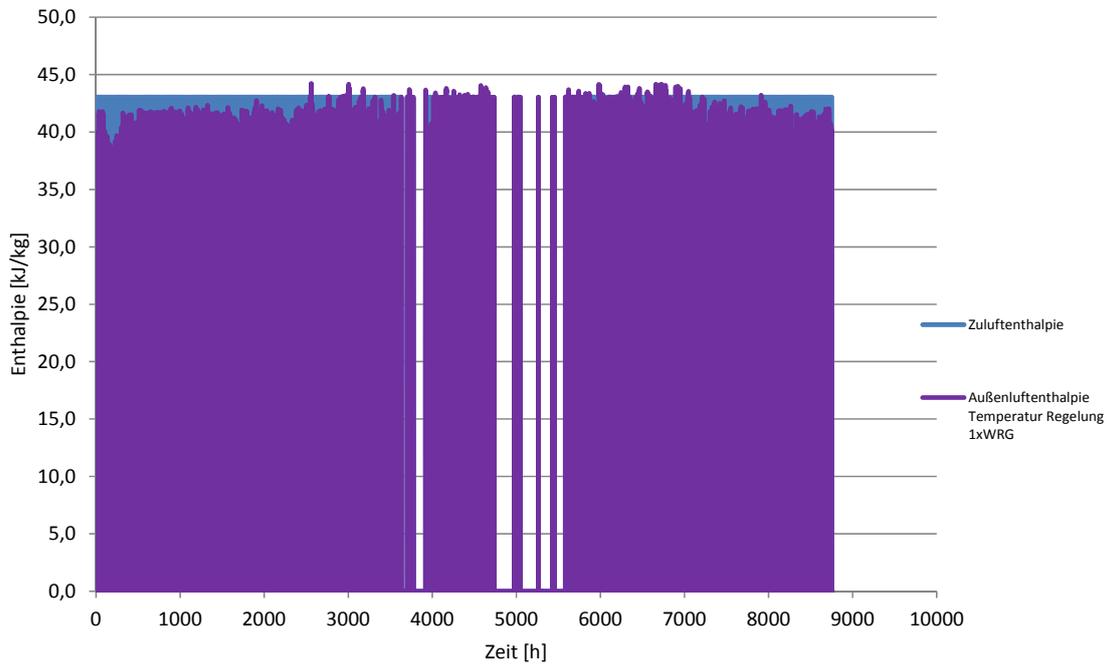


Abbildung 46: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

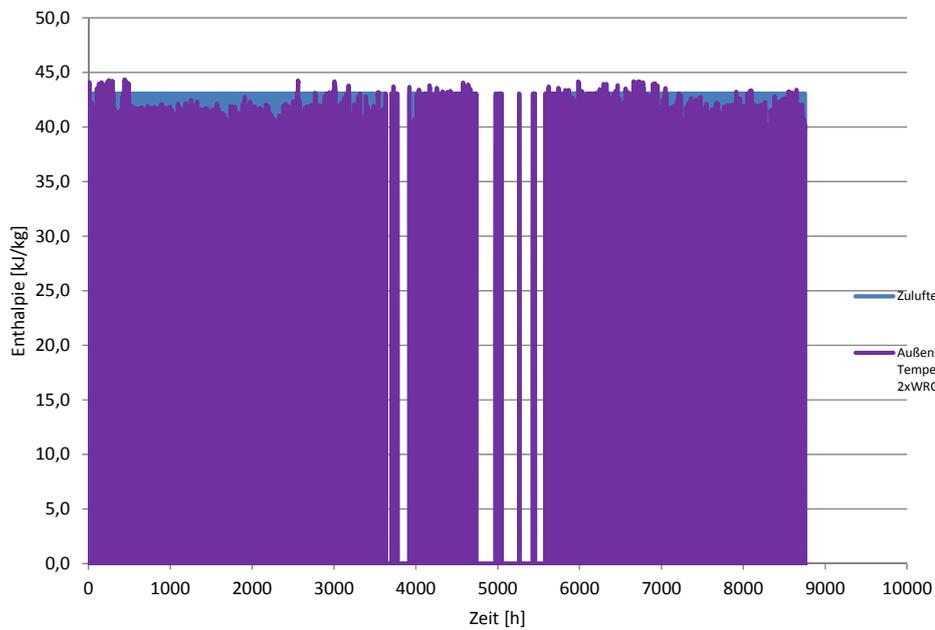


Abbildung 47: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage

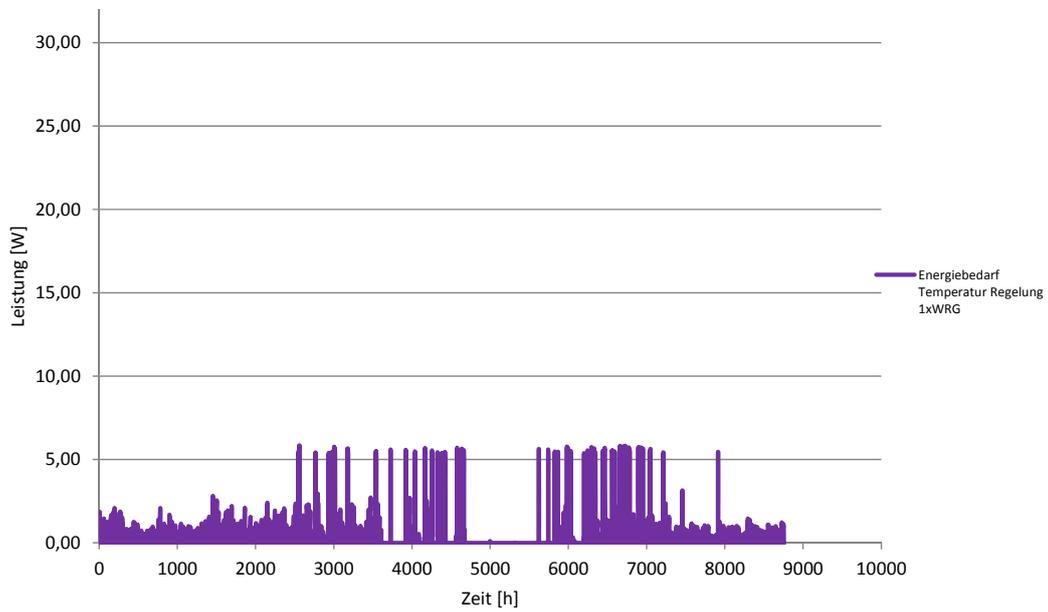


Abbildung 48: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

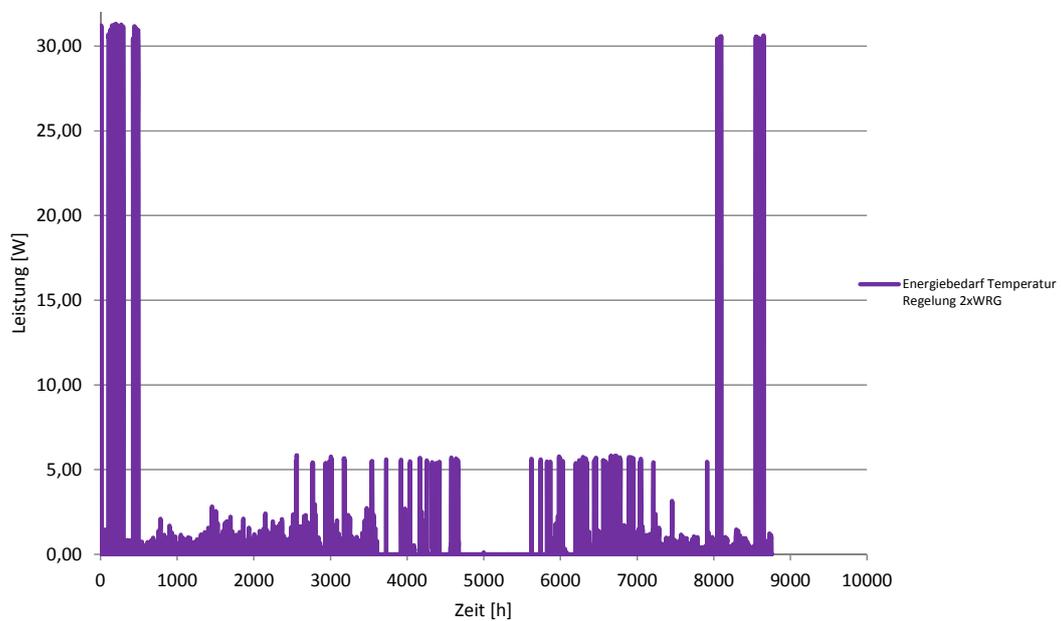


Abbildung 49: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage

Ergebnisse:

Rotationstauscher ohne hygroskopische Oberfläche, Typ HM1, Temperaturgeführt		
	Ohne ALR-Anlage	Mit ALR-Anlage
Spez. Heizenergiebedarf unterhalb der Zuluftfeuchte und unterhalb der Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	2266,79	1963,66
Spez. Kühlenergiebedarf unterhalb der Zuluftfeuchte und oberhalb der Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	0	0
Spez. Energiebedarf für Kühlen und Entfeuchten oberhalb der Zuluftfeuchte [Wh/(m ³ /h) a]	371,03	2987,4
Spez. Nachheizenergiebedarf nach Entfeuchten auf Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	352,22	2933,24

Tabelle 6: Gegenüberstellung des spezifischen Restenergiebedarfs zur Außenluftkonditionierung bei einem Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche Typ HM1, Temperaturgeführt

Aufgrund der relativ hohen Rückwärmezahl von 73,3 % und der hohen Rückfeuchtezahl von 76,7 % sowie dem Umstand, dass die Anlage Temperaturgeführt betrieben wird, erfolgt ein Großteil der Vorkonditionierung der Außenluft unterhalb der Feuchtegrenze der Zuluft (9 g/kg) durch den Rotationstauscher ohne Einsatz der ALR-Anlage. Da die Anlage zur Rückgewinnung von Wärme und Feuchte Temperaturgeführt ist, findet sowohl beim Betrieb mit als auch ohne der ALR-Anlage eine Überfeuchtung der Zuluft statt. Der spezifische Differenzenergiebedarf zum Entfeuchten 2616,37 Wh/(m³/h)a und Nacherhitzen 2581,02 Wh/(m³/h)a der vorkonditionierten Außenluft nach passieren der ALR-Anlage ist um ein Vielfaches höher als es die Reduktion des Heizenergiebedarfs unterhalb der Zulufttemperatur und der Zuluftfeuchte mit 303,13 Wh/(m³/h)a ist.

8.2.2 Temperatur und Feuchte geführte Berechnungsvariante

Berechnungsvariante : Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche ST1

- Abluftfeuchte $x = 9,9$ g/kg
- Ablufttemperatur $t = 25,0$ °C
- Rückfeuchtezahl $\psi = 35,2$ %
- Rückwärmezahl $\phi = 74,4$ %
- Anteil des Rezirkulationvolumenstroms 33,3 %

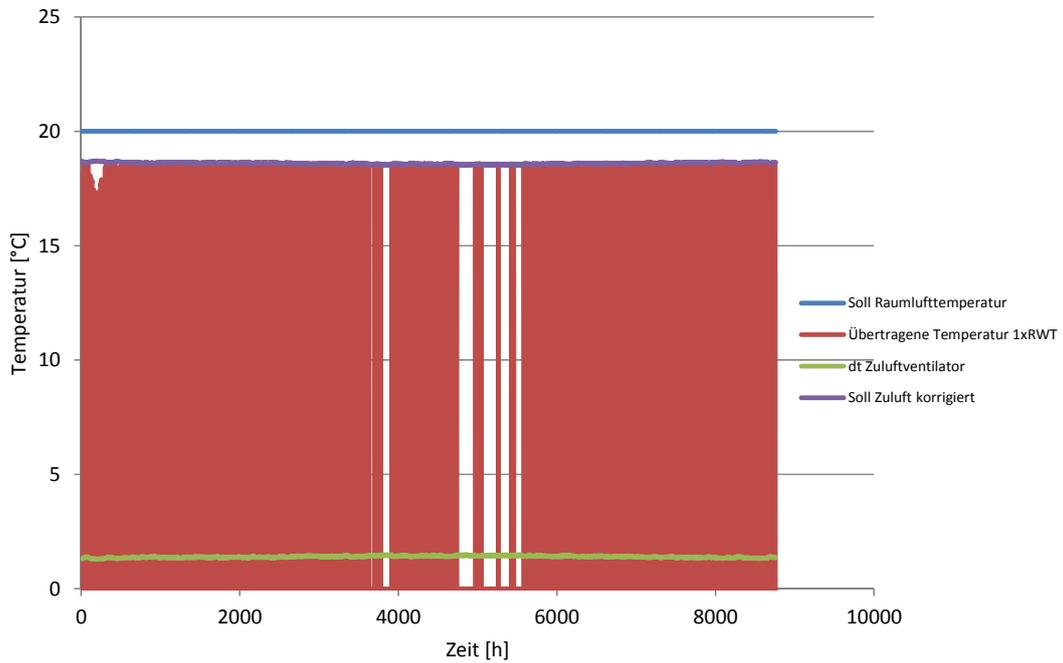


Abbildung 50: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage

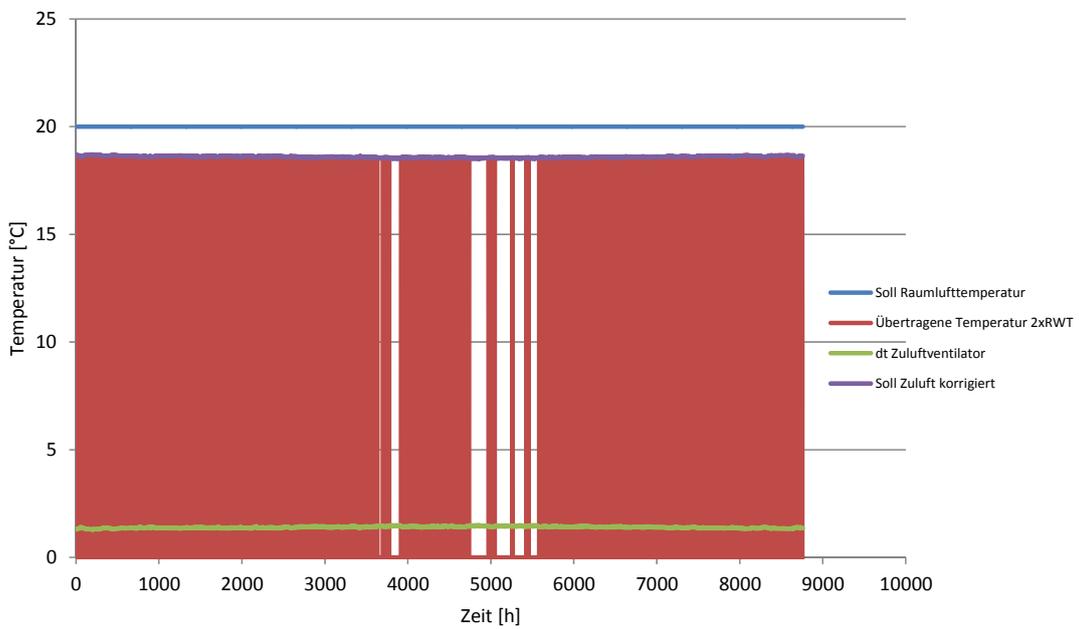


Abbildung 51: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage

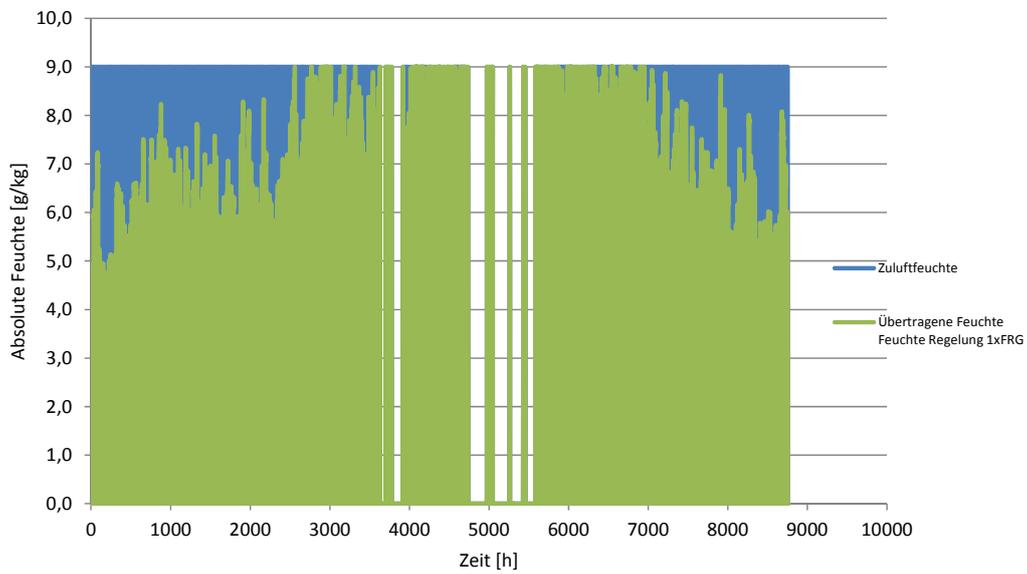


Abbildung 52: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage

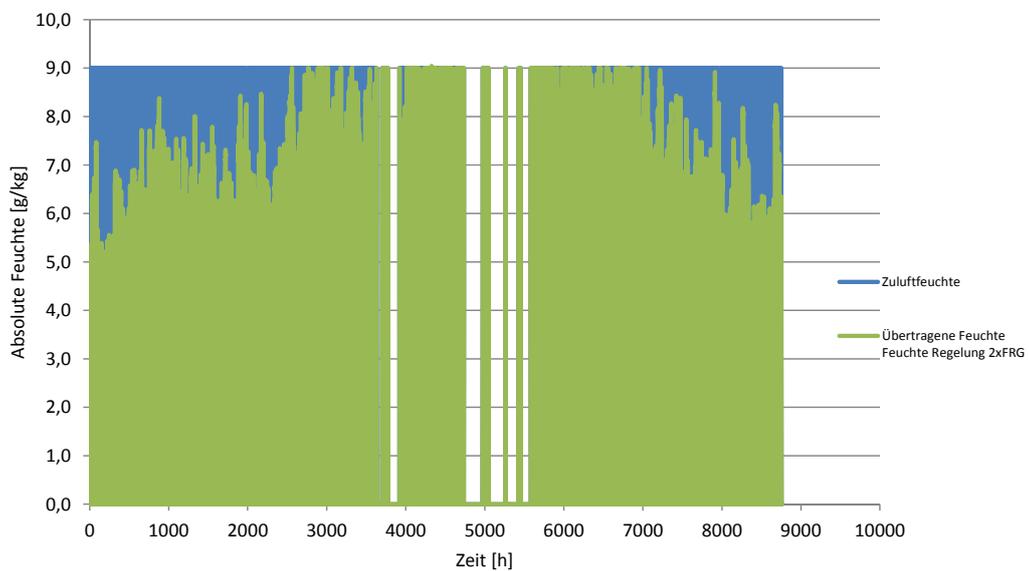


Abbildung 53: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage

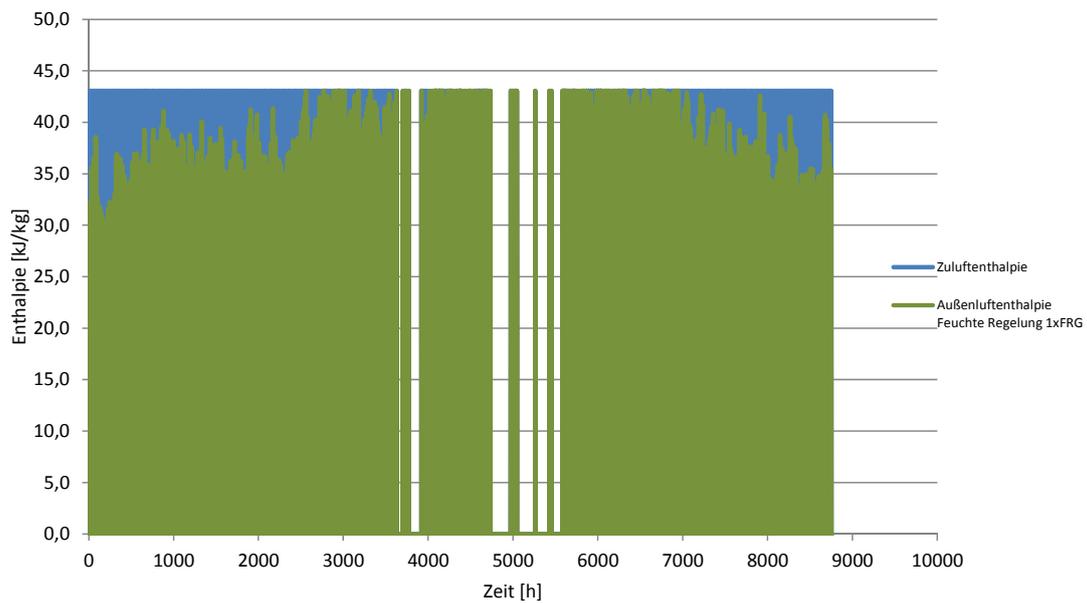


Abbildung 54: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage

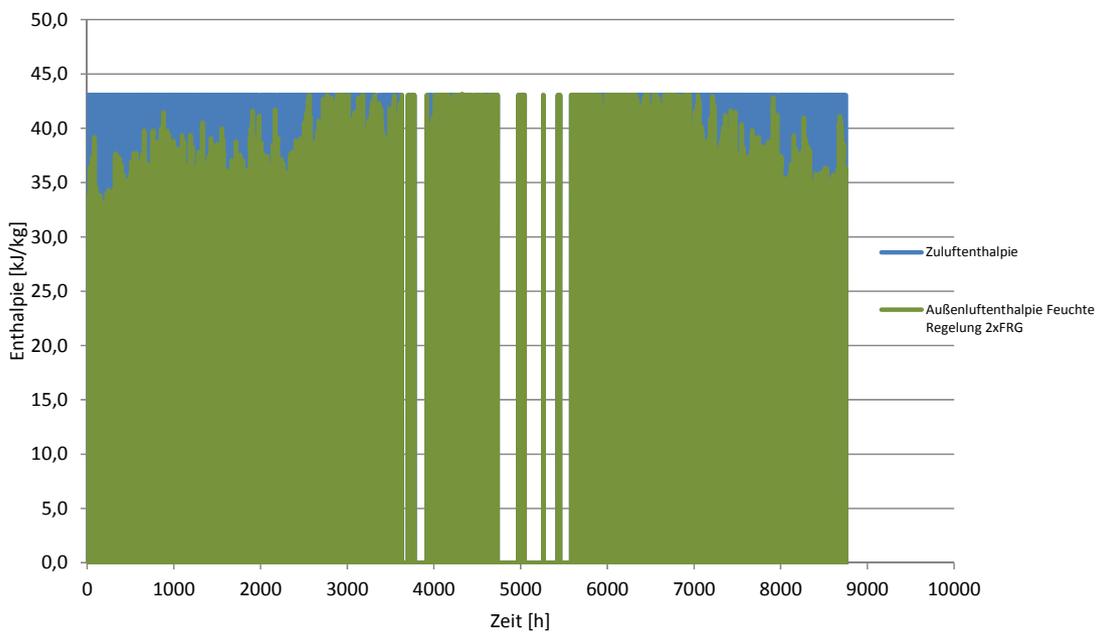


Abbildung 55: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage

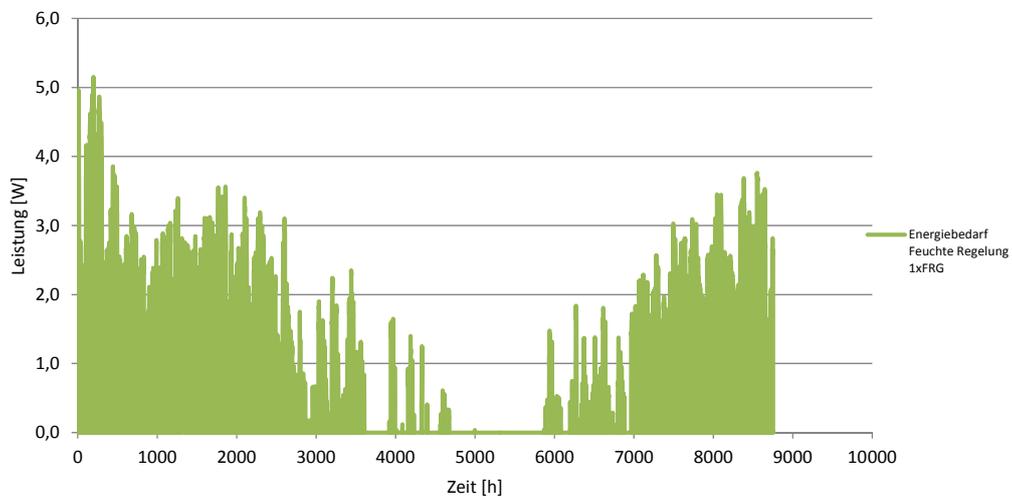


Abbildung 56: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

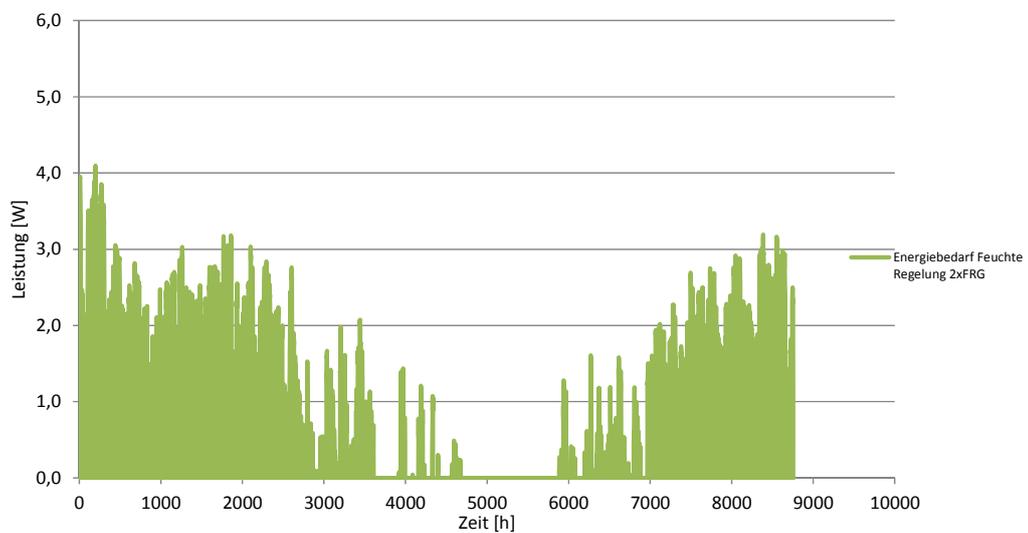


Abbildung 57: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage

Ergebnisse:

Rotationstauscher ohne hygroskopische Oberfläche, Typ ST1, Temperatur- und Feuchtegeführt		
	Ohne ALR-Anlage	Mit ALR-Anlage
Spez. Heizenergiebedarf unterhalb der Zuluftfeuchte und unterhalb der Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	5770,49	4999,7
Spez. Kühlenergiebedarf unterhalb der Zuluftfeuchte und oberhalb der Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	0	0
Spez. Energiebedarf für Kühlen und Entfeuchten oberhalb der Zuluftfeuchte [Wh/(m ³ /h) a]	0	0
Spez. Nachheizenergiebedarf nach Entfeuchten auf Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	0	0

Tabelle 7: Gegenüberstellung des spezifischen Restenergiebedarfs zur Außenluftkonditionierung bei einem Rotationstauscher mit nicht hygroskopischer Oberfläche Typ ST1, Temperatur- und Feuchtegeführt

Trotz der relativ hohen Rückwärmezahl von 74,4 % ist aufgrund der relativ geringen Rückfeuchtezahl von 35,2 % sowie dem Umstand, dass die Anlage mit einer getrennten Wärme- und Feuchterückgewinnung betrieben wird, ein erheblicher Bedarf an Energie notwendig, um die vorkonditionierte Außenluft auf den gewünschten Zuluftzustand von 20 °C und von 9 g/kg zu konditionieren. Eine Überfeuchtung der Zuluft erfolgt aufgrund getrennter Führungsgrößen von Wärme und Feuchte der Anlage zur Wärme und Feuchterückgewinnung nicht. Die Reduktion des Energiebedarfs aufgrund des Einsatzes durch die ALR-Anlage beträgt 770,8 Wh/(m³/h)a.

Berechnungsvariante : Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche HM1

- Abluftfeuchte $x = 9,9$ g/kg
- Ablufttemperatur $t = 25,0$ °C
- Rückfeuchtezahl $\psi = 76,7$ %
- Rückwärmezahl $\phi = 73,3$ %
- Anteil des Rezirkulationvolumenstroms an der Zuluft 33,3 %

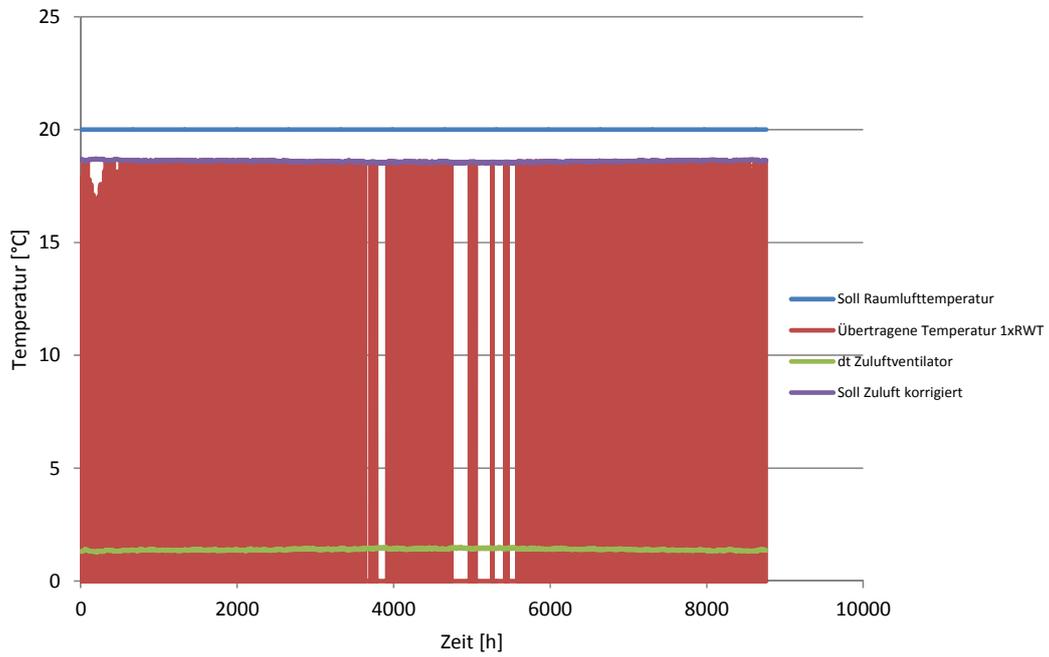


Abbildung 58: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

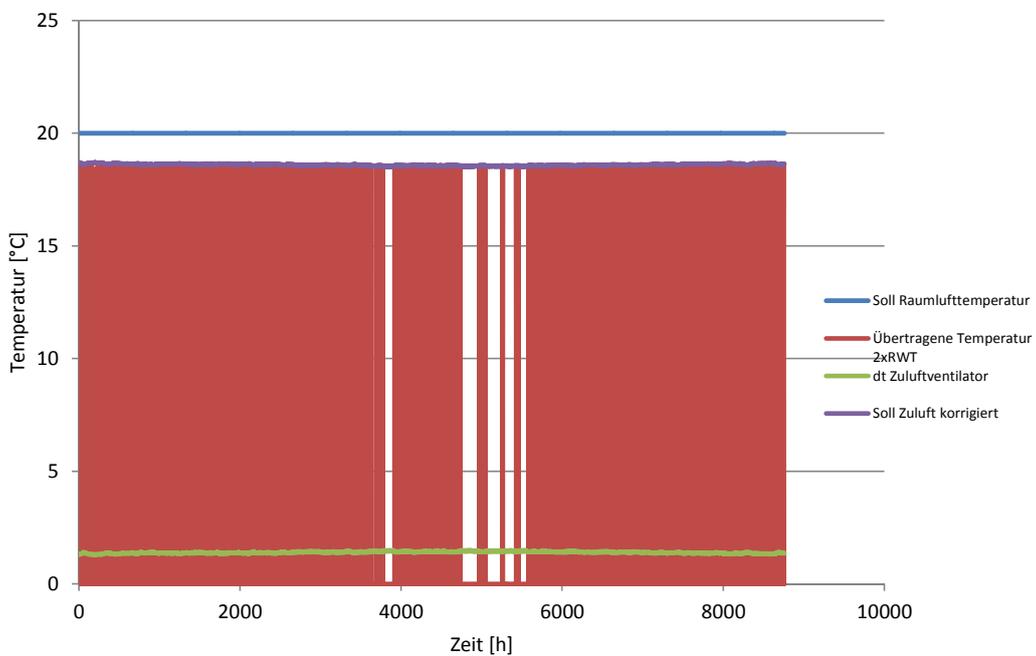


Abbildung 59: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage

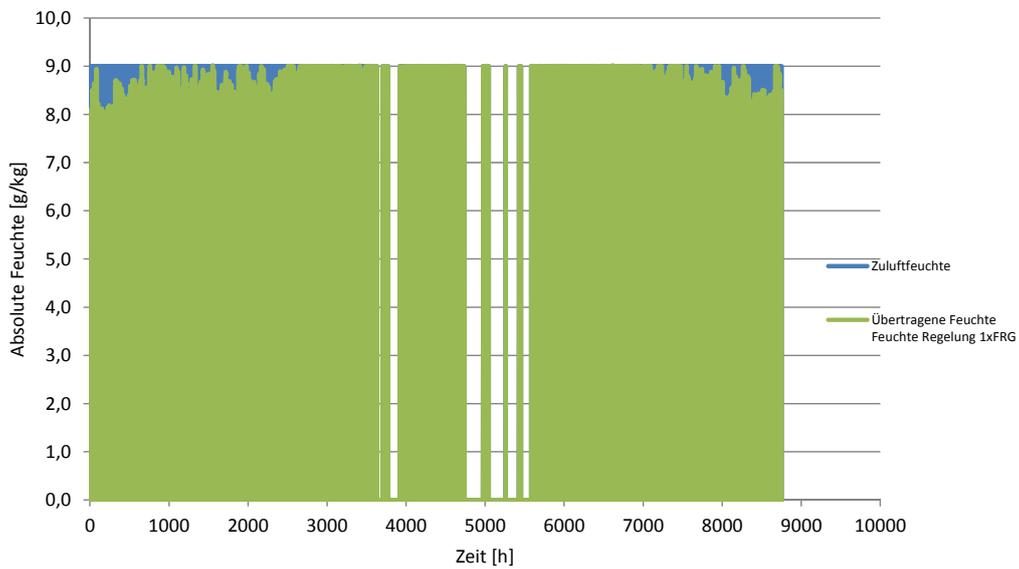


Abbildung 60: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

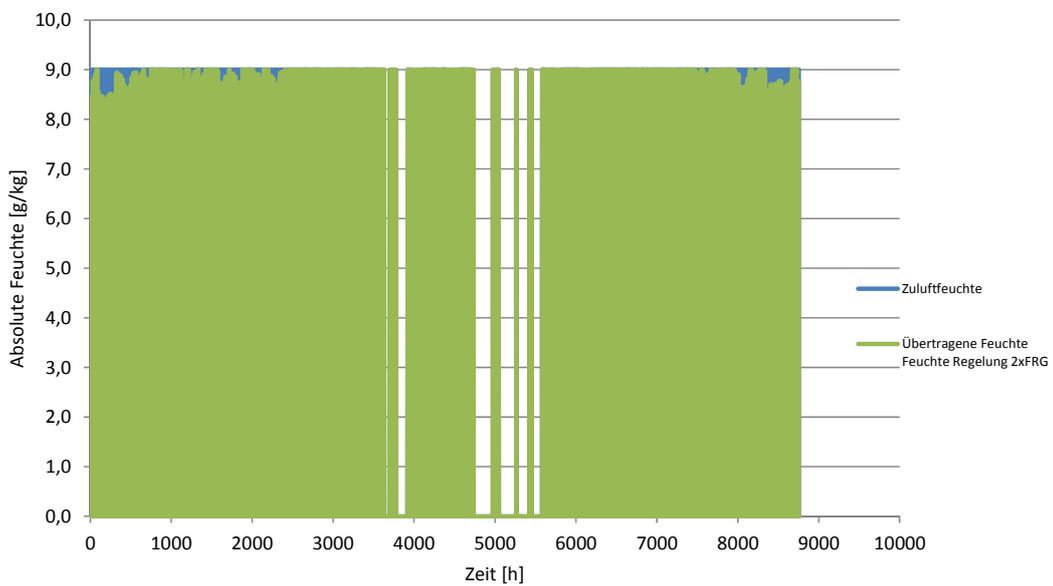


Abbildung 61: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage

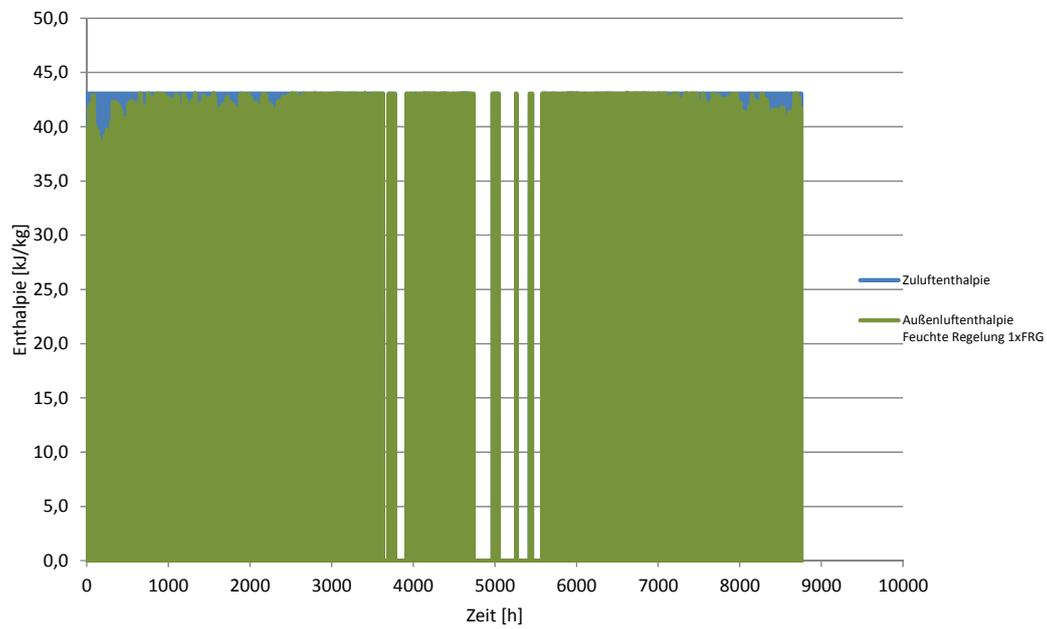


Abbildung 62: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

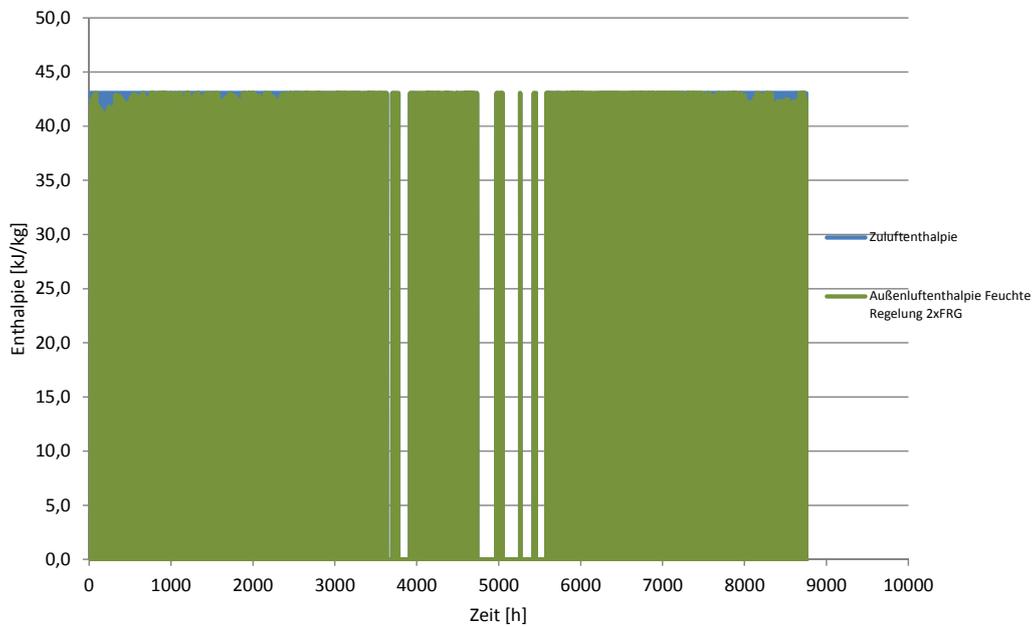


Abbildung 63: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage

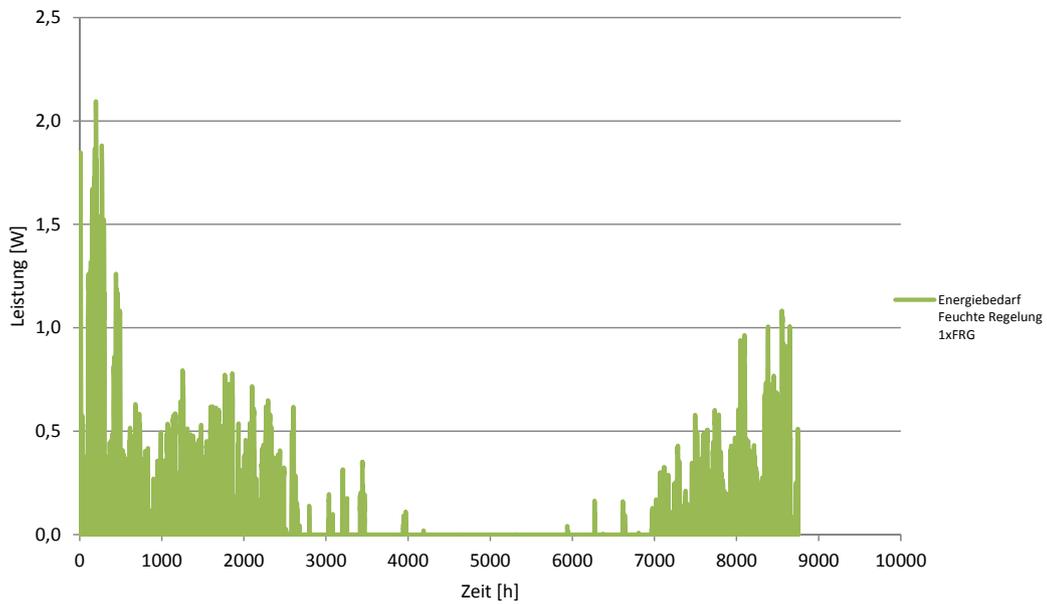


Abbildung 64: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage

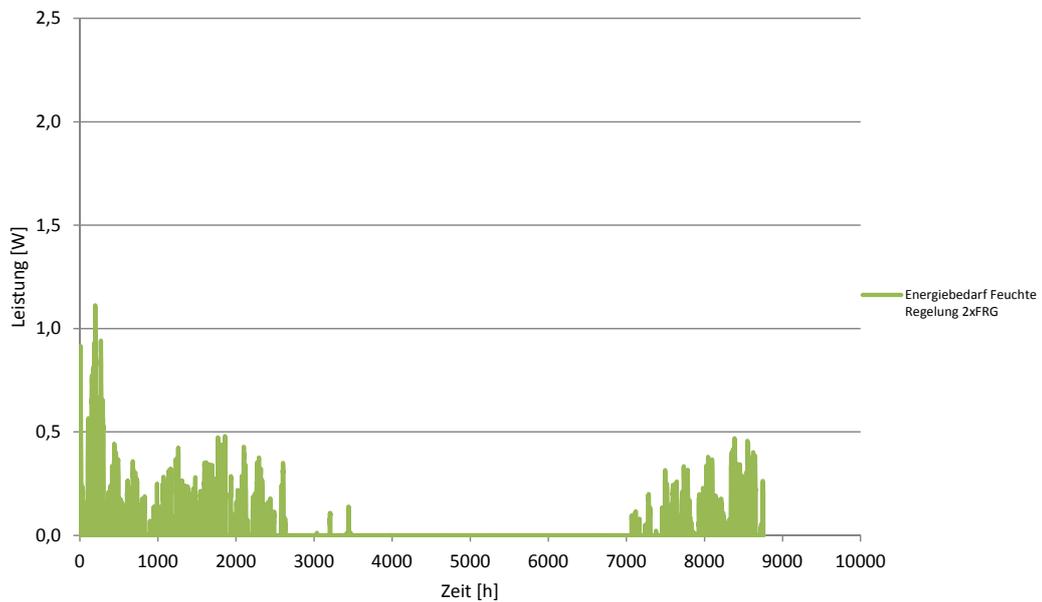


Abbildung 65: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage

Ergebnisse:

Rotationstauscher ohne hygroskopische Oberfläche, Typ HM1, Temperatur- und Feuchtegeführt		
	Ohne ALR-Anlage	Mit ALR-Anlage
Spez. Heizenergiebedarf unterhalb der Zuluftfeuchte und unterhalb der Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	905,25	367,87
Spez. Kühlenergiebedarf unterhalb der Zuluftfeuchte und oberhalb der Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	0	0
Spez. Energiebedarf für Kühlen und Entfeuchten oberhalb der Zuluftfeuchte [Wh/(m ³ /h) a]	0	0
Spez. Nachheizenergiebedarf nach Entfeuchten auf Zulufttemperatur [Wh/(m ³ /h) a]	0	0

Tabelle 8: Gegenüberstellung des spezifischen Restenergiebedarfs zur Außenluftkonditionierung bei einem Rotationstauscher mit nicht hygroskopischer Oberfläche Typ HM1, Temperatur- und Feuchtegeführt

Aufgrund der relativ hohen Rückwärmezahl von 73,3 % und der hohen Rückfeuchtezahl von 76,7 % sowie dem Umstand, dass die Anlage mit getrennter Wärme- und Feuchterückgewinnung betrieben wird, ist lediglich eine geringe Menge an Energie notwendig um die vorkonditionierte Außenluft auf den gewünschten Zuluftzustand von 20 °C und von 9 g/kg zu konditionieren. Eine Überfeuchtung der Zuluft erfolgt aufgrund getrennter Rückgewinnung von Wärme und Feuchte nicht. Die Reduktion des jährlichen Energiebedarfs aufgrund des Einsatzes der ALR-Anlage beträgt 537,38 Wh/(m³/h)a.

8.2.3 Gegenüberstellung von kombinierter und getrennter Wärme- und Feuchterückgewinnung mit und ohne Rezirkulationsanlage

Nachfolgend ist der spezifische Restenergiebedarf dargestellt, welcher aufgewandt werden muß um Außenluft nach Vorkonditionierung durch einen Rotationstauscher mit bzw. ohne einer ALR-Anlage auf Zuluftzustand zu verändern. Der Vergleich der Varianten erfolgt durch eine Gegenüberstellung der jährlich aufgenommenen spezifischen elektrischen Arbeit. Für die Berechnung wurde davon ausgegangen, dass im Falle einer zu hohen Luftfeuchte die Entfeuchtung der durch die Wärme- und Feuchterückgewinnung vorkonditionierten Außenluft mit Hilfe einer Kompressionskälteanlage mit einer Leistungsziffer von 4 erfolgt. Für das Heizregister gilt die Annahme, dass die aufgenommene elektrische Leistung der abgegebenen Heizleistung entspricht.

Die Darstellung in Diagrammform erfolgt für folgende Bereiche:

- Restenergiebedarf zur Erwärmung und Befeuchtung der vorkonditionierten Außenluft unterhalb des Feuchtegehaltes der Zuluft
- Restenergiebedarf zur Kühlung und Entfeuchtung der vorkonditionierten Außenluft auf die Taupunkttemperatur der Zuluft
- Restenergiebedarf zur Nacherwärmung der vorkonditionierten Außenluft von Taupunkttemperatur auf Zulufttemperatur

Gemeinsame Wärme- und Feuchterückgewinnung, Temperaturgeführt

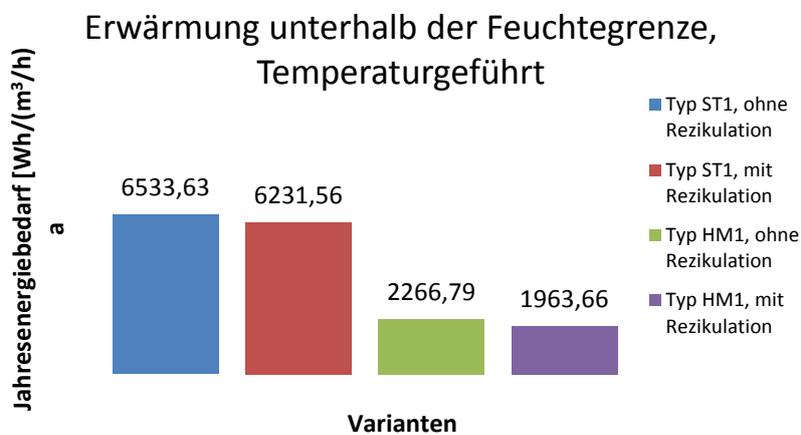


Abbildung 66: Spezifischer Restenergiebedarf zur Erwärmung der Außenluft unterhalb der Luftfeuchte mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperaturgeführt

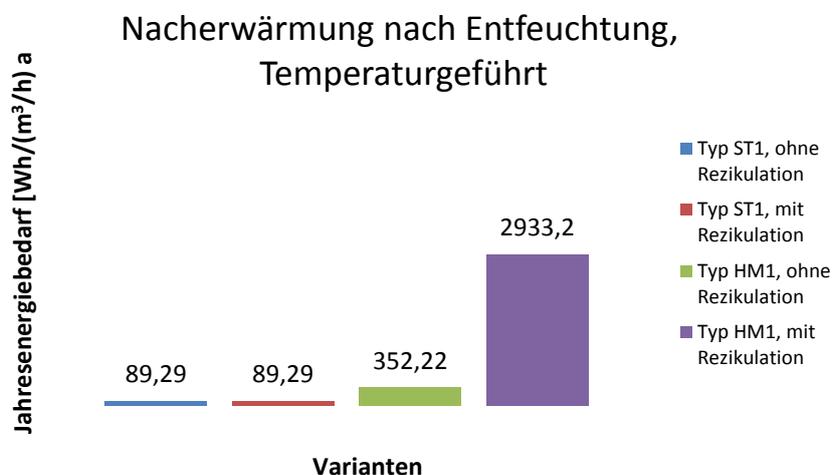


Abbildung 67: Spezifischer Restenergiebedarf zur Nacherwärmung der Außenluft von Taupunkttemperatur auf Zulufttemperatur mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperaturgeführt

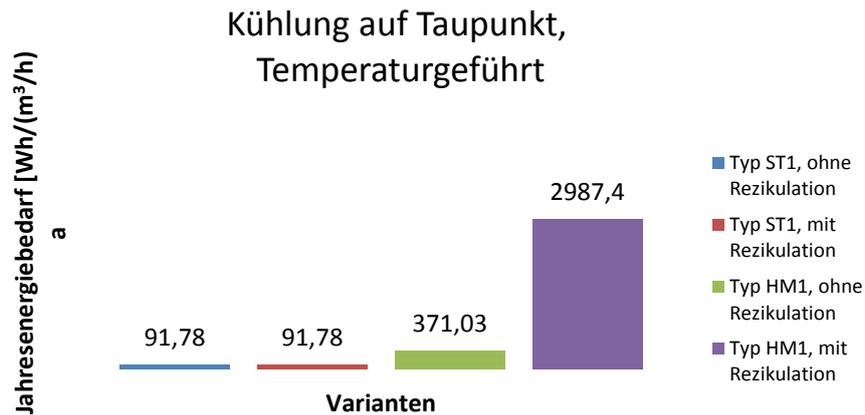


Abbildung 68: Spezifischer Restenergiebedarf zur Kühlung der Außenluft auf Taupunkttemperatur der Zuluft mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperaturgeführt

Wie aus Abbildung 66 hervorgeht, sinkt der Energiebedarf zum Heizen und Befeuchten der vorkonditionierten Außenluft unterhalb der Zuluftfeuchte mit steigender Feuchterückzahl und bei Verwendung der ALR-Anlage. Diesem energetischen Vorteil, welcher in erster Linie auf den Rotationstauscher mit hygroscopischer Oberfläche (Typ HM1) bei zusätzlicher Verwendung der ALR-Anlage zutrifft, steht ein unverhältnismäßig großer Energiebedarf zur Entfeuchtung (Abbildung 68) und Nacherwärmung (Abbildung 67) gegenüber. Grund hierfür ist die starke Überfeuchtung der Außenluft durch die Temperaturführung der Anlagen.

Getrennte Wärme- und Feuchterückgewinnung, Temperatur- und Feuchtegeführt

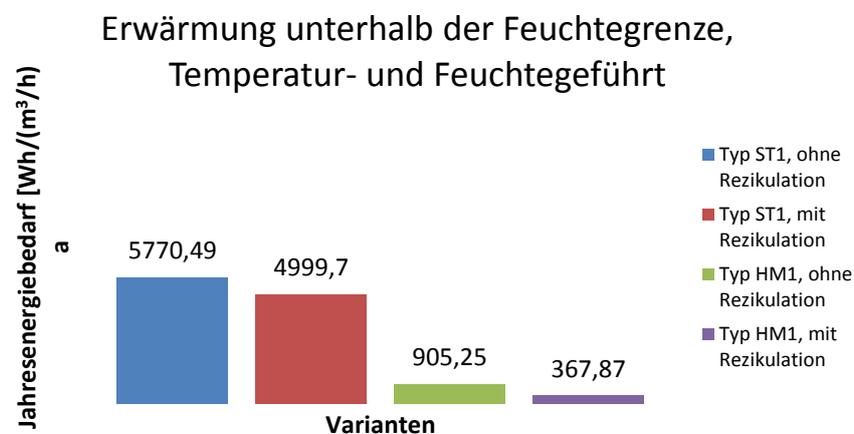


Abbildung 69: Spezifischer Restenergiebedarf zur Erwärmung der Außenluft unterhalb der Zuluftfeuchte mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur- und Feuchtegeführt

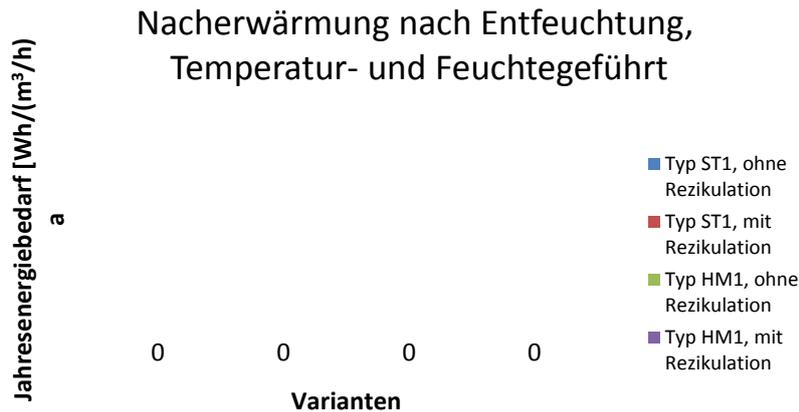


Abbildung 70: Spezifischer Restenergiebedarf zur Nacherwärmung der Außenluft von Taupunkttemperatur auf Zulufttemperatur mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur- und Feuchtegeführt

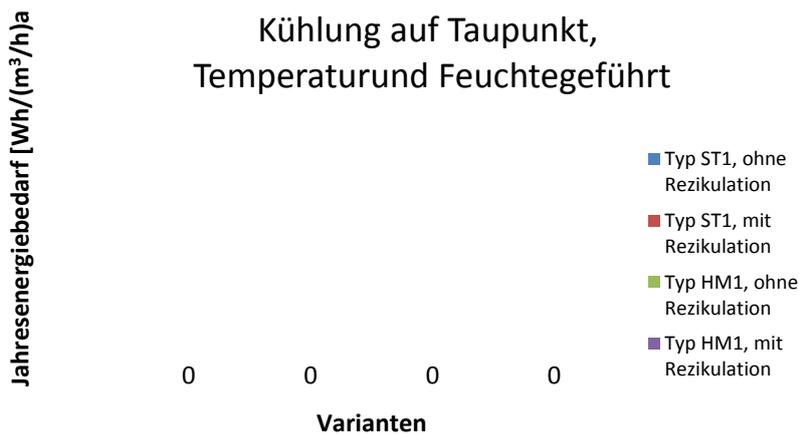


Abbildung 71: Spezifischer Restenergiebedarf zur Kühlung der Außenluft auf Taupunkttemperatur der Zuluft mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur- und Feuchtegeführt

Wie aus Abbildung 69 hervorgeht, sinkt der Energiebedarf zum Heizen und Befeuchten der vorkonditionierten Außenluft unterhalb der Zuluftfeuchte beim Wechsel vom nicht hygroskopischen Rotortyp (ST1) auf den hygroskopischen Rotortyp (HM1) und bei Verwendung der ALR-Anlage. Aufgrund der geringen Rückfeuchtezahl des nicht hygroskopischen Rotationswärmetauschers ist der Restenergiebedarf beim nicht hygroskopischen Rotationswärmetauscher (Typs ST1) größer als beim hygroskopischen Rotationswärmetauscher (Typ HM1). Die Differenz des Restenergiebedarfs mit und ohne einer ALR-Anlage ist beim Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche mit 537,38 Wh/(m³/h)a geringfügig kleiner als beim Rotationstauscher ohne hygroskopischer Oberfläche mit 770,79 Wh/(m³/h)a.

Da eine Überfeuchtung der Außenluft durch die Rotationstauscher nicht stattfindet, ist auch kein Energiebedarf für die Entfeuchtung (Abbildung 71) und Nacherwärmung (Abbildung 70) der Außenluft auf den Zuluftzustand notwendig.

Vergleich des Restenergiebedarfs der Temperaturgeführten und der Temperatur- und Feuchtegeführten Bauvariante:

Wie aus Abbildung 72 hervorgeht, sinkt die Summe des Restenergiebedarfs für das Beheizen, Entfeuchten (Kühlen) und Nacherwärmens der vorkonditionierten Außenluft auf Zuluftzustand mit steigender Rückzahl von Wärme und Feuchte bei Temperaturgeführten Anlagen. Dies trifft jedoch nicht auf die gleichzeitige Verwendung der ALR-Anlage zu. Aufgrund einer zunehmenden Überfeuchtung der Außenluft bei hohen Rückfeuchtezahlen, steigt der Energiebedarf für das Entfeuchten und nachfolgende Erwärmen der Außenluft, sodass die gewonnene Energie (sensible Wärme) um ein Vielfaches geringer ist als die aufzuwendende Energie für die Entfeuchtung (latente Kühlung) und Erwärmung.

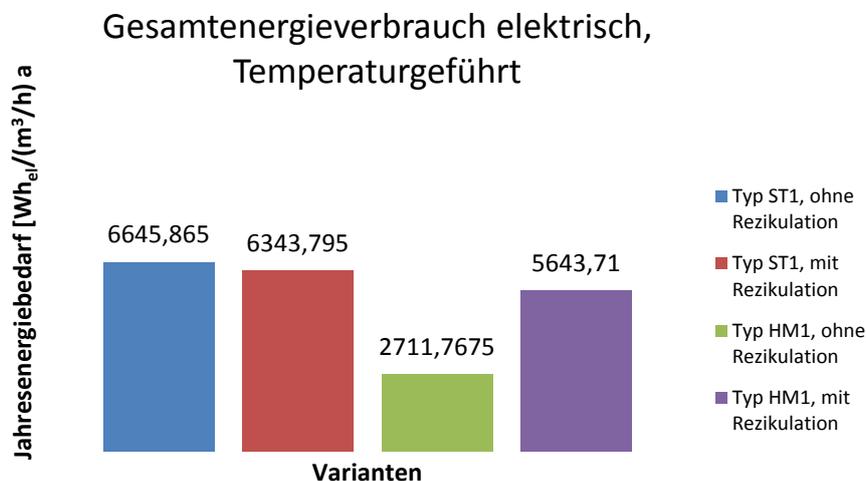


Abbildung 72: Spezifischer Restenergiebedarf gesamt mit/ohne ALR-Anlage, Temperaturgeführt

Abbildung 73 zeigt, dass bei einer getrennten Wärme- und Feuchterückgewinnung der Restenergiebedarf für Heizen, Entfeuchten (Kühlen) und Nacherhitzen der vorkonditionierten Außenluft auf Zuluftzustand mit steigender Rückzahl von Wärme und Feuchte und bei Verwendung einer ALR-Anlage sinkt.

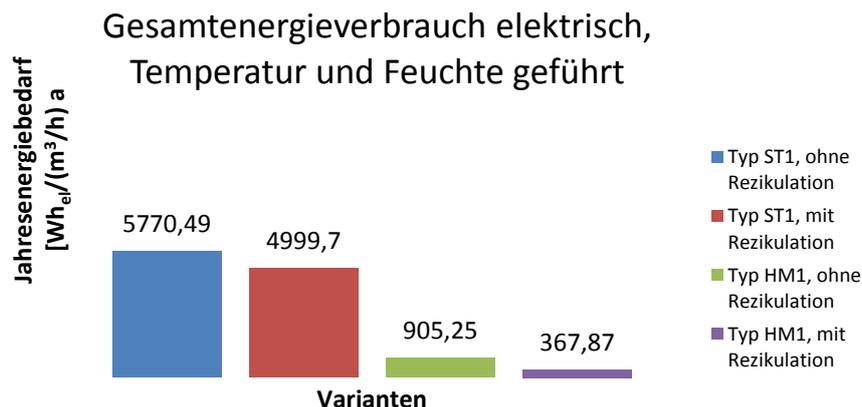


Abbildung 73: Spezifischer Restenergiebedarf gesamt mit/ohne ALR-Anlage,
Temperatur- und Feuchtegeführt

Die angestellten Berechnungen zeigen, dass der Einsatz einer ALR-Anlage nur bei einer getrennten Rückgewinnung von Wärme und Feuchte sinnvoll ist. Wird eine ALR-Anlage in Kombination mit einem hygroskopischen Rotationstauscher Temperaturgeführt betrieben, ist je nach Rückfeuchtezahl mit einer mehr oder minder starken Überfeuchtung der vorkonditionierten Außenluft zu rechnen. Dies wiederum bedeutet einen erhöhten Restenergiebedarf durch die nachgeschaltete Vollklimaanlage zur Entfeuchtung und Nacherwärmung. Für den Fall einer getrennten Rückgewinnung von Wärme und Feuchte und auch getrennten Führungsgrößen, kann bei Verwendung einer ALR-Anlage in Kombination mit einem nicht hygroskopischen Rotationstauscher mit einer jährlichen spezifischen Energieeinsparung von 770,8 Wh/(m³/h)a bzw. mit 13,36 % und bei Verwendung eines hygroskopischen Rotationstauschers mit einer jährlichen spezifischen Energieeinsparung von 537,38 Wh/(m³/h)a bzw. mit 59,36 % gerechnet werden.

9. Die Messanlage

Zur Evaluierung der durch die ALR-Anlage veränderten übertragenen Wärme und Feuchte wurden Messungen sowohl für den Rotationstauscher mit, als auch ohne hygroskopischer Oberfläche durchgeführt. Da in der Berechnung des Restenergiebedarfs sowie des Übertragungsverhaltens von Wärme und Feuchte des Rotationstauschers häufig von idealen Verhältnissen ausgegangen wird, wurde versucht, die Messanlage baulich so zu gestalten, dass diese den Annahmen der Berechnung möglichst nahe kommt. Um Undichtheiten des Kanalnetzes zu vermeiden, wurden die Stoßstellen der einzelnen Kanalsegmente mit Hilfe von Klebebändern abgedichtet. Die Wärmeverluste über die Kanaloberflächen, über die verschiedenen Einbauten sowie über die Oberfläche der Rotationstauscher wurden durch eine ca. 3 cm starke Isolierung aus Mineralwolle (ca. $\lambda = 0,04$ W/mK) minimiert.

Um die internen Leckagen von der Abluft zur Zuluft möglichst gering zu halten, wurde zusätzlich zu den an den beiden Stirnseiten der Trommel des Rotationstauschers bestehenden Dichtleisten, jeweils eine weitere Dichtleiste angebracht. Abbildung 74 zeigt die Positionierung der horizontal angeordneten Dichtleisten.

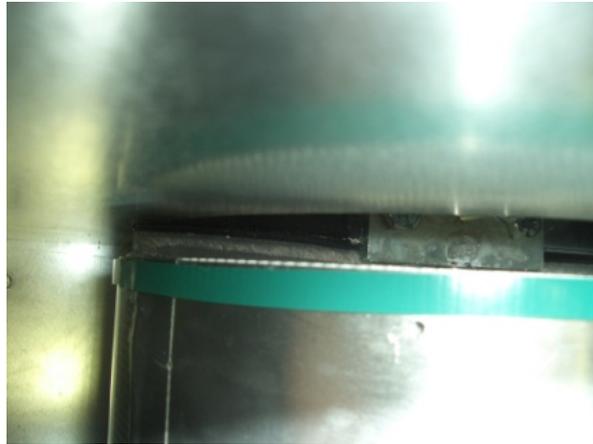


Abbildung 74: Horizontal angeordnete Abdichtung der Außenluftseite zur Abluftseite im RWT

Wie aus den Abbildungen 75 und 76 ersichtlich ist, erfolgt die Abdichtung der durch den Rotationstauscher strömenden Luft gegenüber dem Gehäuse mit Hilfe eines Dichtungsbandes. Da jedoch aufgrund einer Taumelbewegung des Rotors um die Rotationsachse externe Leckagen vorhanden waren, wurde der Spalt zwischen dem umlaufenden Dichtungsband und der Trommel mit Hilfe eines um den Umfang der Trommel reichenden Klebbandes verringert. Durch diese Maßnahme konnten auch Leckagen, welche durch mangelnde Sorgfalt bei der Fertigung des Rotationstauschers zustande kamen, verkleinert werden. Abbildung 76 zeigt einen Fertigungsmangel in Form einer Blindniete auf der Lauffläche des entlang des Trommelradius angeordneten Dichtungsbandes.



Abbildung 75: Dichtungsband für den Trommelumfang



Abbildung 76: Externe Leckagen durch einen Mangel in der Fertigung des Rotationstauschers

Um die externen Leckagen zu minimieren, wurde der Rahmen des Rotationstauschers mit einer Kunststoffolie ummantelt und an den Stoßstellen luftdicht verklebt. Da es, aufgrund der begrenzten räumlichen Bauweise sowie der großen Anzahl der Messstellen nicht möglich war, vor jeder Messstelle Beruhigungsstrecken entsprechend den Vorgaben der ÖNORM EN 12599 einzubauen, wurden vor Messstellen die sich unmittelbar nach Störstellen befanden Strömungsgleichrichter eingesetzt. Abbildung 77 zeigt den Aufbau der Messanlage ohne Isolierung.



Abbildung 77: Aufbau der RLT Anlage mit ALR-Anlage ohne Wärmeisolierung

9.1 Komponenten der Messanlage

Die Messanlage besteht aus den Komponenten Rotationstauscher, Abluftventilator, Zuluftventilator, Lüftungsklappe, Lüftungsklappenantrieb und einer Venturi Düse. Fertigungsmaterial der Luftkanäle ist verzinktes Stahlblech (Spiro-Rohre). Die Luftkanäle besitzen in Hauptströmungsrichtung einen Durchmesser von 160 mm und im Bereich des Bypass Kanal 100 mm. Während der Aufbau der Anlage unverändert blieb, wurden bei den Messungen sowohl ein Rotationstauscher mit als auch ohne hygroskopischer Oberfläche eingesetzt.

- **Rotationstauscher mit Drehzahlregelung**

Für jene Bauvariante, welche eingesetzt wurde um ausschließlich Wärme zu übertragen, wurde ein Rotationstauscher des Typs *ST1-LW-300-CS-V* des Herstellers *Enventus* in folgender Dimension gewählt:

Aluminium Rotor mit nicht hygroskopischer Oberfläche und Spülzone

Durchmesser 300 mm

Tiefe 150 mm

Maximale Rotordrehzahl $n = 12$ U/Min

Für jene Bauvariante, welche zur Wärme und Feuchte Übertragung verwendet wurde, wurde ein Rotationstauscher des Typs *HM-1-LW-300-CS-V* ebenfalls des Herstellers *Enventus* in folgender Dimension gewählt:

Aluminium Rotor mit hygroskopischer Oberfläche und Spülzone

Durchmesser 300 mm

Tiefe 150 mm

Maximale Rotordrehzahl $n = 20$ U/Min

Die Speichermassen beider Rotationstauscher sind für eine laminare Strömung ausgelegt und bestehen aus abwechselnd glatten und gewellten Lagen. Abbildung 78 zeigt die Oberfläche des verwendeten hygroskopischen Rotationstauschers HM1.

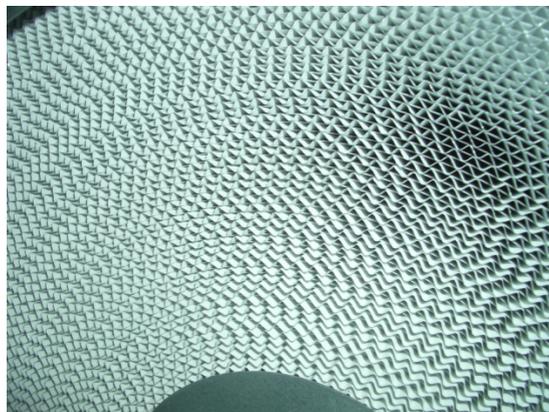


Abbildung 78: Oberfläche des hygroskopischen Rotationstauschers Typ HM1

Die Drehzahlregelung des Rotationstauschers erfolgte über einen vektormodulierten Frequenzumrichter. Die elektrische Anschlussleistung des Antriebs der Rotationstauscher betrug je 0,18 kW. Wie auf Abbildung 79 zu sehen ist, erfolgte die Kraftübertragung vom Elektromotor auf den Rotationstauscher mit Hilfe eines Kunststoffriemens.

Während der Messungen betrug die Drehzahl des Rotationstauschers mit hygroskopischer Oberfläche 20 U/min und ohne hygroskopischer Oberfläche 12 U/min. Abbildung 80 zeigt den Aufbau des Rotationstauschers mit elektrischen Antrieb und dem Regelungsmodul Micro Max 180.

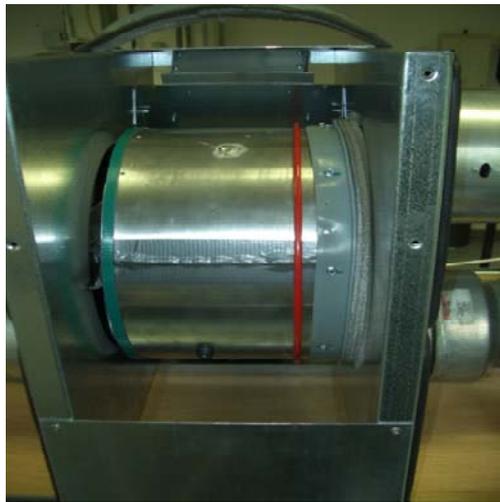


Abbildung 79: Rotationswärmetaucher mit Antrieb



Abbildung 80: Rotationswärmetaucher mit Antrieb und Drehzahlregelung

- **Venturi Düsen**

Zur Erzeugung des Differenzdruckes, welcher die Rückführung eines Teiles des Außenluftvolumenstroms über den Bypass bewirkt, wurde eine Venturi Düse verwendet. Hierfür wurden die in Abbildung 81a und 81b dargestellten Bauarten untersucht. Da sich bei im Vorfeld durchgeführten Tests herausgestellt hatte, dass bei der in Abbildung 81b dargestellten Bauart einer Venturi Düse mit Spülkammer bei gleicher elektrischer Leistungsaufnahme durch den Zuluftventilator eine größere Luftmenge über den Bypass befördert wird als bei jener Venturi Düse in konventioneller Bauart 81a ($89,8 \text{ m}^3/\text{h}$ anstatt $66,8 \text{ m}^3/\text{h}$), wurden sämtlichen Messungen mit der Venturi Düse mit Spülkammer durchgeführt. Bei einem Volumenstrom von $300 \text{ m}^3/\text{h}$ betrug der durch die Venturi Düse mit Spülkammer, verursachte Druckabfall 55 Pa . Beide Venturi Düsen wurden in Anlehnung an die Vorgaben der EN ISO 5167-4 gefertigt.

a.)



b.)



Abbildung 81: Venturi Düse in a.) konventioneller Bauart und b.) mit Spülkammer

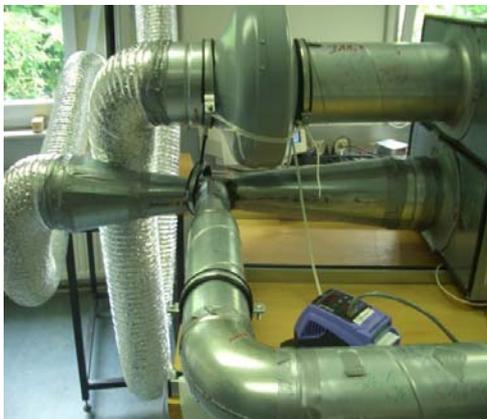


Abbildung 82: Venturi Düsen installiert a.) konventioneller Bauart und b.) Bauart mit Spülkammer

- **Ventilatoren**

Bei den in der Lüftungsanlage verwendeten Zuluft- und Abluftventilatoren handelt es sich um mit Wechselstrom betriebene Radial Rohrventilatoren des Typs *K 160T* der Firma *Redring*. Bei einer Leistungsaufnahme von 120 Watt beträgt der maximale Fördervolumenstrom $800 \text{ m}^3/\text{h}$. Für jene Fälle, bei denen der Fördervolumenstrom durch den Rotationstauscher aufgrund eines zu großen Druckabfalls zu gering war, wurde zusätzlich ein Radial Rohrventilator des Typs *K160*, ebenfalls von der Firma *Redring*, sowohl im Zuluftkanal als auch im Abluftkanal verwendet. Bei einer Leistungsaufnahme von 60 Watt beträgt beim Typ *K 160* der maximale Fördervolumenstrom $400 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Anordnung der beiden Ventilatoren *K 160T* und *K 160* erfolgte in Serie. Abbildung 83 und 84 zeigen die beiden Radialventilatoren *K 160T* und *K 160* in Einbaulage.



Abbildung 83: Radial-Rohrventilator K 160 T



Abbildung 84: Radial-Rohrventilator K 160

- **Frequenzwandler der Ventilatoren**

Die Änderung der Drehzahl der Ventilatoren wurde mit Hilfe eines Frequenzwandlers *Optidrive E* der Firma *Invertek Drivers* durchgeführt. Die Steuerspannung für die Ventilatoren betrug 0-10 Volt. Die Änderung der Drehzahl der Ventilatoren erfolgte proportional zur Eingangssteuerung. Für jeden Ventilator wurde ein separater Frequenzwandler verwendet.



Abbildung 85: Frequenzwandler für Ventilatoren

- **Lüftungsklappe**

Die Freigabe des Querschnittes des Bypass Kanals (= Rezirkulationskanal) erfolgte mit Hilfe einer Lüftungsklappe in der Dimension $d=100$ mm. Die Verstellung der Lüftungsklappe erfolgte mit Hilfe eines Stellmotors.



Abbildung 86: Lüftungsklappen ohne Stellantrieb

- **Lüftungsklappen Stellantrieb**

Die Änderung des Öffnungsquerschnittes der Lüftungsklappe erfolgt durch Verwendung eines stufenlosen Stellmotors der Firma *Belimo*. Die Steuerspannung betrug zwischen 0 und 10 Volt. Die Ansteuerung des Antriebes erfolgte mit Hilfe der PC Software Software *Lab View 8.5.1*.



Abbildung 87: Stufenloser Stellantrieb für die Lüftungsklappe

- **Strömungsgleichrichter**

Um mögliche vorhandene Turbulenzen, asymmetrische Strömungsprofile, Drall Strömungen oder Pulsationen zu vermeiden, wurden Strömungsgleichrichter vor den jeweiligen Messstellen verwendet. Die Strömungsgleichrichter wurden von einem Mitarbeiter der TU Wien in Anlehnung an die Vorgaben der EN ISO 5167-1 gefertigt.

Die Gleichrichterröhrchen sind aus Kunststoff gefertigt und besitzen die Abmessungen:

- Länge: 85 mm
- Durchmesser: 5 mm
- Wandstärke: 0,2 mm



Abbildung 88: Selbstbau Strömungsgleichrichter

9.2 Die Messtechnik

Die Messungen und die Datenverarbeitung der Volumenströme, der Temperaturen und Feuchten wurden mit Hilfe der nachfolgend aufgezählten Messgeräte durchgeführt.

- **Messgerät zur Volumenstrommessung**

Die Messung der Volumenströme in den Luftkanälen wurde mit Hilfe der Thermosonde Modell 8455-150 der Firma TSI durchgeführt. Die Ermittlung der mittleren Strömungsgeschwindigkeiten und des daraus ermittelten Massenstroms erfolgte mit Hilfe von Netzmessungen. Der mögliche Einsatzbereich der verwendeten Thermosonden beträgt zwischen 0,125 und 50 m/s.



Abbildung 89: Messfühler für Luftgeschwindigkeitsmessung der Fa. TSI



Abbildung 90: Luftgeschwindigkeitsmessgerät der Fa. TSI

Die Messung der Volumenströme an den Schnittstellen zwischen der Umgebungsluft und der Lüftungsanlage wurde mit Hilfe der Flügelradsonde Modells 417 der Firma Testo durchgeführt.

Das Flügelradanemometer der Firma Testo kann laut Herstellerangaben für Strömungsgeschwindigkeiten ab 1 m/s eingesetzt werden.



Abbildung 91: Luftgeschwindigkeitsmessgerät der Fa. Testo

- **Temperatur- und Feuchtesensoren**

Die Messungen der Temperaturen und Feuchten sowohl innerhalb als auch außerhalb der Anlage zur Wärme- und Feuchterückgewinnung wurden mit Hilfe von Sensoren des Typ *17204HM* der Firma *Vaisala* durchgeführt. Die Kalibrierung der Messfühler erfolgte mit Hilfe eines Taupunktspiegels.



Abbildung 92: Messfühler zur Feuchte- und Temperaturmessung

- **CO₂ Sensoren**

Die Messungen der CO₂ Konzentrationen sowohl innerhalb als auch außerhalb der Lüftungsanlage wurden mit Hilfe von Sensoren des Typs *GMW 22* der Firma *Vaisala* durchgeführt. Der Messbereich der verwendeten Messfühler betrug zwischen 0 und 5000 ppm.



Abbildung 93: Messfühler zur CO₂ Messung

- **Messgerät zur Differenzdruckmessung**

Die Messungen des statischen Differenzdruckes in der Zuluft und Abluftkammer beim Rotationstauscher, wurden mit Hilfe des Messgerätes *DG-3E* der Firma *Minneapolis* durchgeführt.



Abbildung 94: Messgerät zur Differenzdruckmessung

Abbildung 95 zeigt die Anordnung der Luftschläuche am Gehäuse des Rotationstauschers zur Messung des statischen Differenzdrucks.

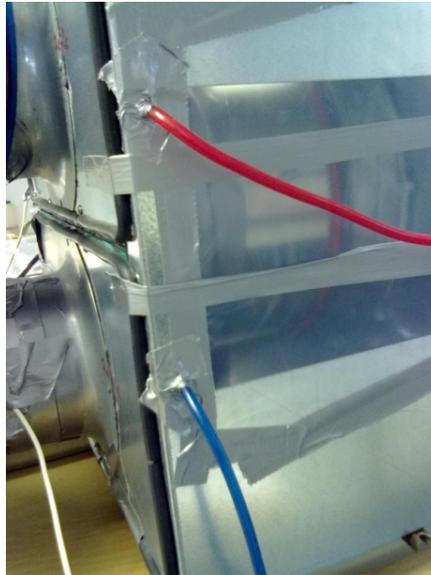


Abbildung 95: Messanordnung zur Messung des Differenzdrucks

- **Messgerät elektrischer Größen (Multimeter)**

Für die Messung der elektrischen Leistungsaufnahme der Ventilatoren, des Stellantriebes der Lüftungsklappe und des Antriebs des Rotationstauschers wurde das Digitalmultimeter des *Typs 867B* der Firma *Fluke* verwendet.



Abbildung 96: Digital Multimeter

- **Datensammler**

Für die Datensammlung der Messwerte der Temperaturen und Feuchten wurde eine Messanlage des Typs *Ni USB-6229 Pinout* der Firma *National Instruments* verwendet.



Abbildung 97: Datensammler für Temperatur und Feuchte Messungen

Für die Messungen und Aufzeichnung der CO₂ Konzentrationen in den verschiedenen Luftarten wurde eine Messanlage der Firma *Agilent Technologies* des Typs *34980 A* verwendet.



Abbildung 98: Datensammler für CO₂ Messungen

- **Software**

Die Auswertung der Messdaten der Temperatur, der Feuchte und der CO₂ Konzentrationen erfolgte mit Hilfe der Software *Lab View 8.5.1* der Firma *National Instruments*.



Abbildung 99: Arbeitsplatz der Messdatenerfassung



Abbildung 100: Oberfläche der Auswertungssoftware

9.3 Aufbau der Messanlage

Wie bereits im Kapitel 8.1 dargelegt wurde, steigt die Temperaturdifferenz der vorkonditionierten Außenluft mit und ohne ALR-Anlage mit sinkender Außenlufttemperatur und sinkenden Wärmerückzahlen. Leider reichte die Leistung der verwendeten Ventilatoren nicht aus, dass die Rückzahlen des Rotationstauschers infolge eines erhöhten Volumenstroms quasi „künstlich“ verringert werden. Um dennoch aussagekräftige Messergebnisse hinsichtlich der sich einstellenden Temperaturen und Feuchten in der vorkonditionierten Außenluft mit und ohne einer ALR-Anlage zu erhalten, war es notwendig, für die Tests Außenluft auf einem möglichst niedrigen Temperaturniveau zur Verfügung zu haben.

Da zur Erzeugung von trockener und kalter Außenluft keine Vollklimaanlage zur Verfügung stand, wurden die Messungen während der Nachtstunden durchgeführt. Zusätzlich wurde die Temperatur und die Feuchte der Außenluft mit Hilfe verschiedener Behelfe verändert.

- **Außenluftkühlung**

Um die Außenluft abzukühlen, wurde diese durch einen Eimer geleitet, welcher zuvor mit Eiswürfel gefüllt wurde. Um ein Ansaugen des geschmolzenen Eiswassers zu vermeiden, wurde dieses über ein Ventil am Boden des Eisbehälters abgelassen. Aufgrund des Schmelzvorganges und der damit verbundenen abnehmenden Überstreichungslänge der Außenluft über das Eis, stieg die Temperatur der Außenluft nach dem Verlassen des Luftkühlers mit zunehmender Dauer der Messungen.



Abbildung 101: Kühlung der Außenluft

- **Abluftbefeuchtung**

Um die Abluft mit Feuchte anzureichern, wurden piezoelektrische Dampfbefeuchter verwendet. Je nach Ausmaß der in der Abluft geforderten Feuchte, wurde diese mit einem oder zwei Dampfbefeuchtern erzeugt und entweder über einen Kanal oder frei, über die Raumluft, angesaugt.



Abbildung 102: Anbindung des Luftbefeuchters an die Lüftungsanlage

- **Ablufteerwärmung**

Um eine aussagekräftige Temperaturdifferenz zwischen Abluft und Außenluft zu erhalten, wurde die Abluft mit Hilfe eines elektrischen Heizradiator vorgewärmt. Das Ansaugen durch den Abluftkanal erfolgte frei über den Raum.



Abbildung 103: Erzeugung der Ablufttemperatur

- **Luft einlass, Luftauslass, Außenluftsensoren**

Die Verbindung der Anlage zur Wärme- und Feuchterückgewinnung mit der Außenluft erfolgte durch flexible Luftkanäle aus Aluminium mit dem Durchmesser 160 mm. Wie aus Abbildung 105 ersichtlich, erfolgte die Abdeckung der Kanalauslässe auf der Gebäudeaußenseite mit Hilfe von Wetterschutzgittern.



Abbildung 104: Anschlußstelle Außen- und Abluftkanal der Lüftungsanlage



Abbildung 105 Ansaug- und Ausblasöffnung mit Wetterschutzgitter

Die Außenlufttemperatur und Außenluftfeuchte wurden mit Hilfe von Temperatur- und Feuchtesensoren auf der Außenseite jenes Gebäudes gemessen, in dem sich der Meßaufbau befand.



Abbildung 106: Positionierung der Außenluftfühler für Temperatur und Feuchte

10. Messverfahren

Zur Ermittlung der einzelnen Messgrößen wurden die nachfolgend angeführten Verfahren verwendet.

10.1. Messung des Luftvolumenstroms

Da bei den installierten Luftkanälen die Geschwindigkeitsverteilung über den Kanalquerschnitt aufgrund der Änderung der Strömungsrichtung und der verschiedenen Einbauten praktisch nie gleichmäßig war, erfolgte die Messung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit in den Luftkanälen mit Hilfe des Schwerlinienverfahrens gemäß der Norm EN 12599.

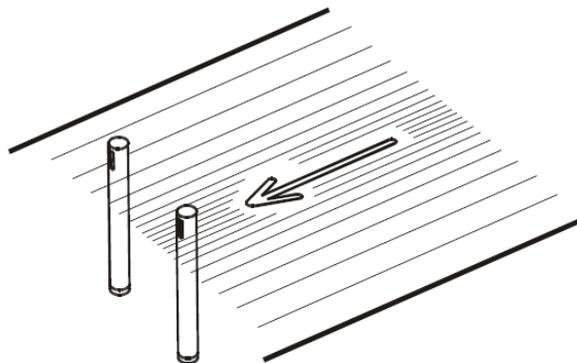


Abbildung 107: Strömungsfeld im Luftkanal [Mic11]

Beim Schwerlinienverfahren wird der Querschnitt des Luftkanals in eine ausreichend große Anzahl von Messfeldern unterteilt und dabei jedem Messfeld ein Messpunkt zugeordnet.

Die resultierende Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich als arithmetisches Mittel der einzelnen, in den Messpunkten ermittelten Geschwindigkeiten v_a .

Glg. 46: Mittlere Luftgeschwindigkeit:

$$v_m = \frac{\sum_{i=1}^n v_{ai}}{n} \quad [\text{m/sec.}]$$

v_{ai}Luftgeschwindigkeit an einem einzelnen Messpunkt [m/s]

v_mmittlere Luftgeschwindigkeit in der Messebene [m/s]

nAnzahl der Messstellen [-]

iOrdnungszahl der Messstelle [-]

Maßgebliche Größe für die Anzahl der Messpunkte ist der relative Abstand a/D_h , welcher sich aus dem Verhältnis des Abstand a der Messebene zur letzten stromaufwärts liegenden Störstelle und dem hydraulischen Durchmesser D_h des Luftkanals errechnet. Der hydraulische Durchmesser errechnet sich mit Hilfe des folgenden Zusammenhangs:

Glg. 47: Hydraulischer Durchmesser:

$$D_h = \frac{4 \times A}{U} \quad [\text{m}]$$

AQuerschnittsfläche des Luftkanals [m²]

UUmfang des Luftkanals [m]

Weitere Einflussgrößen sind die zulässige Unsicherheit der Messung und der Messfehler des Messgerätes.

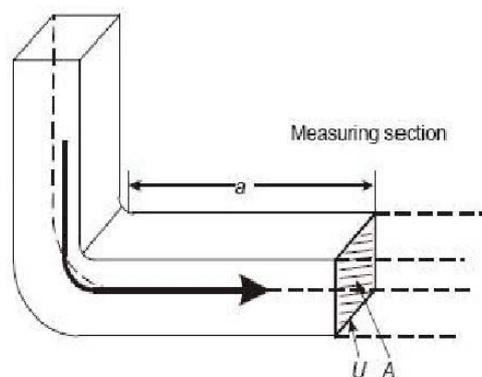


Abbildung 108: Ermittlung des Abstandes a beim Schwerlinien Verfahren [Mic11]

Die Ermittlung der Schwerlinien Durchmesser D und der Abstände der einzelnen Messpunkte zur Luftkanalwand wurde entsprechend des folgenden Zusammenhanges ermittelt:

Glg. 48: Verhältnis der einzelnen Durchmesser der Schwerlinien zum Rohrdurchmesser:

$$\frac{D_i}{D} = \sqrt{1 - \frac{2i-1}{2n}} \quad [-]$$

DKanaldurchmesser [m]

D_iDurchmesser des Schwerlinienkreises [m]

Glg. 49: Abstand der Schwerliniendurchmesser:

$$\frac{y_i}{D} = \frac{1}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2i-1}{2n}} \right) \quad [-]$$

DRohrkanaldurchmesser [m]

iOrdnungszahl der Kreisringe von außen gezählt [-]

nAnzahl der Kreisringe [-]

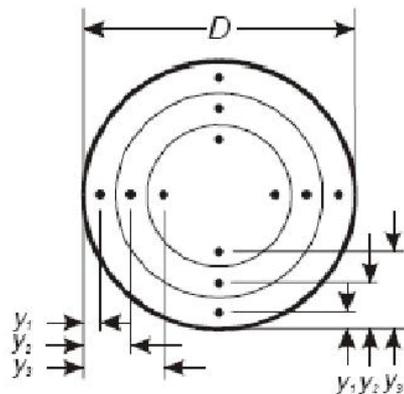


Abbildung 109: Ermittlung der Schwerliniendurchmesser sowie der Abstände der Messpunkte von der Kanalwand [Mic11]

Die nachfolgende Tabelle 5 zeigt die notwendige Anzahl der Messpunkte in Abhängigkeit des relativen Abstand a/D_h für unterschiedliche Unsicherheiten. In der obersten Zeile beschreibt die vor dem Querstrich angeführte Zahl die Unsicherheit der Messung und die hinter dem Querstrich angeführte Zahl die Messunsicherheit des Messinstrumentes. Je niedriger die Unsicherheit der Messung sein soll, um so mehr Messpunkte sind notwendig.

Relativer Abstand a/D_h	Gesamte Unsicherheit/Unsicherheit sämtlicher anderer Einflüsse		
	10/5	20/5	20/10
1,6	–	15	20
2,0	50	10	14
2,5	34	7	10
3,0	25	6	8
4,0	16	4	5
5,0	12	3	3
6,0	8	2	3

Tabelle 9: Anzahl der Messpunkte in Abhängigkeit des relativen Abstandes a/D_h und den zulässigen Unsicherheiten [Mic11]

Der auf die entsprechende Messebene bezogene mittlere Volumenstrom errechnet sich mit Hilfe des Zusammenhangs:

Glg. 50: Mittlerer Volumenstrom:

$$V_m = A \times v_m \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

A.....Querschnittsfläche des Luftkanals [m^2]

v_marithmetisches Mittel der Strömungsgeschwindigkeiten [m/s]

Für die Ermittlung der einzelnen Volumenströme in den Kanalabschnitten vor und nach dem Rotationstauscher sowie im Bereich der ALR-Anlage wurden Messungen an 7 Messstellen durchgeführt. Abbildung 110 zeigt die Fühlerbenennung M 6 bis M 12 in der Bauvariante mit hygroskopischem Rotor.

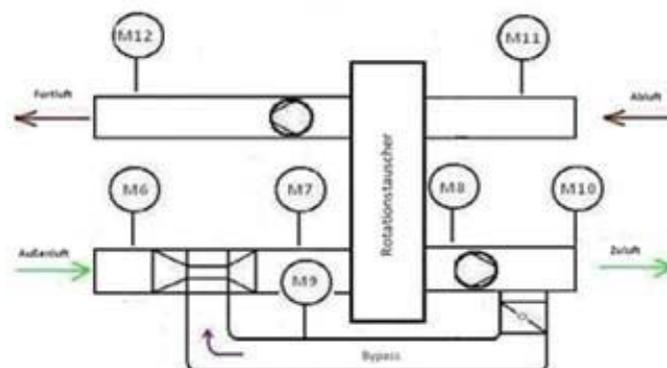


Abbildung 110: Positionierung der Messfühler zur Volumenstrommessung

10.2. Messung der Temperatur und Feuchte

Wie bei der Messung der Volumenströme, so wurden auch die Messungen der Temperaturen und Feuchten in Anlehnung der Norm EN 12599 durchgeführt. Abweichend von den Vorgaben in der Norm wurden die Temperaturen und Feuchten nicht mit Hilfe von Netzmessungen, sondern durch eine einzelne Messung pro Messebene ermittelt. Grund hierfür war, dass die gesamte Oberfläche der ARZ-Anlage sowie des Rotationstauschers mit einer Wärmedämmung aus Mineralwolle gut isoliert war, sodass davon ausgegangen werden konnte, dass die Temperatur und Feuchteverteilung innerhalb der einzelnen Messquerschnitte weitgehend gleichmäßig war. Auch war die Lüftungsanlage während den Messungen keiner direkten Sonneneinstrahlung ausgesetzt. Die Positionierung der Messfühler erfolgte auf Höhe der Mittelachse der Lüftungskanäle. Die Fixierung wurde mit Hilfe von Metallstäben durchgeführt.

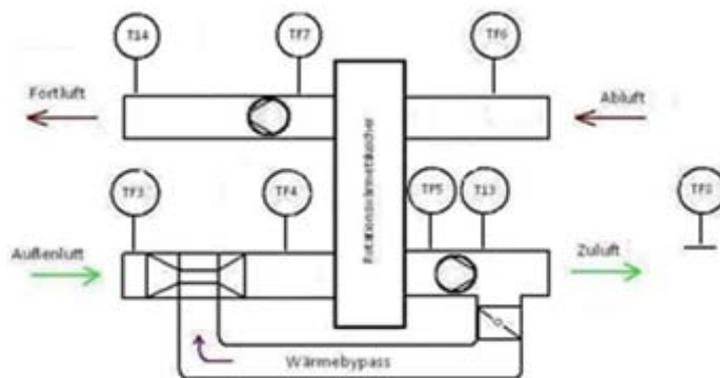


Abbildung 111: Verteilung der Messfühler zur Temperatur- und Feuchtemessung an der RLT-Anlage

Die Messung der Temperatur und der relativen Feuchte wurde an folgenden Messstellen durchgeführt:

Messstellenbezeichnung für Temperatur und Feuchte: TF 3, TF 4, TF 5, TF 6, TF 7 und TF 8

Messstellenbezeichnung für Temperatur: T 13 und T 14

10.3. Messung der internen Leckagen

Für die Messung der internen Leckagen wurde CO₂ als Tacer Gas verwendet. Die Messung der CO₂-Konzentration sowie des Differenzdruckes zwischen Abluft und Zuluft erfolgte an den in Abbildung 112 dargestellten Messpunkten Q₁, Q₂ und Q₃. Während der Messung betrug die Raumlufttemperatur 17,6 °C und der Luftdruck 1006 mbar. Mit einer Dichte der Raumluft von 1,2 kg/m³ lag die Raumluftdichte somit innerhalb des, in der Norm angeführten, Toleranzbereichs.

Um Undichtheiten zu vermeiden bzw. die gemessenen CO₂-Werte den jeweiligen Volumenströmen eindeutig zuordnen zu können, wurde während den Messungen die Rezirkulationskanäle entfernt und die Kanal Anschlussstücke mit Klebeband luftdicht verschlossen. Die mit CO₂ angereicherte Fortluft wurde ins Freie abgeleitet.

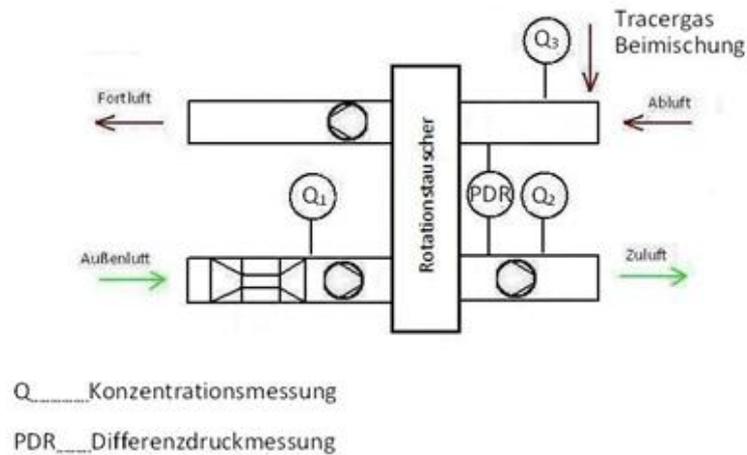


Abbildung 112: Anordnung der Messfühler zur CO₂-Messung

11. Messergebnisse von Temperaturen, Feuchten und Leckagen

Die angeführten Messungen von Temperaturen und Feuchten wurden in den Nachtstunden vom 3. auf den 4. Dezember 2010 und jene der internen Leckagen am 30. Dezember 2010 in einem Gebäude der TU Wien am Standort Adolf Blamauer Gasse 1-3 in 1030 Wien durchgeführt.

11.1. Messergebnisse von Temperaturen und Feuchten

Temperaturen und Feuchten der verschiedenen Luftarten mit und ohne ALR-Anlage bei konstanter Rückzahl von Wärme und Feuchte:

Während der Rotationstauscher permanent betrieben wurde, erfolgte die An- und Abschaltung der ALR-Anlage automatisiert im Halbstundentakt. Während der Abluftvolumenstrom mit 300 m³/h konstant blieb, wechselte der Zuluftvolumenstrom zwischen 150 m³/h bei Betrieb der ALR-Anlage und 300 m³/h bei abgeschalteter ALR-Anlage (50 % Rezirkulationsvolumenstrom). Der Vergleich der Messergebnisse erfolgte anhand zweier Halbstundenmittelwerte. Die Zeitspanne zwischen 2 Messungen betrug 15 Sekunden. Messwerte während des Einschwingens eines Luftzustandes wurden in der Auswertung nicht berücksichtigt. Da ein Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche, sowohl über die veränderte Übertragung von Wärme als auch der Feuchte Auskunft gibt, wurde für die nachfolgende Auswertung der hygroskopische Rotor HM1 des Herstellers Enventus verwendet. Die Drehzahl des Rotationstauschers blieb mit 20 U/min während der Messungen konstant.

Halbstündige Mittelwerte des Rotationstauschers ohne ALR-Anlage:

Zuluftvolumenstrom: 300 m³/h

Bypassvolumenstrom: 0 m³/h

Meßstelle TF3: Außenlufttemperatur $t_{Au} = -9,45$ °C

Meßstelle TF3: Außenluftfeuchte $x_{Au} = 1,51$ g/kg

Meßstelle TF4: Mischlufttemperatur $t_{Mi} = -8,73$ °C

Meßstelle TF4: Mischluftfeuchte $x_{Mi} = 1,6$ g/kg

Meßstelle TF5: Zulufttemperatur vor Zuluftventilator $t_{Zu} = 14,41$ °C

Meßstelle TF5: Zuluftfeuchte $x_{Zu} = 3,32$ g/kg

Meßstelle TF6: Ablufttemperatur $t_{Ab} = 19,74$ °C

Meßstelle TF6: Abluftfeuchte $x_{Ab} = 3,84$ g/kg

Meßstelle TF7: Fortlufttemperatur vor Zuluftventilator $t_{Fo} = 0,76$ °C

Meßstelle TF7: Fortluftfeuchte $x_{Fo} = 2,12$ g/kg

Rückwärmezahl $\phi = 0,81$

Rückfeuchtezahl $\psi = 0,77$

Halbstündige Mittelwerte des Rotationstauschers mit ALR-Anlage:

Zuluftvolumenstrom: 150 m³/h

Bypassvolumenstrom: 150 m³/h

Meßstelle TF3: Außenlufttemperatur $t_{Au} = -8,22$ °C

Meßstelle TF3: Außenluftfeuchte $x_{Au} = 1,49$ g/kg

Meßstelle TF4: Mischlufttemperatur $t_{Mi} = 6,45$ °C

Meßstelle TF4: Mischluftfeuchte $x_{Mi} = 2,55$ g/kg

Meßstelle TF5: Zulufttemperatur vor Zuluftventilator $t_{Zu} = 17,32$ °C

Meßstelle TF5: Zuluftfeuchte $x_{Zu} = 3,54$ g/kg

Meßstelle TF6: Ablufttemperatur $t_{Ab} = 19,71$ °C

Meßstelle TF6: Abluftfeuchte $x_{Ab} = 2,84$ g/kg

Meßstelle TF7: Fortlufttemperatur vor Zuluftventilator $t_{Fo} = 10,37$ °C

Meßstelle TF7: Fortluftfeuchte $x_{Fo} = 2,84$ g/kg

Rückwärmezahl $\phi = 0,82$

Rückfeuchtezahl $\psi = 0,77$

Übersicht Temperaturen

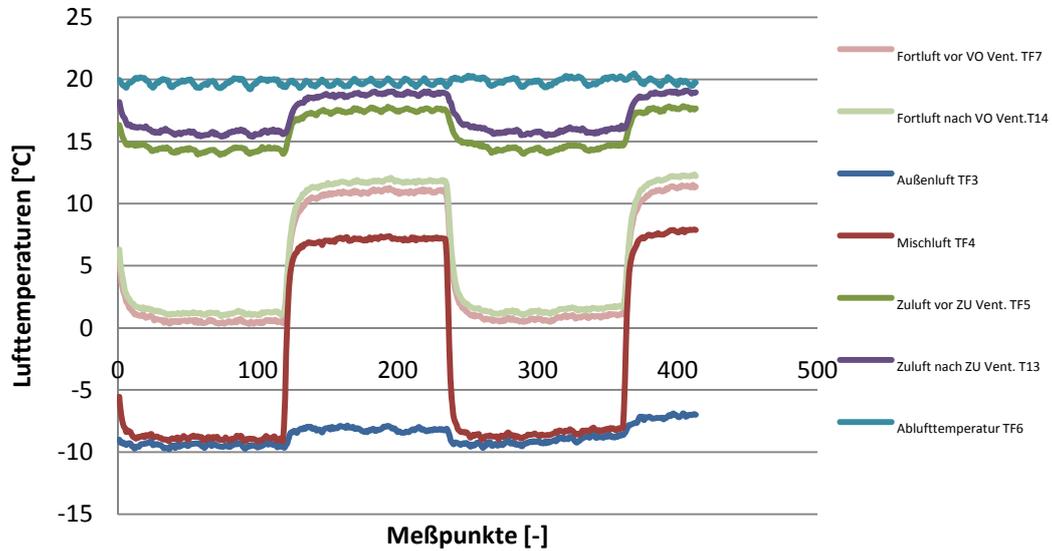


Abbildung 113: Lufttemperaturen der verschiedenen Luftarten nach Rotationswärmetauscher mit/ohne ALR-Anlage

Übersicht Feuchten

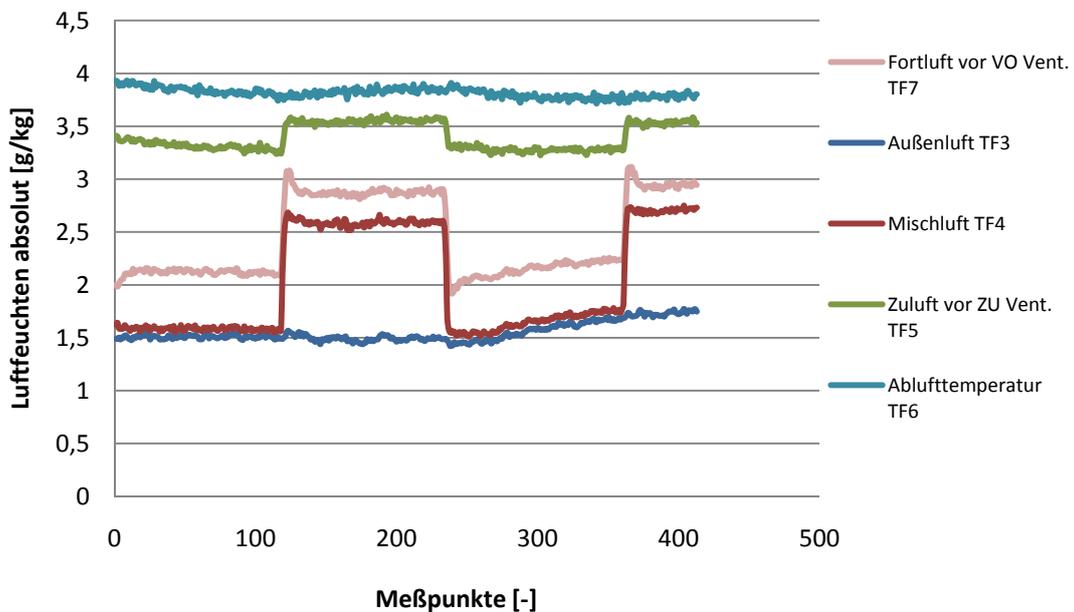


Abbildung 114: Absolute Außenluftfeuchte der verschiedenen Luftarten nach Rotationsfeuchtetauscher mit/ohne ALR-Anlage

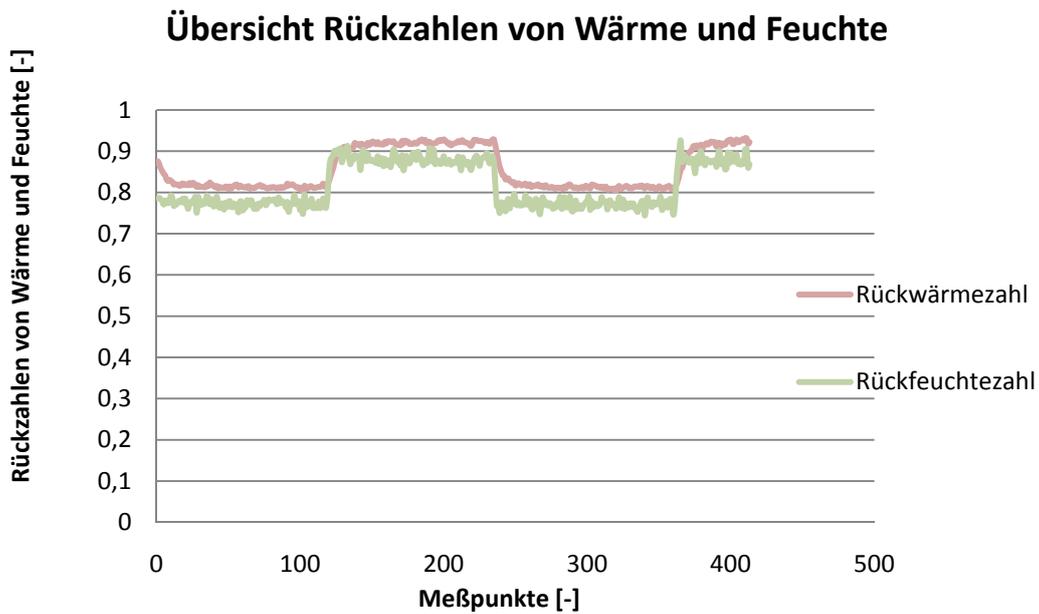


Abbildung 115: Rückzahlen von Wärme und Feuchte mit/ohne ALR-Anlage

Differenzen der halbstündigen Mittelwerte des Rotationstauschers mit bzw. ohne ALR-Anlage:

Meßstelle TF3: Differenztemperatur Außenluft $t_{Au} = 1,23 \text{ °C}$

Meßstelle TF3: Differenzfeuchte Außenluft $x_{Au} = 0,02 \text{ g/kg}$

Meßstelle TF4: Differenztemperatur Mischluft $t_{Mi} = 15,18 \text{ °C}$

Meßstelle TF4: Differenzfeuchte Mischluft $x_{Mi} = 0,95 \text{ g/kg}$

Meßstelle TF5: Differenztemperatur Zuluft vor Zuluftventilator $t_{Zu} = 2,9 \text{ °C}$

Meßstelle TF5: Differenzfeuchte Zuluft $x_{Zu} = 0,22 \text{ g/kg}$

Meßstelle TF6: Differenztemperatur Abluft $t_{Ab} = -0,03 \text{ °C}$

Meßstelle TF6: Differenzfeuchte Abluft $x_{Ab} = -0,01 \text{ g/kg}$

Meßstelle TF7: Differenztemperatur Fortluft vor Zuluftventilator $t_{Fo} = 9,62 \text{ °C}$

Meßstelle TF7: Differenzfeuchte Fortluft $x_{Fo} = 0,72 \text{ g/kg}$

Rückwärmezahl $\phi = 0,01$

Rückfeuchtezahl $\psi = 0,01$

Ergebnisse:

Temperatur: Aufgrund der Überdimensionierung des Rotationstauschers und der daraus resultierenden relativ hohen mittleren Rückwärmezahl von ca. 81 % wird die Außenluft bei einer Luftvorwärmung ausschließlich durch den Rotationswärmetauscher von einer mittleren Außenlufttemperatur von -9,45 °C auf +14,41 °C erwärmt. Bei einem Mischungsverhältnis von 50 % durch den Rotationstauscher vorkonditionierter und rückgeführter Außenluft und 50 % nicht vorkonditionierter Außenluft, beträgt die mittlere Mischlufttemperatur +6,45 °C und die durch den Rotationstauscher vorkonditionierte Mischlufttemperatur +17,32 °C. Die Temperatursteigerung der Außenluft durch die ALR-Anlage beträgt somit 2,9 °C. Berücksichtigt man die beim Betrieb der ALR-Anlage erhöhte Temperatur der Außenluft (diese steigt durch Wärmezufuhr aus dem Raum über die Kanaloberfläche im Mittel von -9,45 °C auf -8,22 °C), so beträgt die Netto Temperatursteigerung aufgrund des Einsatzes der ALR-Anlage lediglich 1,68 °C.

Feuchte: Aufgrund der Überdimensionierung des Rotationstauschers und der daraus resultierenden hohen Rückfeuchtezahl von ca. 77 % wird die Außenluft bei einer Vorkonditionierung ausschließlich durch einen Rotationsfeuchtetauscher von einer mittleren absoluten Feuchte von 1,54 g/kg auf 3,32 g/kg erhöht. Bei einem Mischungsverhältnis von 50 % vorkonditionierter Außenluft und 50 % nicht vorkonditionierter Außenluft beträgt die Mischluftfeuchte 2,54 g/kg und die Feuchte der vorkonditionierten Mischluft 3,54 g/kg. Die Feuchtesteigerung durch die ALR-Anlage beträgt also 0,22 g/kg.

Rückzahlen: Entsprechend den geringfügigen Änderungen der Temperaturen und Feuchten der verschiedenen Luftarten beim Betrieb mit und ohne ALR-Anlage, steigen auch die Rückahlen von Wärme und Feuchte nur gering an. Die mittlere Rückwärmezahl ϕ beträgt ohne ALR-Anlage 0,817 und steigt auf 0,915 mit ALR- Anlage. Die mittlere Rückfeuchtezahl ψ beträgt ohne ALR-Anlage 0,774 und steigt auf 0,876 mit ALR- Anlage. Sowohl Rückwärmezahl als auch die Rückfeuchtezahl beziehen sich auf den Außenluftzustand des Messpunktes TF3.

Temperaturen und Feuchten der verschiedenen Luftarten mit und ohne ALR-Anlage bei unterschiedlichen Rückzahlen von Wärme und Feuchte:

Wie bei den Messungen der Temperaturen und Feuchten bei konstanten Rückzahlen, so wurde auch bei den Messungen mit unterschiedlichen Rückzahlen der Rotationstauscher bei einem konstantem Abluftvolumenstrom von mit ca. 300 m³/h betrieben. Der Zuluftvolumenstrom alternierte zwischen 150 m³/h im Rezirkulationsbetrieb und 300 m³/h ohne Rezirkulation. Die Änderung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte erfolgte über Änderung der Drehzahlen des Rotors des Rotationstauschers. Für die gewählten Drehzahlen stellten sich die Rückwärmezahlen 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 und die Rückfeuchtezahlen 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89 ein.

Die An- und Abschaltung der ALR-Anlage automatisiert im Viertelstundentakt. Der Vergleich der Messergebnisse erfolgt anhand der arithmetischen Mittelwerte. Die Zeitspanne zwischen 2 Messungen betrug 15 Sekunden. Messwerte während des Einschwingens nach Änderungen des Luftvolumenstroms bzw. der Rückzahlen wurden in der Auswertung nicht berücksichtigt. Für die Messungen wurde der hygroskopische Rotor HM1 des Herstellers Enventus verwendet.

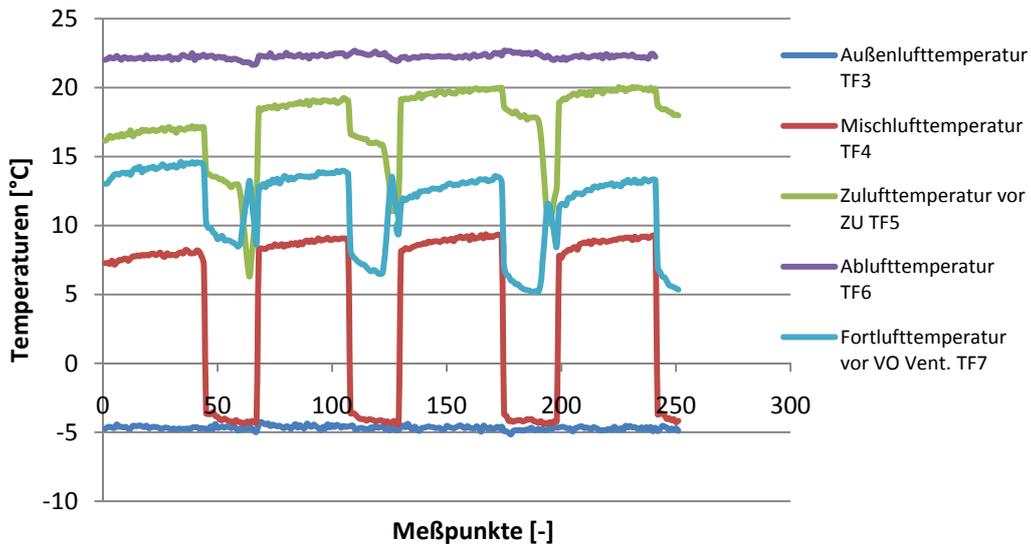


Abbildung 116: Temperaturen der verschiedenen Luftarten bei mittleren Rückwärmezahlen von 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91

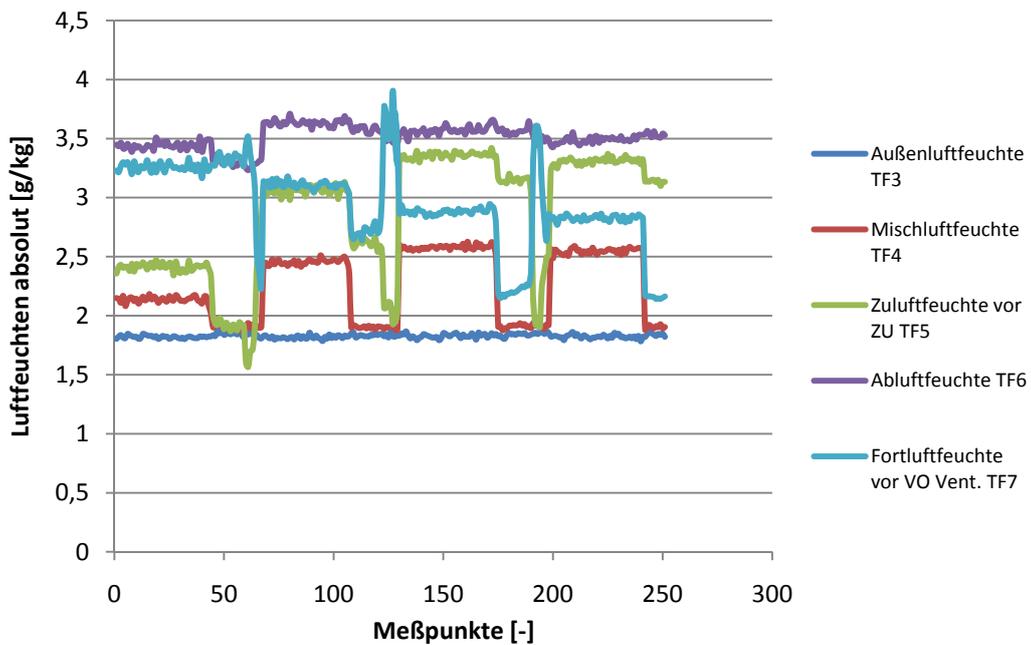


Abbildung 117: Absolute Feuchte der verschiedenen Luftarten bei mittleren Rückfeuchtezahlen von 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89

Wie aus Abbildung 116 und 117 hervorgeht, steigt die Zulufttemperatur und die absolute Zuluftfeuchte bei Verwendung einer ALR-Anlage mit zunehmender Drehzahl des Rotationstauschers und somit zunehmenden Rückzahlen an Wärme und Feuchte an. Abbildung 118 zeigt ein ähnliches Verhalten für die Rückzahlen von Wärme und Feuchte wobei die Steigerung bei Verwendung der ALR-Anlage bei der Rückzahl für Feuchte größer ist als bei der Rückzahl von Wärme.

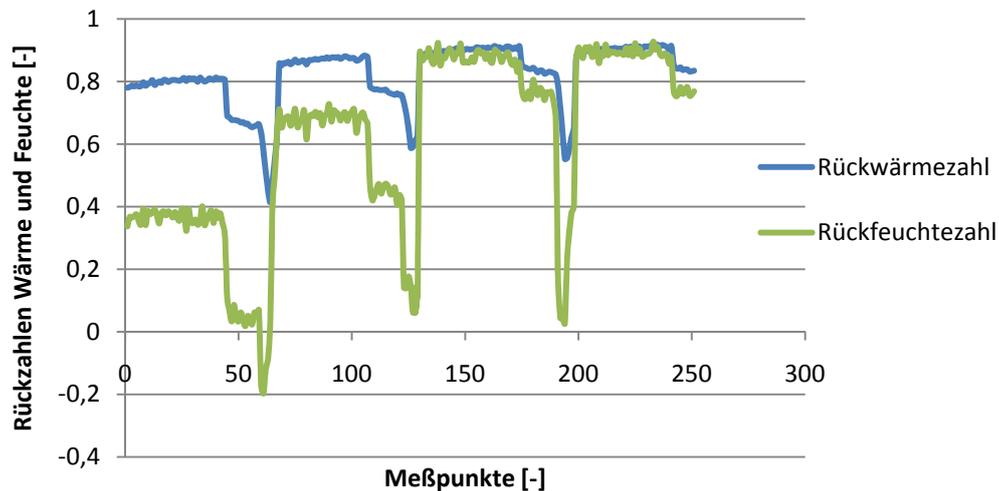


Abbildung 118: Rückwärmezahlen bei den mittleren RWZ von 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 und Rückfeuchtezahlen bei den mittleren RFZ von 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89

Abbildungen 119 und 120 zeigen die arithmetischen Mittelwerte der Zulufttemperatur bzw. Zuluftfeuchte mit und ohne ALR-Anlage. Deutlich zu erkennen ist der Anstieg der Temperaturdifferenz bzw. der Differenz der absoluten Feuchte bei Betrieb mit und ohne ALR Anlage in der Zuluft mit fallenden Rückzahlen von Wärme und Feuchte.

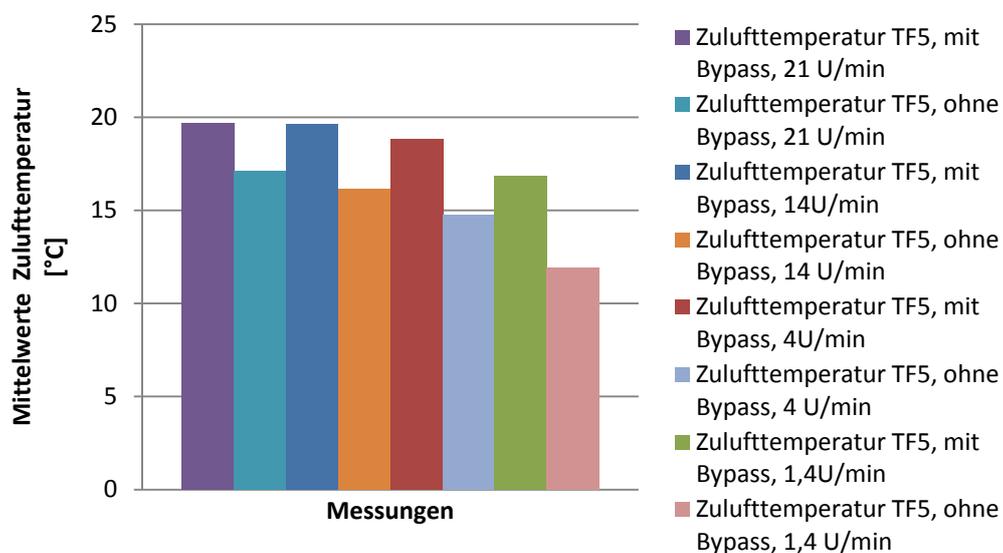


Abbildung 119: Mittelwerte der Zulufttemperaturen bei den Rückwärmezahlen 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 mit/ohne Bypass

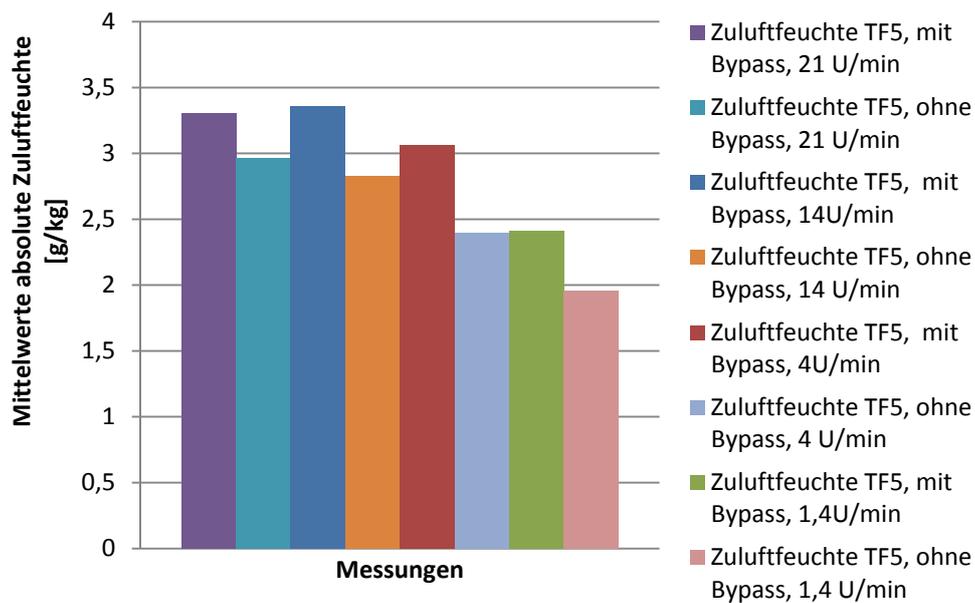


Abbildung 120: Mittelwerte der absoluten Zuluftfeuchten bei den Rückfeuchtezahlen 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89 mit/ohne Bypass

Ähnlich der Temperatur und Feuchte in der Zuluft, steigt auch die Differenz der Rückwärmezahlen bzw. der Rückfeuchtezahlen bei Betrieb mit und ohne ALR Anlage mit fallenden Wärme- bzw. Feuchterückzahlen. Abbildungen 120 und 121 zeigen die entsprechenden Verläufe.

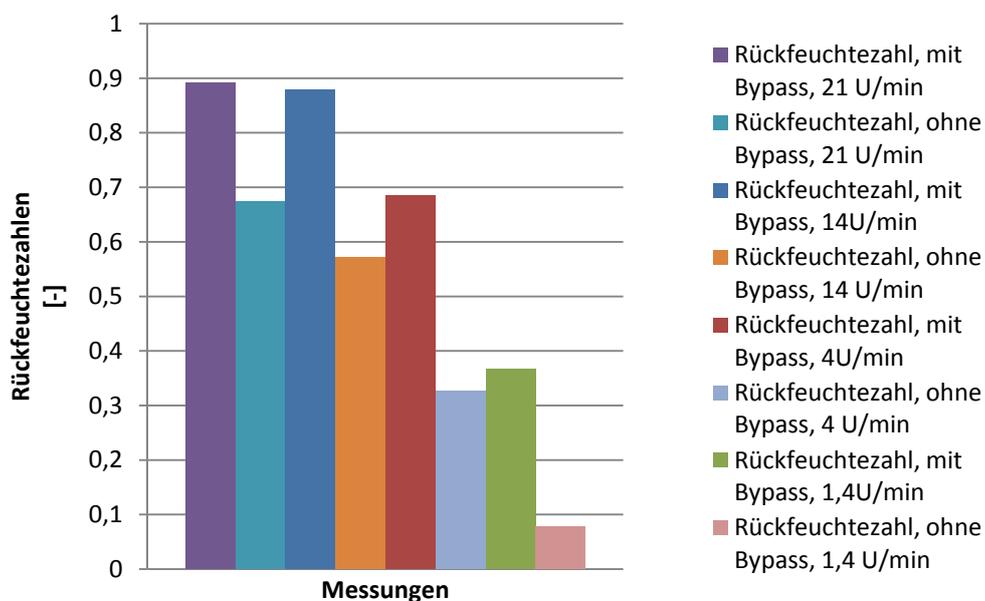


Abbildung 121: Rückfeuchtezahlen der Zuluft bei den mittleren RFZ 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89 mit/ohne Bypass

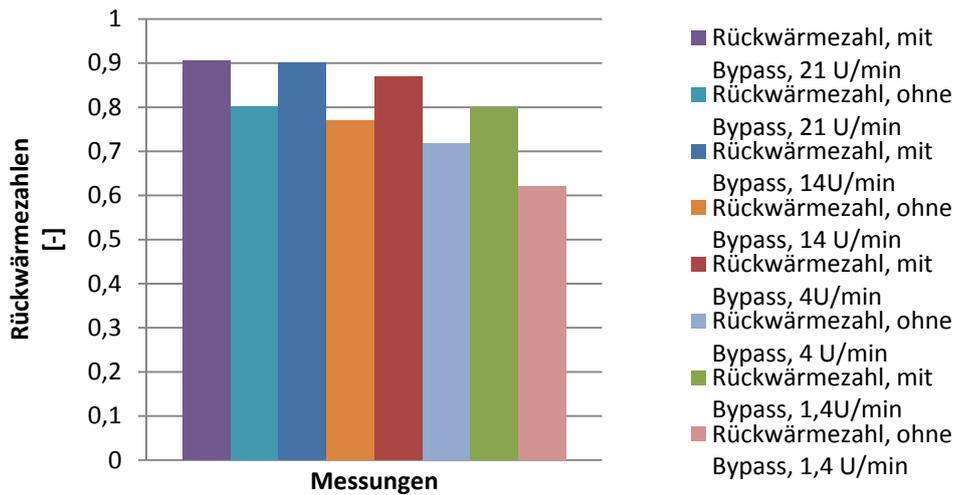


Abbildung 122: Rückwärmezahlen der Zuluft bei den mittleren RWZ von 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 mit/ohne Bypass

Wie im Kapitel 8.1 hergeleitet wurde, nimmt die Differenz der Temperatur und absoluter Feuchte in der Zuluft bei Betrieb mit und ohne ALR-Anlage mit steigenden Rückzahlen von Wärme und Feuchte zu, um nach überschreiten eines Maximums, anschließend wieder abzunehmen. Eine Zunahme der Temperaturdifferenz in der Zuluft ist in Abbildung 124 und eine Zunahme und anschließende Abnahme der absoluten Feuchte in der Zuluft ist in Abbildung 123 zu sehen. Da bei den Tests weder eine Rückwärmezahl noch eine Rückfeuchtezahl von 0,5 erreicht wurde, konnte auch das bei dieser Rückzahl vorhergesagte Maximum nicht nachgewiesen werden. Abbildung 122 zeigt jedoch den Verlauf eines Anstieges, eines Maximums und einer Verringerung der Differenz der absoluten Zuluftfeuchten bei unterschiedlichen Rezirkulationsvolumenströmen bei Betrieb mit und ohne ALR-Anlage.

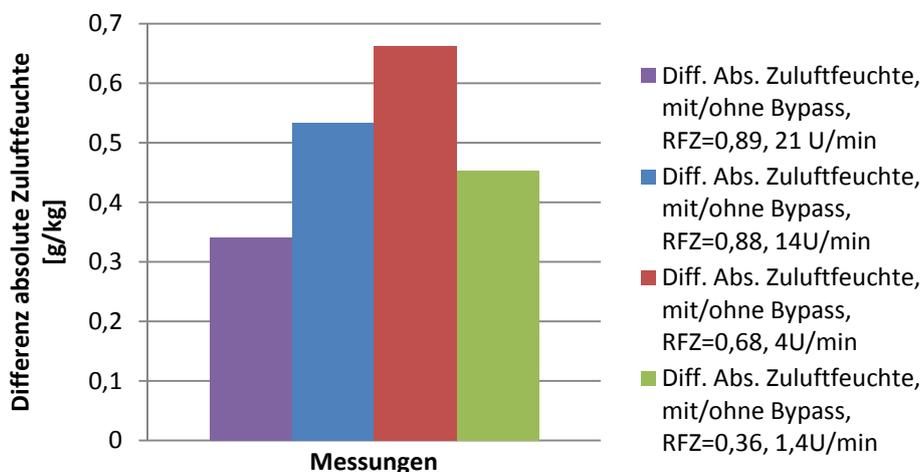


Abbildung 123: Differenz der absoluten Zuluftfeuchten bei den mittleren RFZ von 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89 mit/ohne Bypass

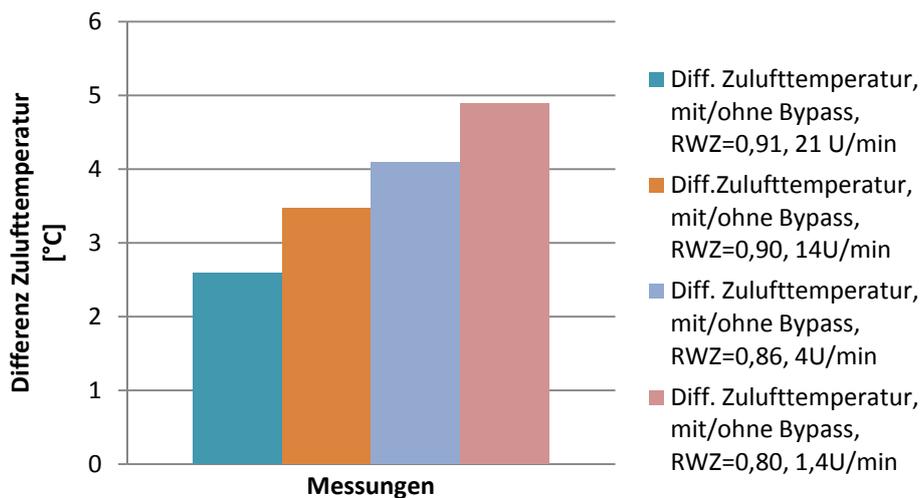


Abbildung 124: Differenz der Zulufttemperaturen bei den mittleren RWZ von 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 mit/ohne Bypass

11.2. Messergebnisse der internen Leckagen

Die Zeitspanne zwischen der Aufnahme zweier Messdaten betrug 10 Sekunden. Wie bei den Messungen der Temperaturen und Feuchten, so wurde auch bei den Messungen der internen Leckagen der Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche HM1 des Herstellers Enventus verwendet. Die Tests wurden sowohl für einen stillstehenden als auch für einen sich drehenden Rotationstauscher durchgeführt. Während den einzelnen Messdurchgängen blieb die Drehzahl des Rotationstauschers konstant. Um die Veränderung der internen Leckagen zu ermitteln, wurden die Tests bei verschiedenen Differenzdrücken zwischen der Zuluft und Abluft durchgeführt. Abweichend von den Vorgaben in den Normen erfolgte die Erzeugung der Differenzdrücke durch Variation des Zuluft- und Abluftvolumenstroms. Zusätzlich zu dem in den Normen geforderten Betriebsfall eines Überdrucks auf der Zuluftseite wurden die CO₂ Leckagen auch bei verschiedenen Überdrücken auf der Abluftseite ermittelt. Die Leckage Prüfungen wurden in Anlehnung an die DIN EN 13141-7 sowie an die DIN EN 308 durchgeführt.

- *Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 20 Pa Überdruck auf der Zuluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers von 20 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h*

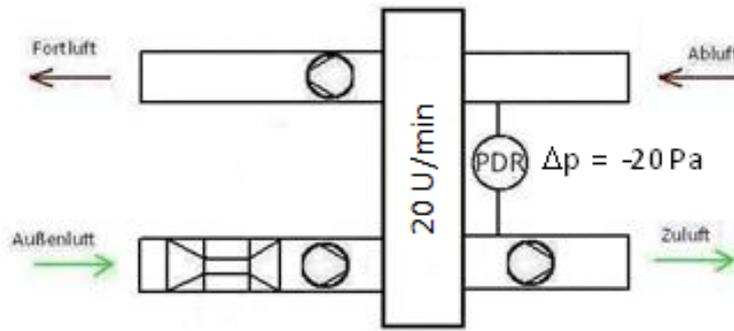


Abbildung 125: Schema Leakage Messung bei 20 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

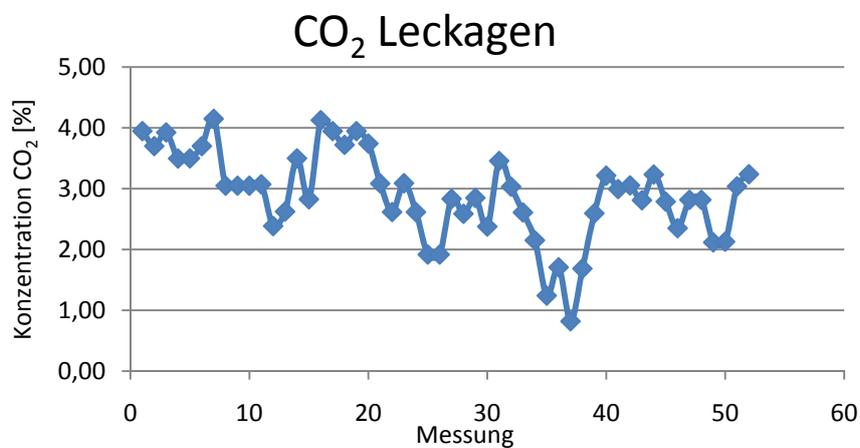


Abbildung 126: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

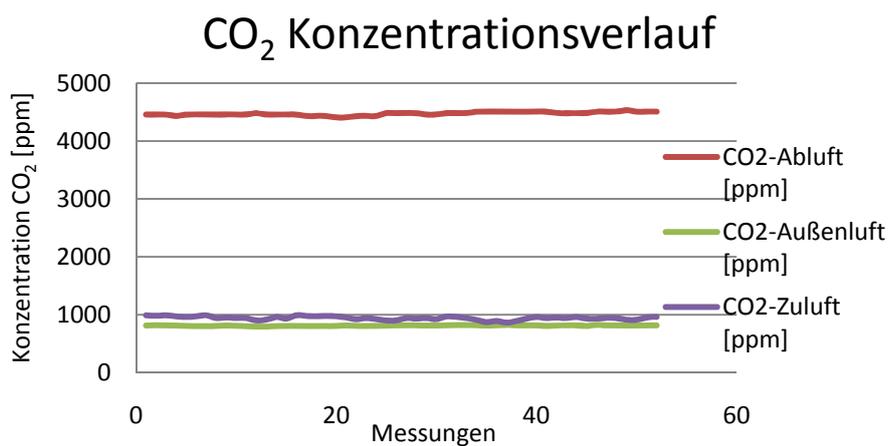


Abbildung 127: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4473,46 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 2,909 %.

- Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 20 Pa Überdruck auf der Zuluft, einer Drehzahl des Rotationstauschers von 0 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h

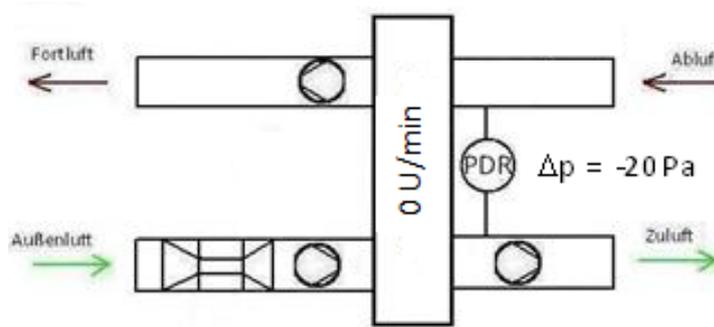


Abbildung 128: Schema Leckage Messung bei 20 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

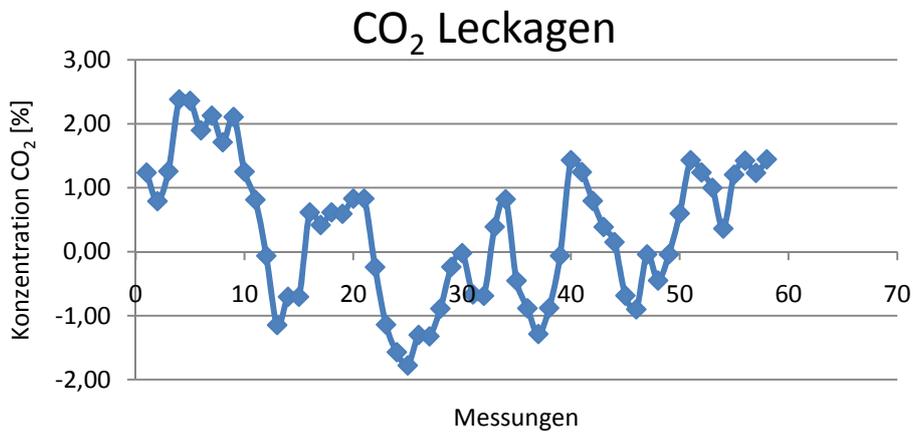


Abbildung 129: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

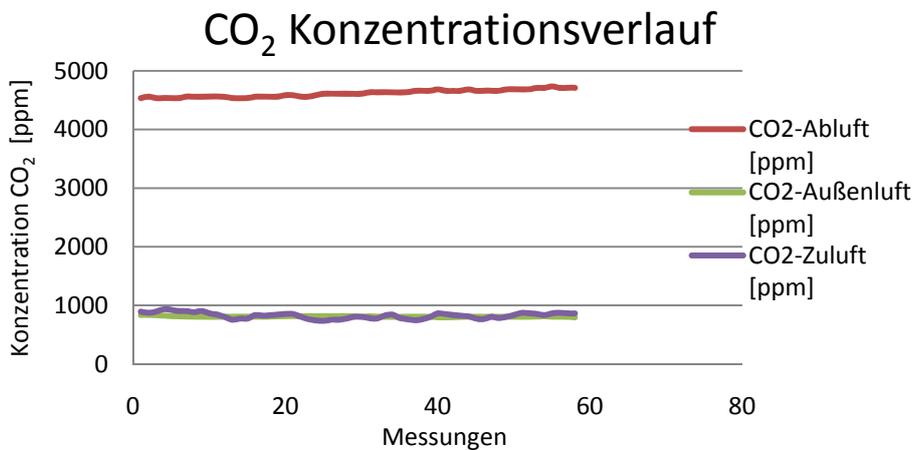


Abbildung 130: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4615,57 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 0,324 %.

- Leckagestrom bzw. CO_2 Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 10 Pa Überdruck auf der Zuluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers von 20 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von $240 \text{ m}^3/\text{h}$, einem Abluftvolumenstrom von $290 \text{ m}^3/\text{h}$

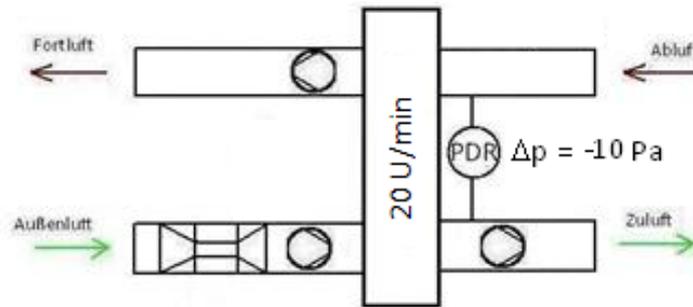


Abbildung 131: Schema Leckage Messung bei 10 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

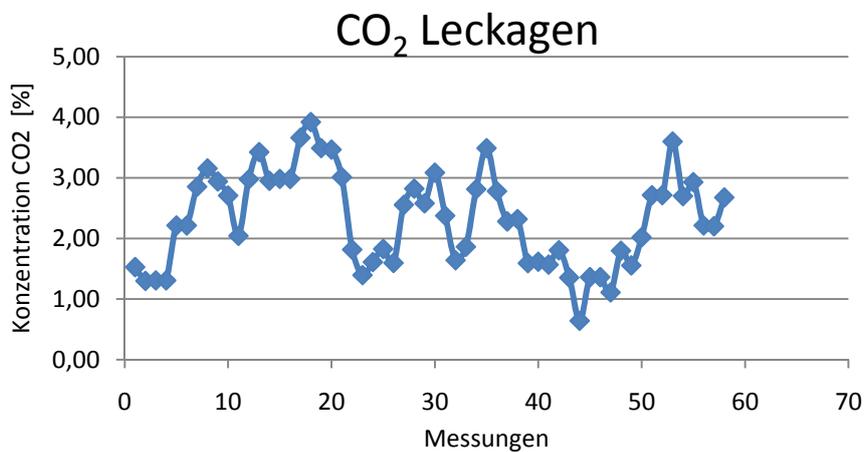


Abbildung 132: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

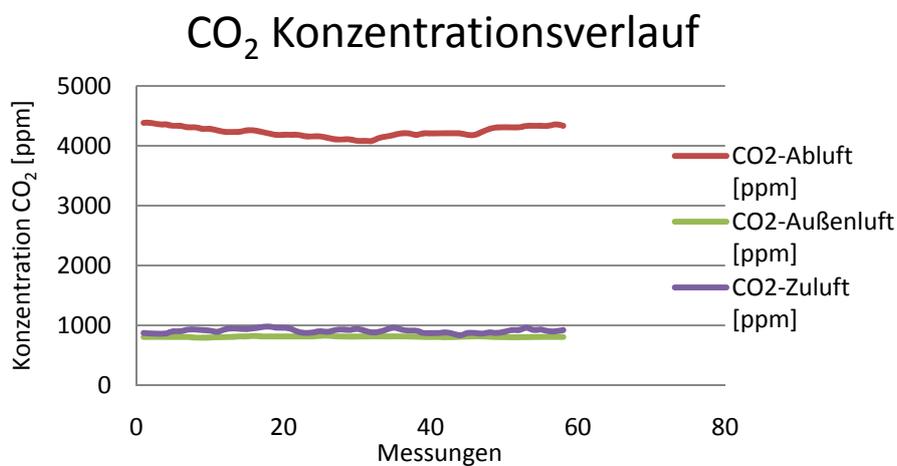


Abbildung 133: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4234,47 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 2,325 %.

- Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 10 Pa Überdruck auf der Zuluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers von 0 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h

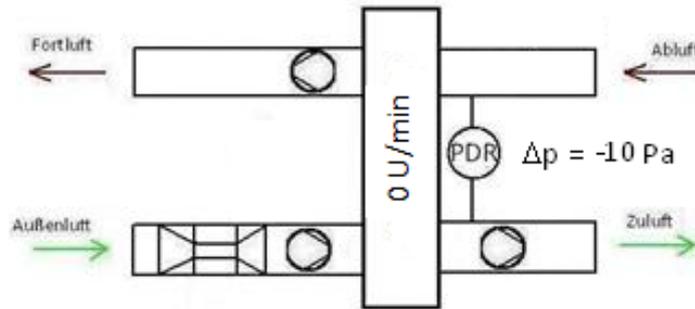


Abbildung 134: Schema Leckage Messung bei 10 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

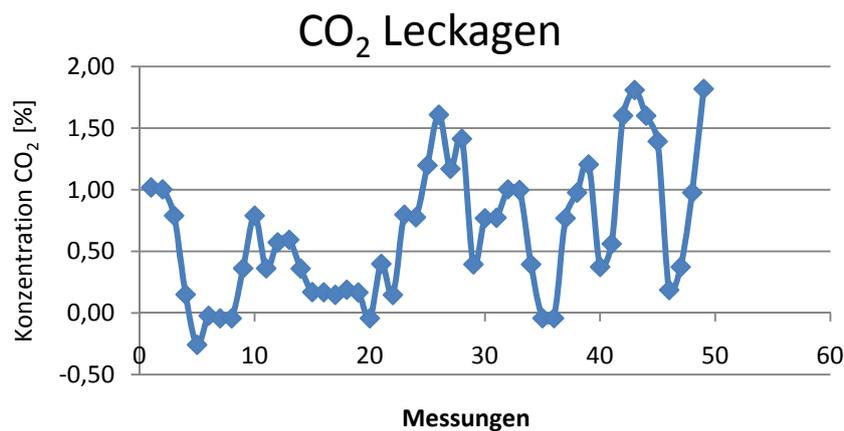


Abbildung 135: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

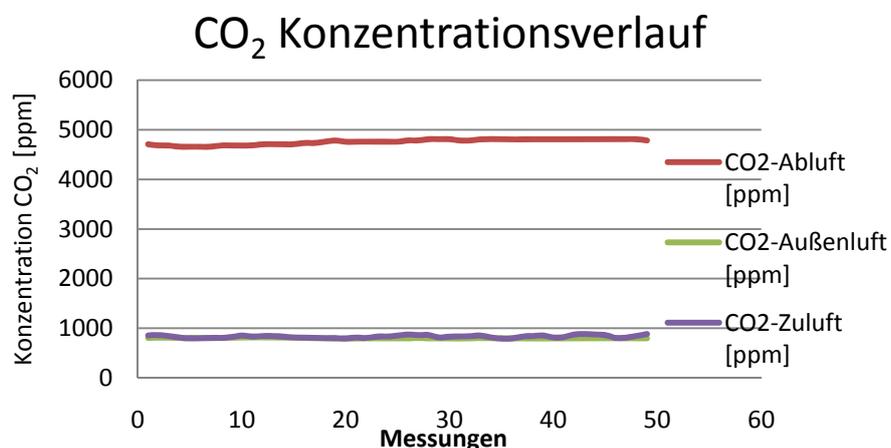


Abbildung 136: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4758,2 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 0,65 %.

- *Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 0 Pa Differenzdruck zwischen der Zuluft- und Abluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers von 20 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h*

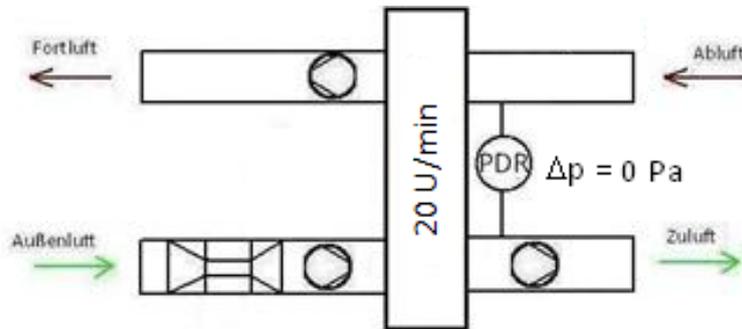


Abbildung 137: Schema Leckage Messung bei 0 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

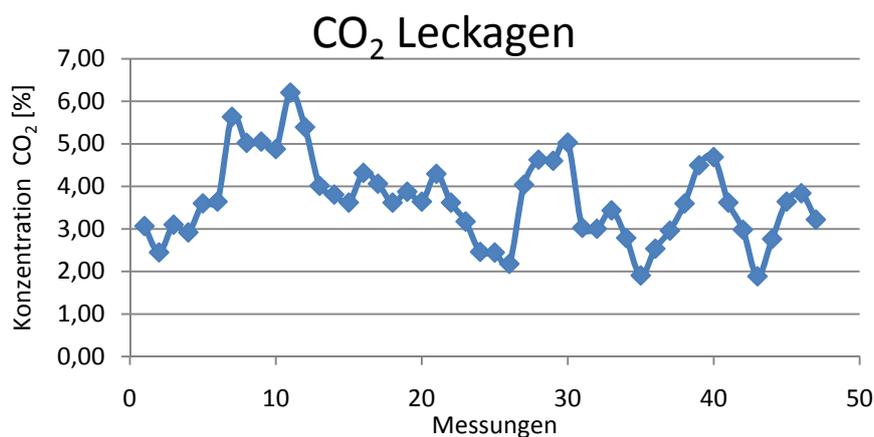


Abbildung 138: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

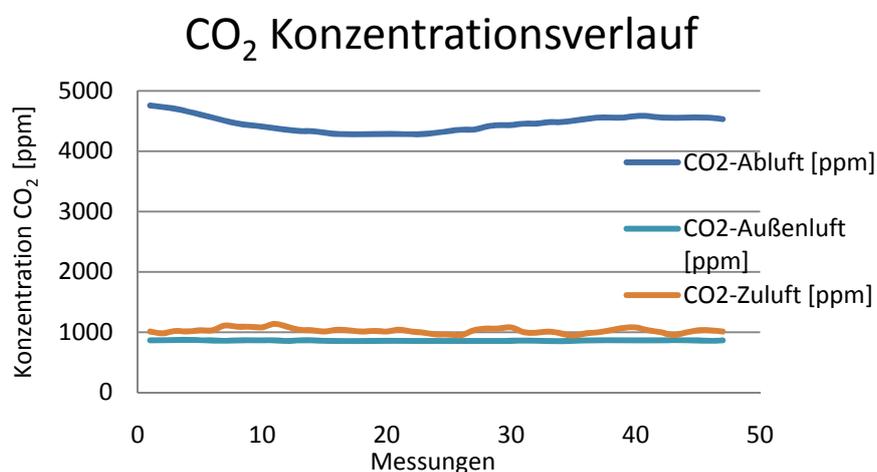


Abbildung 139: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4458,32 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 3,68 %.

- Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 0 Pa Differenzdruck zwischen der Zuluft- und Abluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers von 0 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h

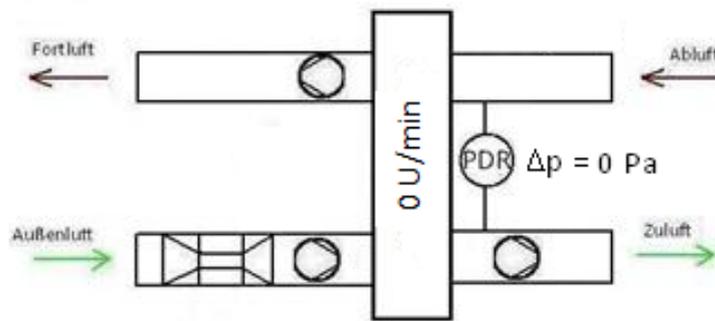


Abbildung 140: Schema Leckage Messung bei 0 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

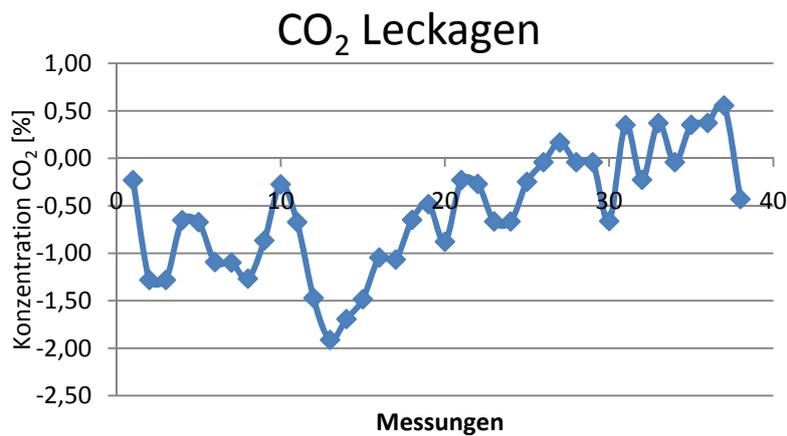


Abbildung 141: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

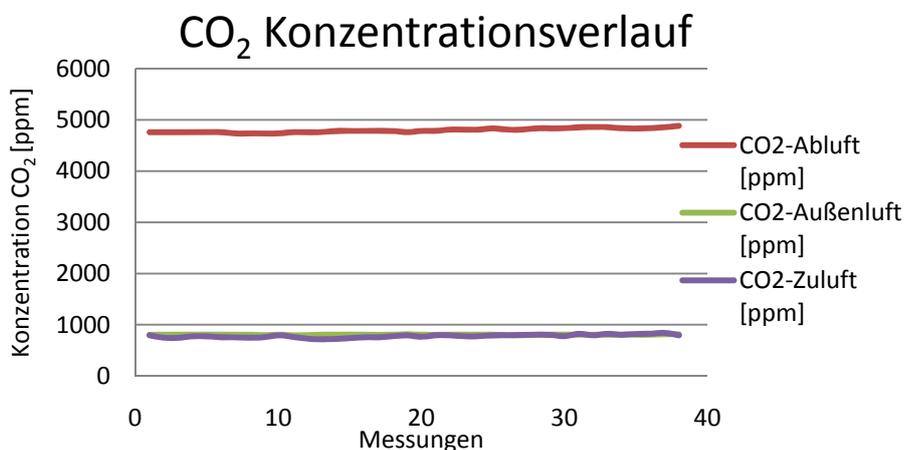


Abbildung 142: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4795,47 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug -0,56 %.

- *Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 10 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers 20 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h*

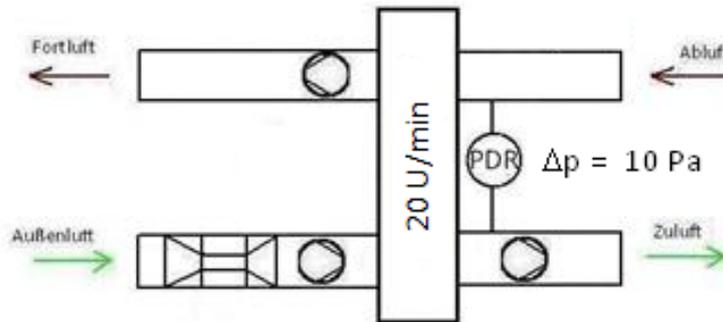


Abbildung 143: Schema Leckage Messung bei 10 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

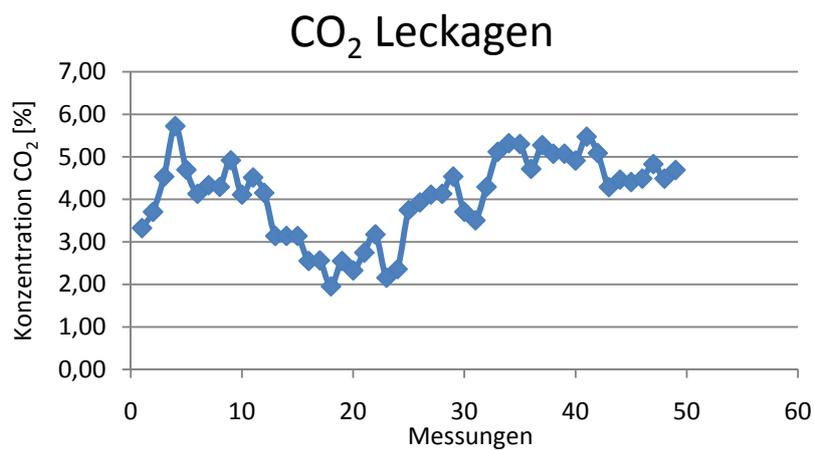


Abbildung 144: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

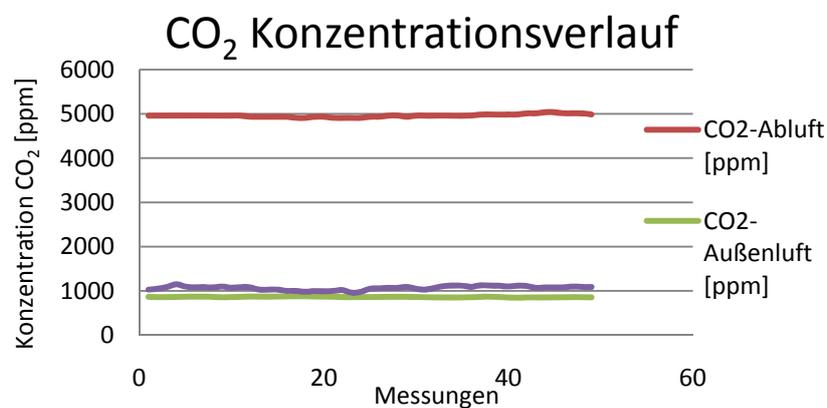


Abbildung 145: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4960,26 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 4,07 %.

- Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 10 Pa Differenzdruck zwischen der Zuluft- und Abluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers 0 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h

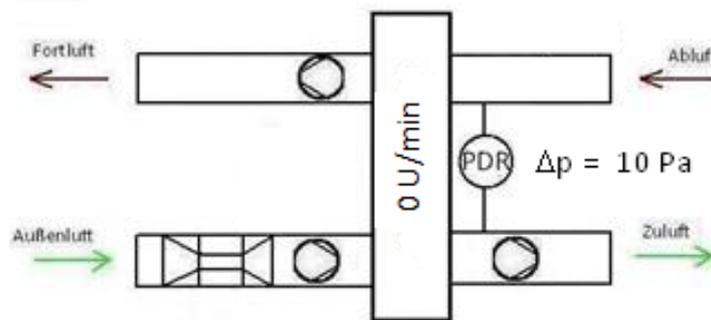


Abbildung 146: Schema Leckage Messung bei 10 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

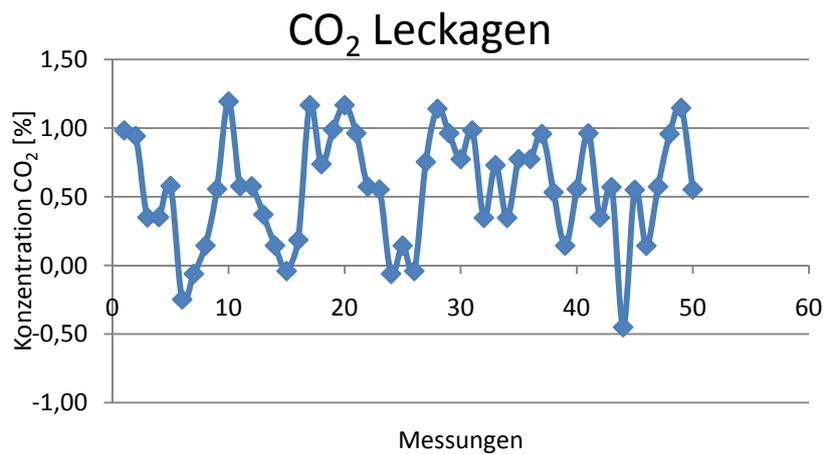


Abbildung 147: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

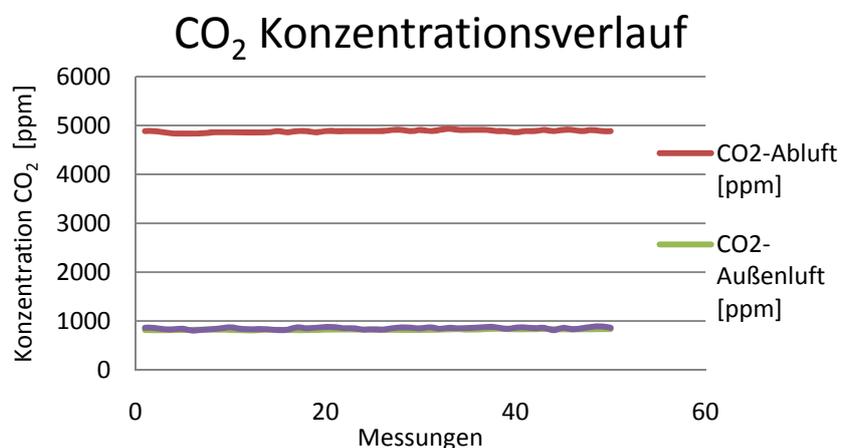


Abbildung 148: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4882,32 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 0,56 %.

- *Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 20 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers 20 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h*

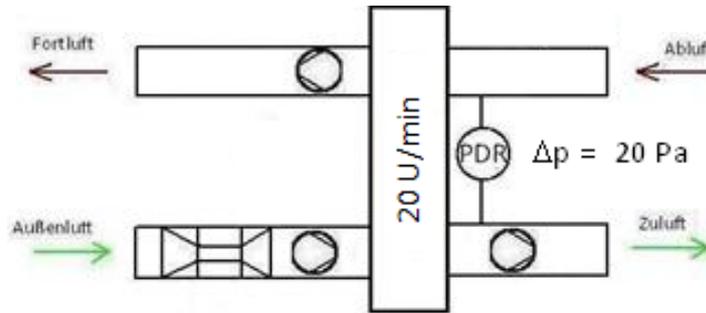


Abbildung 149: Schema Leckage Messung bei 20 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

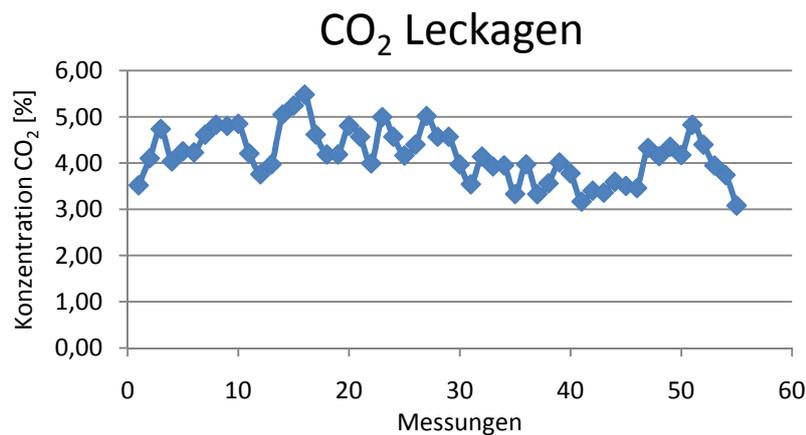


Abbildung 150: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

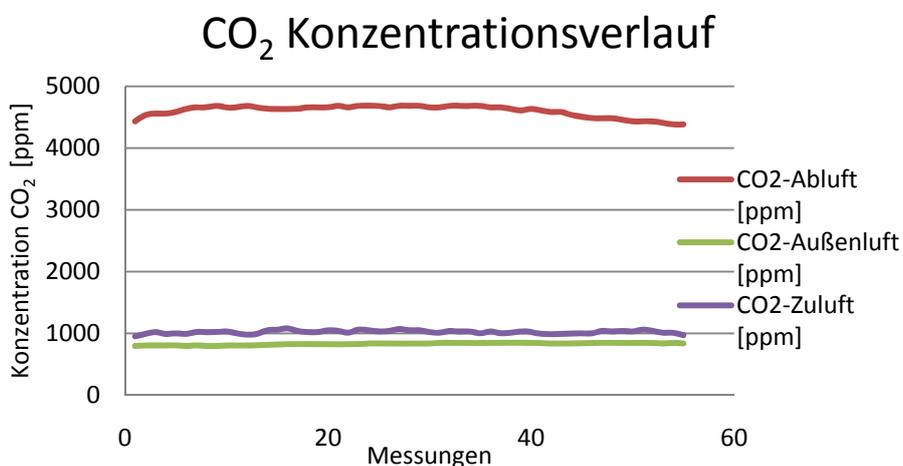


Abbildung 151: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4600,6 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 4,17 %.

- Leckagestrom bzw. CO₂ Konzentrationen in der Zuluft, Abluft und Außenluft, bei 20 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite, einer Drehzahl des Rotationstauschers von 0 U/min, einem Zuluftvolumenstrom von 240 m³/h, einem Abluftvolumenstrom von 290 m³/h

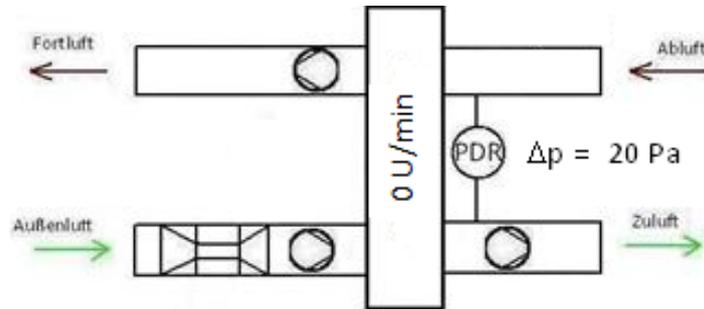


Abbildung 152: Schema Leckage Messung bei 20 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min Drehzahl des Rotationstauschers

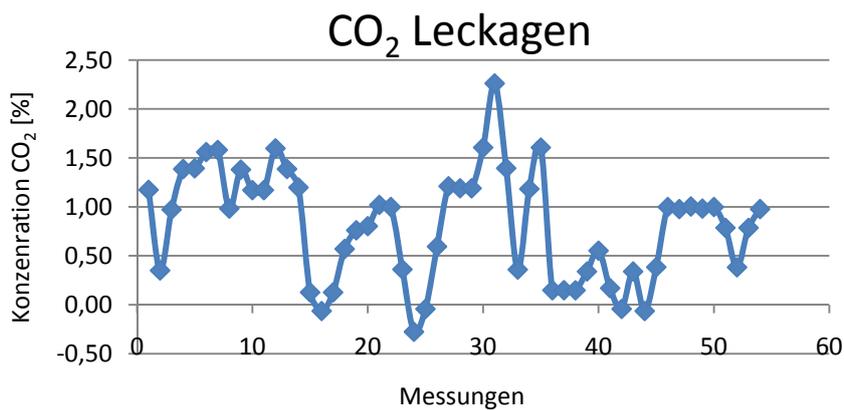


Abbildung 153: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung

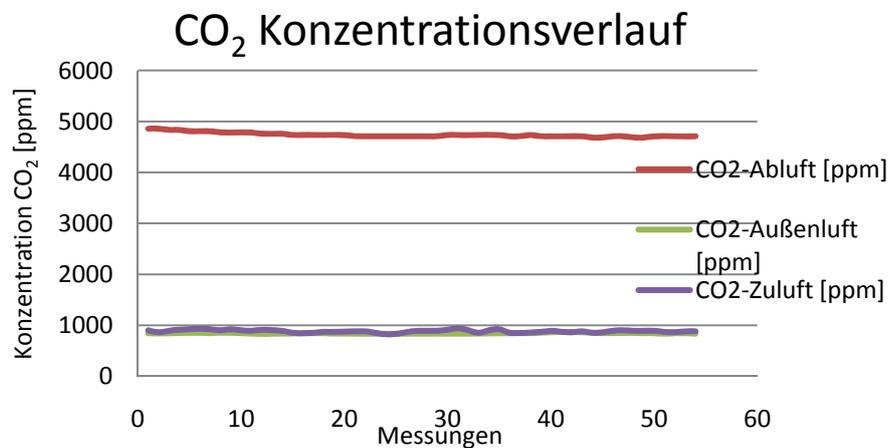


Abbildung 154: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft

Ergebnis: Die mittlere CO₂ Konzentration in der Abluft betrug 4737,3 ppm. Die sich dadurch einstellende mittlere Leckage von der Abluft in die Zuluft betrug 0,82 %.

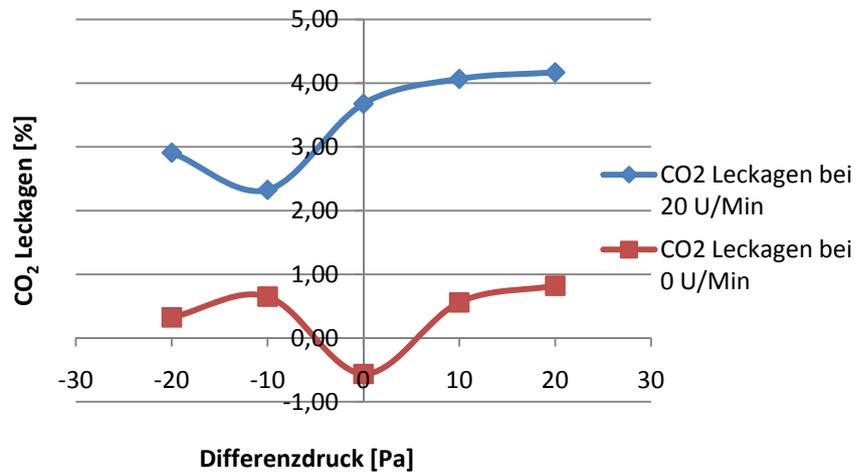


Abbildung 155: Übersicht Änderung der Tracer Gas Konzentration bei unterschiedlichen Differenzdrücken mit und ohne Rotation des Wärmetauschers

Ergebnis: Wie aus Abbildung 155 entnommen werden kann, ist die Übertragung von Abluft auf die Zuluftseite bei Betrieb (blaue Kurve) des Rotationstauschers erheblich größer als bei dessen Stillstand (rote Kurve). Für den Fall, dass sich der Rotationstauscher im Stillstand befindet, beträgt der Mittelwert der inneren Leckage von der Abluft zur Zuluft ca. 0,5 %. Wie zu erwarten war, steigen die CO₂ Leckagen mit zunehmendem Differenzdruck. Obwohl die zur Verminderung von internen Verlusten vorhandene Spülkammer, je nach Anordnung des Zuluft- und des Abluftventilators, laut Hersteller erst ab einem Differenzdruck von 200 Pa wirksam werden, erfolgt bei stillstehendem Rotationstauscher kaum ein Überströmen von Abluft auf die Zuluftseite. Mitverantwortlich hierfür sind mit hoher Wahrscheinlichkeit die durchgeführten baulichen Änderungen in Form einer Verdoppelung der horizontal angeordneten Dichtleisten an den Stirnseiten der Trommel des Rotationstauschers. Der Großteil der CO₂ Übertragung auf die Zuluftseite erfolgt offensichtlich durch Mitrotation.

12.Zusammenfassung

Die in dieser Arbeit angestellten Berechnungen und Tests haben gezeigt, dass eine konsequente Energieeinsparung im Bereich der Raumluftklimatisierung eine Trennung der Wärme- und Feuchterückgewinnung bei raumluftechnischen Anlagen erfordert. Neben dem Einsatz von rekuperativen oder regenerativen Wärmetauschern in Lüftungsanlagen kann eine weitere Verringerung der Differenz zwischen der Temperatur bzw. absoluten Feuchte von Außenluft und Zuluft durch die Rückführung eines Teiles eines bereits durch einen Rotationstauscher vorkonditionierten Außenluftstroms auf eine Position, in Strömungsrichtung der Außenluft gesehen, vor dem Rotationswärmetauscher, einer Beimischung zu einem nicht vorkonditionierten Außenluftstrom und einer neuerlichen Vorkonditionierung dieser Mischluft durch einen Rotationstauscher erreicht werden. „Erkauft“ wird diese Steigerung an Temperatur bzw. absoluter Feuchte durch einen für den Nutzer verringerten Zuluftvolumenstrom. Auch ist es möglich für einen definierten Zuluftvolumenstrom eine um den Rezirkulationsvolumenstrom vergrößerte Abluftmenge den Rotationstauscher zuzuführen. Wärmequelle für die zusätzlich benötigte Abluft könnten Speichermassen von Nutzbauten sein, welche in Zeiten eines Arbeitsstillstandes die gespeicherte Wärme ohnehin an die Umgebung abgeben würden. Als Beispiel hierfür wäre die Gebäudehülle eines Nutzbaues wie die einer Fertigungshalle zu nennen. Das Ausmaß der Steigerung der Temperatur und der absoluten Feuchte in der Zuluft ähnelt dem Verhalten eines Rotationstauschers, welcher mit einem, im Vergleich zur Zuluft, erhöhten Abluftmassenstrom betrieben wird. Unterschiedlich ist jedoch, dass bei der Außenluftrezirkulation (ALR) im Strömungsbereich des Rotationstauschers die Massenströme von Abluft und Zuluft gleich groß sind und es dadurch zu keiner Erhöhung des Differenzdruckverhältnisses bzw. daraus resultierend zu einer Zunahme an internen Leckagen von der Abluft zur Zuluft kommt. Die in dieser Arbeit angestellten Berechnungen haben gezeigt, dass der Einsatz einer ALR-Anlage nur bei einer getrennten Rückgewinnung von Wärme und Feuchte sinnvoll ist. Wird eine ALR-Anlage in Kombination mit einem hygrokopischen Rotationstauscher Temperaturgeführt verwendet, ist je nach Rückfeuchtezahl mit einer mehr oder minder starken Überfeuchtung der vorkonditionierten Außenluft zu rechnen. Dies wiederum bedeutet einen erhöhten Restenergiebedarf durch die nachgeschaltete Vollklimaanlage zur Entfeuchtung und Nacherwärmung. Die angestellte Berechnung für den Standort „Wien, Innere Stadt“ ergab für den Fall einer getrennten Rückgewinnung von Wärme und Feuchte sowie getrennten Führungsgrößen bei Verwendung einer ALR-Anlage in Kombination mit einem nicht hygrokopischen Rotationstauscher eine jährliche spezifische Energieeinsparung von 770,8 Wh/(m³/h) bzw. mit 13,36 % und bei Verwendung eines hygrokopischen Rotationstauschers eine jährliche spezifische Energieeinsparung von 537,38 Wh/(m³/h) bzw. mit 59,36 %. Die vorliegende Arbeit ist als Grundlagenforschung zu sehen, deren Möglichkeit zur Anwendung in gesonderten Arbeiten zu überprüfen ist.

13. Verzeichnis Tabellen und Abbildungen

Tabellen:

Tabelle 1: Abluftübertragung in Prozent bei steigendem Differenzdruck zwischen der Abluft- und Zuluftseite, Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche [Tem00]	Seite 19
Tabelle 2: Prüfbedingungen von Wärmeaustauschern	Seite 44
Tabelle 3: Gegenüberstellung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte für die beiden Rotationswärmetauscher mit und ohne hygroskopischer Oberfläche und den Volumenströmen 300 und 490 m ³ /h	Seite 52
Tabelle 4: Gegenüberstellung der Rückzahlen von Wärme und Feuchte für die beiden Rotationstauscher mit und ohne hygroskopischer Oberfläche und den Außenlufttemperaturen +5 °C und -10 °C	Seite 55
Tabelle 5: Gegenüberstellung des spezifischen Restenergiebedarfs zur Außenluftkonditionierung bei einem Rotationstauscher mit nicht hygroskopischer Oberfläche Typ ST1, Temperaturgeführt	Seite 62
Tabelle 6: Gegenüberstellung des spezifischen Restenergiebedarfs zur Außenluftkonditionierung bei einem Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche Typ HM1, Temperaturgeführt	Seite 67
Tabelle 7: Gegenüberstellung des spezifischen Restenergiebedarfs zur Außenluftkonditionierung bei einem Rotationstauscher mit nicht hygroskopischer Oberfläche Typ ST1, Temperatur- und Feuchtegeführt	Seite 72
Tabelle 8: Gegenüberstellung des spezifischen Restenergiebedarfs zur Außenluftkonditionierung für einen Rotationstauscher mit nicht hygroskopischer Oberfläche Typ HM1, Temperatur- und Feuchtegeführt	Seite 77
Tabelle 9: Anzahl der Messpunkte in Abhängigkeit des relativen Abstandes a/D_h und den zulässigen Unsicherheiten	Seite 103

Abbildungen:

Abbildung 1: Lüftungsanlage für ein Klassenzimmer 1899 [wik11]	Seite 7
Abbildung 2: Stromfadenmodell einer a.) laminaren und b.) turbulenten Rohrströmung [neu11]	Seite 14
Abbildung 3: Zusammensetzung der Luftvolumenströme im Bereich eines Bypasses in den Bauvarianten a.) mit Bypass Ventilator und b.) mit Venturi Düse	Seite 17
Abbildung 4: Änderung der Rückwärmezahl auf der Außenluftseite bei sich ändernden Verhältnis der Massenströme von Abluft zu Außenluft	Seite 18
Abbildung 5: Abluftübertragung in Prozent bei einem wachsenden Differenzdrücken zwischen Abluft und Zuluft, Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche	Seite 18
Abbildung 6: Beispiel eines Lüftungsschemas zur Abluftnutzung	Seite 20
Abbildung 7: Anlagenschema einer ALR-Anlage	Seite 21
Abbildung 8: Seitenansicht einer Wärme- und Feuchterückgewinnung mit einer ALR-Anlage	Seite 22
Abbildung 9: Grundriss einer Wärme- und Feuchterückgewinnung mit einer ALR-Anlage	Seite 22
Abbildung 10: Kreuzriss einer Wärme- und Feuchterückgewinnung mit einer ALR-Anlage	Seite 23
Abbildung 11 Venturi Düse mit Lochgitter in der Seitenansicht	Seite 24
Abbildung 12 zeigt die Venturi Düse mit Lochgitter im Aufriss	Seite 24
Abbildung 13 zeigt die Venturi Düse mit Lochgitter im Kreuzriss	Seite 25
Abbildung 14: Lüftungsschema eines Gebäudes	Seite 26
Abbildung 15: Übertragungsverhalten von Temperatur und Feuchte eines Rotationstauschers	Seite 26
Abbildung 16: Außenluftvorkonditionierung durch einen Rotationswärmetauscher mit hygroskopischer Oberfläche und ALR-Anlage	Seite 34
Abbildung 17: Eingabeoberfläche Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche	Seite 46
Abbildung 18: Ausgabeoberfläche Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche	Seite 47
Abbildung 19: Temperatursteigerung der verschiedenen Luftarten bei unterschiedlichen Bypass Volumenströmen, Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche, Enventus ST1	Seite 47
Abbildung 20: Feuchtesteigerung der verschiedenen Luftarten bei unterschiedlichen Bypass Volumenströmen, Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche, Enventus ST1	Seite 48
Abbildung 21: Eingabeoberfläche Rotationswärmetauscher mit hygroskopischer Oberfläche	Seite 49
Abbildung 22: Ausgabeoberfläche Rotationswärmetauscher mit hygroskopischer Oberfläche	Seite 49

Abbildung 23: Temperatursteigerung der verschiedenen Luftarten bei unterschiedlichen Bypass Volumenströmen, Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche	Seite 50
Abbildung 24: Feuchtesteigerung der verschiedenen Luftarten bei unterschiedlichen Bypass Volumenströmen, Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche	Seite 50
Abbildung 25: Ausgabeoberfläche Rotationswärmetauscher ohne hygroskopische Oberfläche	Seite 51
Abbildung 26: Ausgabeoberfläche Rotationswärmetauscher mit hygroskopischer Oberfläche	Seite 52
Abbildung 27: Zulufttemperaturen bei verschiedenen Rückwärmezahlen, unterschiedlichen Rezirkulationsvolumenströmen und einer Außenlufttemperatur von 5 °C	Seite 53
Abbildung 28: Differenztemperatur der vorkonditionierten Außenluft mit und ohne ALR-Anlage bei steigenden Rückwärmezahlen und einer Außenlufttemperatur von 5 °C	Seite 53
Abbildung 29: Ausgabeoberfläche Rotationstauscher ohne hygroskopische Oberfläche	Seite 54
Abbildung 30: Ausgabeoberfläche Rotationstauscher mit hygroskopischer Oberfläche	Seite 54
Abbildung 31: Zulufttemperaturen bei verschiedenen Rückwärmezahlen, unterschiedlichen Rezirkulationsvolumenströmen und einer Außenlufttemperatur von -10 °C	Seite 55
Abbildung 32: Differenztemperatur der vorkonditionierten Außenluft mit und ohne ALR-Anlage bei steigenden Rückwärmezahlen und einer Außenlufttemperatur von -10 °C	Seite 56
Abbildung 33: Außenluftvorkonditionierung durch die Rotationstauscher des Typs ST1 (rot) und HM1 (blau) mit den Rezirkulationsvolumenströmen 0, 50, 100 und 150 m ³ /h bei Prüfbedingungen	Seite 57
Abbildung 34: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 58
Abbildung 35: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 59
Abbildung 36: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 59
Abbildung 37: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 60
Abbildung 38: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 60
Abbildung 39: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 61
Abbildung 40: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 61

Abbildung 41: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopische Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 62
Abbildung 42: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 63
Abbildung 43: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 63
Abbildung 44: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 64
Abbildung 45: Absolute Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 64
Abbildung 46: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 65
Abbildung 47: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 65
Abbildung 48: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 66
Abbildung 49: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 66
Abbildung 50: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 68
Abbildung 51: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 68
Abbildung 52: Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 69
Abbildung 53: Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 69
Abbildung 54: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 70
Abbildung 55: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 70
Abbildung 56: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 71

Abbildung 57: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ ST1, ohne hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 71
Abbildung 58: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 73
Abbildung 59: Außenlufttemperatur nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 73
Abbildung 60: Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 74
Abbildung 61: Außenluftfeuchte nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 74
Abbildung 62: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 75
Abbildung 63: Außenluftenthalpie nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 75
Abbildung 64: Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, ohne ALR-Anlage	Seite 76
Abbildung 65: Spezifischer Restenergiebedarf nach Vorkonditionierung durch den Rotationstauscher Typ HM1, mit hygroskopischer Oberfläche, mit ALR-Anlage	Seite 76
Abbildung 66: Spezifischer Restenergiebedarf zur Erwärmung der Außenluft unterhalb der Zuluftfeuchte mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur geführt	Seite 78
Abbildung 67: Spezifischer Restenergiebedarf zur Nacherwärmung der Außenluft von Taupunkttemperatur auf Zulufttemperatur mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur geführt	Seite 78
Abbildung 68: Spezifischer Restenergiebedarf zur Kühlung der Außenluft auf Taupunkttemperatur mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur geführt	Seite 79
Abbildung 69: Spezifischer Restenergiebedarf zur Erwärmung der Außenluft unterhalb der Zuluftfeuchte mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur und Feuchte geführt	Seite 79
Abbildung 70: Spezifischer Restenergiebedarf zur Nacherwärmung der Außenluft von Taupunkttemperatur auf Zulufttemperatur mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur und Feuchte geführt	Seite 80
Abbildung 71: Spezifischer Restenergiebedarf zur Kühlung der Außenluft auf Taupunkttemperatur der Zuluft mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur und Feuchte geführt	Seite 80

Abbildung 72: Spezifischer Restenergiebedarf gesamt mit/ohne ALR-Anlage, Temperatur geführt	Seite 81
Abbildung 73: Spezifischer Restenergiebedarf gesamt mit/ohne ALR-Anlage, Anlage Temperatur und Feuchte geführt	Seite 82
Abbildung 74: Horizontal angeordnete Abdichtung der Außenluftseite zur Abluftseite im Rotationstauscher	Seite 83
Abbildung 75: Dichtungsband für den Trommelumfang	Seite 83
Abbildung 76: Externe Leckagen durch einen Mangel in der Fertigung des Rotationstauschers	Seite 84
Abbildung 77: Aufbau der RLT Anlage mit ALR-Anlage ohne Wärmeisolierung	Seite 84
Abbildung 78: Oberfläche des hygroskopischen Rotorstauschers Typ HM1	Seite 85
Abbildung 79: Rotationswärmetaucher mit Antrieb	Seite 86
Abbildung 80: Rotationswärmetaucher mit Antrieb und Drehzahlregelung	Seite 86
Abbildung 81: Venturi Düse in a.) konventioneller Bauart und b.) mit Spülkammer	Seite 87
Abbildung 82: Venturi Düsen installiert a.) konventioneller Bauart und b.) Bauart mit Spülkammer	Seite 87
Abbildung 83: Radial-Rohrventilator K 160 T	Seite 88
Abbildung 84: Radial-Rohrventilator K 160	Seite 88
Abbildung 85: Frequenzwandler für Ventilatoren	Seite 89
Abbildung 86: Lüftungsklappen ohne Stellantrieb	Seite 89
Abbildung 87: Stufenloser Stellantrieb für die Lüftungsklappe	Seite 90
Abbildung 88: Selbstbau Strömungsgleichrichter	Seite 90
Abbildung 89: Messfühler für Luftgeschwindigkeitsmessung der Fa. TSI	Seite 91
Abbildung 90: Luftgeschwindigkeitsmessgerät der Fa. TSI	Seite 91
Abbildung 91: Luftgeschwindigkeitsmessgerät der Fa. Testo	Seite 92
Abbildung 92: Messfühler zur Feuchte- und Temperaturmessung	Seite 92
Abbildung 93: Messfühler zur CO ₂ Messung	Seite 93
Abbildung 94: Messgerät zur Differenzdruckmessung	Seite 93
Abbildung 95: Messanordnung zur Messung des Differenzdrucks	Seite 94
Abbildung 96: Digital Multimeter	Seite 94
Abbildung 97: Datensammler für Temperatur und Feuchte Messungen	Seite 95
Abbildung 98: Datensammler für CO ₂ Messungen	Seite 95
Abbildung 99: Arbeitsplatz der Messdatenerfassung	Seite 96
Abbildung 100: Oberfläche der Auswertungssoftware	Seite 96

Abbildung 101: Kühlung der Außenluft	Seite 97
Abbildung 102: Anbindung des Luftbefeuchters an die Lüftungsanlage	Seite 98
Abbildung 103: Erzeugung der Ablufttemperatur	Seite 98
Abbildung 104: Anschlussstelle Außen- und Abluft Kanal der Lüftungsanlage	Seite 99
Abbildung 105 Ansaug- und Ausblasöffnung mit Wetterschutzgitter	Seite 99
Abbildung 106: Positionierung der Außenluftfühler für Temperatur und Feuchte	Seite 100
Abbildung 107: Strömungsfeld im Luftkanal	Seite 100
Abbildung 108: Ermittlung des Abstandes a beim Schwerlinien Verfahren	Seite 101
Abbildung 109: Ermittlung der Schwerliniendurchmesser sowie der Abstände der Messpunkte von der Kanalwand	Seite 102
Abbildung 110: Positionierung der Messfühler zur Volumenstrom Messung	Seite 103
Abbildung 111: Verteilung der Messfühler zur Temperatur und Feuchtemessung an der RLT-Anlage	Seite 104
Abbildung 112: Anordnung der Messfühler zur CO ₂ -Messung	Seite 105
Abbildung 113: Lufttemperaturen der verschiedenen Luftarten nach Rotationswärmetauscher mit/ohne ALR-Anlage	Seite 107
Abbildung 114: Absolute Luftfeuchten der verschiedenen Luftarten nach Rotationsfeuchtetauscher mit/ohne ALR-Anlage	Seite 107
Abbildung 115: Rückzahlen von Wärme und Feuchte mit und ohne ALR-Anlage	Seite 108
Abbildung 116: Temperaturen der verschiedenen Luftarten bei mittleren Rückwärmezahlen von 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91	Seite 110
Abbildung 117: Absolute Feuchten der verschiedenen Luftarten bei mittleren Rückfeuchtezahlen von 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89	Seite 110
Abbildung 118: Rückwärmezahlen bei den mittleren RWZ von 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 und Rückfeuchtezahlen bei den mittleren RFZ von 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89	Seite 111
Abbildung 119: Mittelwerte der Zulufttemperaturen bei den Rückwärmezahlen 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 mit und ohne Bypass	Seite 111
Abbildung 120: Mittelwerte der absoluten Zuluftfeuchten bei den Rückfeuchtezahlen 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89 mit und ohne Bypass	Seite 112
Abbildung 121: Rückfeuchtezahlen der Zuluft bei den mittleren RFZ 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89 mit/ohne Bypass	Seite 112
Abbildung 122: Rückwärmezahlen der Zuluft bei den mittleren RWZ von 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 mit/ohne Bypass	Seite 113

Abbildung 123: Differenz der absoluten Zuluftfeuchten bei den mittleren RFZ von 0,36, 0,68, 0,88 und 0,89 mit/ohne Bypass	Seite 113
Abbildung 124: Differenz der Zulufttemperaturen bei den mittleren RWZ von 0,80, 0,86, 0,90 und 0,91 mit/ohne Bypass	Seite 114
Abbildung 125: Schema Leckage Messung bei 20 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 115
Abbildung 126: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 115
Abbildung 127: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 115
Abbildung 128: Schema Leckage Messung bei 20 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 116
Abbildung 129: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 116
Abbildung 130: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 116
Abbildung 131: Schema Leckage Messung bei 10 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 117
Abbildung 132: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 117
Abbildung 133: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 117
Abbildung 134: Schema Leckage Messung bei 10 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 118
Abbildung 135: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 118
Abbildung 136: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 118
Abbildung 137: Schema Leckage Messung bei 0 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 119
Abbildung 138: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 119
Abbildung 139: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 119
Abbildung 140: Schema Leckage Messung bei 0 Pa Überdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 120
Abbildung 141: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 120

Abbildung 142: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 120
Abbildung 143: Schema Leckage Messung bei 10 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min	
Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 121
Abbildung 144: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen	
Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 121
Abbildung 145: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 121
Abbildung 146: Schema Leckage Messung bei 10 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min	
Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 122
Abbildung 147: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen	
Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 122
Abbildung 148: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 122
Abbildung 149: Schema Leckage Messung bei 20 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite und 20 U/min	
Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 123
Abbildung 150: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen	
Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 123
Abbildung 151: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 123
Abbildung 152: Schema Leckage Messung bei 20 Pa Unterdruck auf der Zuluftseite und 0 U/min	
Drehzahl des Rotationstauschers	Seite 124
Abbildung 153: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft bzw. Ausmaß der internen	
Leckagen im Verlauf der Messung	Seite 124
Abbildung 154: Änderung der Tracer Gas Konzentration in der Zuluft, Abluft und Außenluft	Seite 124
Abbildung 155: Übersicht Änderung der Tracer Gas Konzentration bei unterschiedlichen	
Differenzdrücken mit und ohne Rotation des Wärmetauschers	Seite 125

14. Literaturnachweis

[Pet57] M. Pettenkofer, 1857, Besprechung Allgemeiner auf die Ventilation bezügliche Fragen

[Füg22] C. Függe, 1922, Untersuchung über Lüftungseinrichtungen in Kleinhäusern, Zeitschrift für Hygiene und Infektionskrankheiten, www.impulsprogramm.de, W. Eicke-Hennig

[Tem00] R. Furter, 2000, P. Keller; Temperatur- und Feuchteübertragungsverhalten von Wärmerückgewinnung im Teillastbetrieb; Forschungsprogramm „Rationelle Energienutzung in Gebäuden“, Bundesamt für Energie

[Nut06] K. Strauß, 2006, Zur Nutzung Fossiler, Nuklearer und regenerativer Energiequellen

- [Und08] D. Johansson, 2008, Under - balancing mechanical supply and exhaust ventilation systems with heat recovery - effects on energy use
- [Tas02] E. Schramek, E. Sprenger, H. Recknagel, 2002, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik
- [Eva08] A. Greiml, E. Blümel, A. Gössler, R. Kapferer, W. Leitzinger, J. Súscek-Berger, P. Tappler, 2008 Evaluierung von Klassenzimmerlüftungen in Österreich und Erstellung eines Planungsleitfadens
- [Öko02] P. Schütz, 2002, Ökologische Gebäudeausrüstung
- [Ene94] F. Reinmuth, 1994, Energieeinsparung in der Gebäudetechnik
- [Mic11] GMC-I Grossen Metrawatt, Mikroklimafühler A 1091 Benutzerhandbuch, Quelle: www.grossenmetrawatt.com, Download 2011
- [Wik11], Quelle: www.wikipedia.com, Download 2011
- [met11], Quelle: www.meteogroup.de, Download 2011
- [dol11], Quelle: www.dolder-ing.ch, Download 2011

Normen:

- EN 5167-1, Januar 2004, Durchflussmessungen von Fluiden in Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitten-Teil 1, Allgemeine Grundlagen und Anforderungen
- EN 5167-4, Januar 2004, Durchflussmessungen von Fluiden in Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitten-Teil 4, Venturi Rohre
- EN 305, Januar 1997, Wärmetauscher, Begriffe und allgemeine Festlegungen bei der Prüfung zur Leistungsbestimmung
- EN 12599/AC, August 2000, Prüf- und Messverfahren für die Übergabe eingebauter raumluftechnischer Anlagen
- EN 13141-7, August 2008, Lüftungen von Gebäuden - Leistungsprüfungen von Bauteilen und Produkten für die Lüftung von Wohnungen- Teil 7
- EN 12792, Jänner 2004, Lüftung von Gebäuden- Symbole, Terminologie und grafische Symbole
- VDI 2071, Dezember 1997, Wärmerückgewinnung in Raumluftechnischen Anlagen
- H5057, August 2007, Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden
- EN 308, Juni 1997, Wärmetauscher: Prüfverfahren und Bestimmung der Leistungskriterien von Luft/Luft- und Luft/Abgas- Wärmerückgewinnungsanlagen