

Forschungsbericht

Nr. 197

Nutzung der regenerativen Energiequelle „Abluftreinigungsanlage“ für das Kühlen und Heizen von Tierställen – Fallstudienuntersuchungen

Verfasser:

Dr. agr. Alexandra Lengling

M. Sc. Hauke F. Deeken

Dr. agr. Manuel S. Krommweh

Prof. Dr. agr. Wolfgang Büscher

Institut für Landtechnik

Herausgeber: Lehr- und Forschungsschwerpunkt „Umweltverträgliche und Standortgerechte Landwirtschaft“, Landwirtschaftliche Fakultät der Rheinischen Friedrich-Wilhelms-Universität Bonn

Meckenheimer Allee 172, 53115 Bonn
Tel.: 0228 73-2285; Fax.: 0228 73-1776
www.usl.uni-bonn.de

Forschungsvorhaben im Auftrag des Ministeriums für Umwelt, Landwirtschaft, Natur- und Verbraucherschutz des Landes Nordrhein-Westfalen

Bonn, April 2023

ISSN 1610-2460

Projektleitung: Prof. Dr. Wolfgang Büscher

Projektbearbeitung: Dr. agr. Alexandra Lengling
M. Sc. Hauke F. Deeken
Dr. agr. Manuel S. Krommweh

Institut für Landtechnik
Nußallee 5
53115 Bonn

Zitiervorschlag:

LENGLING, A.; DEEKEN, H. F.; KROMMWEH, M. S. UND BÜSCHER, W. (2023): Nutzung der regenerativen Energiequelle „Abluftreinigungsanlage“ für das Kühlen und Heizen von Tierställen – Fallstudienuntersuchungen. Landwirtschaftliche Fakultät der Universität Bonn, Schriftenreihe des Lehr- und Forschungsschwerpunktes USL, Nr. 197, 90 Seiten.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	V
Abbildungsverzeichnis – Hauptteil	VI
Abbildungsverzeichnis – Anhang	X
Formelverzeichnis	XI
Abkürzungsverzeichnis	XII
1 Einleitung und Zielsetzung	1
1.1 Problemstellung und Wissensstand.....	1
1.1.1 Landwirtschaftliche Tierhaltung und ihre Umweltfolgen.....	1
1.1.2 Einsatz von Abluftreinigungsanlagen in mechanisch belüfteten Schweinstallanlagen.....	2
1.1.3 Grundsätze der Wärmerückgewinnung.....	4
1.2 Zielsetzung und Arbeitsprogramm.....	5
2 Material und Methoden	7
2.1 Fallstudie 1: Sukzessive Anlagentechnik.....	7
2.1.1 Stallgebäude Fallstudie 1.....	7
2.1.2 Lüftungssystem Fallstudie 1.....	8
2.1.3 Luft-Luft-Wärmetauscher der Firma <i>hdt Anlagenbau GmbH</i>	10
2.1.4 Abluftreinigungsanlage.....	11
2.1.5 Messtechnik und Datenerfassung.....	12
2.2 Fallstudie 2: Kombinierte Anlagentechnik.....	16
2.2.1 Stallgebäude Fallstudie 2.....	17
2.2.2 Triple-EEE- und Indico-System der Firma <i>Inno+ B.V.</i>	19
2.2.3 Messtechnik und Datenerfassung.....	20
2.3 Fallstudie 3: Integrierte Anlagentechnik.....	22
2.3.1 Stallgebäude Fallstudie 3.....	22
2.3.2 Tauschwäscher der Firma <i>Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik GmbH</i>	23

2.3.3	Messtechnik und Datenerfassung	27
3	Ergebnisse und Diskussion	29
3.1	Fallstudie 1: Sukzessive Anlagentechnik.....	29
3.1.1	Betriebsparameter und Auslastung der Wärmetauscher	29
3.1.2	Heizleistung.....	33
3.1.3	Energiekonsum, rückgewonnene thermische Energie und Leistungszahl (COP)	35
3.1.4	Substituierte CO ₂ -Emissionen und Energiekosten	38
3.2	Fallstudie 2: Kombinierte Anlagentechnik	41
3.2.1	Betriebsparameter und Auslastung der Wärmerückgewinnung	41
3.2.2	Heizleistung, rückgewonnene thermische Energie, Energiekonsum und Leistungszahl (COP)	45
3.2.3	Substituierte CO ₂ -Emissionen und Energiekosten	47
3.3	Fallstudie 3: Integrierte Anlagentechnik.....	51
3.3.1	Betriebsparameter und Auslastung des Tauschwäschers	51
3.3.2	Heizleistung, rückgewonnene thermische Energie und Leistungszahl (COP). 53	
3.3.3	Energiekonsum sowie substituierte CO ₂ -Emissionen und Energiekosten	59
3.4	Übergreifende Diskussion und Bewertung der Untersuchungsergebnisse	62
4	Zusammenfassung.....	69
5	Schlussfolgerungen für die Umsetzung der Ergebnisse in die Praxis	72
6	Literaturverzeichnis.....	74
7	Anhang	81
8	Konsequenzen für evtl. weitere Forschungsaktivitäten.....	83
9	Liste über Veröffentlichungen	85
10	Liste über Vorträge, Pressemitteilungen und Posterpräsentationen	86
11	Kurzfassung.....	87

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Außen-, Frisch- und Zulufttemperaturen sowie die Heizleistung der Wärmetauscher auf Monatsbasis für das erste Versuchsjahr.....	33
Tabelle 2:	Kumulierter elektrischer Energiekonsum und kumulierte thermische Energieversorgung sowie die Leistungszahlen (COP) für die Versuchsjahre 1 und 2.....	35
Tabelle 3:	Gesamtenergiekonsum für den Betrieb des Ferkelaufzuchtstalls während des Versuchszeitraums in Fall 1 und Fall 2 sowie die entsprechenden Einsparungen an Energiekonsum, CO ₂ -Emissionen und Energiekosten durch das Wärmerückgewinnungssystem.	39
Tabelle 4:	Ökonomische Analyse der Anlage zur Wärmerückgewinnung in Fallstudie 1 hinsichtlich Anschaffungskosten, jährlichen fixen und variablen Kosten sowie dem Amortisationszeitraum der Anschaffungskosten in Fall 1 im Vergleich zu Fall 2, einem Stallgebäude ohne Wärmerückgewinnung.	40
Tabelle 5:	Außen-, Frisch- und Zulufttemperaturen sowie die Heizleistung der Wärmetauscher auf Monatsbasis für das Versuchsjahr 2021.	43
Tabelle 6:	Kumulierter elektrischer Energiekonsum und übertragene thermische Energie im Zuge der Wärmerückgewinnung sowie die Leistungszahlen für Betrieb 1 mit Triple-EEE-System.	46
Tabelle 7:	Kumulierter elektrischer Energiekonsum und übertragene thermische Energie im Zuge der Wärmerückgewinnung sowie die damit verbundenen Aufwendungen und Einsparungen an CO ₂ -Emissionen und Energiekosten für das Triple-EEE-System auf Betrieb 1.....	48
Tabelle 8:	Ökonomische Analyse des Triple-EEE-Systems des Betriebes 1 hinsichtlich Anschaffungskosten, jährlichen fixen und variablen Kosten sowie dem Amortisationszeitraum der Anschaffungskosten des Triple-EEE-Systems im Vergleich zu einem hypothetischen, identischen Stallgebäudes ohne Wärmerückgewinnung.	50
Tabelle 9:	Außen-, Frisch- und Zulufttemperaturen sowie die Heizleistung des Tauschwäschers auf Monatsbasis für die Mastdurchgänge 1 und 2.	54
Tabelle 10:	Kumulierter elektrischer Energiekonsum der Lüftungs- und Abluftreinigungsanlage sowie die übertragene thermische Energie im Zuge der Wärmerückgewinnung und die mit der Wärmerückgewinnung verbundenen Einsparungen an CO ₂ -Emissionen und Energiekosten für die Mastdurchgänge 1 und 2.	60

Abbildungsverzeichnis – Hauptteil

Abbildung 1:	Energiebedarf in der Schweinehaltung sowie einzelner Verbrauchergruppen innerhalb eines Stallgebäudes (Eckel et al. 2014).. ..1
Abbildung 2:	Funktionsprinzip der Luftführung, der Benennung der Luftmassen in der Lüftungsanlage sowie der Wärmerückgewinnung und Abluftreinigung in zwangsbelüfteten Stallanlagen mit oder ohne Wärmerückgewinnungs- und Abluftreinigungsanlagen. ©Deeken.....5
Abbildung 3:	Modellansicht des Versuchsstalls in Fallstudie 1. Die Abteile 1 bis 8 dienen der Ferkelaufzucht, Abteile 9 und 10 der Jungsauenaufzucht und Abteil 11 ist das Deckzentrum. ©hdt Anlagenbau GmbH.....7
Abbildung 4:	Schematische Darstellung des Stallgebäudes und der Teile der Wärmerückgewinnungs-, Lüftungs- und Abluftreinigungsanlagen. Außerdem sind die Luftströmungsmuster für den Zuluft- und den Abluftstrom unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Luftstromführung sowie die entsprechenden Messpunkte für die Temperaturlogger während der Versuche dargestellt. ©Deeken.....8
Abbildung 5:	Reglergruppen 1 – 3 der insgesamt sechs Abluftventilatoren im Versuchsstall der Fallstudie 1. Die Ventilatoren der Reglergruppe 1 führen die Abluft aus dem zentralen Abluftsammelkanal jeweils einem Wärmetauscher zu. Reglergruppen 2 und 3 werden je nach Temperatur und Lüftungsanforderungen zugeschaltet und führen die Abluft direkt der Abluftreinigungsanlage zu. ©Deeken.....9
Abbildung 6:	Funktionsschema des rekuperativen Luft-Luft-Wärmetauschers der Firma hdt. ©hdt Anlagenbau GmbH.....10
Abbildung 7:	Links: Versuchsstall der Fallstudie 1 von außen mit Blick auf die im Dachraum befindliche Abluftreinigungsanlage. Rechts: Dachansicht der beiden der Abluftreinigungsanlage vorgeschalteten Wärmetauscher ©Deeken11
Abbildung 8:	Schematische Darstellung des Grundrisses des Stallgebäudes auf dem Betrieb 1. ©Deeken17
Abbildung 9:	Links: Die Bypassklappen, die Wasser-Luft-Wärmetauscher sowie das Podest zur Wartung und Reparatur der Anlage im Dachraum vom Stallgebäude des Betriebes 1 oberhalb der Rieseldecke. Rechts: Der Wasser-Luft-Wärmetauscher mit den Kunststoffschläuchen zur Leitung des Sekundärwasserkreislaufs sowie die dazugehörigen Rohrleitungen für Zu- und Abfluss. ©Deeken18

Abbildung 10:	Links: Das Kühlaggregat sowie die Rohrleitungen für Zu- und Abfluss des Kaltwassers. © Büscher. Rechts: Die traufseitigen Frischlufteinlässe des Stallgebäudes von Betrieb 2. ©Deeken.....	18
Abbildung 11:	Schematische Darstellung des Aufbaus sowie der Bauteile des Triple-EEE-Systems (mit optionaler Ergänzung des Indico-Systems) der Firma <i>Inno+</i> . ©Deeken.....	19
Abbildung 12:	Schematische Darstellung des Aufbaus des Triple-EEE-Systems der Firma <i>Inno+</i> sowie die erfassten Luft- und Wassertemperaturen im Forschungsprojekt EnergARA. ©Deeken	21
Abbildung 13:	Vereinfachter Grundriss des Maststalls auf der <i>HBLFA Raumberg-Gumpenstein</i> . Die Untersuchungen zum Tauschwäscher der Firma <i>Schönhammer</i> wurden in Mastabteil 2 durchgeführt. ©Lengling	23
Abbildung 14:	Schematische Darstellung des Tauschwäschers der Firma <i>Schönhammer</i> (Krommweh 2017).....	24
Abbildung 15:	Tauschwäscher am Versuchsstall der <i>HBLFA Raumberg-Gumpenstein</i> von links, von vorne und von rechts fotografiert. ©Lengling	24
Abbildung 16:	Bild 1 zeigt die Außenansicht des Abluftkanals vom Abteil zum Tauschwäscher und den Zuluftkanal vom Tauschwäscher zum Dachraum. Der rote Pfeil zeigt die Luftführung der Abluft an, der grüne Pfeil die Luftführung der Zuluft. Bild 2 zeigt die Innenansicht der Druckkammer des Tauschwäschers mit dem Abluftventilator. Der rote Pfeil markiert die Abluftführung vom Ventilator zur ARA. ©Lengling	25
Abbildung 17:	Schematische Darstellung des Wärmeübergangs vom Ab- zum Frischluftstrom. Bilder 2 und 3 zeigen die Kunststoffröhren, durch die die Frischluft durch das Wärmetauschermodul geleitet wird. ©Lengling	25
Abbildung 18:	Darstellung des Dachraums über dem Versuchsabteil in den der Zuluftkanal und die Frischluftklappen führen. Außenansicht und Innenansicht der Frischluftklappen. ©Deeken.....	26
Abbildung 19:	Auslastung der Wärmetauscher [%] und Außenlufttemperaturen [°C] auf monatlicher Basis während des zweijährigen Versuchszeitraums. ©Deeken	29
Abbildung 20:	Auslastung der Wärmetauscher [%] und Außenlufttemperaturen [°C] im August 2020 in Bezug auf die Mittelwerte für die Stunden des Tages. ©Deeken.....	30

Abbildung 21:	Verlauf der Abluft-, Fortluft-, Außenluft-, Zuluft- und Außenlufttemperatur [°C] am 4. April 2020 und die Temperaturschwankungen der Außen- und Zuluft an diesem Tag. ©Deeken.....	31
Abbildung 22:	Korrelation zwischen der Heizleistung [kW] der beiden Wärmetauscher und der Frischlufttemperatur [°C], wenn die Wärmetauscher die einströmende Frischluft erwärmen. ©Deeken	34
Abbildung 23:	Abhängigkeit der verschiedenen COPs der beiden Wärmetauscher und der Frischlufttemperatur [°C], wenn die Wärmetauscher die einströmende Frischluft erwärmen. ©Deeken	37
Abbildung 24:	Verlauf der kumulierten rückgewonnenen thermischen Energie [kWh], des kumulierten zusätzlichen elektrischen Energieaufwands [kWh] und der entsprechenden COP _{HR} der beiden Wärmetauscher über die verschiedenen Versuchsmonate. ©Deeken.....	38
Abbildung 25:	Auslastung des Triple-EEE-Systems, mittlere Amplitudendämpfung und Außenlufttemperaturen auf monatlicher Basis während des Versuchszeitraums. ©Deeken	42
Abbildung 26:	Verlauf der Frischluft-, Zuluft- und Waschwassertemperatur [°C] am 2. und 3. März 2021 auf Betrieb 1. ©Deeken	43
Abbildung 27:	Zulufttemperatur in Abhängigkeit der Frischlufttemperatur [°C] bei variierenden Betriebszuständen des Triple-EEE- bzw. Indico-Systems auf Betrieb 2. ©Deeken	44
Abbildung 28:	Abhängigkeit zwischen der Heizleistung [kW] des Triple-EEE-Systems und der Frischlufttemperatur [°C] auf Betrieb 1. ©Deeken	45
Abbildung 29:	Abhängigkeit zwischen dem COP _{Heizen} -Wert des Triple-EEE-Systems und der Frischlufttemperatur [°C] auf Betrieb 1. ©Deeken	47
Abbildung 30:	Abhängigkeit zwischen den eingesparten CO ₂ -Emissionen [(kg CO ₂) h ⁻¹] und der Frischlufttemperatur [°C] während der Frischluftherwärmung des Triple-EEE-Systems auf Betrieb 1. ©Deeken	49
Abbildung 31:	Auslastung des Tauschwäschers und Frischlufttemperaturen auf monatlicher Basis während MD 1 und MD 2 sowie für den Gesamtzeitraum beider Mastdurchgänge zusammen. ©Deeken	52
Abbildung 32:	Verlauf der Frischluft-, Zuluft-, Abluft-, Fortluft- und Abteilinnentemperatur [°C] im Zeitraum 29. bis 31. Mai 2022 sowie die maximalen Temperaturdifferenzen zwischen Zu- und Frischluft [K] an den jeweiligen Tagen. ©Lengling	53

- Abbildung 33: Korrelation zwischen der Heiz- bzw. Kühlleistung [kW] des Tauschwäschers und der Frischlufttemperatur [°C] während des Betriebs des Tauschwäschers in MD 2, unabhängig davon, ob der Tauschwäscher die Frischluft erwärmte oder abkühlte. ©Deeken55
- Abbildung 34: Korrelation der Frischlufttemperatur [°C] und der Heiz- bzw. Kühlleistung [kW] für den Zeitraum vom 04.10.2022 bis 08.10.2022, in dem der Tauschwäscher bei Außentemperaturen von über 23 °C nicht umgangen wurde, sondern in Betrieb blieb. ©Deeken55
- Abbildung 35: Temperaturverläufe [°C], maximale Temperaturänderung zwischen Frisch- und Zuluft pro Tag [K] und der Verlauf der Heiz-/Kühlleistung [kW] für den Zeitraum vom 04.10.2022 bis 08.10.2022, in dem der Tauschwäscher auch bei Außentemperaturen von über 23 °C in Betrieb war. ©Lengling56
- Abbildung 36: Korrelation der Leistungszahlen des Tauschwäschers und der Frischlufttemperatur [°C] in den Messintervallen von MD 2, in denen der Tauschwäscher geheizt hat. ©Deeken57
- Abbildung 37: Korrelation der Leistungszahlen des Tauschwäschers und der Frischlufttemperatur [°C] in den Messintervallen vom 4. bis zum 8. Oktober 2022. ©Deeken59
- Abbildung 38: Abhängigkeit zwischen den eingesparten CO₂-Emissionen [(kg CO₂) h⁻¹] und der Frischlufttemperatur [°C] während der Frischlufterwärmung des Tauschwäschers in MD 2. ©Deeken62
- Abbildung 39: Jährliche Energiekosteneinsparungen je Ferkelaufzuchtplatz [€ (TP a)⁻¹] für verschiedene Szenarien hinsichtlich der Strom- und LNG-Kosten [€ kWh⁻¹]. Die Berechnungen basieren auf dem zusätzlichen Stromaufwand für den Betrieb der Wärmetauscher und der Wärmerückgewinnung des Versuchsjahres 1 der ersten Fallstudie. ©Deeken.64
- Abbildung 40: Hypothetische jährliche Einsparungen an CO₂-Emissionen je Ferkelaufzuchtplatz [(kg CO₂) (TP a)⁻¹] für verschiedene Szenarien hinsichtlich der Quellen zur Stromerzeugung und Stallheizung [(kg CO₂) kWh⁻¹] basierend auf den Angaben von Bokkers et al. (2010), Zieliński (2022) sowie den Herleitungen wie in 2.1.5 beschrieben. Die Berechnungen basieren auf dem zusätzlichen Stromaufwand für den Betrieb der Wärmetauscher und der Wärmerückgewinnung des Versuchsjahres 1 der ersten Fallstudie. ©Deeken66

Abbildungsverzeichnis – Anhang

Abbildung A1:	Ventilator Drehzahl [n min^{-1}] sowie Leistungsaufnahme [W] der ebm-Abluftventilatoren in den Vortests, abhängig von der Ansteuerung der Ventilatoren [V]. ©Deeken	81
Abbildung A2:	Luftvolumenstrom [$\text{m}^3 \text{h}^{-1}$] der ebm-Abluftventilatoren bei variierenden Differenzdrücken in den Prüfstanduntersuchungen des Herstellers sowie der abgeleiteten Kalkulationswerte abhängig von der Drehzahl der Ventilatoren [n min^{-1}]. ©Deeken	81
Abbildung A3:	Anteil der rückgewonnenen Wärme durch die Wärmerückgewinnung von der Gesamtmenge thermischer Energie zum Betrieb der Stallanlage [%], abhängig von der mittleren Außentemperaturen pro Monat [$^{\circ}\text{C}$]. ©Deeken	82

Formelverzeichnis

Formel 1:	Formel zur Berechnung der Heizleistung (DIN EN 13053 2020).	13
Formel 2:	Formel zur Berechnung der Leistungszahl bzw. des Coefficient of Performance (COP; DIN EN 13053 2020; VDI 3803-5 2013).....	14
Formel 3:	Formel zur Berechnung der eingesparten CO ₂ -Emissionen durch die Wärmerückgewinnung basierend auf der rückgewonnenen thermischen Energiemenge in einem definierten Zeitraum und dem entsprechenden Emissionsfaktor der thermischen Energieerzeugung durch Verbrennung von Flüssiggas	15

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung/Symbol	Beschreibung	Einheit
°C	Grad Celsius (zur Angabe von absoluten Temperaturen)	°C
ARA	Abluftreinigungsanlage	
BImSchV	Bundes-Immissionsschutzverordnung	
B.V.	Besloten vennootschap met beperkte aansprakelijkheid (niederländische Gesellschaft mit beschränkter Haftung)	
CH ₄	Methylwasserstoff (auch bekannt als Methan)	
CO ₂	Kohlenstoffdioxid	
COP	Coefficient of performance (auch bekannt als Leistungszahl)	
COP _v	Leistungszahl Lüftungsanlage	
COP _{VA}	Leistungszahl Lüftungsanlage und Abluftreinigung	
COP _{HR}	Leistungszahl Wärmerückgewinnung	
c _{pl}	Spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft	Wh kg ⁻¹ K ⁻¹
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.	
DLG	Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft e.V.	
GER	Deutschland (engl. Germany)	
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung	
GV	Großvieheinheit (1 GV = 500 kg Tierlebensmasse)	
h	Stunde	
HBLFA	Höhere Bundeslehr- und Forschungsanstalt für Landwirtschaft Raumberg-Gumpenstein, Österreich	
HR	Wärmerückgewinnung (engl. heat recovery)	
hz	Heizen (Betriebszustand WRGA)	
K	Kelvin (zur Angabe von Temperaturdifferenzen)	

Abkürzung/Symbol	Beschreibung	Einheit
KTBL	Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V.	
kü	Kühlen (Betriebszustand WRGA)	
kW	Kilowatt	kW
kW _{el}	Kilowatt, elektrische Leistung	kW
kW _{th}	Kilowatt, thermische Leistung	kW
kWh	Kilowattstunde	kWh
kWh _{el}	Kilowattstunde, elektrische Energie	kWh
kWh _{th}	Kilowattstunde, thermische Energie	kWh
LNG	Liquefied natural gas	
MD	Mastdurchgang	
\dot{m}	Luftmassenstrom	kg h ⁻¹
NEC	National Emission Ceilings	
N ₂ O	Distickstoffmonoxid (auch bekannt als Lachgas)	
NH ₃	Ammoniak	
Pa	Pascal	Pa
P _{el}	Elektrische Wirkleistung	
pH	potentia Hydrogenii	
PT	Plattenwärmetauscher	
\dot{Q}_{HR}	Heizleistung	kW
Q _{HR}	Rückgewonnene thermische Energie in einem definierten Zeitraum	kWh
RG	Reglergruppe	
Δt_{max}	Maximale Temperaturdifferenz (am Tag)	K
t _A	Abteillinntemperatur	°C
t ₀	Außenlufttemperatur	°C

Abkürzung/Symbol	Beschreibung	Einheit
$t_{0,max}$	Maximum der Außenlufttemperatur am Tag	°C
$t_{0,min}$	Minimum der Außenlufttemperatur am Tag	°C
t_{11}	Ablufttemperatur	°C
t_{12}	Fortlufttemperatur	°C
t_{21}	Frischlufftemperatur	°C
t_{22}	Zulufttemperatur	°C
$t_{22,max}$	Maximum der Zulufttemperatur am Tag	°C
$t_{22,min}$	Minimum der Zulufttemperatur am Tag	°C
TierSchNutzV	Tierschutz-Nutztierhaltungsverordnung	
TP	Tierplatz	
V	Lüftungsanlage (engl. ventilation)	
\dot{v}	Luftvolumenstrom	
VA	Lüftungsanlage und Abluftreinigung (engl. ventilation and exhaust air purification)	
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e.V.	
Wh	Wattstunde	Wh
WRG	Wärmerückgewinnung	
WRGA	Wärmerückgewinnungsanlage	
WT	Wärmetauscher	

1 Einleitung und Zielsetzung

1.1 Problemstellung und Wissensstand

1.1.1 Landwirtschaftliche Tierhaltung und ihre Umweltfolgen

Die landwirtschaftliche Tierhaltung trägt direkt und indirekt mit signifikanten Anteilen an Ammoniak (NH_3) und Treibhausgasen, wie Methan (CH_4), Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Lachgas (N_2O) zum weltweiten Klimawandel bei (Vos et al. 2022). Während Ammoniak, Methan und Lachgas überwiegend von den Tieren, deren Stoffwechselfvorgängen oder den Haltungssystemen (inklusive z. B. der Lagerung von Flüssigmist) selbst ausgehen, entstehen Kohlenstoffdioxidemissionen zum größten Anteil aus Verbrennungsprozessen fossiler Brennstoffe (Umweltbundesamt 2022).

Um die Auswirkungen des Klimawandels zu reduzieren, gilt es den Anstieg der mittleren globalen Temperatur auf 1,5 K verglichen zum vorindustriellen Niveau zu limitieren. Im Zuge der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen haben sich die Mitgliedsstaaten dazu verpflichtet, nationale wie internationale Klimaschutzziele zu erfüllen (KSG 2021). Deutschland muss bis zum Jahr 2040 die Treibhausgasemissionen um 88 % im Vergleich zum Jahr 1990 reduzieren. Ebenso ist eine Reduzierung der jährlichen Ammoniakemissionen im Rahmen der NEC-Richtlinie (2016) um 29 % bis zum Jahr 2030 im Vergleich zum Bezugsjahr 2005 vorgeschrieben.

In der landwirtschaftlichen Tierhaltung sind emissionsmindernde Maßnahmen daher nicht nur zunehmend Gegenstand der Forschung und Entwicklung, vielmehr wird der Einsatz ausgereifter Minderungstechniken, wie der Einsatz von Abluftreinigungsanlagen (ARA), zunehmend zur Vorschrift für Landwirte (TA Luft 2021).

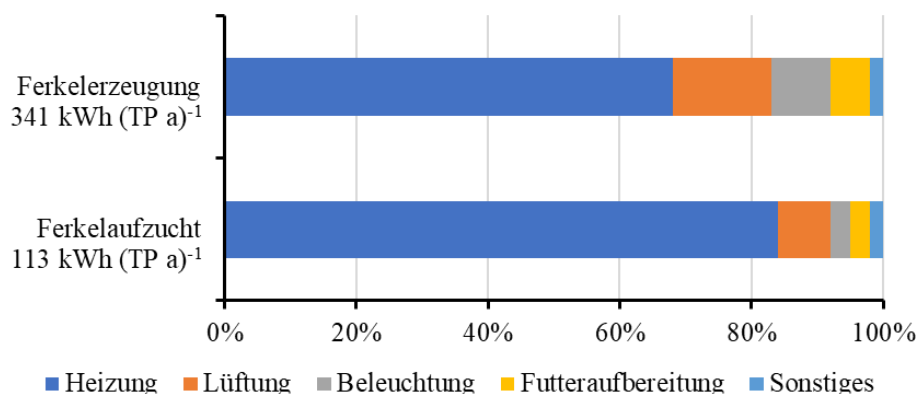


Abbildung 1: Energiebedarf in der Schweinehaltung sowie einzelner Verbrauchergruppen innerhalb eines Stallgebäudes (Eckel et al. 2014)

Tierhaltungsanlagen haben einen hohen Bedarf an Energie je Tierplatz (TP, Abbildung 1). Insbesondere bei geschlossenen, wärmedämmten und mechanisch belüfteten Stallanlagen wird ein Großteil der benötigten Energie für die Lüftungstechnischen Anlagen benötigt (Seifert et al. 2009). Die Bereitstellung elektrischer Energie ist nach wie vor in großen Teilen mit der Verbrennung fossiler Brennstoffe und einer daraus resultierenden CO₂-Produktion verbunden (Umweltbundesamt 2022).

Je nach Produktionsrichtung kommt neben dem Bedarf an elektrischer Energie noch ein zusätzlicher, hoher Bedarf an thermischer Energie hinzu, um den Temperaturansprüchen der Tiere zu jeder Zeit gerecht zu werden. Dies ist besonders in der Ferkelerzeugung (bspw. beim Beheizen der Ferkelnester) oder in der Ferkelaufzucht (bspw. aufgrund der reduzierten Wärmeproduktion der jungen und leichten Tiere) der Fall (Seifert et al. 2009; TierSchNutzV 2021; Eckel et al. 2014).

Eine adäquate Belüftung und Temperaturregulierung der Tierställe ist zur Aufrechterhaltung eines tiergerechten Stallklimas unumgänglich. Besonders im Winter ist es jedoch häufig schwierig das Stallklima konstant zu halten, da durch kalte Außenluft nur eine geringere Luftzufuhr in den Stall möglich ist, ohne die Tiere Temperaturstress auszusetzen. Gleichzeitig sorgt eine reduzierte Lüftung aber auch für eine Erhöhung der Schadgaskonzentrationen im Inneren des Stalls. Eine Zulufterwärmung wiederum ist meist mit zusätzlicher Verbrennung (fossiler) Brennstoffe und somit CO₂-Produktion und erhöhten Betriebskosten verbunden (Jungbluth et al. 2017).

Neben den gesetzlichen Klimaschutzzielen sieht sich die landwirtschaftliche Tierhaltung auch zunehmend mit gesellschaftlichen Forderungen und politischen Vorgaben hinsichtlich Tierwohlsteigerung und Verbraucherakzeptanz konfrontiert. Viele der gesetzlichen Vorgaben und neuen technischen Maßnahmen sind für Landwirte mit hohen Anschaffungs- und laufenden Betriebskosten verbunden.

1.1.2 Einsatz von Abluftreinigungsanlagen in mechanisch belüfteten Schweinestallanlagen

Abluftreinigungsanlagen sind entsprechend der im Jahr 2021 novellierten Technischen Anleitung zur Reinhaltung der Luft (TA Luft) für Neubauten von zwangsbelüfteten Tierhaltungsanlagen bestimmter Größen vorgeschrieben (TA Luft 2021). Für Altbestände gilt eine Übergangsfrist von fünf Jahren zum Nachrüsten einer entsprechenden Anlage. Die TA Luft konkretisiert damit die Vorgaben der geltenden Bundesimmissionsschutzverordnung (1. BImSchV 2010).

Abluftreinigungsanlagen für Tierställe sind bei praktizierenden Landwirten häufig nach wie vor unbeliebt, weil sie hohe Zusatzkosten verursachen (Pöhlmann und Nesper 2015; Sauer 2016) und oft als Genehmigungsaufgabe im Sinne einer „Bestrafung“ verstanden werden.

Während jedoch vor einigen Jahren noch eine Diskussion darüber geführt wurde, ob Abluftreinigungsanlagen als Stand der Technik betrachtet werden können, so kann diese Diskussion mittlerweile – nicht zuletzt aufgrund der allein in NRW existierenden Anlagenzahlen (mehr als 1000) – als hinfällig betrachtet werden (Hahne et al. 2016).

Abluftreinigungsanlagen müssen den immissionsschutzrechtlichen Anforderungen entsprechen und u. a. vorgeschriebene Abscheideleistungen für Staub, Ammoniak und Geruchsemissionen erreichen (TA Luft 2021). Durch eine entsprechende Zertifizierung der Deutschen Landwirtschaftlichen Gesellschaft e.V. (DLG) oder anderer zugelassener Prüfeinrichtungen wird gewährleistet, dass die Anlagen den Anforderungen gerecht werden.

Zurzeit befinden sich in Deutschland mehr als zwanzig verschiedene Anlagentypen unterschiedlicher Hersteller auf dem Markt, die bereits durch die DLG zertifiziert worden sind und den Tierhaltern in der Schweine- und Geflügelhaltung zur Verfügung stehen. Eine Übersicht der durch die DLG zertifizierten Abluftreinigungsanlagen findet sich mit den jeweiligen Prüfberichten auf der Homepage der DLG (DLG-Prüfberichte 2022).

Für die Abluftreinigung werden in der Tierhaltung überwiegend Biofilter, Abluftwäscher oder kombinierte Verfahren eingesetzt. Allen Verfahren gemein ist, dass die Abluft über befeuchtete Austauschflächen geleitet wird, an denen die abzuscheidenden Inhaltsstoffe aus der Gasphase in die Wasserphase überführt werden. Staubpartikel und damit auch ein Teil der Geruchsstoffe werden im Filtermaterial, oder bereits davor im Sammelkanal, abgeschieden. Ammoniak wird entweder chemisch durch den Einsatz von Säuren oder biologisch durch im Filtermaterial ansässige Mikroorganismen gebunden bzw. abgebaut (Arends et al. 2018).

Die technischen, biologischen und chemischen Vorgänge in Abluftreinigungsanlagen sind in der Literatur bereits umfassend beschrieben (Hahne et al. 2016; van der Heyden et al. 2015; Grimm 2008). Grimm (2010) gibt darüber hinaus Kostenschätzungen der verschiedenen Systeme an, um Tierhalter über die zu erwartenden Kosten zu informieren.

Neben den Anschaffungskosten sind für die Tierhalter auch erhöhte Betriebskosten mit einer Abluftreinigungsanlage verbunden. Neben einem erhöhten Wasserverbrauch, chemischen Zusätzen (z. B. Schwefelsäure) und Filtermaterial, sind hier vor allem erhöhte Stromkosten zu nennen (Pöhlmann und Nesper 2015; Sauer 2016). Diese nicht unerhebliche Steigerung der Stromkosten ergibt sich, neben den stromintensiven Umwälzpumpen der Abluftreinigung, vor allem aus einem erhöhten Strömungswiderstand der Abluft, da diese nicht auf direktem Wege den Stall verlässt, sondern durch die Anlage und durch verschiedene Reinigungsstufen geführt werden muss. Um diesen erhöhten Widerstand zu überwinden, müssen in der Regel leistungsstärkere Ventilatoren eingesetzt werden, deren spezifischer Stromkonsum (angegeben in Wh pro 1000 m³ geförderte Luft) deutlich höher ist als der von klassischen Niederdruckventilatoren, die sonst zum Einsatz kommen. Während der übliche Strömungswiderstand bei Lüftungssystemen für Tierställe ohne Abluftreinigungsanlage zu

Druckverlusten von etwa 50 Pa führt, so treten bei Stallungen mit komplexer Abluftreinigungsanlage unter Sommerbedingungen (Volllast bei maximalem Sommerluftvolumenstrom) in der Summe oft Druckverluste von bis zu 120 Pa auf (Grimm 2010).

Neben den erhöhten Stromkosten sind mit einem gesteigerten Stromkonsum auch erhöhte CO₂-Emissionen verbunden, da der Großteil der elektrischen Energie nach wie vor über die Verbrennung fossiler Brennstoffe bereitgestellt wird. Während Abluftreinigungsanlagen also auf der einen Seite zur Reduzierung von Ammoniak, Geruch und Staub in der Abluft führen, sind sie auf der anderen Seite mit erhöhter Produktion klimarelevanten Kohlenstoffdioxids verbunden (Landesamt für Umwelt, Landwirtschaft und Geologie 2015).

1.1.3 Grundsätze der Wärmerückgewinnung

Wärmerückgewinnungsanlagen ermöglichen die Übertragung thermischer Energie von einem wärmeren auf ein kühleres Medium. Die rückgewonnene thermische Energie kann so erneut genutzt werden (Heinrich und Franzke 1993). In Tierställen gehen 70 – 90 % der thermischen Energieverluste über die warme Abluft, die den Stall verlässt, verloren (Lindley und Whitaker 1996; Verband der Landwirtschaftskammern 2009).

Durch Einsatz eines Wärmetauschers kann ein Teil dieser thermischen Energie von der warmen Abluft auf die kalte Frischluft übertragen werden. Durch diesen Prozess der Wärmeübertragung wird die Frischluft vor Eintritt in den Tierbereich erwärmt. So besteht ein reduzierter Heizbedarf innerhalb der Tierabteile, der sonst üblicher Weise durch die Verbrennung fossiler Brennstoffe wie Heizöl, Erd- oder Flüssiggas (LNG) gedeckt wird. Hierdurch kann, vor allem in den kalten Monaten, ein stabileres Stallklima und eine Einsparung von Heizkosten erzielt werden. Gleichzeitig kann durch die Wärmerückgewinnung eine Einsparung fossiler Brennstoffe und damit eine Reduktion von CO₂-Emissionen erfolgen (Bokkers et al. 2010; Rösmann 2012).

Grundsätzlich können regenerative von rekuperativen Verfahren unterschieden werden. Regenerative Verfahren zeichnen sich dadurch aus, dass die Wärme vom strömenden Stoff an eine Speichermasse übertragen wird. Die Speichermasse wird dabei wechselseitig be- und entladen und somit erwärmt und abgekühlt. Bei rekuperativen Verfahren findet eine kontinuierliche Wärmeübertragung entsprechend des physikalischen Vorgangs des Wärmedurchgangs ohne Speicherung statt. Die Stoffströme sind hierbei durch feste Materialien voneinander getrennt (Heinrich und Franzke 1993).

In Tierställen kommen i. d. R. rekuperative Luft-Luft-Wärmetauscher zum Einsatz. Bereits in den achtziger Jahren des zwanzigsten Jahrhunderts wurden solche in Schweineställen verbaut. Aufgrund ihrer Wartungsanfälligkeit und hohen Kosten konnten sie sich jedoch nicht in der Praxis durchsetzen (van Caenegem und Wechsler 2000). Die stetige technische

Weiterentwicklung der letzten Jahre, steigende Energiepreise sowie zunehmende Bestrebungen im Klimaschutz machen den Einsatz von Wärmetauschern wieder interessant (Rösmann und Büscher 2010). Neben den Luft-Luft-Wärmetauschern sind zunehmend auch andere Techniken, wie z. B. Wasser-Luft-Wärmetauscher, erprobt und im Einsatz.

Die Wärmerückgewinnung in zwangsbelüfteten Tierställen ist bei einer zentralen Ab- und Zuluftführung sinnvoll. So kann der Energieübertrag zwischen den größtmöglichen Massenströmen erfolgen. Eine zentrale Abluftführung ist auch bei Abluftreinigungsanlagen vorteilhaft und der Regelfall. Dieser Aspekt legt eine Kombination der Technologien nahe und ermöglicht die Nutzung der Abluftreinigungsanlage im Energieversorgungskonzept der Stallgebäude (Abbildung 2).

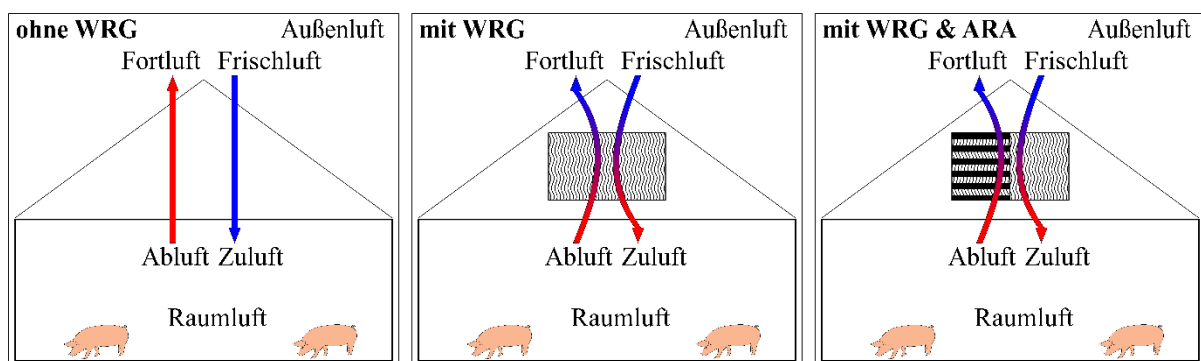


Abbildung 2: Funktionsprinzip der Luftführung, der Benennung der Luftmassen in der Lüftungsanlage sowie der Wärmerückgewinnung (WRG) in zwangsbelüfteten Stallanlagen mit oder ohne Wärmerückgewinnungs- und Abluftreinigungsanlagen (ARA). ©Deeken.

1.2 Zielsetzung und Arbeitsprogramm

Gesamtziel des Projekts „EnergARA“ war es, unterschiedliche Kombinationen von Abluftreinigungsanlagen und Wärmerückgewinnungsanlagen in der Praxis während Langzeitmessungen zu untersuchen. Dabei kamen folgende drei Anlagen zum Einsatz, die sich verfahrenstechnisch in der Art und Weise der Wärmerückgewinnung und Nutzung aus der Stallabluft unterschieden (vgl. auch Kapitel 2):

1. Ein rekuperativer Luft-Luft-Wärmetauscher der Firma *hdt Anlagenbau GmbH* (Diepholz). Dieser war einer Abluftreinigungsanlage vorgeschaltet.
2. Das regenerative und rekuperative Triple-EEE-System der Firma *Inno+ B.V.* (Panningen, Die Niederlande), bei dem die thermische Energie dem Washwasser einer Abluftreinigungsanlage entzogen wird.

3. Der regenerative und rekuperative Tauschwäscher der Firma *Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik GmbH* (Mengkofen), bei dem ein Wärmetauschermodul in den Abluftwäscher integriert ist.

Die Leistungspotentiale dieser drei Systeme sollten unter Praxisbedingungen durch Langzeituntersuchungen wissenschaftlich erfasst und evaluiert werden. Besonders die unterschiedlichen jahreszeitlichen Umwelteinflüsse (möglichst eine komplette Heiz- und Kühlperiode) sollten hierbei für eine fundierte und aussagekräftige Bewertung der Systeme Berücksichtigung finden. Voraussetzung hierfür war die präzise messtechnische Erfassung aller notwendigen Parameter, wie z. B. der Luftvolumenstrom, die Temperatur, die relative Luftfeuchtigkeit und der anlagenspezifische Stromverbrauch.

Durch die objektive Untersuchung der Systeme hinsichtlich Heizleistung, Wirtschaftlichkeit, Verbesserung des Stallklimas, Passfähigkeit für betriebsspezifische Gegebenheiten sowie CO₂-Einsparungspotential war eine ganzheitliche Bewertung möglich. Durch die Ergebnisse des Forschungsprojektes soll eine Hilfe bei der Entscheidungsfindung für den Einsatz regenerativer Energiesysteme für praktizierende Landwirte gegeben werden. Die Darstellung von Einsparungspotentialen und positiven Nutzen hinsichtlich Ökonomie, Ökologie und Tierwohl sollen die Akzeptanz solcher Techniken seitens der Landwirte erhöhen und fördern. Auch die beteiligten und fachnahen Industriepartner sollen durch die generierten Ergebnisse zu einer Weiterentwicklung der Technik motiviert werden, um diese langfristig in der Praxis zu etablieren und gezielt zur Steigerung der Nachhaltigkeit einzusetzen.

Das Forschungsprojekt untergliederte sich in insgesamt fünf Arbeitspakete:

1. Einarbeitung und Recherche
2. Fallstudie 1: Sukzessive Anlagentechnik
Untersuchung einer Abluftreinigungsanlage mit vorgeschaltetem Luft-Luft-Wärmetauscher
3. Fallstudie 2: Kombinierte Anlagentechnik
Untersuchung einer Abluftreinigungsanlage mit einer wasserbasierten Wärmerückgewinnung
4. Fallstudie 3: Integrierte Anlagentechnik
Untersuchung eines Tauschwäschers
5. Abschlussbericht und Veröffentlichungen

Die genaue Beschreibung der Durchführung und die Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete werden im Rahmen dieses Berichts detailliert dargestellt.

2 Material und Methoden

2.1 Fallstudie 1: Sukzessive Anlagentechnik

Die erste Fallstudienuntersuchung (Arbeitspaket 2) wurde auf dem Ferkelerzeugerbetrieb der Familie *Förthmann* in Bahrenborstel, Deutschland, durchgeführt. Die Datenerfassung erfolgte insgesamt über einen Zeitraum von zwei Jahren von Dezember 2019 bis Dezember 2021 (insgesamt 730 Tage).

2.1.1 Stallgebäude Fallstudie 1

Der für die Untersuchungen zur Verfügung stehende Stall wurde im Jahr 2018 gebaut. Er teilt sich auf in acht Abteile für insgesamt 4140 Tierplätze in der Ferkelaufzucht plus zwei Abteile mit 128 Plätzen für die Jungsauenaufzucht. Zusätzlich befinden sich 110 Tierplätze im Deckzentrum (Abbildung 3). Alle Abteile können vom Zentralgang aus erreicht werden.

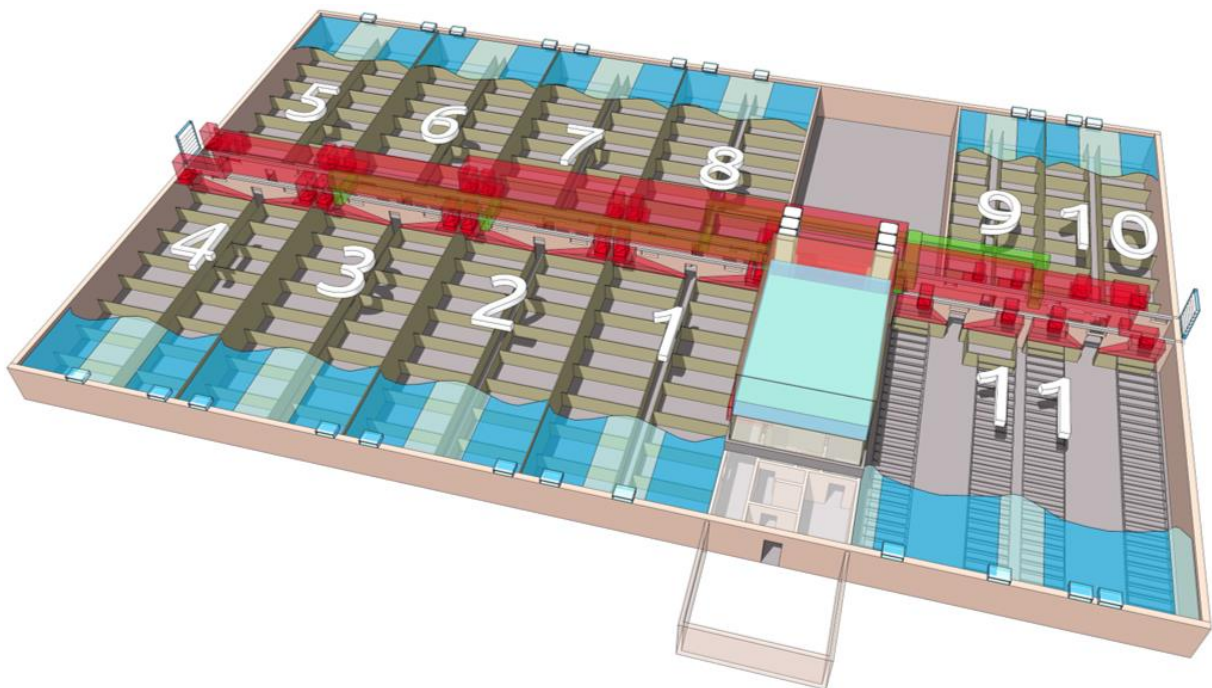


Abbildung 3: Modellansicht des Versuchsstalls in Fallstudie 1. Die Abteile 1 bis 8 dienen der Ferkelaufzucht, Abteile 9 und 10 der Jungsauenaufzucht und Abteil 11 ist das Deckzentrum. ©hdt Anlagenbau GmbH

2.1.2 Lüftungssystem Fallstudie 1

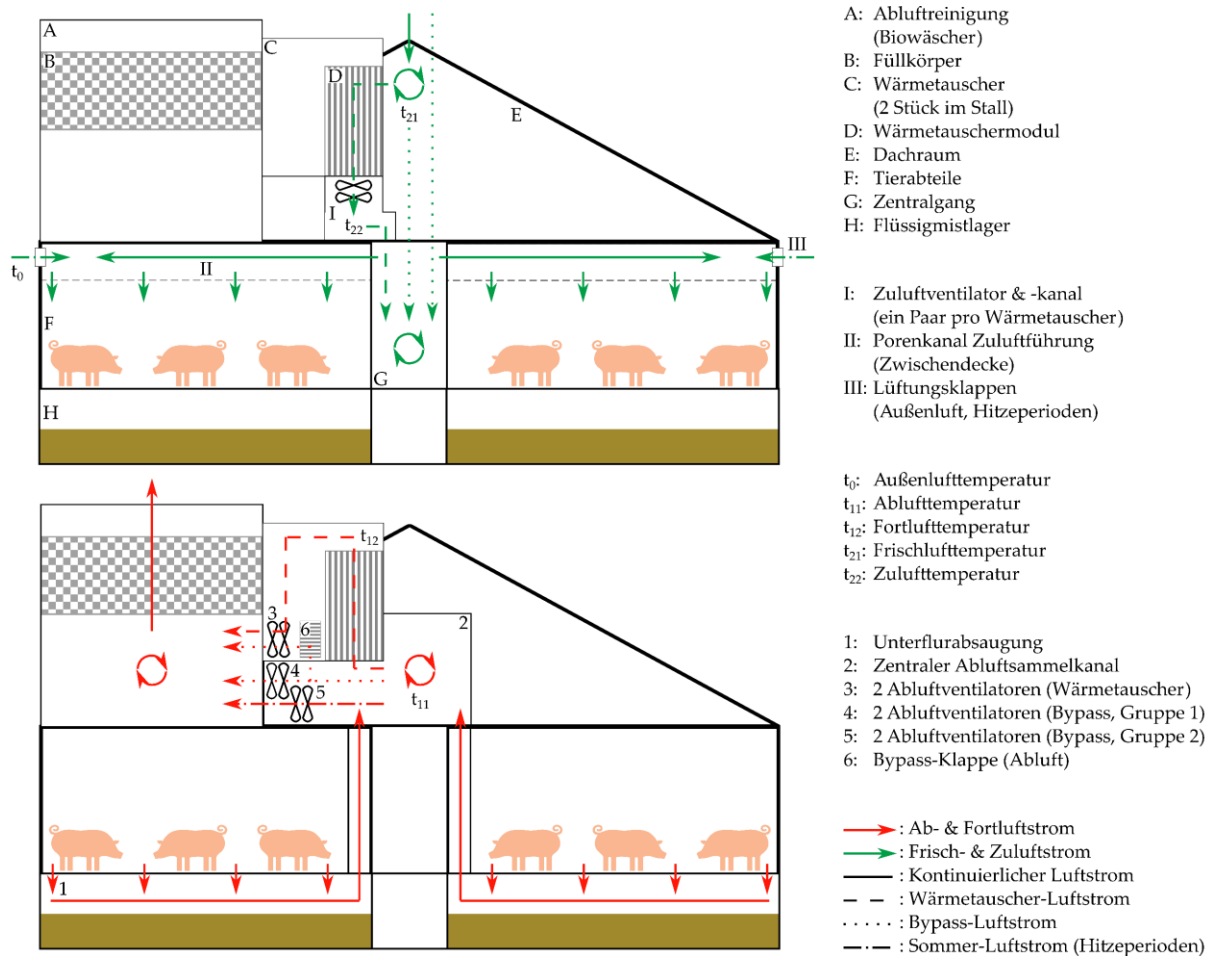


Abbildung 4: Schematische Darstellung des Stallgebäudes und der Teile der Wärmerückgewinnungs-, Lüftungs- und Abluftreinigungsanlagen. Außerdem sind die Luftströmungsmuster für den Zuluft- (obere Skizze) und den Abluftstrom (untere Skizze) unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Luftstromführung sowie die entsprechenden Messpunkte für die Temperaturlogger während der Versuche dargestellt. ©Deeken

Der Stall wird zwangsbelüftet mit Frischluftzufuhr über den Dachraum und einer zentralen Unterflurabsaugung für die Abluft (Abbildung 4). Die Abluft der Abteile wird in einen zentralen Abluftsammelkanal oberhalb des Zentralgangs des Stalls geführt. Der Stall ist mit insgesamt sechs Abluftventilatoren mit einem Durchmesser von je 990 mm ausgestattet (A3G990-AZ02-35, *ebm-papst Mulfingen GmbH & Co. KG*, Mulfingen, Deutschland). Diese sind in drei Reglergruppen à zwei Ventilatoren aufgeteilt (Abbildung 5). Innerhalb einer Reglergruppe wurden die beiden Ventilatoren stets parallel und identisch betrieben. Vom zentralen Abluftsammelkanal aus kann die Luft über zwei der sechs Abluftventilatoren zwei Luft-Luft-Wärmetauschern zugeführt werden (Reglergruppe 1). Bei höheren Lüftungsraten kann die überschüssige Abluft auf zwei Arten an den Wärmetauschern vorbeigeführt werden: (1.) die Abluft wird von den beiden oben genannten Ventilatoren gefördert, jedoch strömt diese

mit Hilfe von Bypassklappen (innerhalb der Außenhülle der Bauteile) an den Wärmetauschern vorbei oder (2.) die vier anderen Abluftventilatoren (Reglergruppen 2 und 3) fördern die Abluft auf reguläre Art und Weise. Die Abluft wird in allen Fällen vor dem Verlassen des Stallgebäudes einer nachgeschalteten Abluftreinigungsanlage zugeführt.

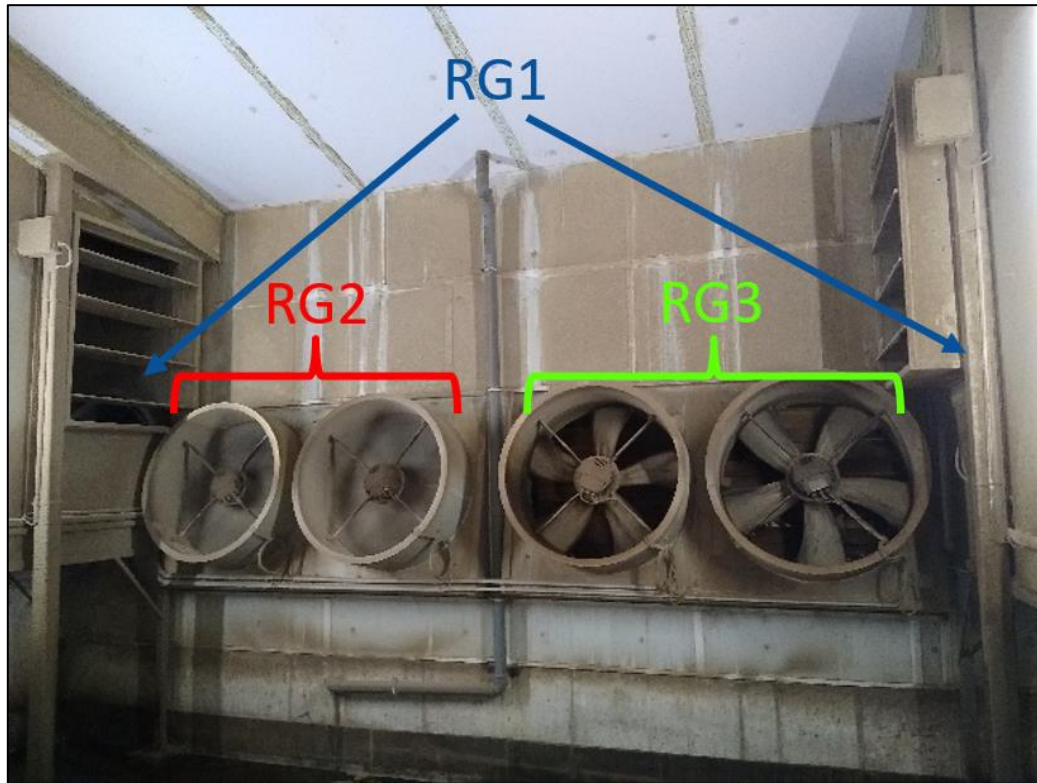


Abbildung 5: Reglergruppen (RG) 1 – 3 der insgesamt sechs Abluftventilatoren im Versuchsstall der Fallstudie 1. Die Ventilatoren der RG 1 (im Bild nicht zu sehen) führen die Abluft aus dem zentralen Abluftsammelkanal jeweils einem Wärmetauscher zu. RG 2 und 3 werden je nach Temperatur und Lüftungsanforderungen zugeschaltet und führen die Abluft direkt der Abluftreinigungsanlage zu. ©Deeken

Die Lüftungsanlage wird automatisch von einem digitalen Regler in Abhängigkeit von den Temperaturen außerhalb des Stalls und in den Stallabteilen gesteuert. Die Steuerung regelt auch, welche Strömungswege genutzt werden (z. B. ob die Abluft an den Wärmetauschern vorbeigeführt wird oder ob Außenluft in den Zentralgang geleitet wird) und welche Luftvolumenströme auf den verschiedenen Wegen gefördert werden.

Das Zuluftsystem besteht aus einer Porenkanallüftung mit einem Zwischendeckensystem. Die Frischluft kann hierbei auf unterschiedliche Weise in den Zentralgang des Stalls geleitet werden, von wo aus die gemischte Zuluft in die Stallabteile und dann durch den Porenkanal zu den Tieren geführt wird. Im Winter wird die in den Dachraum eintretende Außenluft durch die beiden Wärmetauscher geleitet, bevor sie in den Zuluftkanal und dann in den Zentralgang

geführt wird. Bei wärmeren Temperaturen wird die Frischluft vom Dachraum, unter Umgehung der Wärmetauscher, direkt in den Zentralgang geleitet oder die Außenluft kann direkt über Luftklappen in den Zentralgang gelangen. Außerdem besteht die Möglichkeit, dass in heißen Perioden Außenluft durch zusätzliche Luftklappen (unter der Traufe) direkt in die Porenkanäle der Stallabteile strömt. Wird die Frischluft durch die Wärmetauscher geleitet, geschieht dies durch zusätzliche Ventilatoren (ein Ventilator pro Wärmetauscher, Modell FC080-6DQ.6K.A7_XBS, Ziehl-Abegg SE, Künzelsau, Deutschland). Diese beiden Ventilatoren wurden ebenfalls identisch und parallel betrieben. Folglich wurden für beide Wärmetauscher stets gleiche Nutzungsbedingungen bzw. ab- und zuluftseitige Luftvolumenströme angenommen.

2.1.3 Luft-Luft-Wärmetauscher der Firma *hdt Anlagenbau GmbH*

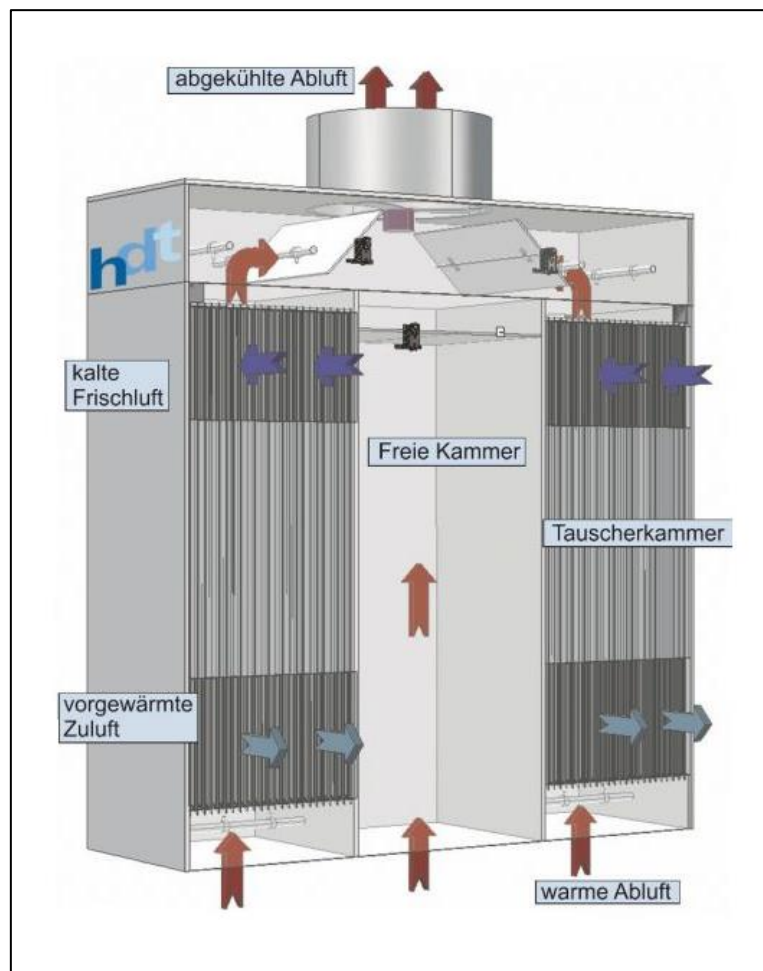


Abbildung 6: Funktionsschema des rekuperativen Luft-Luft-Wärmetauschers der Firma *hdt*. ©*hdt Anlagenbau GmbH*

Die Firma *hdt* verbaut serienmäßig Wärmetauscher und Abluftreinigungsanlagen in zwei hintereinander geschalteten Verfahrensstufen. Bei denen im Versuchsstall installierten

Wärmetauschern handelt es sich um zwei rekuperative Luft-Luft-Wärmetauscher des Produkttyps WT-BTK 200 mit einer Größe von jeweils 3320 x 1146 x 4420 mm (L x B x H). Rekuperative Systeme zeichnen sich durch einen kontinuierlichen Wärmestrom nach dem physikalischen Verfahren der Wärmeübertragung ohne Speicherprozesse aus (Heinrich und Franzke 1993). Im Inneren der Tauscher wurden Zu- und Abluft in einem Wirbelstromverfahren gegenläufig aneinander vorbeigeführt, so dass die thermische Energie von der warmen Abluft auf die kühlere Frischluft übertragen werden konnte. Um jedoch eine Verschmutzung der Frischluft (z. B. durch Schadgase, Bioaerosole) zu verhindern und die hygienische Luftqualität zu gewährleisten, werden die beiden Luftmassenströme durch tiefgezogene Kunststoffplatten getrennt. Durch die wendelförmigen Oberflächen der in den Tauschern verwendeten Kunststoffmodule wird die Übertragungsfläche vergrößert und die turbulente Strömung verbessert den Wärmeübergang. Jeder Wärmetauscher ist für einen maximalen Luftvolumenstrom von ca. 16.800 m³ h⁻¹ ausgelegt; die Summe der beiden Wärmetauscher entspricht etwa einem Sechstel des maximalen Luftvolumenstroms zur Belüftung des Stallgebäudes in warmen Sommerperioden. Abbildung 6 zeigt beispielhaft das Funktionsschema der von *hdt* vertriebenen Wärmetauscher.

2.1.4 Abluftreinigungsanlage



Abbildung 7: Links: Versuchsstall der Fallstudie 1 von außen mit Blick auf die im Dachraum befindliche Abluftreinigungsanlage. Rechts: Dachansicht der beiden der Abluftreinigungsanlage vorgeschalteten Wärmetauscher ©Deeken

Bei der im Stall installierten Abluftreinigungsanlage (Abbildung 7) handelt es sich um einen Biowäscher des Herstellers *Devrie Technical Solutions* (Vriezenveen, Niederlande), der von der Deutschen Landwirtschaftsgesellschaft zertifiziert wurde (DLG 2009). Durch die Besprühung der synthetischen Füllkörper mit leicht saurem oder alkalischem Waschwasser (pH 6,5 – 6,8) wird ein Lebensraum für Mikroorganismen geschaffen, die die in der Abluft enthaltenen Ammoniak- und Geruchsmoleküle abbauen und so die Abluft reinigen. Darüber

hinaus werden Feinstaub und Bioaerosole aus der Luft gefiltert. Der Abscheidegrad der im Stall eingesetzten Abluftreinigungsanlage beträgt entsprechend den Vorgaben der TA Luft (2021) mindestens 70 % für Ammoniak und Staub und erreicht eine vorgeschriebene maximale Geruchsstoffkonzentration von 300 Geruchseinheiten pro Kubikmeter Abluft.

2.1.5 Messtechnik und Datenerfassung

Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit wurden in der Abluft (t_{11}), der Fortluft (t_{12}), der Frischluft (t_{21}) und der Zuluft (t_{22}) innerhalb des Stalls sowie in der Luft außerhalb (t_0) des Stalls kontinuierlich während der gesamten Versuchsdauer in Intervallen von 15 Minuten gemessen (Abbildung 4). Die Außen- und Zuluftparameter wurden für einen Wärmetauscher gemessen; für den zweiten wurden die gleichen Werte angenommen. Die Daten wurden mit verschiedenen Typen von Datenloggern aufgezeichnet (Testo 174 T, *Testo SE & Co. KGaA*, Deutschland sowie Tinytag Plus 2 TGP-4500 und TGP-4505, *Gemini Data Loggers Ltd*, Vereinigtes Königreich) und zusätzlich durch implementierte Sensoren des Herstellers der Wärmetauscher an jedem Messpunkt erfasst. Für jeden Punkt wurden die Mittelwerte aller Sensoren für die nachfolgenden Berechnungen verwendet. Alle Sensoren wurden vor und während des Messzeitraums (achtmal während der zweijährigen Versuche) überprüft.

Die Heizleistung der Wärmetauscher wurde auf der Grundlage des Luftmassenstroms der durch die Wärmetauschermodule geleiteten Frischluft berechnet (siehe weiter unten in diesem Kapitel). Bei diesen Versuchen war es jedoch aufgrund der baulichen und technischen Umsetzung der Wärmetauscher im Stallgebäude nicht möglich, den Luftvolumenstrom direkt zu messen, z. B. durch Messventilatoren oder Anemometer.

Um dieses Problem zu lösen, wurden die Luftvolumenströme aller Ventilatoren auf der Grundlage der Ventilatordrehzahl und der Differenzdrücke (vor und hinter den Ventilatoren) berechnet. Die Berechnung der Drehzahlen erfolgte über die Steuerung und die Leistungsaufnahme der Ventilatoren, nachdem in Vorversuchen die entsprechenden Zusammenhänge abgeleitet worden waren (Abbildung A1). Dazu wurden die Drehzahlen mit einem optischen Tachometer (Modell K06538, *Voltcraft*) und Reflexionsmarken (Zuluftventilatoren von *Ziehl-Abegg*) bzw. mit der vom Hersteller mitgelieferten BUS-Anbindung und Software (Abluftventilatoren von *ebm-papst*) erfasst. Differenzdrücke innerhalb der Lüftungsanlage wurden mit digitalen Differenzdrucktransmittern [zweimal das Modell DE2752M042CK00MWU3231 (Messbereich 0 – 100 Pa) und zweimal das Modell DE2752M042CK00MWU3233 (Messbereiche 0 – 200 Pa und 0 – 300 Pa), *FISCHER Mess- und Regeltechnik GmbH*, Bad Salzuflen, Deutschland] gemessen. Die Ableitung der beiden Kenngrößen erfolgte ebenfalls im Abstand von 15 Minuten.

Aus den Ventilatorkennlinien und -kurven (Kalibrier- und Prüfstandmessungen sowie weitere Herstellerangaben) wurden Korrelationsformeln ermittelt, die zur Berechnung des

geförderten Luftvolumenstroms bei gegebenen Drehzahlen und Differenzdrücken verwendet wurden (Abbildung A2). Eine messtechnische Überprüfung der Ergebnisse war aus den oben genannten Gründen nicht möglich. Die errechneten Werte stimmen jedoch mit praxisüblichen Größen, den Planungsdaten für den Stall sowie mit der Größenordnung in der (deutschen) Schweinehaltung üblichen Luftleistungen überein (DIN 18910 2017).

Die Ventilatoren waren in drei Betriebsgruppen angeordnet, die vom Digitalregler separat angesteuert wurden. Die Steuerung der Ventilatorenpaare, die die Wärmetauscher mit Zu- und Abluft versorgen (je ein Abluftventilator der RG 1 und ein Zuluftventilator), waren stets identisch, so dass für die Ventilatoren und folglich die Wärmetauscher die gleichen Betriebs- und Leistungsparameter angenommen wurden. Die vier verbleibenden Abluftventilatoren (Bypass-Betrieb) wurden bis zum 8. April 2020 einheitlich gesteuert. Danach wurden sie in zwei Gruppen aufgeteilt, um eine detailliertere Steuerung der Stalllüftung zu ermöglichen.

Die Heizleistung \dot{Q}_{HR} der beiden Wärmetauscher wurde anhand der Formel 1 für jedes 15-minütige Messintervall berechnet. Heizleistungen mit negativem Vorzeichen resultieren aus der Abkühlung des Frischluftstroms, weshalb dann von Kühlleistungen gesprochen wird.

Formel 1: Formel zur Berechnung der Heizleistung (DIN EN 13053 2020).

$$\dot{Q}_{HR} = \frac{\dot{m} * c_{pl} * (t_{22} - t_{21})}{1000}$$

wobei:

- \dot{Q}_{HR} = Heizleistung der Wärmetauscher in kW
- \dot{m} = Luftmassenstrom in kg h^{-1} , berechnet auf der Grundlage des Luftvolumenstroms und der entsprechenden Luftdichte bei unterschiedlichen Lufttemperaturen ($\dot{m} = \dot{v} * (-0.00482 * t_{22} + 1.274)$); wobei \dot{v} = Luftvolumenstrom des Zuluftventilators (DIN 18910; Krommweh et al. 2014).
- c_{pl} = spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft in Wh (kg K)^{-1} ($c_{pl} = 1,005 \text{ kJ (kg K)}^{-1} = 0,28 \text{ Wh (kg K)}^{-1}$)
- t_{21} = Außenlufttemperatur in $^{\circ}\text{C}$
- t_{22} = Temperatur der Zuluft in $^{\circ}\text{C}$

Der Stromverbrauch des Stalls wurde mit einzelnen elektronischen Stromzählern (Modell DSZ15D-3x80A, *Eltako GmbH*, Fellbach, Deutschland) für jede elektrische Verbrauchergruppe (z. B. Lüftungsanlage, Abluftreinigungsanlage, Fütterungsanlage, Luftkompressor, Sozialräume) über den gesamten Zeitraum erfasst. Der Verbrauch von LNG wurde über die bestellten Mengen und den Füllstand des Gastanks erfasst.

Außerdem wurde der Stromverbrauch der Ventilatoren sowie der LNG-Verbrauch des Stallgebäudes für die einzelnen 15-minütigen Messintervalle berechnet. Dazu wurde in den Vorversuchen auch die Leistungsaufnahme der Ventilatoren in Abhängigkeit von deren Ansteuerung gemessen. So konnte anhand der Werte der Steuerungssoftware die Leistungsaufnahme der acht Ventilatoren für jedes Intervall berechnet werden. Der dokumentierte Gasverbrauch wurde mit den aufgezeichneten Außentemperaturen in Beziehung gesetzt und über die entsprechende Korrelation der Tagesverbrauch (kg LNG d^{-1}) des Stallgebäudes berechnet und auf die Messintervalle übertragen. Diese Werte wurden anschließend mit den Daten der realen Stromzähler verglichen und zeigten nur geringe Unterschiede (+2,3 % für den LNG-Verbrauch, -2,1 % für den Stromverbrauch).

Die Leistungszahl (Coefficient of Performance, COP) stellt das Verhältnis der Heizleistung $[\text{kW}_{\text{th}}]$ der Wärmetauscher zur benötigten elektrischen Leistung $[\text{kW}_{\text{el}}]$ der Wärmetauscher bzw. der entsprechenden Ventilatoren dar. Sie ist ein Indikator für die Energieeffizienz von Wärmerückgewinnungsanlagen und wurde nach der folgenden allgemeinen Formel 2 für jedes 15-Minuten-Intervall berechnet.

Formel 2: **Formel zur Berechnung der Leistungszahl bzw. des Coefficient of Performance (COP; DIN EN 13053 2020; VDI 3803-5 2013).**

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{HR}}}{P_{\text{el}}}$$

wobei:

- COP = Leistungszahl
- \dot{Q}_{HR} = Heizleistung der Wärmerückgewinnungsanlage in kW_{th}
- P_{el} = Stromkonsum der Wärmerückgewinnungsanlage in kW_{el}

Streng genommen wird der Begriff COP lediglich für den Quotienten von thermischer und elektrischer Leistung verwendet. Vergleicht man entsprechende Energiemengen in einem Zeitraum ist der Begriff (Jahres-)Arbeitszahl oder Performance Factor (PF) passender (vgl. Deeken et al. 2023). Zur besseren Lesbarkeit wird jedoch einheitlich der Begriff COP genutzt.

Da es sich um Praxismessungen in einem Stallgebäude mit mehreren Energiekonsumenten innerhalb der Lüftungsanlage handelt, wurden verschiedene COP-Werte berechnet. Dies sind der COP_V , der den Stromkonsum der Ventilatoren (Lüftungsanlage, V) und der COP_{VA} , der den Stromkonsum der Ventilatoren (Lüftungsanlage, V) und der Abluftreinigungsanlage (A) mit der Heizleistung der Wärmetauscher (\dot{Q}_{HR}) in Beziehung setzt.

Anhand des Energiekonsums und der rückgewonnenen thermischen Energie wurden die resultierenden CO_2 -Emissionen, Kosten und die entsprechenden Einsparungen durch die Wärmerückgewinnung für das Stallgebäude und die verschiedenen Verbraucher berechnet.

Formel 3 zeigt dies anhand des Beispiels der CO₂-Emissionen; für die Kosten wurde ähnlich vorgegangen.

Formel 3: **Formel zur Berechnung der eingesparten CO₂-Emissionen durch die Wärmerückgewinnung basierend auf der rückgewonnenen thermischen Energiemenge in einem definierten Zeitraum und dem entsprechenden Emissionsfaktor der thermischen Energieerzeugung durch Verbrennung von Flüssiggas**

$$\text{CO}_2 - \text{Emissionen} = Q_{\text{HR}} * m_{\text{CO}_2,\text{th}}$$

wobei:

- CO₂ – Emissionen = Eingesparte CO₂-Emissionen durch die Wärmerückgewinnung basierend auf der rückgewonnenen thermischen Energiemenge in einem bestimmten Zeitraum und dem entsprechenden Emissionsfaktor der thermischen Energieerzeugung durch Verbrennung von Flüssiggas in kg CO₂
- Q_{HR} = Rückgewonnene thermische Energie in einem bestimmten Zeitraum in kWh
- m_{CO₂,th} = CO₂ Emissionsfaktor der thermischen Energieerzeugung durch Verbrennung von Flüssiggas in (kg CO₂) kWh⁻¹

Zur Ermittlung der CO₂-Emissionen wurden die Emissionsfaktoren 0,427 (kg CO₂) kWh⁻¹ für Strom (Mittelwert für das deutsche Stromnetz; Icha und Kuhs 2020) und 0,237 (kg CO₂) kWh⁻¹ für die LNG-Verbrennung angenommen (Jührich 2016; Gómez und Watterson 2006; Deutscher Bundestag 2018). Für die Berechnung der eingesparten Energiekosten wurden die monatlichen Preise für Strom (Mittelwert 0,2697 ± 0,0030 € kWh⁻¹) während des Versuchszeitraums verwendet (Statistisches Bundesamt 2023). Die LNG-Kosten (Mittelwert 0,0658 ± 0,0169 € kWh⁻¹) wurden auf monatlicher Basis über einen wöchentlichen Online-Preisvergleich (Brennstoffbörse 2023) für den deutschen Energiemarkt ermittelt.

Das oben beschriebene Verfahren wurde verwendet, um die Energieeffizienz des realen Stalls mit Wärmetauschern zu bestimmen. Um die Energieeffizienz der Wärmerückgewinnung selbst zu bestimmen, wurde der Energiekonsum für einen Fall ohne Wärmetauscher durch Berechnungen für jedes 15-minütige Messintervall ermittelt. So wurden zwei verschiedene Fälle verglichen: Fall 1 (Stallgebäude mit Wärmerückgewinnung) und Fall 2 (Stallgebäude ohne Wärmerückgewinnung, hypothetischer Fall). Für die thermische Energie (Stallheizung) wurde angenommen, dass die gesamte zurückgewonnene Wärme durch die zusätzliche Verbrennung von Flüssiggas ersetzt wird (wodurch die gleichen Raumlufbedingungen und Einflüsse auf die Tiere gewährleistet werden). Folglich stieg der Bedarf an Flüssiggas in Fall 2.

Der Bedarf an elektrischer Energie wurde wie folgt berechnet: Der Energiekonsum der Zuluftventilatoren wurde nicht weiter berücksichtigt. Für die beiden Abluftventilatoren hinter den Wärmetauschern wurde die Berechnung in mehreren Schritten durchgeführt:

1. Es wurde angenommen, dass die gleichen Luftvolumenströme gefördert werden (jeweils durch die gleichen Ventilatoren).
2. Da die Wärmetauscher mit zusätzlichen Druckverlusten verbunden sind, wurde der entsprechende Differenzdruck verwendet, der ohne Wärmetauscher herrschen würde. Dies ist der Differenzdruck zwischen dem zentralen Abluftsammelkanal (einschließlich der Anpassung der Druckverhältnisse in diesem Kanal, wenn die Zuluftventilatoren abgeschaltet sind und keine Luft in den Stall "drücken") und dem Messpunkt hinter den Ventilatoren (vor der Abluftreinigung). Auch diese Werte wurden mit den digitalen Differenzdrucktransmittern aufgezeichnet.
3. Mit Hilfe von Korrelationsformeln (in Vortests bestimmt) wurde berechnet, welche Ventilator Drehzahl bei den angenommenen Differenzdrücken erforderlich wäre, um die tatsächlichen (unveränderten) Luftvolumenströme zu fördern. Dies entspricht den Betriebsparametern der Ventilatoren in Fall 2 (ohne Wärmerückgewinnung).
4. Es wurde abgeleitet, welche Ansteuerung und Leistungsaufnahme der Ventilatoren unter diesen Bedingungen notwendig wäre.

Die resultierenden elektrischen Energiemengen (sowie CO₂-Emissionen und Energiekosten) wurden mit denen der realen Situation verglichen. Für die vier zusätzlichen Abluftventilatoren (Bypass) wurde eine vergleichbare Methode angewendet, wobei die theoretischen Druckverhältnisse im zentralen Abluftsammelkanal angepasst wurden. Die Differenz des Stromverbrauchs zwischen den beiden Fällen wird im Folgenden als zusätzlicher (elektrischer) Aufwand für den Betrieb der Wärmerückgewinnung bezeichnet.

Um die Energieeffizienz der Wärmerückgewinnung zu bestimmen, wurde der Wert COP_{HR} errechnet: Dieser ergibt sich aus der zurückgewonnenen thermischen Energie und dem zusätzlichen Stromaufwand für den Betrieb der Wärmerückgewinnung.

Weitere Details sowie weiterführende Erklärungen und Daten zur Vorgehensweise können dem publizierten wissenschaftlichen Artikel zu diesen Untersuchungen entnommen werden (Deeken et al. 2023).

2.2 Fallstudie 2: Kombinierte Anlagentechnik

Die zweite Fallstudienuntersuchung (Arbeitspaket 3) wurde auf Versuchsbetrieben der Firma *Inno+ B.V.*, Panningen, Die Niederlande, durchgeführt.

2.2.1 Stallgebäude Fallstudie 2

Die Untersuchungen im zweiten Projektjahr zur Untersuchung des Triple-EEE-Systems der Firma *Inno+*, wurden auf drei schweinehaltenden Betrieben durchgeführt. Dies war dank der Online-Datenbereitstellung durch die Firma *Inno+* möglich; die schwerpunktmäßige Auswertung erfolgte jedoch nur auf zweien dieser Betriebe. Diese Betriebe liegen in Panningen bzw. Egchel (Die Niederlande). Die dargestellten Ergebnisse basieren auf dem Messzeitraum vom 01.01.2021 bis 31.12.2021, wobei es auf Betrieb 1 aufgrund technischer Probleme zu einer großen Datenlücke (September bis November 2021) kam.

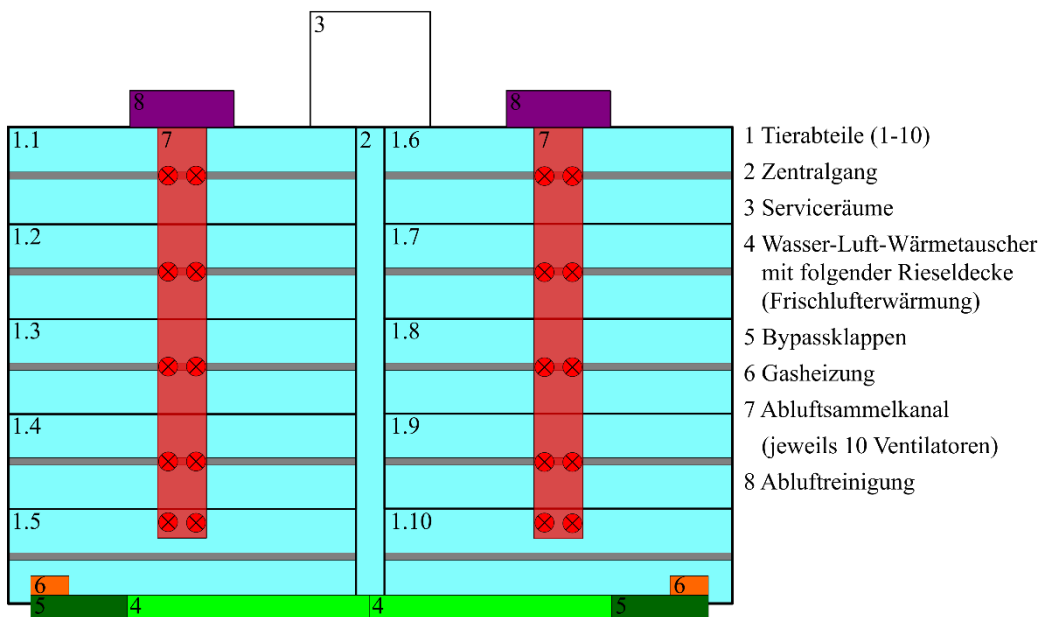


Abbildung 8: Schematische Darstellung des Grundrisses des Stallgebäudes auf dem Betrieb 1 (nicht maßstabsgetreu). ©Deeken

Beim untersuchten Stallgebäude auf Betrieb 1 handelt es sich um einen Ferkelaufzuchtstall mit 7680 Tierplätzen, welche auf 10 Abteile gleichmäßig aufgeteilt sind (Abbildung 8). Das wärme gedämmte und mechanisch belüftete Stallgebäude wird mittels Oberflurabsaugung und Unterdruck-Lüftung betrieben. Hierzu werden pro Stallhälfte 10 Abluftventilatoren betrieben, welche die abzuführende Raumluft in zwei Abluftammelkanäle und im Anschluss in die beiden Abluftreinigungsanlagen (Chemowäscher) fördern. Die Frischluft kann auf der gegenüberliegenden Giebelseite (durch den Dachvorsprung geschützt) durch zwei Wasser-Luft-Wärmetauscher (Teil des Triple-EEE-Systems, siehe Kapitel 2.2.2) oder durch außenliegende Bypassklappen in den Dachraum des Stallgebäudes geführt werden (Abbildung 9). Mittels zwei stationärer Gasheizungen kann die einströmende Luft zusätzlich erwärmt werden. Von hier erfolgt die Stalllüftung mittels Rieseldecke in die Tierabteile.

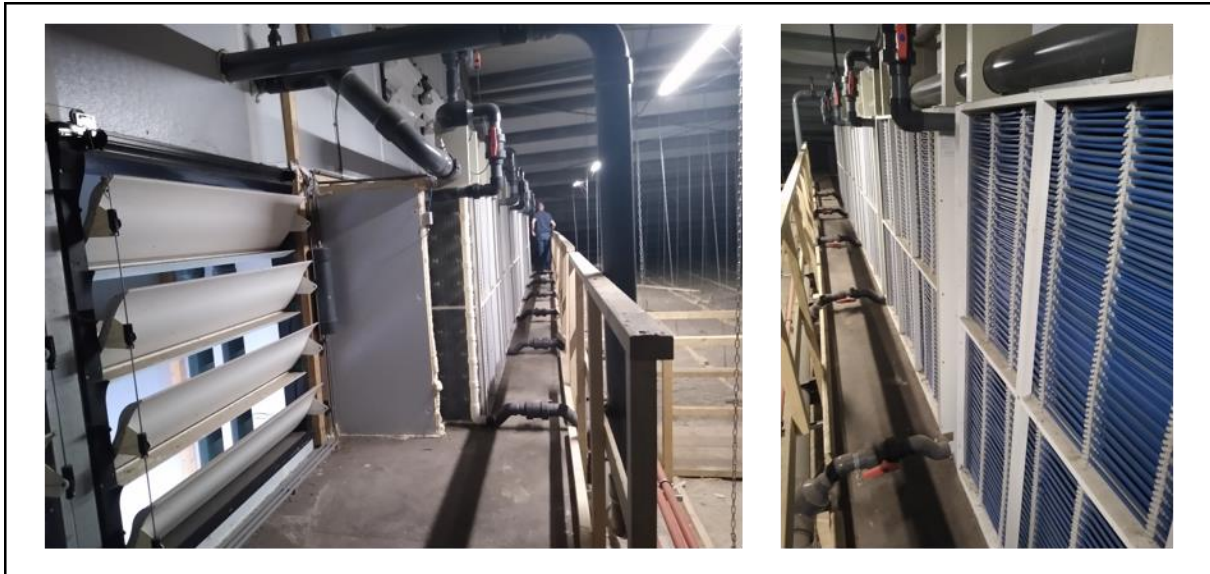


Abbildung 9: Links: Die Bypassklappen, die Wasser-Luft-Wärmetauscher sowie das Podest zur Wartung und Reparatur der Anlage im Dachraum vom Stallgebäude des Betriebes 1 oberhalb der Rieseldecke. Rechts: Der Wasser-Luft-Wärmetauscher mit den Kunststoffschläuchen zur Leitung des Sekundärwasserkreislaufs sowie die dazugehörigen Rohrleitungen für Zu- und Abfluss. ©Deeken



Abbildung 10: Links: Das Kühlaggregat sowie die Rohrleitungen für Zu- und Abfluss des Kaltwassers. © Büscher. Rechts: Die traufseitigen Frischlufteinlässe (inkl. Wasser-Luft-Wärmetauscher) des Stallgebäudes von Betrieb 2. ©Deeken

Beim Stallgebäude des Betriebes 2 handelt es sich um eine Ferkelerzeugungsanlage mit 1500 Sauen- und 6500 Ferkelaufzuchtplätzen. Die Abluftführung ist vergleichbar mit der oben beschriebenen Oberflur-Unterdruck-Lüftung. Die Zuluftführung erfolgt mittels Lüftungskanälen und Rieselkanälen für die spezifischen Produktionsabteile. So werden z. B. der Abferkelstall (360 Tierplätze) sowie das Deckzentrum (135 Tierplätze) mit gekühlter Zuluft versorgt. Dies wird ebenfalls durch ein Triple-EEE-System ermöglicht, welches mit dem Indico-System (Akronym aus „indirect cooling“) erweitert wurde. Hierbei handelt es sich um

die Ergänzung eines weiteren Wasserkreislaufs inklusive Kühlaggregat und Kaltwasservorratstank (siehe Abbildung 10 und Kapitel 2.2.2).

2.2.2 Triple-EEE- und Indico-System der Firma *Inno+ B.V.*

Das Triple-EEE-Konzept der Firma *Inno+* ist eine wasserbasierte, regenerative Wärmerückgewinnungsanlage, welche thermische Energie aus verschiedenen Quellen auf die einströmende Frischluft des Stallgebäudes überträgt. Die Energiequelle kann vielseitig sein, so zum Beispiel die warme Stallabluft bzw. das erwärmte Waschwasser einer Abluftreinigungsanlage oder das Erdreich zur Nutzung von Geothermie. Die Anlagentechnologie zeichnet sich durch hohe Flexibilität aus, wie im Folgenden dargestellt wird. Wissenschaftliche Untersuchungen zur Anlagentechnologie wurden nach Wissen der Autoren noch nicht durchgeführt. Es gibt jedoch praxisnahe Artikel, die die Anlagentechnologie in deutschen Zeitschriften beschreiben (Zäh 2016, Zäh 2022).

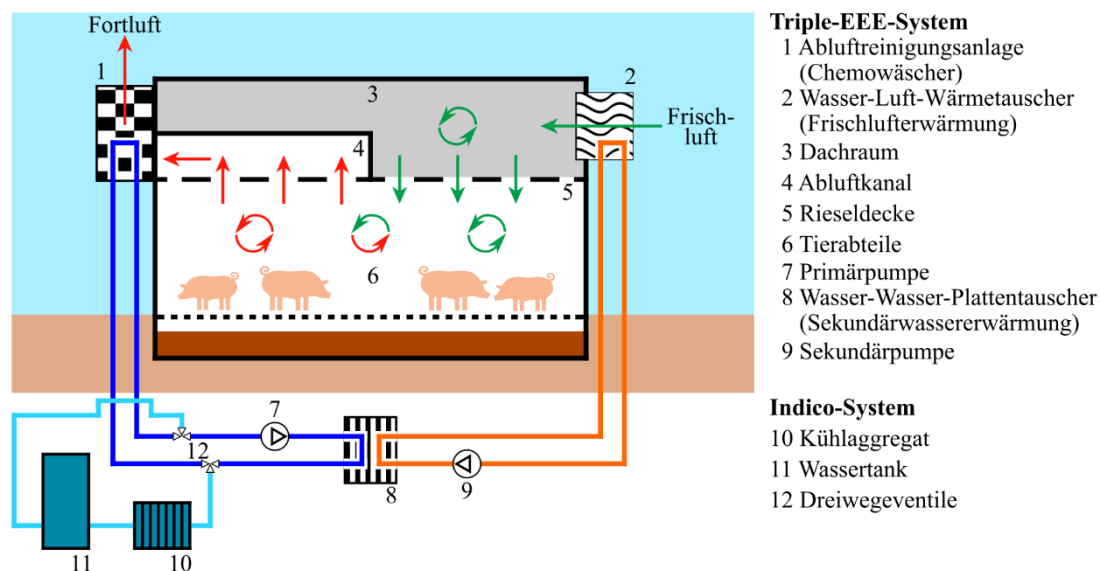


Abbildung 11: Schematische Darstellung des Aufbaus sowie der Bauteile des Triple-EEE-Systems (mit optionaler Ergänzung des Indico-Systems) der Firma *Inno+*.
©Deeken

Das Triple-EEE-System besteht hauptsächlich aus zwei Wasserkreisläufen (Abbildung 11). Hierbei handelt es sich zum einen um den Primärwasserkreislauf, welcher die thermische Energie zur Wärmerückgewinnung von der Energiequelle aufnimmt. Zum anderen nimmt der Sekundärwasserkreislauf die thermische Energie des Primärwasserkreislaufs auf, transportiert die thermische Energie mittels Wasserstrom zum Zielort und überträgt die Energie dann auf das Zielmedium, in diesem Fall die kalte Frischluft. In den häufigsten Fällen entspricht der Primärwasserkreislauf dem Waschwasserkreislauf der Abluftreinigungsanlage. Hierbei wird das Waschwasser vor Berieselung der Filterflächen durch einen Wasser-Wasser-

Plattenwärmetauscher (PT) geführt. Im Zuge dessen wird thermische Energie auf den Sekundärwasserkreislauf übertragen. Das Waschwasser der Abluftreinigungsanlage nimmt thermische Energie aus der warmen Stallabluft auf, wenn diese zur Emissionsreduktion durch die Filterflächen geführt wird, welche somit rückgewonnen wird. Alternativ zur Verwendung von Waschwasser kann der Primärwasserkreislauf auch auf Solebasis, d. h. der Wärmerückgewinnung durch Geothermienutzung mittels Schlauch- oder Rohrschleifen im Erdreich, betrieben werden. Der Primärwasserkreislauf ist mit einer Wasserpumpe ausgestattet, welche die Wassermassen im Kreislauf fördert; diese wird Primärpumpe genannt.

Der Sekundärkreislauf nimmt die thermische Energie im Wasser-Wasser-Plattenwärmetauscher auf. Die Rohrleitung des Sekundärkreislaufs verläuft dann im Erdreich oder innerhalb des Stallgebäudes zum Nutzungsort, im Regelfall den Wasser-Luft-Wärmetauschern zur Erwärmung der Frischluft. Hier wird das warme Nutzwasser durch kleine Kunststoffschläuche geführt, welche von der Frischluft umspült werden (Kreuzstrom), wodurch es zur passiven Wärmeübertragung kommt und die Frischluft erwärmt wird. Die Sekundärpumpe fördert das Wasser im Sekundärkreislauf.

Das Triple-EEE-System kann optional durch weitere Bauteile ergänzt werden, um die Zuluftkonditionierung weiter steuern zu können. So zum Beispiel durch das Indico-System, bei dem ein Kühlaggregat integriert wird, wie es auf Betrieb 2 der Fall war. Dies beinhaltet ein Kühlaggregat (max. elektrische Leistungsaufnahme 74,7 kW, nominelle Kälteleistung 160 kW) das Kaltwasser (ca. 10 °C) erzeugt. Dieses kann in einem wärmeisolierten Wassertank (Volumen 3000 L) zwischengespeichert werden. Mittels Steuerklappen kann dieses Kaltwasser durch eine weitere Wasserpumpe zum Plattentauscher (anstatt des warmen Waschwassers, primäre Energiequelle) geführt werden, wo es als Energiesenke dient. Das Kaltwasser nimmt die thermische Energie des Sekundärwasserkreislaufes auf, welcher durch die warme Frischluft erwärmt wurde. Das abgekühlte Sekundärwasser kann nun erneut Wärmelasten der Frischluft aufnehmen, das erwärmte Kaltwasser wird im Kühlaggregat erneut abgekühlt.

Alternativ kann das System mit einem dritten Heizkreislauf aufgerüstet werden. Hierbei wird das Sekundärwasser zu einer Wärmepumpe geführt und die thermische Energie auf einen dritten Wasserkreislauf geführt, welcher ein deutlich höheres Temperaturniveau haben kann. Dieser Kreislauf kann bspw. zur Ferkelnestheizung verwendet werden. Solch ein Wärmepumpensystem konnte, abweichend von der ursprünglichen Projektskizze, im Rahmen des Versuchsprojektes nicht untersucht werden.

2.2.3 Messtechnik und Datenerfassung

Aufgrund der anhaltenden COVID-Pandemie sowie der Lage der Versuchsbetriebe in den Niederlanden war das Bestreben aller Projektteilnehmer, die Betriebsbesuche auf ein Minimum zu reduzieren. Die Firma *Inno+* stattet alle Triple-EEE-Systeme standardmäßig mit zahlreichen

Temperatursensoren aus, welche die Luft- und Wassertemperaturen an vielen Messpunkten erfassen (Intervall 10 Minuten, siehe Abbildung 12). Regelmäßige Kontrollen der Sensoren wurden sichergestellt. Zudem wird der Stromkonsum der beiden Wasserpumpen aufgezeichnet, ebenfalls im Intervall von 10 Minuten. Weitere Parameter der Anlagensteuerung sowie Fehler- und Alarmmeldungen wurden im Intervall von 1 Minute erfasst. Alle Daten wurden auf einer Onlineplattform dokumentiert, welche per Fernzugriff ausgelesen werden konnte.

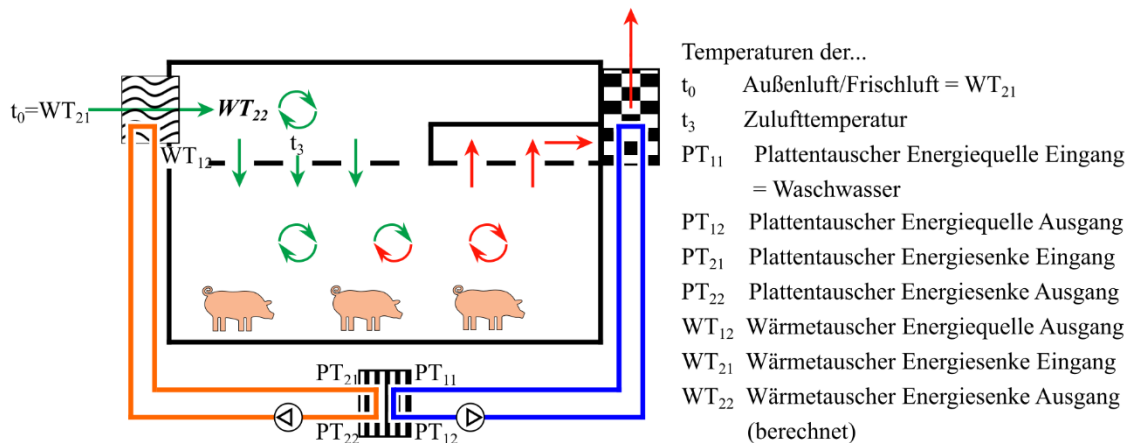


Abbildung 12: Schematische Darstellung des Aufbaus des Triple-EEE-Systems (ohne optionale Ergänzungen) der Firma Inno+ sowie die erfassten Luft- und Wassertemperaturen im Forschungsprojekt EnergARA. ©Deeken

Zur Kalkulation der erreichten Heizleistung (Formel 1) wird zudem der Luftmassenstrom benötigt. Dieser stand nur auf Betrieb 1 zur Verfügung. Die Lüftungsanlage der Firma *Fancom B.V.* (Panningen, Die Niederlande) zeichnete Werte auf und wurde ebenfalls mit einer Datenfernübertragung ausgestattet, so dass diese Daten online ausgelesen werden konnten. Hierbei handelte es sich um den Abluftvolumenstrom, welcher zur weiteren Kalkulation genutzt wurde. Für die Zeitpunkte in denen das Triple-EEE-System in Betrieb war wurde angenommen, dass der Abluft- dem Frischluftvolumenstrom entspricht. Etwaige Abweichungen auf Grund von Leckagen oder sonstigem Außenlufteintritt wurden nicht berücksichtigt. Die berechneten Heizleistungen können somit leicht von den realen abweichen.

Die COP-Werte wurden gemäß Formel 2 berechnet. Hierbei wurde die Heizleistung mit der elektrischen Leistung der beiden Wasserpumpen verrechnet. Die erhöhte Leistungsaufnahme der Abluftventilatoren im Zuge der gestiegenen Strömungswiderstände wurde nicht quantifiziert. Diese müsste streng genommen bei der Berechnung der COP-Werte mit einbezogen werden, da dieser Strommehraufwand unvermeidbar ist beim Einsatz des Triple-EEE-Systems. Folglich sind die realen Leistungszahlen voraussichtlich kleiner, als die hier berechnet. Dies ist bei der Bewertung der COP-Werte zu beachten.

Die Auswertungen auf Betrieb 2 erfolgen ausschließlich auf Basis der vorliegenden Frisch- und Zulufttemperaturen.

2.3 Fallstudie 3: Integrierte Anlagentechnik

Die dritte Fallstudienuntersuchung (Arbeitspaket 4) wurde auf dem Versuchsgut der *Höheren Bundeslehr- und Forschungsanstalt für Landwirtschaft (HBLFA) Raumberg-Gumpenstein* in Irnding, Österreich, durchgeführt. In dieser Fallstudie wurde ein so genannter Tauschwäscher der Firma *Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik GmbH* untersucht. Anders als bei der Projektplanung und im Projektantrag vorgesehen, konnte der ursprünglich eingeplante Versuchsbetrieb mit Tauschwäscher nicht rechtzeitig in Betrieb genommen werden. Um die in Arbeitspaket 4 vorgesehenen Untersuchungen dennoch bestmöglich durchführen zu können wurde nach einer Alternative gesucht. Da das Versuchsgut der *HBLFA Raumberg-Gumpenstein* über einen Mastschweinestall verfügt, der bereits mit einer Abluftreinigungsanlage der Firma *Schönhammer* sowie weiterer notwendiger Technik ausgestattet war, sollte dieser für die dritte Fallstudie genutzt werden. Der Stall wurde von Seiten der *HBLFA* zwischen Dezember 2021 und März 2022 zu einem Tierwohlstall umgebaut. Die Umbauphase wurde dafür genutzt die vorhandene ARA von der Firma *Schönhammer* um das Wärmetauschermodul erweitern zu lassen und so den geplanten Tauschwäscher zu installieren. Die Umbaumaßnahmen konnten im März 2022 abgeschlossen werden, sodass eine Datenerfassung vom 15. März bis zum 5. Juli 2022 (Mastdurchgang (MD) 1) und vom 16. August bis zum 11. Dezember 2022 (MD 2) durchgeführt werden konnte. Die Ein- und Ausstalltage wurden nicht berücksichtigt, folglich umfassen die Messzeiträume 113 ganze Masttage in MD 1 und 108 ganze Masttage in MD 2. Die Messperioden wurden stets mit dem zweiten Ausstalltermin beendet, wenn die Masttiere nahezu vollständig verkauft waren. Mögliche weitere Masttage verbleibender Nachzügler wurden nicht berücksichtigt. Die dargestellten Daten sind entsprechend zu bewerten.

2.3.1 Stallgebäude Fallstudie 3

Der für die Untersuchungen zur Verfügung stehende Stall (Abbildung 13) umfasst drei Mastabteile (Abteile 1 – 3) mit einer Gesamtfläche von 336 m². Die Abteile 1 und 3 wurden im Rahmen der zuvor erwähnten Umbaumaßnahmen zu Tierwohlabteilen umgebaut und bieten nun für jeweils 130 Tiere Platz. Die Tierwohlabteile sind in zwei Buchten unterteilt, die durch einen Treibgang getrennt werden. Diese beiden Abteile waren nicht in die Versuchsmessungen involviert. Das Abteil 2, an welches der Tauschwäscher angeschlossen wurde, wurde nicht umgebaut und entspricht einer konventionellen Haltung mit Platz für 138 Tiere. Dieses Abteil ist unterteilt in sechs Buchten, je Drei pro Seite des Laufgangs. Jede Bucht bietet Platz für max. 23 Tiere mit einer Gesamtfläche je Bucht von 16,58 m² und Mindestfläche je Tier von 0,72 m².

Jede Bucht ist mit konventionellem Betonspaltenboden ausgestattet. Bei der Lüftung handelt es sich um eine Unterdrucklüftung mit dezentraler Oberflurabsaugung innerhalb der einzelnen Abteile. Der Dachraum wurde im Zuge der Umbaumaßnahmen für die Versuchsmessungen unterteilt, sodass sich über jedem der Abteile ein abteilsspezifischer Dachraum befand.

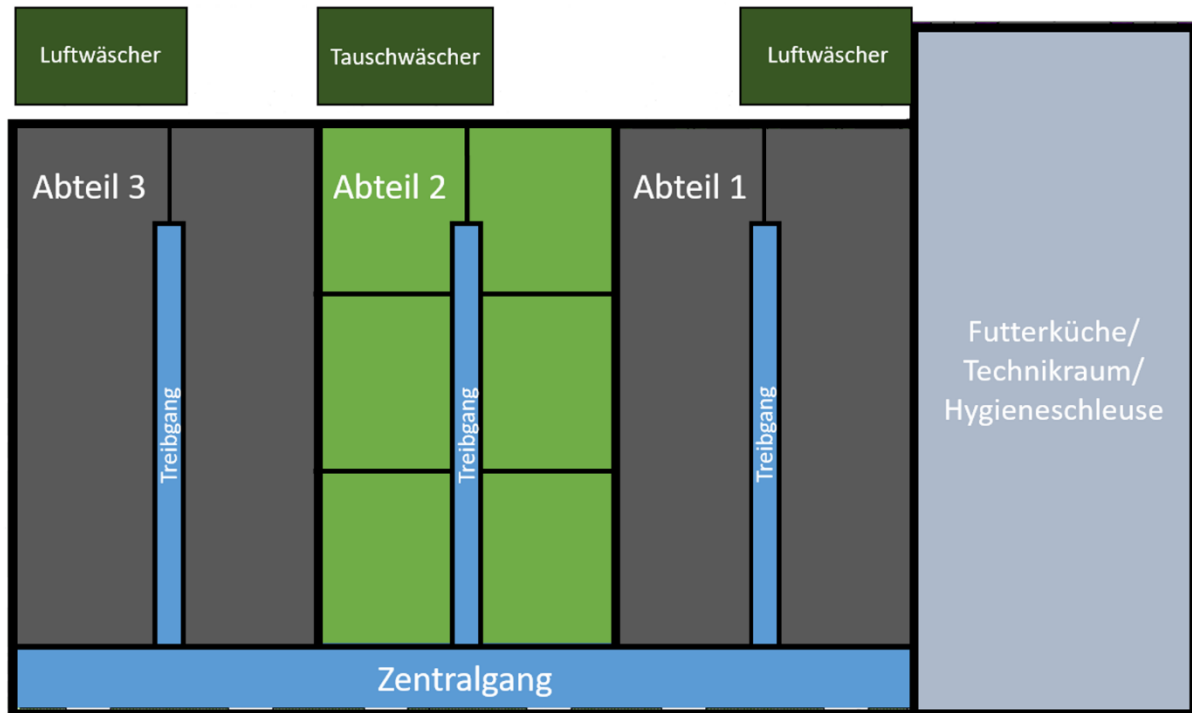


Abbildung 13: Vereinfachter Grundriss des Maststalls auf der *HBLFA Raumberg-Gumpenstein*. Die Untersuchungen zum Tauschwäscher der Firma *Schönhammer* wurden in Mastabteil 2 (138 Mastplätze) durchgeführt. ©Lengling

2.3.2 Tauschwäscher der Firma *Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik GmbH*

Beim sogenannten Tauschwäscher handelt es sich um eine einstufige Anlagentechnologie bei der eine ARA (Rieselbettreaktor) mit einem Luft-Luft-Wärmetauscher kombiniert ist. Der Name ergibt sich dabei aus den Begriffen Wärmetauscher und Biowäscher (Krommweh et al. 2016). Die warme Abluft des Stalls wird dem Tauschwäscher über den Abluftkanal zugeführt und durchströmt den für die Abluftreinigung verwendeten Füllkörper von unten nach oben. Nach Reinigung der Abluft wird der Luftstrom durch das Wärmetauschermodul geleitet und kreuzt hierbei den kalten Zuluftstrom. Dabei wird die thermische Energie der Abluft bzw. des Waschwassers auf die kältere Frischluft übertragen bevor diese in den Stall geleitet wird. Wie in den Untersuchungen von (Krommweh et al. 2021a, 2021b) beschrieben, ist die effizienteste Position für das Wärmetauschermodul zwischen Füllkörper und Wasserberieselung (Abbildung

14). Basierend auf den Untersuchungen von Krommweh et al. (2021a, 2021b) wurde der Tauschwäscher auf dem Versuchsbetrieb installiert und betrieben (Abbildung 15).

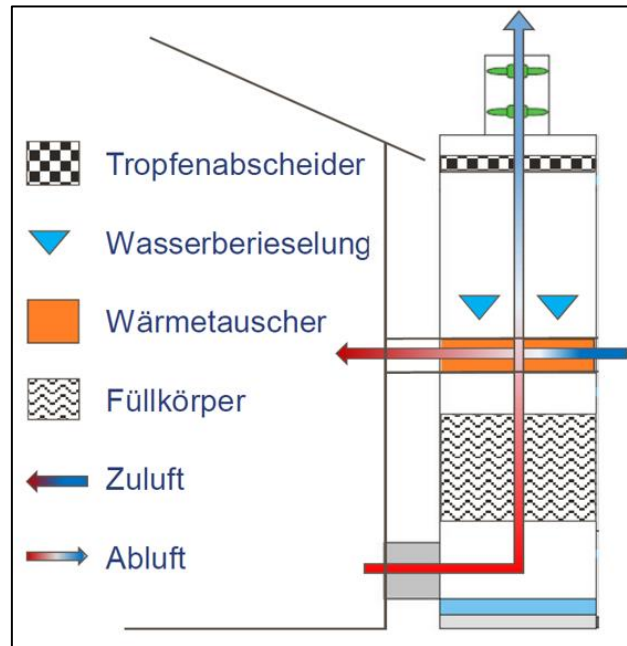


Abbildung 14: Schematische Darstellung des Tauschwäschers der Firma *Schönhammer* (Krommweh 2017).



Abbildung 15: Tauschwäscher am Versuchsbetrieb der *HBLFA Raumberg-Gumpenstein* von links (1), von vorne (2) und von rechts (3) fotografiert. ©Lengling

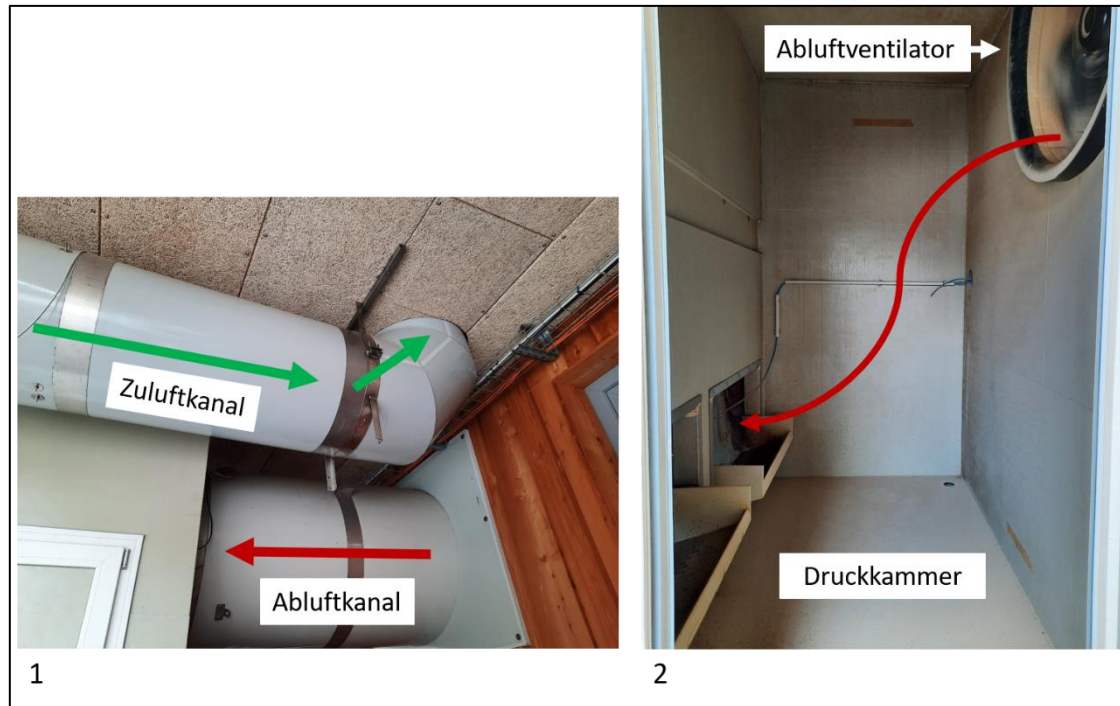


Abbildung 16: Bild 1 zeigt die Außenansicht des Abluftkanals vom Abteil zum Tauschwäscher und den Zuluftkanal vom Tauschwäscher zum Dachraum. Der rote Pfeil zeigt die Luftführung der Abluft an, der grüne Pfeil die Luftführung der Zuluft. Bild 2 zeigt die Innenansicht der Druckkammer des Tauschwäschers mit dem Abluftventilator. Der rote Pfeil markiert die Abluftführung vom Ventilator zur ARA. ©Lengling

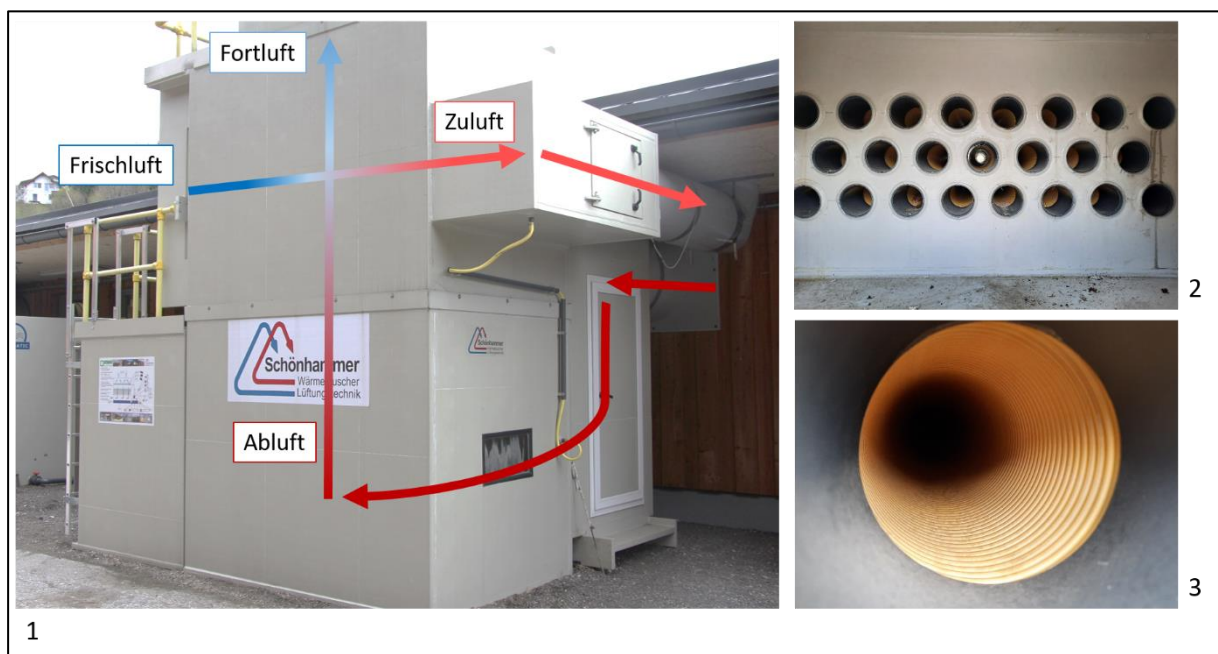


Abbildung 17: Schematische Darstellung des Wärmeübergangs vom Ab- zum Frischluftstrom (Bild 1). Bilder 2 und 3 zeigen die Kunststoffröhren, durch die die Frischluft durch das Wärmetauschermodul geleitet wird (vor Installation der Luftleitbleche). ©Lengling

Die Abluft wurde mittels eines im Abluftkanal verbauten Abluftventilators des Herstellers *ebm-papst Mulfingen GmbH Co. KG* der Typenbezeichnung EC Axialventilator - HyBlade® A3G910-AS26-56 und einem Durchmesser von 910 mm aus Abteil 2 dem Tauschwäscher zugeführt (Abbildung 16, Bild 1). Die Abluft wird zunächst in die sogenannte Druckkammer geleitet, in der die Luftgeschwindigkeit reduziert wird und die Luft von oben nach unten strömt und über zwei Öffnungen weiter in den Füllkörper des Wäschers geleitet wird (Abbildung 16, Bild 2).



Abbildung 18: Darstellung des Dachraums über dem Versuchsabteil in den der Zuluftkanal und die Frischlufklappen führen (Bild 1). Außenansicht (Bild 2) und Innenansicht (Bild 3) der Frischlufklappen. ©Deeken

Beim Wäscher handelt es sich um einen biologischen Abluftwäscher des Herstellers *RIMU Agrartechnologie GmbH*, der von der DLG zertifiziert wurde (DLG 2015). Im Anschluss an die Druckkammer strömt die Abluft von unten nach oben durch den Füllkörper, welcher kontinuierlich mit Waschwasser berieselt wird. Nachdem die Luft den Füllkörper passiert hat, wird sie durch das Wärmetauschermodul geleitet. Im Wärmetauschermodul kreuzen sich der Abluftstrom (sowie das Waschwasser der Füllkörperberieselung) und der Frischlufstrom ohne sich zu vermischen. Die Frischluf wird mittels eines Zuluftventilators (*ebm-papst Mulfingen GmbH Co. KG* der Typenbezeichnung EC Axialventilator - HyBlade® A3G500-AM56-37 mit

500 mm Durchmesser) angesaugt. Sie durchströmt das Wärmetauschermodul horizontal, quer zum Abluftstrom (Kreuzstrom), durch gerippte Kunststoffrohre (Abbildung 17). Hier findet die Übertragung der thermischen Energie von der Abluft und dem Waschwasser auf die kalte Frischluft statt. Im Anschluss strömt die erwärmte Zuluft über den Zuluftkanal (vgl. Abbildung 16) in den Dachraum. Die gerippten Kunststoffrohre dienen der Oberflächenvergrößerung, um einen höheren Wärmeübergang zu ermöglichen. Zusätzlich sind sie leicht zu reinigen, beständig gegen Umwelteinflüsse (Korrosion durch Schadgase wie NH_3) und bieten eine hohe Sicherheit, dass die Trennung zwischen Ab- und Frischluft gas- bzw. wasserdicht erfolgt.

Am 9. Mai 2022 wurden innerhalb der gerippten Kunststoffrohre kleine Luftleitbleche eingesetzt, welche steigende Turbulenzen im Frischluftstrom hervorrufen. Diese Nachrüstung sollte eine Steigerung der Wärmeübertragung auf Kosten leicht steigender Strömungswiderstände erreichen.

Nachdem der Abluftstrom das Wäscher- und Wärmetauschermodul durchströmt hat, wird er abschließend durch den Tropfenabscheider geführt, durch den der Aerosolaustrag verhindert und Wasserverluste vermindert werden (DLG 2015).

Die erwärmte Zuluft wird über den Zuluftkanal in den Dachraum geleitet, wo sie sich verteilt und je nach Lüftungsbedarf mit zusätzlicher, über Frischluftklappen einströmender Frischluft vermischt (Abbildung 18). Die Zuluft sinkt im Anschluss über eine Rieseldecke in das Abteil in den Tierbereich.

2.3.3 Messtechnik und Datenerfassung

Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit wurden in der Abluft (t_{11}), der Fortluft (t_{12}), der Frischluft (t_{21}) und der Zuluft (t_{22}) innerhalb des Stalls sowie in der Luft außerhalb (t_0) des Stalls kontinuierlich während der gesamten Versuchsdauer gemessen. Der Messpunkt für t_0 befand sich außerhalb des Stalls unmittelbar unterhalb den Frischluftklappen. Die Frischluft t_{21} wurde vor Durchströmen der Luft durch die Kunststoffrohre des Wärmetauschermoduls, die Zuluft t_{22} nach Durchströmen der Kunststoffrohre gemessen. Der Messpunkt der Abluft t_{11} befand sich in der Druckkammer unmittelbar nach dem Messventilator, während die Fortluft t_{12} nach dem Tropfenabscheider gemessen wurde. Die Messungen erfolgten mittels digitaler Sensoren, welche von der Firma *Schönhammer* installiert wurden. Zusätzlich wurden die Temperaturen im Abteil und die des Waschwassers des Tauschwäschers über Sensoren der Firma *Schönhammer* aufgezeichnet. Im Dachraum und Abteil erfolgte zusätzlich eine Messung mit Sensoren des Herstellers *Testo SE & Co. KGaA* des Typs *testo Saveris H2D*, 868 MHz. Alle Sensoren wurden regelmäßig vor, während und nach den Mastdurchgängen gewartet und kalibriert.

Die Zuluft- bzw. Abluftmenge [$\text{m}^3 \text{h}^{-1}$] wurde je mittels eines Messventilators (siehe Abschnitt 2.3.2) erfasst und aufgezeichnet. Für die weitere Auswertung wurde der

Luftvolumenstrom in den Luftmassenstrom [kg h^{-1}] umgerechnet (vgl. Abschnitt 2.1.5). Die Leistung des Zu- bzw. Abluftventilators wurde über die Drehzahl [%] und die Ansteuerung [bool] über den Klimacomputer erfasst. Zusätzlich wurde der Öffnungsgrad der Zuluftklappe [%] aufgezeichnet.

Zur Leistungsbewertung des Tauschwäschers wurden die Temperaturdifferenzen [K] zwischen Zu- und Frischluft, die Heizleistung [kW] sowie die Leistungszahl (COP) berechnet (vgl. Abschnitt 2.1.5). Bei der Berechnung des COP_{HR} wird lediglich die Leistungsaufnahme des Zuluftventilators berücksichtigt, da der Mehraufwand des Abluftventilators auf Grund des gestiegenen Strömungswiderstandes (Wärmetauschermodul) nicht quantifiziert werden konnte. In der Realität können die COP_{HR} -Werte somit niedriger sein als die hier berechneten.

Der Stromkonsum wurde mittels digitaler Stromzähler für den Tauschwäscher, den Zu- und Abluftventilator sowie den Stallcomputer für das Versuchsabteil aufgezeichnet. Aufgrund technischer Schwierigkeiten konnten im MD 1 keine Stromzählerdaten für den Zuluftventilator sowie den Stallcomputer erfasst werden. Für die Auswertung wurden hierfür die Daten des MD 2 entsprechend extrapoliert und auf MD 1 angewendet.

Für die Auswertung der Daten wurden die Mittelwerte von 15-minütigen Messintervallen gebildet.

Innerhalb des MD 2 wurde die Anlagensteuerung in einem Zeitraum von vier Tagen (4. Oktober 2022 – 8. Oktober 2022) geändert. Hierbei wurde die Steuerung dahingehend angepasst, dass der Tauschwäscher auch bei höheren Frischlufttemperaturen betrieben wurde und nicht, wie üblich, bei ca. 23 °C ausgeschaltet und mittels Frischluftklappen umgangen wurde. Dieser Zeitraum diente der Fokusbetrachtung der möglichen Kühlleistungen des Tauschwäschers bei warmen Außentemperaturen.

3 Ergebnisse und Diskussion

Im Folgenden werden die Ergebnisse der drei Fallstudien in separaten Unterkapiteln einzeln präsentiert und diskutiert. Ein Vergleich der Ergebnisse der drei verschiedenen Systeme untereinander findet nur in eingeschränktem Maße statt, da sich die Versuchs- und Rahmenbedingungen der einzelnen Fallstudien zu stark unterschieden, als dass ein direkter Vergleich der Ergebnisse zielführend wäre. Es sei vorab darauf hingewiesen, dass es sich insbesondere bei den ökonomischen Aspekten um betriebsindividuelle Daten bzw. Ergebnisse handelt, die nicht unmittelbar auf andere Betriebssituationen übertragen werden können.

3.1 Fallstudie 1: Sukzessive Anlagentechnik

3.1.1 Betriebsparameter und Auslastung der Wärmetauscher

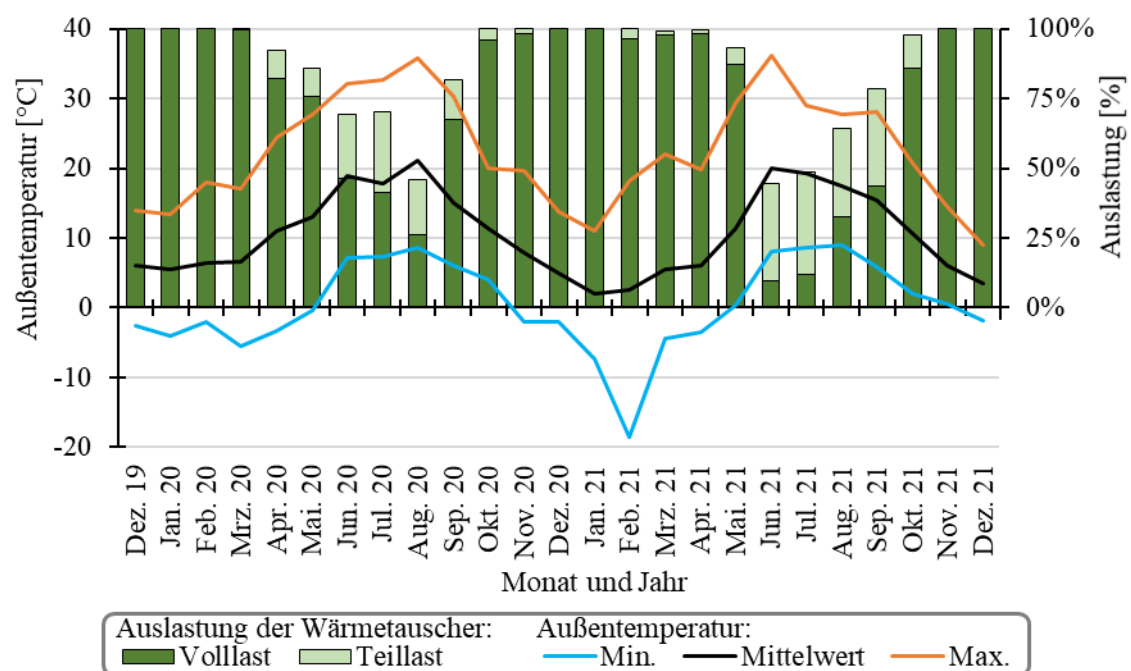


Abbildung 19: Auslastung der Wärmetauscher (Voll- oder Teillast) [%] und Außenlufttemperaturen (Minimal-, Maximal- und Monatsmittelwerte) [°C] auf monatlicher Basis während des zweijährigen Versuchszeitraums.
©Deeken

Abbildung 19 zeigt die monatliche Auslastung (Volllast oder Teillast) der Wärmetauscher über den gesamten Messzeitraum von zwei Jahren in Prozent. Die Auslastung lag in den Monaten Oktober bis März nahezu konstant bei 100 %. In den Monaten April bis September 2020 schwankte die Auslastung der Wärmetauscher zwischen 45 % und annähernd 90 %, wobei die niedrigste Betriebsauslastung im August zu verzeichnen war. Im zweiten Jahr zeigte die WärmetauscherAuslastung eine ähnliche Bandbreite mit der niedrigsten Auslastung im Juni. In seinen Untersuchungen an einem Luft-Luft-Wärmetauscher konnte Rösman (2012) ebenfalls

eine Jahresauslastung von 88,4 % mit Mindestwerten im Sommer von 51,2 % beobachten. Die hier vorgestellten Ergebnisse sind folglich vergleichbar. Da die Effizienz eines Wärmetauschers mit zunehmender Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Abluft zunimmt (Bonkoß et al. 2012), könnte man annehmen, dass im Sommer kein Nutzen durch den Wärmetauscher entsteht und sich die Investition daher nicht lohnt. Die Ergebnisse widerlegen diese Annahme und zeigen, dass die Wärmetauscher auch im Sommer in Betrieb sind.

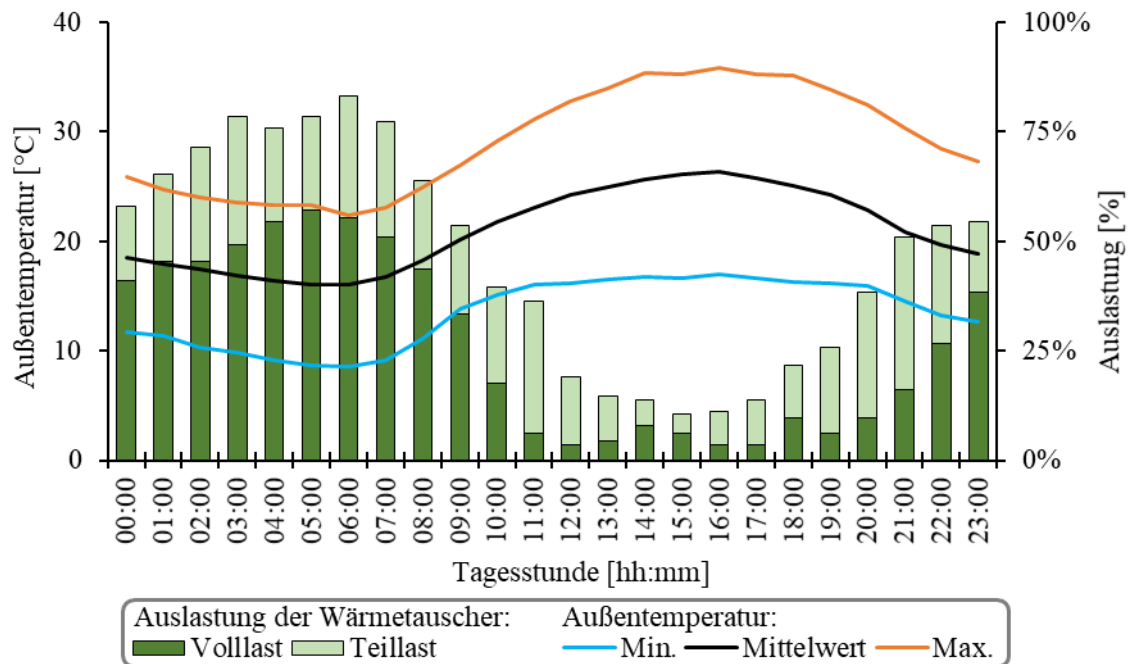


Abbildung 20: Auslastung der Wärmetauscher (Voll- oder Teillast) [%] und Außenlufttemperaturen (Minimal-, Maximal- und Mittelwerte) [°C] im August 2020 in Bezug auf die Mittelwerte für die Stunden des Tages (über die 31 Tage des Monats). ©Deeken

Abbildung 20 zeigt die mittlere Auslastung der Wärmetauscher im August 2020. Dazu wurden für die Parameter Außenlufttemperaturen [°C] und Betriebsauslastung [%] die Mittelwerte für jede Stunde des Tages (über die 31 Tage) berechnet. Es zeigt sich, dass die Wärmetauscher in den Nachtstunden trotz einer relativ hohen mittleren Außentemperatur von ca. 16 – 18 °C eine Auslastung von 50 % bis über 80 % erreichen. Im Tagesverlauf sank die Auslastung auf ein Minimum von ca. 10 % bei einer Tageshöchsttemperatur von ca. 26 °C und stieg am Abend ab einer Außentemperatur von ca. 20 °C wieder auf eine Auslastung von 50 % an. Betrachtet man die ausgewählten Verläufe, so wird erneut deutlich, dass auch in warmen Sommermonaten durch die Heizleistungen in den kühleren (Nacht-)Stunden ein Nutzen aus den Wärmetauschern gezogen wird.

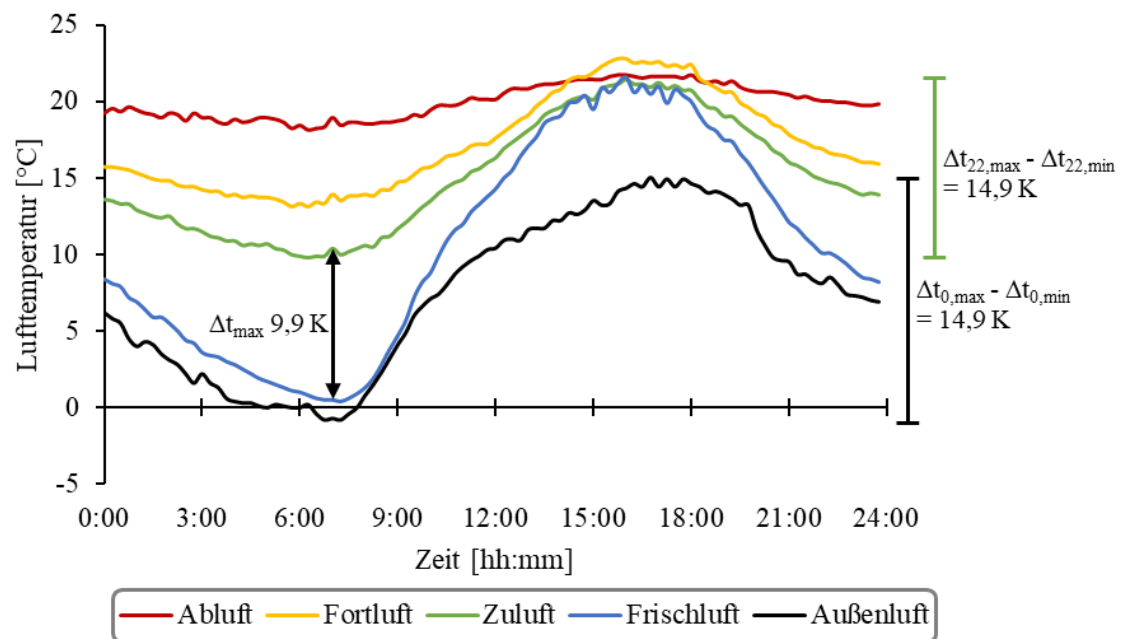


Abbildung 21: Verlauf der Abluft- (t_{11}), Fortluft- (t_{12}), Außenluft- (t_{21}), Zuluft- (t_{22}) und Außenlufttemperatur (t_0) [°C] am 4. April 2020 und die Temperaturschwankungen der Außen- und Zuluft an diesem Tag. ©Deeken

Abbildung 21 zeigt den Temperaturverlauf [°C] für die Außenluft, die Frischluft, die Zuluft, die Fortluft und die Abluft für einen einzigen Tag (4. April 2020). Dies ist ein typisches Beispiel für die Temperaturverläufe während der deutschen Frühjahrsaison und den entsprechenden Wärmetauscherbetrieb (Heizen während der kühleren Zeitpunkte und Abschalten am Nachmittag von 14:00 – 18:30 Uhr). Das Verhältnis der Temperaturschwankung (Differenz zwischen Minimal- und Maximaltemperatur) außerhalb eines Gebäudes zu der Temperaturschwankung innerhalb eines Gebäudes wird als Amplitudendämpfung bezeichnet (Moro 2020; Asan 2006). Im Zusammenhang mit den durchgeführten Untersuchungen bezieht sich die Amplitudendämpfung auf die Fähigkeit des Wärmetauschers, die Differenz zwischen der minimalen und maximalen Temperatur der Außenluft und der Zuluft zu verringern (d. h. Temperaturänderungen im Dachraum werden berücksichtigt).

Die Temperaturschwankung der Außenluft betrug an diesem Tag 14,9 K bei einer minimalen Temperatur von $-0,8$ °C und einer maximalen Außentemperatur von $14,1$ °C. Die Temperaturschwankung der Zuluft betrug 9,8 K (Minimaltemperatur $9,8$ °C; Maximaltemperatur $19,6$ °C). Somit konnte die Amplitude durch den Einsatz der Wärmetauscher um ca. 34 % gedämpft werden. Hohe Temperaturschwankungen treten vor allem im Frühjahr und Herbst auf, wenn die Temperaturen tagsüber bereits im zweistelligen Bereich sind, nachts aber in den negativen Temperaturbereich fallen können. Aber auch in den Sommermonaten kommt es zu deutlichen Schwankungen der Außenlufttemperatur (Abbildung

20) mit entsprechender Auslastung der Wärmetauscher in den kühleren Stunden. Solche Temperaturschwankungen sollten im Sinne des Tierschutzes vermieden werden, da die Tiere schnell an die Grenzen ihrer Anpassungsfähigkeit stoßen und Temperaturstress ausgesetzt sein können (Bianca 1976). Je konstanter die Lufttemperatur ist, desto gleichmäßiger ist die Belüftung und damit die Luftqualität im Stall, was sich positiv auf die Gesundheit und die Leistung der Tiere auswirken kann (Jungbluth et al. 2017). Einige Landwirte, die Wärmetauscher einsetzen, berichten von verbesserten Futtermitteln- oder Leistungsparametern in der Schweine- oder Geflügelproduktion; wissenschaftliche Studien gibt es jedoch (nach Kenntnis der Autoren) nur wenige, was auf die offene Forschungsfrage zu diesem Thema hinweist (vgl. Kapitel 3.4). Darüber hinaus können große Temperaturschwankungen im Tagesverlauf die Heizkosten und damit die CO₂-Emissionen erhöhen, was ebenfalls vermieden werden sollte (Büscher et al. 2014). Die in den Untersuchungen nachgewiesene Amplitudendämpfung veranschaulicht, dass der Einsatz eines Wärmetauschers große Temperaturschwankungen abmildern und somit positive Auswirkungen auf die Umwelt und das Wohlergehen der Tiere haben kann. Die vorgestellten Ergebnisse stimmen mit denen anderer Studien überein, die ebenfalls geringere Temperaturschwankungen und eine Dämpfung der Amplitude durch den Einsatz von Wärmetauschern oder ähnlichen Systemen nachgewiesen haben (Krommweh et al. 2014; Rösmann und Büscher 2010; DLG 2011). Die genauere Betrachtung der Temperaturverläufe in Abbildung 21 zeigt jedoch, dass die Frischluft bereits wärmer ist als die Außenluft. Diese Vorwärmung im Dachraum wurde bereits von Krommweh et al. (2014) beschrieben und kann die tatsächliche Heizleistung von z. B. Wärmerückgewinnungssystemen oder die Kühlleistung von Geothermie- oder Kühlsystemen beeinflussen. Für diesen Tagestemperaturverlauf gilt die vorteilhafte Addition beider Heizleistungen für die Zulufttemperaturen, insbesondere während der Nachtstunden.

Außerdem war die oben beschriebene Amplitudendämpfung typisch für den Versuchszeitraum. Die mittlere Dämpfung für jeden Tag innerhalb des zweijährigen Versuchs betrug $34,7 \pm 12,8$ %. Die genauere Auswertung zeigt, dass die prozentuale Dämpfung weder vom Tagesmittelwert der Außenlufttemperatur noch von der täglichen Schwankung der Außenlufttemperatur abhängig ist (Deeken et al. 2023). Das bedeutet, dass die relative Amplitudendämpfung das ganze Jahr über konstant ist, sich aber die absoluten Differenzen zwischen Außen- und Zulufttemperaturschwankungen im Laufe der Jahreszeiten (mit unterschiedlichen Außenlufttemperaturschwankungen) ändern.

Innerhalb dieses Untersuchungszeitraums zeigt sich erneut, dass die Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Außenluft von den Außenlufttemperaturen abhängt. Die Korrelation ($t_{22} = -0,3897 * t_{21} + 8,9326$; $R^2 = 0,9534$) ist hoch und die maximale Temperaturdifferenz

betrug 14,0 K am 13. Februar 2021 (Außenlufttemperatur $-17,9\text{ °C}$, Frischlufttemperatur $-11,0\text{ °C}$, Zulufttemperatur $2,9\text{ °C}$, Luftvolumenstrom pro Wärmetauscher $11.395\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$, Heizleistung für beide Wärmetauscher $113,8\text{ kW}$).

3.1.2 Heizleistung

Die Heizleistung (in diesem Fall die Summe der beiden Wärmetauscher) ist ein wichtiger Parameter für die Bewertung der Effizienz des Wärmerückgewinnungssystems. Sie gibt den Anteil der thermischen Energie an, der von der warmen Abluft auf die kühlere Außenluft übertragen wird.

Tabelle 1 zeigt die minimalen, mittleren und maximalen monatlichen Temperaturprofile [$^{\circ}\text{C}$] der Außen-, Frisch- und Zuluft für das erste Jahr des Versuchszeitraums sowie die Heizleistung [kW]. Die Tabelle enthält nur die 15-minütigen Messintervalle, in denen die Wärmetauscher in Betrieb waren, mit Ausnahme der Außentemperaturwerte, die für den gesamten Zeitraum angegeben sind. Ab einer Außenlufttemperatur von 25 °C wurden die Wärmetauscher umgangen.

Tabelle 1: Außen-, Frisch- und Zulufttemperaturen sowie die Heizleistung der Wärmetauscher (Minimal-, Maximal- und Monatsmittelwerte) auf Monatsbasis für das erste Versuchsjahr (17. Dezember 2019 – 15. Dezember 2020).

Jahr 1 2019/2020	Außenluft ^A [$^{\circ}\text{C}$]			Frischluf ^B [$^{\circ}\text{C}$]			Zuluft ^B [$^{\circ}\text{C}$]			Heizleistung ^B [kW]		
	Min.	Mittel	Max.	Min.	Mittel	Max.	Min.	Mittel	Max.	Min.	Mittel	Max.
Dezember*	-2,5	6,0	14,0	-0,9	7,1	14,9	8,0	13,0	17,3	17,6	49,1	80,8
Januar	-4,0	5,5	13,4	-3,2	6,4	14,5	6,4	12,8	17,7	23,8	54,2	84,9
Februar	-2,1	6,5	17,9	-0,3	7,3	17,8	8,8	13,3	19,6	15,1	51,0	82,8
März	-5,6	6,6	17,0	-4,1	8,3	20,3	6,4	13,7	21,1	2,6	48,2	98,9
April	-3,3	11,0	24,4	-2,4	11,3	22,2	8,0	15,3	22,6	0,5	34,9	98,1
Mai	-0,3	13,1	27,8	1,7	12,9	23,0	9,7	16,6	23,3	0,3	31,2	72,1
Juni	7,2	19,0	32,2	8,0	17,2	24,1	13,8	19,9	24,4	0,3	23,1	53,9
Juli	7,3	17,7	32,6	8,5	16,7	23,9	14,3	19,5	24,0	0,3	23,7	55,7
August	8,6	21,0	35,8	9,2	16,9	23,9	15,3	20,0	24,4	0,3	25,0	55,3
September	6,0	15,1	30,3	7,5	14,5	25,2	13,9	18,1	25,6	0,3	31,1	62,2
Oktober	4,0	11,4	20,0	5,0	12,2	21,9	11,5	16,1	22,1	0,6	33,4	64,2
November	-2,0	7,9	19,6	-0,7	9,1	20,3	8,6	14,2	20,8	1,9	41,1	76,6
Dezember**	0,9	4,5	9,4	2,5	5,7	10,1	10,6	12,5	15,1	34,1	56,3	78,6
Jahr 1 total	-5,6	11,6	35,8	-4,1	10,8	25,2	6,4	15,5	25,6	0,3	39,6	98,9

^A Werte (basierend auf 15-minütigen Messintervallen) unabhängig davon, ob die Wärmetauscher in Betrieb waren oder nicht.

^B Werte (basierend auf 15-minütigen Messintervallen) während des Heizens der Wärmetauscher.

* 17. – 31. Dezember 2019.

** 1. – 15. Dezember 2020.

Im ersten Jahr der Untersuchungen (2020) lag die Frischlufttemperatur im Durchschnitt bei $10,8\text{ °C}$ und die Zulufttemperatur bei $15,5\text{ °C}$. Damit wurde die Frischluft beim Durchströmen der Wärmetauscher um durchschnittlich $4,7\text{ K}$ erwärmt, was einer mittleren Heizleistung von

39,6 kW entspricht. Die maximale Heizleistung betrug 98,9 kW bei einer Frischlufttemperatur von $-4,1\text{ °C}$ und einer erreichten Zulufttemperatur von $6,7\text{ °C}$ (Luftdurchsatz von $17.272\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$ pro Wärmetauscher). Die Temperaturdifferenz betrug somit $10,8\text{ K}$. Die geringste Heizleistung wurde dagegen bei einer Frischlufttemperatur von $24,2\text{ °C}$ und einer Zulufttemperatur von $24,3\text{ °C}$ erreicht. Vergleichbare Werte konnten auch im zweiten Jahr der Untersuchung mit einer maximalen Heizleistung von $125,6\text{ kW}$ erzielt werden. Wie bereits in den Studien von Rösmann und Büscher 2010 sowie Krommweh et al. 2021b gezeigt wurde, steigt die Heizleistung mit abnehmender Außentemperatur. Je höher die Temperaturdifferenz zwischen Frisch- und Abluft ist, desto mehr Wärme kann übertragen werden.

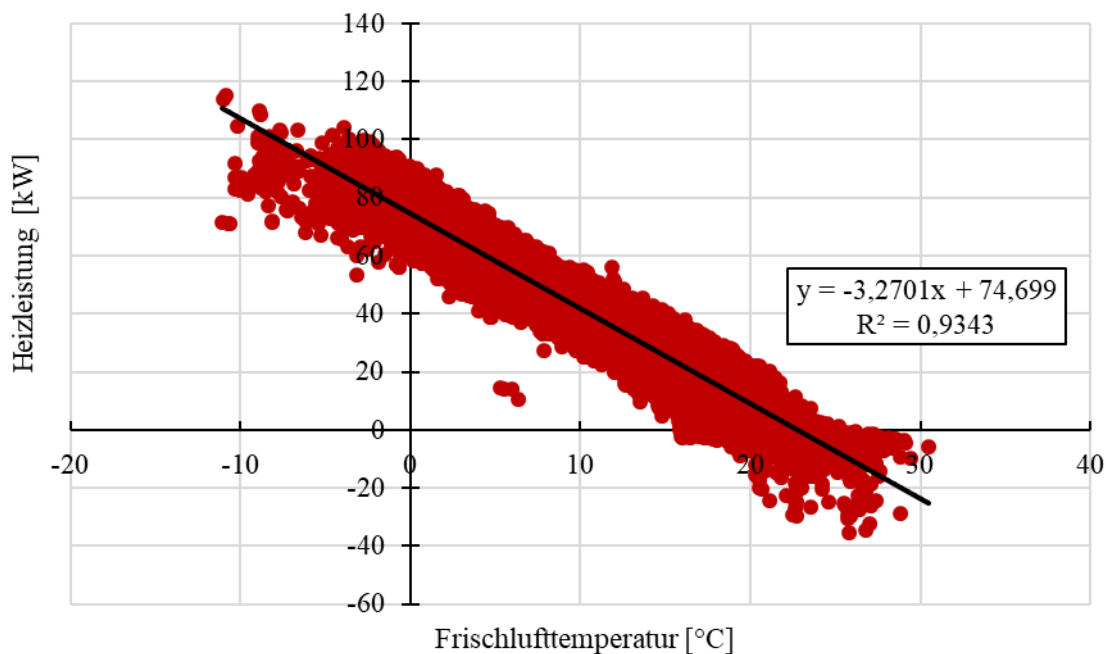


Abbildung 22: Korrelation zwischen der Heizleistung [kW] der beiden Wärmetauscher und der Frischlufttemperatur [°C]. ©Deeken

Abbildung 22 zeigt den Zusammenhang zwischen der Heizleistung [kW] und der Frischlufttemperatur [°C] im Detail. Wie aus der Grafik ersichtlich ist, kann die größte Heizleistung bei niedrigen Außentemperaturen erreicht werden. Es ist aber auch zu erkennen, dass eine Heizleistung auch noch bei zweistelligen Außentemperaturen erreicht werden kann. Bis zu einer Frischlufttemperatur von $10,0\text{ °C}$ konnten Mittelwerte von ca. $55,84\text{ kW}$ erreicht werden. In den letzten zehn Jahren (2011 – 2021) lag die Jahresdurchschnittstemperatur in Deutschland zwischen $8,7\text{ °C}$ und $10,5\text{ °C}$, wobei im Jahr 2021 in acht von zwölf Monaten eine mittlere Temperatur $< 10,0\text{ °C}$ erreicht wurde (Statista 2022a, 2022b). Es kann also resümiert werden, dass durch den Einsatz eines Wärmetauschers in der Mehrheit des Jahres eine Heizleistung erbracht und somit ein energetischer Vorteil erzielt werden kann.

Der Temperaturänderungsgrad bzw. die Rückwärmzahl, unter Berücksichtigung der Luftmassenströme, der Wärmetauscher lag bei $0,49 \pm 0,13$ (Deeken et al. 2023).

3.1.3 Energiekonsum, rückgewonnene thermische Energie und Leistungszahl (COP)

Der COP beschreibt die energetische Effizienz des Wärmetauschers und wurde für verschiedene Bezugsgrößen ermittelt. Tabelle 2 zeigt den jährlichen Stromkonsum für beide Versuchsjahre aller relevanten Verbraucher des Stalls, die Heizleistungen und die COPs für verschiedene Variablen.

Tabelle 2: Kumulierter elektrischer Energiekonsum und kumulierte thermische Energieversorgung sowie die Leistungszahlen (COP) für die Versuchsjahre 1 und 2.

	Jahr 1*	Jahr 2**
Kumulierter elektrischer Energiekonsum [kWh_{el}]		
Lüftungssystem ^A	66.066	67.954
... Anteil an Mehraufwand für die Wärmerückgewinnung ^A	41.888 63,4 %	40.514 59,6 %
Abluftreinigungsanlage ^A	25.179	25.176
Sonstige ^B	39.904	44.590
SUMME	131.149	138.260
Kumulierte thermische Energieversorgung [kWh_{th}]		
LNG-Verbrauch ^A	154.479	160.720
Wärmerückgewinnung ^A Q_{HR}	290.414	317.913
SUMME	444.893	478.633
... Anteil der Wärmerückgewinnung	65,3 %	66,4 %
COP_{HR}	6,9	7,8
COP _V	5,4	5,9
COP _{VA}	3,8	4,2

^A Werte auf der Grundlage der berechneten Daten.

^B Werte auf der Grundlage der Stromzähler.

* 17. Dezember 2019 – 15. Dezember 2020.

** 16. Dezember 2020 – 15. Dezember 2021.

Wie aus der Tabelle 2 hervorgeht, gab es keinen nennenswerten Unterschied im Stromkonsum zwischen den beiden Versuchsjahren. Dies ist darauf zurückzuführen, dass beide Jahre unter den gleichen Bedingungen mit minimalen Änderungen während des Testzeitraums durchgeführt wurden. Der Stromkonsum war in beiden Jahren im Sommer höher als im Winter, was auf die erhöhten Lüftungsraten infolge der warmen Temperaturen zurückzuführen ist.

Betrachtet man die einzelnen Energiekonsumenten, so hatte die kumulierte thermische Energieversorgung mit 77 % bzw. 78 % in den beiden Jahren den größeren Anteil am Gesamtenergiebedarf (Tabelle 2). Auf den elektrischen Energiekonsum (Lüftungssystem, Abluftreinigung und Sonstige) entfielen die restlichen 22 – 23 %, wobei die Lüftung mit 11 %

den größten Anteil hatte. Die erhobenen Daten sind vergleichbar mit bereits in der Literatur beschriebenen Daten (Seifert et al. 2009; Eckel et al. 2014; Köhler et al. 2014).

Betrachtet man den Anteil der Lüftung im Detail, so wurden 57 % als Mehraufwand für die Wärmerückgewinnung zugeschrieben. Dies bedeutet, dass bei einem Betrieb der Lüftungsanlage ohne Wärmetauscher nur 43 % des entsprechenden Stromkonsums notwendig wäre. Dies liegt daran, dass durch den Einsatz der Wärmetauscher ein erhöhter Strömungswiderstand entsteht, der von den Ventilatoren überwunden werden muss. Hierfür wird zusätzliche elektrische Energie benötigt (Heinrich und Franzke 1993).

Betrachtet man jedoch die für den Betrieb der Heizung des Stallgebäudes aufgewendete Energie, so wurden 65 – 66 % durch die Wärmerückgewinnung und nur 34 – 35 % durch die Verbrennung von Flüssiggas bereitgestellt (nähere Informationen siehe Abbildung A3). Der zusätzliche elektrische Aufwand für den Betrieb der Wärmetauscher betrug insgesamt 40.514 kWh bzw. 41.888 kWh. Die mit Hilfe der Wärmetauscher zurückgewonnene thermische Energie betrug insgesamt 290.414 kWh bzw. 317.913 kWh. Das bedeutet, dass der Gesamtenergiekonsum (elektrische und thermische Energie) für den Betrieb des Stallgebäudes in der Realität mit Wärmetauschern 285.628 kWh betrug (Jahr 2: 298.980 kWh) und bei einem Betrieb ohne Wärmetauscher 534.154 kWh (Jahr 2: 576.379 kWh; vgl. Tabelle 3). Die Wärmetauscher reduzieren also den Energiebedarf dieses Ferkelaufzuchtgebäudes um -46,5 % (Jahr 2: -48,1 %). Der Energiebedarf von Fall 2 (ohne Wärmetauscher) wäre in Bezug auf den Energiebedarf pro Tierplatz (TP, bei 4140 Ferkelaufzuchtplätzen) und Jahr vergleichbar mit der bisherigen Literatur (Seifert et al. 2009; Eckel et al. 2014; Köhler et al. 2014) bei 129 – 139 kWh (TP a)⁻¹. Dieser Wert sinkt im Fall 1 (mit Wärmetauschern) deutlich auf 69 – 72 kWh (TP a)⁻¹. Die vorgestellten Daten zeigen das große Potenzial, durch den Einsatz von Wärmetauschern den Energiekonsum zu senken und damit ökonomisch und ökologisch nachhaltig zu handeln. Auch Krommweh et al. (2014) und Rösmann (2012) konnten in ihren Untersuchungen bereits zeigen, dass Einsparungen durch Wärmerückgewinnungstechnologien möglich sind.

Abbildung 23 zeigt die Leistungszahlen für die Bezugsgrößen elektrischer Mehraufwand für den Betrieb der Wärmetauscher, Stromkonsum der Lüftungsanlage und Stromkonsum der Lüftungsanlage plus Abluftreinigungsanlage in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur. In Betriebszeitpunkten mit einer Leistungszahl COP > 1 kann von einer Verbesserung der Energieeffizienz gesprochen werden, da die gewonnene thermische Leistung größer der eingesetzten elektrischen Leistung ist. Generell lässt sich sagen, dass die Leistungszahl umso größer ist, je niedriger die Außenlufttemperatur ist. Mit zunehmender Frischlufttemperatur und Heizleistung folgt der COP einer hohen linearen Korrelation. Im Einzelnen ist die allgemeine lineare Korrelation für COP_{HR} bei Außenlufttemperaturen über 15 °C weniger geeignet. Die steigenden Werte lassen sich durch das Öffnen der Bypass-Luftklappen und die entsprechenden

Auswirkungen auf die Differenzdrücke erklären. In diesem Fall nimmt der elektrische Mehraufwand deutlich ab, während die Heizleistung dem linearen Zusammenhang folgt – der COP steigt.

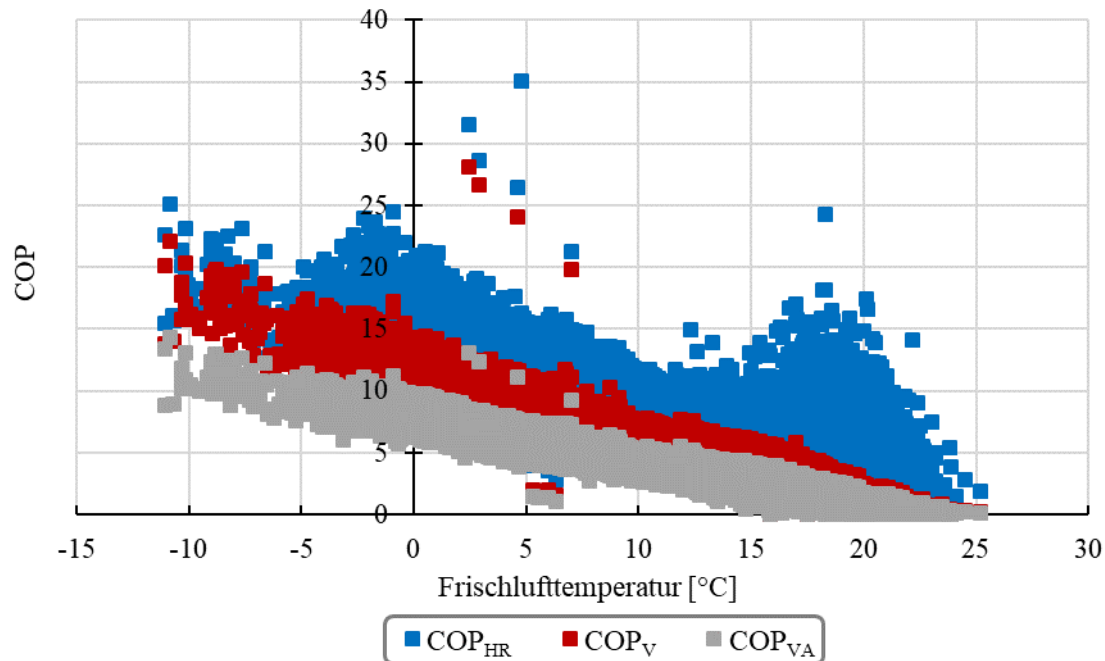


Abbildung 23: Abhängigkeit der verschiedenen COPs (COP_{HR} unter Berücksichtigung der rückgewonnenen Wärme und des zusätzlichen Energieaufwands für die Wärmerückgewinnung; COP_V unter Berücksichtigung der rückgewonnenen Wärme und des Stromverbrauchs der Lüftungsanlage; COP_{VA} unter Berücksichtigung der rückgewonnenen Wärme und des Stromverbrauchs der Lüftungsanlage plus Abluftreinigungsanlage) der beiden Wärmetauscher und der Frischlufthtemperatur [°C], wenn die Wärmetauscher die einströmende Frischlufth erwärmen. ©Deeken

Bezogen auf den elektrischen Mehraufwand für den Betrieb des Wärmetauschers liegt der COP im Jahresmittel bei 6,9 und erreicht sein Maximum bei 25,1 bei einer Frischlufthtemperatur von $-10,8\text{ °C}$ (Ausreißer bei Frischlufthtemperaturen über 0 °C nicht berücksichtigt). Vergleichbare Werte wurden von Krommweh et al. (2021b) in ihren Untersuchungen an einem Tauschwäscher ermittelt, wo der COP im Durchschnitt zwischen 7,1 und 11,5 lag (Versuche nur während der Winterperiode). Andere Studien konnten durch den Einsatz eines Wärmetauschers höhere COP-Werte ermitteln Rösmann (2012), aber in dieser Studie werden keine detaillierten Angaben zur Unterscheidung zwischen dem Stromkonsum für die Stallbelüftung und dem zusätzlichen Aufwand für die Wärmerückgewinnung gemacht. Zudem ist der COP des untersuchten Luft-Luft-Wärmetauschers deutlich höher als die COPs anderer in der landwirtschaftlichen Literatur beschriebenen Heiztechnologien. Morshed et al. (2018) berichten beispielsweise von COP-Werten von 1,5 im Tagesmittel bei Verwendung eines Erd-

Luft-Wärmetauschers. Studien, die Wärmepumpen untersuchen, konnten Werte zwischen 2,5 und 4,1 ermitteln (Jeong et al. 2020; Licharz et al. 2020). Dennoch ist der Vergleich anhand der COPs zwischen verschiedenen Studien nur bedingt möglich, da Faktoren wie Studiendesign, jahreszeitliche Einflüsse (insbesondere Außen- und Frischlufttemperaturen) sowie technische Ausstattung die Versuchsbedingungen und die berechneten COPs beeinflussen.

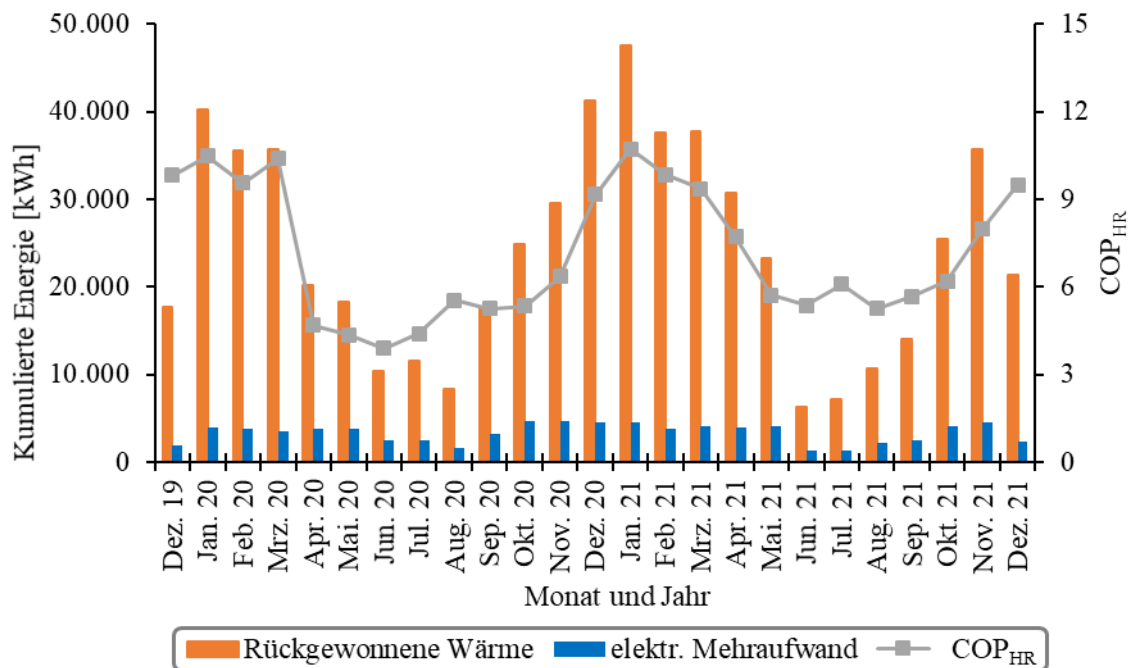


Abbildung 24: Verlauf der kumulierten rückgewonnenen thermischen Energie [kWh], des kumulierten zusätzlichen elektrischen Energieaufwands [kWh] und des entsprechenden COP_{HR} (unter Berücksichtigung der rückgewonnenen Wärme und des zusätzlichen Energieaufwands für die Wärmerückgewinnung) der beiden Wärmetauscher über die verschiedenen Versuchsmonate (Summe bzw. Mittelwerte). ©Decken

Abbildung 24 zeigt, dass im Durchschnitt in jedem Monat thermische Energie von den Wärmetauschern rückgewonnen wurde, die deutlich höher war als die zusätzlich benötigte elektrische Energie zum Betrieb der Wärmetauscher. Selbst in den warmen Sommermonaten lag der COP zwischen 2,5 und 3,5 (Juni bis August), so dass auch hier ein energetischer Vorteil nachweisbar war.

3.1.4 Substituierte CO₂-Emissionen und Energiekosten

Tabelle 3 zeigt den Gesamtenergiekonsum für den Betrieb des Stalls und die darin enthaltenen Anteile der zurückgewonnenen thermischen Energie sowie die daraus resultierenden CO₂- und Kosteneinsparungen für beide Versuchsjahre.

Tabelle 3: Gesamtenergiekonsum für den Betrieb des Ferkelaufzuchtstalls während des Versuchszeitraums in Fall 1 (mit Wärmerückgewinnung) und Fall 2 (ohne Wärmerückgewinnung) sowie die entsprechenden Einsparungen an Energiekonsum, CO₂-Emissionen und Energiekosten durch das Wärmerückgewinnungssystem.

	Einheit	Jahr 1*	Jahr 2**
Gesamter elektrischer Energiekonsum (A)	kWh a ⁻¹	131.149	138.260
... davon: Mehraufwand für Wärmerückgewinnung (B)	kWh a ⁻¹	41.888	40.514
Gesamte thermische Energieversorgung (C)	kWh a ⁻¹	444.893	478.633
... davon: rückgewonnene thermische Energie (D)	kWh a ⁻¹	290.414	317.913
Fall 1: Gesamtenergiekonsum mit Wärmerückgewinnung (A+C-D)	kWh a⁻¹	285.628	298.980
Fall 2: Gesamtenergiekonsum ohne Wärmerückgewinnung (A-B+C)	kWh a⁻¹	534.154	576.379
Eingesparte Energie		-46,5 %	-48,1 %
Gesamt	kWh a ⁻¹	248.526	277.400
... pro Tierplatz ^A	kWh (TP a) ⁻¹	60	67
... pro nominaler GV ^B	kWh (GV a) ⁻¹	1.440	1.608
... pro realer GV ^C	kWh (GV a) ⁻¹	1.773	1.919
Eingesparte CO₂-Emissionen		-35,5 %	-37,5 %
Gesamt	kg a ⁻¹	50.950	58.056
... pro Tierplatz ^A	kg (TP a) ⁻¹	12,3	14,0
... pro nominaler GV ^B	kg (GV a) ⁻¹	295,3	336,4
... pro realer GV ^C	kg (GV a) ⁻¹	363,5	414,2
Eingesparte Energiekosten		-9,5 %	-19,7 %
Gesamt	€ a ⁻¹	4.540	12.028
... pro Tierplatz ^A	€ (TP a) ⁻¹	1,1	2,9
... pro nominaler GV ^B	€ (GV a) ⁻¹	26,3	69,7
... pro realer GV ^C	€ (GV a) ⁻¹	32,4	85,8

* 17. Dezember 2019 – 15. Dezember 2020.

** 16. Dezember 2020 – 15. Dezember 2021.

^A Unter Berücksichtigung der 4140 Ferkelaufzuchtplätze innerhalb des Stalls.

^B Unter Berücksichtigung der 4140 Ferkelaufzuchtplätze (0,03 GV TP⁻¹), 128 Jungsauenaufzuchtplätze (0,12 GV TP⁻¹) und 110 Plätze im Deckzentrum (0,30 GV TP⁻¹) innerhalb des Stalls.

^C Unter Berücksichtigung der tatsächlich im Stallgebäude gehaltenen Tiere. Es wurden folgende Mittelwerte berücksichtigt: Für Jahr 1* 98,4 GV in der Ferkelaufzucht, 12,1 GV in der Jungsauenaufzucht und 31,8 GV im Deckzentrum; für Jahr 2** 101,0 GV in der Ferkelaufzucht, 11,3 GV in der Jungsauenaufzucht und 32,2 GV im Deckzentrum.

GV = Großvieheinheit (1 GV = 500 kg Tierlebensmasse), TP = Tierplatz.

In beiden Jahren konnte der Gesamtenergiekonsum für den Betrieb des Stallgebäudes durch den Einsatz der Wärmetauscher um fast die Hälfte gesenkt werden (2020: 46,5 %; 2021: 48,1 %). Trotz des Mehraufwandes an elektrischer Energie durch den Betrieb der Wärmetauscher konnte fast siebenmal mehr thermische Energie zurückgewonnen werden. Die Energieeinsparungen entsprechen einer Reduktion der damit verbundenen CO₂-Emissionen von 35,5 % (2020) und 37,5 % (2021). Insgesamt wurden 50.950 kg bzw. 58.056 kg CO₂ pro Jahr eingespart. Die zurückgewonnene thermische Energie führte auch zu jährlichen

Gesamtkosteneinsparungen von 4.540 € und 12.028 €, was einer Einsparung von 1,10 und 2,91 Euro pro Tierplatz pro Jahr für den untersuchten Stall entspricht.

Tabelle 4: **Ökonomische Analyse der Anlage zur Wärmerückgewinnung in Fallstudie 1 hinsichtlich Anschaffungskosten, jährlichen fixen und variablen Kosten sowie dem Amortisationszeitraum der Anschaffungskosten in Fall 1 im Vergleich zu Fall 2, einem Stallgebäude ohne Wärmerückgewinnung. Alle Kosten sind Bruttopreise und für die realen Energiepreise des Versuchsjahres 1 bzw. des Aprils 2022 kalkuliert.**

		Fall 2: ohne WRGA	Fall 1: mit WRGA
Szenario – Versuchsjahr 1*			
Anschaffungskosten ^a	€	111.622,00	119.892,50
... davon WRGA ^b	€	-	66.402,00
... davon Heizungsanlage ^b	€	111.622,00	53.490,50
Jährliche Fixkosten ^{**} , ^c	€ a ⁻¹	7.740,79	8.486,21
Jährliche Variable Kosten ^d	€ a ⁻¹	38.894,82	33.049,08
... davon Stromkosten	€ a ⁻¹	12.332,56	7.493,10
... davon Heizkosten	€ a ⁻¹	23.823,67	22.840,98
Jährliche Gesamtkosten^{**}	€ a⁻¹	46.635,61	41.535,29
Amortisationszeitraum der Anschaffungskosten			
... der WRGA	a	-	13,02
... der Mehrkosten (Differenz zum Stall ohne WRGA)	a	-	1,62
Szenario – Energiepreise April 2022^{***}			
Anschaffungskosten	€	111.622,00	119.892,50 €
... davon WRGA	€	-	66.402,00 €
... davon Heizungsanlage	€	111.622,00	53.490,50 €
Jährliche Fixkosten ^{**}	€ a ⁻¹	7.740,79	8.486,21 €
Jährliche Variable Kosten	€ a ⁻¹	93.370,63	56.061,72 €
... davon Stromkosten	€ a ⁻¹	15.920,77	29.486,67 €
... davon Heizkosten	€ a ⁻¹	74.711,26	24.060,04 €
Jährliche Gesamtkosten^{**}	€ a⁻¹	101.111,42	64.547,92 €
Amortisationszeitraum der Anschaffungskosten			
... der WRGA	a	-	1,82
... der Mehrkosten (Differenz zum Stall ohne WRGA)	a	-	0,23

* Angenommene Energiekosten: Strom 0,25 € kWh⁻¹, Flüssiggas 0,0542 ± 0,0064 kWh⁻¹ (Jahresmittelwert; Brennstoffbörse 2023).

** Geltende Kosten pro Jahr für die ersten 15 Jahre nach der Anschaffung, basierend auf dem Abschreibungszeitraum der Anlagen über 15 Jahre.

*** Angenommene Energiekosten laut (Statistisches Bundesamt 2023; Brennstoffbörse 2023): Strom 0,3227 € kWh⁻¹, Flüssiggas 0,1737 kWh⁻¹.

^a Inklusive Montagekosten: 55 % der Anschaffungskosten für Fall 1, 40 % für Fall 2.

^b Auf Basis von stallspezifischen Angeboten. Beinhaltet zudem den LNG-Tank.

^c Enthält Abschreibungskosten (15 Jahre), den kalkulatorischen Zinsansatz = 0,5 % und Versicherungskosten = 100 – 300 € a⁻¹.

^d Enthält die Energiekosten für Strom und LNG, Arbeitskosten für Wartung und Reinigung sowie Reparaturkosten (2 % der Anschaffungskosten).

Die Ergebnisse zeigen, dass durch den Einsatz der Wärmetauscher die energetische, ökonomische und ökologische Effizienz deutlich gesteigert werden konnte. Trotz des höheren Bedarfs an elektrischer Energie durch den Einsatz von Wärmetauschern können Kosteneinsparungen erzielt werden. Im Einzelnen folgt die Einsparung von Energiekosten (zusätzliche Stromkonsumkosten abzüglich der substituierten LNG-Kosten) einer hohen Korrelation in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur (Einsparung pro Stunde [€ h^{-1}] = $0,2244 * t_{22} - 4,3377$; $R^2 = 0,7138$; Deeken et al. 2023). Dies führt zu einer Amortisation nach einigen Jahren, abhängig von den individuellen Anschaffungskosten. Im Einzelnen werden die Einsparungen des ersten Versuchsjahres in einer stallspezifischen Berechnung berücksichtigt: Die Installation der Wärmerückgewinnungsanlage kostete rund 66.400 € (Bruttopreis inkl. Montagekosten, siehe Tabelle 4) und diese Investition würde sich nach 13,0 Jahren amortisieren. Im Fall 2 (ohne Wärmerückgewinnung) fallen dagegen zusätzliche Kosten für den Einbau einer LNG-Heizanlage mit höherer Heizleistung als im Fall 1 an. In Summe wäre Fall 1 nur 8.300 € teurer als Fall 2, und diese zusätzlichen Kosten würden sich nach 1,6 Jahren amortisieren. Diese wirtschaftlichen Kennzahlen variieren stark bei schwankenden Energiekosten. So zeigte sich in der aktuellen Energiekrise, hier anhand des Beispiels vom Preisszenario April 2022, eine Amortisation schon nach 1,8 bzw. 0,2 Jahren.

Weitere Details sowie weiterführende Ergebnisse und Erklärungen können dem publizierten wissenschaftlichen Artikel zu diesen Untersuchungen entnommen werden (Deeken et al. 2023).

3.2 Fallstudie 2: Kombinierte Anlagentechnik

3.2.1 Betriebsparameter und Auslastung der Wärmerückgewinnung

Auf Betrieb 1 wurde das Triple-EEE-System bis zu einer Maximaltemperatur von 22,0 °C betrieben. Jedoch liegen 93,2 % der Betriebszeiträume im Bereich der Außentemperaturen von ≤ 16 °C und 99,3 % im Bereich ≤ 18 °C, da der Sollwert der Zulufttemperatur ganzjährig auf ca. 16 °C eingestellt war und die Anlage bei höheren Frischlufttemperaturen schrittweise abgeschaltet hat. Heizleistungen wurden bis zu maximalen Frischlufttemperaturen von 17,5 °C festgestellt. Im Jahresmittel wurde das Triple-EEE-System in 71,6 % der auswertbaren Messintervalle betrieben. Die monatliche Auslastung zeigt in den Wintermonaten ebenfalls sehr hohe Werte von nahezu durchgehend 100 % (Abbildung 25). In den warmen Monaten zeigen sich deutlich niedrigere Werte, welches auf die angesprochene Solltemperatur der Zuluft und die warmen Sommertemperaturen zurückzuführen ist, so dass häufig keine Heizleistung in den Sommernächten feststellbar war. Insgesamt zeigt sich ebenfalls ein milderer Verlauf der Frischlufttemperaturen im Jahr 2021 im Vergleich zur *hdt*-Stallanlage, was auf die geographische Lage des Betriebes zurückzuführen ist (Tabelle 5). Auf eine Unterscheidung in

Voll- und Teillast wurde beim Triple-EEE-System verzichtet, da die maximale Heizleistung keineswegs mit dem maximalen Wasservolumenstrom korreliert (siehe Kapitel 3.2.2).

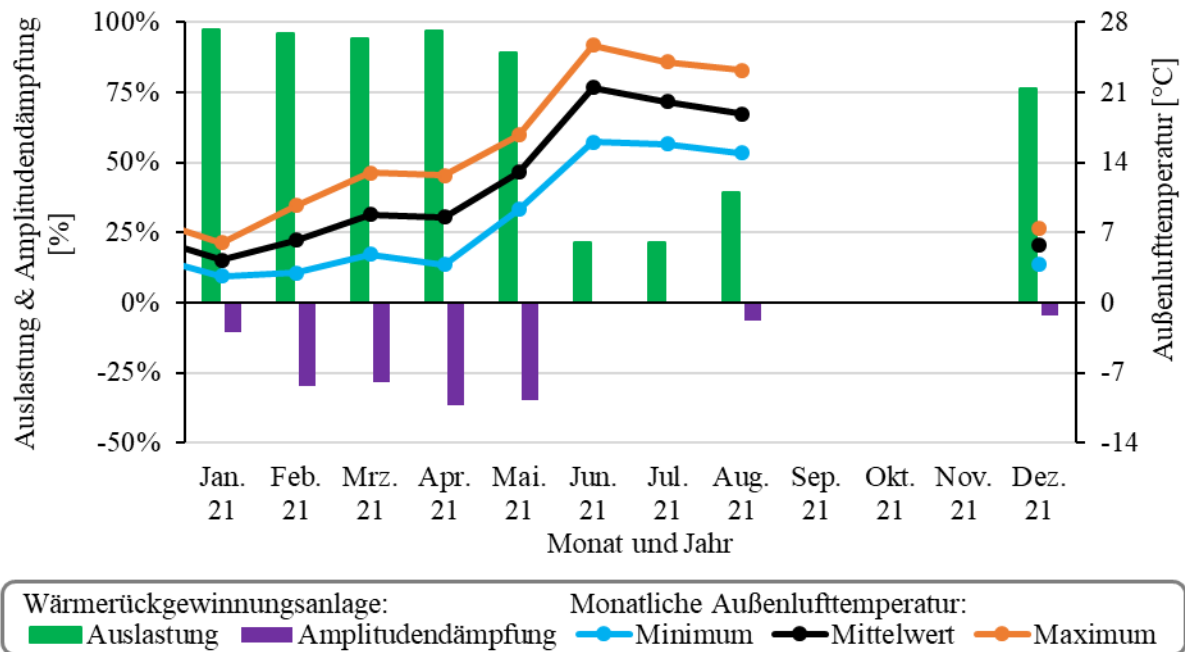


Abbildung 25: Auslastung des Triple-EEE-Systems [%], mittlere Amplitudendämpfung (Frischlufthamplitude vs. Zuluftamplitude) [%] und Außenlufttemperaturen (Mindest-, Höchst- und Monatsmittelwerte) [°C] auf monatlicher Basis während des Versuchszeitraums. ©Deeken

Das Triple-EEE-System führt ebenfalls zu einer Senkung der Temperaturschwankungen bzw. Amplitudendämpfung der Zulufttemperaturen im Vergleich zum Tagesverlauf der Frischlufthtemperaturen. Dies kann an zwei Beispieltagen (2. und 3. März 2021) dargestellt werden (Abbildung 26). An diesen Tagen (98,3 % auswertbare Daten) zeigt sich eine Amplitudendämpfung von -45,2 % bzw. -43,6 %. Der Jahresmittelwert im Untersuchungszeitraum lag bei -17,0 %; hier muss jedoch angemerkt werden, dass nur 215 Tage des Jahres in die Mittelwertbildung eingeflossen sind, da alle anderen Tage Datenlücken von über zwei Stunden pro Tag aufwiesen. Folglich ist es möglich, dass im Ganzjahresverlauf eine höhere mittlere Dämpfung möglich wäre, wenn mehr Daten, insbesondere im Frühjahr und Herbst, zur Verfügung stehen würden. Zudem zeigt das Triple-EEE-System nur eine geringe bis nicht vorhandene Amplitudendämpfung in den warmen Sommermonaten. Dies ist auf die warmen Sommernächte und das frühe Ausschalten des Systems (Solltemperatur Zuluft ca. 16 °C) zurückzuführen.

Tabelle 5: Außen-, Frisch- und Zulufttemperaturen sowie die Heizleistung der Wärmetauscher (Minimal-, Maximal- und Monatsmittelwerte) auf Monatsbasis für das Versuchsjahr 2021.

Jahr 2021	Außenluft Temp. [°C] ^A			Frischlufte Temp. [°C] ^B			Zuluft Temp. [°C] ^B			Heizleistung [kW] ^B		
	Min.	Mittel	Max.	Min.	Mittel	Max.	Min.	Mittel	Max.	Min.	Mittel	Max.
Januar	-0,6	4,3	12,0	-0,6	4,1	12,0	6,2	10,1	15,6	0,0	112,9	169,2
Februar	-8,6	5,8	18,6	-8,6	5,3	16,4	0,7	11,0	16,9	7,1	80,7	138,8
März	-1,0	8,7	23,8	-1,0	7,9	16,4	6,7	12,0	16,8	0,0	74,0	142,1
April	0,4	8,5	20,3	0,4	8,1	16,9	6,2	11,6	17,0	0,0	47,6	100,3
Mai	1,8	13,3	24,6	1,8	12,1	17,1	8,0	14,3	17,1	0,0	39,3	95,2
Juni	11,7	21,5	33,3	11,7	15,1	17,5	13,9	16,3	17,5	0,0	20,8	49,7
Juli	12,2	19,9	27,6	12,2	15,7	17,4	14,4	16,5	17,4	0,0	23,0	74,7
August	12,3	18,8	28,0	12,3	15,5	17,1	12,4	16,3	17,4	0,0	23,3	73,8
September	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Oktober	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
November	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Dezember	-3,7	6,0	14,9	-3,7	6,6	14,9	5,8	12,3	16,6	3,8	97,4	154,3
Jahr 2021	-8,6	11,6	33,3	-8,6	7,9	17,5	0,7	12,2	17,5	0,0	71,1	169,2

^A Werte (basierend auf 15-minütigen Messintervallen), unabhängig davon, ob die WRGA in Betrieb war oder nicht.

^B Werte (basierend auf 15-minütigen Messintervallen) während des Heizens der WRGA.

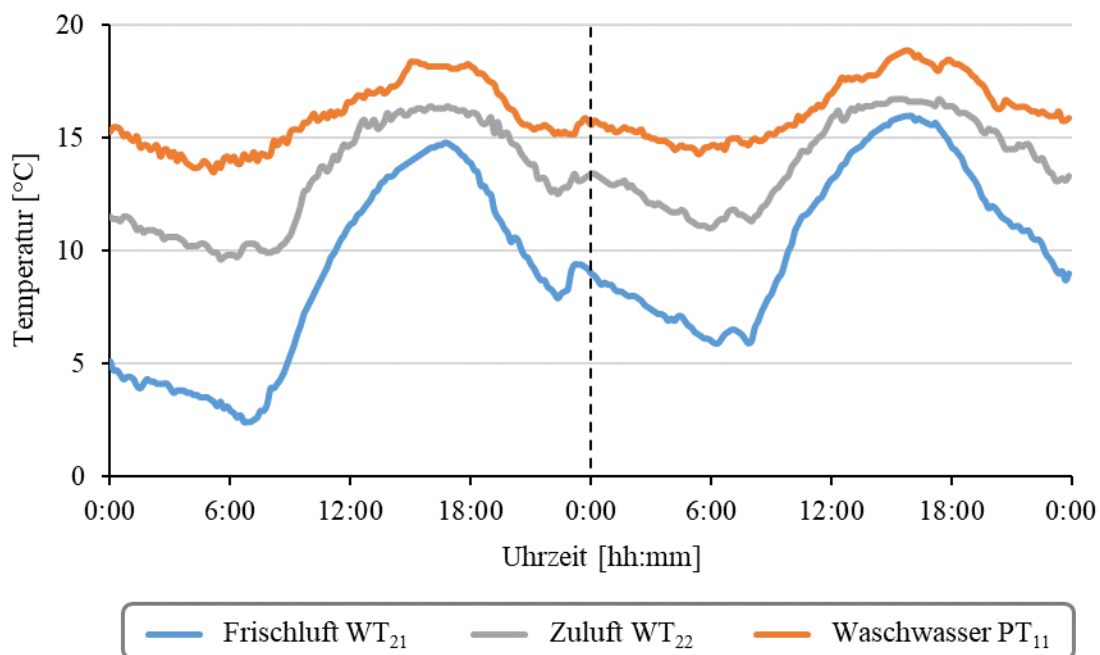


Abbildung 26: Verlauf der Frischluft- (WT₂₁), Zuluft- (WT₂₂) und Waschwassertemperatur (PT₁₁) [°C] am 2. und 3. März 2021 auf Betrieb 1. ©Deeken

Die maximale Differenz zwischen Frisch- und Zuluft lag bei 12,7 K. Dieser Wert konnte bei Frischlufttemperaturen von -8,3 °C und einer Heizleistung des Wasser-Luft-Wärmetauschers von 131,7 kW (Luftvolumenstrom 29.184 m³ h⁻¹) erreicht werden. Im Jahresmittel erreichte die Wärmerückgewinnung eine Temperaturerhöhung des Frischluftvolumenstroms um 4,3 K.

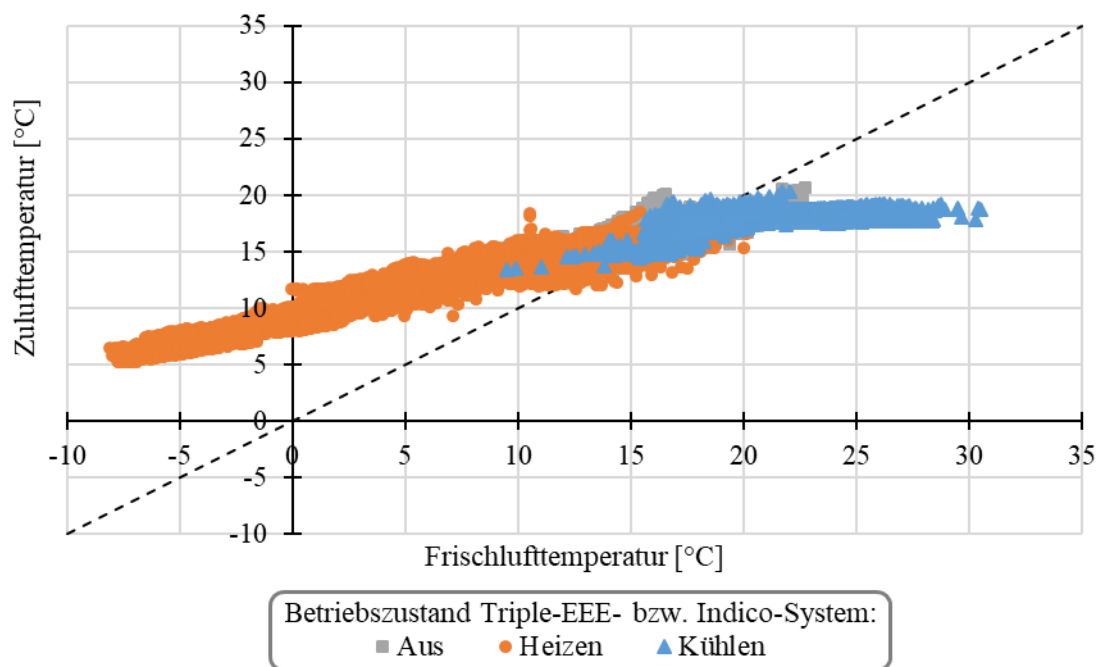


Abbildung 27: Zulufttemperatur in Abhängigkeit der Frischlufttemperatur [°C] bei variierenden Betriebszuständen des Triple-EEE- bzw. Indico-Systems (inklusive optionalem Kühlaggregat) auf Betrieb 2. ©Deeken

In Abbildung 27 sind die erreichten Zulufttemperaturen auf Betrieb 2 abhängig von den Frischlufttemperaturen und den Betriebszuständen des Triple-EEE- bzw. Indico-Systems aufgeführt. Die Steuerung der Anlage sieht vor, dass das Triple-EEE-System die Frischluft in kühlen Perioden auf 16 °C anwärmt und das Indico-System die Frischluft in warmen Perioden auf 18 °C abkühlt. Die Auswertung zeigt, dass die Anlage teils auch bei höheren Temperaturen noch im Heizmodus bzw. bei kühleren Temperaturen im Kühlmodus ist. Eine Optimierung der Anlagensteuerung könnte hier die Effizienz des Systems verbessern, sofern die Dokumentation und Auswertung der Betriebszustände fehlerfrei erfolgen.

Das Triple-EEE-System wurde auf Betrieb 2 in 68 % der auswertbaren Messintervalle betrieben, das Indico-System in zusätzlichen 22 %. Somit lag eine fast kontinuierliche Frischluftkonditionierung im Jahresverlauf vor. Es zeigt sich deutlich, dass die Zulufttemperaturen deutlich häufiger im Wohlfühlbereich der Sauen im Deckzentrum (14 – 18 °C, DIN 18910 2017) und Abferkelstall (16 – 20 °C) liegen. So lagen 24,6 % aller gemessenen Frischlufttemperaturen im Bereich zwischen 14 und 20 °C, während dies für 48,7 % aller Zulufttemperaturen zutraf. Insbesondere die niedrigeren Zulufttemperaturen in den Sommermonaten kommen den Sauen zugute: Bei Frischluft-Höchsttemperaturen von 30,5 °C konnten die Luftmassen um 11,8 K abgekühlt werden (Zulufttemperatur 18,7 °C).

3.2.2 Heizleistung, rückgewonnene thermische Energie, Energiekonsum und Leistungszahl (COP)

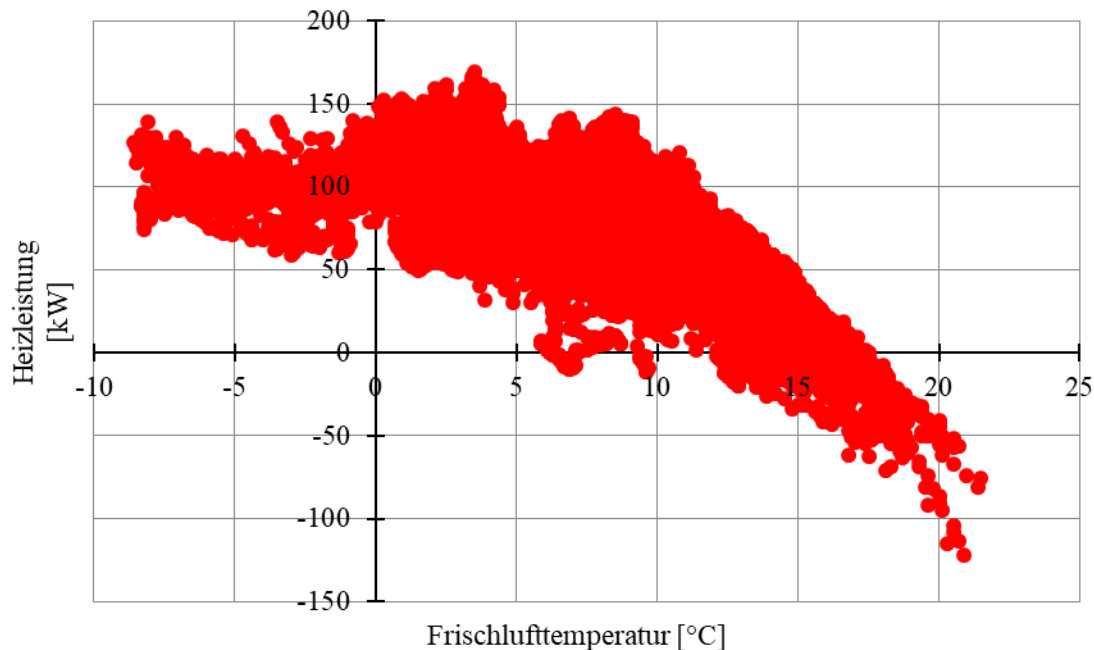


Abbildung 28: Abhängigkeit zwischen der Heizleistung [kW] des Triple-EEE-Systems und der Frischlufttemperatur [°C] auf Betrieb 1. ©Deeken

Die Heizleistung des Triple-EEE-Systems auf Betrieb 1 weist einen Maximalwert von 169,2 kW auf, welcher bei einer Frischlufttemperatur von 3,5 °C erreicht wurde (Zulufttemperatur 11,3 °C, Frischluftvolumenstrom 61.056 m³ h⁻¹). Im Gegensatz zum Luft-Luft-Wärmetauscher in Fallstudie 1 zeigt sich beim Triple-EEE-System keine lineare Korrelation zwischen Heizleistung und der Frischlufttemperatur (Abbildung 28). Dies ist auf die Anlagensteuerung zurückzuführen: Bei Außentemperaturen von unter ca. 4 °C fördern die Primär- und Sekundärpumpen mehr Wasser in den einzelnen Kreisläufen, um ein Einfrieren des Wassers in den Leitungen zu verhindern. Je tiefer die Außentemperaturen fallen, desto höher ist die Pumpenleistung und folglich der Wasservolumenstrom, wenn dieser Frostschutzmechanismus greift. Bei Außentemperaturen unterhalb des Gefrierpunktes ist der Wasservolumenstrom und die damit verbundene Strömungsgeschwindigkeit in den Wasserleitungen so hoch, dass die Wärmeübertragung im Wasser-Luft-Wärmetauscher negativ beeinträchtigt ist und weniger thermische Energie auf die kalte Frischluft übertragen werden kann. Folglich sinkt auch die Heizleistung, da ein Rückgang der Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Frischluft beobachtet werden kann.

Tabelle 6: Kumulierter elektrischer Energiekonsum und übertragene thermische Energie im Zuge der Wärmerückgewinnung sowie die Leistungszahlen für Betrieb 1 mit Triple-EEE-System.

	Versuchszeitraum 01.01. – 31.12.2021
Kumulierter elektrischer Energiekonsum [kWh_{el}]	
Konsum der gemessenen Tage ^a	11.091,33
Kalkulatorischer Jahreswert ^b	14.774,95
Kumulierte thermische Energieversorgung [kWh_{th}]	
Versorgung der gemessenen Tage ^a	300.325,02
Kalkulatorischer Jahreswert ^b	400.068,01
COP_{kumulierte Jahreswerte}^c	27,1
COP_{Betrieb}^d	30,6
COP_{Heizen}^e	32,3

^a Berücksichtigung aller Monate in denen Messwerte erfasst wurde (Januar bis August sowie Dezember 2021, n = 274 auswertbare Tage).

^b Kalkulation von Jahreswerten mit Hilfe des Dreisatzes:
Jahreswert = Werte der gemessenen Tage / 274 * 365.

^c Quotientenbildung der kalkulatorischen Jahreswerte (siehe ^b).

^d Mittelwert bei Berücksichtigung aller Messintervalle, in denen das Triple-EEE-System betrieben wurde.

^e Mittelwert bei Berücksichtigung aller Messintervalle, in denen das Triple-EEE-System geheizt hat.

Ein ähnlicher Verlauf zeigt sich bei Betrachtung der Abhängigkeit vom COP_{Heizen} und der Frischlufttemperatur (Abbildung 29): Auch hier liegt keine lineare Korrelation vor. Die höchsten COP_{Heizen}-Werte werden im Bereich von Frischlufttemperaturen von 3,1 °C (max. COP_{Heizen} 113,6) und 9,1 °C (max. COP_{Heizen} 98,5) erreicht. Im Kühleren dieser beiden Bereiche liegen höhere Heizleistungen vor (siehe Abbildung 28), während der Quotient im wärmeren Bereich durch niedrigere Werte im Nenner, sprich niedrigere Aufwendungen elektrischer Energie zum Betrieb der Wasserpumpen, profitiert. Bei Temperaturen unterhalb des Gefrierpunktes bzw. im Bereich des Frostschutzes zeigt sich beim COP_{Heizen} ein noch deutlicheres Bild als bei den oben gezeigten Heizleistungen. Neben der reduzierten, erreichten Heizleistung steigt der Stromkonsum der Wasserpumpen deutlich an. Die hohen Wasservolumenströme führen zu steigenden Strömungswiderständen in den Rohr- und Schlauchleitungen, insbesondere den vielen feinen Schläuchen im Wasser-Luft-Wärmetauscher, wodurch die Pumpen höhere Leistungsaufnahmen aufweisen – der COP_{Heizen} sinkt. Im Jahresmittel (Tabelle 6) liegt der COP_{Betrieb} bei einem Wert von 30,6, während das Triple-EEE-System betrieben wird, bzw. bei 32,3, wenn das System tatsächlich zu einer Erwärmung der Frischluft führt (COP_{Heizen}). Diese Werte berücksichtigen jedoch ausschließlich die Messintervalle, in denen alle benötigten Messgrößen eindeutig und fehlerfrei vorlagen. Im Vergleich hierzu zeigt der Wert COP_{kumulierte Jahreswerte} einen niedrigeren Wert mit 27,1. Dies liegt darin begründet, dass hier die Stromzählerstände des Jahresanfangs und -endes berücksichtigt werden, d. h. inklusive des Stromkonsums während der ausgefallenen Datenaufzeichnung bzw. Fernübertragung. Dem gegenüber werden die kalkulierten Jahreswerte der übertragenen thermischen Energie gegenübergestellt. Diese wiederum können etwas niedriger ausfallen, als

sie es in der Realität sein könnten, wenn die Anlagen fehlerfrei ganzjährig betrieben werden können. Die System- und Datenausfälle im Versuchszeitraum (September bis November) gelten als kalte Monate, in denen große Mengen Wärme rückgewonnen werden und der tatsächliche Jahreswert somit höher als der kalkulierte Wert liegen könnte. Nichtsdestotrotz liegen alle COP-Werte des Triple-EEE-Systems deutlich oberhalb derer, der anderen untersuchten Wärmerückgewinnungssysteme in diesem Forschungsprojekt.

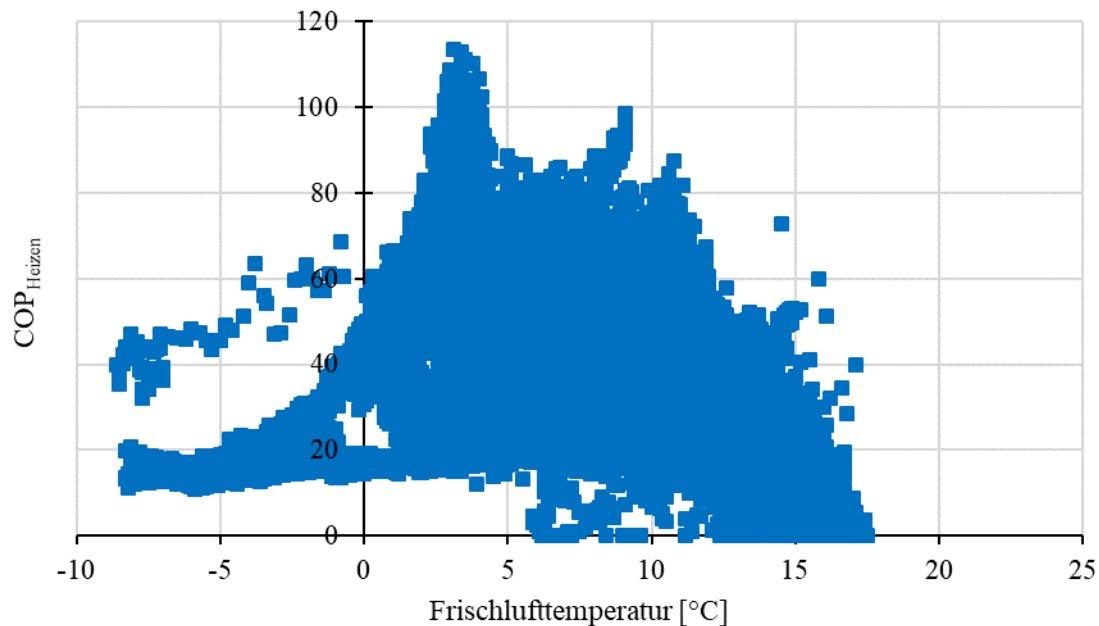


Abbildung 29: Abhängigkeit zwischen dem COP_{Heizen}-Wert des Triple-EEE-Systems und der Frischlufttemperatur [°C] auf Betrieb 1. ©Deeken

Wie in Kapitel 2.2.3 dargestellt, konnte der erhöhte Stromaufwand der Abluftventilatoren im Zuge der gestiegenen Strömungswiderstandes nicht quantifiziert werden und wurde somit nicht berücksichtigt. Die realen COP-Werte sind somit voraussichtlich niedriger als die hier dargestellten, das Maß der Abweichung ist zum jetzigen Zeitpunkt jedoch unklar.

3.2.3 Substituierte CO₂-Emissionen und Energiekosten

Die Berechnung der eingesparten Energie- und CO₂-Mengen sowie Energiekosten erfolgte beim Triple-EEE-System auf vergleichbarem Wege wie beim Luft-Luft-Wärmetauscher der Firma *hdt*. Die prozentualen Einsparungen auf Ebene des gesamten Stallgebäudes (inklusive anderer Konsumentengruppen wie Fütterung, Beleuchtung etc.) kann mangels nicht erfasster Daten nicht aufgestellt werden. Die eingesparten Energie- und CO₂-Mengen und Kosten sind in Tabelle 7 aufgeführt.

Tabelle 7: Kumulierter elektrischer Energiekonsum und übertragene thermische Energie im Zuge der Wärmerückgewinnung sowie die damit verbundenen Aufwendungen und Einsparungen an CO₂-Emissionen und Energiekosten für das Triple-EEE-System auf Betrieb 1.

		Versuchszeitraum ^a	Jahreswerte ^b (kalkuliert)
Kumulierter elektrischer Energiekonsum	kWh	11.091,33	14.774,95
Kumulierte rückgewonnene thermische Energie	kWh	300.325,02	400.068,01
Eingesparte Energie			
Gesamt	kWh	289.233,69	385.293,06
... pro Tierplatz ^A	kWh TP ⁻¹	37,66	50,17
... pro nominaler GV ^B	kWh GV ⁻¹	1.255,35	1.672,28
... pro realer GV ^C	kWh GV ⁻¹	982,96	1.309,42
Eingesparte CO₂-Emissionen*			
Gesamt	kg	66.967,30	89.208,27
... pro Tierplatz ^A	kg TP ⁻¹	8,72	11,62
... pro nominaler GV ^B	kg GV ⁻¹	290,66	387,19
... pro realer GV ^C	kg GV ⁻¹	227,59	303,17
Eingesparte Energiekosten**			
Gesamt	€	20.099,81	26.775,30
... pro Tierplatz ^A	€ TP ⁻¹	2,62	3,49
... pro nominaler GV ^B	€ GV ⁻¹	87,24	116,21
... pro realer GV ^C	€ GV ⁻¹	68,31	91,00

^a Berücksichtigung aller Monate in denen Messwerte erfasst wurde (Januar bis August sowie Dezember 2021, n = 274 auswertbare Tage).

^b Kalkulation von Jahreswerten mit Hilfe des Dreisatzes: Jahreswert = Werte der gemessenen Tage / 274 * 365.

^A Auf Basis der 7.680 nominalen Stallplätze.

^B Auf Basis der 7.680 nominalen Ferkel im Stall und einem GV-Schlüssel von 0,03 GV Ferkel⁻¹, somit 230,4 GV.

^C Auf Basis der ca. 9.808 ± 1.007 tatsächlichen Ferkel (laut Stalllüftungscomputer) im Stall und einem GV-Schlüssel von 0,03 GV Ferkel⁻¹ (294,25 ± 30,21 GV).

* Angenommene CO₂-Emissionen: Strom 0,427 (kg CO₂) kWh⁻¹, Flüssiggas 0,237 (kg CO₂) kWh⁻¹.

** Angenommene Energiekosten (Brennstoffbörse 2023; Statistisches Bundesamt 2023): Strom 0,2717 ± 0,0017 € kWh⁻¹, Flüssiggas 0,0580 ± 0,0098 kWh⁻¹.

Die kalkulierten Jahreswerte legen eine Einsparung von 385.293,06 kWh Energie dar, was auf eine rückgewonnene Menge thermischer Energie von 400.068,01 kWh_{th} und eine eingesetzte Menge elektrischer Energie von 14.774,95 kWh_{el} zurückzuführen ist (COP_{kumulierte Jahreswerte} 27,1; siehe Tabelle 6). Dies bedeutet, dass pro Tierplatz und Jahr 50,17 kWh eingespart werden konnten; dies entspricht ca. 11,62 kg CO₂ oder 3,49 € pro Tierplatz und Jahr. In den Betriebszeiten der höchsten Heizleistungen wurden 39,40 (kg CO₂) h⁻¹ eingespart, da bedeutende Mengen Flüssiggas zur Stallheizung eingespart werden konnten (Abbildung 30).

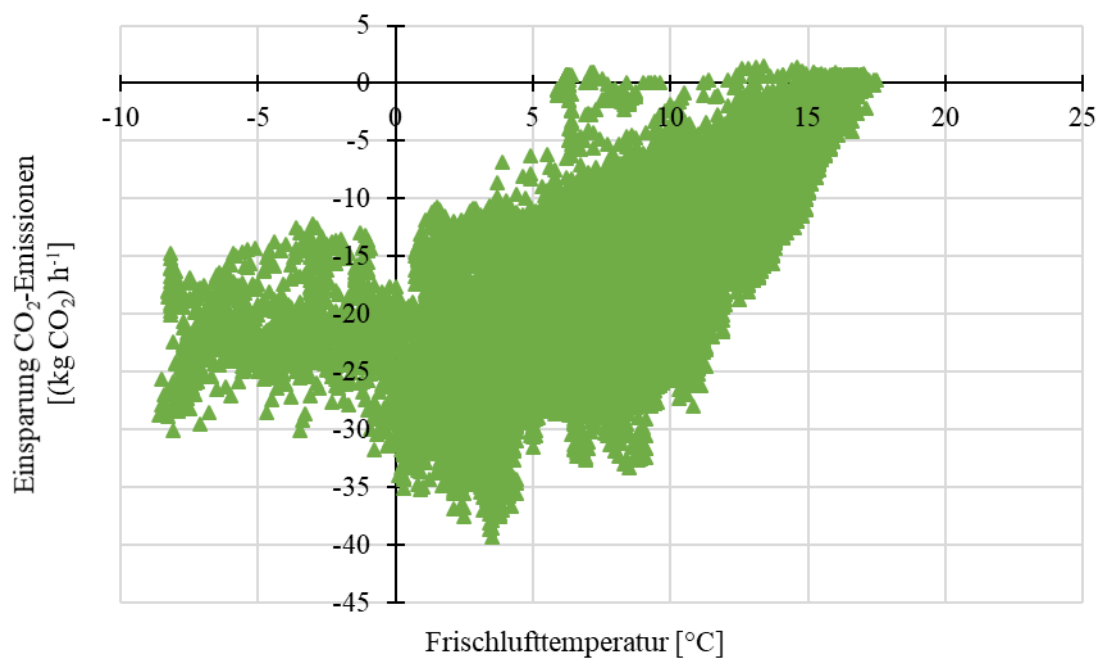


Abbildung 30: Abhängigkeit zwischen den eingesparten CO₂-Emissionen [(kg CO₂) h⁻¹] und der Frischlufftemperatur [°C] während der Frischluffterwärmung des Triple-EEE-Systems auf Betrieb 1. Angenommene CO₂-Emissionen: Strom 0,427 (kg CO₂) kWh⁻¹, Flüssiggas 0,237 (kg CO₂) kWh⁻¹. ©Deeken

Eine detaillierte Betrachtung der anfänglichen Anschaffungskosten sowie laufenden, jährlichen Kosten des Triple-EEE-Systems ist in Tabelle 8 zu finden. In dieser betriebspezifischen und vereinfachten Rechnung zeigt sich, dass die Stallanlage mit dem Triple-EEE-System rund 117.483,02 € teurer gewesen ist als eine theoretische Stallanlage ohne Wärmerückgewinnungsanlage. Es wird zudem die Abhängigkeit der Rentabilität von den jeweiligen Energiekostenszenarien ersichtlich: Während die Anschaffungs- und jährlichen Fixkosten sowie die aufgewendeten elektrischen und rückgewonnenen thermischen Energiemengen in beiden Szenarien identisch sind, steht und fällt die Kosteneinsparung durch die Substituierung von Flüssiggas mit dem entsprechenden Gas- bzw. Strompreis.

Tabelle 8: Ökonomische Analyse des Triple-EEE-Systems des Betriebes 1 hinsichtlich Anschaffungskosten, jährlichen fixen und variablen Kosten sowie dem Amortisationszeitraum der Anschaffungskosten des Triple-EEE-Systems im Vergleich zu einem hypothetischen, identischen Stallgebäudes ohne Wärmerückgewinnung. Alle Kosten sind in Bruttopreisen und für zwei Preisszenarien (realer Versuchszeitraum 2021 bzw. Energiepreise im April 2022) angegeben.

		OHNE Triple-EEE-System	MIT Triple-EEE-System
Szenario – Energiepreise 2021*			
Anschaffungskosten ^a	€	181.470,72	298.953,74
... davon WRGA ^b	€	-	219.368,25
... davon Heizungsanlage ^c	€	181.470,72	79.585,49
Jährliche Fixkosten ^{**} , ^d	€ a ⁻¹	12.522,10	20.764,10
Jährliche Variable Kosten ^e	€ a ⁻¹	33.804,15	8.713,18
... davon Stromkosten ^A	€ a ⁻¹	-	3.578,41
... davon Heizkosten ^A	€ a ⁻¹	30.353,71	-
Jährliche Gesamtkosten^{**}	€ a⁻¹	46.326,25	29.477,27
Amortisationszeitraum der Anschaffungskosten			
... der Anschaffungskosten der WRGA	a	-	17,74
... der Mehrkosten (Differenz zum Stall ohne WRGA)	a	-	6,97
Szenario – Energiepreise April 2022*			
Anschaffungskosten ^a	€	181.470,72	298.953,74
... davon WRGA ^b	€	-	219.368,25
... davon Heizungsanlage ^c	€	181.470,72	79.585,49
Jährliche Fixkosten ^{**} , ^d	€ a ⁻¹	12.522,10	20.764,10
Jährliche Variable Kosten ^e	€ a ⁻¹	72.942,25	9.902,64
... davon Stromkosten ^B	€ a ⁻¹	-	4.767,88
... davon Heizkosten ^B	€ a ⁻¹	69.491,81	-
Jährliche Gesamtkosten^{**}	€ a⁻¹	85.464,35	30.666,74
Amortisationszeitraum der Anschaffungskosten			
... der Anschaffungskosten der WRGA	a	-	5,46
... der Mehrkosten (Differenz zum Stall ohne WRGA)	a	-	2,14
* Auf Basis der kalkulierten Jahreswerte der rückgewonnenen thermischen und eingesetzten elektrischen Energiemengen (siehe Tabelle 6 und Tabelle 7).			
** Geltende Kosten pro Jahr für die ersten 15 Jahre nach der Anschaffung, basierend auf dem Abschreibungszeitraum der Anlagen über 15 Jahre.			
^a Inklusive Montagekosten (40 % der Anschaffungskosten).			
^b Auf Basis eines beispielhaften stallspezifischen Angebots sowie angenommenen Zusatzkosten für nicht enthaltene Arbeiten, wie z. B. Erdarbeiten, Bereitstellung von Strom und Wasser etc.			
^c Auf Basis des Baukosten-Rechners vom KTBL (Preisstand 2021, Ferkelaufzuchtstall FA 109 mit 6720 Ferkelplätzen; KTBL 2022).			
^d Enthält Abschreibungskosten (15 Jahre), den kalkulatorischen Zinsansatz = 0,5 % und Versicherungskosten = 100 – 300 € a ⁻¹ .			
^e Enthält die Energiekosten für Strom und LNG, Arbeitskosten für Wartung und Reinigung sowie Reparaturkosten (2 % der Anschaffungskosten).			
^A Angenommene Energiekosten basieren Energiepreisen jeden Monats laut Statistisches Bundesamt (2023) und Brennstoffbörse (2023). Jahresmittelwerte: Strom 0,2717 ± 0,0017 € kWh ⁻¹ , Flüssiggas 0,0580 ± 0,0098 € kWh ⁻¹ .			
^B Angenommene Energiekosten laut Statistisches Bundesamt (2023) und Brennstoffbörse (2023): Strom 0,3227 € kWh ⁻¹ , Flüssiggas 0,1737 € kWh ⁻¹ .			

Die variablen Kosten pro Jahr für die Stallheizung variieren zwischen 8.713,18 € mit WRGA und 33.804,15 € ohne WRGA im Jahr 2021. Die eingesparten variablen Kosten führen auch zu reduzierten Gesamtkosten und die Differenz ebendieser führt dazu, dass die Gesamtkosteneinsparung durch den Einsatz des Triple-EEE-Systems zu einer Amortisation dieser führt. So kann, im Szenario Energiepreise 2021, ein Amortisationszeitraum der Anlagenkosten von ca. 17,74 Jahren angegeben werden. Der eigentlich viel interessantere Aspekt, und zwar der Vergleich zwischen einer Stallanlage mit bzw. ohne WRGA, zeigt jedoch, dass sich die Mehrkosten der WRGA nach ca. 6,97 Jahren amortisiert haben. Diese Amortisationszeiträume sinken nochmals deutlich auf 5,46 bzw. 2,14 Jahre, wenn man die gestiegenen Energiekosten in der aktuellen Energiekrise (hier Energiepreise des Aprils 2022) annimmt. Folglich kann dem Triple-EEE-System in dieser Rechnung eine hohe Rentabilität zugesprochen werden. Selbstverständlich gilt dies jedoch betriebsindividuell zu kalkulieren, sollten landwirtschaftliche Betriebe über eine Investitionsplanung nachdenken. Im Weiteren gilt anzumerken, dass die hier zugrundeliegende Rechnung eine Momentaufnahme aus stallspezifischen Angeboten und Literaturwerten ist. Die tatsächlichen Beträge sowie mögliche entfallende oder zusätzliche Kosten können der Einfachheit nicht berücksichtigt werden. Darüber hinaus wurde während des Projektzeitraums von Seiten des Herstellers und den Erfahrungen der Praxisbetriebe geäußert, dass positive Einflüsse des WRGA-Einsatzes auf die Leistungsparameter (z. B. Tageszunahmen, Futtermittelverwertung oder Mortalität der Nutztiere) die Wirtschaftlichkeit der WRGA ebenfalls (positiv) beeinflussen können (vgl. Kapitel 3.4; vgl. Deeken et al. 2023). Diese Effekte konnten im Rahmen dieses Projektes nicht quantifiziert werden.

3.3 Fallstudie 3: Integrierte Anlagentechnik

3.3.1 Betriebsparameter und Auslastung des Tauschwäschers

Abbildung 31 zeigt die monatliche Auslastung (Voll- und Teillast) des Tauschwäschers über die Zeiträume beider Mastdurchgänge in Prozent. Wie aus der Abbildung hervorgeht, lag die Auslastung in den Monaten März und April (MD 1) sowie September, November und Dezember (MD 2) bei über 90 %. In den Monaten Mai bis Juli lag die Auslastung bei maximal 40 % und sank im Monat Juni auf ein Minimum von nur 3 %. Im Gesamtmittel lag die Auslastung des Tauschwäschers über den Gesamtzeitraum beider Mastdurchgänge bei 77,1 %. Der Anteil der Messintervalle, in denen eine tatsächliche Heizleistung nachgewiesen wurde, war in MD 1 jedoch deutlich niedriger als in MD 2 (47,8 % bzw. 89,3 %). Die Temperaturverläufe in der Grafik zeigen die Monate März/April bzw. September/Oktober als typische „Übergangszeiten“ mit sowohl kalten Temperaturen um 0 °C als auch sehr warmen Temperaturen von bis über 25 °C. Bei hohen Temperaturdifferenzen zwischen Frisch- und

Abluft kann mehr thermische Energie übertragen werden, wodurch sich in den kälteren Monaten der größte Nutzen zeigt. Doch auch bei im Mittel warmen, zweistelligen Temperaturen zeigte der Tauschwäscher in den Untersuchungen Leistung. Zu beachten gilt, dass die Steuerung des Tauschwäschers während der Versuche so eingestellt war, dass ab einer Temperatur von 23 °C die Frischluft vollständig über die zusätzlichen Dachraumklappen in den Stall zugeführt wurde und der Tauschwäscher somit umgangen wurde (Ausnahme Zeitraum: 04.10.2022 – 08.10.2022; siehe Kapitel 2.3.3).

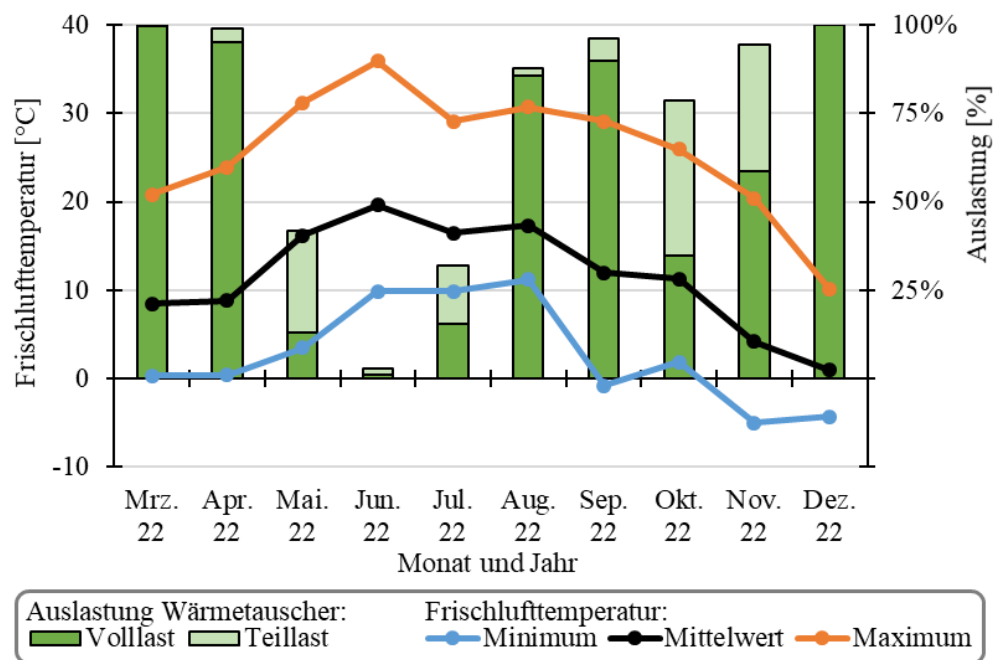


Abbildung 31: Auslastung des Tauschwäschers (Voll- und Teillast) [%] und Frischlufttemperaturen (Minimum-, Maximum- und Monatsmittelwerte) [°C] auf monatlicher Basis während MD 1 (15.03.2022 – 05.07.2022) und MD 2 (26.08.2022 – 11.12.2022). ©Deeken

Abbildung 32 zeigt den Temperaturverlauf [°C] für die Frischluft, Zuluft, Abluft (Rohgas), Fortluft (Reingas) sowie für die Abteilinnentemperatur über einen Zeitraum von drei Tagen (29. – 31.05.2022) im MD 1. Die maximale Temperaturänderung [K] zwischen Frischluft und Zuluft betrug an allen drei Tagen ca. 10 K, das heißt die Zuluft konnte durch Einsatz des Tauschwäschers um 10 K erwärmt werden, bevor sie dem Stallgebäude zugeführt wurde. Der Zusammenhang der Amplitudendämpfung wurde bereits erläutert. Die Temperaturschwankung der Frischluft war am 31. Mai mit 20,5 K am deutlichsten ausgeprägt (Minimaltemperatur 4,7 °C; Maximaltemperatur 25,2 °C). Die Temperaturschwankung der Zuluft an diesem Tag betrug dagegen nur 7,4 K. Folglich konnte die Amplitude an diesem Tag um ca. 64 % gedämpft werden. Die Vorteile einer konstanteren Zulufttemperatur wurden zuvor bereits dargelegt. Diese Vorteile können aufgrund der Ergebnisse auch für den Einsatz des Tauschwäschers

angenommen werden. Die mittlere Dämpfung für den gesamten Zeitraum, in dem der Tauschwäscher aktiv und heizend war, lag für MD 1 bei -19,9 % und für MD 2 bei -22,0 %.

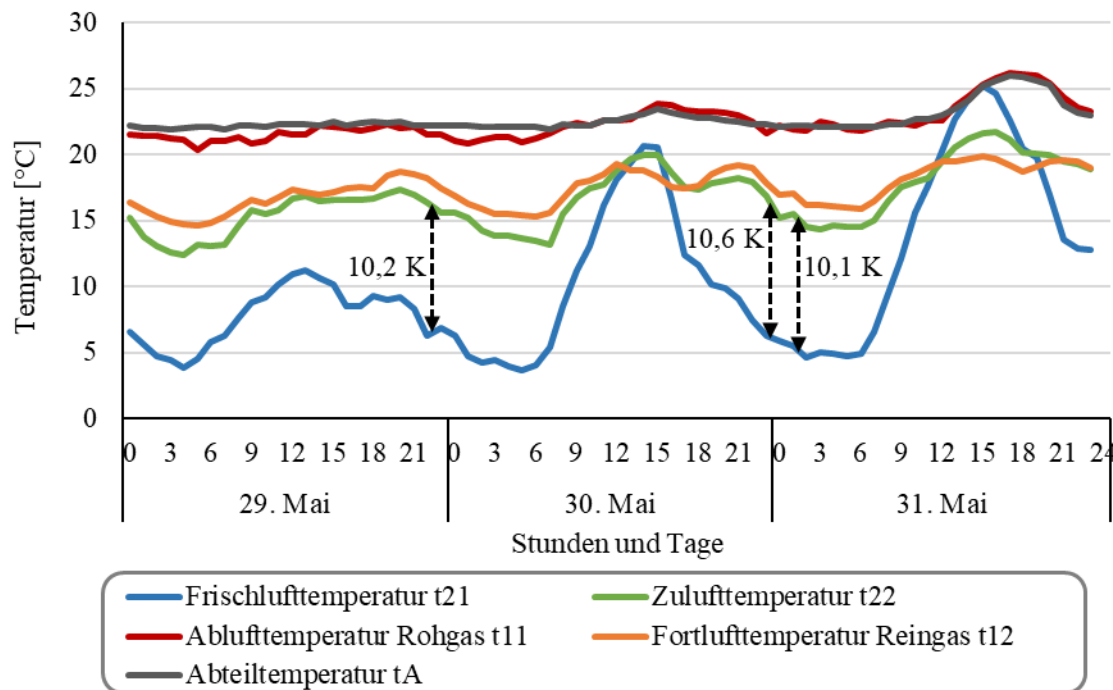


Abbildung 32: Verlauf der Frischluft- (t_{21}), Zuluft- (t_{22}), Abluft- (t_{11}), Fortluft- (t_{12}) und Abteilkammer- (t_A) [°C] im Zeitraum 29. bis 31. Mai 2022 sowie die maximalen Temperaturdifferenzen zwischen Zu- und Frischluft [K] an den jeweiligen Tagen. ©Lengling

3.3.2 Heizleistung, rückgewonnene thermische Energie und Leistungszahl (COP)

Tabelle 9 zeigt die minimalen, mittleren und maximalen monatlichen Temperaturprofile [°C] der Außen-, Frisch- und Zuluft für MD 1 und MD 2 sowie die Heizleistung [kW]. Die Tabelle enthält nur die 15-minütigen Messintervalle, in denen der Tauschwäscher in Betrieb war, mit Ausnahme der Außentemperaturwerte, die für den gesamten Zeitraum angegeben sind.

Im ersten Mastdurchgang lag die Frischlufttemperatur im Durchschnitt bei 8,8 °C und die Zulufttemperatur bei 12,0 °C. Damit wurde die Frischluft beim Durchströmen des Tauschwäschers um durchschnittlich 3,2 K erwärmt, was einer mittleren Heizleistung von 2,2 kW entspricht. Die maximale Heizleistung betrug 6,3 kW bei einer Frischlufttemperatur von 7,0 °C und einer erreichten Zulufttemperatur von 11,5 °C (Zuluftvolumenstrom von 4070,9 m³ h⁻¹). Die Temperaturdifferenz betrug somit 4,5 K. Im MD 2 konnte eine maximale Heizleistung von 9,7 kW erzielt werden bei einer Temperaturdifferenz von 10,1 K und einem Zuluftvolumenstrom von 2776,8 m³ h⁻¹. Die mittlere Frischlufttemperatur in MD 2 lag bei 8,6 °C und die mittlere Zulufttemperatur bei 13,9 °C.

Tabelle 9: Außen-, Frisch- und Zulufttemperaturen sowie die Heizleistung des Tauschwäschers (Minimal-, Maximal- und Monatsmittelwerte) auf Monatsbasis für die Mastdurchgänge 1 (15. März – 5. Juli 2022) und 2 (26. August – 11. Dezember 2022).

Mastdurchgang	Außenluft Temp. [°C] ^A			Frischlufte Temp. [°C] ^B			Zuluft Temp. [°C] ^B			Heizleistung [kW] ^B		
	Min.	Mean	Max.	Min.	Mean	Max.	Min.	Mean	Max.	Min.	Mean	Max.
MD 1*												
März	-2,2	6,6	18,7	0,3	7,7	18,4	1,9	11,1	18,6	0,00	1,8	3,6
April	-0,8	8,0	23,1	0,4	8,5	19,8	5,7	11,6	20,1	0,00	2,7	6,3
Mai	4,2	15,7	29,2	3,5	10,5	18,6	7,8	14,2	19,4	0,00	1,7	5,9
Juni	11,4	19,6	33,6	10,6	13,3	16,3	15,3	17,2	19,9	0,01	1,8	3,7
Juli	12,2	19,0	26,9	9,9	13,1	18,2	14,4	16,9	19,7	0,00	1,9	4,0
Gesamt	-2,2	13,0	33,6	0,3	8,8	19,8	1,9	12,0	20,1	0,00	2,2	6,3
MD 2**												
August	14,1	18,3	26,6	11,2	17,2	30,7	16,5	19,6	24,4	-2,6	2,3	3,8
September	2,0	13,0	25,5	-0,8	11,8	27,7	8,2	15,9	23,4	-3,8	3,4	7,4
Oktober	4,4	11,8	21,7	1,9	11,1	25,9	9,8	15,6	20,5	-4,9	2,5	7,4
November	-1,7	5,4	17,6	-5,0	4,1	20,4	4,7	11,1	18,2	-0,3	5,3	9,7
Dezember	-2,9	2,5	10,4	-4,3	0,9	10,1	5,7	8,5	13,2	1,1	5,5	7,8
Gesamt	-2,9	9,7	26,6	-5,0	8,6	30,7	4,7	13,9	24,4	-4,9	3,9	9,7

^A Werte (basierend auf 15-minütigen Messintervallen) unabhängig davon, ob der Tauschwäscher in Betrieb war oder nicht.

^B Werte (basierend auf 15-minütigen Messintervallen) während der Tauschwäscher heizend in Betrieb war.

* MD 1: 15 März. – 5. Juli 2022 (113 Masttage berücksichtigt).

** MD 2: 26. August – 11. Dezember 2022 (108 Masttage berücksichtigt).

Abbildung 33 zeigt die Korrelation zwischen der Heiz- bzw. Kühlleistung [kW] und der Frischlufttemperatur [°C] während MD 2 für die Messintervalle, in denen der Tauschwäscher aktiv war, unabhängig davon ob geheizt oder gekühlt wurde. Wie auch bereits bei den beiden anderen Systemen zeigt sich ein Trend, dass die höchsten Heizleistungen bei niedrigen Frischlufttemperaturen erreicht werden. Bei einer mittleren Frischlufttemperatur von 8,6 °C zeigte sich im Mittel eine Heizleistung von 3,9 kW. Aufgrund der deutlich geringeren Dimensionierung und signifikant geringerer Luftvolumenströme, die durch den Tauschwäscher geleitet wurden, lassen sich diese Werte jedoch nicht ohne weiteres mit den Werten der anderen Anlagensysteme vergleichen. Wie der Abbildung auch zu entnehmen ist, konnten ab einer Frischlufttemperatur von 14,0 °C Kühleffekte durch den Tauschwäscher erreicht werden bis hin zu einer maximalen Kühlleistung von -4,9 kW.

Wie bereits geschildert wurde der Tauschwäscher standardmäßig ab einer Außentemperatur von 23 °C vollständig umgangen und die Frischluft komplett über die Dachraumklappen in den Stall geleitet. Dementsprechend konnten unter den Standardeinstellungen keine Aussagen zur Leistung des Tauschwäschers bei Temperaturen über 23 °C getroffen werden. Um dennoch eine konkretere Aussage bezüglich der Kühleffekte an warmen Sommertagen treffen zu können, wurden die Standardeinstellungen im MD 2 für einen Zeitraum von vier Tagen (4. Oktober – 8. Oktober 2022) so verändert, dass der Tauschwäscher auch bei Außentemperaturen über 23 °C in Betrieb blieb (siehe Kapitel 2.3.3).

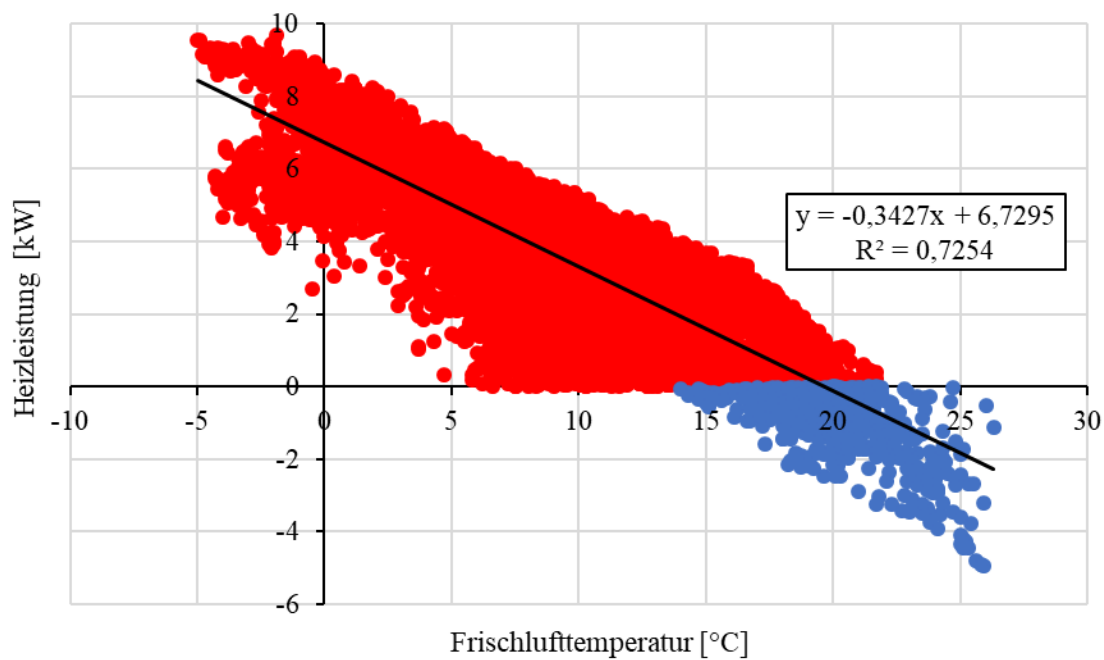


Abbildung 33: Korrelation zwischen der Heiz- bzw. Kühlleistung [kW] (rot bzw. blau) des Tauschwäschers und der Frischlufftemperatur [°C] während des Betriebs des Tauschwäschers in MD 2, unabhängig davon, ob der Tauschwäschler die Frischluff erwärmte oder abkühlte. ©Deeken

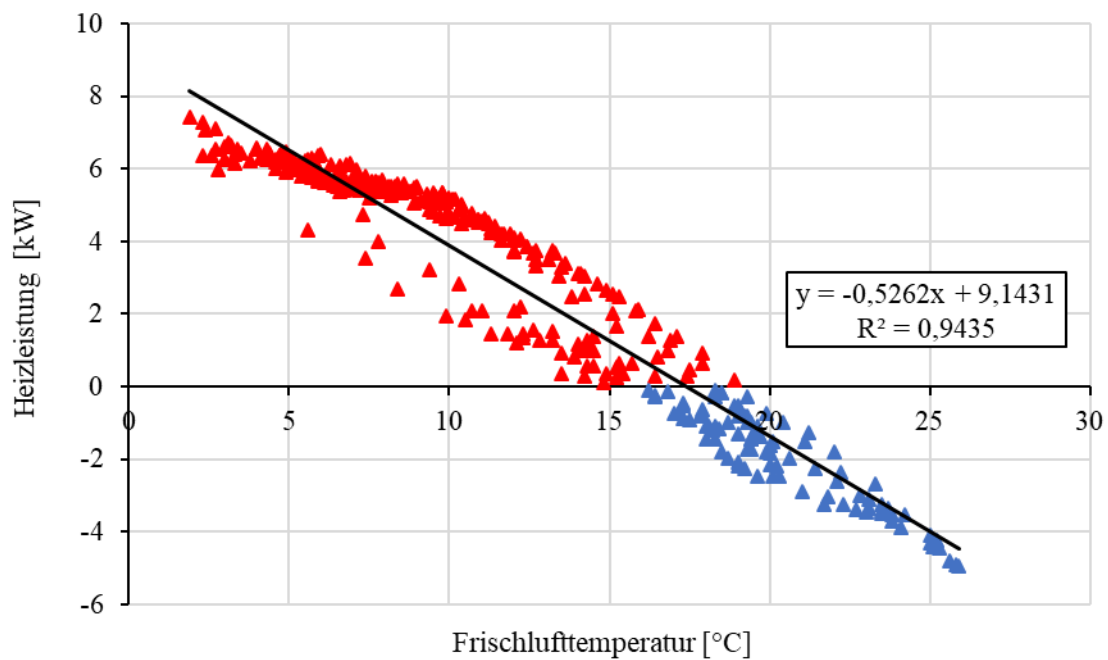


Abbildung 34: Korrelation der Frischlufftemperatur [°C] und der Heiz- bzw. Kühlleistung [kW] für den Zeitraum vom 04.10.2022 bis 08.10.2022, in dem der Tauschwäschler bei Außentemperaturen von über 23 °C nicht (wie sonst standardmäßig) umgangen wurde, sondern in Betrieb blieb. ©Deeken

Abbildung 34 zeigt die Korrelation zwischen der Frischlufttemperatur [°C] und der Heiz- bzw. Kühlleistung [kW] für den genannten Zeitraum. Wie bereits im vorherigen Absatz beschrieben, konnten so bei einer maximalen Frischlufttemperatur von 25,9 °C maximale Kühlleistungen von -4,9 kW erreicht werden. Besonders im Zusammenhang mit der Schweinemast, wie sie in dieser Fallstudie untersucht wurde, sind solche Kühleffekte interessant, da Mast Schweine (18 – 24 °C im Rein-Raus-Verfahren; DIN 18910 2017) deutlich niedrigere Wohlfühl- bzw. Solltemperaturen haben als Aufzuchtferkel (30 – 20 °C; DIN 18910 2017). Vor allem in warmen Sommermonaten kommen die Masttiere häufig an ihre natürlichen Temperaturtoleranzen und es besteht die Gefahr des Hitzestresses. Durch ein Abkühlen der Zuluft mithilfe eines Tauschwäschers kann dieser Gefahr im Sommer entgegengewirkt werden. Der bereits beschriebene positive Effekt für das Tierwohl durch bessere Lüftung und dadurch besseres Stallklima im Winter, zeigt sich somit in anderer Weise im Sommer durch reduzierten Hitzestress. Hierbei gilt jedoch zu berücksichtigen, dass der Tauschwäscher bzw. Luft-Luft-Wärmetauscher im Allgemeinen in ihren Dimensionen meist für Winterluftraten konzipiert ist, bspw. für ein Drittel der maximalen Sommerluftrate. Folglich kann bei hohen Außentemperaturen und benötigten Luftraten nur ein Teil der warmen Frischluft abgekühlt werden, bei gleichzeitig hohen Strömungswiderständen der Luftmassen im Tauschwäscher. Zu diesem Zeitpunkt kann keine fundierte Aussage getroffen werden, in wie weit diese Kühleffekte der Teilstrombehandlung die Temperaturen der gesamten Zuluft bzw. Raumluft in den Abteilen tatsächlich reduzieren kann. Etwaige Anpassungen der Tauschwäscherdimensionierung könnten notwendig sein, sollten Kühleffekte in den Sommermonaten langfristig genutzt werden.

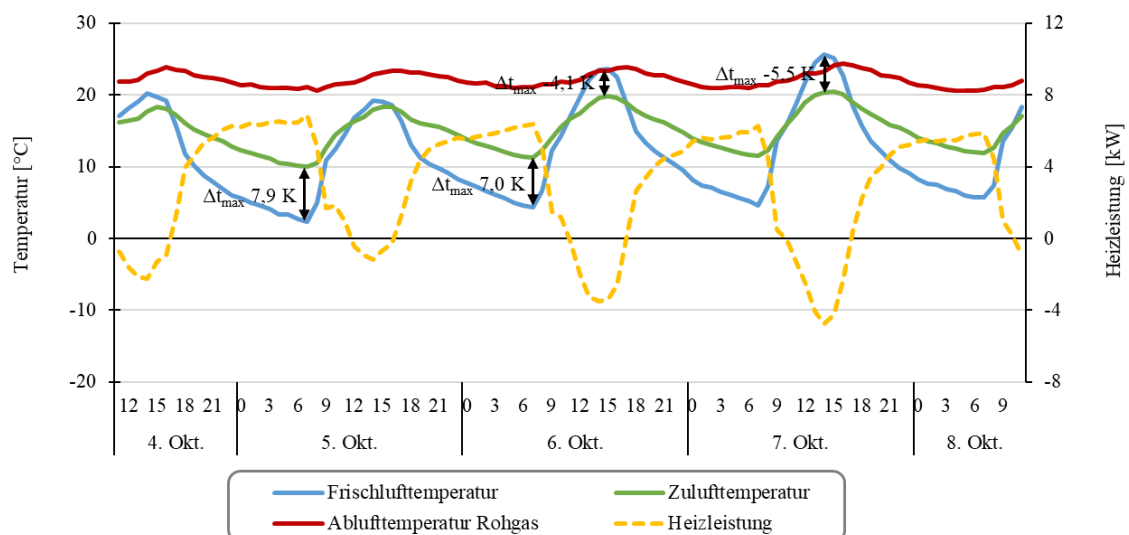


Abbildung 35: Temperaturverläufe [°C], maximale Temperaturänderung zwischen Frisch- und Zuluft pro Tag [K] und der Verlauf der Heiz-/Kühlleistung [kW] für den Zeitraum vom 04.10.2022 bis 08.10.2022, in dem der Tauschwäscher auch bei Außentemperaturen von über 23 °C in Betrieb war. ©Lengling

Abbildung 35 zeigt die Temperaturverläufe [°C] sowie den Verlauf der Heiz-/Kühlleistung [kW] für den genannten Zeitraum im Oktober. Auch hier lassen sich sehr deutlich anhand der gegenläufig verlaufenden Kurven die möglichen Potentiale sowohl bei hohen als auch bei niedrigeren Temperaturen erkennen. Gleichzeitig sei auch hier noch einmal auf die deutliche Absenkung der Amplitude zwischen Frisch- und Zuluft hingewiesen, die zu einem konstanteren Stallklima und damit dem Tierwohl beitragen kann. Diese lag an den vier Tagen zwischen -51 % und -59 %.

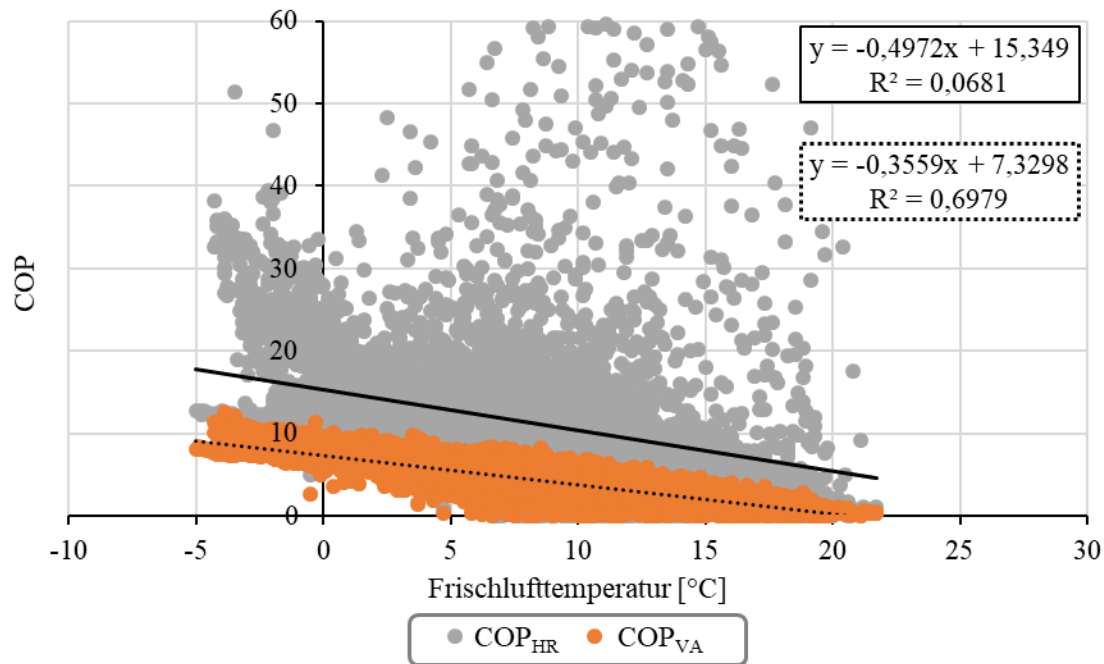


Abbildung 36: Korrelation der Leistungszahlen (COPs) des Tauschwäschers und der Frischlufttemperatur [°C] in den Messintervallen von MD 2, in denen der Tauschwäscher geheizt hat. COP_{VA} berechnet sich dabei unter Berücksichtigung der rückgewonnenen Wärme und des Gesamtenergiekonsums des Tauschwäschers (Lüftung plus Abluftreinigung). COP_{HR} berechnet sich unter Berücksichtigung der rückgewonnenen Wärme und des zusätzlichen Energieaufwands für die Wärmerückgewinnung (Zuluftventilator des Tauschwäschers). Für COP_{HR} ist hier nur ein Ausschnitt der Daten gezeigt, 98 der 8898 (1,1 %) Messintervalle sind nicht gezeigt, da es sich um praxisirrelevante Ausreißer handelt (Maximalwert 137,4). ©Deeken

Abbildung 36 zeigt die Leistungszahlen für die Bezugsgrößen elektrischer Mehraufwand für den Betrieb des Tauschwäschers ($COP_{HR,MD2}$; Stromkonsum Zuluftventilator) und Gesamtstromkonsum des Tauschwäschers ($COP_{VA,MD2}$; Lüftungsanlage plus Abluftreinigung) in den einzelnen Messintervallen mit heizendem Tauschwäscher während MD 2. Einzelne der kalkulierten Werte (hohe Ausreißer) wurden hierbei ausgeschlossen und nicht abgebildet. Diese Ausreißer ergeben sich in einzelnen Intervallen, wenn bspw. sehr niedrige Stromaufnahmen der Ventilatoren vorliegen sollen. Da es sich hierbei um einige wenige unrealistische Intervalle

handelt, kann von Ausreißern ausgegangen werden. Auch für diese Anlage lässt sich generell sagen, dass die Leistungszahlen umso größer sind, je niedriger die Frischlufttemperatur ist. Mit zunehmender Frischlufttemperatur und Heizleistung folgt hier der $COP_{VA,MD2}$ einer linearen Korrelation.

Für den elektrischen Mehraufwand für den Betrieb des Tauschwäschers wurde einzig der Stromkonsum des Zuluftventilators berücksichtigt. Die erhöhten Energiemengen des Abluftventilators im Zuge der steigenden Strömungswiderstände nach dem Einbau des Wärmetauschermoduls in der ARA wurden nicht quantifiziert und berücksichtigt (siehe Kapitel 2.3.3). Aufgrund technischer Probleme konnten im MD 1 keine Stromzählerdaten des Zuluftventilators aufgezeichnet werden. Die Daten wurden auf Basis der Daten des MD 2 abgeleitet und sind dem entsprechend zu interpretieren. So ist die Varianz der Leistungszahlen in MD 1 höher, da der kalkulierte Stromkonsum des Zuluftventilators zu einigen Ausreißerwerten von $COP_{HR,MD1}$ führte.

Bezogen auf den elektrischen Mehraufwand für den Betrieb des Tauschwäschers liegt der $COP_{HR,MD1}$ im ersten Mastdurchgang bei $21,4 \pm 60,7$ wenn der Tauschwäscher die Frischluft tatsächlich erwärmt. Im MD 2 lag der $COP_{HR,MD2}$ im Mittel bei $11,7 \pm 10,3$. Verlässlicher sind die Werte von $COP_{VA,MD1}$ mit $2,7 \pm 1,8$ und $COP_{VA,MD2}$ mit $4,6 \pm 2,3$. Wie bereits in den vorherigen Kapiteln angesprochen, konnten Krommweh et al. (2021b) in ihren Untersuchungen an einem baulich anderen Tauschwäscher COP_{VA} Leistungszahlen von 7,1 bis 11,5 feststellen. Hierbei handelt es sich jedoch um Leistungszahlen auf Basis der kumulierten Energiemengen, die über einen bestimmten Zeitraum eingebracht bzw. rückgewonnen wurden und nicht um Werte einzelner Messintervalle. Vergleicht man also die Gesamtmenge der rückgewonnenen, thermischen Energie in MD 1 (interpolierte Daten, siehe Tabelle 10) mit der eingebrachten elektrischen Energie zum Betrieb der Ventilation und Abluftreinigung ergibt sich ein Wert von $COP_{VA,MD1,kummuliert} = 0,9$ ($COP_{VA,MD2,kummuliert} = 4,2$) bzw. für den $COP_{HR,MD1,kummuliert} = 8,8$ ($COP_{HR,MD2,kummuliert} = 8,0$). Die hier berechneten Werte COP_{VA} sind folglich kleiner und zeugen von einer niedrigeren Energieeffizienz des hier verwendeten Wärmetauschermoduls. Zu beachten ist hierbei die variierende Dimensionierung und Heizleistung der Anlage sowie der unterschiedliche Aufbau des verbauten Tauschermoduls. So zeigten sich bei Krommweh et al. (2021b) eine maximale Heizleistung von 19,1 kW, eine mittlere Heizleistung von 9,3 kW sowie ein mittlerer Zuluftmassenstrom von 4.809 kg h^{-1} (zum Vergleich in MD 1: 2.878 kg h^{-1} , in MD 2: 2.602 kg h^{-1}). Wie bereits erläutert wurde, ist auch hier der Vergleich anhand der COP zwischen verschiedenen Studien nur bedingt möglich, da Faktoren wie die aufgezählten Unterschiede im Studiendesign die Versuchsbedingungen und die berechneten COPs beeinflussen.

In dem Zeitraum, in welchem die Kühlleistung des Tauschwäschers gesondert untersucht wurde (4. Oktober 2022 – 8. Oktober 2022), ergaben sich in den Intervallen, in denen eine

Kühlung der Frischluft erreicht werden konnte, Leistungszahlen von $\text{COP}_{\text{VA,kü}} = -1,5 \pm 0,9$ und $\text{COP}_{\text{HR,kü}} = -2,7 \pm 1,8$. Im Heizbetrieb waren es $\text{COP}_{\text{VA,hz}} = 3,9 \pm 1,7$ und $\text{COP}_{\text{HR,hz}} = 6,2 \pm 2,6$. Innerhalb dieses kurzen Zeitraums lassen sich für beide Parameter starke Korrelationen zur Frischlufttemperatur aufzeigen (Abbildung 37).

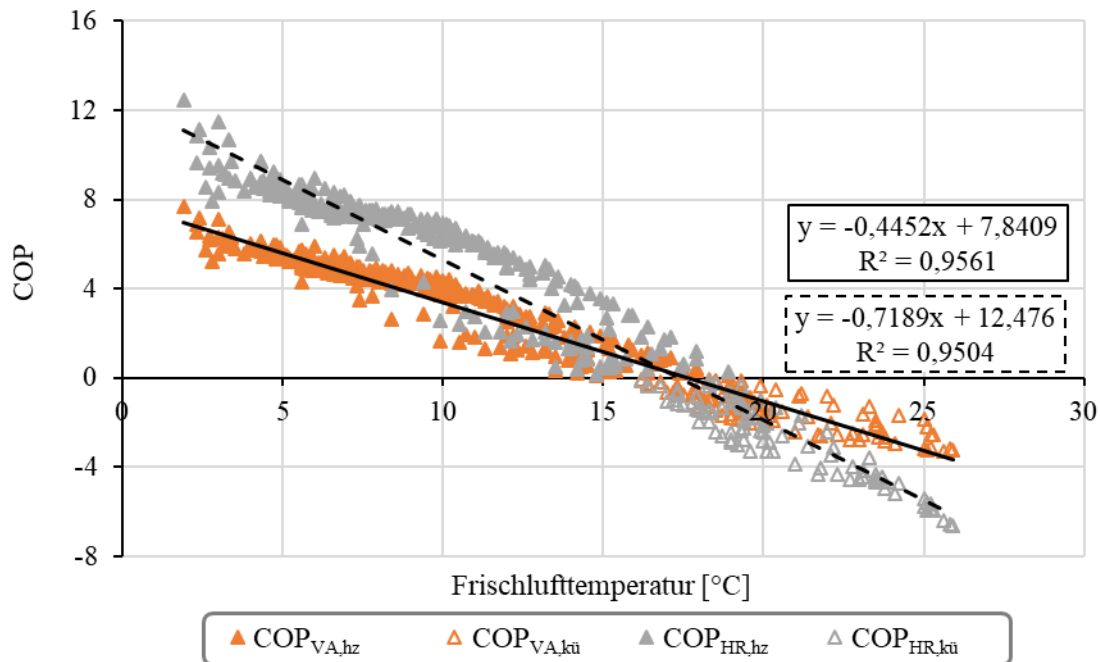


Abbildung 37: Korrelation der Leistungszahlen (COPs) des Tauschwäschers und der Frischlufttemperatur [°C] in den Messintervallen vom 4. bis zum 8. Oktober 2022. $\text{COP}_{\text{VA,hz}}$ berechnet sich dabei unter Berücksichtigung der rückgewonnenen Wärme und des Gesamtenergiekonsums des Tauschwäschers (Lüftung plus Abluftreinigung) in Intervallen mit Heizleistung; $\text{COP}_{\text{VA,kü}}$ in Intervallen mit Kühlleistung. $\text{COP}_{\text{HR,hz}}$ berechnet sich unter Berücksichtigung der rückgewonnenen Wärme und des zusätzlichen Energieaufwands für die Wärmerückgewinnung (Zuluftventilator des Tauschwäschers) in Intervallen mit Heizleistung; $\text{COP}_{\text{HR,kü}}$ in Intervallen mit Kühlleistung. ©Deeken

3.3.3 Energiekonsum sowie substituierte CO₂-Emissionen und Energiekosten

Tabelle 10 zeigt für die Mastdurchgänge 1 und 2 den Gesamtverbrauch elektrischer Energie für den Betrieb des Tauschwäschers, mit den jeweiligen Anteilen des Lüftungssystems und der Abluftreinigung, die Summe der rückgewonnenen thermischen Energie sowie die daraus resultierenden eingesparten CO₂-Emissionen und Energiekosten. Über den Gesamtverbrauch thermischer Energie durch Verbrennung fossiler Heizmittel kann aufgrund fehlender Daten an dieser Stelle keine Aussage gemacht werden.

Tabelle 10: Kumulierter elektrischer Energiekonsum der Lüftungs- und Abluftreinigungsanlage sowie die übertragene thermische Energie im Zuge der Wärmerückgewinnung und die mit der Wärmerückgewinnung verbundenen Einsparungen an CO₂-Emissionen und Energiekosten für die Mastdurchgänge 1 und 2.

	Einheit	MD 1 ^a	MD 2 ^b
Kumulierter elektrischer Energiekonsum [kWh_{el}]			
Lüftungssystem			
... Anteil Zuluftventilator	kWh	390,50	1.105,99
... Anteil Abluftventilator	kWh	2.430,27	411,17
Abluftreinigungsanlage	kWh	758,51	750,54
SUMME	kWh	3.579,29	2.267,70
Rückgewonnene thermische Energie [kWh_{th}]			
Wärmerückgewinnung Q_{HR} [kWh _{th}]	kWh	3.138,51	9.519,45
COP _{VA,kummuliert}		0,9	4,2
COP _{HR,kummuliert}		8,0	8,8
Eingesparte Energiemengen*			
Gesamt	kWh	2.749,37	8.415,75
...pro Tierplatz ^A	kWh TP ⁻¹	19,92	60,98
...pro GV ^B	kWh GV ⁻¹	142,31	435,60
Eingesparte CO₂-Emissionen**			
Gesamt	kg CO ₂	577,66	1.784,83
...pro Tierplatz ^A	(kg CO ₂) TP ⁻¹	4,19	12,93
...pro GV ^B	(kg CO ₂) GV ⁻¹	29,90	92,38
Eingesparte Energiekosten***			
Gesamt	€	402,72	648,60
...pro Tierplatz ^A	€ TP ⁻¹	2,92	4,70
...pro GV ^B	€ GV ⁻¹	20,84	33,57

^a Zeitraum: 15.03.2022 – 05.07.2022 (113 Masttage berücksichtigt). Fehlende oder fehlerhafte Messintervalle (15,1 %) wurden mit Hilfe der jeweiligen Monatsmittelwerten interpoliert.

^b Zeitraum: 26.08.2022 – 11.12.2022 (108 Masttage berücksichtigt). Fehlende oder fehlerhafte Messintervalle (2,7 %) wurden mit Hilfe der jeweiligen Monatsmittelwerten interpoliert.

^A Auf Basis der 138 Tierplätze.

^B Auf Basis der 138 Tierplätze und einem GV-Schlüssel von 0,14 GV Tierplatz⁻¹.

* Basierend auf der rückgewonnenen thermischen Energie und der eingesetzten elektrischen Energie für den Betrieb des Zuluftventilators.

** Basierend auf der eingesparten Energiemenge (siehe *).

Angenommene CO₂-Emissionen: Strom 0,427 (kg CO₂) kWh⁻¹, Flüssiggas 0,237 (kg CO₂) kWh⁻¹.

*** Basierend auf der eingesparten Energiemenge (siehe *). Angenommene Energiekosten (Brennstoffbörse 2023;

Statistisches Bundesamt 2023) für MD 1: Strom 0,3207 ± 0,0054 € kWh⁻¹, Flüssiggas 0,1476 ± 0,0250 kWh⁻¹.

Angenommene Energiekosten (Brennstoffbörse 2023; Statistisches Bundesamt 2023) für MD 2:

Strom 0,3309 ± 0,0146 € kWh⁻¹, Flüssiggas 0,1136 ± 0,0099 kWh⁻¹.

In MD 1 wurden insgesamt 3.579,29 kWh elektrischer Energie benötigt, um die Abluftreinigungsanlage sowie den Ab- und Zuluftventilator zu betreiben. Dieser Wert ist, insbesondere auf Grund des hohen Stromkonsums des Abluftventilators, höher als der Wert aus MD 2 (2.267,70 kWh). In MD 2 ist wiederum der Stromkonsum des Zuluftventilators höher. Dieser Sachverhalt kann teils durch die höheren Außentemperaturen in MD 1 und die dadurch höheren Abluftmassenströme begründet werden. Zudem zeigt sich im MD 1 schon bei kühleren

Außentemperaturen deutlich höhere Werte der Ansteuerung, Leistungsaufnahme und Drehzahlen des Abluftventilators im Vergleich zu MD 2. Dies ist dadurch begründet, dass es in MD 1 zu einer Verpilzung des Füllkörpers des Biowäschers kam. Diese wurde durch die höheren Außentemperaturen begünstigt, nahm im Mastverlauf zu und hatte erhöhte Strömungswiderstände des Abluftstroms zur Folge. Um diese Widerstände überwinden und eine ausreichende Raumlastabfuhr sicherstellen zu können, musste die Steuerungssoftware die Leistungsaufnahme und Drehzahl des Abluftventilators steigern. Dagegen wurde der Zuluftventilator und somit auch der Tauschwäscher in MD 2 häufiger betrieben (siehe Kapitel 3.3.1) als in MD 1. Die Nachrüstung von Luftleitblechen im Zuluftstrom (siehe Kapitel 2.3.2) führte zudem zu einem Anstieg des Strömungswiderstandes, wodurch höhere Drehzahlen des Zuluftventilators notwendig waren, um den gleichen Luftmassenstrom zu fördern. Die hierzu notwendige höhere Leistungsaufnahme des Ventilators führte zu einem höheren Stromverbrauch. Dieser Effekt beeinflusst den gesamten MD 2. Innerhalb von MD 1 ist die gesteigerte Leistungsaufnahme zu vernachlässigen, da die Auslastung des Zuluftventilators nach Installation der Luftleitbleche (Mai bis Juli) vergleichsweise gering war.

Die Menge der rückgewonnenen thermischen Energie war im MD 2 mit 9.519,45 kWh größer als im MD 1 mit 3.138,51 kWh. Dies ist auf die teils kälteren Frischlufttemperaturen im MD 2 und die höhere Auslastung des Tauschwäschers (vgl. Kapitel 3.3.1) zurückzuführen. Die Daten zeigen somit, dass bei niedrigeren Temperaturen eine höhere Effizienz des Tauschwäschers erreicht wird. Dennoch konnten auch für MD 1 während der wärmeren Monate Leistungszahlen erreicht werden, welche eine Verbesserung der Energieeffizienz verdeutlichen. Eine integrierte Kombination einer Wärmerückgewinnungsanlage in einen Abluftwäscher scheint folglich vorteilhaft zu sein.

Dies zeigen auch die dargestellten Einsparungen an CO₂-Emissionen und Energiekosten. So konnte in den Mastdurchgängen insgesamt 4,19 bis 12,93 kg CO₂ pro Tierplatz eingespart werden (Tabelle 10, vgl. Abbildung 38). Die finanziellen Einsparungen lagen, bei variierenden und im Jahresvergleich sehr hohen Energiekosten, bei 2,92 – 4,70 € (TP MD)⁻¹. Diese Zahlen verdeutlichen den positiven Einfluss der Wärmerückgewinnung auf die Nachhaltigkeit der Mastschweinehaltung in geschlossenen Stallanlagen.

Ein Vergleich der Einsparungen mit den anderen beiden Systemen soll an dieser Stelle nicht erfolgen, da die unterschiedlichen Versuchsbedingungen (Standort, Jahreszeiten, Dimensionierung, wirtschaftliche Situation) dies nur sehr eingeschränkt zulassen. Zudem wird auf eine Kalkulation der Amortisationsdauer verzichtet, da es sich zum aktuellen Zeitpunkt beim untersuchten Tauschwäschermodul um einen Prototyp handelt. Weitere Berechnungen erscheinen dann sinnvoll zu sein, wenn es sich, wie bei Fallstudie 1 und 2, um ein gelistetes Produkt der Firma *Schönhammer* handelt.

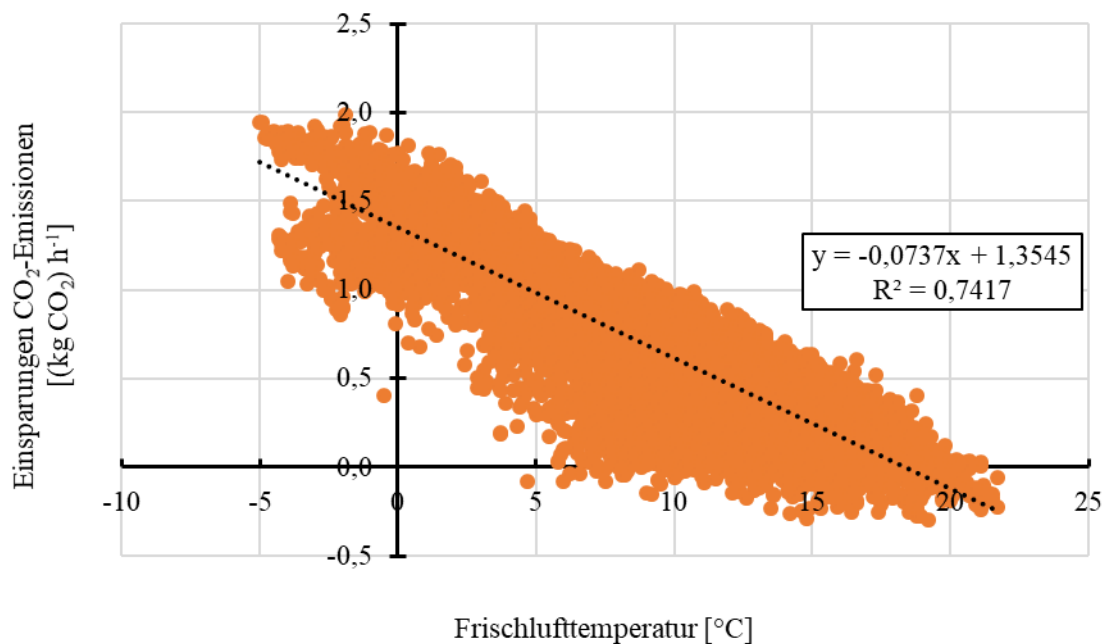


Abbildung 38: Abhängigkeit zwischen den eingesparten CO₂-Emissionen [(kg CO₂) h⁻¹] und der Frischlufftemperatur [°C] während der Frischluffterwärmung des Tauschwäschers in MD 2. Angenommene CO₂-Emissionen: Strom 0,427 (kg CO₂) kWh⁻¹, Flüssiggas 0,237 (kg CO₂) kWh⁻¹. ©Deeken

3.4 Übergreifende Diskussion und Bewertung der Untersuchungsergebnisse

Besonders wirtschaftliche Faktoren, d. h. hohe Anschaffungs- und Betriebskosten, werden neben Planungsunsicherheiten, z. B. Hofnachfolge oder zukünftige Marktsituation in Deutschland, oft als Grund genannt, warum Landwirte zögern oder nicht bereit sind, in neue Stalltechnologien oder -konzepte zu investieren. Die Ergebnisse aller drei Fallstudien konnten jedoch zeigen, dass der Einsatz rekuperativer Energiesysteme in der landwirtschaftlichen Tierhaltung sowohl ökonomische als auch ökologische Vorteile bringt. Eine Effizienzsteigerung konnte durch alle drei Systeme erreicht werden. Die Tatsache, dass im Rahmen des Projektes drei verschiedene Systeme unter völlig unterschiedlichen Praxisbedingungen untersucht wurden, verstärkt die Aussagekraft der Ergebnisse, da eine Energieeffizienzsteigerung kein individueller Einzelfall zu sein scheint. Im Hinblick auf den Einsatz von Abluftreinigungsanlagen, die in Deutschland zukünftig für bestimmte Betriebe verpflichtend sein werden, können die hierdurch anfallenden zusätzlichen Betriebskosten durch die Kombination mit einem Wärmerückgewinnungssystem reduziert oder kompensiert werden. Dabei sind, wie gezeigt, unterschiedliche Kombinationen, z. B. eine gestufte und unabhängige Abfolge von Anlagen wie in Fallstudie 1 oder kombinierte bzw. integrierte Anlagentechniken, wie sie in den Fallstudien 2 und 3 sowie von Krommweh et al. (2021a und b) beschrieben wurden, möglich und energetisch sinnvoll.

Auch im Hinblick auf die schwankenden und in letzter Zeit stark gestiegenen Energiepreise (Statistisches Bundesamt 2023) werden erneuerbare und regenerative Energietechnologien in Zukunft immer mehr an Bedeutung gewinnen. Die Ergebnisse des Forschungsprojektes zeigen, dass Wärmerückgewinnungssysteme als eine nachhaltige Technologie in der Schweine- und (vermutlich auch) Geflügelproduktion angesehen werden können, die in Zukunft von der Politik gefördert werden sollten. An dieser Stelle konnte das Forschungsprojekt die Berichte früherer Untersuchungen in der Ferkelaufzucht- (z. B. Licharz et al. 2020), Mastschweine- (z. B. Krommweh et al. 2021b; Jeong et al. 2020), Broiler- (z. B. Bokkers et al. 2010; Han et al. 2013) oder Legehennenhaltung (z. B. Goselink und Ramirez 2019) bestätigen bzw. ergänzen.

Auch ökologisch bringt der Einsatz eines Wärmerückgewinnungssystems Vorteile mit sich, da fossile Brennstoffe eingespart und somit die entstehenden CO₂-Emissionen deutlich reduziert werden können (Deeken et al. 2023). Besonders die detaillierte Datengrundlage und Betrachtung in Fallstudie 1 veranschaulicht dies. Doch auch die Daten der anderen beiden Fallstudien lassen diese Schlussfolgerung zu (z. B. Abbildung 30 und Abbildung 38). Im Hinblick auf den Klimawandel und die gesetzlichen Vorgaben zur Emissionsminderung (KSG 2021) sollte die hier aufgezeigten Einsparungspotentiale von den landwirtschaftlichen Betrieben in Zukunft vermehrt genutzt und von der Politik entsprechend gefördert werden.

Auch andere Studien haben die wirtschaftlichen und ökologischen Vorteile des Einsatzes energieeffizienter Technologien aufgezeigt. So wurde in der Studie von Jeong et al. (2020) durch den Einsatz einer Luftwärmepumpe eine Reduktion der täglichen Energiekosten und der CO₂-Emissionen um jeweils rund 63 % erreicht. Auch Rösmann (2012) konnte in seinen Untersuchungen zu einem Luft-Luft-Wärmetauscher Energiekosten einsparen und berichtete von einer Reduzierung der CO₂-Emissionen um bis zu 85 %. Beide Werte beziehen sich jedoch nur auf die CO₂-Emissionsminderung beim Betrieb der Stallheizung; der Vergleichswert bspw. in Fallstudie 1 liegt bei 74 %. Zu beachten bleiben auch hierbei die Unterschiede in Versuchsaufbau, Messzeitraum und Berechnungsgrundlagen.

Obwohl es innerhalb Europas schon immer starke Unterschiede bei den Strompreisen [ct kWh⁻¹] gegeben hat, sind diese in den meisten europäischen Ländern in der Vergangenheit bereits deutlich gestiegen. Während der durchschnittliche Strompreis in Europa in den letzten zehn Jahren von 19,2 ct kWh⁻¹ auf 21,9 ct kWh⁻¹ (+14 %) gestiegen ist, gab es in einzelnen Ländern starke Steigerungen von bis zu 46 % (Rumänien). In Deutschland stieg der Strompreis in den letzten zehn Jahren um 23 % und lag 2021 bei 31,9 ct kWh⁻¹ für Privatkunden, was dem Dreifachen des Strompreises in Ungarn (niedrigster Strompreis in Europa) entsprach. Auch bei den Strompreisen für gewerbliche Kunden lag Deutschland mit 18,3 ct kWh⁻¹ (+11 % in den letzten zehn Jahren) an erster Stelle in Europa. In jüngster Zeit hat der Krieg zwischen Russland und der Ukraine die Energiepreise weltweit erneut deutlich ansteigen lassen. In Deutschland,

wie auch in anderen Ländern, zeigt sich nun, dass eine einseitige Abhängigkeit von fossilen Energieträgern in Krisenzeiten schnell zu weitreichenden Auswirkungen führen kann. Nicht nur deshalb sind der Ausbau der erneuerbaren Energien und die effiziente Nutzung der vorhandenen Ressourcen wichtiger und notwendiger denn je. Bislang erreichte der Strompreis in Deutschland im Jahr 2022 mit $37,1 \text{ ct kWh}^{-1}$ für Privatkunden ein neues Rekordniveau (STROM-REPORT 2022).

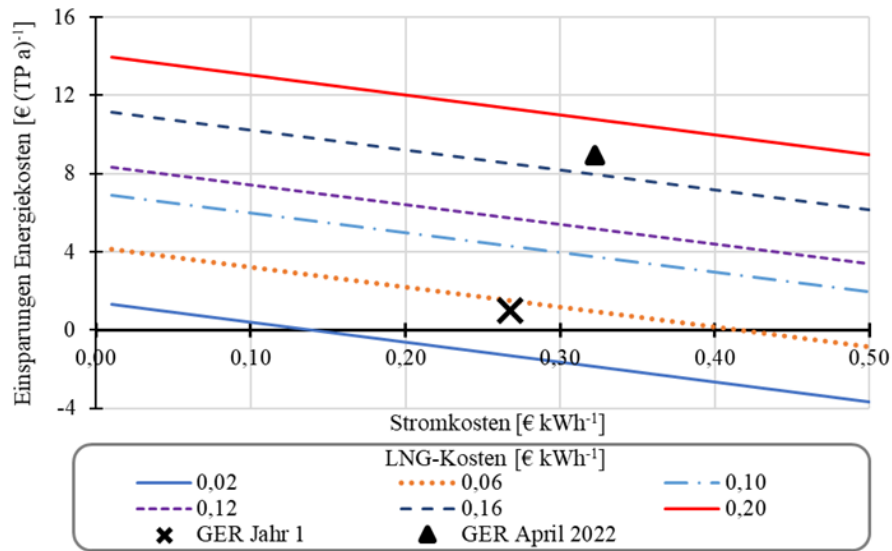


Abbildung 39: Jährliche Energiekosteneinsparungen je Ferkelaufzuchtplatz [€ (TP a)^{-1}] für verschiedene Szenarien hinsichtlich der Strom- und Heizkosten (hier für LNG) [€ kWh^{-1}]. Die Berechnungen basieren auf dem zusätzlichen Stromaufwand für den Betrieb der Wärmetauscher (41.888 kWh) und der Wärmerückgewinnung (290.414 kWh) des Versuchsjahres 1 der ersten Fallstudie (17. Dezember 2019 – 15. Dezember 2020). GER = Deutschland. ©Deeken.

Abbildung 39 zeigt auf Basis der Daten aus Fallstudie 1 die jährlichen Einsparungen durch Wärmerückgewinnung in Abhängigkeit von den Preisen für Strom und Flüssiggas für verschiedene Szenarien. Der wirtschaftliche Nutzen wird durch das Verhältnis von Strom- und LNG-Preisen beeinflusst (Deeken et al. 2023). Die Wärmerückgewinnungssysteme bieten den höchsten Gewinn bei hohen Heiz- und niedrigen Stromkosten.

Bei einem Energiepreisniveau wie im April 2022 könnten in Deutschland, bei einem LNG-Preis von $17,37 \text{ ct kWh}^{-1}$ (Brennstoffbörse 2023) und einem Strompreis von $32,27 \text{ ct kWh}^{-1}$ (Statistisches Bundesamt 2023), auf Stallebene Einsparungen von $36.940,49 \text{ € a}^{-1}$ erzielt werden, dies entspricht ca. $8,96 \text{ € (TP a)}^{-1}$. Da die Preise für LNG derzeit ebenfalls einem steigenden Trend folgen (Statistisches Bundesamt 2023; Brennstoffbörse 2023), kann davon ausgegangen werden, dass der Einsatz von Wärmetauschern auch in naher Zukunft als rentabel bezeichnet werden kann, wenn die Entwicklung der Energiepreise konstant bleibt. Für den zweijährigen Versuch unterstreicht der Vergleich zwischen den spezifischen Heizkosten mit

LNG ($6,58 \pm 1,69$ ct kWh⁻¹; Brennstoffbörse 2023) und dem Einsatz der Wärmetauscher (bei LNG-Substitution und zusätzlichem Stromaufwand, Strompreis $26,97 \pm 0,30$ ct kWh⁻¹) diese Tatsache. Die spezifischen Heizkosten der Wärmetauscher lagen bei $5,02 \pm 19,38$ ct kWh⁻¹ und in 87,2 % der Zeit unter den LNG-Kosten (Deeken et al. 2023). In den Fallstudien 2 und 3 zeigen sich ähnliche Effekte, auch hier zeigen die WRGA günstige Heizkosten, welche von den dargestellten COP-Werten der Systeme abhängig sind.

Auch die Möglichkeit der Kombination mehrerer energieeffizienter Technologien sollte in der zukünftigen Tierhaltung nicht außer Acht gelassen werden. Ställe bieten aufgrund ihrer großen Dachflächen viel Potenzial für den Einsatz von Photovoltaikanlagen. Durch die Einspeisung selbst erzeugten Stroms in das eigene Netz könnten Landwirte ihren Strombedarf (teilweise) selbst decken und so von den Vorteilen beider Technologien profitieren. Auf diese Weise können die Betriebe unabhängiger von externen Stromzukaufen arbeiten. Zusätzlich könnte der Einsatz von Energiespeichermedien (Batterien/Akkumulatoren) diesen Vorteil noch verstärken, insbesondere im Sommer, wenn tagsüber viel Solarenergie durch Photovoltaik erzeugt wird und nachts die Wärmerückgewinnung in Betrieb ist. Eine weitere Möglichkeit zur unabhängigen Stromerzeugung ist die Nutzung der Windenergie. Die kontinuierlichere Stromerzeugung von Windkraftanlagen variierender Größe könnte in den Wintermonaten von Vorteil sein, wenn konstant niedrige Lüftungsraten und ein entsprechender Stromverbrauch erforderlich sind. Einige Studien haben bereits die Vorteile der Kombination verschiedener erneuerbarer Energietechnologien und den Einsatz von Photovoltaikanlagen in Ställen untersucht (Yüksel und Türkboylan 2018; Buragohain et al. 2021).

Der Einsatz von Strom aus betriebseigener Bereitstellung bietet gerade bei den Einsparungen der CO₂-Emissionen großes Potential (Abbildung 40). So zeigen die niedrigen Emissionsfaktoren der Stromerzeugung mittels Solar-, Wasser- oder Windkraft positiven Einfluss auf die gesamte CO₂-Bilanz der Tierhaltung bzw. Wärmerückgewinnung. Die Emissionsfaktoren der genutzten bzw. substituierten Heizmittel beeinflusst die (eingesparten) CO₂-Emissionen ebenfalls (Deeken et al. 2023). Die Kombination von Wärmerückgewinnung mit anderen Formen der grünen Energiebereitstellung kann folglich ein elementarer Bestandteil der gesamtbetrieblichen Optimierung der Energieeffizienz auf tierhaltenden Betrieben sein. Zudem zeigt sich, dass bei den festgestellten Leistungen in Fallstudie 1 bei allen Emissionsszenarien eine Verbesserung des Carbon Footprint erreicht werden konnte. Dies zeigt einen Kontrast zur Kostenbilanzierung (Abbildung 39), bei der nur in einigen Szenarien Verbesserungen gezeigt werden können.

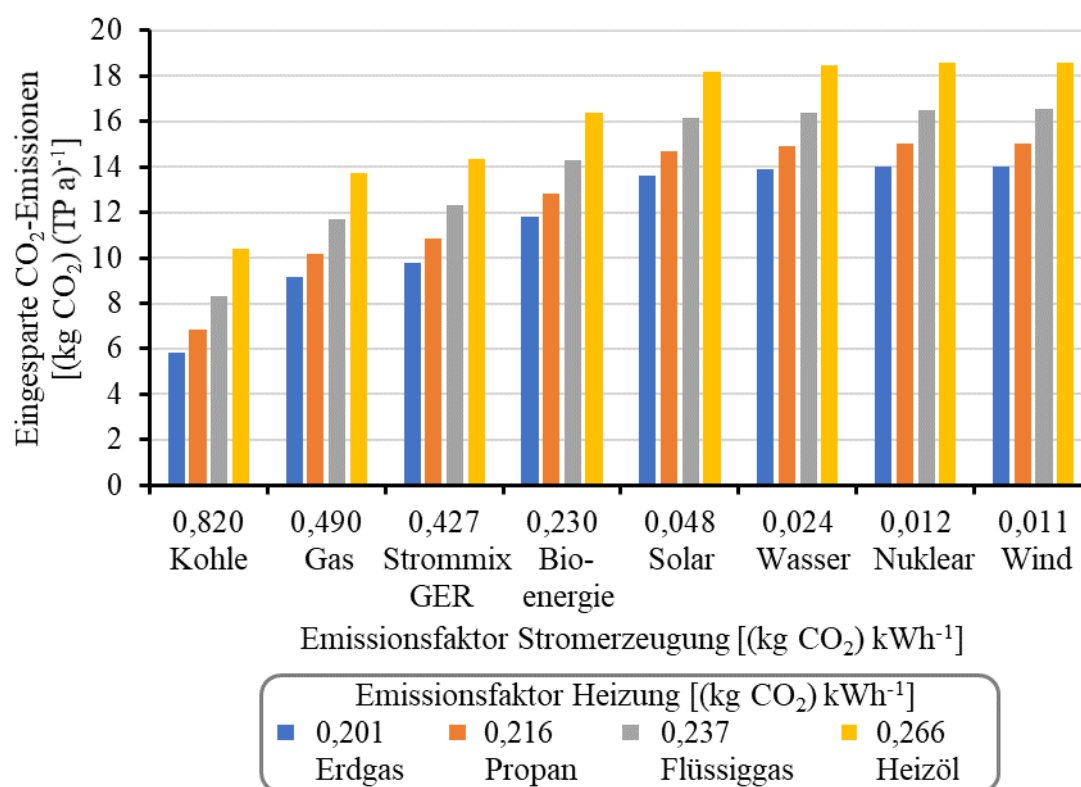


Abbildung 40: Hypothetische jährliche Einsparungen an CO₂-Emissionen je Ferkelaufzuchtplatz [(kg CO₂) (TP a)⁻¹] für verschiedene Szenarien hinsichtlich der Quellen zur Stromerzeugung und Stallheizung [(kg CO₂) kWh⁻¹] basierend auf den Angaben von Bokkers et al. (2010), Zieliński (2022) sowie den Herleitungen wie in 2.1.5 beschrieben. Die Berechnungen basieren auf dem zusätzlichen Stromaufwand für den Betrieb der Wärmetauscher (41.888 kWh) und der Wärmerückgewinnung (290.414 kWh) des Versuchsjahres 1 der ersten Fallstudie (17. Dezember 2019 – 15. Dezember 2020). GER = Deutschland.
©Decken

Bezüglich des Tierwohls können auf Grundlage der hier präsentierten Ergebnisse für alle drei Fallstudien nur theoretische Schlussfolgerungen gezogen werden. Die Zusammenhänge zwischen Temperatur, Lüftungsintensität und Schadstoffkonzentrationen im Stallinneren sind bekannt und in der Literatur beschrieben (Aarnink 1997; Gallmann 2003; Haeussermann et al. 2006). So berichten mehrere Studien von bspw. geringeren Ammoniakkonzentrationen durch höhere Lüftungsintensitäten in den warmen Sommermonaten und dadurch bedingt von einem besseren Stallklima, das sich wiederum positiv auf das Tierwohl auswirkt (Jungbluth et al. 2017; Austermann 2016). Im Rahmen des Projekts erfolgte keine Bewertung des Tierwohls bzw. der Tiergesundheit, bspw. anhand von Gesundheitsparametern oder Verhaltensanalysen. Es kann jedoch vermutet werden, dass durch die erreichten Erwärmungen der Frischluft und die beschriebenen Amplitudendämpfungen ein kontinuierlicheres Stallklima erreicht werden konnte, da auch bei niedrigen Außentemperaturen eine gleichmäßigere Lüftung erfolgen konnte. Dieser Sachverhalt konnte in der Geflügelhaltung bereits nachgewiesen werden: Han

et al. (2013) berichten von einer gleichmäßigeren Luftverteilung im Stallgebäude, Bokkers et al. (2010) von einer homogeneren Tierverteilung und verbesserter Einstreuqualität. Erstere sprechen zudem von höheren Luftraten (10 – 20 %) im Zuge der erfolgten Erwärmung der einströmenden Zuluft. Daraus könnte geschlussfolgert werden, dass sich im Stallinneren geringere Schadgaskonzentrationen befanden und somit ein positiver Einfluss auf das Tierwohl ausgeübt werden konnte (vgl. Deeken et al. 2023). Darüber hinaus unterliegen die Tiere bei konstanten Bedingungen weniger starken körperlichen Anpassungen bspw. an schwankende Temperaturen, was ebenfalls positiv zu bewerten ist. Letzteres wäre v. a. in Ferkelaufzuchtställen von Bedeutung, wie sie in den Fallstudien 1 und 2 untersucht wurden, da jüngere Tiere weniger gute Anpassungsfähigkeiten besitzen (Engelhardt 2010). Geringere Schadgaskonzentrationen wiederum wären v. a. im Bereich der Mast (Fallstudie 3) als Vorteil zu benennen, da in diesem Produktionsabschnitt bspw. die höchsten Gehalte an Ammoniak anfallen. Auf der anderen Seite konnten vor allem in Fallstudie 3 neben den Heizleistungen im Winter auch Kühleffekte bei hohen Außentemperaturen verzeichnet werden. Diese sind ebenfalls vor allem in der Schweinemast als positiv für das Tierwohl zu bewerten, da sie Hitzestress reduzieren. Darüber hinaus hängt die Ammoniakkbildung im Stall stark mit den dort vorherrschenden Temperaturen zusammen. Durch eine Absenkung der Zulufttemperatur könnte folglich auch die Menge der Ammoniakentstehung im Stall in Form einer Reduktion beeinflusst werden (Aarnink 1997; Arogo et al. 2006).

Eine frühere Studie (Bokkers et al. 2010) berichtet zudem, dass Mastparameter positiv beeinflusst werden können. So berichtet die Umfrage auf Praxisbetrieben von einem Trend ($p = 0,07$), dass der Einsatz von WRGA zu einem Anstieg der Tageszunahmen in der Broilermast führen kann. Eine andere Untersuchung konnte keinen Einfluss von WRGA auf die Futterverwertung in der Schweinemast feststellen (Jeong et al. 2020). Weitere Studien scheinen notwendig zu sein, um die Rolle des WRGA-Einsatzes in den multifaktoriellen Einflüssen auf die Mastleistungen zu bestimmen.

Diese beschriebenen Aspekte und Größen konnten in den Untersuchungen nicht oder nur bedingt quantifiziert werden. Die dargestellten Auswirkungen und Folgen des Einsatzes von Wärmerückgewinnungsanlagen können bei einzelbetrieblichen Entscheidungen jedoch bedeutsam sein und die Nutzwertanalyse der Anlagen beeinflussen.

Abschließend können alle drei Systeme als energieeffiziente Technologien bewertet werden, die die Nachhaltigkeit der Schweineproduktion steigern können. Zwar sei noch einmal der Hinweis gegeben, dass alle Daten betriebsindividuell zu betrachten sind und nicht ohne Weiteres auf andere Betriebe übertragen werden können. Doch bringt die Durchführung der Versuche in Form dreier unterschiedlicher Fallstudien bei der abschließenden Bewertung mehrere positive Aspekte mit sich:

- Durch die unterschiedlichen Standorte wurden während der Versuche verschiedene klimatische und geographische Gegebenheiten berücksichtigt und abgedeckt. Dadurch kann eine positive Beeinflussung des Gesamtergebnisses durch eine bestimmte Standortbedingung mehr oder weniger ausgeschlossen werden, da alle Anlagen als positiv im Sinne der Effizienz bewertet werden konnten.
- Die Durchführung der Messungen in verschiedenen Produktionsrichtungen der Schweinehaltung zeigen, dass die Technologien nicht nur in einem Bereich der Tierhaltung effizient funktionieren und vermutlich auch auf weitere übertragen werden können.
- Die unterschiedlichen Versuchszeiträume hatten unterschiedliche wirtschaftliche Ausgangssituationen zur Folge. Hierdurch konnten die Aussagen auf Grundlage realer, sich ändernder wirtschaftlicher Situationen gefasst und belegt werden.
- Die unterschiedlichen Dimensionierungen der Anlagen zeigen, dass sowohl große als auch kleine Anlagensysteme einen positiven Effekt haben.
- Die positiven Resultate sowohl für Neubau- als auch für Nachrüstlösungen zeigen, dass auch bestehende Betriebe von einer Wärmerückgewinnungsanlage profitieren können.

Die Ergebnisse der Untersuchungen und des Forschungsprojekts liefern folglich eine solide, umfangreiche und breit aufgestellte Datengrundlage, die verschiedene Möglichkeiten der Effizienzsteigerung durch Wärmerückgewinnung für die Praxis und den zu erwartenden Nutzen umfassend abbilden. Hierbei kann herausgestellt werden, dass die Wärmerückgewinnung mit Anlagen zur Abluftreinigung verbunden werden kann und letztere als regenerative bzw. rekuperative Energiequelle genutzt werden können; dies gilt für kombinierte (Fallstudie 2) oder integrierte Anlagentechniken (Fallstudie 3). Doch auch eine stufenweise Abfolge der Technologien (Fallstudie 1) zeigt positive Einflüsse auf die Energieeffizienz der Tierhaltung. Der parallele Betrieb beider Technologien kann zu einer nachhaltigeren Schweinehaltung beitragen. Dies ist auf eine Verbesserung des Stallklimas, eine Reduktion der Betriebskosten, sowie eine Minderung der CO₂-Emissionen (alle drei Aspekte durch die Wärmerückgewinnung) und umweltrelevanter Emissionen, wie z. B. Staub, Partikel und Ammoniak durch die Abluftreinigung, zurückzuführen.

4 Zusammenfassung

In dem Forschungsprojekt „Nutzung der regenerativen Energiequelle Abluftreinigungsanlage für das Kühlen und Heizen von Tierställen – Fallstudienuntersuchung“ (EnergARA) wurden in drei Fallstudien drei unterschiedliche Technologien zur Wärmerückgewinnung in Kombination mit einer Abluftreinigungsanlage untersucht. Ziel des Projektes war es dabei, durch Langzeitmessungen in der Praxis die Leistungspotentiale aller drei Systeme objektiv und wissenschaftlich zu erfassen und zu evaluieren, wobei hier vor allem die ökologische und ökonomische Bewertung im Vordergrund standen. Neben Parametern wie Heiz- bzw. Kühlleistung, CO₂-Einsparungspotential und Kosten-Nutzen-Analyse, konnten darüber hinaus aber auch Rückschlüsse auf das Stallklima und Tierwohl gezogen werden. Durch die Langzeituntersuchungen sollte eine fundierte Datengrundlage geliefert werden, die die Potentiale zur Steigerung der Nachhaltigkeit verschiedener regenerativer Energiesysteme in der Landwirtschaft aufzeigen. So sollte eine Hilfe zur Entscheidungsfindung für Landwirte gegeben werden, zukünftig vermehrt in solche Systeme zu investieren. Gleichzeitig sollten auch die an den Untersuchungen beteiligten Industriepartner sowie weitere Unternehmen durch die Ergebnisse dazu motiviert werden, die bereits bestehenden Techniken weiterzuentwickeln, um diese langfristig in der Praxis zu etablieren und zur Steigerung der Nachhaltigkeit beizutragen.

Für die Datenerhebung wurden je nach Fallstudie verschiedene Sensoren und Messtechniken eingesetzt mit denen u. a. folgende Parameter erfasst wurden: Temperaturen, Luftfeuchtigkeit, Luftvolumenströme, Stromkonsum und Flüssiggasverbrauch. Ökonomische und ökologische Aspekte wurden auf Grundlage aktueller Energiepreise bzw. Emissionsfaktoren berechnet.

In der ersten Fallstudie wurden zwei rekuperative Luft-Luft-Wärmetauscher der Firma *hdt Anlagenbau GmbH* (Diepholz, Deutschland) untersucht, welche einer Abluftreinigungsanlage vorgeschaltet waren. Die Untersuchung fand auf dem Ferkelerzeugerbetrieb *Förthmann* (Bahrenborstel, Deutschland) über einen Zeitraum von zwei Jahren von Dezember 2019 bis Dezember 2021 statt. Die Ergebnisse zeigten, dass die Wärmetauscher ganzjährig eine hohe Auslastung aufweisen und auch im Sommer ein energetischer Nutzen generiert werden kann. Durch die Erwärmung der Frischluft konnte eine Reduktion der Zulufttemperaturschwankungen (Amplitudendämpfung) von im Mittel -34,7 % erreicht werden, was vor allem in den Übergangszeiten eine gleichmäßigere Belüftung des Stalls ermöglicht und sich somit positiv auf das Tierwohl auswirkt. Durch die zurückgewonnene Energie (290.414 kWh bzw. 317.913 kWh) konnte der Gesamtenergiekonsum der Stallanlage im ersten Jahr um -46,5 % und im zweiten um -48,1 % gesenkt werden. Dies führte durch Substitution fossiler Brennstoffe zu einer Einsparung an CO₂-Emissionen von bis zu -37,5 %. Durch den Einsatz der Wärmetauscher konnten in der ersten Fallstudie bis zu 67 kWh, 14,0 kg

CO₂ und 2,90 € pro Tierplatz und Jahr eingespart werden, was zu einer rechnerischen Amortisation nach 1,6 Jahren führt.

In der zweiten Fallstudie wurde das so genannte Triple-EEE-System der Firma *Inno+ B.V.* (Panningen, Die Niederlande) untersucht. Hierbei handelt es sich um eine Abluftreinigungsanlage bei der dem Waschwasser thermische Energie entzogen und durch zwei Wärmetauscher auf die Zuluft übertragen wird. Die Untersuchungen der zweiten Fallstudie fanden auf drei schweinehaltenden Betrieben statt, wobei die schwerpunktmäßige Auswertung nur auf zwei dieser Betriebe im Zeitraum von Januar 2021 bis Dezember 2021 erfolgte. Die Ergebnisse der zweiten Fallstudie zeigten vor allem für die Wintermonate eine Auslastung des Systems von 100 %, jedoch wurden in den Sommermonaten im Vergleich zur ersten Studie geringere Werte festgestellt, was auf eine festgelegte Solltemperatur der Zuluft von 16 °C und ein daraus resultierendes frühes Ausschalten des Systems zurückzuführen war. Auch beim Triple-EEE-System konnte eine Reduktion der Temperaturschwankungen mit einer mittleren Amplitudendämpfung von -17,0 % erreicht werden. Diese lässt auch hier ein konstanteres Stallklima schlussfolgern. Die maximal erreichte Heizleistung betrug 169,2 kW. In dieser Studie konnten insgesamt 400.068 kWh thermischer Energie zurückgewonnen werden bei einer eingesetzten Menge elektrischer Energie von 14.774 kWh. Das Triple-EEE-System wies sowohl im Maximum als auch im Mittelwert sehr hohe Leistungszahlen auf, welche als Indikator für eine stark verbesserte Energieeffizienz sprechen. Daraus ergab sich eine Gesamtenergieeinsparung von 385.293 kWh. Diese Werte entsprechen wiederum einer Einsparung von 50 kWh, 11,6 kg CO₂ bzw. 3,49 € pro Tierplatz und Jahr.

In der dritten Fallstudie wurde ein Tauschwäscher der Firma *Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik GmbH* untersucht. Bei dieser Anlagentechnologie ist ein Wärmetauschermodul in eine Abluftreinigungsanlage integriert; es wird von einem Tauschwäscher gesprochen. Die Messungen fanden in einem Schweinemaststall auf dem Versuchsgut der *Höheren Bundeslehr- und Forschungsanstalt für Landwirtschaft Raumberg-Gumpenstein* (Irdning, Österreich) statt. Die Datenerfassung erfolgte hierbei über einen Zeitraum von zwei Mastdurchgängen von März bis Juli 2022 bzw. von August bis Dezember 2022. Für den Tauschwäscher konnte eine mittlere Auslastung für beide Mastdurchgänge von 77,1 % verzeichnet werden, mit Höchstleistungen von 100 % während der Übergangsjahreszeiten im Frühjahr und Winter. Neben der Heizleistung (Maximalwert von 9,7 kW) konnten ab einer Frischlufttemperatur von 15 °C auch Kühleffekte verzeichnet werden bis hin zu einer maximalen Kühlleistung von 4,9 kW. Besonders für Masttiere, die niedrigere Temperaturanforderungen haben als bspw. Ferkel, ist dies als ein für das Tierwohl besonders positiver Effekt zu benennen. Durch den Einsatz des Tauschwäschers konnte in den beiden Mastdurchgängen eine Amplitudendämpfung von -19,9 bis -22,0 % erreicht werden, und somit ein positiver Effekt für die Belüftung des Stalls und das Stallklima geschlussfolgert werden.

Mithilfe des Tauschwäschers konnten im ersten Mastdurchgang 3.139 kWh und im zweiten Mastdurchgang 9.519 kWh thermischer Energie zurückgewonnen werden. Hierdurch konnten während des MD 2 bis zu 61 kWh, 12,9 kg CO₂ und 4,70 € pro Tierplatz und Mastdurchgang eingespart werden.

Die Ergebnisse aller drei Fallstudien zeigten, dass der Einsatz rekuperativer Energiesysteme in der landwirtschaftlichen Tierhaltung sowohl ökonomische als auch ökologische Vorteile bringt und auch im Hinblick auf das Tierwohl positive Effekte zu verzeichnen sind. Insbesondere Fallstudien 2 und 3 zeigen, dass Abluftreinigungsanlagen zur Rückgewinnung thermischer Energie beitragen und genutzt werden können. Diese Anlagentechniken, wie auch Fallstudie 1, verdeutlichen zudem, dass der kombinierte Betrieb umwelt- (Ammoniak, Geruch und Partikel) und klimarelevante Emissionen (CO₂) der Schweinehaltung in zwangsbelüfteten Ställen reduzieren kann.

Die Langzeituntersuchungen dreier unterschiedlicher Systeme lieferten eine umfassende und breit aufgestellte Datengrundlage, deren Auswertung und Interpretation auch eine Übertragung auf weitere Systeme erwarten lassen. In Anbetracht tendenziell steigender Energiepreise, der Notwendigkeit zur Einsparung fossiler Brennstoffe sowie des fortschreitenden Klimawandels, stellen die untersuchten Technologien eine zukunftsfähige Möglichkeit dar, die Nachhaltigkeit der landwirtschaftlichen Tierhaltung in mechanisch belüfteten Ställen zu steigern. Die in diesem Forschungsprojekt durchgeführten Studien können dazu genutzt werden, Landwirte von der Investition in erneuerbare Energiesysteme zu überzeugen.

5 Schlussfolgerungen für die Umsetzung der Ergebnisse in die Praxis

Die Ergebnisse der Studie zeigten, dass verschiedene regenerative Energietechnologien in Kombination mit einer Abluftreinigungsanlage in der Praxis genutzt werden können, um die Nachhaltigkeit der Tierhaltung zu steigern. Durch die Langzeitmessungen und die Durchführung der Untersuchungen auf Praxisbetrieben, liefert die Studie eine solide und ausreichend große Datenbasis um die Erkenntnisse auch auf weitere Praxisbereiche bzw. Betriebe zu übertragen. Zu beachten bleibt hierbei jedoch, dass insbesondere Kostenanalysen betriebsindividuell sind und bei der Anwendung auf andere Betriebe mit Abweichungen gerechnet werden muss. Wie in der Studie gezeigt, kommen sowohl Neubau- als auch Nachrüstlösungen in Frage. Für große, neugeplante Betriebe die entsprechend der neuen TA Luft zukünftig eine Abluftreinigungsanlage betreiben müssen, bietet sich eine von Beginn an mit eingeplante Wärmerückgewinnungsanlage besonders an. Zentrale Abluftführung sowie Auslegung der Heiz- und Lüftungsanlagen können dann entsprechend geplant und baulich auf die Wärmerückgewinnung angepasst werden. Doch auch für kleinere, bestehende Betriebe gibt es Möglichkeiten, eine Wärmerückgewinnungs- und Abluftreinigungsanlage mit mäßigem baulichem Aufwand nachträglich zu installieren. Dies konnte in Fallstudie 3 anhand des Tauschwäschers gezeigt werden. Hier wurde das Wärmetauschermodul für die Versuche nachträglich in den bereits installierten und betriebenen Rieselbettreaktor integriert. Die Technologie des Tauschwäschers ist jedoch noch kein Serienprodukt. Die Ergebnisse der Studie lassen jedoch die Schlussfolgerung zu, dass sich diese Technologie, auch als Nachrüstlösung, zukünftig in der Praxis als rentabel erweisen könnte. Folglich sollte an der Weiterentwicklung und Praxisetablierung auf Basis dieser Studie weitergearbeitet werden.

Die Studie konnte zeigen, dass Wärmerückgewinnungsanlagen nicht nur, wie häufig angenommen, in den kalten Monaten hohe Leistungen bringen, sondern auch in warmen Monaten eine teils hohe Auslastung erreicht werden kann. Insbesondere in der Schweinemast sind hierbei die im Sommer möglichen Kühleffekte von Interesse. In den Studien waren die technischen Grundeinstellungen der Wärmerückgewinnungsanlagen jedoch meist so gewählt, dass diese bei höheren Temperaturen umgangen bzw. ausgeschaltet wurden. Da eine Kühlung durch die Systeme jedoch möglich ist und wie in Fallstudie 3 durch Anpassung der Einstellungen auch eindeutig nachgewiesen werden konnte, sollte hier an den generellen Grundeinstellungen gearbeitet werden. Die Hauptauslegung der Anlagen bezieht sich meist auf die Heizleistung, jedoch kann auch eine Anwendung mit Kühlleistung sinnvoll sein und sollte zukünftig nicht außeracht gelassen werden. Änderungen der Waschwassertemperaturen im Zuge des Wärmeeintrags bzw. -entzugs sowie mögliche Folgen für die (mikrobiologischen) Abscheideleistungen der Abluftreinigungsanlagen konnten nicht untersucht werden.

Der Einsatz und insbesondere der ökonomische Nutzen regenerativer Energiesysteme ist stark abhängig von aktuellen Energiepreisen. Die unerwartet starken Energiepreisanstiege im Laufe der durchgeführten Untersuchungen konnten dies eindrucksvoll darlegen. Für die Umsetzung in der Praxis zeigt sich, nicht zuletzt an den teils hohen finanziellen Einsparungspotentialen, dass eine Investition in solche Systeme zu kaum einer Zeit wirtschaftlich sinnvoller war als es aktuell der Fall ist. Doch auch die immer größer werdende Notwendigkeit zur Einsparung fossiler Brennstoffe, auch aus ökologischer Sicht, sollte dazu motivieren, zukünftig vermehrt in solche Technologien zu investieren. Um mehr Landwirte von der Effizienz der Wärmerückgewinnungsanlagen zu überzeugen, müssen die dargelegten Ergebnisse und Schlussfolgerungen transparent kommuniziert werden. So können die praktischen Betriebe von den Chancen erfahren und Vorurteile oder Fehleinschätzungen können ausgeräumt werden. Gleichzeitig sollte die politische Förderung solcher Technologien ausgebaut werden.

6 Literaturverzeichnis

1. BImSchV 2010 (2010): Erste Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes. Verordnung über kleine und mittlere Feuerungsanlagen vom 26. Januar 2010 (BGBl. I S. 38), die zuletzt durch Artikel 1 der Verordnung vom 13. Oktober 2021 (BGBl. I S. 4676) geändert worden ist.
- Aarnink, A. J. A. (1997): Ammonia emissions from houses for growing pigs as affected by pen design, indoor climate and behaviour. Online verfügbar: <https://edepot.wur.nl/201644> (zuletzt geprüft 2. März 2023)
- Arends, F.; Hahne, J.; Seeger, P.; Siemers, V.; Pfeifer, T. (2018): Hinweise zum Betrieb von Abluftreinigungsanlagen für die Schweinehaltung. DLG-Merkblatt 403. 4. Auflage. Hg. DLG. Online verfügbar: https://www.dlg.org/fileadmin/downloads/landwirtschaft/themen/publikationen/merkblaetter/dlg-merkblatt_403.pdf (zuletzt geprüft 2. März 2023)
- Arogo, J.; Westerman, P.W.; Heber, A.J.; Robarge, W.P.; Classen, J.J. Ammonia Emissions from Animal Feeding Operations. In *Animal Agriculture and the Environment: National Center for Manure and Animal Waste Management White Papers*; Rice, J.M., Ed.; American Society of Agricultural and Biological Engineers (ASABE): St. Joseph, MI, USA, 2006; pp. 41–88.
- Asan, H. (2006): Numerical computation of time lags and decrement factors for different building materials. In: *Building and Environment* 41 (5), S. 615–620. DOI: 10.1016/j.buildenv.2005.02.020.
- Austermann, F. (2016): Untersuchung zur Verbesserung der Tiergerechtheit und Reduzierung der Ammoniak-Emissionen bei funktionsoptimierten Spaltenböden mit reduziertem Schlitzanteil. Dissertation. Institut für Landtechnik der Rheinischen Friedrich-Wilhelms-Universität. VDI-MEG-Schrift Nr. 565
- Bianca, W. (1976): The significance of meteorology in animal production. In: *Int. J. Biometeor.* (20), S. 139–156.
- Bokkers, E. A. M.; van Zanten, H. H. E.; van den Brand, H. (2010): Field study on effects of a heat exchanger on broiler performance, energy use, and calculated carbon dioxide emission at commercial broiler farms, and the experiences of farmers using a heat exchanger. In: *Poultry science* 89 (12), S. 2743–2750. DOI: 10.3382/ps.2010-00902.
- Bonkoß, K.; Neiber, J.; Nesor, S. (2012): Energieeinsparung in der Schweinehaltung. Hg. Bayerische Landesanstalt für Landwirtschaft, Freising-Weihenstephan. Online verfügbar: https://www.lfl.bayern.de/mam/cms07/publikationen/daten/informationen/p_44892.pdf (zuletzt geprüft 5. März 2023)

- Brennstoffbörse (2023): Flüssiggas Tagespreise. Brennstoffbörse.de, Halle (Saale). Online verfügbar: <https://brennstoffboerse.de/fluessiggas/fluessiggas-tagespreise.html> (zuletzt geprüft 14. Februar 2023).
- Buragohain, S.; Mohanty, K.; Mahanta, P. (2021): Hybridization of solar photovoltaic and biogas system: Experimental, economic and environmental analysis. In: *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 45 (11), S. 101050. DOI: 10.1016/j.seta.2021.101050.
- Büscher, W.; Franke, G.; Haidn, B.; Müller, H. J.; Niethammer, F.; Leuschner, P. (2014): Lüftung von Schweineställen. DLG-Merkblatt. 3. Auflage. Hg. DLG.
- Deeken, H. F.; Lengling, A.; Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2023): Improvement of Piglet Rearing's Energy Efficiency and Sustainability using Air-to-Air Heat Exchangers – A two-year case study. *Energies* 16 (4), 1799. DOI: <https://doi.org/10.3390/en16041799>.
- Deutscher Bundestag (2018): Sachstand, CO₂ - Bilanzen; Einzelfragen zu Energieträgern, insbesondere Flüssiggas. Deutscher Bundestag, Berlin. Online verfügbar: <https://www.bundestag.de/resource/blob/550728/61522d07688eb301e4edf6b8d2e68f41/wd-8-003-18-pdf-data.pdf> (zuletzt geprüft 2. März 2023)
- DIN 18910 (2017): Wärmeschutz geschlossener Ställe – Wärmedämmung und Lüftung – Planungs- und Berechnungsgrundlagen für geschlossene zwangsbelüftete Ställe. Beuth Verlag, Berlin.
- DIN EN 13053 (2020). Lüftung von Gebäuden – Zentrale raumluftechnische Geräte – Leistungskenndaten für Geräte, Komponenten und Baueinheiten. Beuth Verlag, Berlin.
- DLG (2009): Abluftreinigungsanlage „Biologic Clean Air Kombiwäscher BCA 70/90“. Devriecom B.V.: DLG-Prüfbericht 5879. Hg. DLG.
- DLG (2011): Luft-Luft-Wärmetauscher WVTL 480. Wärmerückgewinnungseffizienz unter Praxisbedingungen. Schönhammer GmbH: DLG-Prüfbericht 5971F. Hg. DLG.
- DLG (2015): 1-stufiger biologischer Abluftwäscher System RIMU für die Schweinehaltung. RIMU - Agrartechnologie GmbH. DLG-Prüfbericht 6284. Hg. DLG.
- DLG-Prüfberichte (2022). Online verfügbar: <https://www.dlg.org/de/landwirtschaft/tests/suche-nach-pruefberichten/?unterkategorie=95&page=1&pruefgebiet=3> (zuletzt geprüft 02.03.2023).
- Eckel, H.; Büscher, W.; Feller, B.; Fritzsche, S.; Gaio, C.; Kämper, H.; Neiber, J. (2014): Energiebedarf in der Schweine- und Hühnerhaltung. Hg. Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft, Darmstadt. (KTBL-Heft, 105).
- Engelhardt, W. v. (Hg.) (2010): Physiologie der Haustiere. 3. Auflage. Stuttgart: Enke Verlag. ISBN: 978-3-8304-1078-2.

- Gallmann, E. (2003): Vergleich von zwei Haltungssystemen für Mastschweine mit unterschiedlichen Lüftungsprinzipien - Stallklima und Emissionen. Dissertation. Universität Hohenheim, Hohenheim. Institut für Agrartechnik. VDI-MEG-Schrift Nr. 404
- Gómez, D. R.; Watterson, J. D. (2006): IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories, Chapter 2 – Stationary Combustion. Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), Genf, Switzerland. Online verfügbar: https://www.ipcc-nggip.iges.or.jp/public/2006gl/pdf/2_Volume2/V2_2_Ch2_Stationary_Combustion.pdf (zuletzt geprüft 2. März 2023).
- Goselink, Y. S. M. und Ramirez, B. C (2019): Characterization of an Air-to-Air Heat Exchanger for Manure Belt Drying Ventilation in an Aviary Laying Hen House. In: *Journal of Applied Poultry Research* 2019, 28, 1359–1369, doi:10.3382/japr/pfz075.
- Grimm, E. (2010): Abluftreinigung in der Schweinehaltung - Verfahren, Einsatzbereiche, Leistungen und Kosten - PDF Free Download. Online verfügbar: <https://docplayer.org/19734418-Abluftreinigung-in-der-schweinehaltung-verfahren-einsatzbereiche-leistungen-und-kosten.html>, zuletzt aktualisiert am 30.11.2022 (zuletzt geprüft 2. März 2023).
- Grimm, E. (Hg.) (2008): Exhaust air treatment systems for animal housing facilities. Techniques - performance - costs. KTBL, Darmstadt. ISBN 3939371602.
- Haussermann, A.; Hartung, E.; Gallmann, E.; Jungbluth, T. (2006): Influence of season, ventilation strategy, and slurry removal on methane emissions from pig houses. In: *Agriculture, Ecosystems & Environment* 112 (2-3), S. 115–121. DOI: 10.1016/j.agee.2005.08.011.
- Hahne, J.; Arends, F.; Beverborg, R.; Niehoff, A.-L.; Bönsch, S.; Hortmann-Scholten, A. (2016): Aktuelle Entwicklung Kosten-Nutzenanalyse und Vollzugsempfehlungen für den Einsatz von Abluftreinigungsanlagen in der Tierhaltung. Hg. Umweltbundesamt. Texte 61/2016. Online verfügbar: <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen/aktuelle-entwicklung-kosten-nutzenanalyse> (zuletzt geprüft 2. März 2023).
- Han, H.; Kim, K.; Jang, K.-J.; Han, G.-S.; Lee, I. B (2013): Energy Consumption and Indoor Environment of Broiler Houses with Energy Recovery Ventilators. In: *Applied Engineering in Agriculture* 2013, 29 (5), 751-759. DOI: 10.13031/aea.29.9968.
- Heinrich, G.; Franzke, U. (1993): Wärmerückgewinnung in Lüftungstechnischen Anlagen. Heidelberg, Germany: C. F. Müller GmbH. ISBN: 3-7880-7498-1.
- Icha, P. and Kuhs, G. (2020): Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 - 2019. *Climate Change* 13/2020. Hg. Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau. Online verfügbar: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2020-04-01_climate-change_13-2020_strommix_2020_fin.pdf (zuletzt geprüft 5. März 2023).

- Jeong, M. G.; Rathnayake, D.; Mun, H. S.; Dilawar, M. A.; Park, K. W.; Lee, S. R.; Yang, C. J. (2020): Effect of a Sustainable Air Heat Pump System on Energy Efficiency, Housing Environment, and Productivity Traits in a Pig Farm. In: *Sustainability* 12 (22), S. 9772. DOI: 10.3390/su12229772.
- Jungbluth, T.; Büscher, W.; Krause, M. (2017): Technik Tierhaltung. 2. Aufl., Ulmer (UTB), Stuttgart. ISBN: 9783825242435.
- Juhrich, K. (2016): CO₂-Emissionsfaktoren für fossile Brennstoffe. Climate Change 27/2016. Hg. Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, Germany, 2016. Online verfügbar: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1968/publikationen/co2-emissionsfaktoren_fur_fossile_brennstoffe_korrektur.pdf (zuletzt geprüft 5. März 2023).
- Köhler, A.; Grahn, D.; Rebbe, F.; Berthold, J.; Vollmer, M. (2014): Energieeffizienz in der Abluftreinigung (Schweinehaltung). Schriftenreihe, Heft 19/2014. Hg. v. Sächsisches Landesamt für Umwelt, Landwirtschaft und Geologie (LfULG).
- Krommweh, M. S.; Rösmann, P.; Büscher, W. (2014): Investigation of heating and cooling potential of a modular housing system for fattening pigs with integrated geothermal heat exchanger. In: *Biosystems Engineering* 121 (3), S. 118–129. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2014.02.008.
- Krommweh, M. S.; Schönhammer, J.; Schönhammer, M.; Büscher, W. (2016): Entwicklung eines "Tauschwäschers" zur umweltfreundlichen und energiearmen Haltung von Schweinen. In: Innovationstage 2016, Bundesanstalt für Landwirtschaft und Ernährung, 25. – 26.10.2016, Bonn, Bundesanstalt für Landwirtschaft und Ernährung (BLE), S. 332–336.
- Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2017): Praktischer Einsatz eines Tauschwäschers zur Wärmerückgewinnung und Abluftreinigung in der Schweinehaltung. Vortrag auf der 13. Tagung Bau, Technik und Umwelt in der landwirtschaftlichen Nutztierhaltung an der Universität Hohenheim am 20. September 2017.
- Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2021a): Heating performance of a laboratory pilot-plant combining heat exchanger and air scrubber for animal houses. In: *Scientific Reports* 11(1), S. 1-11, doi: <https://doi.org/10.1038/s41598-021-86159-5>.
- Krommweh, M. S.; Deeken, H. F.; Licharz, H.; Büscher, W. (2021b): Heating Performance and Ammonia Removal of a Single-Stage Bioscrubber Pilot Plant with Integrated Heat Exchanger under Field Conditions. In: *Energies* 14 (20), S. 6484. DOI: 10.3390/en14206484.
- KSG (2021): Bundes-Klimaschutzgesetz vom 12. Dezember 2019 (BGBl. I S. 2513), das durch Artikel 1 des Gesetzes vom 18. August 2021 (BGBl. I S. 3905) geändert worden ist.
- KTBL (2022): KTBL BauKost – Investitionen Betriebsgebäude, Baukosten Rechner: Ferkelaufzuchtstall FA 109 mit 6720 Ferkelplätzen, Preisstand 2021. Kuratorium für

- Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft, Darmstadt. Online verfügbar: <https://www.ktbl.de/webanwendungen/baukost-investition-betriebsgebäude> (zuletzt geprüft 17. Oktober 2022).
- Landesamt für Umwelt, Landwirtschaft und Geologie (Hg.) (2015): Nachhaltigkeit und Effizienz von Abluftreinigungsanlagen für die Schweinehaltung. Online verfügbar: https://www.landwirtschaft.sachsen.de/download/Fachbeitrag_ARA.pdf (zuletzt geprüft am 2. März 2023).
- Licharz, H.; Rösmann, P.; Krommweh, M. S.; Mostafa, E.; Büscher, W. (2020): Energy Efficiency of a Heat Pump System: Case Study in Two Pig Houses. In: *Energies* 13 (3), S. 662. DOI: 10.3390/en13030662.
- Lindley, J. A.; Whitaker, J. H. (1996): Agricultural buildings and structures. Rev. ed. St. Joseph, Mich.: American Society of Agricultural Engineers. ISBN: 0929355733.
- Moro, J. L. (2020): Baukonstruktion - vom Prinzip zum Detail. Band 4 Prinzipien. 1. Aufl. 2020. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN 978-3-662-54735-9. Online verfügbar: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-662-54736-6> (zuletzt geprüft am 6. März 2023).
- Morshed, W.; Leso, L.; Conti, L.; Rossi, G.; Simonini, S.; Barbari, M. (2018): Cooling performance of earth-to-air heat exchangers applied to a poultry barn in semi-desert areas of South Iraq. In: *International Journal of Agricultural and Biological Engineering* 11 (3), S. 47–53. DOI: 10.25165/j.ijabe.20181103.3047.
- NEC-Richtlinie (2016): RICHTLINIE (EU) 2016/2284 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES - vom 14. Dezember 2016 - über die Reduktion der nationalen Emissionen bestimmter Luftschadstoffe, zur Änderung der Richtlinie 2003/ 35/ EG und zur Aufhebung der Richtlinie 2001/ 81/ EG.
- Pöhlmann, K.; Naser, S. (2015): Untersuchung zum Stand der Abluftreinigung in der Nutztierhaltung in Bayern. In: 12. Tagung Bau, Technik und Umwelt in der landwirtschaftlichen Nutztierhaltung. 8. – 10. September 2015 in Freising. KTBL-Tagungsband. Hg. Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e. V. (KTBL), Darmstadt. ISBN 978-3-945088-09-8. S. 323 – 328. Online verfügbar: https://www.btu-tagung.de/fileadmin/user_upload/BTU-Tagung/P_13006-2015.pdf (zuletzt geprüft am 6. März 2023).
- Rösmann, P. (2012): Einsatz von regenerativen Energiequellen zum Heizen und Kühlen von zwangsbelüfteten Tierställen. Dissertation. Institut für Landtechnik der Rheinischen Friedrich-Wilhelms-Universität Bonn. VDI-MEG-Schrift Nr. 509
- Rösmann, P.; Büscher, W. (2010): Rating of an air-to-air heat exchanger in practice. In: *Landtechnik* 65 (6), S. 418–420.

- Sauer, N. (2016): Ökonomische Bewertung von Abluftreinigungsanlagen in der Schweinemast. 13. KTBL-Tagung „Aktuelle rechtliche Rahmenbedingungen für die Tierhaltung“. Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft. Hannover, 15.06.2016.
- Seifert, C.; Wietzke, D.; Fritzsche, S. (2009): Energie für Heizung und Lüftung in der praktischen Schweinehaltung. In: *Landtechnik* 64 (6), S. 423–425. Online verfügbar: <https://www.landtechnik-online.eu/landtechnik/article/view/2009-64-6-423-425/2009-64-6-423-425-de-pdf> (zuletzt geprüft 5. März 2023).
- Statista (2022a): Durchschnittstemperatur in Deutschland bis 2021 | Statista. Online verfügbar: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/914891/umfrage/durchschnittstemperatur-in-deutschland/>, zuletzt aktualisiert am 10.01.2022 (zuletzt geprüft 10. Januar 2022).
- Statista (2022b): Durchschnittstemperatur in Deutschland pro Monat 2021 | Statista. Online verfügbar: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/5564/umfrage/monatliche-durchschnittstemperatur-in-deutschland/>, zuletzt aktualisiert am 10.01.2022 (zuletzt geprüft 30. November 2022).
- Statistisches Bundesamt (2023): Daten zur Energiepreisentwicklung - Lange Reihen bis Dezember 2022. Online verfügbar: <https://www.destatis.de/DE/Themen/Wirtschaft/Preise/Publikationen/Energiepreise/energiepreisentwicklung-pdf-5619001.html>, zuletzt aktualisiert am 31.01.2023 (zuletzt geprüft 14. Februar 2023).
- STROM-REPORT (2022): Strompreise in Europa: Was Strom in der EU kostet 2011-2021. Online verfügbar: <https://strom-report.de/strompreise-europa/#strompreisentwicklung-europa>, zuletzt aktualisiert am 31.01.2022 (zuletzt geprüft 30. November 2022).
- TA Luft (2021): Neufassung der Ersten Allgemeinen Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft) vom 18. August 2021.
- TierSchNutzV (2021): Tierschutz-Nutztierhaltungsverordnung in der Fassung der Bekanntmachung vom 22. August 2006 (BGBl. I S. 2043), die zuletzt durch Artikel 1a der Verordnung vom 29. Januar 2021 (BGBl. I S. 146) geändert worden ist.
- Umweltbundesamt (2022): Treibhausgas-Emissionen in Deutschland. Online verfügbar: <https://www.umweltbundesamt.de/daten/klima/treibhausgas-emissionen-in-deutschland#emissionsentwicklung>, zuletzt aktualisiert am 05.01.2022 (zuletzt geprüft 30. November 2022).
- van Caenegem, L.; Wechsler, B. (2000): Stallklimawerte und ihre Berechnung. Tänikon: FAT (Schriftenreihe der Eidgenössischen Forschungsanstalt für Agrarwirtschaft und Landtechnik FAT, 51), S. 1–92. ISBN: 3-9521755-2-8.

- van der Heyden, C.; Demeyer, P.; Volcke, E. I. P. (2015): Mitigating emissions from pig and poultry housing facilities through air scrubbers and biofilters: State-of-the-art and perspectives. In: *Biosystems Engineering* 134, S. 74–93. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2015.04.002.
- Verband der Landwirtschaftskammern (Hg.) (2009): Energieeffizienzverbesserung in der Landwirtschaft. Online verfügbar: <https://www.landwirtschaftskammer.de/landwirtschaft/technik/pdf/energieeffizienzverbesserung.pdf> (zuletzt geprüft 5. März 2023)
- VDI 3803-5 (2013): Air-conditioning, system requirements – Heat recovery systems (VDI Ventilation Code of Practice). Beuth Verlag: Berlin.
- Vos, C.; Rösemann, C.; Haenel, H.-D.; Dämmgen, U.; Döring, U.; Wulf, S. et al. (2022): Calculations of gaseous and particulate emissions from German agriculture 1990 – 2020: Report on methods and data (RMD) Submission 2022. Thünen Report 91. Johann Heinrich von Thünen-Institut (Hg.), Braunschweig. DOI: 10.3220/REP1646725833000.
- Yüksel, A.N.; Türkboylan, E.Y. Using the Photovoltaic Cells for Ventilation and Cooling of the Animal Barns. In Proceedings of the 1st International Congress on Agricultural Structures and Irrigation, Antalya, Turkey, 26–28 September 2018; p. 49. ISBN 978-605-81136-0-2.
- Zäh, Martin (2016): Hinten raus, vorne rein: Einsatzbericht: Inno+ Triple EEE. *profi* (6), S. 60–63.
- Zäh, Martin (2022): Preiswert heizen und kühlen: Stallkühlanlage Indico von Inno+ im Einsatzbericht. *profi* (9), S. 68–70.
- Zieliński, M.; Fletcher, J.; Ewen, M.; Fulghum, N.; Tunbridge, P.; Jones, D.; Lolla, A.; Candlin, A.; Worthington, B.; Moore, C.; et al. (2022): Global Electricity Review 2022. Online verfügbar: <https://ember-climate.org/insights/research/global-electricity-review-2022/#supporting-material-downloads> (zuletzt geprüft 19 Dezember 2022).

7 Anhang

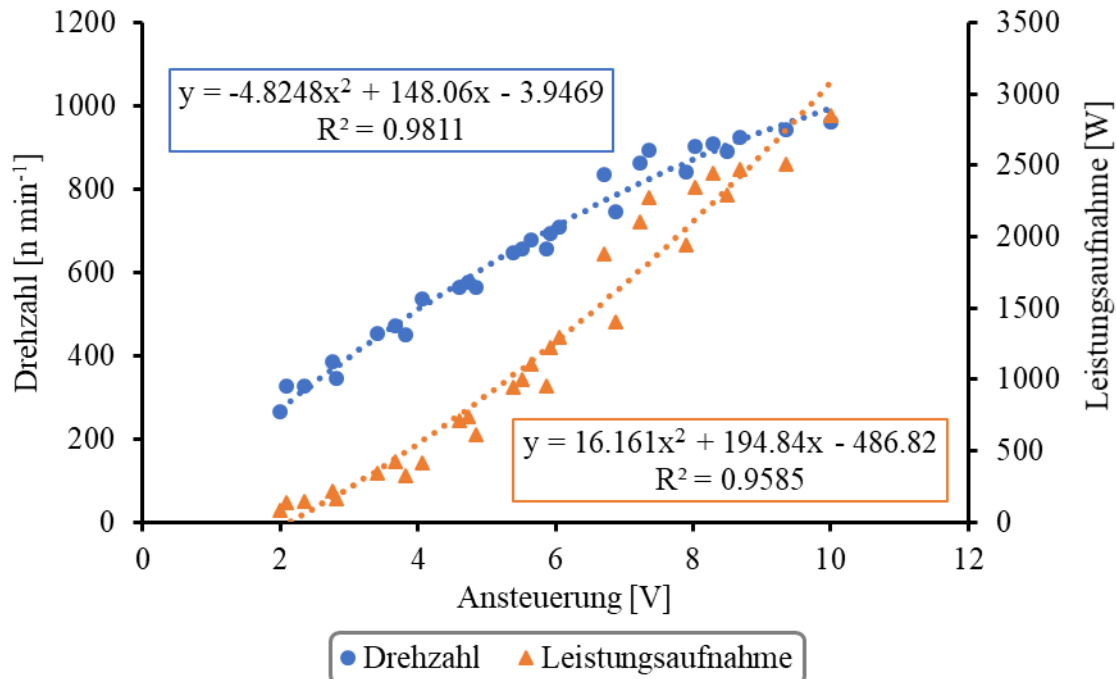


Abbildung A1: Ventilatorleistung [n min⁻¹] sowie Leistungsaufnahme [W] der ebm-Abluftventilatoren in den Vortests, abhängig von der Ansteuerung der Ventilatoren [V]. ©Deeken

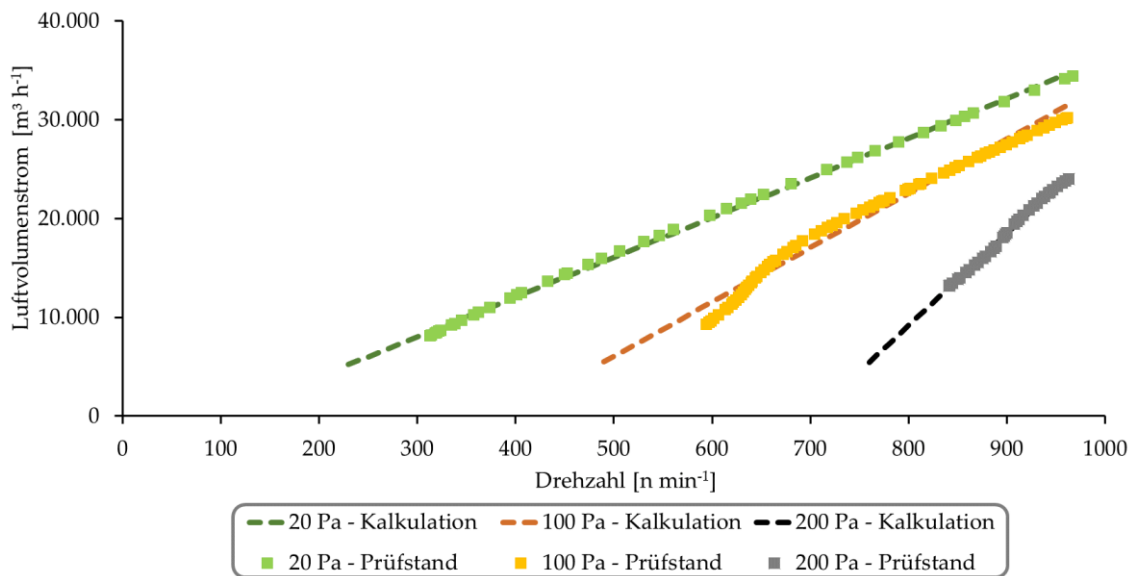


Abbildung A2: Luftvolumenstrom [m³ h⁻¹] der ebm-Abluftventilatoren bei variierenden Differenzdrücken (hier dargestellt für drei Beispielwerte) in den Prüfstanduntersuchungen des Herstellers sowie der abgeleiteten Kalkulationswerte abhängig von der Drehzahl der Ventilatoren [n min⁻¹]. ©Deeken

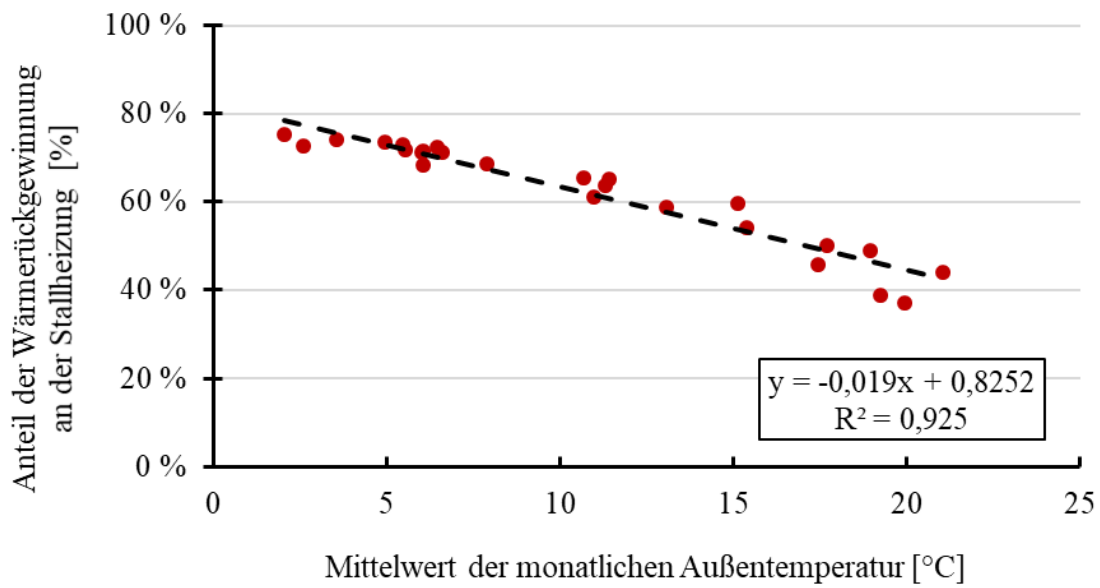


Abbildung A3: Anteil der rückgewonnenen Wärme durch die Wärmerückgewinnung von der Gesamtmenge thermischer Energie zum Betrieb der Stallanlage (Wärmerückgewinnung + Flüssiggasheizung) [%], abhängig von der mittleren Außentemperaturen pro Monat [°C]. ©Deeken

8 Konsequenzen für evtl. weitere Forschungsaktivitäten

Aufbauend auf den Erkenntnissen des durchgeführten Forschungsprojektes gibt es einige weitere interessante Aspekte, die im Zusammenhang mit Wärmerückgewinnungssystemen in der Tierhaltung zukünftig untersucht werden sollten.

Die Unabhängigkeit von fossilen Brennstoffen erweist sich zunehmend und ganz aktuell in jüngster Zeit als immer notwendiger. Der Einsatz einer Wärmerückgewinnungsanlage ist ein erster Schritt in diese Richtung. Dennoch kann auch dies weiter ausgebaut werden und so sollten zünftig auch Kombinationsmöglichkeiten mit weiteren regenerativen Energiequellen im Bereich der Tierhaltung untersucht werden. Durch den Einsatz von z. B. Photovoltaikanlagen könnten Landwirte ihren eigenen Strom produzieren, um einen Teil oder evtl. sogar ihren gesamten Bedarf an elektrischer Energie zu decken. So könnte der für den Betrieb eines Wärmetauschers zusätzliche Energiebedarf ebenfalls kompensiert und Kosten eingespart werden. Photovoltaik bieten dann die höchsten Leistungen, wenn hohe Sonneneinstrahlung und Außentemperaturen herrschen. Unter diesen Bedingungen können Sie zur Verbesserung der Energieeffizienz des Stallgebäudes beitragen, wenn die Lüftungsanlage auf hoher Auslastung betrieben wird, die Wärmerückgewinnung keine Heizleistung aufweist, aber Kühlleistungen möglich wären. Interessant wäre in diesem Zusammenhang auch der Einsatz von Energiespeichern, um noch betriebsspezifischer genau dann den Bedarf decken zu können, wenn Energie benötigt wird, so z. B. in den kühleren Nachtstunden. Auch die Kombination mit einer Windkraftanlage oder Biogasanlage zur Erzeugung von elektrischer Energie ist eine denkbare Möglichkeit. Beides ist zwar auf (geflügel- oder) schweinehaltenden Betrieben jedoch eher seltener in Verwendung, könnte aber positiv zur Deckung des kontinuierlichen Energieaufwands der Lüftungsanlage bzw. des Mehraufwands der Wärmerückgewinnung beitragen. Ein ökonomischer Vergleich mit z. B. einer Kombination aus Photovoltaikanlage und Energiespeicher wäre interessant. Wasserbasierte Systeme, wie in Fallstudie 2, bieten zudem die Möglichkeit, dass Wasserkreisläufe mittels Geo- oder Solarthermie erwärmt werden oder erwärmtes Wasser gesamtbetrieblich genutzt wird, z. B. zur Aufbereitung des Futters, der Stallreinigung oder der Heizung des Wohnhauses. Auch hier ließen sich weiterführende Untersuchungen hinsichtlich Quantifizierung und Optimierung von Einzelanlagen- und Systemleistungen anschließen.

Auf Basis der durchgeführten Studien wurden bereits erste Rückschlüsse bzgl. des Tierwohls gezogen. Jedoch wurde dieses nicht explizit bewertet und untersucht. Die Schlussfolgerungen hierzu basieren auf bisherigen Daten und Aussagen aus der Literatur. Im Hinblick auf diesen Aspekt wäre eine Untersuchung und Bewertung des Tierwohls in Abhängigkeit einer Wärmerückgewinnungsanlage zukünftig interessant. Anhand von z. B. Verhaltensanalysen, der Erhebung von Leistungs- und Gesundheitsparametern sowie der Analyse des Stallklimas hinsichtlich Schadgasentwicklung in Form einer Case-Control-Studie,

könnte genauer bewertet werden, ob sich der Einsatz einer Wärmerückgewinnungsanlage positiv auf das Tierwohl bzw. die Tiergesundheit auswirkt. Im Zusammenhang mit möglichen Kühleffekten könnten vor allem Hitzestresssituationen z. B. durch Einsatz von Wärmebildkameras erfasst und bewertet werden. Ein weiterer interessanter Aspekt wäre die Beeinflussung der Ammoniakbildung im Tierbereich aufgrund einer Kühlung, da geringere Temperaturen zu einer Reduzierung beitragen können.

Der Einsatz der Wärmerückgewinnungsanlagen ist bisher besonders für die Ferkel- und Geflügelproduktion untersucht. So wurde auch in diesem Projekt der Schwerpunkt auf die Ferkelerzeugung gelegt. Interessant für weitere Forschungsprojekte wäre darüber hinaus auch der Einsatz in anderen Produktionsrichtungen bzw. Stallsystemen. Für die Schweinemast konnten durch die dritte Fallstudie bereits auch erste Aussagen getroffen werden. Doch auch für die Sauenhaltung im Deck- und Wartebereich oder für den Abferkelstall wäre eine Anwendung denkbar (vgl. Betrieb 2 in Fallstudie 2). Hier könnten anschließende Untersuchungen durchgeführt werden, um im besten Fall die Aussagen dieser Studien auch für weitere Produktionsrichtungen zu bestätigen und zu präzisieren und die möglichen Einsatzgebiete damit deutlich zu erweitern.

Der vermehrte Umbau von mechanisch belüfteten Stallanlagen zur Offenfrontställen, Stallgebäuden mit Ausläufen oder ähnlichem kann den Einsatz und die Leistung von Anlagen zur Abluftreinigung oder Wärmerückgewinnung (stark) beeinflussen. Die Passfähigkeit und der etwaige Nutzen dieser Anlagen in solchen Stallformen können von den hier beschriebenen Ergebnissen abweichen. Zukünftige Untersuchungen könnten hier ansetzen, in wie fern eine Anpassung der Anlagentechnologien und -steuerungen notwendig oder vorteilhaft ist.

9 Liste über Veröffentlichungen

- **Artikel über Forschungsergebnisse in der Zeitschrift „Land und Forst“**
 - Diekmann-Lenartz, C. (2022): Zwei Fliegen mit einer Klappe schlagen. *Land&Forst*, Ausgabe 48/2022, S. 34-35. Online verfügbar: https://www.digitalmagazin.de/marken/landforst/hauptheft/2022-48/tierhaltung/034_zwei-fliegen-mit-einer-klappe-schlagen?utm_campaign=luf-digitalmagazin-teaser&utm_source=luf-webseite&utm_medium=artikel&utm_content=https%3A%2F%2Fwww.landundforst.de%2Flandwirtschaft%2Ftier%2Fta-luft-waermetauscher-abluftreinigung-kombinieren-568524 (zuletzt geprüft 3. Februar 2023)
 - Diekmann-Lenartz, C. (2022): TA Luft: Wärmetauscher und Abluftreinigung kombinieren?. Onlineartikel, 05.12.2022. Online verfügbar: <https://www.landundforst.de/landwirtschaft/tier/ta-luft-waermetauscher-abluftreinigung-kombinieren-568524> (zuletzt geprüft 3. Februar 2023)
- **Artikel der Projektverantwortlichen in der Fachzeitschrift „Profi“**
 - Deeken, H. F.; Lengling, A.; Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2023): Langzeituntersuchung: Luft-Luft-Wärmetauscher von *hdt*: Was ist die Abluft wert?. Ausgabe Februar (2) 2023
 - Deeken, H. F.; Lengling, A.; Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2023): Langzeituntersuchung Triple-EEE und Indico von *Inno+*: Eiswasser und Wärmerückgewinnung in Einem. *In Bearbeitung*.
- **Wissenschaftlicher, internationaler, peer-reviewed Artikel zu Fallstudie 1:** Deeken, H. F.; Lengling, A.; Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2023): Improvement of Piglet Rearing’s Energy Efficiency and Sustainability using Air-to-Air Heat Exchangers – A two-year case study. *Energies* 16 (4), 1799. DOI: <https://doi.org/10.3390/en16041799>.

10 Liste über Vorträge, Pressemitteilungen und Posterpräsentationen

- **Vortrag – Förderkreis Stallklima**

Deeken, H. (2021): Kombinierbarkeit von Abluftreinigung und Wärmerückgewinnung: Ergebnisse von Langzeitmessungen. Förderkreis Stallklima, Online-Veranstaltung, 26.10.2021.

- **Pressemitteilung der HBLFA Raumberg-Gumpenstein vom 02.05.2022 zu Kooperationsgesprächen zwischen HBLFA und Universität Bonn**

Online verfügbar: <https://raumberg-gumpenstein.at/forschung/forschung-aktuelles/uni-bonn-zu-besuch.html> (zuletzt geprüft 5. März 2023)

- **Poster – 8th International Greenhouse Gas & Animal Agriculture Conference**

Deeken, H. F.; Krommweh, M. S.; Lengling, A.; Büscher, W. (2022): Energy Efficiency Improvement and Carbon Dioxide Emission Reduction in Piglet Rearing using Air-to-air Heat Exchangers. 8th International Greenhouse Gas & Animal Agriculture Conference, Orlando, Florida, USA, 05. – 09.06.2022.

- **Poster – Agrarforschungstag Nordrhein-Westfalen 2022**

Lengling, A.; Deeken, H. F.; Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2022): „EnergARA“: Abluftreinigung und Wärmerückgewinnung zur Steigerung der Energieeffizienz in Schweineställen. Agrarforschungstag Nordrhein-Westfalen 2022, Düsseldorf, 01.09.2022.

- **Vortrag – 15. Tagung: Bau, Technik und Umwelt 2022 in der landwirtschaftlichen Nutztierhaltung**

Deeken, H. F.; Lengling, A.; Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2022): Energiekonsum eines zwangsbelüfteten Schweineaufzuchtstalls bei kombiniertem Einsatz von Anlagen zur Wärmerückgewinnung und Abluftreinigung. 15. Tagung: Bau, Technik und Umwelt 2022 in der landwirtschaftlichen Nutztierhaltung, Soest, 13. – 15.09.2022.

- **Vortrag – EuroTier und EnergyDecentral**

Deeken, H. F.; Lengling, A.; Krommweh, M. S.; Büscher, W. (2022): Steigerung der Energieeffizienz und Nachhaltigkeit in der Ferkelaufzucht durch den kombinierten Einsatz von Anlagen zur Abluftreinigung und Wärmerückgewinnung. Teil der Vortragsreihe Fachprogramm Gesamtbetriebliche Haltungskonzepte organisiert vom Netzwerk Fokus Tierwohl, EuroTier und EnergyDecentral, Hannover, 15. – 18.11.2022.

11 Kurzfassung

Ziel des Forschungsprojektes „Nutzung der regenerativen Energiequelle Abluftreinigungsanlage zum Kühlen und Heizen von Tierställen – Fallstudienuntersuchung“ (EnergARA) war es, durch Langzeituntersuchungen in der Praxis mögliche Synergieeffekte zwischen Abluftreinigungsanlagen und Wärmerückgewinnungssystemen zu erfassen und zu bewerten. Dafür wurden in drei Fallstudien drei unterschiedliche Technologien zur Wärmerückgewinnung auf schweinehaltenden Praxisbetrieben untersucht. Die Ergebnisse der Studie sollten zu einer ökonomischen und ökologischen Bewertung der getesteten Systeme führen und dazu beitragen, die Bereitschaft der Landwirte zur Investition in solche Technologien und damit die Etablierung in der Praxis zu fördern.

Für die Untersuchung und Bewertung der Systeme wurden unter anderem die Temperaturdaten, die Luftvolumenströme sowie der Strom- und Gaskonsum auf den Betrieben erfasst. Auf Basis dieser Daten sowie aktueller Emissionsfaktoren und Energiepreise wurden dann eingesparte CO₂-Emissionen sowie Energiekosten berechnet.

In der ersten Fallstudie wurde ein Luft-Luft-Wärmetauscher der Firma *hdt Anlagenbau GmbH*, der einer Abluftreinigungsanlage vorgeschaltet war, auf einem Ferkelaufzuchtbetrieb über einen Zeitraum von zwei Jahren untersucht. Die Ergebnisse zeigten, dass durch den Einsatz des Wärmetauschers der jährliche Gesamtenergiekonsum der Stallanlage um 46,5 – 48,1 % gesenkt werden konnte durch eine Rückgewinnung von 290.414 – 317.913 kWh a⁻¹ thermischer Energie. Durch die daraus resultierende Einsparung fossiler Brennstoffe konnten die jährlichen CO₂-Emissionen um 35,5 – 37,5 % gesenkt werden und bis zu 67 kWh, 14,0 kg CO₂ und 2,90 € pro Ferkelaufzuchtplatz und Jahr eingespart werden.

In der zweiten Fallstudie wurde ein wasserbasiertes System (Triple-EEE) der Firma *Inno+ B.V.* auf einem Ferkelerzeuger- und einem Ferkelaufzuchtbetrieb untersucht. Bei diesem System wird dem Waschwasser der Abluftreinigungsanlage Energie entzogen und mittels Wärmetauscher auf die Frischluft des Stalls übertragen. Auf dem Ferkelaufzuchtbetrieb konnten in der Messperiode von einem Jahr durch einen Anteil von 400.068 kWh rückgewonnener thermischer Energie und einem Aufwand von 14.774 kWh elektrischer Energie in Summe 385.293 kWh eingespart werden. Dies führte zu einer Einsparung von 50 kWh, 11,6 kg CO₂ und 3,49 € pro Ferkelaufzuchtplatz und Jahr.

In der dritten Fallstudie wurde ein Tauschwäscher der Firma *Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik GmbH* in einem Maststall über einen Zeitraum von zwei Mastperioden untersucht. Bei dieser Technologie handelt es sich um ein in einen Rieselbettreaktor integriertes Wärmetauschermodul, genannt Tauschwäscher. Neben den ökonomischen und ökologischen Aspekten konnten hier neben einer Heizleistung in den kälteren Monaten auch nennenswerte Kühleffekte von bis zu 4,9 kW in den warmen Monaten

verzeichnet werden. Gleichzeitig konnte, wie auch bei den anderen Systemen, eine Reduzierung der Zulufttemperaturschwankung um -19,9 bis -22,0 % erreicht werden. Aus diesen Ergebnissen konnten wichtige Schlussfolgerungen hinsichtlich des Tierwohls gezogen werden, da sich sowohl Kühleffekte als auch eine konstantere Zulufttemperatur und damit Belüftung positiv auf das Stallklima und folglich das Tierwohl auswirken. Pro Mastplatz und Mastdurchgang konnten bis zu 61 kWh Energie, 12,9 kg CO₂ und 4,70 € Energiekosten eingespart werden.

Die Ergebnisse aller drei Fallstudien zeigten, dass eine Kombination aus Wärmerückgewinnung und Abluftreinigungsanlage die Energieeffizienz der Schweinehaltung steigern kann und sowohl ökologisch als auch ökonomisch sinnvoll ist. Abluftreinigungsanlagen lassen sich zur regenerativen bzw. rekuperativen Wärmerückgewinnung im gesamtbetrieblichen Energiekonzept nutzen. Gleichzeitig konnten positive Schlussfolgerungen bezüglich einer Steigerung des Tierwohl gezogen werden. Durch steigende Energiepreise und zunehmenden Handlungsbedarf hinsichtlich des Klima- und Umweltschutzes stellen solche regenerativen Energiesysteme eine zukunftsfähige Möglichkeit dar, die Nachhaltigkeit der Schweinehaltung und weit darüber hinaus zu verbessern.

Abstract

The aim of the research project "Utilization of the regenerative energy source exhaust air purification system for cooling and heating animal houses – case study investigation" (EnergARA) was to measure and evaluate possible synergy effects between exhaust air purification and heat recovery systems through long-term investigations in practice. For this purpose, three different technologies for heat recovery on practical pig farms were investigated in three case studies. The study results should lead to an economic and ecological evaluation of the investigated systems and contribute to the farmers' willingness to invest in such technologies and thus promote their establishment in practice.

Among others, the temperature data, air volume flows, and farm electricity and gas consumption were recorded for the investigation and evaluation of the systems. Based on this data and current emission factors and energy prices, saved CO₂ emissions and energy costs were calculated.

In the first case study, an air-to-air heat exchanger manufactured by *hdt Anlagenbau GmbH* and installed upstream of an exhaust air purification system was investigated on a piglet rearing farm for two years. The results showed that the heat exchanger could reduce the barn's total annual energy consumption by up to 46.5 – 48.1% by recovering 290,414 – 317,913 kWh a⁻¹ of heat energy. The resulting fossil fuel savings reduced annual CO₂ emissions by up to 35.5 – 37.5% and saved up to 67 kWh, 14.0 kg CO₂ and €2.90 per animal place and year.

In the second case study, a water-based system from *Inno+ B.V.* was investigated on one piglet farrowing and one piglet rearing farm. In this system, energy is taken from the washing water of the exhaust air purification system and transferred to the supply air of the barn using heat exchangers. In piglet rearing, 385,293 kWh of energy was saved during the measurement period of one year through a share of 400,068 kWh of recovered thermal energy and an expenditure of 14,774 kWh of electrical energy. This resulted in a saving of 50 kWh, 11.6 kg CO₂ and €3.49 per animal place and year.

In the third case study, an exchange scrubber manufactured by *Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik GmbH* was investigated in a fattening pig barn for two fattening periods. This technology is a heat exchanger module integrated into a trickle bed reactor, a so-called exchange scrubber. Per fattening place and fattening cycle, up to 61 kWh of energy, 12.9 kg CO₂ and €4.70 energy costs could be saved. Furthermore, notable cooling effects of up to 4.9 kW in the warm months were recorded, in addition to a heating power in the colder months. At the same time, as for the other systems, reductions of supply air temperature variation of -19.9 – -20.2% could be achieved. From these results, important conclusions could be drawn concerning animal welfare since both cooling effects and a more constant supply air temperature and thus ventilation have a positive effect on the barn climate and, consequently, on animal welfare.

The results of all three case studies showed that a combination of heat recovery and exhaust air purification systems could increase the energy efficiency of pig farming and is ecologically and economically reasonable. Exhaust air purification systems can be used for regenerative or recuperative heat recovery in the farm's overall energy concept. At the same time, positive conclusions could be drawn regarding an increase in animal welfare. Due to rising energy prices and the increasing need for action concerning climate and environmental protection, such regenerative energy systems represent a future-proof possibility to improve the sustainability of pig, and potentially other animal, husbandry.