

Abschlussbericht

Nutzung von Niedertemperatur-Abluftwärme: Demonstration eines Blasensäulen- Wärmeübertragungssystems zur Warmwassererzeugung

Az: 33148/01

gefördert durch



Deutsche
Bundesstiftung Umwelt

www.dbu.de

Autoren:

MSc Karoline Gajda, MSc Simon Kunze, MSc Christoph Sinn, Dr. Benjamin Besser,
Prof. Dr.-Ing. Jorg Thöming
Zentrum für Umweltforschung und nachhaltige Technologien (UFT),
Universität Bremen



 Universität Bremen

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	33148/01	Referat	24/0	Fördersumme	86.588 €
Antragstitel	Demonstration eines Systems zur Nutzung von latenter und sensibler Abluftwärme zur Erwärmung von Prozesswasser im Direktkondensator				
Stichworte	Energie, Abluft, Wärme				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
36 Monate	01.08.2016	31.07.2019	1		
Zwischenberichte					
Bewilligungsempfänger	Zentrum für Umweltforschung und nachhaltige Technologien (UFT)			Tel	04214581230
	Universität Bremen Leobener Straße 6 28359 Bremen			Projektleitung	Prof. Jorg Thöming
				Bearbeiterin	Karoline Gajda
Kooperationspartner					

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Ziel des Projekts war es zu zeigen, dass Niedertemperaturwärme, die in energierelevanten Industriezweigen wie der Papierindustrie bislang in großen Mengen in die Abluft geht, durch einen kostengünstigen und robusten Blasensäulen-Wärmeübertrager durch Übertragung auf einen Kaltwasserstrom zu dessen Vorwärmung genutzt werden kann. Insbesondere war zu zeigen, wieweit sich Werte aus dem Labormaßstab auf den Anwendungsmaßstab übertragen lassen und ob mit einer Testanlage ein Teilstrom des Prozesswassers von 0,5 m³/h durch einen Warmluftstrom von 190 m³/h hinreichend aufgeheizt werden kann. Bei den Messungen sollte untersucht werden, inwieweit die sensible und latente Wärme der Abluft auf das Kühlwasser bei größeren Volumina mit teilweiser Kondensation der Luftfeuchte übertragen werden kann.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

In Rahmen des Projektes erfolgte zunächst Auslegung und Konstruktion zweier Blasensäulen-Wärmeübertrager mit je drei Böden, einmal mit Siebböden und die andere Variante mit perforierten Rohren. Die Herstellung der Apparate erfolgte in der hauseigenen Werkstatt. Als Material kam Edelstahl zum Einsatz. Die Technikumsanlage wurde einschließlich einer Zulufterwärmung und Befeuchtung aufgebaut und mit Sensoren zur Messung von Temperatur, Druck und Luftfeuchtigkeit ausgestattet, deren Signale von einem Messrechner weiterverarbeitet wurden. Dazu war eine Bedienoberfläche zu programmieren. Inbetriebnahme und Parameterstudie erfolgten im Technikum. Nach der Analyse der Daten sollte die Eignung des Konzeptes durch Integration der Anlage in den Produktionsprozess der Klingele Papierwerke demonstriert werden. Dazu wurden ein Konzept zur Prozessintegration der Testanlage und ein Verrohrungsplan erstellt. Die Anlage wurde dort aufgebaut, in Betrieb genommen und Durchführung einer Versuchsserie eingesetzt. Die Daten wurden hinsichtlich der Zielsetzung analysiert. Abschließend sollte eine Eignung zur Rückgewinnung von Niedertemperaturwärme im Stahlwerk geprüft werden.

Ergebnisse und Diskussion

Ein Direktwärmeübertrager wurde in Form einer Blasensäule konzipiert, realisiert, unter idealen Bedingungen im Technikum hinsichtlich seiner Leistungsparameter charakterisiert und unter Realbedingungen in einem Produktionsprozess getestet. Die Dimensionierung des untersuchten Blasensäulen-Wärmeübertragers erfolgte mit Berücksichtigung der im Technikum vorherrschenden Gegebenheiten dergestalt, dass dieser sowohl im Technikum, als auch im Feldversuch eingesetzt werden kann und somit ein direkter Vergleich ermöglicht wird. Zur Bestimmung des Parameterfeldes im Technikum ist eigens ein Luftkonditionierer entwickelt worden, der eine genaue Steuerung von Temperatur und relativer Feuchte der verwendeten Prozessluft ermöglicht. Durch die auf dieser Grundlage erfolgten Versuche im Technikum konnte für die in diesem Projekt entwickelte Blasensäulenstufe spezifisches Kennfeld ermittelt werden. Für die betrachteten Volumenströme von Luft und Wasser zeigen die Ergebnisse einen klaren Zusammenhang zwischen relativer Luftfeuchte und Erwärmung des Wassers, welche mit steigender Luftfeuchte stark zunimmt. Eine nennenswerte Temperaturzunahme des Wassers (~ 20 K) tritt erst bei einer Temperaturdifferenz von Wasser und feuchter Luft ($\phi > 75$ %) von 55 K ein. Für den Feldversuch wurde der Blasensäulen-Wärmeübertrager in den Produktionsprozess einer Wellpappen-Anlage integriert. Nach Analyse der gesamten Produktionsanlage und Messung der entstehenden Abwärme wurde die Zug- und Heizpartie, in der die Wellpapp-Bahnen mit Heißdampfwalzen getrocknet werden, als Standort ausgewählt. Die hier anfallende Abluft wies das größte Wärmerückgewinnungspotential auf, lag jedoch mit etwa 50 °C und 70-80 % Luftfeuchtigkeit am unteren Kennfeldrand. Im Praxisversuch zeigte sich dann, dass die Abluft durch unvermeidbare Transportverluste weiter so weit an Temperatur verliert, dass sie nicht effizient genutzt werden kann. Ferner wurde am Beispiel des Stahlwerks von ArcelorMittal, Bremen, untersucht, ob ein Teil der dort anfallenden großen Mengen an Abluftwärme durch diese Technik nutzbar gemacht werden können. Es zeigte sich, dass die dort eingesetzte Wärmeintegration auf Basis eines Heißwassernetzes erfolgt, dessen Mindesttemperatur die Versorgungsunsicherheit im Winter gewährleisten und damit bei über 80 °C liegen muss. Diese Temperatur ist durch Blasensäulen-Wärmeübertrager insbesondere deshalb nicht erreichbar, weil die Prozesse für eine Falschluffreie Absaugung der Brüden ungeeignet sind.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Das Projekt wurde im Rahmen zweier öffentlicher Kolloquien am Zentrum für Umweltforschung und nachhaltige Technologien (UFT) der Universität Bremen präsentiert.

Fazit

Das Funktionsprinzip der Blasensäule-Direktwärmeübertrager konnte im Technikumsmaßstab erfolgreich betrieben und hinsichtlich seiner Leistungskennwerte beschrieben werden. Daraus ergab sich, dass insbesondere für höhere Luftfeuchtigkeiten eine Blasensäule konventionellen Wärmeübertragern in der Leistungszahl klar überlegen ist. Die Demonstrationsversuche im Papierwerk zeigten, dass sich hinsichtlich Fasergehalt der Prozessluft im Blasensäulen-Direktwärmeübertrager selbst kein Problem bei Dauerbetrieb abzeichnet. Gleichwohl kann der Übergang der Fasern in das Prozesswasser dessen Nutzbarkeit deutlich einschränken. Eine Verwendung beispielsweise als vorgewärmtes Prozesswasser in Dampferzeugern ist ohne vorherige Aufbereitung nicht möglich. Die Demonstrationsversuche zeigten weiterhin, dass bei der technischen Umsetzung der Integration des Direktwärmeübertragers in den Produktionsprozess die Güte der Absaugung der feuchtwarmen Prozessluft und ihre Zufuhr zum Wärmetauscher über den Erfolg entscheidet. Hierbei sind Mitführen von Falschluff sowie Verluste durch mangelhafte Isolierung zu vermeiden. Werden diese Randbedingungen beachtet, so kann bei 80 °C warmer Luft mit einer relativen Feuchte von 88 %, wie sie im Technikum untersucht wurde, und bei einem Volumenstromverhältnis Wasser/Luft von 0,5 % das Prozesswasser um 30 K erwärmt werden. Wird in diesem Fall zur Förderung der Luft eine (energetisch wenig effiziente) Vakuumpumpe mit 400 W Leistungsaufnahme eingesetzt (wie im Feldversuch erfolgt), resultiert daraus eine Leistungszahl von 6,25. Damit liegt die Energieeffizienz dieser Konstellation deutlich über den Werten herkömmlicher Wärmepumpen und zeigt zudem weiteres Verbesserungspotenzial bei Verwendung einer energetisch effizienteren Förderung der Luft.

Inhalt

Inhalt.....	4
Abbildungsverzeichnis.....	5
Begriffs- und Abkürzungsverzeichnis.....	6
Zusammenfassung.....	7
1. Einleitung.....	8
1.1 Problemstellung.....	9
2. Hauptteil.....	9
2.1 Stand der Technik.....	9
2.2 Auslegung der Systemelemente.....	12
2.2.1 Dimensionierung.....	12
2.2.2 Konstruktionsdetails.....	13
2.3 Technikumsaufbau.....	15
2.3.1 Funktionstest: Invers betriebene Anlage ohne Luftkonditionierer.....	15
2.3.2 Technikums Aufbau mit definierter Vorkonditionierung von Luft.....	18
2.3.3 Inbetriebnahme und Versuchsdurchführung im Technikum.....	22
2.4 Prozessintegration.....	26
2.4.1 Untersuchungsgebiet.....	26
2.4.2 Aufbau und Prozessintegration.....	30
2.4.3 Erprobung und Analyse.....	33
2.4.4 Potentialanalyse.....	36
Ergebnisse.....	38
Sensitivitätsanalyse.....	38
Abweichungen zu ursprünglich geplanten Arbeitspaketen.....	40
Öffentlichkeitsarbeit.....	40
Fazit.....	41
Literaturverzeichnis.....	43
Anhang.....	44

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Direktkondensation in einer Blasensäule. a) Zweistufiger Apparat mit Kreuzstromführung; b) Gas-Wasserschicht im Labormaßstab.....	11
Abbildung 2: Schematische Darstellung einer Blasensäulenstufe.....	13
Abbildung 3: Foto einer fertigen Blasensäulenstufe mit Anschlüssen für Luft und Wasser.....	14
Abbildung 4: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus der invers betriebenen Blasensäule im Technikum.....	15
Abbildung 5: Foto des Versuchsaufbaus der invers betriebenen Blasensäule (links) und der offenen Blasensäule im Betrieb mit voll ausgebildeter Blasenschicht (rechts).....	16
Abbildung 7: Absolute Temperatur von Wasser und Luft in Abhängigkeit vom Luftvolumenstrom.....	17
Abbildung 6: Temperaturdifferenz zwischen Einlass und Auslass von Wasser und Luft in Abhängigkeit von der Wassertemperatur bei einem Luftvolumenstrom von 6 m ³ /h.....	17
Abbildung 8: Aufbau der Versuchsanlage zur Konditionierung von Luft bestehend aus: einem Rohrschlangen-Wärmeübertrager (1), einer Temperiereinheit (Lauda PRO RP845) (2), einer Blasensäule (3) einer Messeinheit (4) bestehend aus mehreren Rotametern, Manometern, Feuchte- und Temperatursensoren sowie mehreren Nadelventilen.....	18
Abbildung 9: Dampfautomat Certuss E38.....	19
Abbildung 10: R-I-Fließschema Befeuchtungsanlage.....	20
Abbildung 11: R-I-Fließschema Blasensäule.....	21
Abbildung 12: Versuchsplan mit mit konstantem Volumenstrom der feuchten Luft bei Messtelle 3 unmittelbar vor dem Eingang der Blasensäule. Variiert wird zunächst die relative Feuchtigkeit durch Zugabe von Dampf und anschließend die Öl-Temperatur der Temperiereinheit.....	22
Abbildung 13: Schematische Darstellung des Bilanzraums der Blasensäule.....	23
Abbildung 14: Vom Wasser aufgenommenen Wärmestrom Q_W , 34 gegenüber dem mittleren logarithmischen Temperaturgradienten T_m für konstante Feuchtigkeiten.....	24
Abbildung 15: COP für unterschiedliche Eingangstemperaturen bei konstanter relativer Feuchtigkeit.....	25
Abbildung 16: Zug- und Heizpartie mit Isolationsvorhang im Wellpappenwerk Delmenhorst.....	26
Abbildung 17: Ansicht der Heizpartie hinter dem Isolationsvorhang.....	27
Abbildung 18: Schema des Direktkondensators in der Produktion.....	29
Abbildung 19: Verwendete Isoliermatte und Rohrisolierung.....	32
Abbildung 20: Links: Aufbau des Wärmeübertragungssystems mit Messlaptop und isolierten Rohrleitungen neben der ZHP. Rechts: Isolierte Abluftleitung von der ZHP zum Wärmeübertrager.....	33
Abbildung 21: Prozessabluft: zeitliche Temperaturverläufe.....	33
Abbildung 22: Gemessene Wasser- sowie Umgebungstemperaturen aufgetragen über die Zeit.....	34
Abbildung 23: Gemessener Druck unmittelbar vor der Vakuumpumpe.....	35
Abbildung 24: Abnahme der Amortisationszeit für eine der Erhöhung des Parameters Prozesstemperatur: Relative Änderung der Amortisationszeit $nn_0 - 1$ aufgetragen über der relativen Eingangstemperaturänderung $T_1/T_1,0 - 1$ bzw. der Eingangstemperatur in °C und K....	39

Begriffs- und Abkürzungsverzeichnis

<i>Symbol</i>	<i>Bezeichnung</i>	<i>Einheit</i>
<i>COP</i>	Leistungszahl (Coefficient Of Performance)	-
<i>d</i>	Lochdurchmesser	M
<i>E</i>	Energie	J
<i>Fr</i>	Froude-Zahl	-
<i>g</i>	Erdbeschleunigung	m/s ²
<i>\dot{m}</i>	Massenstrom	kg/s
<i>\dot{Q}</i>	Wärmestrom	W
<i>T_m</i>	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	in K
<i>u</i>	Geschwindigkeit	m/s
<i>\dot{V}</i>	Volumenstrom	m ³ /s
<i>We</i>	Weber-Zahl	-
<i>ϑ</i>	Temperatur	°C
<i>ρ</i>	Dichte	kg/m ³
<i>σ</i>	Grenzflächenspannung des Wassers	0.07274 N/m
<i>ϕ</i>	Relative Luftfeuchtigkeit	

Zusammenfassung

In dem Projekt „Nutzung von Niedertemperatur-Abluftwärme: Demonstration eines Blasensäulen-Wärmeübertragungssystems zur Warmwassererzeugung“ wurde ein Direktwärmeübertrager in Form einer Blasensäule konzipiert, realisiert und sowohl unter idealen Bedingungen im Technikum, als auch unter Realbedingungen in einem Produktionsprozess getestet. Dabei stand die Identifizierung des gültigen Parameterraums im Vordergrund der Untersuchungen. Die Dimensionierung des untersuchten Blasensäulen-Wärmeübertragers erfolgte mit Berücksichtigung der im Technikum vorherrschenden Gegebenheiten dergestalt, dass dieser sowohl im Technikum, als auch im Feldversuch eingesetzt werden kann und somit ein direkter Vergleich ermöglicht wird. Zur Bestimmung des Parameterfeldes ist eigens ein Luftkonditionierer entwickelt worden, der eine genaue Steuerung von Temperatur und relativer Feuchte der verwendeten Prozessluft ermöglicht. Durch die auf dieser Grundlage erfolgten Versuche im Technikum konnte für die in diesem Projekt entwickelte Blasensäulenstufe spezifische Kennfeld ermittelt werden. Für die betrachteten Volumenströme von Luft und Wasser zeigen die Ergebnisse einen klaren Zusammenhang zwischen relativer Luftfeuchte und Erwärmung des Wassers, welche mit steigender Luftfeuchte stark zunimmt. Gleichzeitig zeigen die Ergebnisse, dass eine nennenswerte Temperaturzunahme des Wassers ($\sim 20\text{ °C}$) erst bei einer Temperaturdifferenz von Wasser und feuchter Luft ($\phi > 75\%$) von mindestens 55 °C eintritt. Nach erfolgreicher Parametrisierung erfolgte die Erprobung im Feldversuch durch Integration des Blasensäulen-Wärmeübertragers in den Produktionsprozess einer Wellpappen-Anlage. Nach Analyse der gesamten Produktionsanlage und Messung der entstehenden Abwärme, wurde die Zug- und Heizpartie, wo die Wellpapp-Bahnen mit Heißdampfwalzen getrocknet werden, als Standort ausgewählt. Die hier anfallende Abluft wies das größte Wärmerückgewinnungspotential auf, lag jedoch mit etwa 50 °C und 70-80 % Luftfeuchtigkeit am unteren Kennfeldrand. Im Praxisversuch zeigte sich dann, dass die Abluft durch unvermeidbare Transportverluste weiter an Temperatur verliert, sodass diese nicht effizient genutzt werden kann.

Da besonders große Mengen an Abluftwärme in Stahlwerken dissipieren, wurde das Energierückgewinnungspotenzial bei Niedertemperaturwärme auch für diesen Industriezweig untersucht. Dazu wurden die Prozesse der Stahlherstellung im Stahlwerk von ArcelorMittal, Bremen, dahingehend geprüft, ob ein Teil der großen Mengen an Abluftwärme durch diese Technik nutzbar gemacht werden können. Es zeigte sich, dass die Wärmeintegration auf Basis eines Heißwassernetzes erfolgt, dessen Mindesttemperatur die

Versorgungsunsicherheit im Winter gewährleisten muss und damit bei über 80 °C liegen muss. Diese Temperatur ist durch Blasensäulen-Wärmeübertrager insbesondere deshalb nicht erreichbar, weil die Prozesse keine Falschluffreie Absaugung der Brüden erlauben.

1. Einleitung

Rund 30 % des Primärenergiebedarfs in Deutschland entfallen auf den Industriesektor. Der überwiegende Teil dieser Energie verlässt die Prozesse in Form von Abwärme. Diese Art von Verlust kann aus verschiedenen Gründen kaum vermieden werden. [Hir13] Da bei allen thermischen Prozessen Abwärme anfällt, liegt es nahe, diese Wärme nochmals zu nutzen. In Zeiten der globalen Erderwärmung und Energiewende sind Maßnahmen zur Rückgewinnung solcher Abwärme zudem auch energiepolitisch geboten. Durch die neuste Gesetzgebung zur CO₂-Bepreisung ist ferner ein nicht unerheblicher Anstieg der Kosten im Energiebereich zu erwarten [Bun17], so dass Maßnahmen zur Wärmerückgewinnung zukünftig auch im Hinblick auf ihre Wirtschaftlichkeit noch attraktiver werden.

Abwärmenutzung birgt das Potential, einen Teil des Energiebedarfs zu decken, dabei CO₂ einzusparen und Kosten zu senken. Fließen die Energiekosteneinsparungen in die Produktpreisgestaltung ein, können aus der Abwärmenutzung außerdem Wettbewerbsvorteile und eine Steigerung des Marktanteils resultieren. Bevor diese Abwärme jedoch einem Prozess zugeführt werden kann, muss sie technisch wieder verfügbar gemacht werden. Hierfür sind spezielle Apparaturen, sog. Wärmeübertrager, erforderlich.

Niedertemperaturabwärme kann dann ein Potenzial für die Rückgewinnung als Nutzwärme aufweisen, wenn ein im Produktionsprozess oder in einem lokalen Wärmeverbund ein Wärmebedarf auf tieferem Temperaturniveau vorliegt und ein geeigneter Wärmeübertrager in den Prozess integrierbar ist. Niedertemperaturwärme liegt bei vielen thermischen Prozessschritten und insbesondere bei Trocknungsvorgängen in Form von mit Feuchtigkeit beladenen, warmen Abluftströmen vor. Diese enthalten neben sensibler Wärme auch die latente Wärme des dampfförmigen Wassers, die ungenutzt in die Umgebung geleitet wird, sofern keine Wärmeübertrager eingesetzt werden. Eine Herausforderung beim Einsatz von Wärmeübertragern liegt in der Wärmeübertragung pro Fläche, die bei herkömmlichen Systemen zu großen, wartungsaufwändigen und teuren Apparaten führt.

Im Falle der Niedertemperaturabwärme, d. h. Abwärme bei Temperaturen nahe der Umgebungstemperatur, müsste die Übertragungsfläche eines Wärmetauschers sehr groß werden, um einen Großteil der Wärme zurückzugewinnen zu können. Diese Bedingung steht

im Widerspruch mit den Zielen der Minimierung von CO₂-Ausstoß und Kostensenkung. Ein Wärmeübertrager zur Abwärmenutzung sollte möglichst kostengünstig und CO₂-arm gefertigt und betrieben werden, um einen Beitrag zur derzeitigen Energieproblematik zu leisten. [Sei17] [Roe13]

1.1 Problemstellung

Mit den genannten Anforderungen vor Augen wurden in diesem Projekt die Potenziale eines direkten Wärmeübertragers ermittelt. Zur Verringerung des Wärmewiderstandes wurde eine Blasensäule als Direktkondensator entwickelt, gefertigt und erprobt, in dem latente wie auch sensible Wärme von feuchter Luft an kaltes Wasser übertragen werden kann. Durch inverse Versuche mit warmem Wasser und kalter Luft wurde das Potenzial dieser Anlage ausgelotet und die Variante eines mehrstufigen Aufbaus diskutiert. Die im Rahmen der Möglichkeiten des Technikums erreichten Ergebnisse erlauben positive Voraussagen auf die Einsetzbarkeit des Direktkondensators im industriellen Betrieb. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurde feuchtwarme „Abluft“ im Technikumsmaßstab hergestellt, um den Wirkungsgrad und die optimalen Parameter der Blasensäule zu bestimmen.

Aus dieser Parametrisierung sollten Einsetzbarkeit und Effizienz einer Direktkondensator-Blasensäule vorhersagbar sein. Um unter realen Bedingungen zu überprüfen, inwieweit das der Fall ist oder ob Störgrößen und un stetige Bedingungen zu problematischen Hindernissen führen können, sollte das Konzept in einem Feldversuch getestet werden. Diese Untersuchungen wurden beim Kooperationspartner, der Klingele Papierwerke GmbH & Co. KG in Delmenhorst, durchgeführt. Dabei sollte die anfallende feuchtwarme Abluft, welche bei der Trocknung der produzierten Wellpappe in offener Produktion entsteht, zur Wärmerückgewinnung genutzt werden.

2. Hauptteil

2.1 Stand der Technik

Herkömmliche Apparate zur Wärmeübertragung wie Plattenwärmeübertrager machen sich den Wärmeübergang von der Dampfphase an Übertragerwände und von diesen an eine Kühlflüssigkeit zu Nutze. Auch bei einem relativ guten Wärmeübergang sind bei diesem Konzept große Übertragerflächen erforderlich, was mit hohen Investitionskosten verbunden ist. Der Stand der Technik bei der Nutzung von Abluftwärme lässt sich in indirekte und direkte Wärmeübertrager unterteilen. Ohne den Eintrag von zusätzlicher Energie, wie z. B. bei einer Wärmepumpe, benötigen alle Systeme eine geeignete Wärmesenke. Eine solche

Wärmesenke stellen zu erwärmende Fluide dar, die entweder flüssig (oft Wasser oder organische Lösemittel) oder gasförmig sind.

Zur Vorwärmung von Frischluft durch die aus dem System geleitete warme Abluft können Gas-Gas-Wärmeübertrager eingesetzt werden. Typische Wärmeübertragungskoeffizienten von Gas-Gas-Plattenwärmeübertragern liegen zwischen $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und $35 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ [VDI13]. Bei ähnlich großen Massenströmen von Frisch- und Abluft kann zwischen der feuchten Abluft und der im Vergleich trockeneren Frischluft lediglich die sensible Wärme übertragen werden. Für Abluft mit einer Temperatur von $\vartheta = 100 \text{ °C}$ und einem auf die Masse der trockenen Luft bezogenen Feuchtegehalt von $Y = 100 \text{ g/kg}$ liegt der Anteil an sensibler Wärme jedoch unter 30 %. Trotz des geringen technisch nutzbaren Anteils der Abluftwärme können, bedingt durch geringe Investitionskosten eines Gas-Gas-Wärmeübertragers, kurze Amortisationszeiten erreicht werden [Kro04].

Ebenfalls Stand der Technik sind indirekte Flüssigkeit-Gas-Wärmeübertrager. Ein Plattenwärmeübertrager mit stehenden Wärmeübertragungsflächen zur Nutzung der Abluftwärme für die Erhitzung von Waschwasser wird von der Herbert Kannegiesser GmbH eingesetzt. Die Wärmeübertragungsplatten sind als doppelwandige Kissenplatten ausgebildet, durch deren Inneres das Frischwasser im Gegenstrom zur feucht-warmen Abluft geführt wird. Die Wärmeübertragung zwischen der Luft und dem Frischwasser erfolgt neben der Übertragung der fühlbaren Wärme durch Kondensation der Abluftfeuchte an den Wärmeübertragungsflächen. Es wird somit auch die latente Wärme der Abluft teilweise auf das Frischwasser übertragen. Das Kondensat aus der Abluft fließt durch die stehende Anordnung von den Wärmeübertragungsflächen ab und reinigt diese dabei gleichzeitig von den in der Abluft enthaltenen Begleitstoffen. Durch den hohen Materialbedarf und die damit verbundenen Kosten, wird das System bei großen Abluftströmen von mehreren tausend m^3/h eingesetzt [Lan10].

Sehr viel effizienter als Plattenwärmeübertrager sind direkte Wärmeübertrager, die in bestimmten Problemfällen anwendbar sein sollten, zu denen es jedoch kaum Literatur gibt. Hier wird zur Nutzung von Abluftwärme entweder ein Rieselfilm genutzt oder eine Flüssigkeit in den Gasstrom gesprüht. In beiden Fällen handelt es sich um Direktkondensatoren. Beim Sprühen können zur Erhöhung der Phasengrenzflächen die Tropfengrößen verkleinert oder Füllkörper und Packungen im Kontaktvolumen eingesetzt werden. Wird in der Gasphase die Taupunkttemperatur erreicht, kondensiert der in der Gasphase enthaltene Dampf. Die erwärmte Flüssigkeit mit dem Kondensat kann anschließend entweder direkt verwendet werden (z. B. Warmwasser) oder in einem Kreislauf geführt werden, in dem z. B. über einen

flüssig-flüssig-Wärmeübertrager die Wärme ausgetragen wird. Die Kreislaufführung des Kühlwassers kann bei Verunreinigungen oder unerwünschten Abgasstoffen in der Abluft sinnvoll sein, da kein direkter Kontakt zur letztendlich erwärmten Flüssigkeit besteht. Systeme zur Nutzung der Abluftwärme im direkten Kontakt mit Füllkörpern oder Packungen wurden bereits 1986 von Kolev et al. vorgestellt [Kol86]. Ein vergleichbares System ist der von Thermal Energy International Inc. vertriebene FLU-ACE®. Dabei wird die feuchtwarme Abluft von unten in eine Packungskolonne geleitet und kommt dort in direkten Kontakt mit Wasser, das oberhalb der Packung eingesprüht wird. Laut Hersteller kann das System z. B. zur Behandlung von Abluft aus Kesseln, Kraft-Wärmekopplungsanlagen, Trocknern und Verbrennungsanlagen eingesetzt werden [The15].

Ein vermutlich äußerst robuster Direktkondensator wurde in dem Projekt „Abluffreier Betrieb & Trockner mit Brüdenkreislauf: Nutzung der Kondensationswärme in Abscheidern“ (DBU AZ 31614/01) vorgestellt. Er diente in diesem Projekt als Ausgangspunkt für die Entwicklung eines Prototypen.

Dabei handelt es sich um einen Dampfabsorber, der durch eine anteilige, von der Taupunkttemperatur abhängige die latente und sensible Wärme von feuchtwarmer Abluft nutzt, um Warmwasser zu erzeugen. Dies geschieht im direkten Kontakt zwischen der Abluft und einer Kühlflüssigkeit, im betrachteten Fall Wasser. Dabei wird die feuchtwarme Abluft in eine Wasserschicht geleitet, dort dispergiert und von der Kühlflüssigkeit abgekühlt (Abbildung 1). Zum Erreichen einer großen Wärmeübertragerfläche wird das Kühlwasser mit der warmen Abluft möglichst kleinblasig aufgeschäumt. Je mehr Blasensäulen (Phasengrenze) erzeugt wird, desto effizienter ist der Wärmeübergang, daher wird im Folgenden die Bezeichnung Blasensäulen-Wärmeübertrager verwendet.

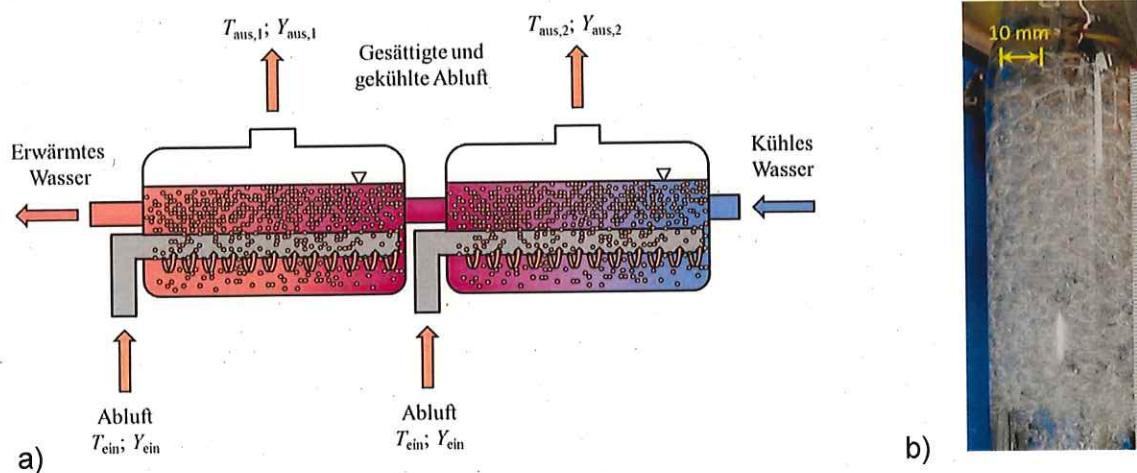


Abbildung 1 Direktkondensation in einer Blasensäule. a) Zweistufiger Apparat mit Kreuzstromführung; b) Gas-Wasserschicht im Labormaßstab.

Wird dabei die Taupunkttemperatur der Abluft erreicht, kondensiert ein Teil der Luftfeuchtigkeit. Durch den Kondensationsvorgang wird neben der sensiblen Wärme auch die latente Wärme der Abluft teilweise zum Aufwärmen des Kühlwassers genutzt. Die aus den Stufen austretende Luft ist mit Wasserdampf gesättigt, liegt ihre Temperatur jedoch unter der Taupunkttemperatur der unbehandelten Abluft, weist sie einen geringeren Feuchtegehalt auf. Der Direktkondensator kann dadurch auch zur teilweisen Entfeuchtung der eingeleiteten Luft eingesetzt werden. Der Druckverlust des Gasstroms wird durch die Schichthöhe des durchströmten Kühlwassers bestimmt und ist somit gering. Durch den direkten Kontakt der Phasen sind keine massiven Wärmeübertragungsflächen wie bei konventionellen Wärmeübertragern notwendig.

2.2 Auslegung der Systemelemente

2.2.1 Dimensionierung

Der Ausgangspunkt für die Auslegung ist der zum Betrieb der vorhandenen Blasensäule notwendige Volumenstrom. Es ist eine gleichmäßige Fluidstromführung zu wählen, bei derer die durch den Lochboden getriebene feuchte Luft gleichmäßig in der Wasserschicht dispergiert wird. Die Geschwindigkeit der feuchten Luft ist dabei so gering zu wählen, dass eine Koaleszenz der Blasen nach der Blasenablösung vermieden wird, sie muss jedoch hoch genug sein um ein Durchsickern der kontinuierlichen Phase zu verhindern. Dies ist bei kleinen Lochdurchmessern der Fall, wenn die mit dem Lochdurchmesser d , der Dichte ρ und der Lochgeschwindigkeit u gebildete Weber-Zahl We der dispersen Phase größer als zwei ist [Mer77]:

$$We = \frac{u^2 d \rho_{Luft}}{\sigma} \geq 2$$

Hierbei nimmt σ den Wert der Grenzflächenspannung des Wassers an. Basierend auf diesem Kriterium wurde ein dreistufiger Blasensäulen-Wärmeübertrager dimensioniert. Um eine Fertigung zu erleichtern und dem Risiko einer Verblockung des Lochbodens durch die mit Staubpartikeln verunreinigte Luft vorzubeugen, wurde eine Lochgröße von 2 mm gewählt. Für diese großen Lochdurchmesser, wenn wie in diesem Fall ($d_{lim} \sim 91$, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$)

$$d_{lim} = d \sqrt{\frac{g \rho_{Wasser}}{\sigma} \left(\frac{\rho_{Wasser} - \rho_{Luft}}{\rho_{Wasser}} \right)^{\frac{5}{8}}} > 2.32$$

muss zusätzlich die Froude-Zahl Fr einen bestimmten Wert überschreiten um ein Durchregnen zu verhindern [Mer77]:

$$Fr = \frac{u^2}{d g} \left(\frac{\rho_{Luft}}{\rho_{Wasser} - \rho_{Luft}} \right)^{\frac{5}{4}} \geq 0.37$$

Bei einem Durchmesser der Blasensäule von 30 cm und einem mittleren Lochabstand von 4 cm, werden die oben genannten Kriterien erfüllt, wenn der Gasvolumenstrom pro Säule größer ist als 4 m³/h ($We \sim 2.1$, $Fr \sim 0.77$). Der maximal mögliche Volumenstrom durch eine Säulenstufe liegt bei etwa 10 m³/h. Höhere Volumenströme führen zu einer Koaleszenz der Blasen nach der Blasenablösung, was zu einer erheblichen Verschlechterung des Wärmeübergangs führt [Sha82]. Die Dimensionierung der Blasensäule basiert auf Grundlage des im Technikum maximal möglichen Luft-Volumenstrom-Durchsatzes von 6 m³/h (siehe Inbetriebnahme). Damit beziffert sich der Normluftvolumenstrom bei einer Parallelschaltung der dreistufigen Anlage auf 18 m³/h.

2.2.2 Konstruktionsdetails

Abbildung 2 zeigt eine schematische Darstellung einer Blasensäulenstufe. Die Gesamthöhe der Säule beträgt 50 cm, wobei die Lochbodenplatte auf einer Höhe von 15 cm angebracht ist. Die Bodenplatte ist Kegel- bzw. Kuppelförmig ausgeführt um eventuell durchregnendes Wasser zur Wand zu leiten, welches dann über einen dort angebrachten zusätzlichen Anschluss abgelassen werden kann. Abbildung 3 zeigt ein Foto einer Stufe nach der Fertigung, auf dem Wasser und Luft Ein- und Auslässe gut zu erkennen sind. Wassereinlass

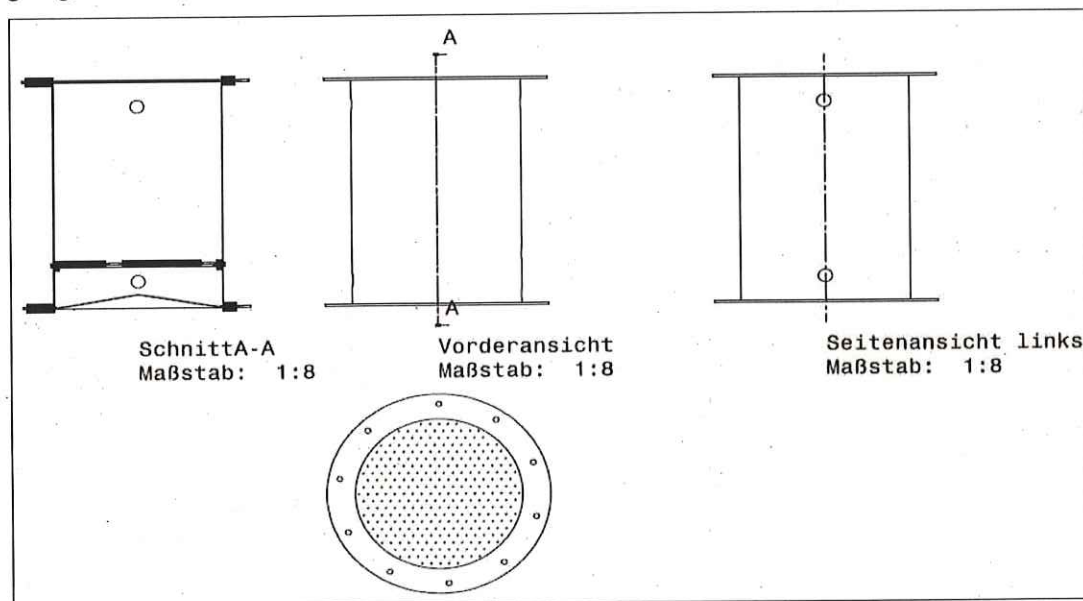


Abbildung 2: Schematische Darstellung einer Blasensäulenstufe



Abbildung 3: Foto einer fertigen Blasensäulenstufe mit Anschlüssen für Luft und Wasser
und Luftauslass sind auf derselben Höhe angebracht, während der Auslass des Wassers oberhalb (links) und der Lufteinlass unterhalb (rechts) der Lochplatte angebracht sind. Der Wasserpegel wird über ein Steigrohr im Inneren eingestellt. Der Wasserablass für durchregnendes Wasser ist um 90° versetzt unterhalb der Lochplatte angebracht.

Um das Parameterfeld zu maximieren, soll die Blasensäule bis Temperaturen bis 100 °C ausgelegt werden. In Zusammenarbeit mit der Fertigung, ist daher bereits während der Auslegung entschieden worden, von dem im Antrag vorgeschlagenen Material Plexiglas abzuweichen und stattdessen V2A-Stahl zu verwenden. Zum einen bietet Stahl durch die Möglichkeiten der leichten spanenden Bearbeitung und des Schweißens als Fügeverfahren eine größere Flexibilität, auch bei nachträglichen Änderungen. Zum anderen werden Plexiglas und vergleichbare Kunststoffe bei höheren Temperaturen weich und neigen zudem zu Versprödung. Die Nachteile von Stahl, wie etwa die Höhere Wärmeleitfähigkeit und -kapazität können durch gute Wärmedämmung ausgeglichen werden.

2.3 Technikumsaufbau

2.3.1 Funktionstest: Invers betriebene Anlage ohne Luftkonditionierer

Für die Inbetriebnahme im Technikum des Zentrums für Umweltforschung und nachhaltige Technologien werden die Prozessparameter an die vorherrschenden Gegebenheiten angepasst. Der für den Betrieb der gesamten dreistufigen Anlage nötige Luftvolumenstrom von $18 \text{ m}^3/\text{h}$ kann im Technikum nicht vollständig aufgebracht werden, da der hauseigene Kompressor der Druckluftanlage nicht den nötigen Durchsatz bereitstellt. Der maximale Volumendurchsatz der Druckluftanlage, der dauerhaft und reproduzierbar erreicht werden kann liegt bei knapp über $6 \text{ m}^3/\text{h}$. Aus diesem Grund ist die Auslegung einer einzelnen Blasensäulenstufe an diesen Wert angepasst. Für die Inbetriebnahme des Wärmeübertragers bedeutet dies jedoch, dass die Erprobung im Technikum nur mittels einer Stufe erfolgt. Durch die im Technikum kontrolliert einstellbaren Randbedingungen für Wasser und Luftstrom, lässt sich trotzdem der gesamte Parameterraum aller drei Stufen an nur einer Säule abbilden.

Da die Testanlage aufgrund der technischen Limitierungen einen geringeren Luftvolumenstrom aufweist, wird äquivalent der Wasserdurchsatz angepasst. Aus diesem Grund gilt ein Wasservolumenstrom von rund 50 L/h als Richtwert, dieser kann jedoch nach Bedarf erhöht und verringert werden. Eine für eventuell spätere Anwendungen angestrebte

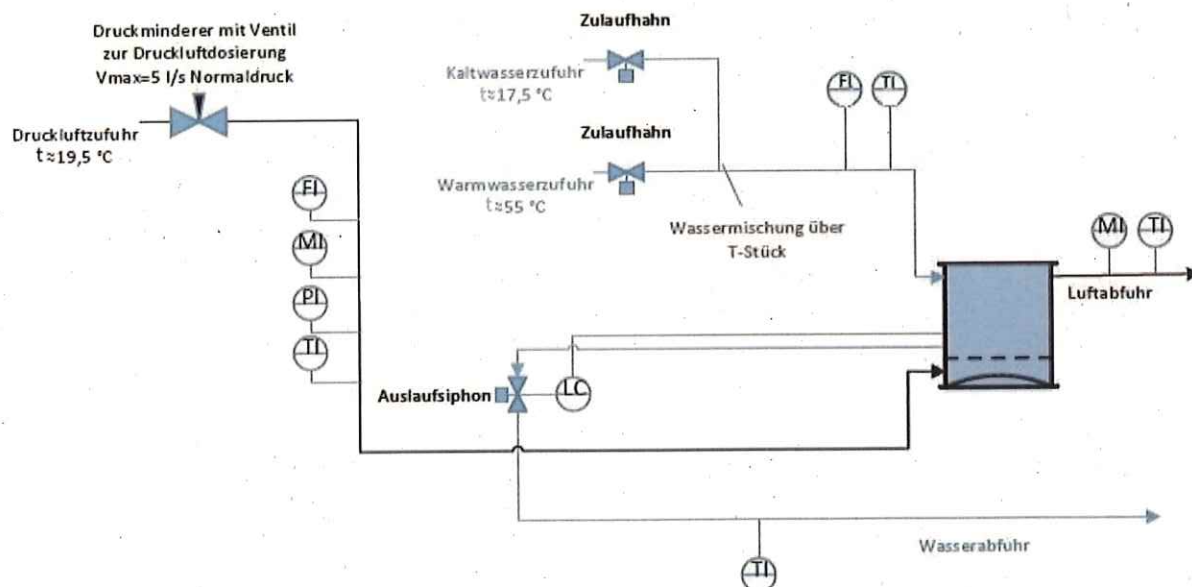


Abbildung 4: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus der invers betriebenen Blasensäule im Technikum



Abbildung 5: Foto des Versuchsaufbaus der invers betriebenen Blasensäule (links) und der offenen Blasensäule im Betrieb mit voll ausgebildeter Blasenschicht (rechts)

Volumenstromerhöhung der Luft kann durch Parallelschaltung mehrerer Stufen realisiert werden.

Zur Erprobung der Anlage im Technikum wird ein definierter, feuchter Warmluftstrom nötig, dessen Temperatur und Luftfeuchtigkeit gezielt eingestellt werden kann. Um das Funktionsprinzip der Anlage zu zeigen bevor die Entwicklung des Luftkonditionierers abgeschlossen ist, wird der Blasensäulen-Wärmeübertrager zunächst invers betrieben, wie in Abbildung 4 schematisch dargestellt. Das bedeutet, dass ein kalter Druckluftstrom mit warmen Wasser erwärmt wird. Über das gezielte Mischen von Kalt- und Warmwasser kann die Temperatur des Wassers eingestellt werden. Dabei werden Temperatur und Feuchte der Luft und Wassertemperatur an Ein- und Ausgängen erfasst. Zusätzlich werden die Volumenströme beider Ströme erfasst. Abbildung 5 zeigt ein Foto des Versuchsaufbaus (links), und die offene Blasensäule im Betrieb mit voll ausgebildeter Blasenschicht (rechts).

So wird zunächst bei konstantem Volumenstrom von Wasser (50 L/h) und Druckluft (6 m³/h) die Wassertemperatur variiert und die Erwärmung der Druckluft gemessen. Abbildung 7 zeigt die durch den Wärmeübergang zwischen Wasser und Luft verursachte Temperaturdifferenz von Wasser und Luft in Abhängigkeit der Wassertemperatur. Wie deutlich erkennbar erwärmt sich der Luftstrom durch das warme Wasser während sich dieses abkühlt.

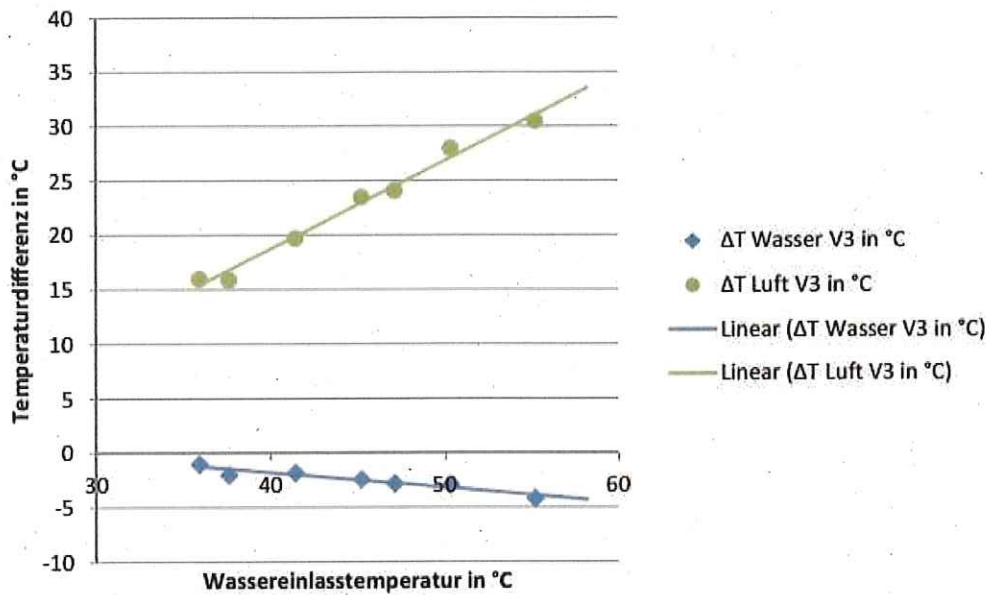


Abbildung 7: Temperaturdifferenz zwischen Einlass und Auslass von Wasser und Luft in Abhängigkeit von der Wassertemperatur bei einem Luftvolumenstrom von 6 m³/h

Abbildung 6 zeigt die Temperaturen von Wasser und Luft am Ausgang der Blasensäule in Abhängigkeit von dem Luftvolumenstrom bei einer konstanten Wassertemperatur von etwa 56 °C am Eingang. An dieser Stelle muss darauf hingewiesen werden, dass ab einem Volumenstrom von etwa 3.5 m³/h ein teilweise durchregnen nicht verhindert werden kann. Die Messergebnisse für Volumenströme größer 4m³/h zeigen deutlich, dass die Auslasstemperatur von Luftstrom und Wasser ähnlich sind und beide Ausgangstemperaturen mit zunehmendem Luftvolumenstrom (Wärmeabfuhr) abnehmen, was auf einen guten Wärmeübergang schließen lässt.

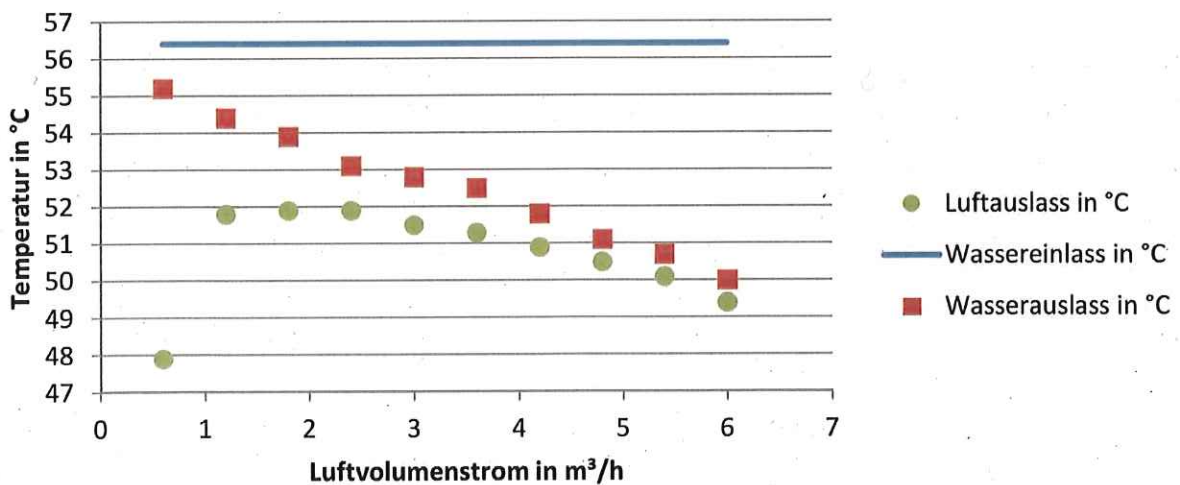


Abbildung 6: Absolute Temperatur von Wasser und Luft in Abhängigkeit vom Luftvolumenstrom

2.3.2 Technikums Aufbau mit definierter Vorkonditionierung von Luft

Zur Untersuchung der Blasensäule im Technikumskontext wird eine Anlage zur definierten Vorkonditionierung feuchter Luft aufgebaut. Mit dem Versuchsaufbau werden Messungen durchgeführt um Daten zur Auswertung des Wärmeübergangs zu generieren. Bei der Auslegung der Anlage sind die erforderlichen Prozessparameter wie Temperatur ϑ , Feuchtigkeit ϕ , Druck p , Volumenströme V' und Gasgeschwindigkeit u zu berücksichtigen.

Die Versuchsanlage zur Konditionierung von Luft ist in Abbildung 8 zu sehen. Die Anlage wird mit Druckluft aus der Druckluftleitung und Satttdampf des Dampfautomaten (Certuss E38) (Abbildung 9) versorgt. Verbunden sind die einzelnen Komponenten durch Edelstahlrohre und Dampfschläuche zum Transport der Luft und des Dampfes, sowie PVC-Schlauch zum Transport von Wasser. Die Rohre und Schläuche sind mit alukaschierter Glaswolle isoliert. Die Luft wird über die hausinterne Druckluftleitung bereitgestellt und kann

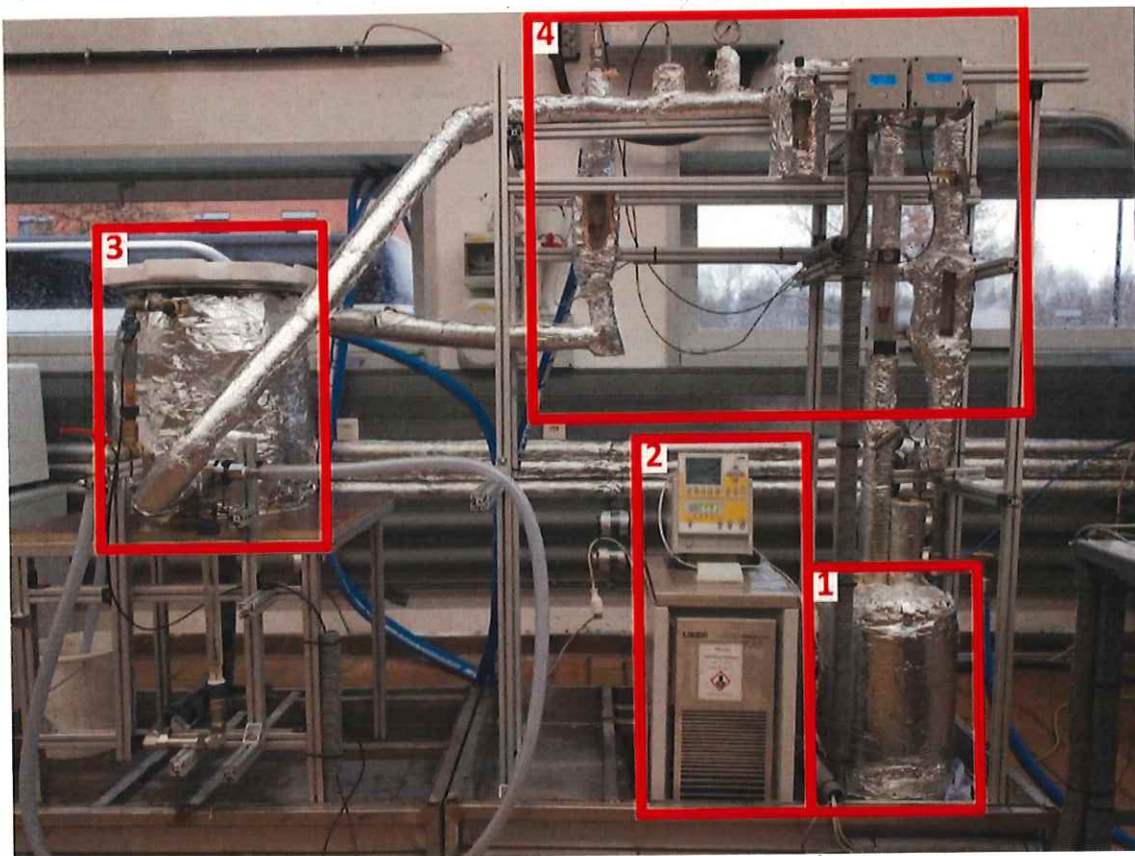


Abbildung 8: Aufbau der Versuchsanlage zur Konditionierung von Luft bestehend aus: einem Rohrschlangen-Wärmeübertrager (1), einer Temperiereinheit (Lauda PRO RP845) (2), einer Blasensäule (3) einer Messeinheit (4) bestehend aus mehreren Rotametern, Manometern, Feuchte- und Temperatursensoren sowie mehreren Nadelventilen

über den in der Druckluftleitung integrierten Druckminderer hinsichtlich des Drucks p eingestellt werden. Über einen Schlauch wird die Luft in die Anlage geleitet, wo sie zunächst den Rohrschlangen-Wärmeübertrager durchströmt. Dieser Wärmeübertrager arbeitet indirekt und verwendet eine Rohrschlange als Wärmeübertragungsfläche. Beim Passieren der Rohrschlange wird die Luft durch das die Rohrschlange umströmende Thermoöl erwärmt, welches mittels Temperiereinheit auf bis zu 180°C aufgeheizt und umgewälzt werden kann. Nach Verlassen des Wärmeübertragers wird der Volumenstrom der aufgewärmten Luft durch ein Nadelventil reguliert. Der Sattdampf wird durch einen Dampfautomaten bereitgestellt und über einen Dampfschlauch der Anlage zugeführt. Durch einen Druckminderer lässt sich der Druck des Dampfes gezielt reduzieren, während der Volumenstrom mittels Nadelventil eingestellt wird. In der Dampfleitung entstehendes Kondensat wird durch einen thermostatischen Kondensatableiter aus der Anlage geleitet. Die Befeuchtungsanlage und die Blasensäule sind in Abbildung 10 und Abbildung 11 als R&I-Fließschemata abgebildet.

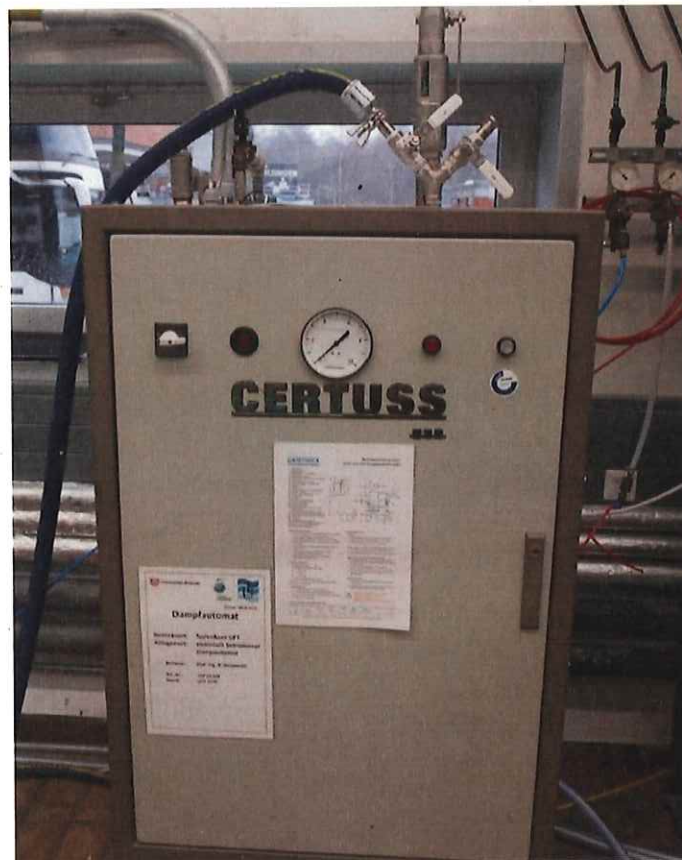


Abbildung 9: Dampfautomat Certuss E38

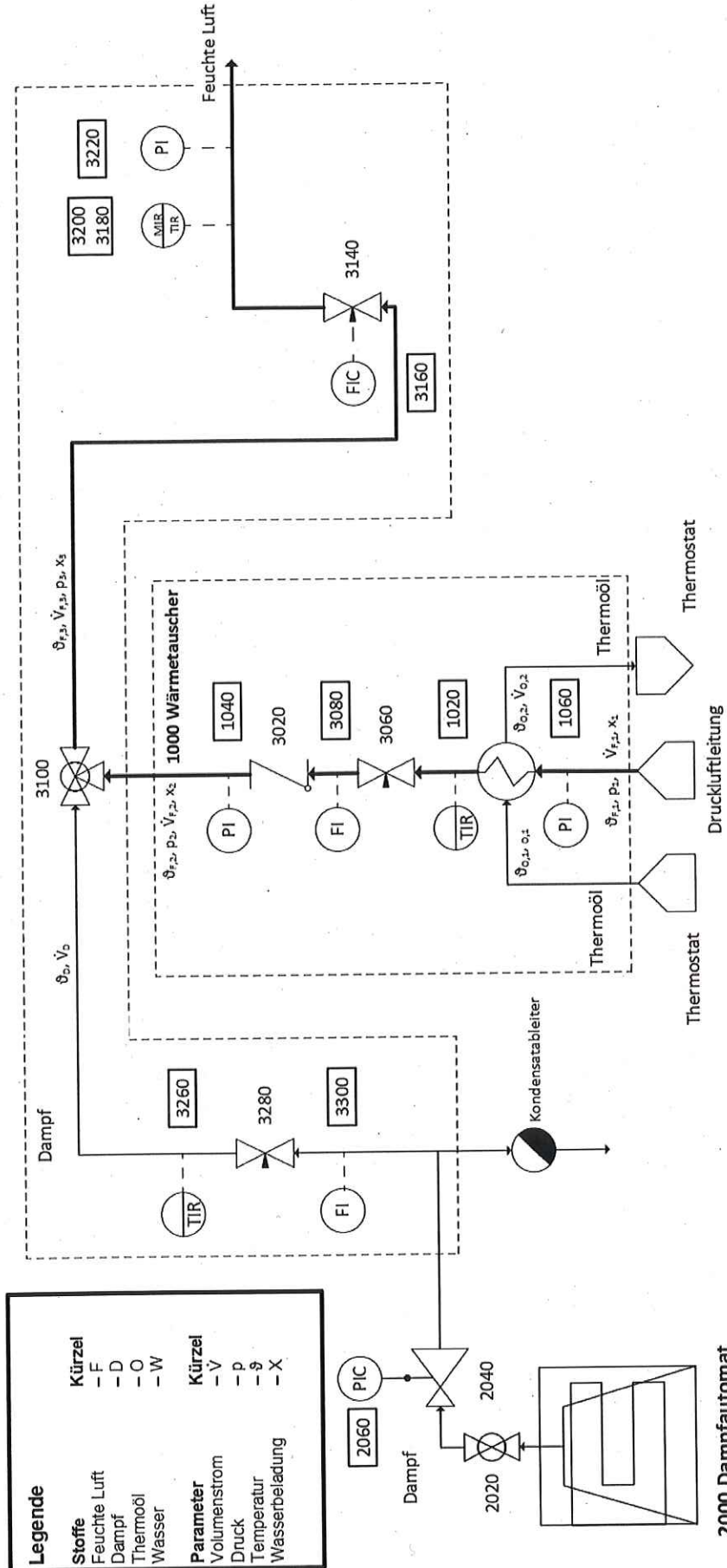


Abbildung 10: R-I-Fließschema Befeuchtungsanlage

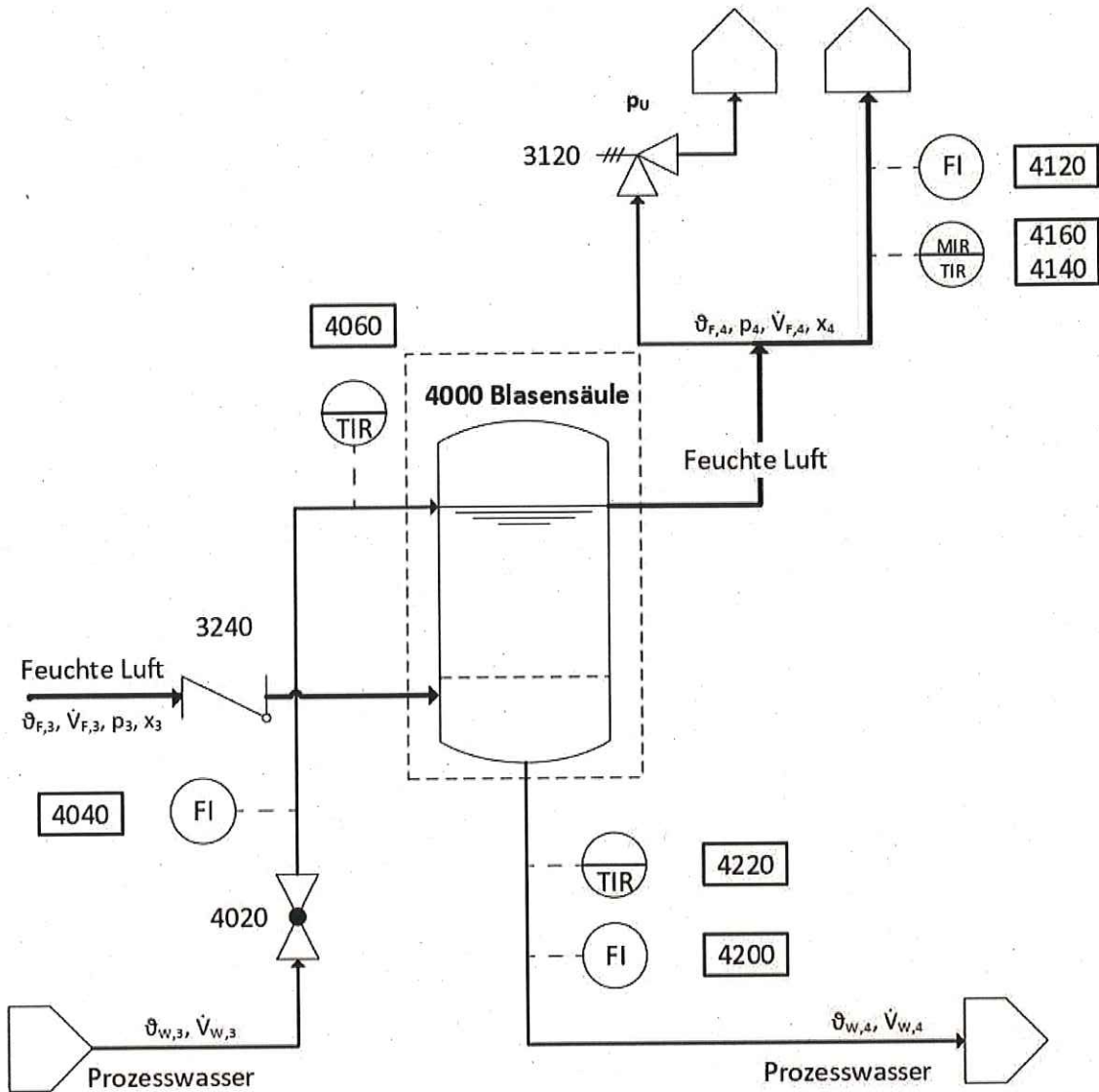


Abbildung 11: R-I-Fließschema Blasensäule

Die Anlage ist mit zwei kombinierten Temperatur- und Feuchtigkeitssensoren, drei Manometern, fünf Schwebekörperdurchflussmessern, sowie vier Thermoelementen ausgestattet. Die Temperaturen und Feuchtigkeiten werden mittels eines USB-gebundenen Analog-Digital-Wandlers Typ NI USB-6211 von National Instruments (Abbildung 4.6) ausgelesen und in der verwendeten Software LabView dargestellt. Um Störsignale durch die Stromversorgung der kombinierten Temperatur- und Feuchtigkeitssensoren zu minimieren werden für diese Sensoren geschirmte Kabel verwendet. Darüber hinaus misst der AD-Wandler die Spannung differentiell. Die Anzahl an analogen Sensoren ist aufgrund der am AD-Wandler vorhandenen Anzahl an analogen Kanäle auf acht Stück begrenzt.

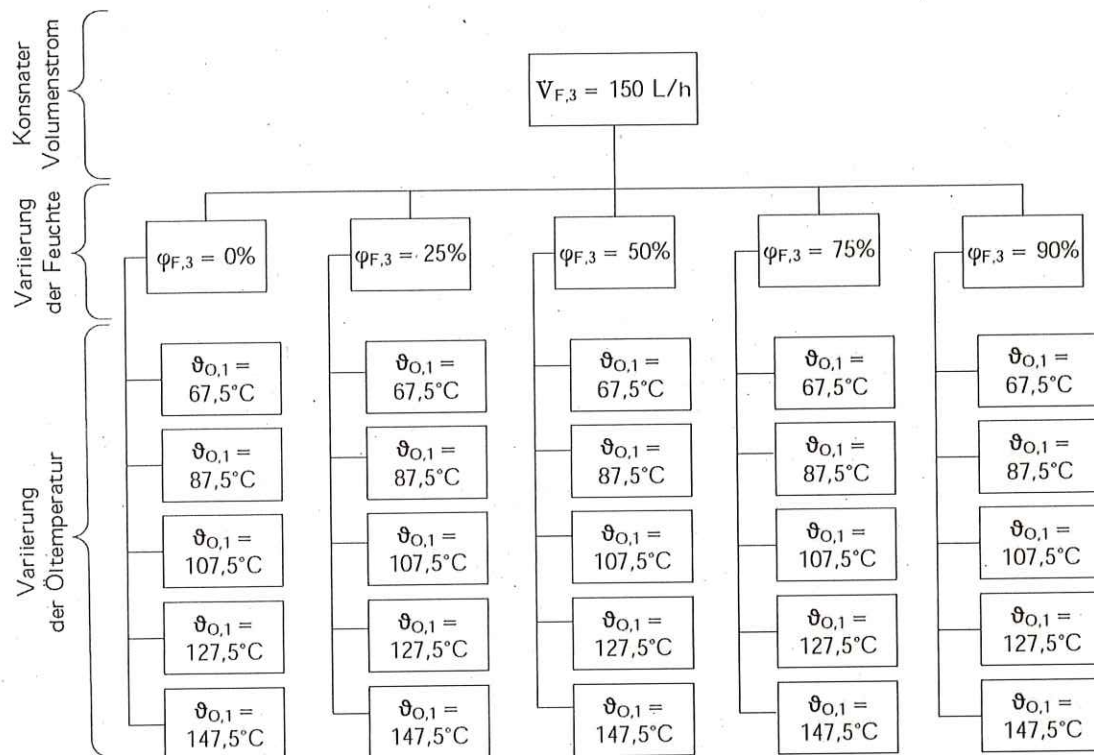


Abbildung 12: Versuchsplan mit mit konstantem Volumenstrom der feuchten Luft bei Messtelle 3 unmittelbar vor dem Eingang der Blasensäule. Variiert wird zunächst die relative Feuchtigkeit durch Zugabe von Dampf und anschließend die Öl-Temperatur der Temperiereinheit

2.3.3 Inbetriebnahme und Versuchsdurchführung im Technikum

Versuchsplan

Abbildung 12 zeigt den Versuchsplan mit dem dabei betrachteten Parameterraum. Die beiden steuerbaren Parameter sind die Temperatur des Thermoöls in der Temperiereinheit und die zugemischte Menge Dampf. Die Öltemperatur bestimmt die Temperatur der Luft am Ausgang des Wärmeübertragers $\vartheta_{F,2}$ sowie nach dem Mischen $\vartheta_{F,3}$. Die zugemischte Menge Dampf bestimmt die relative Luftfeuchtigkeit φ_3 . Die Temperatur des Thermoöls wird dabei in 20 °C-Schritten von 67,5 bis 147,5 °C variiert. Mit diesen Öltemperaturen werden am Eingang der Blasensäule Temperaturen der Luft von etwa 40 bis 90 °C gemessen. Der Volumenstrom wird für jede Messung auf 150 L/min eingestellt, der Wasservolumenstrom für jede Messung auf 45 L/h.

Durchführung

Zu Beginn wird als das Temperiergerät auf die gewünschte Temperatur eingestellt und eingeschaltet. Anschließend werden Druckluft- und Wasserzulauf über die dafür vorhandenen Ventile und Rotameter eingestellt und die Anlage mit der aufgewärmten Druckluft aufgeheizt. Nach Erreichen einer konstanten Lufttemperatur $\vartheta_{F,3}$ am Eingang der Blasensäule wird der Dampfautomat eingeschaltet und durch den Dampfschlauch der Anlage Dampf zugeführt. Mit dem Nadelventil in der Dampfleitung wird der Dampf der Luft beigemischt und zusammen mittels Feuchtesensor die Feuchtigkeit vor der Blasensäule eingestellt. Durch anfangs starke Fluktuationen in der Feuchtigkeit benötigt der Einstellprozess bis zu einer Stunde bis man eine konstante Feuchtigkeit und Temperatur erreicht. Währenddessen wird das LabView-Programm zur Messdatenaufzeichnung gestartet und die notwendigen manuell erfassten Betriebsparameter, wie Volumenströme und Drücke, eingetragen. Nachdem ein stationärer Zustand erreicht wurde, wird die Messung für mindestens eine halbe Stunde weiter fortgeführt.

Auswertung

Zur Berechnung der Wärmeströme und subsequent des Wärmeübergangs müssen als erstes die Massen- und Enthalpieströme bilanziert werden. Der Bilanzraum des Gesamtsystems umfasst die Blasensäule mit den beiden Phasen Feuchte Luft und Wasser

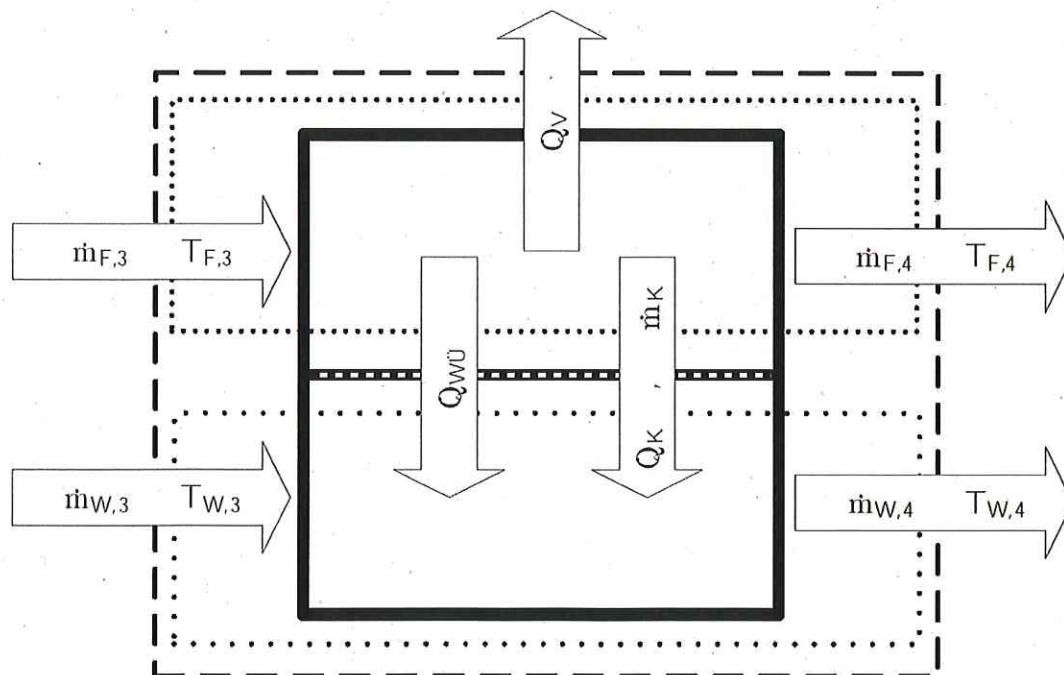


Abbildung 13: Schematische Darstellung des Bilanzraums der Blasensäule

als Teilsysteme (siehe Abbildung 13). Gesamt- und Teilsysteme werden getrennt für Masse und Enthalpie bilanziert. Entsprechend der Bezeichnung der Zustände in der Gesamtanlage werden in die Blasensäule eintretende Ströme im Folgenden mit 3 und austretende Ströme mit 4 bezeichnet.

Abbildung 14 zeigt den vom Wasser aufgenommenen Wärmestrom $\dot{Q}_{W,34}$ in Abhängigkeit des mittleren logarithmischen Temperaturgradienten T_m . Mit Zunahme von T_m steigt der Wärmestrom $\dot{Q}_{W,34}$ bei gleich bleibender Feuchtigkeit φ_3 , bis auf einen Ausreißer bei hohen Feuchtigkeiten (grüne Messreihe). Nach der allgemeinen Beschreibung des Wärmeübergangs bei Konvektion ist der mittlere Wärmestrom proportional zum mittleren logarithmischen Temperaturgradienten T_m . Dieser Zusammenhang ist im Graphen erkennbar.

Ebenfalls ist $\dot{Q}_{W,34}$ von der relativen Feuchtigkeit der eintretenden feuchten Luft abhängig, weil die Enthalpie dieser mit φ steigt und dadurch mehr Wärme ins System einträgt. Zu sehen ist dies an der mit φ größer werdenden Steigung von $\dot{Q}_{W,34}$.

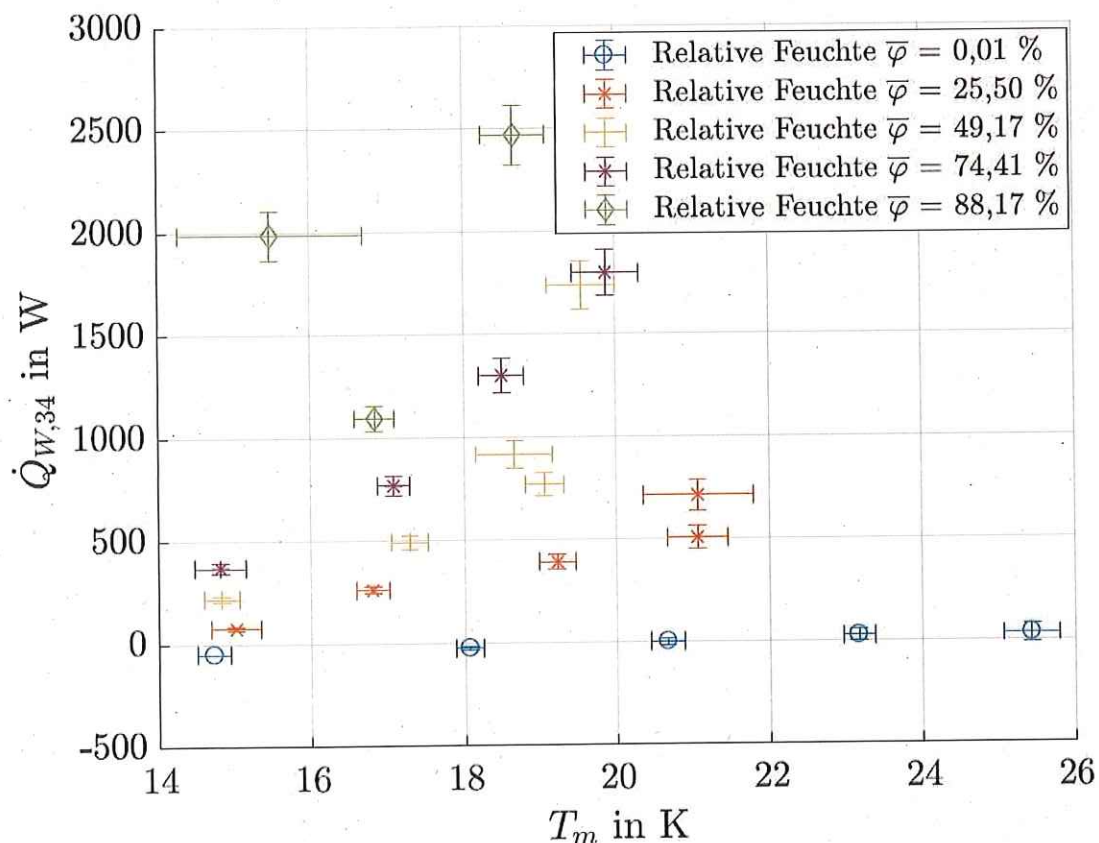


Abbildung 14: Vom Wasser aufgenommener Wärmestrom $\dot{Q}_{W,34}$ gegenüber dem mittleren logarithmischen Temperaturgradienten T_m für konstante Feuchtigkeiten

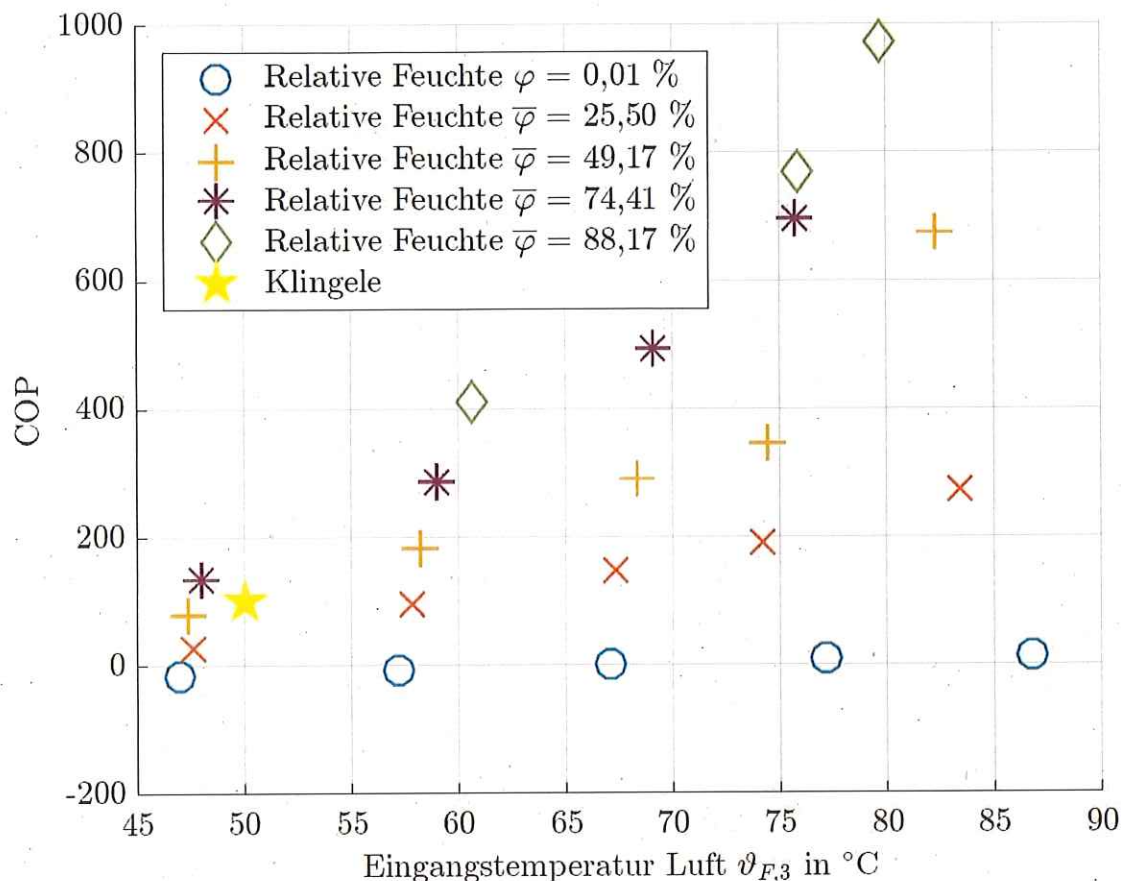


Abbildung 15: COP für unterschiedliche Eingangstemperaturen bei konstanter relativer Feuchtigkeit

Abbildung 15 zeigt den aus den Wasserwärmeströmen $\dot{Q}_{W,34}$ berechneten Coefficient Of Performance (engl., Abk. COP, dt. Leistungszahl) in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur $\vartheta_{F,3}$. Farblich gekennzeichnet sind die Punkte gleicher Feuchtigkeit einer Messreihe.

Der COP ist definiert als das Verhältnis von zurückgewonnener Wärmeenergie zu aufgewendeter elektrischer Energie [Bae12]. Der hier berechnete COP wurde nicht mit der aufgewendeten elektrischen Energie gebildet, sondern mit der durch Druckverluste im Lochboden und Wassersäule dissipierten Energie, sowie der kinetischen Energie der Strömung:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}}{\dot{E}_{\Delta p} + \dot{E}_{\text{kin}}}$$

Dieser COP muss in der tatsächlichen Anwendung noch mit dem Wirkungsgrad der Fluidenergiemaschine korrigiert werden. Der voraussichtliche COP bei den Papierwerken Klingele beträgt 100.

2.4 Prozessintegration

2.4.1 Untersuchungsgebiet

Im Rahmen dieses Projekts sollte ferner die Frage beantwortet werden, ob das Blasensäulen-Wärmetauschersystem auch unter veränderten Bedingungen in einem industriellen Produktionsprozess funktionsfähig ist.

Die Produktion der Wellpappe bei Klingele ist nach Standards der Lebensmittelsicherheit zertifiziert (GMP, IFS Food, ISO 22000) und wird in einer 6.40 m hohen Stahlbetonhalle mit Stahltrapezblechdach durchgeführt. Im Dachbereich befindet sich zum Teil eine flächige Verglasung. Bedingt durch diese Bauweise findet eine merkliche Aufwärmung bzw. Abkühlung des Versuchsfeldes je nach Wetterlage statt. Innerhalb der Produktionshalle ist eine ca. 80 m lange und 5 m breite Wellpappenanlage der Firma BHS Corrugated Maschinen- und Anlagenbau GmbH aufgestellt.

Der aus verfahrenstechnischer Sicht letzte Teil der Anlage, die sogenannte Zug- und Heizpartie (ZHP), produziert einen Großteil der feuchten Niedertemperaturabwärme und soll daher näher betrachtet werden (vgl. Abbildung 16).

Die Zug- und Heizpartie ist eines der längsten Teile der Anlage, sie besteht aus zwei Bereichen. Zum einen aus der Heizpartie, hier werden die Papierbahnen miteinander verklebt. Dabei werden die einzelnen Bahnen über dampfbeheizte Heizplatten gezogen und gleichzeitig von oben durch Walzen angedrückt. Dadurch kann die Hitze in das Material



Abbildung 16: Zug- und Heizpartie mit Isolationsvorhang im Wellpappenwerk Delmenhorst

eindringen und den Klebstoff trocknen sowie Feuchtigkeit verdampfen, was der Pappe zusätzliche Festigkeit verleiht. Zum anderen besteht die Anlage aus der Zugpartie, diese dient lediglich der Beförderung der Pappe.

Im Wellpappenwerk Delmenhorst wurde die ZHP zusätzlich mit einem Isolationsvorhang versehen, um die warme, feuchte Abluft nicht ungehindert in die Produktionshalle entweichen zu lassen (vgl. Abbildung 17). Um die Temperatur sowie Luftfeuchtigkeit im Werk weiter zu senken und somit die Arbeitsbedingungen der Mitarbeiter zu verbessern wurde die vollständige Abdeckung der Anlage diskutiert. Dies wurde allerdings aus mehreren Gründen, die eine Funktion der Zug- und Heizpartie gefährdet hätten, verworfen. Einerseits waren die genauen thermodynamischen Vorgänge nicht bekannt, auch die Herstellerfirma der Wellpappenanlage BHS Corrugated Maschinen- und Anlagenbau GmbH konnte keine Auskunft geben, inwiefern eine Einhausung die Trocknung der Wellpappe beeinflussen könnte. Zudem muss die Anlage stets schnell für Wartungsarbeiten und bei eventuellen Abrissen in der Papierbahn zugänglich sein; auch eine permanente Kameraüberwachung wird benötigt.

Auf der WPA werden unterschiedliche Arten von Wellpappe hergestellt, wobei diese einen Einfluss auf die gefahrenen Parameter der Anlage haben. Je nach Art der Wellpappe werden die Heizplatten mit 150–180 °C heißem Dampf bei 3–8 bar beschickt. Auch die



Abbildung 17: Ansicht der Heizpartie hinter dem Isolationsvorhang

Feuchtigkeit in den Papierbahnen, welche durch die Hitze verdampft und an die Umgebung abgegeben wird, variiert. Zusätzlich entsteht bei der Produktion der Wellpappe feinsten Papierstaub, welcher sich in der Abluft anreichert.

Auch die Umgebungstemperatur der Produktionshalle wird durch den Produktionsbetrieb und die WPA aufgeheizt. Vor allem in den Sommermonaten, wenn die Produktionshalle durch zusätzliche Sonneneinstrahlung erhitzt wird, kann die Umgebungstemperatur auf 40 °C ansteigen. In den Wintermonaten hingegen sinkt die Umgebungstemperatur, bedingt durch eine schlechte Isolierung der Halle, trotz Produktionsbetrieb auf bis zu 20 °C ab.

Im Betrieb der Wellpappenanlage wird warmes Wasser an drei Stellen benötigt: Zur Herstellung des Leims, der in Pulverform auf Stärkebasis angeliefert und etwa 20 m von der Wellpappenanlage entfernt mit Wasser bei einer Temperatur von 35 °C zubereitet wird, zur Befeuchtung der Papierbahnen und zur Beheizung.

Die Beheizung des Delmenhorster Werkes wird quasi ausschließlich durch Heißdampf realisiert. Dies bezieht sich sowohl auf die gesamte Wellpappenanlage als auch auf die Heizung der Produktionshallen und Büros als auch auf die Erwärmung von Wasser für die Leimproduktion. In der WPA wird die Heizung dabei durch hohle Walzen und Heizkörper realisiert, die bei Drücken von bis zu 10 bar von Heißdampf durchströmt werden. Insgesamt wird dabei für die Wellpappenanlage ein Dampfverbrauch von etwa 6330 kg/h erreicht, wobei für die Zug- und Heizpartie mit etwa 1750 kg/h der größte Verbrauch besteht. Hieraus ergab sich der Ansatz, das erwärmte Wasser in den Dampfkessel einzuspeisen und somit eine Einsparung der benötigten Kesselleistung zu erreichen. Dies kann allerdings aus zwei Gründen nicht realisiert werden. Einerseits ist der Druckkessel für die Dampfproduktion aus Sicherheitsgründen nicht in der Produktionshalle platziert, sondern befindet sich in einem separaten Kesselhaus in etwa 100 m Entfernung. Dies bedeutet einen erheblichen Investitionsaufwand für Rohrleitungen zum Transport des erwärmten Wassers als auch große Wärmeverluste durch die lange Transportstrecke. Allerdings ist bereits rein sicherheitstechnisch gesehen der Einsatz von potentiell verunreinigtem Wasser im Dampfkessel nicht möglich. Das für den Dampfkessel vorgesehene Nutzwasser durchläuft vor dem Eintritt mehrere Anlagen zur Konditionierung und Entgasung, die eine sichere Verdampfung erst ermöglichen. Ein Zugeben möglicherweise mit Papierstaub belasteten Wassers ist dabei nicht zulässig.

Als weitere mögliche Wärmesenken ergeben sich somit die Leimherstellung sowie die Befeuchtung der Papierbahnen. Es wäre allerdings in weiteren Versuchen zu überprüfen, inwiefern möglicherweise im erwärmten Wasser transportierter Papierstaub die

Eigenschaften des Leims beeinflusst beziehungsweise ob durch Staubpartikel ein Verstopfen der Sprühdüsen zur Papierbefeuchtung auftreten kann. Generell könnte also durch den Einbau eines Direktkondensators eine Kosteneinsparung durch eine Verringerung des Heißdampfbedarfes ermöglicht werden.

Die Positionierung der Blasensäule soll in unmittelbarer Nähe zur Heizpartie erfolgen, um lange Transportwege der Abluft und somit eine potenzielle Abkühlung, aber auch Kosten für Rohrleitungen, zu minimieren. Um trotzdem einen möglichst störungsfreien Betriebsablauf für die weitere Produktion gewährleisten zu können, soll das Blasensäulen-Wärmeübertragungssystem neben der Steuerungseinheit der WPA verbaut werden (vgl. Abbildung 18). Diese befindet sich ca. 4 m von der Mitte der Heizpartie entfernt. Durch diese Positionierung könnte das System auf relativ kurzem Wege mit warmer, feuchter Abluft der Heizpartie, Brauchwasser und Strom versorgt werden, wäre leicht zugänglich für Änderungen, würde aber den Betriebsablauf nicht stören. Wie bereits beschrieben, wird der Direktkondensator zum Funktionsbeweis zunächst nur mit einer Stufe getestet.

Vorhergehende Messungen haben für die warme, feuchte Abluft oberhalb der Heizpartie eine Temperatur von $49,9\text{ °C}$ und eine relative Luftfeuchtigkeit von $0,6$ ergeben, bei Versuchsdurchführung konnte jedoch eine Ablufttemperatur von 42 bis 46 °C gemessen werden. Die Brauchwassertemperatur wurde im Bereich von 8 bis 15 °C eingeschätzt, bei

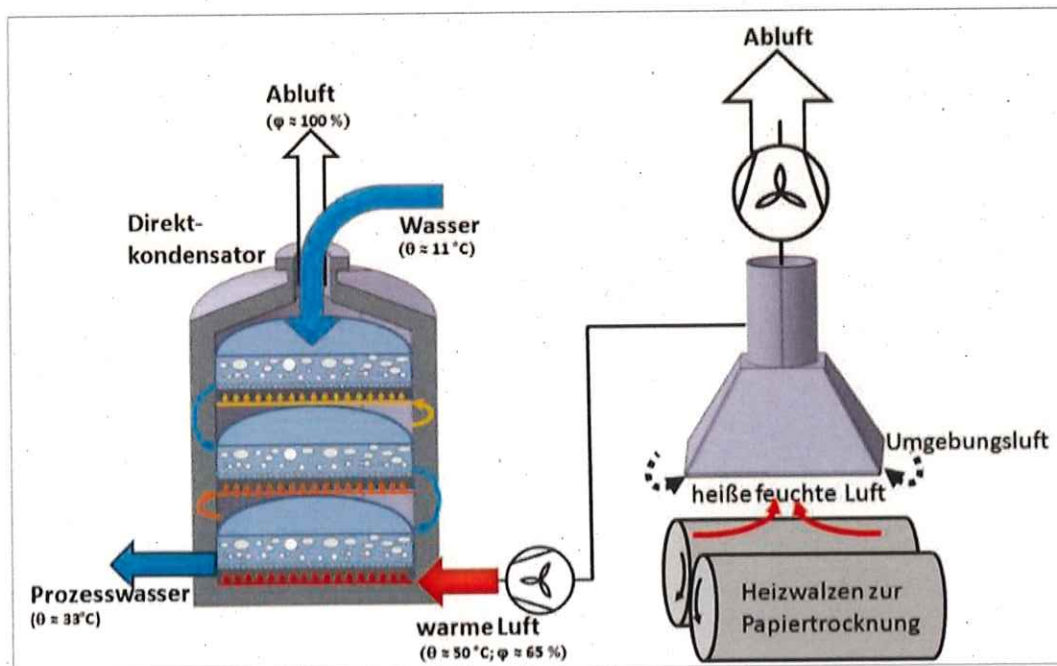


Abbildung 18: Schema des Direktkondensators in der Produktion

Versuchsdurchführung konnte jedoch eine Wassertemperatur von 24 bis 26 °C gemessen werden.

Durch die hier beschriebenen Gegebenheiten des Feldes ergeben sich Herausforderungen, welche bei der Ergebnisauswertung mitberücksichtigt werden müssen. Durch die Verunreinigung der Abluft mit Papierstaub wird eine Auswirkung auf das Blasensäulen-Wärmeübertragungssystem überprüft werden müssen. Die Abluft wird sich durch den Transport bis zur Blasensäule abkühlen und eventuell auskondensieren. Durch die variierenden Bedingungen bei der Wellpappenproduktion werden die Temperatur und Luftfeuchtigkeit der Abluft Schwankungen unterliegen. Die Schwankungen der Umgebungstemperatur, bedingt durch die Produktionsparameter sowie den vorherrschenden Außentemperaturen, werden sich auf die Verluste beim Transport der Abluft und im Wärmeübertragungssystem selbst auswirken. Zuletzt müssen noch die Mitarbeiter der Klingele Papierwerke GmbH berücksichtigt werden, welche die Produktionsanlage führen. Durch Papierstau oder andere Fehler sind sie gezwungen, einen Produktionsstopp hervorzurufen. Dies geschieht unvorhersehbar und konnte dazu führen, dass ein Versuch an der Blasensäule wiederholt werden musste.

Als letzter Punkt sind noch die bewusst veränderbaren Parameter zu benennen, welche einen Einfluss auf die Wärmerückgewinnung der Blasensäule haben. Diese Parameter sollen genutzt werden, um den optimalen Betriebspunkt im genannten Versuchsfeld zu ermitteln. Die veränderbaren Parameter umfassen den Volumenstrom der Abluft und den Volumenstrom des Brauchwassers. Die Variation dieser beiden Parameter kann gezielt durch einen Kugelhahn am Wassereintritt der Blasensäule und durch ein Nadelventil am Abluftaustritt eingestellt werden.

2.4.2 Aufbau und Prozessintegration

Um die anfallende Abluft oberhalb der Heizpartie abtransportieren zu können, werden entsprechende Rohrleitungen und eine Fluidenergiemaschine benötigt. Diese Peripherie unterliegt gewissen Anforderungen, welche zum Teil durch Klingele und die Gegebenheiten vor Ort und zum Teil durch die Versuchsergebnisse der vorhergehenden Projektarbeit bedingt sind.

Die Anforderungen an die Fluidenergiemaschine zur Ansaugung der Abluft können der folgenden Tabelle entnommen werden:

Tabelle 1: Anforderungen die Fluidenergiemaschine für den Betrieb der Testanlage.

Mindestdruck [mbar]	200
Mindestvolumenstrom [L/min]	150
Beständigkeit Temperatur [°C]	49,9
Beständigkeit rel. Luftfeuchtigkeit [-]	0,6
Sonstiges	Ölfrei
	Regelbar

Dabei stammen die Werte für Temperatur und Luftfeuchtigkeit aus den Messungen oberhalb der Heizpartie und die Werte für Druck und Volumenstrom aus bisherigen Versuchsreihen im Technikum (s. oben). Druck und Volumenstrom wurden mit einem Sicherheitszuschlag von ca. 50 % versehen, da noch nicht abgesehen werden konnte, welche Bedingungen bei dem veränderten Versuchsaufbau im Feld zu erwarten sein würden. Außerdem sollte die Fluidenergiemaschine ölfrei laufen, da alle im Wellpappenwerk Delmenhorst eingesetzten Apparate den Bedingungen der Lebensmittelzertifizierung entsprechen müssen. Die Anforderung, den Volumenstrom regeln zu können, ergibt sich aus der Versuchsplanung. In einem ersten Ansatz sollte ein Ventilator oder Kompressor, welcher die entsprechenden Anforderungen erfüllt, angeschafft werden. Die Erfüllung dieser Anforderungen gestaltete sich jedoch als durchaus schwierig, da die meisten Ventilatoren zwar einen entsprechenden Volumenstrom erzeugen können, jedoch nicht einen so hohen Druck aufbauen. Handelsübliche Kompressoren hingegen könnten einen entsprechenden Druck aufbauen, jedoch nicht den gewünschten Volumenstrom fördern. Ein überdimensionierter Kompressor (sehr viel mehr Druck und sehr viel mehr Volumenstrom) kam aus wirtschaftlichen und umwelttechnischen Gründen nicht in Frage.

Nach einem Vergleich einer Vielzahl unterschiedlichster Kompressoren mit verschiedensten Anwendungsgebieten, konnte die Luftpumpe Hiblow HP-200 zur Gartenteichbelüftung zumindest einem Großteil der Anforderungen gerecht werden. Hier konnte allerdings die Temperaturbeständigkeit von mindestens 49,9 °C nicht gewährleistet werden. Durch die Fluidenergiemaschine kann es außerdem zu einem erwärmen des Fluids durch Abwärme kommen und der Versuch verfälscht werden.

Deshalb wurde noch als weitere Möglichkeit in Betracht gezogen, die Ansaugung der Abluft oberhalb der Heizpartie zu ermöglichen. Dabei sollte eine Vakuumpumpe auf der Seite des Luftaustritts an der Blasensäule verbaut werden. Bei dieser Variante würde nur Abluft mit



Abbildung 19: Verwendete Isoliermatte und Rohrisolierung

der Fluidenergiemaschine in Berührung kommen, welche bereits durch die Wärmeübertragung in der Blasensäule abgekühlt wurde. Eine entsprechende Vakuumpumpe, welche den genannten Anforderungen entspricht (vgl. Tabelle 1), ist die Drehschieber-Vakuumpumpe des Herstellers Gardner Denver (vgl. Anhang A).

Um einen möglichst geringen Wärmeverlust an die Umgebung verzeichnen zu können, sollten Rohrleitungen und Blasensäule entsprechend gedämmt werden können. Hierfür wurden eine individuell zuschneidbare Isoliermatte aus Kautschuk und standardisierte Rohrisolierungen aus Polyethylen eingesetzt (vgl. Abbildung 19).

Für einen möglichst kompakten und mobilen Versuchsstand, welcher bei Bedarf verfahren werden kann, sollte das gesamte Wärmeübertragungssystem in einer Art Maschinenkabine verbaut werden. Hierfür wurden Aluminium-Profile der Marke Item, Eckverbindungen, Holzplatten und Rollen gekauft und zu einem rechteckigen Versuchsstand verbaut (vgl. Abbildung 20 links). Um eine Einschätzung über die Höhe der Wassersäule innerhalb der Blasensäule vornehmen zu können, wurde eine Deckenplatte aus Polymethylmethacrylat (Acrylglas/Plexiglas) gefertigt. Die Deckenplatte sollte passgenau abschließen, um keine Nebenluft zu ziehen.

Der Aufbau des Wärmeübertragungssystems neben der ZHP ist in Abbildung 20 dargestellt. Der linke Teil der Abbildung zeigt den Aufbau des einstufigen Direkt-Wärmeübertragers (ENERGYZER) inklusive installierter Messtechnik und Rohrleitungen. Der rechte Teil zeigt hingegen die Rohrverbindungen zwischen ZHP und ENERGYZER.

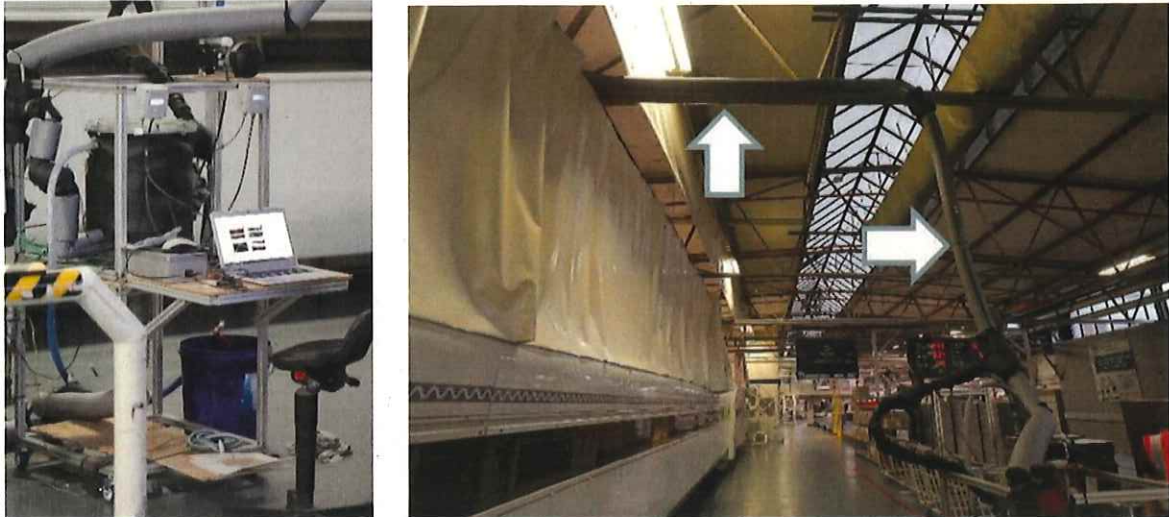


Abbildung 20: Links: Aufbau des Wärmeübertragungssystems mit Messlaptop und isolierten Rohrleitungen neben der ZHP. Rechts: Isolierte Abluftleitung von der ZHP zum Wärmeübertrager

2.4.3 Erprobung und Analyse

Der bei der Firma Klingele aufgebaute Wärmeübertrager wurde im laufenden Betrieb der ZHP erprobt. Dabei sollte mit Hilfe des größtmöglich messbaren Volumenstroms die maximale Leistungsfähigkeit vor Ort überprüft werden. Der Test wurde mit einem Wasservolumenstrom von 60 L h^{-1} und einem Luftvolumenstrom von 140 L h^{-1} durchgeführt. In Abbildung 21 sind die Lufttemperaturen an der Abluftentnahme über der ZHP sowie der Eingangs- und Ausgangstemperaturen des ENERGYZERs über einen Zeitraum von ca. 3,5

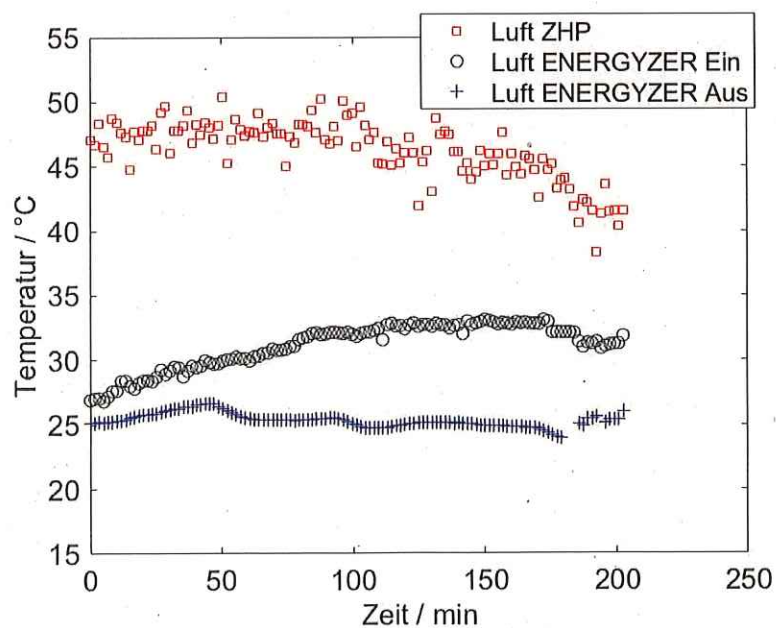


Abbildung 21: Prozessabluft: zeitliche Temperaturverläufe

Stunden dargestellt. Die ersten zwei Stunden wurde die ZHP konstant betrieben. Danach kam es zu unregelmäßigen Unterbrechungen bzw. Stillständen der Anlage, was logischerweise ein Absinken der Ansaugtemperatur über der ZHP zur Folge hat. Das unregelmäßige Abschalten ist alltäglich und im „Reallabor“ nicht zu vermeiden. Gerade hierdurch werden aber die „idealen“ Labor- bzw. Technikumsbedingungen der vorangegangenen Versuche noch stärker deutlich. Trotzdem wurden Temperaturen im Bereich zwischen 45-50°C gemessen. Es ist ebenfalls zu sehen, dass die Einlasstemperatur der LUFT am Blasen-Wärmetauscher bis auf knapp 35°C nach 120min ansteigt. Die Anlage benötigt demnach einen gewisse Anlauf- bzw. Aufheizphase um einen stationären Zustand zu erreichen. Dies ist mit der hohen Wärmekapazität der verbauten Schläuche und Armaturen zu rechtfertigen. Obwohl Energie zwischen ZHP und ENERGYZER dissipiert und ca. 10°C weniger am Wärmeübertrager Eingang gemessen werden, erreicht dennoch ein im Gegensatz zur Raumtemperatur deutlich erhöhter Luftstrom den ENERGYZER. Eventuell könnte eine verbesserte Wärmedämmung die Temperatur am ENERGYZER erhöhen. Die Kaltwasserleitung in der Produktionshalle mit der ZHP und dem ENERGYZER verläuft ungünstigerweise direkt an der Hallendecke über der ZHP entlang. Somit hat das Wasser nicht die Netztemperatur (ca. 7-11°C) sondern ca. 24-25°C. Hiermit sinkt die nutzbare Temperaturdifferenz signifikant. Die Wassertemperaturen sowie die Temperatur der Umgebungsluft während des Versuches sind in Abbildung 22 dargestellt. Es ist klar zu erkennen, dass die Wasserausgangstemperatur in den ersten 120 min ein wenig (ca. 2°C)

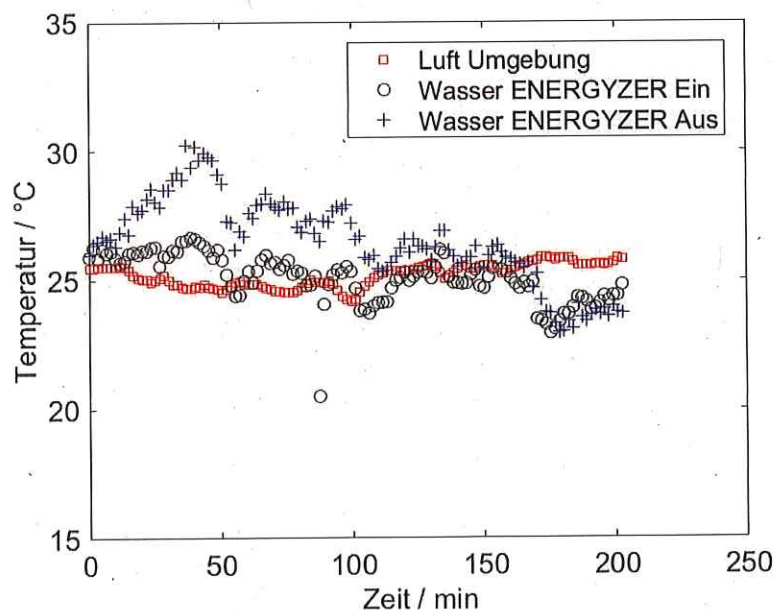


Abbildung 22: Gemessene Wasser- sowie Umgebungstemperaturen aufgetragen über die Zeit

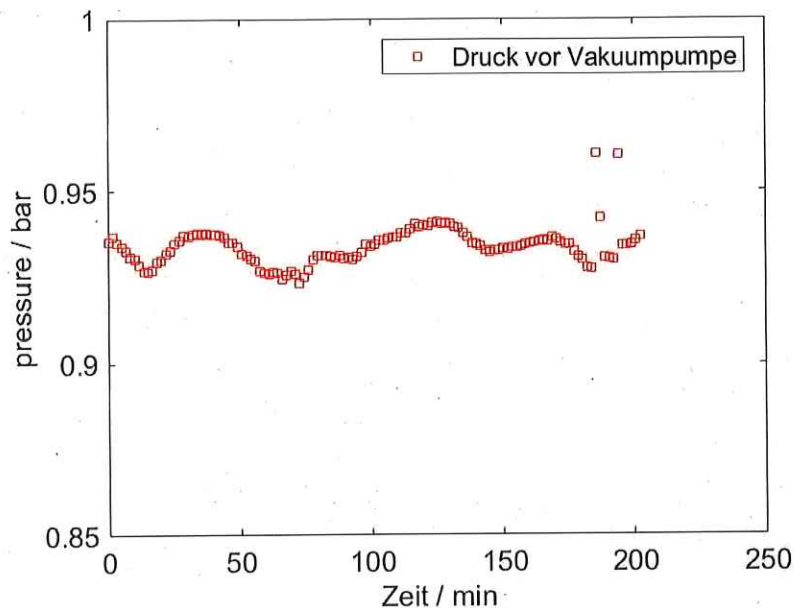


Abbildung 23: Gemessener Druck unmittelbar vor der Vakuumpumpe

über der Wassereinlasstemperatur liegt. Die Umgebungstemperatur liegt allerdings auch um die 25°C. Daher kann nicht ausgeschlossen werden, dass es zu Wärmeaustausch zwischen der Umgebungsluft und dem ENERGYZER kommt und Messungen dadurch verfälscht sind. Bei den gegebenen Bedingungen (Luft- und Wassertemperaturen) scheint ein Betrieb des EBERGYZERs nicht sinnvoll. Trotzdem ist sein Potential erkennbar.

Der Druckverlust zwischen Abluftansaugung und Vakuumpumpe beträgt weniger als 100 mbar (vgl. Abbildung 23). Das deutet daraufhin, dass der ENERGYZER auch mit einer deutlichen weniger leistungsstarken Fluidenergiemaschine hätte betrieben werden können. Denkbar wäre zum Beispiel ein handelsüblicher Badezimmerlüfter. Hiermit könnte man in Folgeprojekten die Investitionskosten deutlich senken.

Darüber hinaus ergab sich aus den Feldversuchen ein weiteres überraschendes Ergebnis: Das verwendete Kaltwasser wurde über Rohrleitungen an der Decke der Halle zur Blasensäule geführt. Dies führt dazu, dass sich das etwa 10 °C kalte Wasser auf diesem Weg bereits auf ca. 26 °C erwärmt. Offenbar reicht eine gezielte Führung der Rohrleitungen innerhalb der Produktionshalle aus, um eine signifikante Erwärmung des Prozesswassers zu gewährleisten.

Niedertemperaturwärme liegt in nahezu allen energierelevanten Industriezweigen vor. Als Beispiel wurde hier ein Betrieb der Papierindustrie betrachtet. Das Wellpappenwerk der Klingele Papierwerke GmbH & Co. KG am Standort Delmenhorst hat eine jährliche Kapazität von 74.000 t Wellpappen. Der Wasserbedarf für Wasser mit einer Temperatur von

30 °C liegt bei 20 m³/Tag. Bei 250 Arbeitstagen ergibt sich ein Jahresbedarf von 5000 m³. Dieses Wasser wird bisher durch die Erwärmung des Frischwassers mit Primärenergie erzeugt. Die benötigte Energie zum Erwärmen des Wassers liegt bei 120 MWh/Jahr an Erdgas. Hinzu kommt ein Dampfbedarf von 4600 MWh/a, der durch zusätzliches Warmwasser wahrscheinlich halbiert werden könnte. Damit ergibt sich ein theoretisches Einsparpotenzial an Erdgas von ca. 2400 MWh/a. Verbunden damit wären jährliche CO₂-Emissionen von ca. 480 t. Diese CO₂-Emission kann durch die Nutzung der Abluftwärme potenziell vermieden werden. Bezogen auf die Produktion von Papier, Karton und Pappe von 22.535.000 t in Deutschland (für das Jahr 2014 [Ver12]) ergibt sich ein abgeschätztes Potenzial zur jährlichen Reduzierung der CO₂-Emission in der deutschen Papierindustrie von ca. 150.000 t CO₂.

2.4.4 Potentialanalyse

Im Dach über der Wellpappenanlage der Fa. Klingele befinden sich Ventilatoren, die die warme, feuchte Luft nach außen befördern. Wie ermittelt ergibt sich für einen solchen Ventilator ein Volumenstrom von 13.700 m³/h bei 50 °C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 60 %.

Geht man nunmehr davon aus, dass diese feuchte Luft vollständig eingefangen und einer Blasensäule zugeführt werden kann und dass kaltes Wasser mit 11 °C aus der Leitung kommt kann eine hypothetische Potentialanalyse aufgestellt werden. Weitere Annahmen, die getroffen werden, sind:

1. Für die gesamte rückgewinnbare Niedertemperaturwärme ist im Gesamtprozess auch ein Bedarf auf dem erreichbaren Temperaturniveau vorhanden.
2. Die Austrittstemperatur der Luft $\vartheta_{F,2}$ liegt 2 °C über der Austrittstemperatur des Wassers $\vartheta_{W,2}$. Diese Annahme beruht auf den Beobachtungen während der Experimente im Technikum.
3. Die Austrittsfeuchtigkeit der Luft φ_2 entspricht der Sättigungsfeuchte φ_s von 100 %. Diese Annahme beruht auf den Beobachtungen während der Experimente im Technikum.
4. Für den Wärmeübergangskoeffizient α wird der Wert von 44 W m⁻² K⁻¹ verwendet. Dieser Wert ist der für die gegebene Eintrittstemperatur ϑ_1 von 50 °C und Eintrittsfeuchte φ_1 von 60 % nächste Wert aus den Experimenten.
5. Der Behälterdurchmesser D der Blasensäule wird auf 1 m gesetzt.
6. Für die grobe Kostenabschätzung wird mit einem Degressionskoeffizient a von 0,6 gerechnet [Wag09].

7. Für die volumenspezifische Phasengrenzfläche a_v wird der Wert der Technikumsanlage von $125 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$ verwendet und um den Blasensäulendurchmesser D korrigiert.
8. Die Stufen werden parallel betrieben. Im Best-Case Szenario ist $n = 3$.
9. Die Materialkosten der Technikumsanlage für drei Stufen werden mit EUR 2.000 abgeschätzt.
10. Für die jährlichen Betriebsstunden wird mit 7.200 h a^{-1} gerechnet.
11. Wärmeverluste werden vernachlässigt.
12. Die zurückgewonnene Wärme kann ohne Verluste verwendet werden. Eine weitere Aufbereitung ist nicht notwendig.
13. Eingebraachte Energie für Pumpen und Kompressoren wird vernachlässigt.

Die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Wärmerückgewinnung erfolgt anhand der statischen Amortisationsrechnung.

Die Anschaffungskosten der Blasensäule machen den Großteil der Investitionskosten I_0 aus. Die eingesparten Betriebskosten durch die Wärmerückgewinnung sind ausschlaggebend für das Einsparungspotential. Investitions- und Betriebskosten zusammen bestimmen die Amortisationszeit n . Die Amortisationszeit ist die Dauer, nach dem die getätigte Investition durch die eingesparten Betriebskosten abgegolten sind. Zur Berechnung der Amortisationszeit werden die Investitionskosten mit den zukünftigen Kapitalflüssen C_t ins Verhältnis gesetzt. Je geringer die Amortisationszeit ist, desto schneller wird ein Gewinn durch die Einsparung erwirtschaftet. Wir gehen von einer kurzen Amortisationszeit aus und aufgrund des geringen Leitzins erwirtschafteten Anlagen am Kapitalmarkt momentan geringe Gewinne, sodass kapitaldynamische Methoden zur Betrachtung nicht notwendig sind. Zur Berechnung der Amortisationszeit wird folgende Formel verwendet:

$$I_0 = \sum_{t=1}^n C_t \rightarrow n = \frac{I_0}{\sum_{t=1}^n C_t}$$

Die Investitionskosten I_0 werden nach dem Lang-Verfahren berechnet. Das Lang-Verfahren ist ein Kostenermittlungsverfahren auf Basis der Hauptkomponente einer Anlage. Die Investitionskosten umfassen damit die Kosten für Material, Peripherie, Montage und technische Auslegung. Explizit notwendige Großgeräte wie Pumpen, Verdichter, Filter oder Anpassungen bestehender Anlagen werden damit nicht betrachtet. Der Lang-Faktor für die

betrachtete Fluid-Anlage beträgt 4,74. Es wird mit einem Kostendegressionsfaktor von 0,6 gerechnet. [Hir99]

Ergebnisse

Mit den getroffenen Annahmen ergibt sich eine Höhe H der Stufen von 1,45 m und ein Flächenbedarf von ca. $0,8 \text{ m}^2$. Der auf $33 \text{ }^\circ\text{C}$ erwärmte Wassermassenstrom $\dot{m}_{W,2}$ beträgt $10,4 \text{ t h}^{-1}$ bei einem Abluftmassenstrom von $14,6 \text{ t h}^{-1}$. Der zurückgewonnene Wärmestrom \dot{Q} beträgt $267,2 \text{ kW}$. Damit ergibt sich die eingesparte Energie pro Jahr zu $1,92 \text{ GWh}$. Das entspricht dem Energieverbrauch für Warmwasser von 1.750 durchschnittlichen 4-Personen Haushalten. Die Ersparnis beträgt, bei einem Preis von EUR 0,03 pro kWh, EUR 57.713 pro Jahr. Die Investitionskosten liegen in der Höhe von EUR 97.000. Daraus resultiert eine Amortisationszeit von 1,7 Jahren. Das bedeutet nach dieser Zeit generiert die Wärmerückgewinnung pro Jahr einen Gewinn von knapp EUR 60.000. Bei der verwendeten Erdgasfeuerung mit einem CO_2 -Äquivalent von $0,25 \text{ kg kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$ beträgt die eingesparte Masse CO_2 481 t pro Jahr [Ene18].

Diese Berechnungen halten jedoch nicht die geforderte Maximallerohrgeschwindigkeit von $0,05 \text{ m/s}$ ein, die für eine homogene Blasenströmung notwendig ist. Wenn man diese Restriktion einführt, so ergibt sich die Notwendigkeit von 97 Blasensäulenstufen und eine Amortisationszeit von 6,8 Jahren. Hieraus wird deutlich, dass eine Maßstabsvergrößerung der Blasensäule notwendig ist, wenn sie die Maximallerohrgeschwindigkeit einhalten und dennoch wirtschaftlich betrieben werden soll.

Sensitivitätsanalyse

Da wie bei den Feldversuchen zu sehen mit Wärmeverlusten auf dem Weg der Luftentnahme hin zur Blasensäule zu rechnen ist wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, die die Amortisationszeit in Abhängigkeit der Eingangstemperatur stellt:

$$n \propto T_1^{-1,4}$$

Diese Proportionalität ergibt sich aus den verwendeten Berechnungsformeln.

Abbildung xxx zeigt den Einfluss der relativen Parameteränderung $\frac{T_1}{T_{1,0}} - 1$ in % auf die relative Änderung der Amortisationszeit $\frac{n}{n_0} - 1$ in % für den Prozessparameter Temperatur. Zum besseren Verständnis ist die Temperatur jeweils in $^\circ\text{C}$ und K auf zusätzlichen x-Achsen aufgetragen.

Zu sehen ist eine Abnahme der Amortisationszeit für eine der Erhöhung des Parameters Prozesstemperatur gemäß dem Verlauf der blauen Kurve. Die Amortisationszeit steigt analog, wenn die Temperatur sinkt.

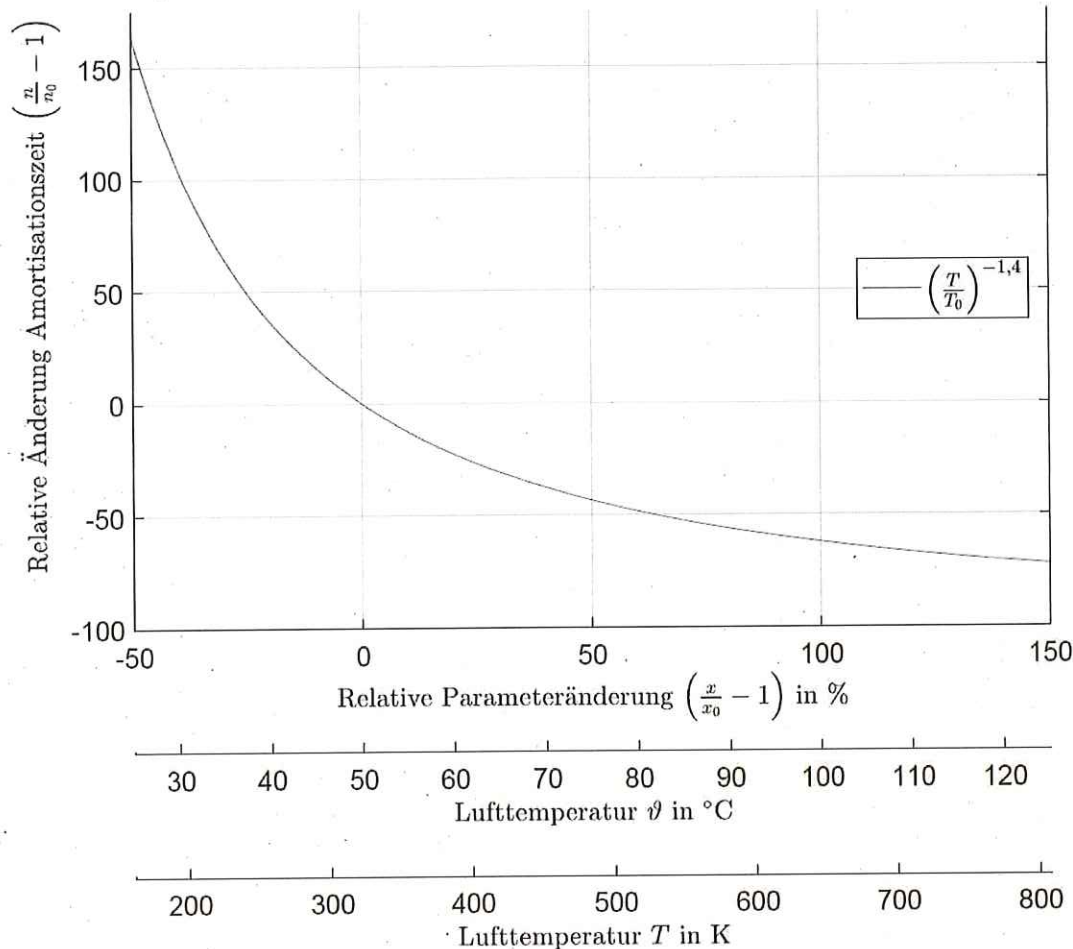


Abbildung 24: Abnahme der Amortisationszeit für eine der Erhöhung des Parameters Prozessstemperatur: Relative Änderung der Amortisationszeit $\frac{n}{n_0} - 1$ aufgetragen über der relativen Eingangstemperaturänderung $\frac{T_1}{T_{1,0}} - 1$ bzw. der Eingangstemperatur in °C und K

Steigt die Eingangstemperatur beispielsweise von 50 °C auf 75 °C, so sinkt die Amortisationszeit um 42 %. Sinkt die Eingangstemperatur von 50 °C auf die 30 °C wie im Feldversuch, so steigt die Amortisationszeit um etwa 100 %. Das würde die oben dargestellte ursprüngliche Amortisationszeit von 6,8 Jahren auf 13,6 Jahre erhöhen. Diese Werte nehmen alle an, dass das Kaltwasser 11 °C hat, anders als im Feldversuch gegeben. Da besonders große Mengen an Abluftwärme in Stahlwerken dissipieren, wurde das Energierückgewinnungspotenzial bei Niedertemperaturwärme auch für diesen Industriezweig untersucht. Dazu wurden die Prozesse der Stahlherstellung im Stahlwerk von ArcelorMittal, Bremen, dahingehend geprüft, ob ein Teil der großen Mengen an Abluftwärme durch diese Technik nutzbar gemacht werden können. Es zeigte sich, dass die

Wärmeintegration auf Basis eines Heißwassernetzes erfolgt, dessen Mindesttemperatur die Versorgungsunsicherheit im Winter gewährleisten muss und damit bei über 80 °C liegen muss. Diese Temperatur ist durch Blasensäulen-Wärmeübertrager insbesondere deshalb nicht erreichbar, weil die Prozesse keine Falschluffreie Absaugung der Brüden erlauben.

Abweichungen zu ursprünglich geplanten Arbeitspaketen

Die ursprünglich als dreistufige Anlage geplante Blasensäulenkonfiguration sollte einen Nenndurchsatz von 0,5 m³/h Prozesswasser bei einem Luftvolumenstrom von 190 m³/h aufweisen. Diese Prozessparameter liegen damit in einer für den praktischen Betrieb sinnvollen Größenordnung. Es stellte sich jedoch heraus, dass das nicht für eine Demonstrationsanlage gilt, da Luftvolumenstromdurchsätze in dieser Größenordnung im Technikums Maßstab nicht realisiert werden können. Aus diesem Grund erfolgte die Auslegung auf Grundlage der technischen Limitierungen im Technikums-Betrieb (vgl. 2.2.1). Da der Wärmeübertrager einen modularen Aufbau aufweist, kann dieser jedoch einfach durch Parallelschaltung erweitert und dessen Durchsatz erhöht werden.

Aufgrund der Leistungsdaten der Anlage unter Demonstrationsbedingungen, erschien eine Ökobilanz nicht sinnvoll. Aus diesem Grund wurde an dessen Stelle eine Potentialanalyse durchgeführt (vgl. 2.4.4).

Öffentlichkeitsarbeit

Das Projekt wurde im Rahmen zweier öffentlicher Kolloquien am 13.02.2018 und am 31.01.2019 präsentiert, die am Zentrum für Umweltforschung und nachhaltige Technologien (UFT) der Universität Bremen stattfanden.

Fazit

In dem durchgeführten Projekt wurde eine Blasensäule zur Rückgewinnung von Prozessabwärme durch Direktkondensation ausgelegt und im Technikumskontext unter kontrollierten Prozessbedingungen als auch in der tatsächlichen Prozessumgebung beim Kooperationspartner untersucht. Der Technikumsaufbau hat gezeigt, dass die Konzeption einer Blasensäule hinsichtlich der Leistungszahl beispielsweise einer Wärmepumpe weit überlegen ist, solange die Luft feucht genug ist. Der Vorteil gegenüber konventionellen Wärmeübertragern wird umso größer je feuchter die Luft ist. Die Zusammenhänge zwischen Temperatur, Feuchtigkeit der Luft sowie unterschiedlicher Massenströme und den erzielten Wärmeübergängen konnten klar dargelegt werden.

Auch wenn im Technikum Unsicherheiten wie der Energiebedarf von Pumpen noch nicht genau berücksichtigt werden konnten zeigen diese Versuche, dass in einem entsprechenden Parameterraum eine Blasensäule als Wärmerückgewinnungselement durchaus sinnvoll ist. Dieser Parameterraum lässt sich durch die gefundenen Zusammenhänge nun bestimmen. Ein noch effizienterer Betrieb ließe sich durch die Verschaltung mehrerer Blasensäulen erreichen.

Während die Erprobung der Blasensäule im Technikum vielversprechende Ergebnisse zeigte konnte der Parameterraum, der im Technikumskontext untersucht wurde, im Feldversuch nicht eingehalten werden. Die Prozessparameter waren andere als in Voruntersuchungen festgestellt und angenommen. Dies gilt sowohl für die Wasser- als auch Dampf-Eintrittstemperaturen. Die Dampftemperatur war insbesondere aufgrund langer, nicht hinreichend isolierter Leitungen zu gering. Die Wassertemperatur war aufgrund von langen, an der Decke verlaufenden Leitungen zu hoch. Die Konsequenz war eine zu geringe treibende Temperaturdifferenz, um sinnvolle, reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen.

Für einen angemessenen Betrieb der Blasensäule wären die Bedingungen, die im Technikum durch kontrollierte Vorkonditionierung der Luft und verfügbarem kaltem Leitungswasser vorherrschten, auch im Feldversuch vonnöten. Hierfür wären sowohl deutlich kürzere Dampfzuleitungen und eine damit einhergehende Repositionierung der Blasensäule sowie eine Zuleitung von kaltem Wasser erforderlich. Diese beiden Bedingungen konnten ohne Weiteres nicht umgesetzt werden. Die Abnahmestelle des Dampfes befindet sich einige Meter über dem Boden sowie direkt über der Wellpappenanlage. Die Blasensäule näher an diesen Punkt zu positionieren war daher ohne

größere konstruktive Maßnahmen nicht möglich. Zudem gab es keine alternative Wasserzuleitung.

Die bisherige Positionierung der Blasensäule ist aufgrund der gegebenen Infrastruktur daher ungünstig. Eine neue Evaluation von Dampfabnahmestellen sowie Frischwasserzuleitungen könnte eine geeignetere Prozessintegration ergeben. Wichtig wären hier kurze Wege für den Dampf sowie eine Wasserzuleitung, die möglichst von außerhalb des Gebäudes direkt in die Blasensäule geleitet werden kann, ohne die Halle durchqueren zu müssen. Eine weitere, wichtige Komponente zukünftiger Arbeiten wäre die Hochskalierung der Durchsatzmengen, um technisch relevantere Massenströme zu beeinflussen und Einsparungen zu erhalten, die den Investitionskosten gerecht werden.

Andererseits zeigten Langzeitversuche, dass der Papierfasergehalt der Luft kein Problem für die Blasensäule darstellt. Die Faserbelastung des Prozesswassers muss allerdings im Anwendungsfall berücksichtigt werden. Bei entsprechenden nachgelagerten Prozessen muss eine Aufbereitung in Erwägung gezogen werden.

Nimmt man nun ein Best-Case-Szenario an von 80 °C warmer Luft mit einer relativen Feuchte von 88 %, wie sie im Technikum untersucht wurde, und einer ineffizienten Vakuumpumpe mit 400 W Leistungsaufnahme, wie sie im Feldversuch verwendet wurde, so lässt sich bei einem Volumenstromverhältnis Wasser/Luft von 0,5 % das Prozesswasser um 30 K erwärmen. Dies resultiert dabei in einer Leistungszahl von 6,25 und liegt damit deutlich über den herkömmlichen Werten konventioneller Wärmepumpen. Bei Verwendung einer energieeffizienteren Förderung der Luft, beispielsweise mit einem Radiallüfter anstatt einer Vakuumpumpe und somit geringerer notwendiger elektrischer Leistung würde diese Leistungszahl deutlich verbessert werden können.

Literaturverzeichnis

- [Hir13] S. HIRZEL, B. SONTAG und C. ROHDE, „*Industrielle Abwärmenutzung*,“ 2013.
- [Bun17] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND NUKLEARE SICHERHEIT, „*Der Klimaschutzplan 2050 – Die deutsche Klimaschutzlangfriststrategie*,“ Oktober 2017. [Online]. Available: <https://www.bmu.de/themen/klima-energie/klimaschutz/nationale-klimapolitik/klimaschutzplan-2050/>. [Zugriff am 26 Oktober 2019].
- [Sei17] M. SEIDEL, *Thermodynamik - Verstehen durch Üben - Band 2: Wärmeübertragung*, München: De Gruyter Studium, 2017.
- [Roe13] W. ROETZEL und B. SPANG, „*Berechnung von Wärmeübertragern*,“ in VDI-Wärmeatlas, Springer Vieweg, 2013.
- [VDI13] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN, *VDI-Wärmeatlas (11. Aufl.)*, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Springer, 2013.
- [Kro04] M. KROKIDA und G. BISHARAT, „*Heat Recovery from Dryer Exhaust Air*,“ *Drying Technology*, Bd. 22, Nr. 7, pp. 1661-1674, 2004.
- [Lan10] A. LANGER, „*Vortrag: Die Grüne Wäscherei, Ressourcen-Einsparung in modernen Wäschereibetrieben*,“ in Herbert Kannegiesser GmbH. Texcare Forum 2010, Messe Frankfurt, 2010.
- [Kol86] N. KOLEV, N. PHILIPOVA, R. DARAKCIEV und K. WINKLER, „*Zur Auslegung von Packungskolonnen für die direkte Wärmeübertragung von heißen Gasen an Flüssigkeiten*,“ *Chemische Technik*, Bd. 38, Nr. 7, pp. 287-289, 1986.
- [The15] THERMAL ENERGY INTERNATIONAL INC., „*Products – FLU-ACE heat recovery – Heat recovery overview/ brochures*,“ 2015. [Online]. Available: <http://www.thermalenergy.com/flu-ace-heat-recovery.html>. [Zugriff am 13 Januar 2020].
- [Mer77] A. MERSMANN, *Auslegung und Maßstabsvergrößerung von Blasen- und Tropfensäulen*, Chemie Ingenieur Technik, 1977.
- [Sha82] G. SHAH und D. KELKAR, „*Design Parameters Estimations for Bubble Column reactors*,“ *AIChE J*, pp. 353-379, May 1982.
- [Bae12] H. D. BAEHR und S. KABELAC, *Thermodynamik*, Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [Ver12] VERBAND DEUTSCHER PAPIERFABRIKEN E.V., „*Papier Kompass, VDP Statistiken*,“ 2019. [Online]. Available: https://www.vdp-online.de/fileadmin/0002-VDP/07_Dateien/1_Statistik/2018/Kompass_dt.pdf. [Zugriff am 13 Januar 2020].
- [Wag09] W. WAGNER, *Planung im Anlagenbau*, Vogel Business Media, 2009.
- [Hir99] H. G. HIRSCHBERG, *Handbuch Verfahrenstechnik und Anlagenbau*, Berlin Heidelberg: Springer, 1999.
- [Ene18] ENERGIEAGENTUR BADEN-WÜRTEMBERG GMBH, „*Klimaschutz und: CO2-Emissionsfaktoren*,“ [Online]. Available: <http://www.kea-bw.de/service/emissionsfaktoren/>. [Zugriff am Januar 2018].

Anhang

Anhang A: Spezifikationsblatt Drehschieber-Vakuumpumpe VTE 10

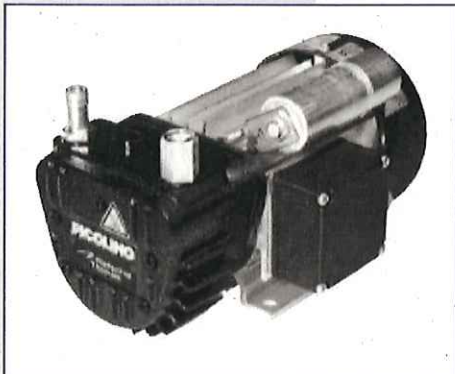
Vakuumentchnik

Maschinen
Vertriebs
GmbH **ESSKA**

Web: <http://www.esska.de>
Mail: info@esska.de

Languages >

Drehschieber - Vakuumpumpe VTE 10 Picolino

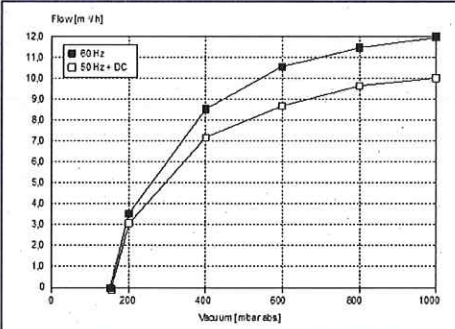


Vakuumpumpe VTE 10
Art.-Nr.:201527740000

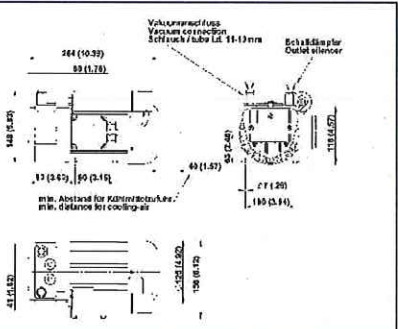
Einsatzbereich

Drehschieber - Vakuumpumpe zum Vakuumheben, für die medizinische und Druckindustrie.

Technische Daten



Vacuum [mbar abs.]	Flow [m³/h] (60 Hz)	Flow [m³/h] (50 Hz + DC)
200	3.5	3.5
400	8.5	7.5
600	10.5	9.0
800	11.5	9.5
1000	12.0	10.0



Vakuumananschluss
Vacuum connection
Schlauch / Tube Lfd. 11-13mm

Eckflansch
Outlet flange

m. Abstand für Kühl-/Heizluft
m. distance for cooling air

Typenbezeichnung	VTE 10 230/50/60	VTE 10 115/50/60	VTE 10 Three-phase 50/60
Max. Volumenstrom	10/12 m³/h	10/12 m³/h	10/12 m³/h
Endvakuum	150 mbar abs.	150 mbar abs.	150 mbar abs.
Max. Vakuum im Dauerbetrieb	150 mbar abs.	150 mbar abs.	150 mbar abs.
Motor type	Capacitor	Capacitor	Three-phase
Betriebsspannung	230 V ±10% 50/60Hz	100 V ±10% 50 Hz 100-115 V ±10% 60 Hz	200-255/346-440 V 50 Hz 200-277/346-480 V 60 Hz
Nenn Drehzahl	2700/3200 rpm	2700/3200 rpm	2850/3380 rpm
Motorleistung	0,35/0,42 kW	0,35/0,42 kW	0,37/0,44 kW
Stromaufnahme	3,9/3,4 A	9,0/8,4 A	2,77/1,60/2,25/1,30 A
Isolationsklasse	F	F	F
Schutzart	IP54	IP54	IP54
Thermoschalter	yes	yes	no
Umgebungstemperatur	0 to 40 °C	0 to 40 °C	0 to 40 °C
Gewicht	10,3 kg	10,3 kg	10,1 kg
Drehrichtung	ccw	ccw	ccw
Mittlerer Schallpegel	60/62 dB (A)	60/62 dB (A)	60/62 dB (A)

* Änderungen und Införmer vorbehalten, alle Preise zzgl. Verpackung und Mwst.

ESSKA Maschinen Vertriebs GmbH * Wilhelmsstrasse 8 * D-22119 Hamburg * Tel. +49 (0)40-731 036-0 * Fax +49 (0)40-731 036-50
 KF Technik Handel GmbH * Am Fischersteil 101 * D-18069 Roslock * Tel. +49 (0)381-800 58 24 * Fax +49 (0)381-800 58 26
 ESSKA teknik * Karlsstaadsvägen 2 * S-67142 Anrika * Tel. +46 (0)570-711 622 * Fax +46 (0)570-711 612