



**Hochschule
Augsburg** University of
Applied Sciences

Fakultät für
Maschinenbau
Verfahrenstechnik

Abschlussbericht zum BMBF-Projekt 03FH00912

Mikrofog – Untersuchung der Eintrittskühlung in einer Mikrogasturbine



Hochschule für angewandte
Wissenschaften Augsburg
University of Applied Sciences

An der Hochschule 1
D-86161 Augsburg

Telefon +49 821 55 86-0
Fax +49 821 55 86-3222
www.hs-augsburg.de
info@hs-augsburg.de

1.	Systementwurf und –aufbau	9
1.1.	Anforderungen an das Eindüsungs- und Pumpensystem	10
1.2.	Anforderungen an das Messsystem	10
1.3.	Konzept und Entwurf des Systems	10
1.3.1.	Ansaugkanal	10
1.3.2.	Eindüsungs- und Pumpensystem	12
1.3.3.	Konzept der Instrumentierung der Mikrogasturbine	16
1.4.	Bau und Integration des Systems (konstruktiv und regelungstechnisch)	18
1.4.1.	Aufbau der Turbineninstrumentierung	18
1.4.2.	Referenzpunkte Turbinenbetrieb	21
1.4.3.	Aufbau und Test der Ansaugstrecke an der Turbine	22
1.4.4.	Aufbau der Ansaugstrecke am Axialventilator	23
1.4.5.	Vorversuche zur Bestimmung der finalen Eindüsungsgeometrie	24
1.4.6.	Integration der finalen Eindüsungsvorrichtung	26
1.5.	Schwierigkeiten bei der Umsetzung des Messvorhabens	26
1.5.1.	Messtechnik	26
1.5.2.	Örtliche Gegebenheiten	26
1.5.3.	Schalldämpfer	26
1.5.4.	Werkstattpersonal	27
1.5.5.	Regelungstechnische Integration der Wassereindüsung	27
2.	Systementwurf und -aufbau	28
2.1.	Integration einer Abgasmessblende	28
2.2.	Einbau des Heizregisters	28
2.3.	Fremdluftversorgung der Generatorlagerung	28
2.4.	Schutz des Verdichters vor Tropfenschlag	29
3.	Messphase	29
3.1.	Abschließende Arbeiten am Gasturbinenprüfstand	30
3.1.1.	IB der applizierten Messtechnik im Turbinenbetrieb	30
3.1.2.	Inbetriebnahme des Heizregisters	30
3.1.3.	Ausarbeiten der Messdatenauswertung	30
3.2.	Erstellen des Testprogramms	31
3.2.1.	Vorversuche am Axialventilator	31
3.2.1.1.	Messung der Wasserverluste beim Overfogging	32
3.2.1.2.	Messung der Tropfengröße und -verteilung bei unterschiedlichen Eindüsungssezenarien	33
3.2.1.3.	Messung des Kühlpotentials bei unterschiedlicher Orientierung der Düsen im Ansaugrohr	36
3.2.2.	Messungen an der Turbine	36
3.2.2.1.	Trockenmessungen	37
3.2.2.2.	Messungen im Foggingbetrieb	37
3.2.2.3.	Messungen im Overfoggingbetrieb	39
3.3.	Messphase	41
3.3.1.	Vorversuche am Axialventilator	42
3.3.1.1.	Messung der Wasserverluste bei der Overfogginganwendung	42
3.3.1.2.	Messung der Tropfengröße und -verteilung bei unterschiedlichen Eindüsungssezenarien	42

3.3.1.3.	Messung des Kühlpotentials der Fogginganwendung am Axialventilator	53
3.3.2.	Messungen an der Turbine	55
3.3.2.1.	Trockenmessungen	55
3.4.	Schwierigkeiten bei der Umsetzung	57
4.	Versuchsergebnisse Fogging	58
4.1.	Erste Versuchsreihe	58
4.2.	Leistungsverluste beim Fogging	60
4.3.	Ursachenforschung	60
4.3.1.	Versuchsaufbau zur Ursachenfindung	63
4.4.	Befundung der Turbine	65
5.	Overfoggingversuche	67
6.	Alternative Kühlmöglichkeiten	67
6.1.	Indirekte Verdunstungskühlung	67
6.2.	Versuchsaufbau	68
6.3.	Versuchsplanung	69
6.4.	Versuchsergebnisse	69
6.5.	Gegenüberstellung	70
7.	Bewertung der Versuchsergebnisse	72
7.1.	Fogging	72
7.1.1.	Installationsaufwand	72
7.1.2.	Installations- und Wartungskosten	73
7.1.3.	Erreichte Leistungssteigerung	74
7.1.4.	Betrachtung des Leistungsgewinns für unterschiedliche Klimazonen	75
7.1.5.	Risikobewertung	77
7.1.6.	Fazit zu den Ergebnissen des Foggingsystems	78
7.2.	Indirekte Verdunstungskühlung	78
7.2.1.	Installationsaufwand	78
7.2.2.	Installations- und Wartungskosten	79
7.2.3.	Erreichte Leistungssteigerung	80
7.2.4.	Betrachtung des Leistungsgewinns für unterschiedliche Klimazonen	81
7.2.5.	Risikobewertung	83
7.2.6.	Fazit zur indirekten Verdunstungskühlung	84
7.3.	Systemvergleich	84
7.4.	Wirtschaftliche Bewertung	85
8.	Verwertungsplan	88
9.	Projektplan	88
10.	Finanzen	89
11.	Stand der kooperativen Promotion	89

Abschlussbericht zu Nr. 3.1

ZE: Prof. Dr. Alexandra Jördening Hochschule Augsburg	Förderkennzeichen: 03FH00912
Vorhabenbezeichnung: „Ingenieur Nachwuchs 2012“ Mikrofog – Untersuchung der Eintrittskühlung in einer Mikrogasturbine	
Laufzeit des Vorhabens: Oktober 2012 bis Mai 2016	
Berichtszeitraum: Oktober 2012 bis Mai 2016	

1. Bewertung der wissenschaftlich-technischen Ergebnisse zur Entwicklung eines funktionsfähigen Foggingsystems für Mikrogasturbinen:

Im Rahmen des Förderprojektes konnte ein funktionsfähiges Foggingsystem zur Kühlung der Ansaugluft einer Mikrogasturbine entwickelt, integriert und in Betrieb genommen werden. Die Auswertung der Messdaten zeigte gute Resultate hinsichtlich der Steigerung der elektrischen Leistung der Versuchsmaschine. Die Größenordnung ist vergleichbar mit recherchierbaren Werten in stationären Gasturbinen.

Prozentuale Anfeuchtung [%]	Leistungs- steigerung [W]	Leistungs- steigerung [%]
20,7	582	2,9
27,1	717	3,5
39,9	1266	6,4
60,3	1417	7,1

Während der Foggingversuche wurde Tropfenagglomeration in der Verdichterbeschaufelung beobachtet, die auf die Gestaltung der Verdichtereinlaufgeometrie zurück zu führen ist. Die Anpassung des Luftpfades durch den Hersteller ist eine wesentliche Voraussetzung für die stabile und sichere Applikation eines kommerziellen Foggingsystems, das ein hohes Potential zur Leistungssteigerung der Mikrogasturbine aufweist. Der langjährige Betrieb und die Entwicklungsbemühungen der Hersteller stationärer Gasturbinen im Bereich Fogging/Overfogging zeigen dies deutlich.

Im Rahmen des Förderprojektes wurde neben dem Foggingsystem ein System zur indirekten Verdunstungskühlung an der Mikrogasturbine entwickelt und zum Einsatz gebracht. Die indirekte Verdunstungskühlung für Mikrogasturbinen kann anhand der erzielten Resultate sehr positiv bewertet werden. Niedrige Investitionskosten, geringes Betriebsrisiko und begrenzter Wartungsaufwand bieten eine einfache Möglichkeit zur Leistungssteigerung der Maschinen. Diese ist allerdings durch das Erreichen der Feuchtkugeltemperatur begrenzt, was als Nachteil des Systems gewertet werden muss.

Zur Validierung der gemessenen Tropfengröße in den Vorversuchen, wurde ein theoretisches Model zur Bestimmung der Verdunstungsdauer von Wassertropfen nach ([1]) erstellt. Der theoretische Ansatz zeigt eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Daten.

2. Vergleich des Stands des Vorhabens mit der ursprünglichen (bzw. mit Zustimmung des ZG geänderten) Arbeits-, Zeit- und Kostenplanung.

Arbeitsplanung:

Während der Projektlaufzeit wurde ein zusätzliches Arbeitspaket, welches die experimentelle Untersuchung einer indirekten Verdunstungskühlung am Turbinenprüfstand umfasste, in den Arbeitsumfang aufgenommen, ohne dabei die ursprünglich im Vorhaben definierten Arbeitspakete zu reduzieren.

Zeitplanung:

Die ursprünglich geplante Projektlaufzeit von drei Jahren (01.10.2012 bis 30.09.2015) verkürzte sich durch den verspäteten Projektstart (01.05.2013) auf 2 ½ Jahre. Dieser Zeitrahmen war für die Durchführung des Projektes sehr knapp bemessen und lies keinen Spielraum für Verzögerungen. Die im 2. Zwischenbericht (Punkt 2.4) aufgeführten Verzögerungen führten dazu, dass die verkürzte Projektlaufzeit nicht mehr ausreichend war, um das Projekt erfolgreich abschließen zu können. Zum 01.09.2015 wurde daher ein Antrag auf eine kostenneutrale Verlängerung der Projektlaufzeit beantragt und bewilligt.

Kostenplanung:

Im Laufe des Projektes wurden zwei Umwidmungen der bewilligten Mittel notwendig. Die Umwidmungen wurden separat beantragt und seitens des Projektträgers genehmigt (Antrag auf Mittelumwidmung vom 23.04.2014 und 28.07.2014).

3. Haben sich die Aussichten für die Erreichung der Ziele des Vorhabens innerhalb des angegebenen Berichtszeitraums gegenüber dem ursprünglichen Antrag geändert (Begründung)?

Die Ziele des Vorhabens konnten im Verlauf der Projektlaufzeit erreicht werden. Darüber hinaus konnten durch die Untersuchungen zur indirekten Verdunstungskühlung die Projektergebnisse auf zwei Ebenen mit Feldergebnissen von stationären Industriegasturbinen verglichen werden.

4. Sind inzwischen von dritter Seite FE-Ergebnisse bekannt geworden, die für die Durchführung des Vorhabens relevant sind (auch Darstellung der aktuellen Informationsrecherchen nach Nr. 6.1 NKBF 98)?

Bisher sind keine weiteren Ergebnisse bekannt.

5. Sind oder werden Änderungen in der Zielsetzung notwendig?

Änderungen in der Zielsetzung des Förderprojektes müssen nicht vorgenommen werden.

6. Jährliche Fortschreibung des Verwertungsplans. Diese soll, soweit im Einzelfall zutreffend, Angaben zu folgenden Punkten enthalten (Geschäftsgeheimnisse des ZE brauchen nicht offenbart zu werden):

- Erfindungen/Schutzrechtsanmeldungen und erteilte Schutzrechte, die vom ZE oder von am Vorhaben Beteiligten gemacht oder in Anspruch genommen wurden, sowie deren standortbezogene Verwertung (Lizenzen u. a.) und erkennbare weitere Verwertungsmöglichkeiten.

Schutzrechtsanmeldungen wurden bisher nicht vorgenommen.

- Wirtschaftliche Erfolgsaussichten nach Projektende (mit Zeithorizont) - z. B. auch funktionale/wirtschaftliche Vorteile gegenüber Konkurrenzlösungen, Nutzen für verschiedene Anwendergruppen/-industrien am Standort Deutschland, Umsetzungs- und Transferstrategien (Angaben, soweit die Art des Vorhabens dies zulässt).

Das System der indirekten Verdunstungskühlung entspricht bei stationären Gasturbinen dem Stand der Technik. Die Applikation dieses Systems an einer Mikrogasturbine ist bis jetzt nicht dokumentiert (soweit die Recherche dies ergeben hat). Das System würde Packager- und Vertriebsfirmen von Mikrogasturbinen in Deutschland der ausländischen Konkurrenz gegenüber einen Wettbewerbsvorteil für den Maschinenvertrieb im Ausland bieten. Das beschriebene Kühlsystem zur indirekten Verdunstungskühlung ist selbst für wenig spezialisierte Firmen leicht umsetzbar, da beim Betrieb des Systems keine Regelstrategie notwendig ist und die meisten verwendeten Komponenten von Lüftungsbauern geliefert werden können.

- Wissenschaftliche und/oder technische Erfolgsaussichten nach Projektende (mit Zeithorizont) - u. a. wie die geplanten Ergebnisse in anderer Weise (z. B. für öffentliche Aufgaben, Datenbanken, Netzwerke, Transferstellen etc.) genutzt werden können. Dabei ist auch eine etwaige Zusammenarbeit mit anderen Einrichtungen, Firmen, Netzwerken, Forschungsstellen u. a. einzubeziehen.

Die Messdaten können interessierten Firmen zur Eigenentwicklung eines Foggingsystems oder eines Systems zur indirekten Verdunstungskühlung für Mikrogasturbinen zur Verfügung gestellt werden, um den Entwicklungsaufwand zu reduzieren bzw. verkürzen. Dabei sind insbesondere die gewonnenen Erkenntnisse zur aufgetretenen Tropfenagglomeration und den sich daraus abzuleitenden Anforderungen an die Luftpfadgeometrie der Mikrogasturbine einzubeziehen.

Darüber hinaus können die Messdaten zur Validierung analytischer und numerischer Modelle zur Simulation der Eintrittskühlung herangezogen werden.

- Wissenschaftliche und wirtschaftliche Anschlussfähigkeit für eine mögliche notwendige nächste Phase bzw. die nächsten innovatorischen Schritte zur erfolgreichen Umsetzung der FE-Ergebnisse.

Die entwickelten Systeme benötigen zur Validierung und zum Beweis einer langfristigen Betriebssicherheit eine Erprobungsphase an einigen Pilotanlagen. Diese Schritte könnten in wissenschaftlicher Begleitung mit der Hochschule Augsburg erfolgen. Die Umsetzung und Applikation der Systeme müsste durch Vertriebsfirmen organisiert werden.

Aktuell ist ein Anschlussprojekt zur Aufladung der Mikrogasturbine in Planung. Eine Kopplung des Foggingsystems mit dem neu zu entwickelnden Aufladesystem ist für den Turbinenbetrieb durchaus denkbar.

Abstract

Mit dem Einsatz von Mikrogasturbinen in Blockheizkraftwerken steht für die gekoppelte Erzeugung von Strom und Wärme eine effiziente und schadstoffarme Energieerzeugung für den privaten, öffentlichen und industriellen Sektor zur Verfügung, die langfristig eine interessante Ergänzung zur zentralen Energieversorgung durch Großkraftwerke darstellt.

Aufgrund ihres hohen Gesamtwirkungsgrades, der geringen Abgas-Emissionswerte, der hohen Leistungsdichte, dem breiten Lastspektrum und den niedrigen Betriebs- und Wartungskosten hat die Mikrogasturbine großes Potential in der Energieversorgung durch Kraft-Wärme-Kopplung gewichtiger zu werden. Voraussetzung dafür ist – gerade im Hinblick auf die hohen spezifischen Investitionskosten – eine hohe Auslastung der Anlage. Je länger eine Anlage im Jahr läuft, desto mehr verteilen sich die Investitions- und Betriebskosten auf größere Strom- und Wärmemengen. Dadurch sinken die Energieerzeugungskosten. Die Forderung nach einer langen Laufzeit ist aber durch den Sommerbetrieb der Anlage kaum zu erfüllen. Während der Bedarf an elektrischer Leistung im Sommer und Winter vergleichsweise hoch ist, bleibt die anfallende Abwärme für Heizzwecke und Warmwasser in den Sommermonaten häufig ungenutzt.

Ein weiterer Nachteil des Sommerbetriebs ist das Absinken der Nennleistung und des Wirkungsgrades mit höheren Umgebungstemperaturen. Typischerweise kann die Leistung der Gasturbine an sehr heißen Tagen um 20 bis 25% zurückgehen, die Wirkungsgradminderung kann dabei bis zu 5% betragen (Daten entnommen aus [2]).

Eine Kompensation des Leistungsabfalls bei höheren Umgebungstemperaturen erfolgt in industriellen Gasturbinen typischerweise durch Anhebung der Feuerungstemperatur. Diese Methode ist effektiv aber kostenintensiv im Hinblick auf den erhöhten Brennstoffverbrauch, die Verschlechterung der Abgaswerte und die Zunahme der thermischen Belastung der Bauteile. Sie ist in Mikrogasturbinen durch die Temperaturbegrenzung der ungekühlten Turbinenwerkstoffe nicht einsetzbar.

Alternativ kann eine Leistungssteigerung durch Eintrittskühlung erzielt werden. Dabei wird der Zustand der Umgebungsluft, d.h. deren Temperatur und relative Feuchte vor dem Eintritt in den Verdichter durch Zumischung von Wasser beeinflusst. Das Wasser kann z.B. durch Einspritzdüsen in den Einlauf der Gasturbine gesprüht oder durch benetzte Oberflächen im Ansaugkanal vom Luftstrom aufgenommen werden. Mit der Wasserbeimischung wird die Lufttemperatur abgesenkt und über den Dichteeffekt der für die Leistung in der Turbine zur Verfügung stehende Massendurchsatz gesteigert.

Vorteil der Eintrittskühlung ist die geringere mechanische Beeinträchtigung der Bauteile, Nachteil dagegen die starke Abhängigkeit der Leistungssteigerung von der Umgebungstemperatur. Je trockener und wärmer die Luft ist, desto grösser werden der Kühlungseffekt und die damit gekoppelte Leistungssteigerung. An sehr heißen und trockenen Tagen ist ein Leistungsanstieg um bis zu 15% möglich.

Bei Mikrogasturbinen wird die angesaugte Umgebungsluft zunächst zur Kühlung des Generators verwendet und tritt bereits mit einer Aufwärmung in den Verdichter ein. Die Anwendung der Eintrittskühlung bei Mikrogasturbinen ist unter diesem Aspekt nicht nur für den Betrieb bei hohen Umgebungstemperaturen interessant.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurde die Leistungssteigerung einer Mikrogasturbine durch Eintrittskühlung bei hohen Umgebungstemperaturen untersucht. Dazu wurde in den Ansaugbereich der Gasturbine ein Wassereinspritzsystem integriert, das eine variable Erhöhung der Luftfeuchtigkeit bis hin zur Sättigungsgrenze ermöglichte. Da die Anlage nur über die Standardmesstechnik des Herstellers verfügte, wurde die Mikrogasturbine zusätzlich instrumentiert, um wichtige Betriebsparameter zu erfassen. Bei der Auswertung der Messdaten wurde die Auswirkung der erhöhten Luftfeuchte auf das Leistungs- und Wirkungsgradverhalten der gesamten Maschine als auch auf das Verhalten der einzelnen Komponenten betrachtet.

Neben der Analyse der Leistungsdaten wurde eine genaue Untersuchung der mechanischen Beanspruchung der Komponenten im Hinblick auf Korrosion und Pitting durchgeführt.

Ziel war es, am Ende eine Aussage über die Wirtschaftlichkeit eines Wassereinspritzsystems zur Steigerung der Leistungsdaten der Mikrogasturbine bei erhöhten Umgebungstemperaturen treffen zu können. Ein Vergleich der Ergebnisse mit Daten industrieller Gasturbinen, in denen Eintrittskühlung kommerziell zum Einsatz kommt, wurde dabei einbezogen.

1. Systementwurf und –aufbau

Das Kühlsystem der Mikrogasturbine Capstone C30 wurde als „Fogging“-System entworfen, bei dem Wasser unter Hochdruck durch Nebeldüsen fein verteilt in die Ansaugluft eingebracht wird. Neben der klassischen Kühlung der Ansaugluft bis zur Sättigungsgrenze ermöglicht das System auch eine Luftanfeuchtung. Der bei diesem als „Overfogging“ bzw. „Overspray“ bezeichneten Foggingverfahren in die Verdichterstufe eingebrachte Wasserdampf verdunstet während des Verdichtungsprozesses und reduziert dabei die Verdichteraustrittstemperatur deutlich. Dies führt wiederum zu einer Verringerung der aufzuwendenden Verdichterarbeit.

Hersteller stationärer Industriegasturbinen setzen bereits seit den frühen 1990er Jahren Foggingssysteme zur Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung ein ([3]).

Im Zuge des Einsatzes von Fogging- und Overfoggingssystemen begannen Zulieferfirmen mit eigenständigen Produktentwicklungen von Nebeldüsen zur Erzeugung möglichst feiner Wassertröpfchen am Eindüsungspunkt, [5].

Ein Fogging-System (Bild 1) umfasst grundsätzlich die Komponenten:

- Hochdruckpumpe zur Zerstäubung des Wassers
- Nebeldüsen zur Erzeugung eines möglichst feinen Wassernebels
- Wasseraufbereitungssystem zur Bereitstellung von vollentsalztem Wasser

Integriert wird das Fogging-System in den Ansaugbereich einer Gasturbine, wie in Bild 2 dargestellt ist.

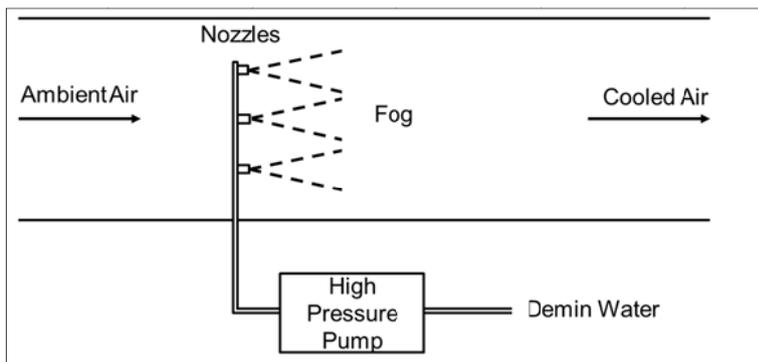


Bild 1 Position eines Fogging-Systems im Ansaugtrakt einer Gasturbine

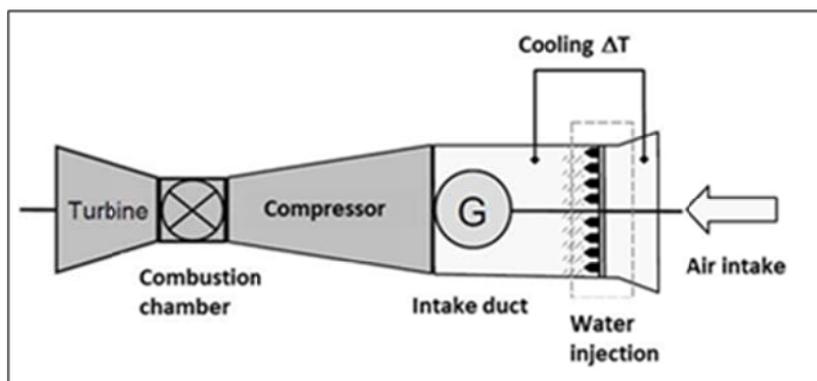


Bild 2 Darstellung der Komponenten eines Fogging-Systems

1.1. Anforderungen an das Eindüsen- und Pumpensystem

Das Eintrittskühlsystem der Mikrogasturbine wird als Foggingsystem ausgeführt. Mittels einer Hochdruckpumpe und Nebeldüsen wird feinst zerstäubtes Wasser in den Ansaugkanal der Turbine eingebracht. Der, im Vergleich zu stationären Gasturbinen, geringe Luftbedarf der Capstone C30 Mikrogasturbine (0,32kg/s) erfordert eine Hochdruckpumpe mit sehr geringem Wasserdurchsatz (max. 25kg/h). Da nur vollentsalztes Wasser verwendet werden darf, muss die Pumpe eine gewisse Beständigkeit gegen dieses Wasser aufweisen.

Die Anforderung an die Nebeldüsen ergibt sich aus dem Wasserdurchsatz, der für das gegebene System sehr gering ist (3l/h) sowie der erreichbaren Tröpfchengröße bei der Eindüsung.

Eine weitere Anforderung an das System ist ein möglichst modularer bzw. flexibler Aufbau, um hinsichtlich der ersten Versuchsergebnisse eventuell erforderliche Anpassungen schnell vornehmen zu können.

1.2. Anforderungen an das Messsystem

Die an der Hochschule Augsburg installierte Mikrogasturbine verfügte über die standardmäßig installierte Messtechnik des Herstellers. Für die Validierung des Foggingsystems war diese Sensorik nicht ausreichend. Es mussten zusätzliche turbineninterne Sensoren appliziert und periphere Anlagensysteme wie z.B. Abgaswärmetauscher für Warmwassergewinnung und Gaszuleitung mit weiterer Messtechnik bestückt werden.

Für die Projektbearbeitung wurde ein Messsystem benötigt, das eine flexible Durchführung der experimentellen Untersuchungen in verschiedenen Laborräumen (siehe Punkt 1.3.4) und die Erfassung unterschiedlichster physikalischer Größen (Temperatur, Druck, Durchfluss, Leistung) ermöglicht. Die Wahl fiel auf ein „CompactRio“-Echtzeitmesssystem, das für eine regelungstechnische Einbindung des Düsensystems in die Turbinensteuerung sehr gut geeignet ist.

Eine detaillierte Beschreibung des Messsystems und der applizierten Messstellen folgt in Punkt 1.3.3.

1.3. Konzept und Entwurf des Systems

Die in Punkt 1 einleitend beschriebenen Komponenten des Foggingsystems wurden in der Entwurfsphase zunächst isoliert betrachtet, um die optimalen Design- und Betriebsparameter für das System zu identifizieren. Im Anschluss an die Entwurfsphase wurden die Komponenten zu einem Gesamtsystem zusammengesetzt, welches in die Mikrogasturbine implementiert wurde.

Wichtige in der Entwurfsphase untersuchte Design- und Betriebsparameter waren:

- Tropfengröße des Wassernebels
- Pumpendruck der Hochdruckpumpe
- Ausführung der Nebeldüsen
- Orientierung der Nebeldüsen im Luftstrom
- Strömungsgeschwindigkeit der Ansaugluft
- Verweildauer der Wassertröpfchen im Ansaugkanal

1.3.1. Ansaugkanal

Die Mikrogasturbine ist im Untergeschoß des strömungstechnischen Labors der Fakultät Maschinenbau und Verfahrenstechnik installiert. Der Aufstellort wurde ohne Anbindung von Zuluft realisiert, sodass der Turbinenbetrieb bisher nur mit einer zwar geringfügigen aber messbaren Erhöhung der Ansauglufttemperatur erfolgen konnte. Die Wassereindüsung in kontrollierbare Luftansaugbedingungen erforderte daher die Konzeption eines Ansaugkanals für Außenluft.

Im Folgenden werden die Designparameter des Ansaugkanals (Bild 3) kurz erläutert.

- Eine wichtige Vorgabe für den Ansaugkanal ist ein möglichst geringer Druckverlust, um die Turbinenleistung nicht unnötig zu beeinträchtigen. Mit einer Gesamtlänge des Ansaugkanals von 14,5m fiel die Wahl auf ein Blechrohrsystem mit 400mm Nennweite. Der bei dieser Rohrweite zu erwartende Druckverlust liegt bei einer Strömungsgeschwindigkeit von maximal 2m/s in der Größenordnung 0,75 Pa/m und ist damit ausreichend niedrig für die vorgesehene Anwendung. Zur Kontrolle der Druckverluste wurden in der Ansaugstrecke statische Druckmessstellen integriert.
- Die Luftgeschwindigkeit am Punkt der Eindüsung stellt einen relevanten Betriebsparameter dar. Der Ansaugkanal sollte daher über modulare Elemente verfügen, die eine einfache Anpassung des Rohrquerschnittes zur Erhöhung bzw. Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit ermöglichen.
- Für ein ausgeglichenes Profil der Luftströmung innerhalb des Ansaugkanals wird vor der Eindüsungsstelle ein Strömungsgleichrichter integriert.
- Die „Fogging“-Versuche an der Turbine erfordern hohe Ansaugtemperaturen. Da diese nur an wenigen Sommertagen gegeben sind, ist im Ansaugkanal ein „Dummstück“ für die Integration eines Wärmetauschers vorzusehen. Damit wird gewährleistet, dass die Versuche unabhängig von den Umgebungsbedingungen durchgeführt werden können.
- Der Kanalabschnitt zwischen Eindüsung und Verdichtereintritt erfordert eine Mindestlänge, um die (beinahe) vollständige Verdunstung des eingebrachten Wassers zu gewährleisten. Wie in ([5]) beschrieben ist die Verdunstungsgeschwindigkeit bzw. der Verdunstungswirkungsgrad abhängig von den Umgebungsbedingungen (Lufttemperatur und -feuchte). In Diagramm 1 ist die Verdunstungsdauer für verschiedene Tröpfchengrößen bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen dargestellt. Basierend auf den Ergebnissen von ([5]) wurde die Verweildauer in der Verdunstungsstrecke des Ansaugkanals auf 2,5 Sekunden festgelegt, um eine möglichst vollständige Verdunstung zu gewährleisten und die verbleibende Tropfengröße auf ein Minimum zu reduzieren.

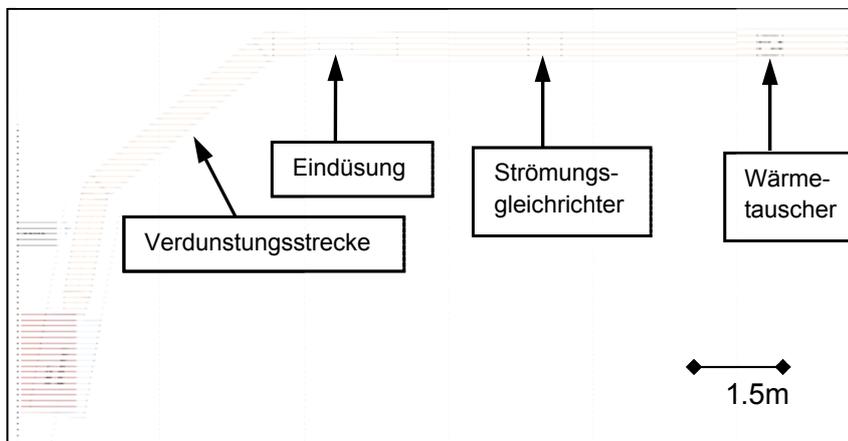


Bild 3 Graphische Übersicht des Ansaugkanals mit den wichtigsten Elementen

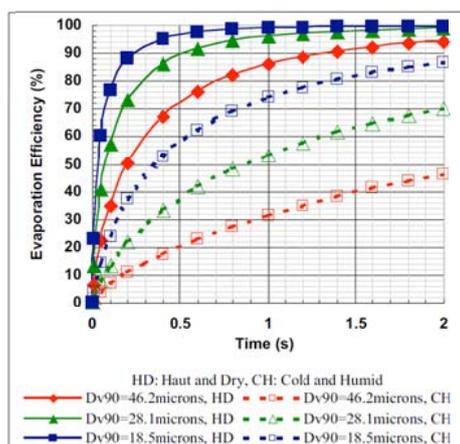


Diagramm 1 Verdunstungswirkungsgrad in Abhängigkeit der Tropfengröße und Umgebungsbedingung ([5])

1.3.2. Eindüsen- und Pumpensystem

Wie bereits erwähnt, wird das Foggingsystem der Mikrogasturbine als Pumpe-Düse-System ausgeführt. Aufgrund der breiten Anwendung des Verfahrens bei stationären Gasturbinen gibt es zu dem Thema sehr viele wissenschaftliche Arbeiten und Veröffentlichungen. Zu Beginn der Konzeption stand daher die Literaturrecherche zur Eingrenzung und Festlegung der relevanten Design- und Betriebsparameter. Nachfolgend werden die aus der Literatur recherchierten Parameter und -Komponenteneinflüsse zusammengefasst.

Wassermenge

Vor Auswahl der Hochdruckpumpe und Nebeldüsen galt es die erforderliche Wassermenge für den „Fogging“- und „Overfogging“-betrieb auszulegen. Die Berechnung erfolgte auf Basis der Herstellerangaben ([12]) für einen Luftmassendurchsatz bei unterschiedlichen Leistungen und der psychometrischen Berechnung zur Anfeuchtung bzw. Übersättigung der Ansaugluft. In Bild 4 ist die erforderliche Wassermenge in Abhängigkeit der Turbinenleistung, relativer Luftfeuchte und Ansaugtemperatur aufgetragen. Die Bezeichnung 2% Overfogging bezieht sich auf 2% der trockenen Luftmasse. D.h. bei 2% Overfogging werden neben der Wassermasse zur Sättigung der Luft weitere 2% der trockenen Luftmasse an Wasser eingedüst.

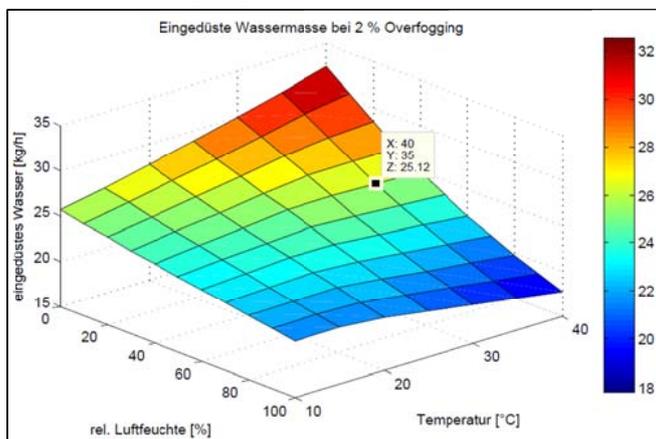


Bild 4 Darstellung der erforderlichen Wassermenge in Abhängigkeit der Turbinenleistung, relativen Luftfeuchtigkeit und Ansaugtemperatur

Düsenvarianten

Die wichtigste Komponente zur Zerstäubung des Wassers ist die Nebeldüse. Kommerziell sind zwei verschiedene Düsentypen verfügbar – die „Impaction Pin“-Düse und die „Swirl-Nozzle“-Düse. Weitere Düsenvarianten, die beispielsweise Druckluft als Zerstäubungshilfe verwenden, werden hier nicht Betracht gezogen, da durch weitere Hilfsaggregate der parasitäre Energieverbrauch zu stark ansteigen würde. Ein wirtschaftlicher Betrieb wäre nicht mehr möglich. In Bild 5 sind die „Impaction Pin“- und „Swirl-Nozzle“-Düse dargestellt.

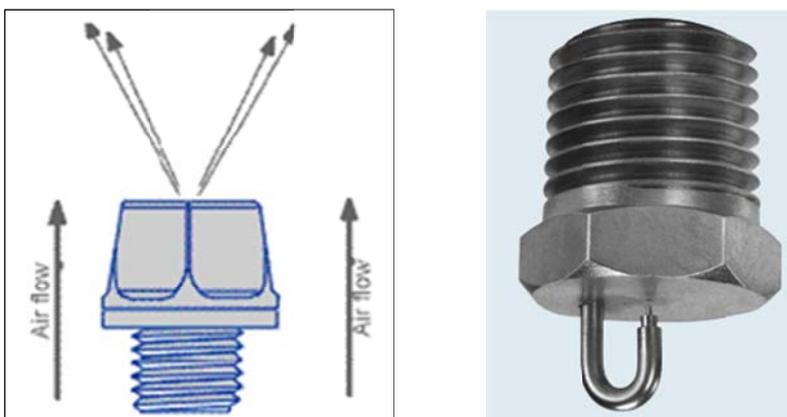


Bild 5 Darstellung der „Impaction Pin“ [10] - und „Swirl-Nozzle“-Düse

– **„Impaction Pin“-Düse:**

Bei diesem Düsentyp fließt das Wasser unter hohem Druck durch eine glatte Bohrung. Der entstehende Strahl trifft auf die zentral angeordnete Nadel und bildet einen konischen Wasserfilm der sich ausbreitet und stetig dünner wird. Die steigende Oberflächenspannung des Wassers führt zur Ausbildung von kleinen Wasserstrahlen, die in der Folge von den aerodynamischen Kräften zu Tropfen „zerrissen“ werden ([4]).

Der Düsentyp liefert bei vergleichbarem Wasserdruck die kleinere Tropfengröße. Obwohl diese Düsenvariante für den Foggingbetrieb besser geeignet ist, sind kommerziell nur Düsengrößen mit einem, für die gesuchte Anwendung, zu großen Wasserdurchsatz verfügbar. Wie in Bild 6 dargestellt, beträgt die geringste Wassermenge zur Sättigung der Ansaugluft etwa 3kg/h. Die Spezifikation des Herstellers BETE zu den verfügbaren Düsen (Tabelle 1) zeigt, dass der Wasserdurchsatz der kleinsten verfügbaren Düsengröße bei 50bar Pumpendruck die Anforderungen bereits übersteigt. Es konnten keine weiteren Hersteller gefunden werden, die diesen Düsentyp mit einem geringeren Wasserdurchsatz anbieten. Aus diesem Grund ist der Düsentyp für die Fogginganwendung an einer Mikrogasturbine ungeeignet.

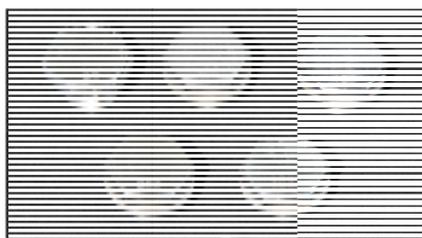
Male Pipe Size	Nozzle Number	K Factor	LITERS PER MINUTE @ BAR							
			2 bar	3 bar	5 bar	10 bar	20 bar	30 bar	50 bar	70 bar
	PJ6	0.0137			0.031	0.043	0.061	0.075	0.097	0.114

Tabelle 1 Spezifikation der „Impaction-Pin“-Düse von BETE Deutschland GmbH [10]

– **Swirl-Nozzle“-Düse:**

Bei diesem Düsentyp fließt das Wasser unter hohem Druck tangential in die Wirbelkammer bevor es schraubenförmig aus einer zylindrischen Bohrung austritt und einen konischen Wasserfilm bildet. Der Vorgang der Tropfen-bildung ist dem der „Impaction-Pin“-Düse ähnlich ([2] Chaker et al.). Aufgrund des niedrigen Wasserbedarfs konnte lediglich ein Hersteller für diesen Düsentyp gefunden werden. Im Bild 6 sind verschiedenen Düsengrößen dargestellt.

Die Wahl der Düsen für die Versuchsanordnung fiel auf eine A-100 und 5 x A-200 Düsen (Tabelle 2). Bei dieser Düse ist die Staffelung des Wasserdurchsatzes in kleinen Schritten bis zum 2%- Overfogging-Betrieb möglich.



Düsentyp	Bohrungs-Ø	Durchsatz [bei 50 bar im Dauerbetrieb]
A-60 *)	60 micron	ca. 0,4 l/h
A-80 *)	80 micron	ca. 0,8 l/h
A-100	100 micron	ca. 1,6 l/h
A-150	150 micron	ca. 3,2 l/h
A-200	200 micron	ca. 3,8 l/h
A-250	250 micron	ca. 4,6 l/h

Tabelle 2 Herstellerinformation zu den Swirl-Nozzle-Düsen [11]

Bild 6 Verfügbare Düsengrößen der „Swirl-Nozzle“-Düse des Herstellers Plantf

Pumpendruck

In verschiedenen Arbeiten wurden bereits detaillierte Untersuchungen zur Abhängigkeit der Tröpfchengröße vom Pumpendruck durchgeführt. Die für Foggingapplikationen gängige Charakterisierungsgröße wird mit DV90 bezeichnet. Dies bedeutet, dass 90% des eingedüsten Wassers eine Tropfengröße gleich oder kleiner der Spezifikation besitzen. Dies ist vor allem für die Verdichterstufen der Gasturbinen wichtig, da zu große Tropfen zu Erosion an den Blattspitzen führen können. In Diagramm 2 ([4]) ist ein Vergleich der gemessenen Tropfengröße in Abhängigkeit des Pumpendruckes dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich ab einem Pumpendruck von ca. 150 bar die Tropfengröße nur noch minimal ändert.

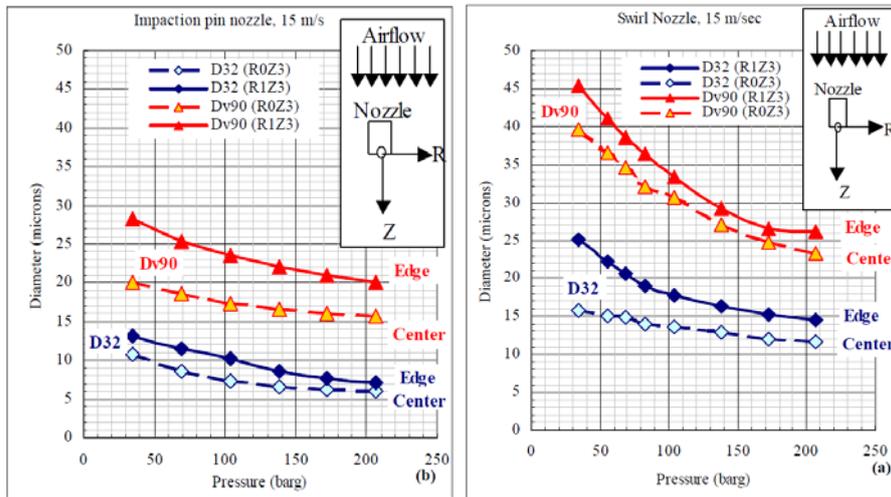


Diagramm 2a+b Abhängigkeit der Tröpfchengröße vom Pumpendruck für eine „Swirl Nozzle“-Düse und einer „Impaction pin“-Düse gemessen für Dv90 und Dv32 jeweils im Zentrum und am Rand des Sprühkegels ([4] Chaker und Meher-Homji 2002; [5] Chaker et al.)

– **Kriterium für die Auswahl des Druckbereiches:**

Basierend auf den oben genannten Untersuchungen war das Auswahlkriterium für die Hochdruckpumpe ein erzielbarer Betriebsdruck von 150 bar. Die Anfrage bei verschiedenen Pumpenherstellern zeigte jedoch, dass ein Pumpensystem mit einem Druck von über 100bar bei den geforderten Durchsatzmengen nicht lieferbar ist. Daher wurde der Druckbereich für die Versuche auf 50 – 100bar begrenzt. In diesem Spektrum sind kommerzielle Pumpensysteme verfügbar. Auf die Wahl einer sehr leistungsstarken Hochdruckpumpe mit einer daraus resultierenden hohen Bypasswassermenge wurde aus Kosten- und Wirtschaftlichkeitsgründen verzichtet.

– **Eindüsungsgeometrie und -muster**

Neben Pumpendruck und Düsentyp, hat die Lage der Düse im Ansaugluftstrom eine Auswirkung auf die zu erwartende Tropfengröße. Eine Untersuchung hierzu wurde von Alstom ([12]) durchgeführt (Diagramm 3). Es ist zu erkennen, dass bei konstantem Pumpendruck die Eindüsung senkrecht zum Luftstrom die kleineren Tropfen generiert. Der Effekt nimmt mit steigender Luftgeschwindigkeit zu, wobei es sich hierbei um einen überlagerten Effekt handelt (siehe Punkt Strömungsgeschwindigkeit der Luft).

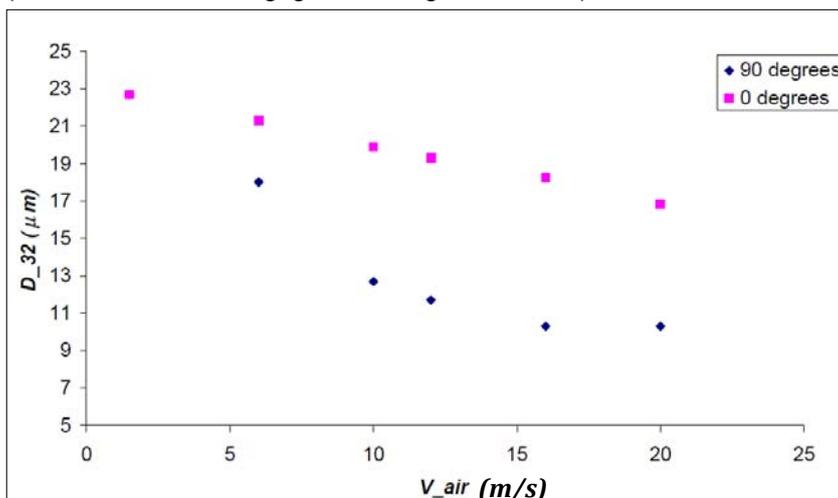


Diagramm 3 Abhängigkeit der Tropfengröße von der Luftgeschwindigkeit bei Eindüsung in Strömungsrichtung und senkrecht dazu

Zur Variation der Eindüsung in den Ansaugkanal wurde ein Düsenhalter konstruiert, der die Einstellung der Eindüsungsrichtung bis 45° gegenüber der Kanalachse in und gegen die Strömungsrichtung in beliebigen Winkelschrittweiten ermöglicht (siehe Bild 7).

Die Anordnung der insgesamt 6 Düsen am Rohrumfang des Ansaugkanals erfolgt gestaffelt in zwei Ringen zu jeweils 3 Düsen. Die Düsen sind in Umfangsrichtung um 120° zueinander

versetzt. Der zweite Düsenring befindet sich 100mm stromabwärts vom ersten. Die Düsen des zweiten Rings sind ebenfalls um 120° zueinander und um 60° zu den Düsen des ersten Ringes versetzt. Diese Anordnung gewährleistet eine möglichst geringe Überschneidung der Wasserkegel.

Die Ansteuerung der Düsen in der Versuchsphase wird durch manuelle Ventile umgesetzt, da eine Automation zu diesem frühen Zeitpunkt nicht sinnvoll ist. In Bild 8 ist der gefertigte Verteiler mit max. 7 Druckabgängen dargestellt.

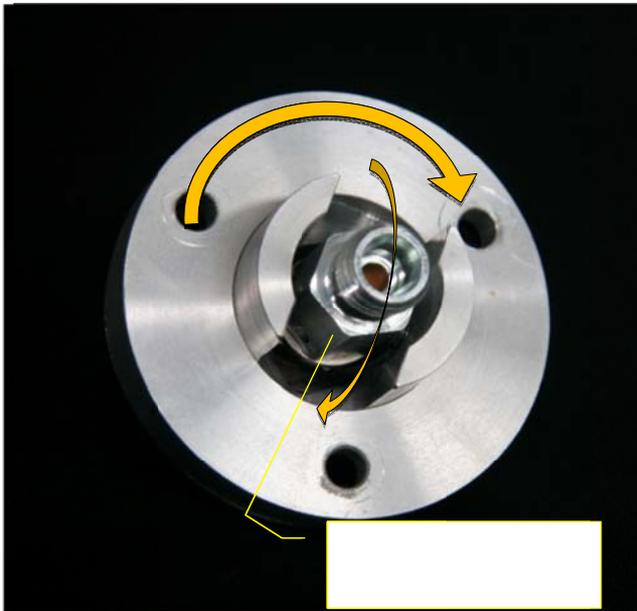


Bild 7 Düsenaufnahme zur Rohrmontage

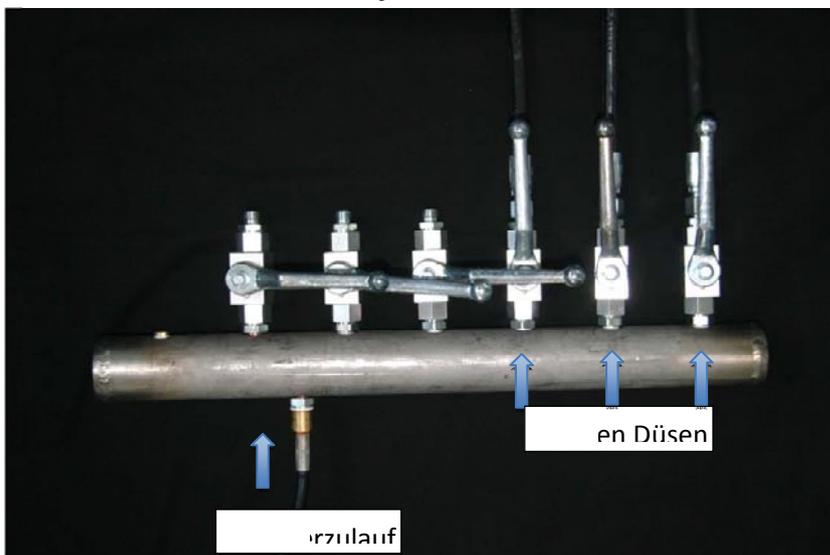


Bild 8 Druckverteiler für die Düsen

Strömungsgeschwindigkeit der Luft

Letztlich hat die Strömungsgeschwindigkeit der Luft noch einen signifikanten Einfluss auf die Tropfengröße in der Eindüsung. Eingehende Untersuchungen der Düsencharakteristik ([4]) bei Luftgeschwindigkeiten von 0 bis 15m/s sind in Diagramm 4 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass im untersuchten Geschwindigkeitsbereich keine weitere Reduktion der Tropfengröße unter 1µm bei Steigerung der Geschwindigkeit über 9 m/s hinaus erzielt werden konnte.

Da hohe Strömungsgeschwindigkeiten im Ansaugkanal mit hohen Druckverlusten und Leistungseinbußen im Turbinenbetrieb verbunden sind, wurde die maximale Strömungsgeschwindigkeit im Ansaugkanal auf 6m/s beschränkt. Der Geschwindigkeitsbereich von 0 –

6m/s zeigt in der Studie oben den größten Einfluss auf die Tropfengröße und ist für die Versuchsdurchführung somit ausreichend.

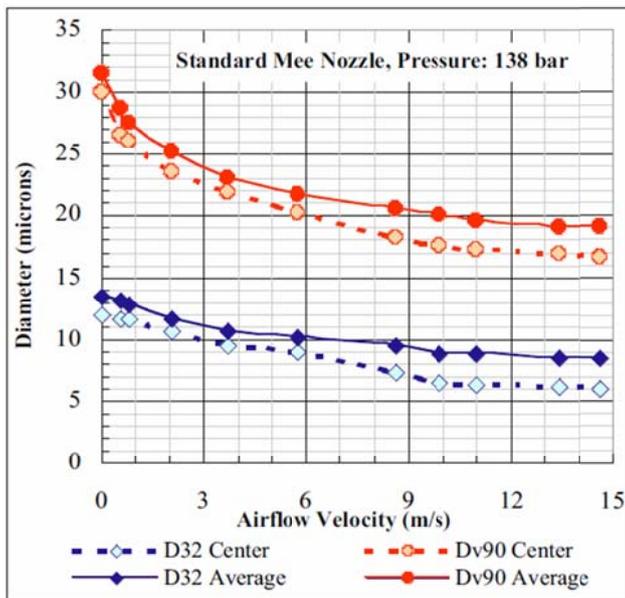


Diagramm 4 Abhängigkeit der Tropfchengröße von Luftgeschwindigkeit ([4] Chaker und Meher-Homji 2002)

Bestimmung der Tropfengröße

In den vorausgegangenen Punkten wurde wiederholt auf die Bedeutung der Tropfengröße verwiesen. Eine Messung der Tropfengröße zur Beurteilung des Wassernebels nach Düsenaus- bzw. vor Verdichtereintritt sollte daher im Rahmen des Forschungsvorhabens unbedingt durchgeführt werden, um Schäden an der Verdichterbeschaukelung zu vermeiden.

Als „Standardinstrument“ hat sich bei vielen Publikationen das „Malvern Spraytec“ bewiesen. Bei diesem System besteht die Möglichkeit neben der Tropfengröße auch die Verteilung der Tropfen über dem Strömungsquerschnitt zu messen. Eine Anschaffung dieses Messsystems war mit dem vorhandenen Projektbudget jedoch nicht möglich.

Eine Kooperation mit dem MCI in Innsbruck ermöglichte die zeitweise Benutzung des dort vorhandenen „Spraytec“-Systems. Da die Leihdauer begrenzt war, musste in Vorversuchen die Auswahl der zu untersuchenden Einflussparameter entsprechend eingeschränkt werden.

1.3.3. Konzept der Instrumentierung der Mikrogasturbine

Die Fogging-Applikation bei einer Mikrogasturbine hat Auswirkungen auf den gesamten Temperatur- und Druckverlauf entlang des Gaspfades von Verdichterein- bis Wärmetauscheraustritt. Eine Erfassung sämtlicher Zustandswerte entlang dieses Pfades wird zur Aus- und Bewertung verschiedener Teilsysteme als auch des Gesamtsystems benötigt (Bild 9).

Das Konzept zur Instrumentierung der Mikrogasturbine folgt der Vorgabe, den Einfluss der Eintrittskühlung auf sämtliche Teilkomponenten der Mikrogasturbine festzustellen bzw. messtechnisch zu erfassen. Bild 9 enthält eine grafische Übersicht sämtlicher Messstellen (turbinenintern als auch peripher), die für die Projektbearbeitung ergänzend zur Standardinstrumentierung appliziert wurden.

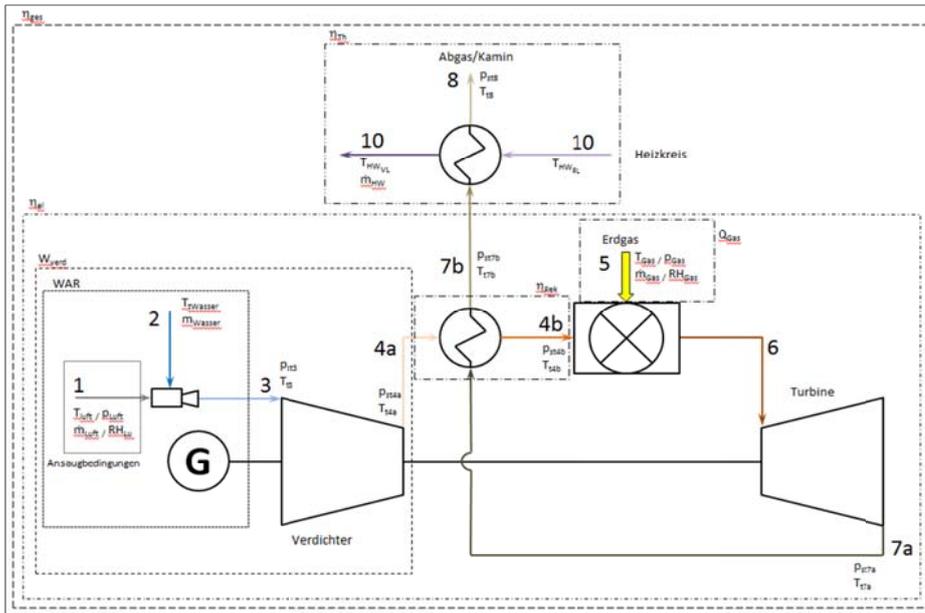


Bild 9 Messstellenübersicht des Mikrogasturbinenprüfstandes

Turbineneigene Messgrößen

Die Mikrogasturbine besitzt zur Regelung und Fehlerüberwachung etwa 180 interne Messstellen. Der Großteil dieser Messstellen bezieht sich jedoch auf elektrische -, oder andere für die Validierung nicht relevante Größen. Die für die Auswertung nutzbaren Messgrößen sehr insgesamt sehr beschränkt. In Tabelle 3 sind die zur weiteren Auswertung nutzbaren Messgrößen grün hinterlegt.

Control Date	Combusator Time
Control Time	Fuel Inlet P LP (kPa)
Engine Speed (rpm)	Fuel Outlet P LP (kPa)
Main Gen Power (W)	RFC Speed (rpm)
TET#1 (°C)	Fuel Valve Command (%)
TET#2 (°C)	Fuel Inlet P HP (kPa)
Turbine Exit Temp (°C)	Gen Speed Ccmd (rpm)
Compressor In Temp (°C)	Gen Speed (rpm)
Valve Position Feedback %	Meter Watts In (W)
Ambient Pressure (kPa)	Meter Watts Out (W)
TET Setpoint (°C)	Meter VAR In (VAR)
Hours	Meter VAR Out (VAR)

Tabelle 3 Übersicht der Turbineninternen Messdaten

Der Vergleich der vorhandenen Turbinenmessstellen mit dem Messstellenplan im Anhang zeigt den Umfang der zu installierenden Messtechnik.

Nutzung vorhandener Ressourcen

Für den Prüfstand und das Messsystem konnten die unten gelisteten messtechnischen Komponenten aus dem Laborbestand der Fakultät sowie externer Institutionen genutzt werden.

Der positive Effekt der Wassereindüsung auf die Stickoxide im Abgas der Mikrogasturbine kann nur mit einem sensitiven Abgasanalyzesystem nachgewiesen werden, da die Emissionen der Mikrogasturbine ohnehin schon sehr niedrig sind. Mobile Abgasmesskoffer sind für diesen Zweck ungeeignet.

- Wasserzähler DN40 für den Heizkreis (HS Augsburg)

- Leistungsmessgerät für die Hochdruckwasserpumpe (HS Augsburg)
- Differenzdrucksensor 10mbar HBM (HS Augsburg)
- Abgasanalysesystem „Pieburg 2000“ (HS Augsburg)
- Scanivalve Druckmesssystem (HS Augsburg)
- Heizwertanalyse des Erdgases (MAN Diesel)
- Malvern Spraytec (MCI Innsbruck)

1.4. Bau und Integration des Systems (konstruktiv und regelungstechnisch)

1.4.1. Aufbau der Turbineninstrumentierung

Der Aufbau der Messtechnik erfolgte in zwei Schritten. Vor Applikation der Mikrogasturbine mit der internen Sensorik, wurden zunächst sämtliche Sensoren bzw. Messgeräte integriert, die keine Demontage der Mikrogasturbine erforderten. Grund hierfür ist der unbeeinflusste Turbinenbetrieb für Referenzmessungen. Nach Abschluss der Referenzmessungen wurde die Mikrogasturbine demontiert und mit interner Sensorik bestückt. Bild 10 zeigt beispielhaft die Verbindungsschläuche der Druckmessstellen an das Messdatenerfassungssystem.



Bild 10 Gestell mit Drucktransmittern, CompactRio-System und el. Einbindung

Bild 10 Durchfluss- und Temperaturmessung des Heizkreises

Nachfolgend werden wichtigsten Messstellen zur Evaluierung der Maschinenleistungsdaten kurz vorgestellt.

Heizkreis

Der Wasserzähler (Bild 11 links) für den heizkreisseitigen Durchfluss stammt aus dem Bestand der Hochschule Augsburg und verfügt über einen einstellbaren Impulsausgang der zur Einbindung in das CompactRio-System verwendet wurde. Die übertragenen Impulse entsprechen [l/s]. Bild 11 rechts zeigt die Temperaturmessstellen vom Heizwasservor- und rücklauf.

Erdgas

Bild 12 zeigt den Drehkolbengaszähler zur Erfassung des Gasverbrauches. Die Messung erfolgt in Betriebskubikmeter, daher ist eine Temperatur (Bild 13) und Druckmessung (Bild 12) zur Berechnung der Normkubikmeter integriert. Der Gaszähler verfügt über einen HF-Signalausgang und liefert 2500 Impulse pro verbrauchten Kubikmeter Gas.



Bild 11 Drehkolbengaszähler zur Erfassung des Gasverbrauches



Bild 12 Messstelle zur Erfassung der Gastemperatur

Ansaugbedingungen

Die Erfassung von Ansaugtemperatur, -feuchte und -druck erfolgt ohne Foggingbetrieb kurz vor Verdichtereintritt. In Bild 14 sind entsprechend Messstellen dargestellt. Der Drucktransmitter für den barometrischen Druck ist im Gestell zusammen mit dem Messsystem untergebracht.



Bild 13 Messstellen zur Erfassung der Ansaugtemperatur, -feuchte und des -druckes



Bild 14 Messstellen zur Erfassung der Abgastemperatur und des Abgasdruckes

Abgas

In Bild 15 ist die Erfassung der Abgastemperatur und des Abgasdruckes dargestellt. Gemessen wird der statische Druck an vier Stellen, die in einer Ringleitung zusammengefasst werden.

Turbineninterne Sensorik

Nach Abschluss der Referenzmessungen wurde die Mikrogasturbine für die Applizierung der internen Messstellen demontiert. In Bild 16 sind die Temperatur- und Druckmessstellen am Turbinengehäuse gekennzeichnet.

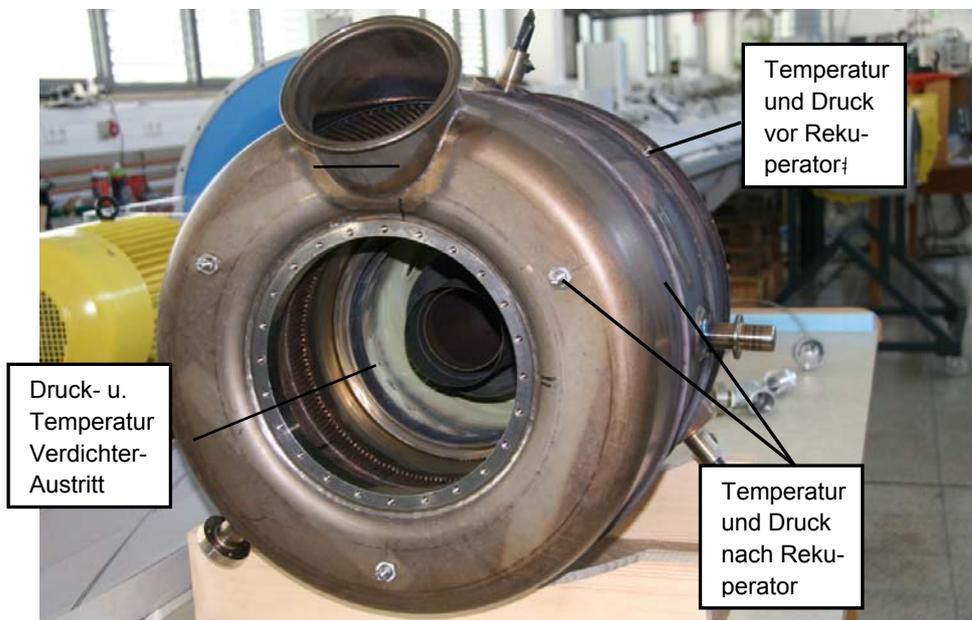


Bild 15 Temperatur und Druckmessstellen am Turbinengehäuse

Die Messstellen konnten als Bohrungen von der Gehäuseaußenseite angebracht werden. Die Anbringung der Thermoelemente erfolgt durch Klemmverschraubungen. Für jede Temperatur sind drei Thermoelemente vorgesehen, die neben einer sauberen Mittelwertbildung auch eine Redundanz gegen Sensorausfall schaffen.

Die Druckmessungen erfolgen ebenfalls an drei Umfangspositionen des Turbinengehäuses. Diese werden zusammengefasst an den Drucktransmitter angeschlossen.

Der Zugang zur Verdichterseite gestaltete sich etwas schwieriger, da er über das „Blow-off“-Ventil erfolgen muss. Es wurden drei Thermoelemente und drei Kapillarrohre über eine spezielle Verschraubung in den Verdichterraum eingebracht (siehe Bild 17), wo sie gleichmäßig am Umfang mittels gepunkteter Feibleche positioniert wurden.



Bild 16 Verschraubung für die verdichterseitigen Messstellen

Programmieren der Datenerfassung mittels Labview

Für die Datenerfassung wird die Labview Programmierumgebung verwendet. Diese bietet den Vorteil, mit dem ausgewählten Messsystem auch regelungstechnische Aufgaben bewältigen und andere Datenquellen in die Messung einbinden zu können. Die Programmierung erfolgte durch eine studentische Hilfskraft. Bild 18 zeigt die Benutzeroberfläche.

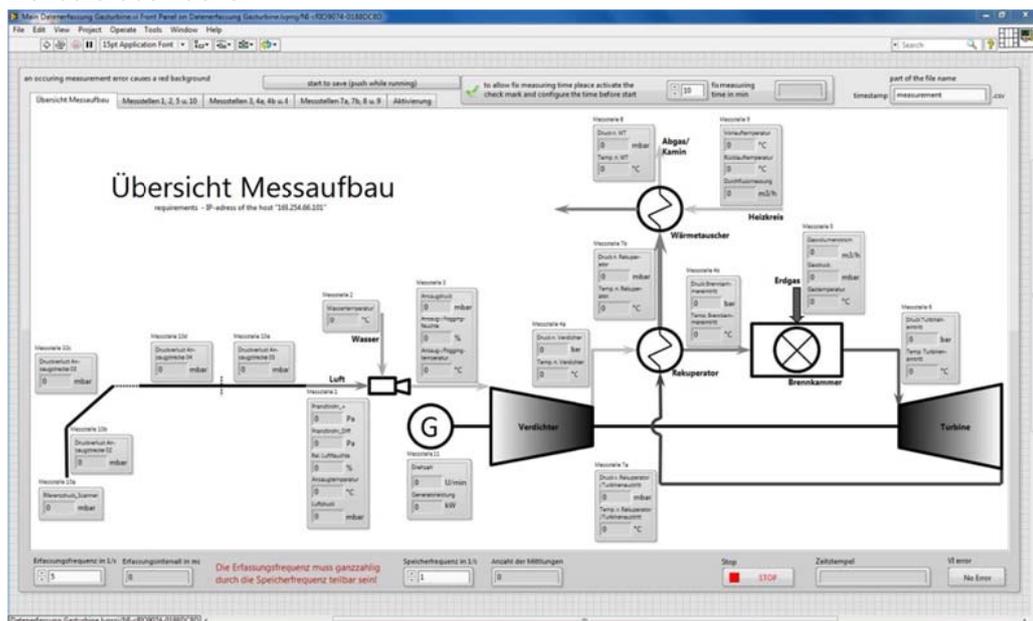


Bild 17 Darstellung der Benutzeroberfläche der Datenerfassung in Labview

Die Datenerfassung dient zur Aufnahme, Verarbeitung und Speicherung der CompactRio- und Mikrogasturbinendaten. Zur Vereinfachung der Auswertung werden die von der Mikrogasturbine geloggtten Daten mit den CompactRio-Daten in ein file geschrieben. Hierdurch erhalten die Daten einen Zeitstempel und ein nachträgliches Synchronisieren entfällt.

Die Benutzeroberfläche ermöglicht die Aktivierung bzw. Deaktivierung verschiedener Messstellen, die Eingabe eines Filenamens, die Vorgabe einer Messdauer und einige weitere praktische Hilfsmittel.

Neben der Datenerfassung sind im Programm die Daten der Kalibrierprotokolle der Messtechnik hinterlegt, sodass die ausgegebenen Daten bereits bereinigt sind.

1.4.2. Referenzpunkte Turbinenbetrieb

Vor der Integration der turbineninternen Messstellen wurden mit der Turbine verschiedene Lastpunkte angefahren. Zum Test der Betriebsgrenzen und zur Erstellung eines Verdichterkennfeldes (soweit möglich) wurden verschiedene Lastpunkte mit unterschiedlicher Androsselung der Ansaugluft vermessen. Diagramm 5 zeigt das Verdichterkennfeld. Dargestellt ist das Verhältnis aus statischen Verdichtereintritts- und austrittsdruck über dem reduzierten Massenstrom bei ISO-Bedingungen (1013mbar und 15°C).

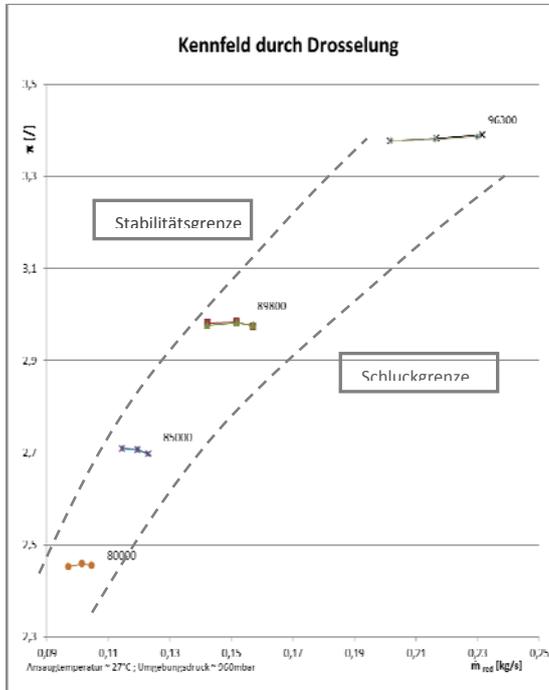


Diagramm 5 Verdichterkennfeld der Mikrogasturbine

Das Diagramm enthält Kennlinien vier verschiedener Drehzahlen der MGT. Bei jeder konstant geregelten Drehzahl wurde verdichterseitig in drei Stufen von 0 bis -25mbar gedrosselt. Eine weitere Drosselung war nicht möglich, da die Regelung der Turbine instabil wurde und zur Notabschaltung führte.

Die unterschiedlichen Steigungen der Drehzahlkennlinien lassen vermuten, dass die Betriebskennlinie der MGT nicht immer im Bereich des besten Verdichtereffizienzgrades liegt. Aufgrund der Turbinenregelung war es jedoch nicht möglich andere Betriebspunkte einzustellen. Ein Vergleich des gemessenen Verdichterkennfeldes mit einem von dem Hersteller gemessenen zeigt deutlich, dass nur ein geringer Bereich des Kennfeldes beim Betrieb als Anlage abgefahren werden kann. Dieser eingeschränkte Betriebsbereich der Mikrogasturbine schränkt ebenso den Applikationsbereich der Wassereindüsung ein, da diese zu einer Verschiebung der Kennfeldpunkte führt.

Bei den Referenzmessungen zeigte sich, dass auf den Betriebsmodus der Turbine wenig Einfluss genommen werden kann. Die Turbinenregelung erlaubt die Vorgabe der Lastpunkte nur mit einer herstellereigenen Remotesoftware. Eine Vorgabe definierter Drehzahlen ist dabei nicht möglich.

Ein weiterer Nachteil des Turbinenbetriebs ist die automatische Regelung der Turbinenaustrittstemperatur auf den konstanten Wert 593°C. Dies bedeutet für die Fogginganwendung, dass die Auswirkungen des Wassereintrages zwar verdichterseitig nachgewiesen werden können, der Einfluss auf die Verbrennungsseite aber nur indirekt möglich ist. Auch die Variation der Turbineneintrittstemperatur ist nicht realisierbar.

Der Betriebsmodus führt daher zu einer Einschränkung der Ergebnisse. Insbesondere gestaltet sich der Nachweis der Stickoxidreduktion mit Wassereindüsung durch die konstant geregelte Turbinenaustrittstemperatur schwierig.

Auch die BTU in Cottbus (Partner für die kooperative Promotion) konnte nach umfangreichen Versuchen an der Capstone C30 keine Modifizierung der Turbinenregelung zur Erweiterung des Betriebsbereiches erzielen.

1.4.3. Aufbau und Test der Ansaugstrecke an der Turbine

Bild 19 zeigt den installierten Ansaugkanal an der Turbine.

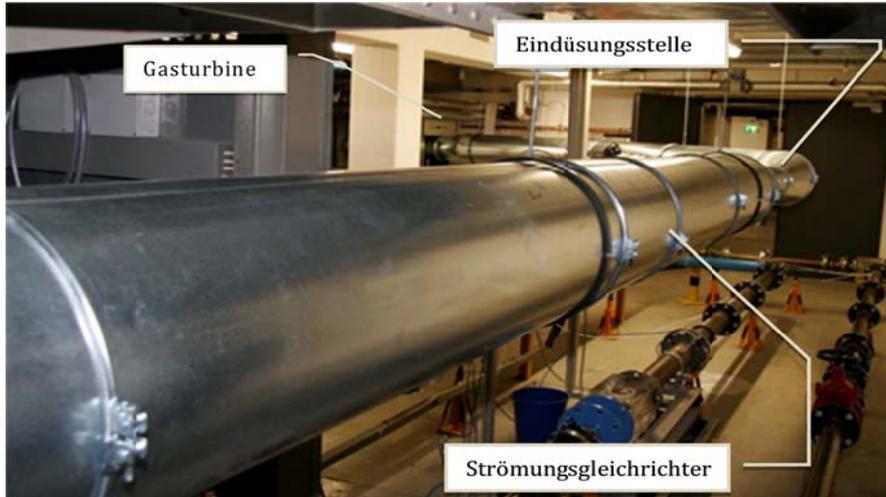


Bild 18 Installierter Ansaugkanal an der Mikrogasturbine

Nach Integration aller Komponenten, ausschließlich des Wärmetauschers, wurde mit dem Testbetrieb begonnen. Zur Reduktion der Start/Stop-Zyklen wurde zunächst ein Dauerbetrieb für eine Woche gefahren. Hierbei konnte die mechanische Stabilität der Aufhängung und der Vollastbetrieb getestet werden.

Der maximal gemessene Druckverlust der gesamten Ansaugstrecke liegt bei 1,3 mbar. Hiervon entfällt der größte Verlust auf den Luftfilter, der in diesem Aufbau noch am Verdichtereintritt platziert ist. Bei Foggingbetrieb wird ein Luftfilter im Ansaugbereich des Ansaugkanals integriert. Dadurch können die Druckverluste durch die größere Filterfläche reduziert werden.

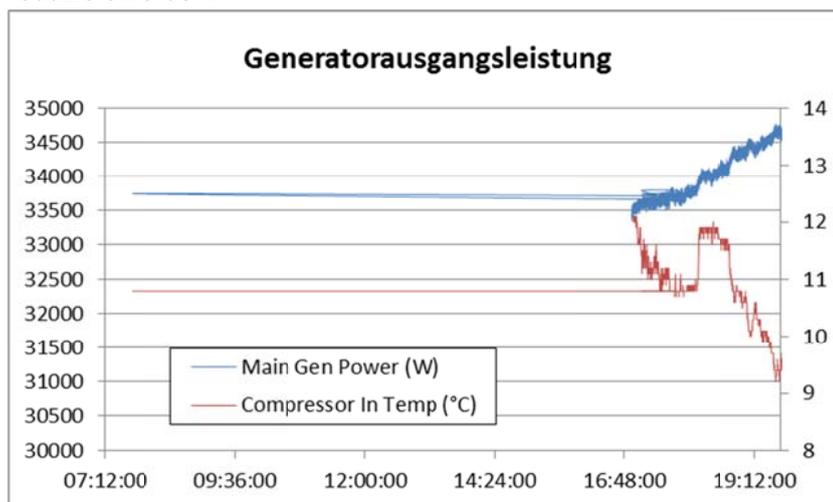


Bild 20 Generatorleistung in Abhängigkeit der Ansaugtemperatur

Bild 20 zeigt die Ausgangsleistung der Turbine in Abhängigkeit der Ansaugtemperatur. Ein Vollastbetrieb ist bis zu einer Ansaugtemperatur von 10°C möglich ist. Die Temperatur weicht von der Herstellerangabe 15°C ab, da sich diese auf ISO-Bedingungen (rH 60%, 15°C, 1013mbar) bezieht.

1.4.4. Aufbau der Ansaugstrecke am Axialventilator

Bevor die Fogging Versuche an der Gasturbine durchgeführt werden können, muss sichergestellt sein in welchem Zustand das eingedüste Wasser am Verdichter ankommt. Hierzu wurde die gesamte Ansaugstrecke der Turbine an einen bestehenden Axialventilator im Strömungslabor angekoppelt. Der Vorteil besteht in der Möglichkeit, stufenlos die Strömungsgeschwindigkeit der Luft und somit auch den Luftmassenstrom einstellen zu können. Es ist eine kontrollierte Bestimmung der in 1.2.2 definierten Fogging Parameter möglich.

Bild 21 zeigt den Aufbau der Ansaugstrecke am Axialventilator.



Bild 21 Aufbau der Ansaugstrecke am Axialventilator

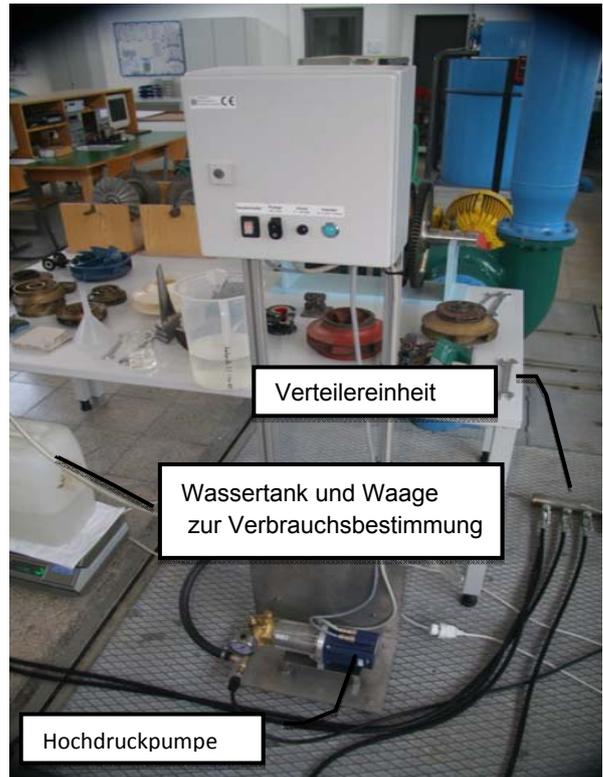


Bild 19 Aufbau des Pumpensystems

Durch die modulare Konzeption der Messtechnik, konnte das Gestell mit Druckmessung und CompactRio-System zur Datenerfassung ohne Anpassungen für die Vorversuche am Axialventilator versetzt werden.

In Bild 22 ist das Pumpensystem mit Verteiler und Messung der Wassermasse dargestellt. Die Einheit ist kompakt und kann daher am Aufbau leicht versetzt werden.

Bei der Eindüsung von Wasser in den Ansaugkanal, insbesondere bei Overfogging, führt die Wandbenetzung zum Ausfall einer unbestimmten Wassermenge. Das Wasser sammelt sich am Rohrboden und muss aus dem Ansaugkanal abgeführt werden. Hierzu wurde in den Rohrbögen jeweils ein Ablass integriert (siehe Bild 23). Die ausgefallene Wassermenge wird ebenfalls gewogen, um die tatsächlich verdunstete Wassermenge bilanzieren zu können. Eine Angabe des Verdunstungswirkungsgrades ist nur möglich, wenn die verdunstete Wassermasse bekannt ist.

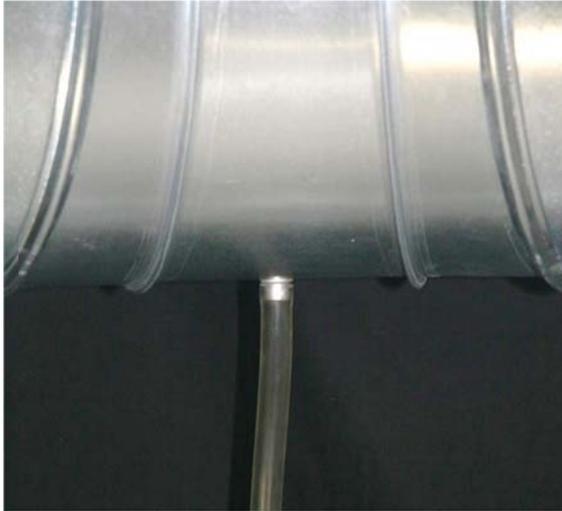


Bild 20 Drainagestelle im Ansaugkanal

1.4.5. Vorversuche zur Bestimmung der finalen Eindüsungsgeometrie

Die Vorversuche am Axialventilator dienten der Festlegung der letztgültigen Eindüsungsgeometrie und Düsenkonfiguration. Kriterien hierfür waren der tatsächliche Durchfluss der Nebeldüsen (mit teilweise erheblichen Abweichungen von den Herstellerangaben), die Wandbenetzung bzw. die ausgefallene Wassermenge sowie die Strahlausbreitung während der Eindüsung. Die Installationsmöglichkeiten spielten bei diesen Betrachtungen ebenfalls eine Rolle.

Diagramm 6 zeigt die Ergebnisse der Durchflussmessung der einzelnen Düsen. Die in 1.2.2 definierte Düsenmatrix wurde somit bestätigt und kann für den finalen Aufbau verwendet werden.

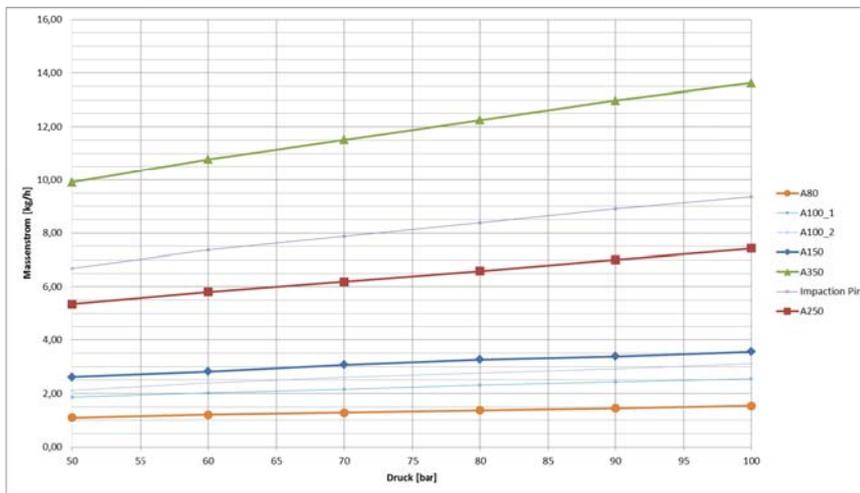


Diagramm 6 Darstellung des Wasserdurchsatzes der unterschiedlichen Nebeldüsen

Zur Untersuchung der Eindüsungsgeometrie wurde jede einzelne Düse für die Messdauer von einer Stunde an eine bestimmte Position gebracht und bei konstantem Druck und Strömungsgeschwindigkeit die Austrittstemperatur und ausgefallene Wassermasse gemessen. Bild 24 zeigt die unterschiedlichen Positionen der Düse im Ansaugkanal. Bild 25 zeigt die Resultate dieser Versuchsreihe.

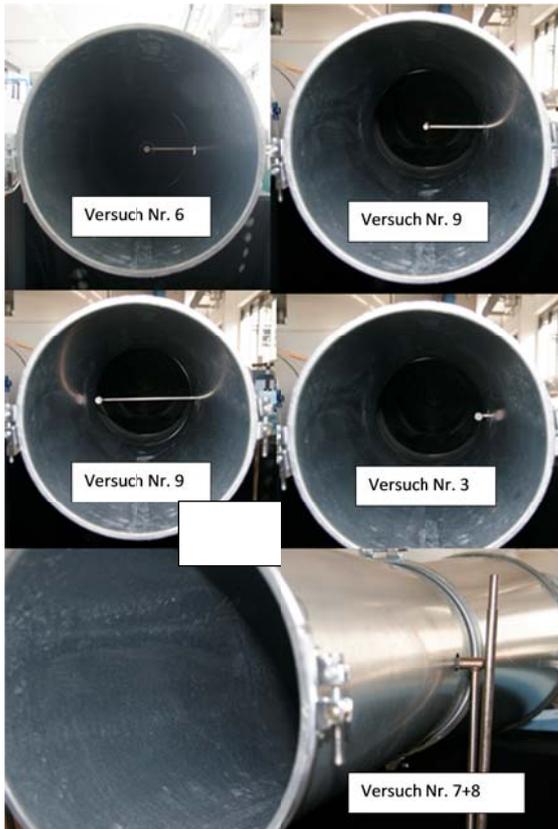


Bild 21 Düsenpositionen bei den Vorversuchen

Die Vorversuche haben ergeben, dass eine Eindüsenanordnung nach Versuchskonfiguration 7 und 8 (Bild 24) am Umfang der Rohrwand die besten Ergebnisse liefert. Der in Bild 23 grün markierte Balken zeigt den prozentualen Anteil des ausgefallenen Wassers. Die Ergebnisse der Versuche 2 und 3 sind nicht in der Tabelle dargestellt, die ausgefallene Wassermasse beträgt hier jedoch weit über 20%.

Versuchskonfiguration 9 bietet zwar die beste Temperaturverteilung über dem Rohrquerschnitt, für die Fogginganwendung sind jedoch 6 Nebeldüsen notwendig. Daher wurde entschieden, die finale Eindüsengeometrie nach Anordnung 7 bzw. 8 durchzuführen.

Versuch Nr.	6	7	8	9	10
Drehzahl Axialventilator	1400	1400	1400	1400	1400
Rohranordnung	2/4/6-11/3/5/12-13	2/4/6-11/3/5/12-13	2/4/6-11/3/5/12-13	2/4/6-11/3/5/12-13	2/4/6-11/3/5/12-13
Düse	A150	A150	A150	A150	A150
Druck [bar]	100	100	100	100	100
Zeit [min]	65	60	60	60	61
Düsenposition	mittig	fensterseitig	raumseitig	mittig	mittig
Düsenausrichtung	in Stromrichtung	senkrecht zur Stromrichtung	senkrecht zur Stromrichtung	gegen Stromrichtung	in Strömungsrichtung
Masse Wasser eingedüst [g]	3850,8	3561,4	3607,3	3566	3600,4
Masse Wasser abgeflossen [g]	167,8	0	0	85,4	190
Prozent	4,4	0,0	0,0	2,4	5,3
Kanister Leergewicht [g]	786,5	786,5	786,5	786,7	786,7
rel. Luftfeuchtigkeit [%]	55	52	52	52	50
Umgebungstemperatur [°C]	23,2	22,5	22,2	20,1	20,1
Temperatur Rohraustritt mittig	15,4	16,2	16,5	16,0	17,0
Temperatur Rohraustritt rechts	14,4	15,2	16,0	16,1	16,9
Temperatur Rohraustritt oben	15,8	15,2	15,5	16,1	17,2
Temperatur Rohraustritt links	17,0	13,2	14,5	16,1	17,0
Temperatur Rohraustritt unten	16,1	13,6	14,7	16,0	17,0
Kommentar		Rohrboden feucht	Rohrboden trocken		

Bild 22 Ergebnisse der Vorversuche

1.4.6. Integration der finalen Eindüsungsvorrichtung

Nach Abschluss der Vorversuche wurde ein Konzept für die finale Eindüsungsgometrie erstellt. Diese sollte die Möglichkeit bieten, stufenlos unterschiedliche Winkel der Eindüsung zu ermöglichen. Die Düsenhalterung ist in Bild 5 bereits dargestellt. Bild 26 zeigt die Halterung montiert an der Rohrwand mit integrierter Winkeleinstellung.



Bild 23 Düsenhalter mit Winkeleinstellung



Bild 24 Standort der Mikrogasturbine im Keller

1.5. Schwierigkeiten bei der Umsetzung des Messvorhabens

1.5.1. Messtechnik

Die Suche nach einem nutzbaren „Malver Spraytec“-System sowie die Abstimmung des Leihzeitraumes erwiesen sich als unsicher. Mit der Nutzung des Systems konnte erst im Juli 2014 begonnen werden. Dadurch verzögerten sich der Rückbau des Ansaugkanals an die Mikrogasturbine und letztlich auch der Start der Eindüsuungsversuche an der Turbine um ca. einen Monat. Die Vermessung der Tropfengröße am Ansaugkanal lag jedoch schon in der Messphase und somit in der allgemeinen Zeitplanung.

1.5.2. Örtliche Gegebenheiten

Die Mikrogasturbine wurde aus logistischen Gründen (Anbindung an den Heizkreis und die Netzeinspeisung) im Keller eines Laborgebäudes untergebracht (Bild 27). Die Applikation des Ansaugkanals, die Integration der Messtechnik und die Zugänglichkeit für Servicezwecke erforderten eine geringfügige Drehung der Mikrogasturbine, sowie eine Anpassung an der bestehenden Heizwasserverrohrung und Gaszuführung. Damit waren nicht einkalkulierte Kosten von 3000€ durch die Fremdvergabe an einen Heizungsinstallateur verbunden.

1.5.3. Schalldämpfer

Die Anbringung des Ansaugkanals an der Mikrogasturbine hatte zur Folge, dass die verdichterseitigen Schallemissionen aus dem Kellerbereich austraten. Die Herstellerangaben zu den Schallemissionen liegen, verteilt über verschiedene Frequenzbereiche, bei durchschnittlich 106dBA, was die Integration eines Schalldämpfers im Ansaugbereich (Bild 28) erforderte.

Die Kosten für die zusätzliche Einrichtung wurden von der Hochschule getragen und belasten das Projektbudget nicht.



Bild 25 Schalldämpfer für die Ansaugluft

1.5.4. Werkstattpersonal

Aufgrund eines längerfristigen Ausfalls eines Werkstattmitarbeiters, mussten sämtliche Vorrichtungen, Hilfsmittel und sonstige handwerkliche Tätigkeiten vom Projektmitarbeiter durchgeführt werden. Dies übersteigt den im Zeitplan angedachten Zeitrahmen und führt zu einer deutlichen Mehrarbeit. Die Einhaltung des Projektplanes konnte nur dadurch eingehalten werden.

1.5.5. Regelungstechnische Integration der Wassereindüsung

Wie unter 1.3.2 bereits ausgeführt, ist eine Modifizierung der Steuer- und Regelung der Mikrogasturbine nicht möglich. Die Programmierung einer Schnittstelle für die Aktivierung bzw. Steuerung der Wassereindüsung ist daher nicht realisierbar.

Das Foggingssystem muss daher als „Stand-Alone“-System betrieben werden. Inwieweit die Turbinenregelung die Wassereindüsung kompensieren kann, konnten erst die Versuche aufzeigen.

2. Systementwurf und -aufbau

2.1. Integration einer Abgasmessblende

Im Abgasstrang der Mikrogasturbine wurde zur Bestimmung des Abgasmassenstromes eine Messblende nach DIN ISO 5167 integriert (Bild 29). Die abgasseitige Messposition wurde gewählt, da sich auch die Herstellerdaten auf den Abgasmassenstrom beziehen. Die Messblende bietet eine zusätzliche Validierungsmöglichkeit.

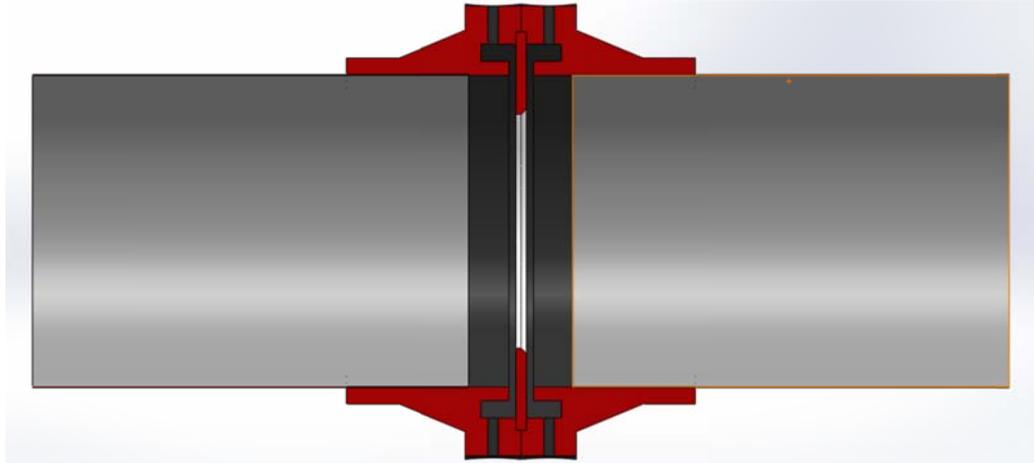


Bild 26 Schnittdarstellung der Abgasmessblende

2.2. Einbau des Heizregisters

Die Durchführung der Foggingversuche (Vor- und Turbinenversuche) erfordert eine Variation der Ansaugtemperaturen bis zu 40°C. Zur Realisierung der Versuche, unabhängig von den Umgebungstemperaturen, wurde ein elektrisches Heizregister (12kW Anschlussleistung) in den Ansaugkanal integriert. Die Heizung besitzt eine interne Temperaturregelung, wodurch konstante Ansaugbedingungen für die Turbine vorgegeben werden können. Bild 30 zeigt das im Ansaugkanal verbaute Heizregister am Turbinenprüfstand. Die eingestellte Temperatur zeigt einen Schwankungsbereich von $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$.

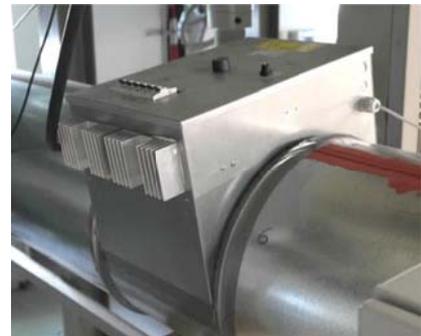


Bild 27 Heizregister im Ansaugkanal

2.3. Fremdluftversorgung der Generatorlagerung

Die Lagerung des Generatorrotors ist als Luftlager ausgeführt. Die Luftversorgung des Lagers erfolgt über die Ansaugluft der Gasturbine, welche stirnseitig auf die Eintrittsfläche des Generators trifft. (Bild 31). Zum Schutz des Luftlagers vor Wassereintritt bei den Fogging bzw. Overfoggingversuchen, musste eine Fremdluftversorgung und eine Kapselung für den Generator entworfen werden. Bild 32 zeigt die stirnseitige Abdeckung mit Anschluss für die Fremdluftversorgung. Zusätzlich ist das verdichterseitige Luftlager ebenfalls gekapselt (hier nicht dargestellt). Die externe Luftversorgung des Lagers erfolgt über ein separat, außerhalb des Ansaugkanals, angebrachtes Radialgebläse.

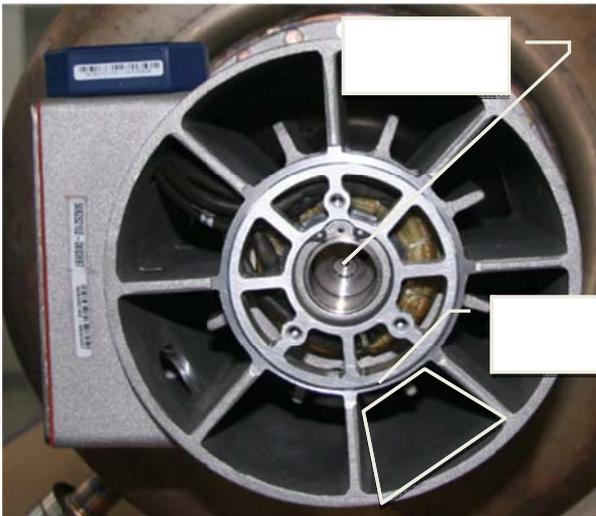


Bild 28 Eintrittsfläche der Ansaugluft am Generator

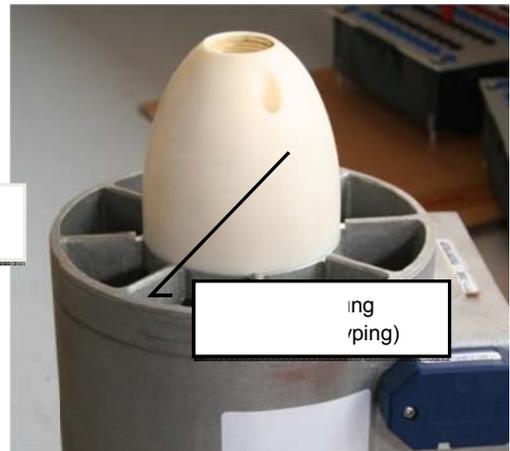


Bild 29 Lagerabdeckung mit Anschluss für Fremdluftversorgung

2.4. Schutz des Verdichters vor Tropenschlag

Bei den Versuchen mit dem Generatordummy zeigte sich eine unvorhersehbare Problematik im Overfoggingbetrieb. Bei Übersättigung der Luft (es wird mehr Wasser in die Ansaugluft eingedüst, als verdunsten kann) bildet sich auf den Kühlrippen des Generators ein Wasserfilm, der sich verdichterseitig in Tropfen mit bis zu 2mm Durchmesser ablöst (Bild 33). Diese Tropfen würden beim Turbinenbetrieb ungehindert auf die Verdichterbeschaufelung treffen und zu erheblichen Schäden führen. Der Schutz der hierfür konzipiert wurde, greift an zwei Stellen. Vor Umströmung des Generators wurde stirnseitig auf den Kühlrippen eine Maske zur Abscheidung der Wassertropfen montiert, die zu einer Reduktion der Wasserfilmbildung führt. Im zweiten Schritt wurde ein Drainagesystem am Ende der Kühlrippen (verdichterseitig) installiert, um das Wasser von den Kühlrippen aufzufangen und aus dem Generatorgehäuse abzuleiten. Die Installation dieses Systems wurde erst unmittelbar vor den Overfoggingversuchen an der Turbine installiert, um die Foggingversuche unbeeinflusst davon durchführen zu können.

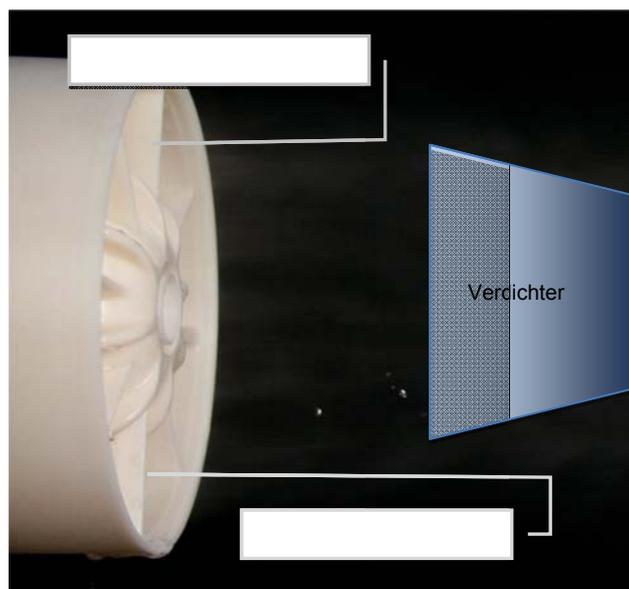


Bild 30 Tropfenbildung vor Verdichtereintritt

3. Messphase

Die Messphase gliedert sich in die Ausarbeitung des Testprogramms und der Durchführung der Versuche selbst.

Die Versuche wurden in fünf Teilbereiche untergliedert:

- Vorversuche am Axialventilator zur Bestimmung aller relevanten Foggingparameter
- Referenzmessung an der MGT im „trockenen“ Betrieb
- Messungen an der MGT im Foggingbetrieb
- Messungen an der MGT im Overfoggingbetrieb
- Messungen an der MGT mit indirekter Verdunstungskühlung

3.1. Abschließende Arbeiten am Gasturbinenprüfstand

3.1.1. IB der applizierten Messtechnik im Turbinenbetrieb

Die Inbetriebnahme der applizierten Messtechnik am Gasturbinenprüfstand verlief weitgehend problemlos. Etwas zeitintensiver war zunächst die Sensorzuordnung in der automatischen Messdatenerfassung.

3.1.2. Inbetriebnahme des Heizregisters

Beim erstmaligen Betrieb der Gasturbine mit Heizregister zeigten sich, insbesondere im niedrigen Leistungsbereich des Heizregisters, starke Temperaturschwankungen bei konstanten Luftmassenströmen. Diese betragen bis zu $\pm 5^{\circ}\text{C}$ und waren für den Versuchsbetrieb unzulässig. Das Heizregister besteht aus drei paarweise betriebenen Heizspulen, welche im Betrieb alle aktiv sind. Zur Reduktion der Temperaturschwankungen wurden die Spulenpaare mit separaten Sicherungen versehen, um die Heizleistung auf den jeweils benötigten Luftmassenstrom und die Temperaturerhöhung anpassen zu können. Nach den Modifikationen war Betrieb mit maximalen Temperaturschwankungen von $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ möglich, die im Bereich der Temperaturmessgenauigkeit liegen.

3.1.3. Ausarbeiten der Messdatenauswertung

Die Messdatenauswertung und -weiterverarbeitung erfolgt aufgrund der Vielzahl an Daten und Berechnungsschritten in der Programmierumgebung Matlab. In studentischer Arbeit wurde eine graphische Benutzeroberfläche erstellt, mit der die Turbinenmesswerte aus den mit Labview erzeugten .csv-Dateien automatisiert eingelesen werden können.

Aus redundanten Messdaten wird für den jeweiligen Messpunkt der arithmetische Mittelwert gebildet, der in rechnerische Auswertung des Turbinenbetriebspunktes eingeht. Tabelle 4 enthält die wichtigsten Berechnungswerte sowie die darin einfließenden Stoffwerte. Zusätzlich können Parameter wie Gaszusammensetzung und die zur Fogging verwendete Wassermenge ausgegeben werden. Die verwendeten Berechnungsverfahren bzw. Stoffwertquellen sind referenziert. Messdaten, -parameter und Berechnungsdaten werden während des Anlagenbetriebs direkt angezeigt und als Matlab-file gespeichert.

	Parameter	Berechnung nach :
Blendenmessung	Abgasmassen- und Abgasvolumenstrom Dichte dyn. Viskosität	DIN EN ISO 5167 VDI 4670 VDI-WA
p, T-Zustandspunkte	Entropie Enthalpie Dichte spez. isobare Wärmekapazität	VDI 4670
Fogging	Feuchtkugeltemperatur Sättigungswasserbeladung Wasserbeladung	

	Dampfdruckkurve über Flüssigkeiten Dampfdruckkurve über fester Phase spez. isobare Wärmekapazität Luft spez. isobare Wärmekapazität Wasser	Wagner Goff-Gratch VDI-WA Baehr
Wirkungsgrad	thermisch elektrisch	
Verdichter	Verdichtungsverhältnis Verdichterwirkungsgrad	

Tabelle 4 Übersicht der wesentlichen berechneten Werte

3.2. Erstellen des Testprogramms

Bild 34 zeigt eine Übersicht des gesamten geplanten Messumfanges. Die Messungen werden in zwei Hauptschritte unterteilt:

- **Vorversuche am Axialventilator** (Festlegung der Eindüsungsgeometrie und Parameter für die Applikation an der Turbine)
- **Messungen an der Turbine** (Messungen an der Turbine mit applizierter Wassereindüsung)

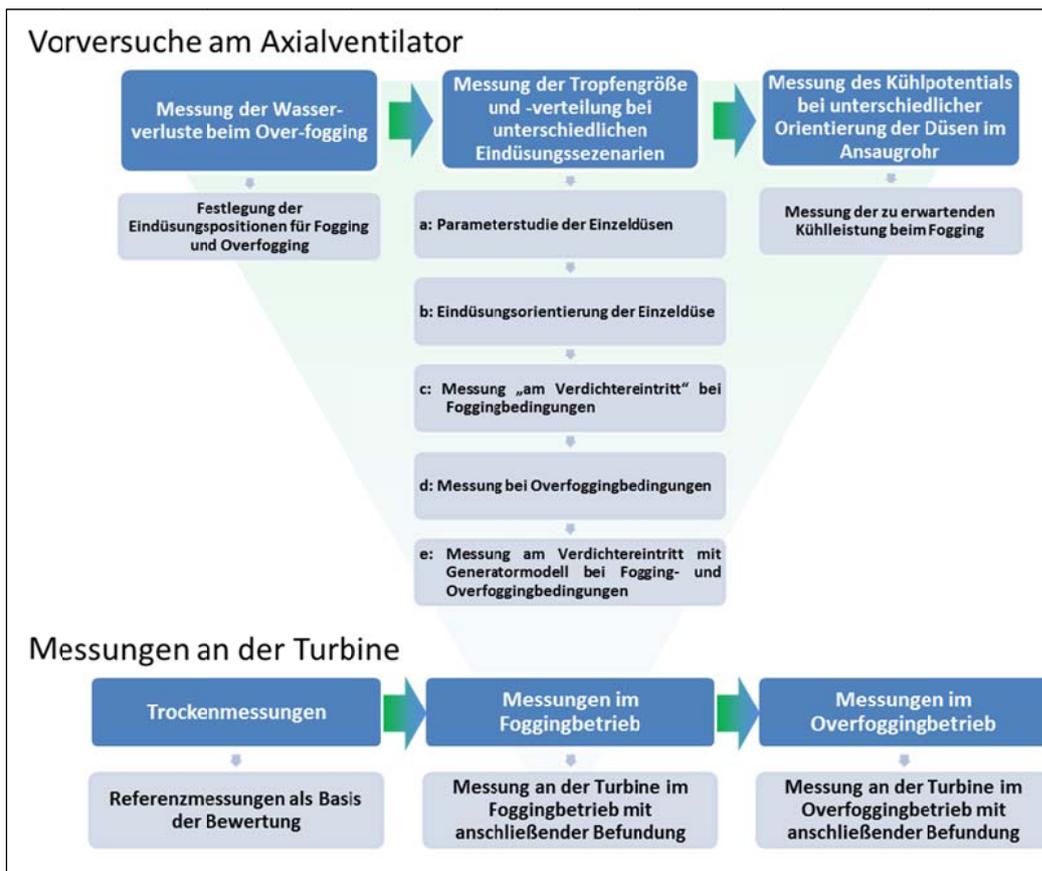


Bild 31 Übersicht des geplanten Messumfanges

Die Erläuterung der einzelnen Punkte folgt in Punkt 3.2.1.2.

3.2.1. Vorversuche am Axialventilator

Bild 35 zeigt den Aufbau der Versuchsstrecke am Axialventilator, die dem Aufbau der Turbinenansaugstrecke vollkommen entspricht, um bei den Fogging- bzw. Overfoggingversuchen an der Turbine den Einfluss der Rohrgeometrie auf die Tropfengröße und die

ausfallende Wassermenge vorhersagen zu können. Die weiter unten beschriebenen Freistrahlsversuche wurden an einer Teilstrecke des Ansaugkanals durchgeführt.

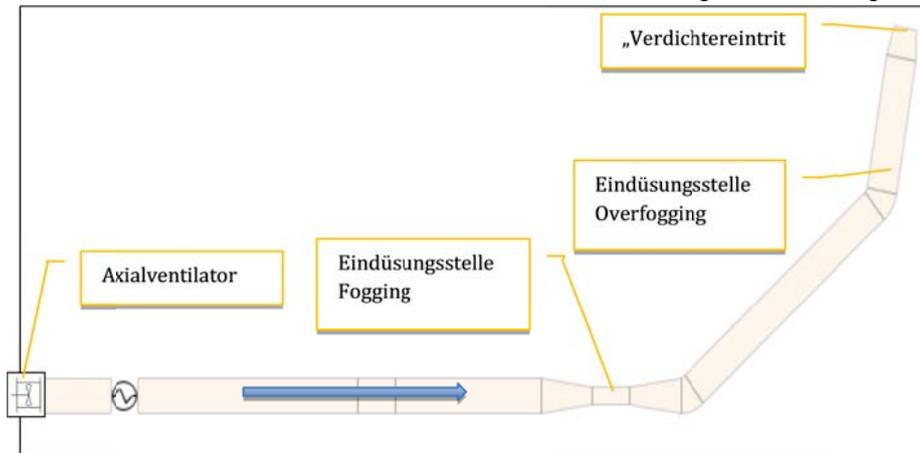


Bild 32 Versuchsaufbau am Axialventilator

3.2.1.1. Messung der Wasserverluste beim Overfogging

Die ersten Probeversuche am Axialventilator zeigten, dass im Overfoggingbetrieb eine nicht unwesentliche Menge des eingedüsten Wassers durch Anlagerung an der Rohrwand als Verlustwasser ausfällt. Zur Quantifizierung der Verlustmenge im Overfoggingbetrieb wurde der Versuchsaufbau nach Bild 35 konzipiert. Definiert wurden zwei unterschiedliche Eindüsungsstellen. Dargestellt sind ebenfalls die Drainagestellen zur Rückgewinnung des ausfallenden Wassers.

Position Fogging: Dieser Eindüsungsort wurde ursprünglich für das Fogging- sowie Overfogging vorgesehen. Die Position im Ansaugkanal ergibt eine für die Foggingapplikation notwendige Verdunstungsstrecke.

Position Overfogging: Die vorgelagerte Eindüsungsstelle wurde gewählt, um die Wasserverluste entlang des Ansaugkanals zu verringern. Kritisch ist hier jedoch die Strömungsumlenkung in den Rohrbögen, die zu höheren Wasserverlusten führt. Eine Verdunstungsstrecke ist für die Overfogginganwendung nicht relevant, da die Ansaugluft ohnehin gesättigt ist.

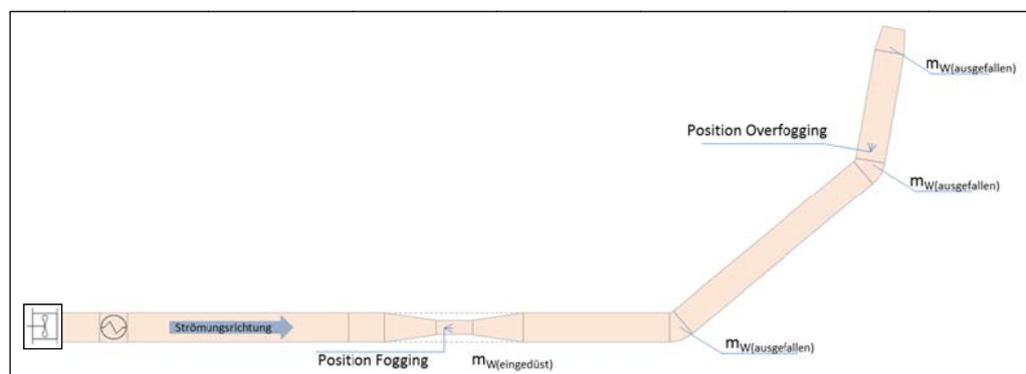


Bild 33 Darstellung der Eindüsungpositionen

Nebenstehende Tabelle 5 zeigt eine Übersicht der am Axialventilator geplanten Messungen zum ausfallenden Wasser. Die Versuche werden bei maximalem Luftmassenstrom (Vollastbetrieb der Gasturbine) mit stufenweiser Anhebung des eingedüsten Wassermassenstromes durchgeführt. Neben der Eindüsenposition wird auch der Rohrdurchmesser variiert, um den Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit der Luft zu betrachten.

Position Eindüsung	Düsenkonstellation	Druck [bar]	Rohrdurchmesser [mm]
Fogging	6*200	80	250
Fogging	6*200	50	250
Fogging	3*200	80	250
Fogging	3*200	50	250
Fogging	6*200	80	400
Fogging	6*200	50	400
Fogging	3*200	80	400
Fogging	3*200	50	400
Overfogging	6*200	80	250
Overfogging	6*200	50	250
Overfogging	3*200	80	250
Overfogging	3*200	50	250
Overfogging	6*200	80	400
Overfogging	6*200	50	400
Overfogging	3*200	80	400
Overfogging	3*200	50	400

Tabelle 5 Übersicht der geplanten Messpunkte

3.2.1.2. Messung der Tropfengröße und -verteilung bei unterschiedlichen Eindüsungsszenarien

Die Messung des Tropfenstroms erfolgte mit einem Malvern Spraytec System der Hochschule Innsbruck. Die Messmethode mittels Laserbeugung findet in der Industrie und Forschung eine breite Anwendung und gewährleistet eine gute Vergleichbarkeit der Daten mit bestehenden Veröffentlichungen zu Nebeldüsen. Die Messung der Tropfengröße und -verteilung staffelte sich in mehrere Einzelversuche. Die Messungen im „Freistrah“ wurden am 250mm bzw. 400mm Ansaugrohr durchgeführt. Die Messungen „am Verdichtereintritt“ stellen den Zustand der Strömung vor Eintritt in die Gasturbine dar.

Die Messvorrichtung war auf einem Hubtisch angebracht. Somit konnte der gesamte Rohrdurchmesser vermessen und die Tropfenverteilung über dem Querschnitt bestimmt werden. Aus Tabelle 6 können die Parameter mit dem jeweiligen Variationsbereich entnommen werden.

Parameter	Bereich
Düsenorientierung	1 - 9 / coflow, counterflow, 90°
Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	2-14
Pumpendruck [bar]	50-100
Düsenanzahl	1-6
Düsengröße [µm]	80, 200
Messabstand [mm]	200, 300, 500

Tabelle 6 Parameter mit jeweiligem Einstellbereich

Tabelle 7 zeigt eine Übersicht der geplanten Versuchsaufbauten mit den jeweiligen Parametern. Die Reihenfolge der Versuchskonfigurationen a bis e sollte den Umfang der jeweiligen Folgeversuche reduzieren.

Parameter	Versuchsaufbau				
	a	b	c	d	e
Düsenorientierung	var	var	var	var	var
Strömungsgeschwindigkeit	var	const	var	var	var
Pumpendruck	var	const	var	var	var
Düsenanzahl	const	const	var	var	var
Düsengröße	var	var	var	const	const
Messabstand	var	var	const	const	const

Tabelle 7 Parameter mit jeweiligem Einstellbereich

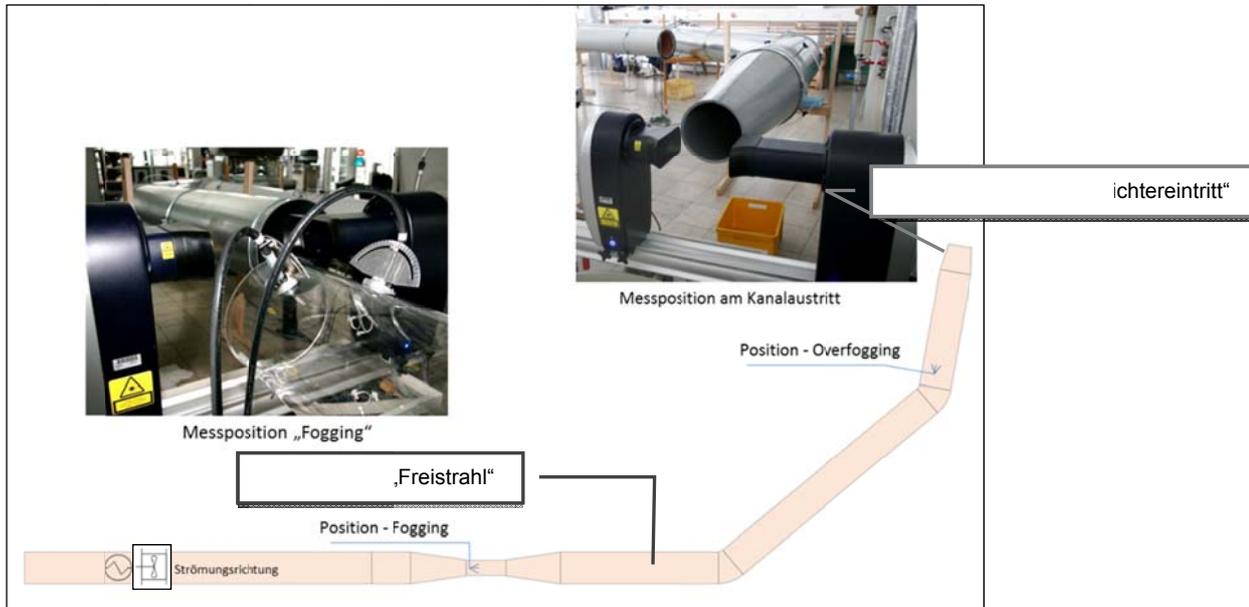


Bild 34 Darstellung der Messpositionen bei der Tropfengrößenbestimmung

a. Parameterstudie der Einzeldüsen

Die Einzeldüsenmessungen erfolgten am Versuchsaufbau „Freistrah“. Tabelle 8 zeigt den Messplan mit den einzustellenden Parametern. Variiert wurden Pumpendruck, Eindüsen-orientierung zum Luftstrom sowie Strömungsgeschwindigkeit der Luft. Die Strömungsgeschwindigkeit wurde über die Drehzahl des Axialventilators eingestellt, der sich damit einstellende Luftmassenstrom spielte für die Messungen keine Rolle. Bei den gewählten Abstufungen ergaben sich für diese Messung 216 Messpunkte.

Orientierung Eindüsung	Düse	Druck [bar]	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
Coflow	80	50 - 100bar	2 - 14 m/s
Counterflow	80	50 - 100bar	2 - 14 m/s
Perpendicular	80	50 - 100bar	2 - 14 m/s
Coflow	200	50 - 100bar	2 - 14 m/s
Counterflow	200	50 - 100bar	2 - 14 m/s
Perpendicular	200	50 - 100bar	2 - 14 m/s

Tabelle 8 Übersicht der geplanten Messpunkte zur Parameterstudie

b. Eindüsenorientierung der Einzeldüse

Die Messung der unterschiedlichen Eindüsenwinkel erfolgte analog zu Punkt a. Die Parameter Pumpendruck und Strömungsgeschwindigkeit wurden bei dieser Messreihe konstant gehalten, um die Unterschiede der verschiedenen Eindüsenwinkel und Messabstände gemäß Tabelle 9 zu vergleichen. Bei der gewählten Abstufung ergaben sich 54 Messpunkte.

Orientierung Eindüsung	Düse	Druck [bar]	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	Messabstand [mm]
1 bis 9	80	100 bar	5,6	200
1 bis 9	80	100 bar	5,6	300
1 bis 9	80	100 bar	5,6	500
1 bis 9	200	100 bar	5,6	200
1 bis 9	200	100 bar	5,6	300
1 bis 9	200	100 bar	5,6	500

Tabelle 9 Übersicht der geplanten Messpunkte zur Eindüsenorientierung

c. Messung „am Verdichtereintritt“ bei Foggingbedingungen

Die Messungen „am Verdichtereintritt“ erfolgten im Freistrahls hinter dem an der Turbine verbauten Ansaugkanal (Tabelle 10). Der Aufbau entsprach dem späteren an der Gasturbine. Da keine vollständige Verdunstung des zur Sättigung der Luft eingedüsten Wassers erwartet werden kann (Verdunstungswirkungsgrad liegt < 100%), sollte die am Verdichter anliegende Resttropfengröße und –verteilung ermittelt werden. Die Eindüsung erfolgte bei zwei unterschiedlichen Rohrdurchmessern bzw. Strömungsgeschwindigkeiten. Der Luftmassenstrom wurde dabei konstant gehalten, um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Bei der gewählten Abstufung ergaben sich 60 Messpunkte.

Orientierung Eindüsung	Düse	Druck [bar]	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	Rohrdurchmesser an der Eindüsungsstelle [mm]
1, 3, 4	200, 80	50 - 100	5,6	400
1, 3, 4	200, 80	50 - 100	5,6	250
1, 3, 4	200	50 - 100	5,6	400
1, 3, 4	200	50 - 100	5,6	250

Tabelle 10 Übersicht der geplanten Messpunkte bei Foggingbedingungen

d. Messung bei Overfoggingbedingungen

Die Messungen bei Overfoggingbedingungen fanden sowohl im Freistrahls, als auch „am Verdichtereintritt“ statt. Bei den Overfoggingversuchen war die in den Ansaugkanal eingebrachte Wassermenge sehr groß. Dies lässt aufgrund der geringen Querschnittsfläche an der Eindüsungsstelle eine gewisse Beeinflussung der Düsenkegel untereinander erwarten (Agglomeration). Die Freistrahlsversuche dienen der Beurteilung der optimalen Eindüsungsgeometrie und Strömungsgeschwindigkeit unabhängig der nachfolgenden Einbauten, die zu einer Beeinflussung der Tropfengröße führen könnten. Im zweiten Schritt wurde die Tropfengröße und –verteilung „am Verdichteraustritt“ gemessen, die tatsächlich anliegen. Bei der gewählten Abstufung ergaben sich 100 Messpunkte.

Orientierung Eindüsung	Düse	Druck [bar]	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	Rohrdurchmesser an der Eindüsungsstelle [mm]	Position Eindüsungsstelle
1 bis 6	3 - 6x200	50 - 100	5,6	400	Overfogging
1 bis 6	3 - 6x200	50 - 100	5,6	250	Overfogging
1 bis 6	3 - 6x200	50 - 100	5,6	400	Fogging
1 bis 6	3 - 6x200	50 - 100	5,6	250	Fogging
1 bis 6	3 - 6x200	50 - 100	5,6	400	
1 bis 6	3 - 6x200	50 - 100	5,6	250	

Tabelle 11 Übersicht der geplanten Messpunkte bei Overfoggingbedingungen

e. Messung am Verdichtereintritt mit Generatordummy bei Fogging- und Overfoggingbedingungen

Wie in Punkt 1.1.3 bereits beschrieben, umströmt die Ansaugluft der Turbine die Statoreinheit des Generators, die eine Vielzahl an Kühlrippen aufweist. Ein in studentischer Arbeit entworfenes Generatorstatormodell (Rapid Prototyping) diente zur Beurteilung des zu erwartenden Wasserverlustes bei der Statorumströmung. Die Versuche mit dem Generatormodell sollten die Tropfengröße und –verteilung quantifizieren und mögliche Probleme für den Verdichter aufdecken. Bei der gewählten Abstufung ergaben sich 32 Messpunkte.

Orientierung Eindüsung	Düse	Druck [bar]	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	Rohrdurchmesser an der Eindüsungsstelle [mm]	Position Eindüsungsstelle
1 bis 6	1 - 3x200	50 - 100	5,6	400	Overfogging
1 bis 6	6x200	50 - 100	5,6	250	Overfogging
1 bis 6	6x200	50 - 100	5,6	400	Fogging
1 bis 6	6x200	50 - 100	5,6	250	Fogging

Tabelle 12 Übersicht der geplanten Messpunkte mit Generatormodell

3.2.1.3. Messung des Kühlpotentials bei unterschiedlicher Orientierung der Düsen im Ansaugrohr

Basierend auf den Messungen zur Tropfengröße und -verteilung wurden die Düsenanordnungen für die Versuche des Kühlpotentials (bei den jeweiligen Ansaugtemperaturen minimale erreichbare Temperatur durch Fogging) ausgewählt. Geplant waren Messungen bei unterschiedlicher Düsenanordnung, steigenden Ansaugtemperaturen und steigender Sättigung der Luft. Die Versuche sollten Ergebnisse zur optimalen Parametrisierung der Eindüsung liefern.

Im Weiteren wurden auch hier Versuche mit dem Generatormodell gefahren, um die Schwelle der Wasserfilmbildung auf den Kühlrippen des Generators zu finden und die sichere Betriebsgrenze an der Gasturbine bei Foggingbetrieb zu finden, ohne das weitere Schutzmaßnahmen installiert werden müssen. Bei der gewählten Abstufung ergaben sich 100 Messpunkte.

Orientierung Eindüsung	Düse	Druck [bar]	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	Temperaturstufen [°C]
Coflow	80;200	50 - 100	5,6	20
Counterflow	80;200	50 - 100	5,6	25
Perpendicular	80;200	50 - 100	5,6	30

Tabelle 13 Übersicht der geplanten Messpunkte zur Ermittlung des Kühlpotentials

3.2.2. Messungen an der Turbine

Zur ordentlichen Bewertung der Versuchsergebnisse wurden die Messungen an der Turbine gestaffelt durchgeführt. Die Versuche mit dem für die Turbine größtem Schadensrisiko wurden hinten angestellt, um die Ermittlung der Basisresultate nicht zu gefährden. Für die Beurteilung der Messungen im Fogging- und Overfoggingbetrieb diente die Trockenmessung als Referenz und wurde daher zuerst durchgeführt. Im nächsten Schritt folgten die Fogging- und Overfoggingversuche mit jeweils abschließender Befundung. Die einzelnen Schritte werden nachfolgend erläutert. Bild 38 zeigt enthält einen Überblick des gesamten Versuchsablaufes für die Messungen an der Turbine.

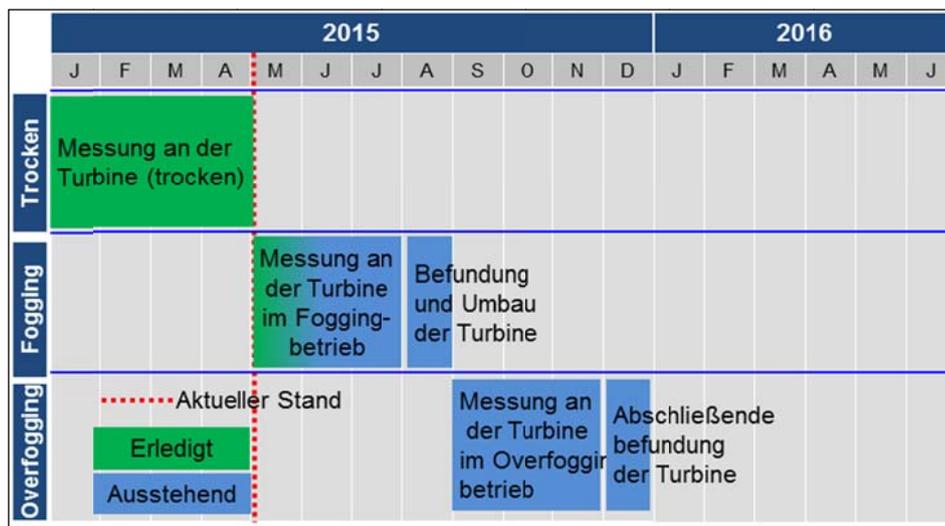


Bild 35 Geplanter Versuchsablauf der Turbinenmessungen

3.2.2.1. Trockenmessungen

Messungen bei konstanten Drehzahlen waren an der Capstone C30 Gasturbine aufgrund der gekapselten Regelung nicht möglich. Die Planung der Messungen erforderte daher ein angepasstes Vorgehen. Statt, wie bei der Messung von Verdichterkennfeldern üblich, Punkte konstanter Drehzahl aufzunehmen, wurden bei den Messungen an der Mikrogasturbine Punkte jeweils gleicher Einspeiseleistung angefahren. Daraus ergaben sich für die steigenden Ansaugtemperaturen steigende Drehzahlen bei gleicher Last. Aus den sich ergebenden Betriebslinien konnten die Punkte gleicher Drehzahl letztlich berechnet werden. Die Trockenmessungen umfassten folgende Punkte:

- Referenzmessungen für den Vergleich mit der „Original“-MGT Konfiguration (vor Applikation der Messtechnik und Ansaugkanal) und den Hersteller-Referenzen
- Trockenmessungen bei:
 - Steigenden Ansaugtemperaturen (Vorwärmung der Ansaugluft mittels Wärmetauscher)
 - Unterschiedlichen Laststufen/Drehzahlen
 - Trockenmessungen mit Fremdluftversorgung der Generatorlager

Tabelle 14 zeigt den Messplan für die trockenen Messungen. Gemessen wurde in Lastabstufungen von 2kWel von der maximal erreichbaren Last bis auf 10kWel. Die Leistung von 10kWel lag bereits unter der Applikationsgrenze für Fogging bzw. Overfogging. Die Messung der unteren Lastpunkte bzw. Drehzahlen diente der erweiterten Darstellung im Verdichterkennfeld. In Tabelle 9 sind die für die jeweilige Ansaugtemperatur maximalen elektrischen Leistungen angegeben. Diese variieren aufgrund des unterschiedlichen Luftdruckes leicht.

Bei jeder Ansaugtemperatur ist jeweils eine, der Minderungskurve, entsprechende maximale Leistung erreichbar (mit o gekennzeichnet). Bei höheren Ansaugtemperaturen kann die maximale Nennlast nicht mehr erzielt werden (mit x gekennzeichnet).

Der Messplan für die trockenen Messungen enthält Messungen bei tieferen Ansaugtemperaturen als für Fogging bzw. Overfogging vorgesehen. Diese Punkte dienen zur Validierung der Messungen mit Herstellerdaten.

		Temperatur [°C]						
		5	10	15	20	25	30	35
Leistung [kW]	10	o	o	o	o	o	o	o
	12	o	o	o	o	o	o	o
	14	o	o	o	o	o	o	o
	16	o	o	o	o	o	o	o
	18	o	o	o	o	o	o	o
	20	o	o	o	o	o	o	max.19,5kW
	22	o	o	o	o	max.21,5kW	max.20,5kW	x
	24	o	o	max. 23,5kW	max. 23kW	x	x	x
	26	o	o	x	x	x	x	x
	28	o	max. 27kW	x	x	x	x	x

Tabelle 14 Übersicht der geplanten Messpunkte der Trockenmessungen

3.2.2.2. Messungen im Foggingbetrieb

Die Messpunkte der Foggingversuche orientierten sich, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, an den Messpunkten der trockenen Referenzmessung.

- Foggingmessungen bei:
 - Steigenden Ansaugtemperaturen (Vorwärmung der Ansaugluft mittels Wärmetauscher)

- Unterschiedlichen Laststufen/Drehzahlen

In Tabelle 15 sind die geplanten Messpunkte mit den jeweils für Fogging benötigten durchschnittlichen Wassermassenströmen aufgeführt.

		Temperatur [°C]				
		15	20	25	30	35
Leistung [kW]	10	2,03	2,85	3,91	4,92	5,38
	12	2,26	3,08	4,28	5,27	5,83
	14	2,47	3,35	4,60	5,52	6,24
	16	2,59	3,51	4,93	5,97	6,77
	18	2,72	3,71	5,16	6,23	6,91
	20	2,83	3,90	5,45	6,47	7,03
	22	2,92	4,02	5,56	6,63	
	24	3,04	4,09			
	26	3,12				
	28					

Tabelle 15 Übersicht der geplanten Messpunkte der Trockenmessungen

Gemessen wurde eine Lastreihe bei jeweils einer konstanten Ansaugtemperatur. Für jeden dieser Punkte wurde die maximal zur Sättigung benötigte Wassermenge eingedüst. Die Punkte wurden zuerst trocken und anschließend im Foggingmodus gemessen.

Im Weiteren wurde zur Betrachtung des Turbinenverhaltens bei steigender Eintrittsfeuchte für konstante Ansaugtemperaturen die eingedüste Wassermenge schrittweise bis zur Sättigung angehoben. Die Messungen fanden ausschließlich bei der für die entsprechende Ansaugtemperatur maximal erreichbaren Turbinenleistung statt, um die Anzahl der Messpunkte zu reduzieren. Bedingt durch den düsenseitigen Wassermassenstrom ergaben sich für die verwendeten Düsenkonstellationen „Lücken“ in der eindüsbaren Wassermasse. Diagramm 7 zeigt die erreichbaren Wassermassenströme der verwendeten Düsen-konstellationen.

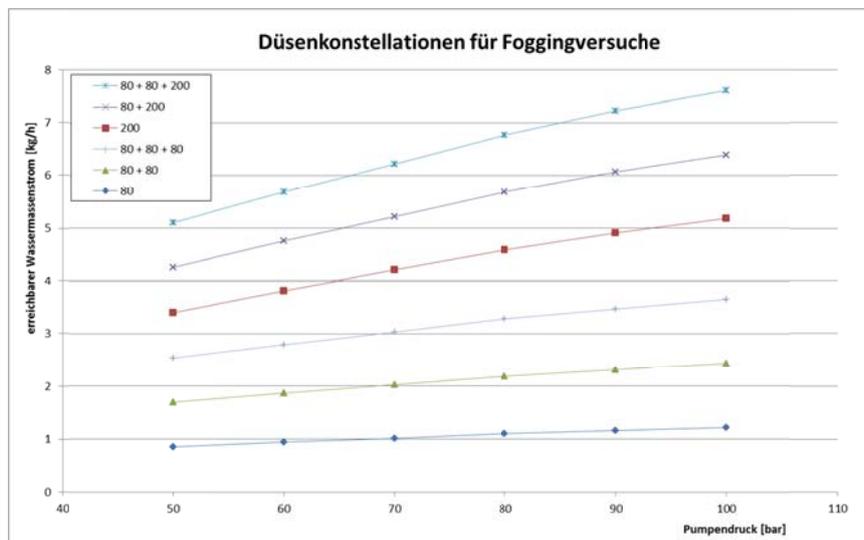


Diagramm 7 Verfügbare Wassermassenströme bei unterschiedlichen Düsenskonstellationen

Tabelle 16 zeigt den Wassermassenstrom der beiden verwendeten Düsengrößen für den jeweils minimal und maximal applizierten Pumpendruck.

Wassermassenstrom [kg/h]		Düsengröße	
		80er	200er
Pumpendruck [bar]	50	0,85	3,40
	100	1,22	5,18

Tabelle 16 Minimale und maximale Wassermassenströme der Einzeldüsen

Die gewählte minimale Anfangstemperatur für die Foggingversuche von 15°C richtete sich nach der sog. „Icing“-Temperatur. Bei der „Icing“-Temperatur führt die Dichteänderung am Verdichtereintritt zu einem Temperaturabfall unter 0°C, der zu Eisbildung an der Verdichterbeschaufelung führen kann. Diesen Zustand gilt es auf jeden Fall zu verhindern, da die Eisbildung zu einer Beschädigung der Beschaufelung führen würde. Diagramm 8 zeigt die Temperaturgrenze mit und ohne Fogging ab der mit Eisbildung zu rechnen ist. Die gezeigte Grenze von 15°C bezieht sich auf eine rel. Luftfeuchte von 43%. Bei geringerer Luftfeuchte würde „Icing“ auftreten (bei 30% rel. Luftfeuchte als roter Punkt dargestellt). Eine weitere Sicherheit gegen „Icing“ bildet der Wärmeverlust des Generators. Die Verlustleistung des Generators (Kühlung durch Ansaugluft) erwärmt die Ansaugluft um ca. 3°C und bietet zusätzliche Sicherheit gegen ungewollte Eisbildung.

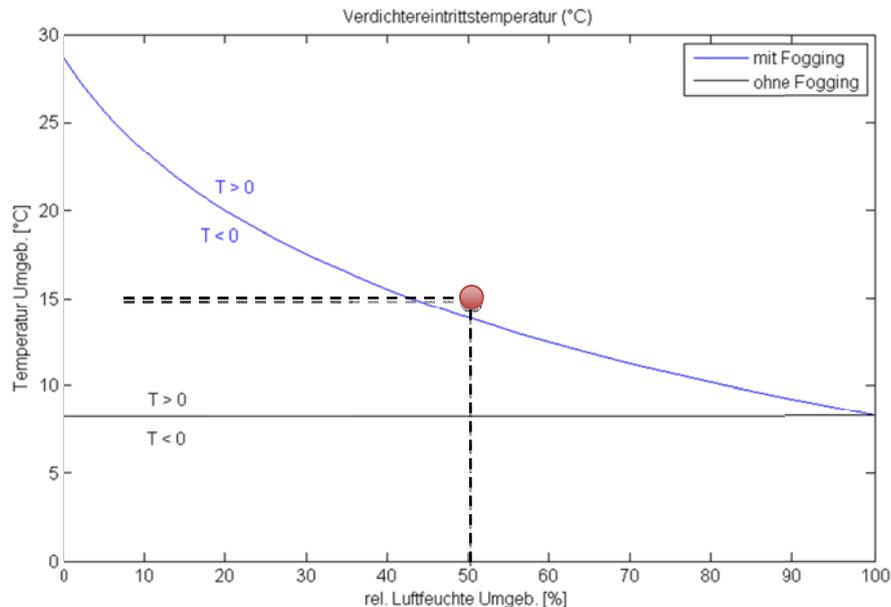


Diagramm 8 „Icing“-Grenze in Abhängigkeit der rel. Luftfeuchte mit und ohne Fogging

3.2.2.3. Messungen im Overfoggingbetrieb

Die Overfoggingmessungen wurden getrennt von den Foggingmessungen durchgeführt. Die Gründe hierfür sind:

1. Die Foggingmessungen an der Turbine können ohne den geplanten Schutz für Tropfenschlag ausgeführt werden. Da die Schutzvorrichtung unweigerlich in die Strömungsführung der Ansaugluft eingreift, käme es zu einer Verfälschung der Messungen für den reinen Foggingbetrieb und eine saubere Abschätzung des Leistungs- bzw. Wirkungsgradgewinns wäre nicht möglich.
2. Nach erfolgten Foggingversuchen kann eine erste Befundung des Verdichters vorgenommen werden, um eventuell vorhandene mechanische Schäden (FOD, Erosion) zu ermitteln und diese eindeutig dem Fogging zuzuordnen.
3. Bei den Overfoggingmessungen kann aufgrund der hohen Wassermenge im Ansaugluftstrom ein Schaden der Turbine (Verdichter, Generator, usw.) nicht ausgeschlossen werden. Die Foggingversuche erfolgen daher im ersten Schritt, um die Basisresultate des Projektes zu gewährleisten.

- Overfoggingmessungen bei:
 - Zunehmendem Wasser/Luft Verhältnis

- Steigenden Ansaugtemperaturen (Vorwärmung der Ansaugluft mittels Wärmetauscher)
- Unterschiedlichen Laststufen/Drehzahlen

4. Bei den Overfoggingversuchen wird es vermutlich durch die tropfenbeladene Luftströmung zu einer gewissen Erosion an der Verdichterbeschaufelung kommen. Die vorschreitende Verschlechterung des Verdichterwirkungsgrades würde die Ergebnisse der Foggingmessung beeinflussen und die Aussagekraft mindern.

Die Messungen im Overfoggingbetrieb wurden bei einer Ansaugtemperatur von 30°C durchgeführt. Eine erhöhte Ansaugtemperatur wurde gewählt, um konstante Ansaugtemperaturen während des gesamten Versuches zu gewährleisten. Diese sollten zu jeder Zeit über den tageszeitlichen Temperaturverläufen liegen. Des Weiteren erlaubten die hohen Ansaugtemperaturen die Betrachtung des maximal erreichbaren Leistungsgewinns bei Overfoggingbedingungen, da der Turbinenbetrieb keine Überlastkonditionen zulässt. Die maximal eingedüste Wassermenge wurde auf 1% des trockenen Luftmassenstroms beschränkt. Grund hierfür ist die Wellenlagerung von Verdichter und Turbine. Die Speisung der als Luftlagerung ausgeführten Wellenlagerung mit komprimierter Luft erfolgt aus einem Ringraum nach dem Radialverdichter. Beim Overfogging kann nicht gewährleistet werden, dass eine Wasserfilmbildung im Verdichter an der Zapfstelle der Luftlagerung auftritt. Wie bereits bei der generatorseitigen Luftlagerung erläutert, würde ein Eindringen von flüssigem Wasser in die Luftlagerung zu so hohen Scherkräften führen, dass ein Schaden unvermeidlich wäre. Bei Mikrogasturbinen mit Öllagerung trifft dieses Phänomen nicht zu und höhere Wasser-Luft-Verhältnisse wären möglich.

Die Overfoggingversuche wurden mit zwei unterschiedlichen Düsengrößen gefahren, um eine möglichst homogene Abstufung der benötigten Wassermenge zu erreichen. Wie bei den Foggingversuchen bereits beschrieben, kamen die 80er und 200er Düsen zum Einsatz. Die Overfoggingversuche wurden bei maximalem Wasserdruck (100bar) durchgeführt, um die Größe der Wassertropfen auf ein Minimum zu reduzieren.

Diagramm 9 zeigt in blau den eingedüsten Wassermassenstrom mit entsprechender Düsenkonfiguration gegenüber der dafür in grau dargestellten benötigten Wassermasse für 1% Overfogging. Es ist erkennbar, dass die verfügbare Wassermasse bei maximaler Eindüsung die zum Overfogging benötigte Wassermasse übersteigt. Dieser Überschuss ist notwendig um das zwangsläufig ausfallende Wasser zu kompensieren.

Tabelle 17 zeigt eine Übersicht der Messpunkte mit den in Grauschattierungen verwendeten Düsenkonfigurationen. Ein Messdurchlauf ergibt somit 71 Messpunkte.

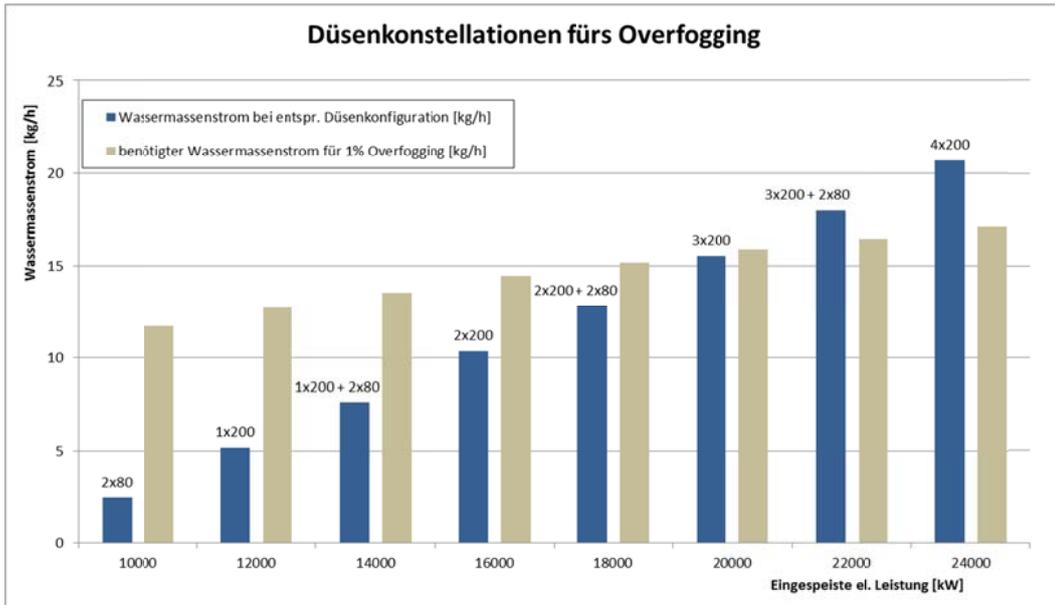


Diagramm 9 Verfügbarer Wassermassenstrom bei 100bar und gegebenen Düsenkonstellationen und lastabhängiger Wassermassenbedarf für 1%Overfogging

Leistung [kW] bei 30°C	Düsenkonfiguration									Schaltstufen der Düsen
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	
10	o	o	o	o	o	o	o	o	o	1
12	o	o	o	o	o	o	o	o	o	2
14	o	o	o	o	o	o	o	o	o	3
16	o	o	o	o	o	o	o	o	o	4
18	o	o	o	o	o	o	o	o	o	5
20	o	o	o	o	o	o	o	o	o	6
22	max. 20,5kW	ca. 21,5kW	o	o	o	o	o	o	o	7
24	x	x	ca. 22,5kW	ca. 23,5kW	ca. 24kW	o	o	o	o	8
26	x	x	x	x	x	ca. 24,5kW	ca. 25kW	ca. 25,5kW	ca. 26kW	9
28	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

Tabelle 17 Uebersicht der geplanten Messpunkte der Foggingmessung

3.3. Messphase

Bild 39 zeigt nochmals schematisch den gesamten oben beschriebenen Messumfang mit den bisher abgearbeiteten Punkten (grün) und den nicht vollumfassend durchgeführten Messungen (blau).

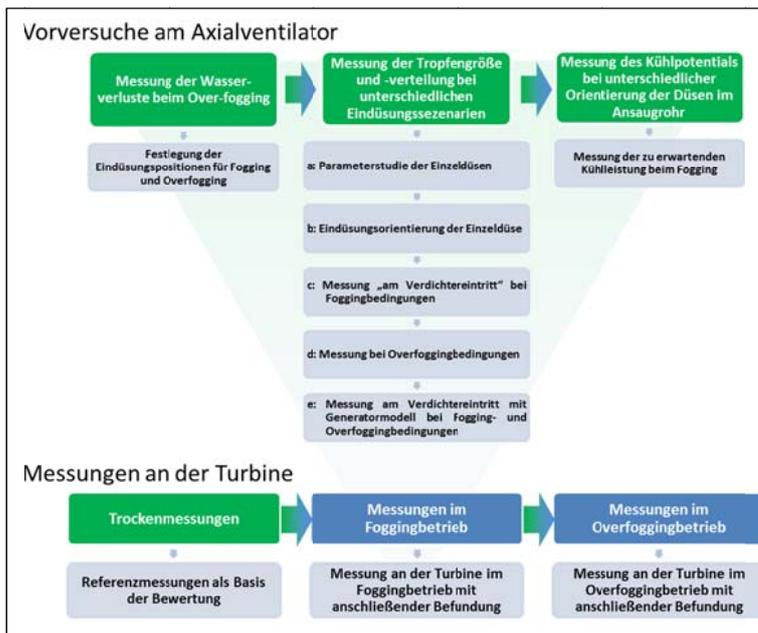


Bild 36 Uebersicht des geplanten Messumfanges

3.3.1. Vorversuche am Axialventilator

3.3.1.1. Messung der Wasserverluste bei der Overfogginganwendung

Die Ergebnisse der Verlustmengenmessung bei Overfoggingbedingungen sind im Diagramm 10 dargestellt. Die Eindüsung der Wassermenge wurde stufenweise bis zu 2% Overfogging (2% Wassereindüsung des trockenen Luftmassenstroms) angehoben. Sie erfolgte an der Fogging-Position in Bild 37. Gemessen wurde bei zwei unterschiedlichen Rohrdurchmessern – 250mm und 400mm – die jeweils einer Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 5,6m/s bzw. 2m/s entsprachen. Untersucht wurde dabei neben dem Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auch der Einfluss der Wegstrecke innerhalb des Ansaugkanals auf den Wasserverlust.

Im Diagramm 10 ist für die Foggingposition (rote und blaue Punkte) der durchgängig hohe Wasserverlust von über 50% der eingedüsten Wassermenge erkennbar. Hierbei war die Strömungsgeschwindigkeit an der Eindüsungsstelle unerheblich, der größere Rohrdurchmesser erweist sich bei höheren Wassermassenströmen sogar als vorteilhafter. Aufgrund des geringen Unterschiedes wurde bei der Overfoggingposition auf eine Messung mit dem 250mm Rohrdurchmesser verzichtet. Die Ergebnisse (grüne Punkte) zeigen deutlich geringere Verlustraten bei der Eindüsung an der Overfoggingposition. Der Hauptgrund für die deutlich höheren Ausfallraten bei der Eindüsung an der Foggingposition liegt an der Strömungsumlenkung in den Rohrkrümmungen (Wang et al.). Ein weiterer Grund ist das Absinken nicht schwebefähiger Tropfen innerhalb der Verweildauer des Ansaugrohres.

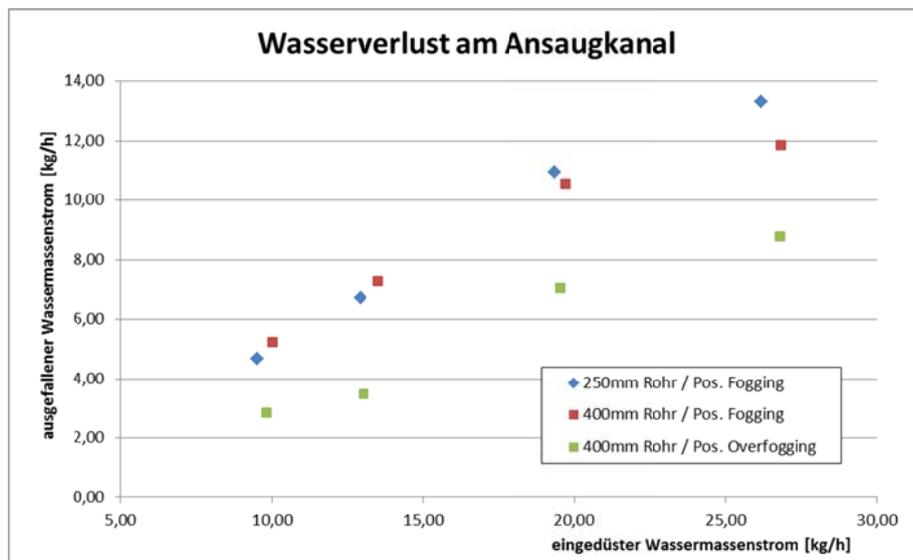


Diagramm 10 Wasserverluste im Ansaugkanal in Abhängigkeit der eingebrachten Wassermenge und Position der Eindüsung

Die hohen Wasserausfallraten beim Overfogging an der Eindüsungsposition „Fogging“ bestätigen die Verschiebung der Eindüsungsstelle auf die Position „Overfogging“. Eine Verdunstungsstrecke ist für die Overfoggingversuche nicht notwendig, da die Ansaugluft bei Erreichen der Overfoggingposition ohnehin gesättigt ist.

Vergleichswerte zum Wasserverlust aus Veröffentlichungen bzw. Industrieanwendungen konnten nicht gefunden werden.

3.3.1.2. Messung der Tropfengröße und -verteilung bei unterschiedlichen Eindüsungsszenarien

Zur Eindüsung werden zwei verschiedene Systeme genutzt. Zum einen werden die Düsen mit Hilfe von Zugängen direkt an der Rohrwand platziert und stehen so in Grundposition senkrecht zur Strömung (Bild 40). Das andere System nutzt eine

Rohrverlängerung zur mittigen Platzierung der Düsen im Ansaugrohr (Bild 41). Tabelle 18 und 19 listen die Düsenausrichtungen.

Die Ausrichtungen von 01 - 09 beschreiben die Eindüsung direkt von der Rohrwand, die voll bestückt eine Anordnung von 6 Düsen im Abstand von 60° zueinander erlaubt. Die hierfür konstruierten Düsenhalterungen (Bild 40) ermöglichen es, die Düsen senkrecht zur Rohrwand zu kippen (Kippwinkel α) und senkrecht zur Rohroberfläche zu drehen (Drehwinkel γ) (Bilder 42 und 43). Die Winkel können an einer Skala abgelesen und fixiert werden. Die Tabellen 42 und 43 zeigen eine Übersicht der einstellbaren Düsenorientierungen für die Versuche.

Die Konfigurationen coflow – counterflow – 90° gehen von jeweils einer mittig platzierten Düse aus (Position 7).

- Coflow = in Strömungsrichtung
- Counterflow = gegen die Strömungsrichtung
- 90° = Senkrecht zur Strömungsrichtung

Hierbei ist auch denkbar, die Anzahl der Düsen zu erhöhen, wenn ein geeigneter Abstand der Düsen zueinander gewählt wird.



Bild 37 Düsenhalterung mit Winkelskala



Bild 38 Eindüsungsposition Rohrmittle

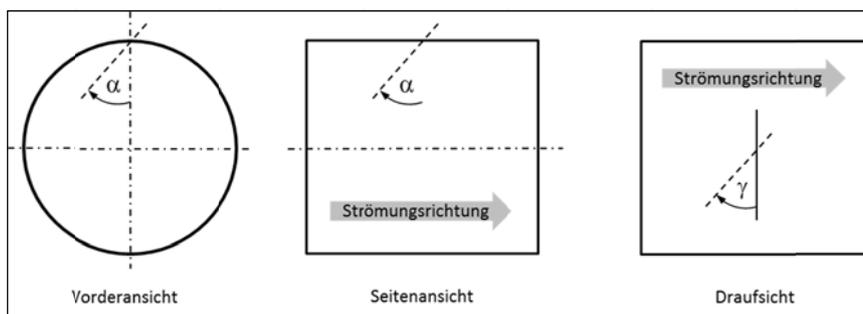


Bild 39 Winklorientierung der Düse zur Strömungsrichtung

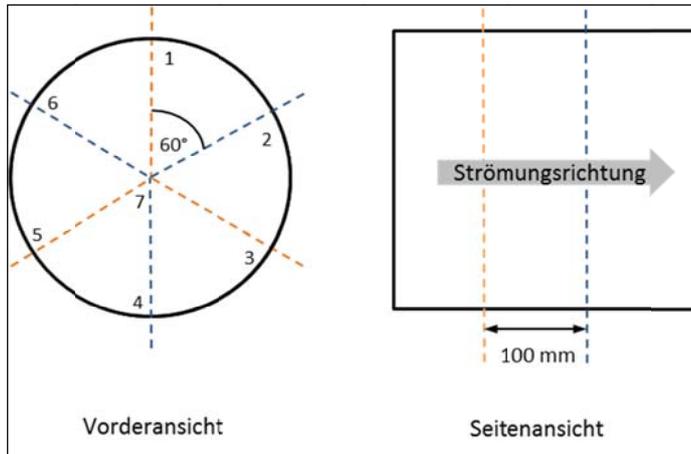


Bild 40 Eindüsungspunkte am Rohrfang

Bezeichnung	Ausrichtung	Kippwinkel α	Drehwinkel γ	Position
01	senkrecht	0°	0°	1 - 6
02	seitlich geneigt	35°	0°	1 - 6
03	gegen Strömungsrichtung geneigt	35°	90°	1 - 6
04	in Strömungsrichtung geneigt	-35°	90°	1 - 6
05	schräg gegen Strömungsrichtung geneigt	35°	45°	1 - 6
06	schräg in Strömungsrichtung geneigt	-35°	45°	1 - 6
07	schräg in Strömungsrichtung geneigt	-35°	-135°	1 - 6
08	schräg gegen Strömungsrichtung geneigt	35°	-135°	1 - 6
09	seitlich geneigt	-35°	0°	1 - 6

Tabelle 18 Übersicht der geplanten Düsenorientierungen zur Luftströmung

Bezeichnung	Ausrichtung	Kippwinkel α	Drehwinkel γ	Position
coflow	in Strömungsrichtung	0°	0°	7
counterflow	gegen Strömungsrichtung	35°	0°	7
90°	90° zur Strömungsrichtung	35°	90°	7

Tabelle 19 Übersicht der geplanten Düsenorientierungen mittig zur Luftströmung

Tabelle 20 zeigt eine Übersicht der Versuchsaufbauten mit den durchgeführten Versuchen (grün) und den Versuchen die aus Zeitgründen nicht vollständig abgeschlossen werden konnten (hellrot, rot). Es stehen darin var für variable und const für konstant/fixiert.

Parameter	Versuchsaufbau				
	a	b	c	d	e
Düsenorientierung	var	var	var	var	var
Strömungsgeschwindigkeit	var	const	var	var	var
Pumpendruck	var	const	var	var	var
Düsenanzahl	const	const	var	var	var
Düsengröße	var	var	var	const	const
Messabstand	var	var	const	const	const

Tabelle 20 Parameter mit jeweiligem Einstellbereich

a. Parameterstudie der Einzeldüsen

Die Parameterstudie der Einzeldüsen diente dazu, die in der Literatur gefundenen Zusammenhänge zwischen Pumpendruck, Strömungsgeschwindigkeit der Luft und Orientierung der Düse zum Luftstrom zu bestätigen.

Vermessen wurden zwei Dralldüsengrößen mit unterschiedlichen Wassermassenströmen (Bild 44) im Freistrah.

Die im ersten Projektzwischenbericht beschriebenen Dralldüsen konnten für die Versuche nicht verwendet werden, da sich die Durchflüsse und Strahlbilder der einzelnen Düsen zu stark unterschieden haben (Qualitätsproblem).

Auf die Messung der „impaction-pin“-Düse wurde ebenfalls verzichtet, da der Durchfluss der kleinsten erhältlichen Düse für die geforderte Anwendung bereits zu groß ist.



Bestell-Nr. HD-50/80	BE.PEFCMT008C	BE.PEFCMT10C	BE.PEFCMT15C	BE.PEFCMT20C
Bestell-Nr. MD-20				BE.DÜMD02 **
Bezeichnung	Nebeldüse 0,08	Nebeldüse 0,10	Nebeldüse 0,15	Nebeldüse 0,20
Gewinde	Rauch	Rauch	Rauch	Rauch
Maße L x B mm	30 x 9	30 x 9	30 x 9	21 x 9
Durchfluß bei 20 bar	1,0 l/h	1,4 l/h	1,8 l/h	2,5 l/h
Durchfluß bei 50 bar	1,6 l/h	2,2 l/h	2,7 l/h	3,8 l/h
Durchfluß bei 80 bar	2,3 l/h	2,9 l/h	3,6 l/h	4,4 l/h
Tropfengröße	5 -10 µ	5 -10 µ	10 -15 µ	10 -15 µ
Bohrung mm	0,08	0,10	0,15	0,20
Winkel	75°	75°	75°	75°
Filter	* Ja	Ja	* Ja	* Ja
Material/Bohrung	Edelstahl/Rubin	Edelstahl/Rubin	Edelstahl/Rubin	Edelstahl/Rubin
Tropfenstopp	Ja	Ja	Ja	Ja

Bild 41 Herstellerangaben der verwendeten Dralldüsen (Rauch)

Diagramm 11 zeigt die gemessene Tropfengröße in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit der Luft für drei verschiedene Düsenorientierungen

- Coflow (in Strömungsrichtung)
- Counterflow (gegen die Strömungsrichtung)
- 90° (senkrecht zur Strömungsrichtung)

Erkennbar ist eine starke Abhängigkeit der Tropfengröße von der Strömungsgeschwindigkeit. Ab einer Strömungsgeschwindigkeit von ca. 8m/s zeigen die Düsenorientierungen bezüglich der Tropfengröße nur noch minimale Unterschiede und die erzielbare Reduktion der Tropfengröße zu höheren Strömungsgeschwindigkeiten ist vernachlässigbar. Das Verhalten der kleineren „80er“ Düse ist analog zur „200er“ Düse, jedoch weniger stark ausgeprägt. Ein Beleg für die verstärkte Reduzierung der Tropfengröße bei einer Eindüsung von 90° bzw. entgegen der Strömungsrichtung konnte nicht gefunden werden.

Die Düsenorientierung „Coflow“ weist vor allem im unteren Bereich der Strömungsgeschwindigkeiten die geringste Tropfengröße auf.

Bei sehr hohen Geschwindigkeiten konvergieren alle Düsenkonfigurationen auf einen Endwert zwischen 20 und 25 μm .

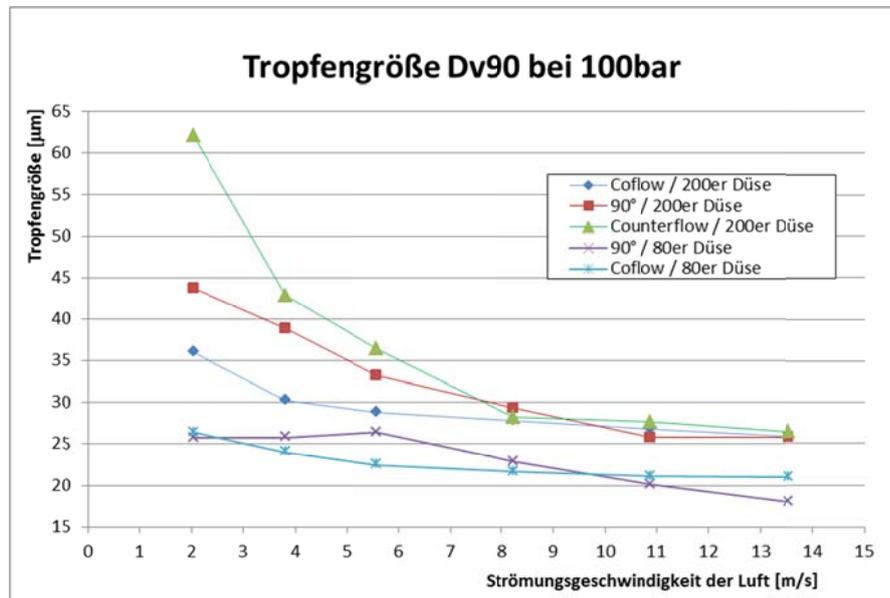


Diagramm 11 Tropfengröße Dv90 in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit bei unterschiedlichen Düsenorientierungen

In Diagramm 12 ist die Abhängigkeit der erreichbaren Tropfengröße vom Pumpendruck bei 5,6m/s Strömungsgeschwindigkeit dargestellt. Deutlich erkennbar ist die Reduktion der Tropfengröße bei zunehmendem Pumpendruck. Aus dem Verlauf der Kurven wird deutlich, dass zu höheren Drücken die Reduzierung der Tropfengröße eine eher untergeordnete Rolle spielt, was unerwartet ist.

Bei der Eindüsungorientierung '90°' und 'counterflow' zeigen die Messungen keine einheitliche Reduzierung der Tropfengröße mit zunehmendem Druck. Es wird vermutet, dass die Filamentbildung bei der Tropfenentstehung durch die schräge Anströmung gestört wird und daher die erreichbare Tropfengröße nur unwesentlich sinkt.

Die Düsenorientierung hat bei der 80er Düse nur bei 50bar einen erkennbaren Einfluss. Die Tropfengröße der 80er Düse liegt im Vergleich ca. 5 μm unter der Tropfengröße der 200er Düse.

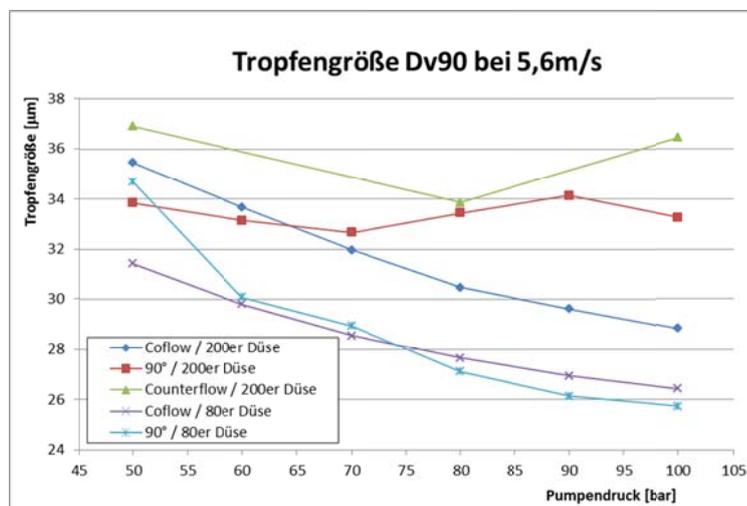


Diagramm 12 Tropfengröße Dv90 in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei unterschiedlichen Düsenorientierungen

Die Messungen belegen die in ([4],[5]) gefundenen Zusammenhänge zwischen Pumpendruck und Strömungsgeschwindigkeit zur erreichbaren Tropfengröße. Die Reduzierung der Tropfengröße bei einer Düsenorientierung 90° zur Strömungsrichtung [9] konnte durch die vorliegenden Messungen nicht bestätigt werden.

Aufgrund der durchgeführten Parameterstudie wurde entschieden, die Düsen für die Foggingversuche in Strömungsrichtung auszurichten. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 5,6m/s (entspricht Vollastbedingungen an der Gasturbine bei einem Eindüsungsquerschnitt von 250mm) ergibt sich für die „200er“-Düse eine Tropfengröße von ca. 29µm und bei der „80er“-Düse eine Tropfengröße von ca. 23µm bei jeweils 100bar Pumpendruck.

b. Eindüsungsorientierung der Einzeldüsen

Die Messungen zur Eindüsungsorientierung sollten die optimale (geringste Tropfengröße) Orientierung der Dralldüse zur Strömungsrichtung ermitteln. Diagramm 13 zeigt eine Gegenüberstellung sämtlicher Düsenorientierungen bei gleichen Messparametern. Dargestellt sind die Punkte der 200er Dralldüse bei 100bar Pumpendruck und 5,6m/s Strömungsgeschwindigkeit. Die Schwankungen in der Tropfengröße liegen innerhalb der Messunsicherheit. Die dargestellten Werte korrelieren gut mit den gemessenen Werten der Parameterstudie (Diagramm 5 - 90° / 200er Düse). Die im Vergleich etwas größeren Tropfendurchmesser sind auf die geringere Strömungsgeschwindigkeit der Luft an der Rohrwand zurückzuführen.

Die Versuche bei geringeren Strömungsgeschwindigkeiten (2m/s) zeigten ein analoges Verhalten der Tropfengrößen für die jeweiligen Düsenpositionen.

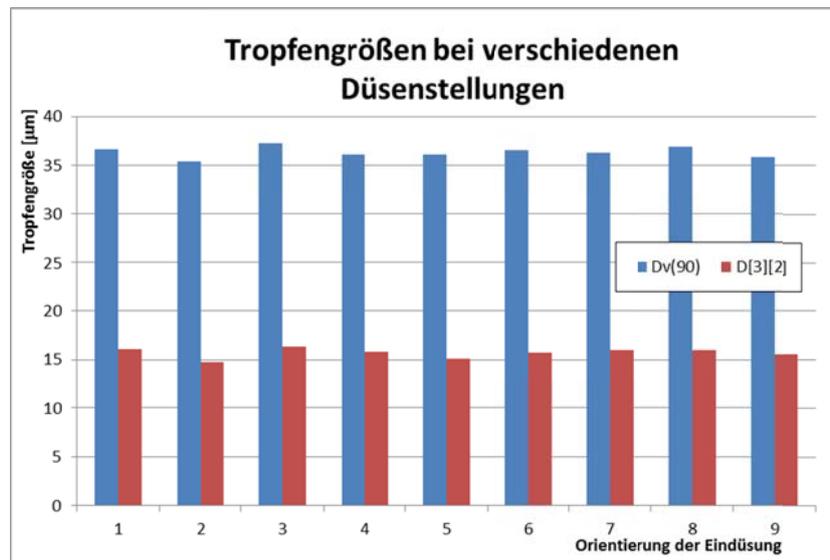


Diagramm 13 Tropfengröße Dv90 und D32 in Abhängigkeit der Düsenorientierung bei 100bar

Diagramm 14 zeigt die Messpunkte bei unterschiedlicher Strömungsgeschwindigkeit. Auch hier ist eine gute Korrelation der gewonnen Daten mit der Parameterstudie erkennbar.

Die Orientierung der Dralldüse gegen die Strömungsrichtung (counterflow – Tabelle 19) zeigt bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten einen nahezu stetigen Verlauf der Tropfengröße mit steigendem Pumpendruck.

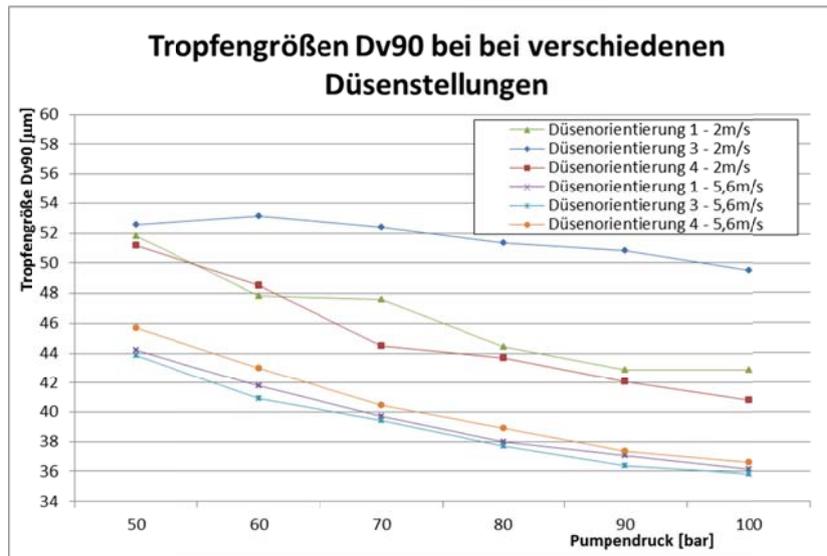


Diagramm 14 Tropfengröße Dv90 in Abhängigkeit des Pumpendruckes bei unterschiedlichen Düsenorientierungen und Strömungsgeschwindigkeiten

c. Messung „am Verdichtereintritt“ bei Foggingbedingungen

Wie bereits beschrieben, wurde die verbleibende Tropfengröße des nicht beim Fogging verdunsteten Wasseranteils gemessen. Um die Untergrenze des Messverfahrens (Minimum ppm) zu erreichen, wurde leicht im Bereich des Overfoggings gemessen.

Die Eindüsung erfolgte mit jeweils zwei Düsen (80er und 200er) bei zwei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten (5,6m/s und 2 m/s) an der Eindüsungsstelle „Fogging“.

Die Ergebnisse in den Diagramme 15 und 16 zeigen geringe Unterschiede im Verlauf der Tropfengröße bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten an der Stelle der Eindüsung (realisiert durch unterschiedliche Querschnitte an der Eindüsungsstelle). Die Streuung der Tropfengröße bei der jeweiligen Eindüsungsorientierung und gleichem Pumpendruck liegt im Rahmen der Messungenauigkeit. Bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten ist eine Tendenz zu etwas geringerer Tropfengröße erkennbar. Einzig die Messung bei der Strömungsgeschwindigkeit 2m/s mit Düsenstellung 3 weicht hinsichtlich der Tropfengröße ab. Das Ergebnis deckt sich mit den Ergebnissen zur Eindüsung (counterflow) der Punkte a und b.

Die Streuung der gemessenen Partikeldichte bei den Messpunkten gleichen Pumpendruckes und gleicher Eindüsungsorientierung befindet sich im Rahmen der Messunsicherheit (nicht dargestellt).

Für die Eindüsung bei der Fogginganwendung ergibt sich durch eine höhere Strömungsgeschwindigkeit der Luft an der Eindüsungsstelle kaum ein Vorteil hinsichtlich der zu erwartenden Tropfengröße des nicht verdunsteten Wassers bei Luftsättigung. Vorteilhaft ist die höhere Strömungsgeschwindigkeit bei kürzerer Ausführung der Verdunstungsstrecke, da die tendenziell kleineren Tropfen im Luftstrom schneller verdunsten ([5]).

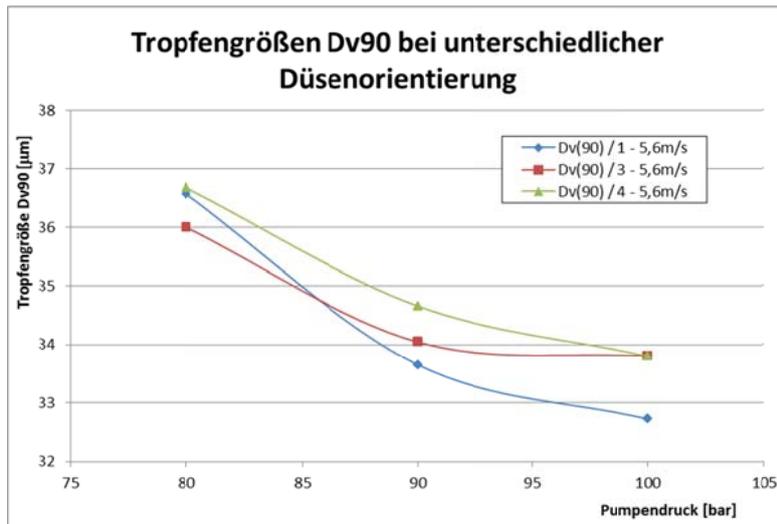


Diagramm 15 Zu erwartende Resttropfengröße am Verdichter in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei 5,6m/s

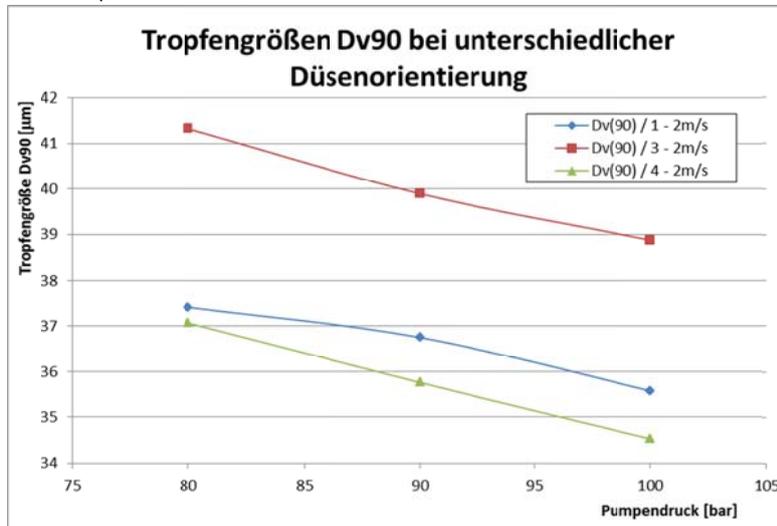


Diagramm 16 Zu erwartende Resttropfengröße am Verdichter in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei 2m/s

d. Messung bei Overfoggingbedingungen

Die Messungen fanden im Freistrah und am nachsimulierten Verdichtereintritt statt. Bei den Freistrahversuchen sollten die für das Overfogging optimalen Eindüsungsparameter gefunden werden. Gemessen wurde bei zwei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten, einer Druckspanne von 50-100bar und sowie verschiedenen Düsenorientierungen.

Bei den Messungen wurde festgestellt, dass die Regelung der Hochdruckpumpe unter Verwendung von 5 bzw. 6 200er Düsen die geforderten 100bar Druck nicht mehr erreichte.

In Diagramm 17 sind die Ergebnisse der Freistrahversuche bei jeweils gleichem Druck und Düsenorientierung für zwei unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten dargestellt. Erkennbar ist auch hier der starke Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf die erreichbare Tropfengröße Dv90. Durch die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit konnte eine Reduktion der Tropfengröße um 8µm bzw. ca. 17% erreicht werden. Zu sehen ist darüber hinaus eine Zunahme der Tropfengröße beim Betrieb mit höherer Düsenanzahl. Die höhere Tropfendichte der sich überschneidenden Düsenkegel am Punkt der Eindüsung führt zu einer stärkeren

Agglomeration der einzelnen Tropfen und damit zu einer Erhöhung der gemessenen Tropfengröße. Auf eine zusätzliche Darstellung der Düsenorientierung wurde verzichtet, da sich die Unterschiede der Tropfengröße innerhalb der Messgenauigkeit bewegen.

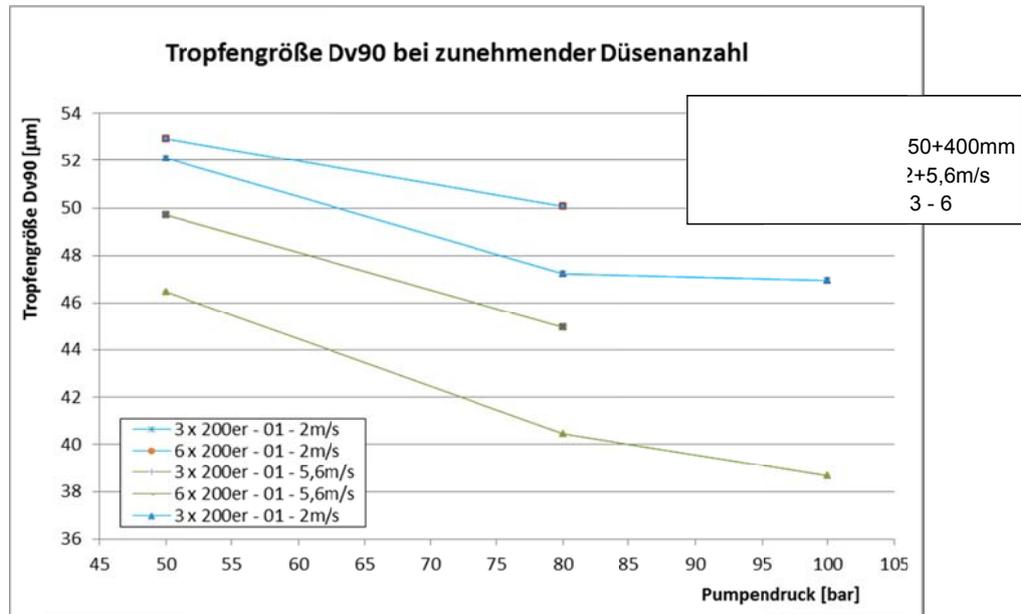


Diagramm 17 Tropfengröße Dv90 in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei unterschiedlicher Strömungsgeschwindigkeit und Düsenanzahl

Die Ergebnisse der Overfoggingmessungen „am Verdichteraustritt“ sind in den Diagrammen 18 und 19 dargestellt. Die Messung bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten konnte aus Zeitgründen nicht mehr abgeschlossen werden (Rückgabe des Malvern Spraytec Gerätes an das MCI Innsbruck). Die im Vorfeld gewonnenen Daten lassen hier jedoch Rückschlüsse auf die erzielbaren Tropfengrößen bei höherer Strömungsgeschwindigkeit zu.

Diagramm 18 zeigt die gemessenen Tropfengrößen in Abhängigkeit des Pumpendruckes und der Düsenorientierung. Düsenorientierung eins und sechs zeigen hier die besten Ergebnisse. Die Eindüsung entgegen der Strömungsrichtung (Düsenorientierung 3) erzeugt wie in den vorangegangenen Versuchen auch hier die größten Tropfen. Auch hier lässt eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit eine Homogenisierung der Düsenorientierungen untereinander sowie eine Verringerung der erzielbaren Tropfengröße erwarten.

Diagramm 19 zeigt die gemessene Tropfengröße in Abhängigkeit des Pumpendruckes und steigender Düsenanzahl. Es ist erkennbar, dass bei steigender Wassermenge die Tropfengröße ebenfalls zunimmt. Dies ist auf die zunehmende Überschneidung der Düsenkegel innerhalb des Ansaugrohres zurückzuführen. Die steigende Tropfendichte am Punkt der Eindüsung führt zu verstärkter Agglomeration der Tropfen im Luftstrom und somit zu einer Zunahme der erzielbaren Tropfengröße am Rohraustritt.

Diagramm 19 zeigt zudem einen interessanten Verlauf der beiden Messpunkte bei maximalem Druck mit 5 bzw. 6 Düsen. Die eingedüste Wassermenge führt hier zu einer überproportionalen Zunahme der Tropfengröße. Wie oben bereits beschrieben konnte der weitere Verlauf zu höheren Drücken wegen der Pumpenregelung nicht durchgeführt werden. Die Ergebnisse deuten auf eine kritische Wassermenge hin, ab der, in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit der Luft und des Pumpendruckes, eine überproportionale Zunahme der Wassertropfen zu erwarten ist. Der genaue Verlauf ab der dieses Phänomen auftritt, konnte in der zur Verfügung

stehenden Messzeit nicht untersucht werden - ein Beweis der Annahme steht daher aus.

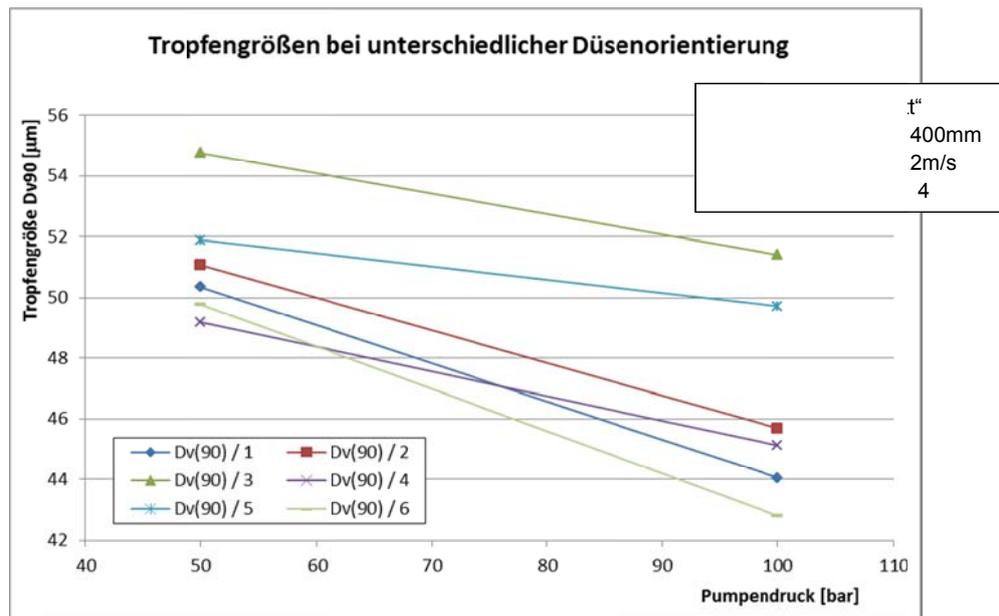


Diagramm 18 Tropfengröße Dv90 in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei unterschiedlicher Düsenorientierung

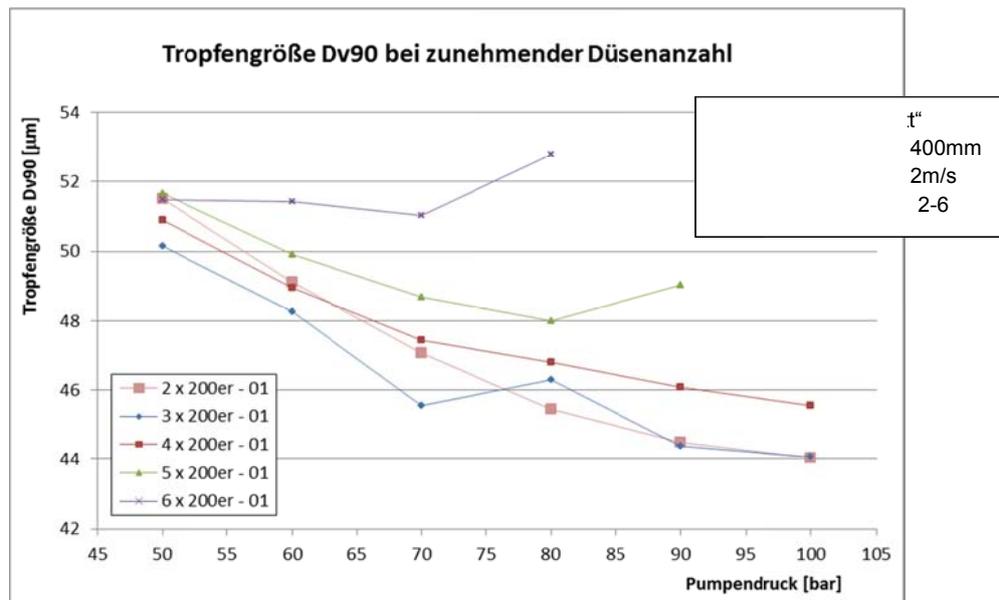


Diagramm 19 Tropfengröße Dv90 in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei steigender Düsenanzahl

e. Messung am Verdichtereintritt mit Generatormodell bei Overfogggingbedingungen

Bild 45 zeigt den Versuchsaufbau „am Verdichtereintritt“ mit aufgebautem Generatormodell. Die Messeinrichtung (Malvern Spraytec) wurde auf einem Hubtisch verbaut und erlaubte die Querschnittsmessung der gesamten Austrittsfläche des Generatormodells.



Bild 42 Messaufbau mit Generatormodel

Bei den ersten Messungen zeigte sich bereits eine starke Wasserfilmbildung auf den Kühlrippen des Generatormodels. Daher war die Bestimmung einer über den Querschnitt gemittelte Tropfengröße wie bei den anderen Messungen hier nicht sinnvoll. Insbesondere deshalb, weil der sich bildende Wasserfilm, der Schwerkraft folgend, fast ausschließlich in der unteren Generatorhälfte zur Bildung sehr großer Tropfen führt (0,5 – 2mm).

Bild 46 zeigt sich die Ablösung der Tropfen im Overfoggingbetrieb. Die Tropfen auf der Rückseite der Kühlrippen (rote Kreise), die ungehindert auf den Verdichter treffen würden, sind deutlich erkennbar



Bild 43 Darstellung der Tropfenbildung an den Kühlrippen

Bild 47 zeigt die aus dem Generator ausströmende tropfenbeladene Luft sowie die Tropfengrößenverteilung über dem Strömungsquerschnitt an zwei repräsentativen Messpunkten. Die Verteilung der Tropfengröße ist für die Messpunkte $Dv50$ und $Dv90$ dargestellt. Im unteren Bereich des Generators sieht man den Einfluss der unerwünscht großen Tropfen im steilen Anstieg der $Dv90$ Kurve.

Der $Dv90$ Messpunkt (54,4mm) in Bild 45 zeigt eine gute Korrelation mit dem entsprechenden Messpunkt aus Diagramm 18. D.h. die unbeeinflusste tropfenbeladene Ansaugluft weist am Verdichter die gleiche wie in Punkt d gemessene Tropfengrößenverteilung auf.

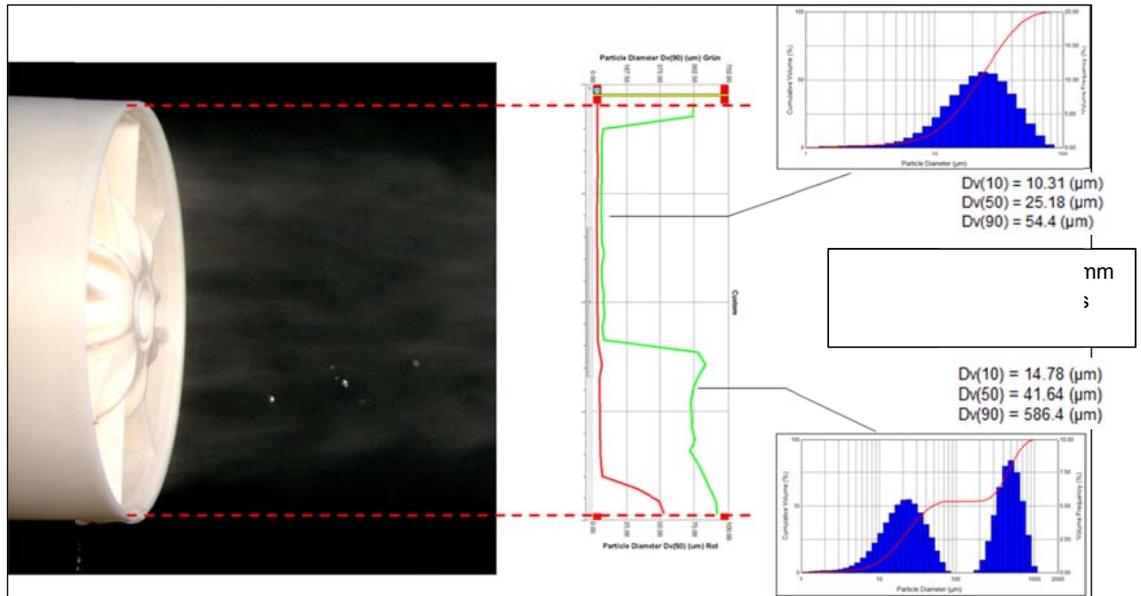


Bild 44 Darstellung der Tropfengröße und -verteilung bei Overfoggingbedingungen

3.3.1.3. Messung des Kühlpotentials der Fogginganwendung am Axialventilator

Die Messungen zur Beurteilung der Tropfengröße für unterschiedliche Eindüsungsszenarien hatten zum Ergebnis, dass die optimale Düsenstellung für die Fogginganwendung eine Orientierung der Dralldüse in Strömungsrichtung (Coflow) an der Foggingposition ist.

Daher wurde bei festgelegter Düsenorientierung (Coflow) mit zwei Dralldüsen (80er und 200er) das Kühlpotential in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit und der Ansaugtemperatur ermittelt. Daraus ergaben sich zwei Messreihen mit Strömungsgeschwindigkeiten von 2 bzw. 5,6m/s bei drei unterschiedlichen Ansaugtemperaturen. Der Versuchsaufbau ist in Bild 48 dargestellt.

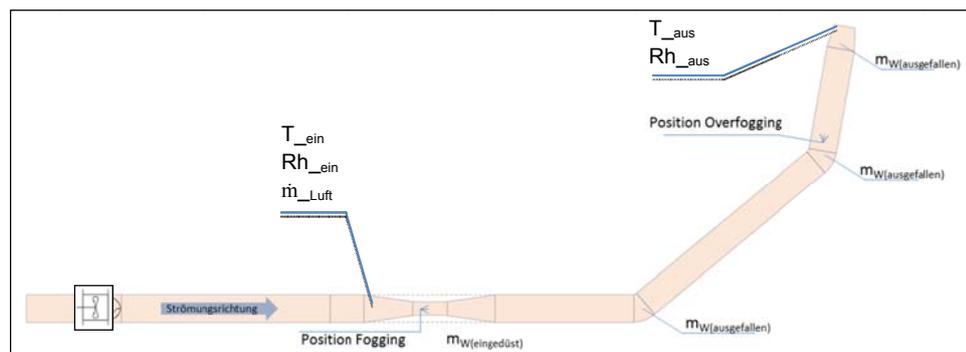


Bild 45 Darstellung des Versuchsaufbaus zur Bestimmung des Kühlpotentials mit Messstellen

Diagramm 20 und 21 zeigen den Verlauf der Kühlung bei zunehmendem Wassermassenstrom. Ausgehend von der „trockenen“ Messung ohne Fogging sinkt die Temperatur bis zur Sättigungsgrenze (markiert als schwarze Punkte) auf die Feuchtkugeltemperatur für die jeweiligen Startbedingungen. Im Bereich der Übersättigung ist keine weitere Temperaturreduktion möglich. Im Vergleich dazu ist die für den jeweiligen Wassermassenstrom berechnete Kühltemperatur dargestellt (T_{aus} theoretisch). Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der berechneten mit den tatsächlich gemessenen Werten. Die maximale Abweichung liegt bei 3,5%.

Diagramm 20 zeigt zudem für die obere Temperaturkurve die erzielte Kühlleistung bis zur Sättigungsgrenze. Die max. Kühlleistung von 4kW ist mit einer Pumpenleistung von 60W erzielt worden.

Bei der Messung mit einer Strömungsgeschwindigkeit von 2m/s ist die Lage der Sättigungsgrenze etwas nach rechts verschoben. Dies ist auf den zunehmenden Wasserverlust nahe des Sättigungspunktes am Ansaugkanal zurückzuführen. D.h. die an der Verdunstung beteiligte Wassermenge reduziert sich im Falle der geringeren Strömungsgeschwindigkeit im Ansaugrohr und führt zu einem höheren Wassermassenstrom für die jeweilige Kühltemperatur. Ausfallendes Wasser ist jedoch nur Nahe der Sättigungsgrenze zu beobachten. In Diagramm 22 ist die Verlustwassermenge der beiden Messungen gegenübergestellt.

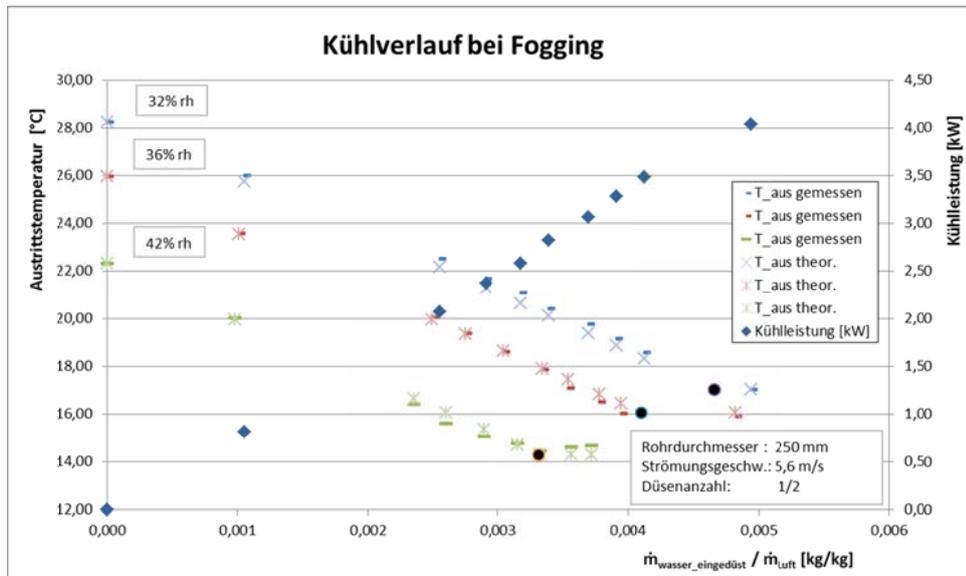


Diagramm 20 Temperaturreduktion in Abhängigkeit vom Wassermengenverhältnis mit der entsprechenden Kühlleistung

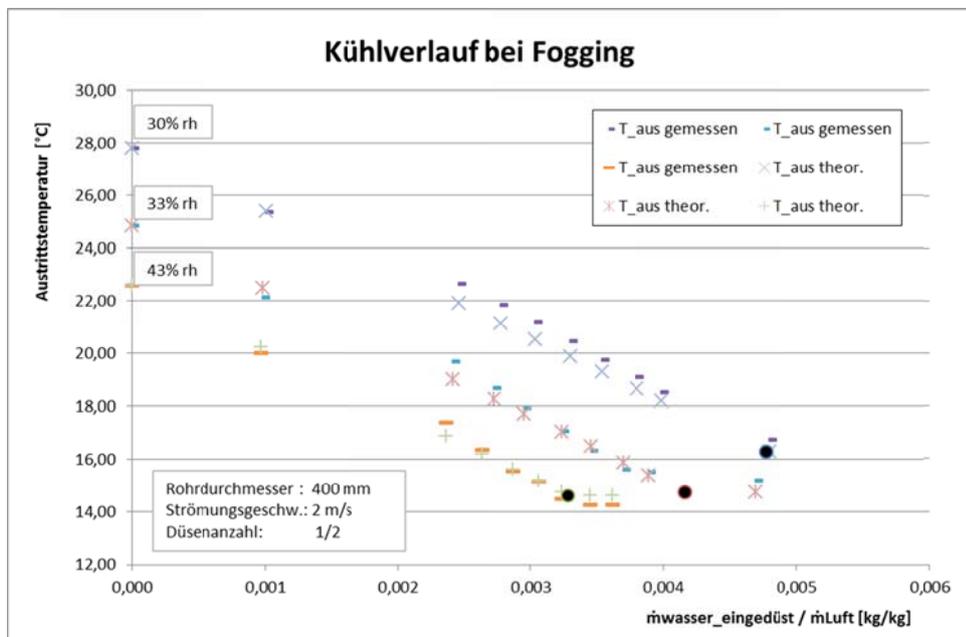


Diagramm 21 Temperaturreduktion in Abhängigkeit vom Wassermengenverhältnis

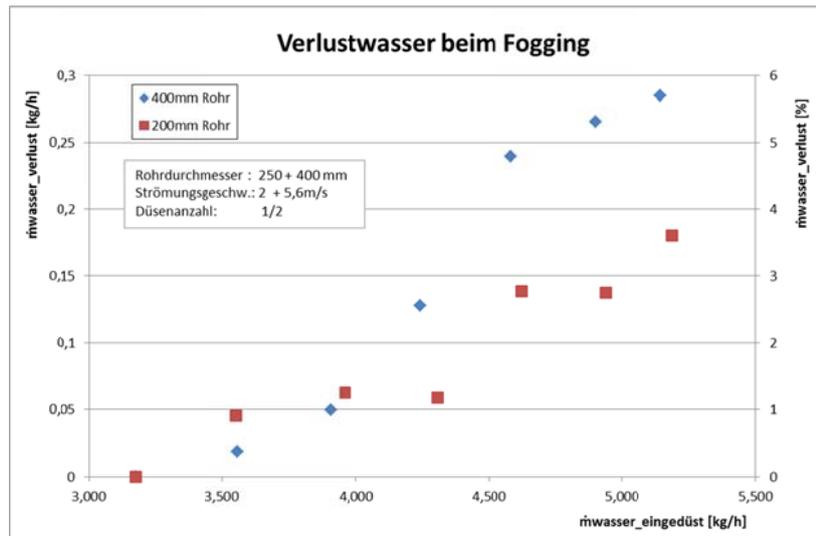


Diagramm 22 Wasserverlust beim Fogging in Abhängigkeit des eingedüsten Wassermassenstroms

3.3.2. Messungen an der Turbine

3.3.2.1. Trockenmessungen

Die Trockenmessungen an der Turbine dienen als Referenz für die Messdaten im Fogging- bzw. Overfoggingbetrieb. Die Messungen konnten im geplanten Umfang durchgeführt werden (vgl. Tabelle 14). Zur statistischen Belastbarkeit sind alle Messpunkte „ohne Fremdluft“ dreifach vorhanden. Die Messpunkte mit „Fremdluft“ wurden einmal gemessen, da bei den Foggingversuchen die Werte jeweils nochmal trocken gemessen werden.

Diagramm 23 stellt den Verlauf der maximal erreichbaren elektrischen Leistung in Abhängigkeit der Ansaugtemperatur dar. Die schwarze durchgezogene Linie zeigt die Herstellerdaten bezogen auf Verluste, die sich durch Aufstellhöhe und Abgasgegendruck ergeben. Die Punkte „ohne Fremdluft“ zeigen die Messpunkte mit aufgebautem Ansaugkanal, aber ohne aufgebaute Fremdluftversorgung der Generatorlagerung. Der maximale Leistungsverlauf folgt den Herstellerdaten, weist jedoch eine ca. 1kWel geringere Leistung auf. Der Hersteller bietet keine Garantien auf die angegebenen Leistungsdaten (Equad) (Auszug: „Werte gelten unter ISO Bedingungen, werden nicht garantiert“). Trotz Berücksichtigung sämtlicher vom Hersteller verfügbaren Leistungsminderungen konnte für die Abweichung keine Erklärung gefunden werden.

Zusätzlich sind im Diagramm zwei Referenzmessungen dargestellt. Diese Messpunkte wurden mit der „Original“-Turbine vor Applikation des Ansaugkanals und der Messtechnik aufgenommen. Die Punkte liegen im Verlauf der „ohne Fremdluft“-Messpunkte und sind im Bereich der Messunsicherheit der turbineninternen Leistungsmessung ($\pm 2.0\%$ of Full Scale (typical)). Eine Verschlechterung der Leistungsdaten mit applizierten Anbauten und installierter Messtechnik ist also nicht erkennbar.

Zusätzlich angegeben sind Messpunkte bei integrierter Fremdluftversorgung des Generatorlagers. Die Messpunkte zeigen gegenüber den Referenzmessungen eine Leistungssteigerung von bis zu 4%. Eine Erklärung für die Leistungssteigerung konnte bisher nicht gefunden werden. Es ist anzunehmen, dass die Ausbildung der Strömung um den Generator positiv beeinflusst und die Verdichterarbeit daher etwas reduziert wird.

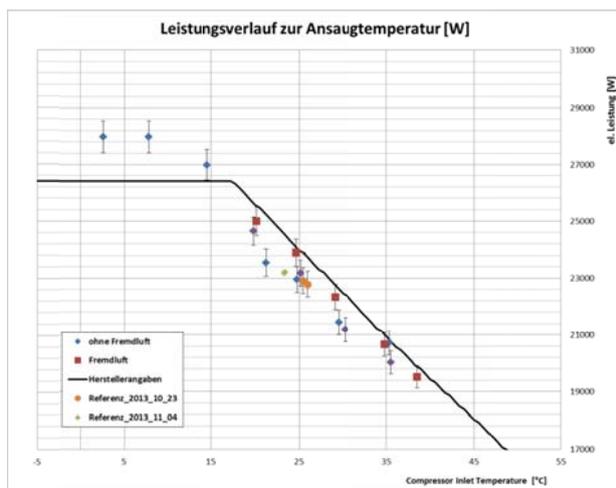


Diagramm 23 Darstellung der Leistungspunkte in Abhängigkeit der Ansaugtemperatur

Diagramm 24 zeigt die große Differenz zwischen den gemessenen Wirkungsgradverlauf und den Herstellerdaten, bei denen ebenfalls Minderung berücksichtigt wurde. Der Hersteller Equad bietet auch keine Garantien auf die Wirkungsgraden. Es ist zu vermuten, dass sich die Herstellerangaben auf die Generatöraustrittsleistung und nicht auf die ins Netz eingespeiste Leistung beziehen. Eine Messung der Generatöraustrittsleistung ist nur mit einer erweiterten Remotesoftware für Capstone Servicetechniker möglich.

Der gemessene Wirkungsgradverlauf zeigt zu höheren Ansaugtemperaturen eine leichte Abweichung von den Herstellerangaben.

Die größte Unsicherheit bei der Wirkungsgradangabe wird durch die turbineninterne Leistungsmessung verursacht.

Die Abweichung der Herstellerdaten von den gemessenen Werten hat auf die Qualität der Projektergebnisse keinen Einfluss, da für die Bewertung des Fogging- und Overfoggingbetriebs die eigenen Referenzmessungen an der Turbine herangezogen werden.

Die Messpunkte „mit Fremdluft“ zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Punkten „ohne Fremdluft“. Zu höheren Ansaugtemperaturen ist ein stärkerer Wirkungsgradabfall erkennbar. Diese Tendenz muss durch wiederholte Messungen im Rahmen der Foggingversuche noch bestätigt werden.

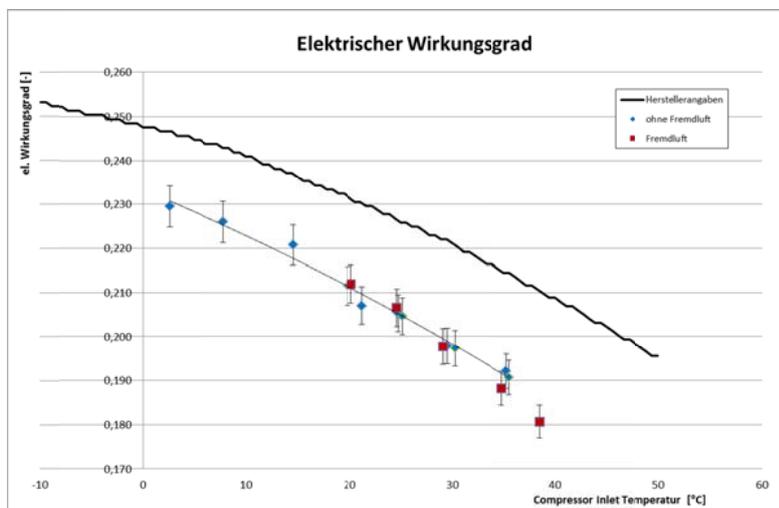


Diagramm 24 Darstellung des gemessenen elektrischen Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Ansaugtemperatur

3.4. Schwierigkeiten bei der Umsetzung

Messtechnik

Die Voruntersuchungen zur Tropfengrößenbestimmung am Axialventilator verzögerten sich bis Ende August 2015, da die benötigte Messtechnik (Malvern Spraytec) aus Innsbruck erst zu diesem Zeitpunkt verfügbar war. Die Leihdauer des Messgerätes war auf maximal einen Monat beschränkt, da das Gerät aktiv in der Lehre und Forschung integriert ist.

Die Verschiebung des Leihzeitraumes auf Ende August 2015 führten zu einer Projektverzögerung um 4 Wochen. Ein weiterer Einsatz des Gerätes an der Gasturbine, war aus Gründen der optischen Zugänglichkeit nicht vorgesehen.

Tropfenschlag am Verdichter

Die unerwartete Problematik mit der massiven Tropfenbildung an den Kühlrippen des Generators zwang zu einer Umplanung der Fogging- bzw. Overfoggingversuche. Die Foggingversuche wurden als separate Versuchseinheit konzipiert, um die Punkte in 3.2.2.3 zu gewährleisten. Die Konstruktion und der Einbau einer Abscheidevorrichtung zum Schutz des Verdichters vor Tropfenschlag führten zu einer Verzögerung des Projektplanes von ca. 4 Wochen. Die Montage des Tropfenfangs an der Gasturbine erfordert die komplette Demontage der Generatoreinheit der Turbine und war mit entsprechendem Zeitaufwand verbunden.

Schwierigkeiten beim Turbinenbetrieb

Im Verlauf der Trockenmessungen zeigte sich bei bestimmten Lastpunkten ein Flammabbriss mit starken Lastschwankungen im Turbinenbetrieb. Da zu dem Zeitpunkt unklar war, ob es sich um einen mechanischen Defekt handelt, wurden die Versuche unterbrochen, bis die Ursache dieses Turbinenverhaltens geklärt werden konnte. Es stellte sich heraus, dass es sich um ein regelungstechnisches Problem beim Übergang der Brenner vom Pilot- zum Premixmodus (Diffusionsflamme zu Vormischflamme) handelt. Die Untersuchungen und die Kommunikation mit den Servicepartnern der Gasturbine erstreckten sich über zwei Wochen und verursachten eine entsprechende Verzögerung im Projektplan.

Schwierigkeiten bei der Wärmeabfuhr

Die Mikrogasturbine ist als BHKW konzipiert und im Heizkreis der Hochschule integriert. Der Betrieb der Turbine in der Übergangszeit und im Sommer führt zu Problemen mit der Wärmeabfuhr ins Heiznetz, da dieses zentral geregelt wird und nur begrenzt manuelle Eingriffe erlaubt. Die Lösungsfindung führte zu einer Projektverzögerung von ca. 1 Woche.

Tausch der Hochdruckpumpe

Aufgrund des bei Maximaldruck nicht erreichten Wassermassenstromes der Hochdruckpumpe war ein Tausch gegen ein leistungsfähigeres Modells notwendig. Der Pumpenhersteller führte den Tausch kostenfrei durch, sodass für das Projektbudget keine zusätzlichen Kosten anfielen. Der Tausch verursachte eine Projektverzögerung von ca. 1 Woche aufgrund von Lieferschwierigkeiten.

4. Versuchsergebnisse Fogging

4.1. Erste Versuchsreihe

Zu Beginn der Messungen wurden bei einer Ansaugtemperatur von 30°C erste Stichversuche zum Fogging durchgeführt. Ziel war eine vorsichtige Annäherung an die geplanten Foggingbedingungen bis zur Sättigungsgrenze. Die schematische Düsenanordnung im Ansaugrohr ist in Bild 49 dargestellt.

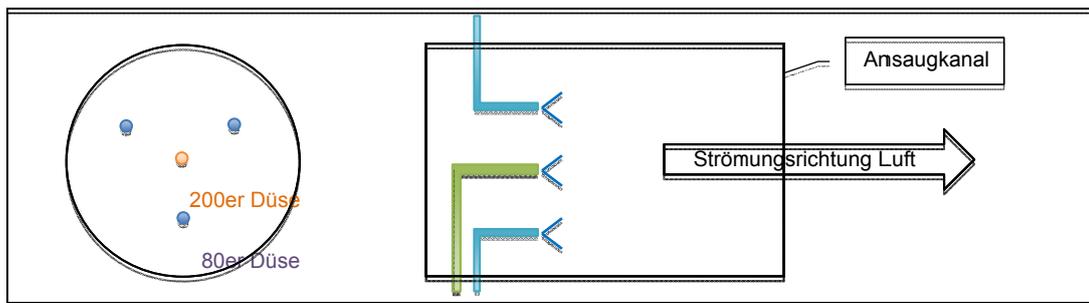


Bild 46 Graphik der Eindüsung im Ansaugkanal

Wie in Punkt 4.2.2.2 im zweiten Zwischenbericht beschrieben, können mit den verwendeten Düsen nur diskrete Schritte in der zugeführten Wassermenge realisiert werden. Für die ersten Versuche ist der Versuchsbereich in Diagramm 25 farblich markiert. Die Markierung zeigt, welche Düsengröße bei welchem Pumpendruck angewendet wurde.

Konkret wurden bei den ersten Versuchen ein bzw. zwei 80er Düsen von 50 bis 100bar Druck verwendet. (Beim Versuchsaufbau wurden zwei Düsengrößen verwendet, die im Folgenden als 80er und 200er Düsen bezeichnet werden. Sie unterscheiden sich im Öffnungsdurchmesser der Düsenöffnung. 80er Düse entspricht einem 80mm Öffnungsdurchmesser, 200er Düse einem 200mm Öffnungsdurchmesser. Tabelle 21 zeigt die verwendete Düsenkonstellation und die eingedüste maximale Wassermenge.

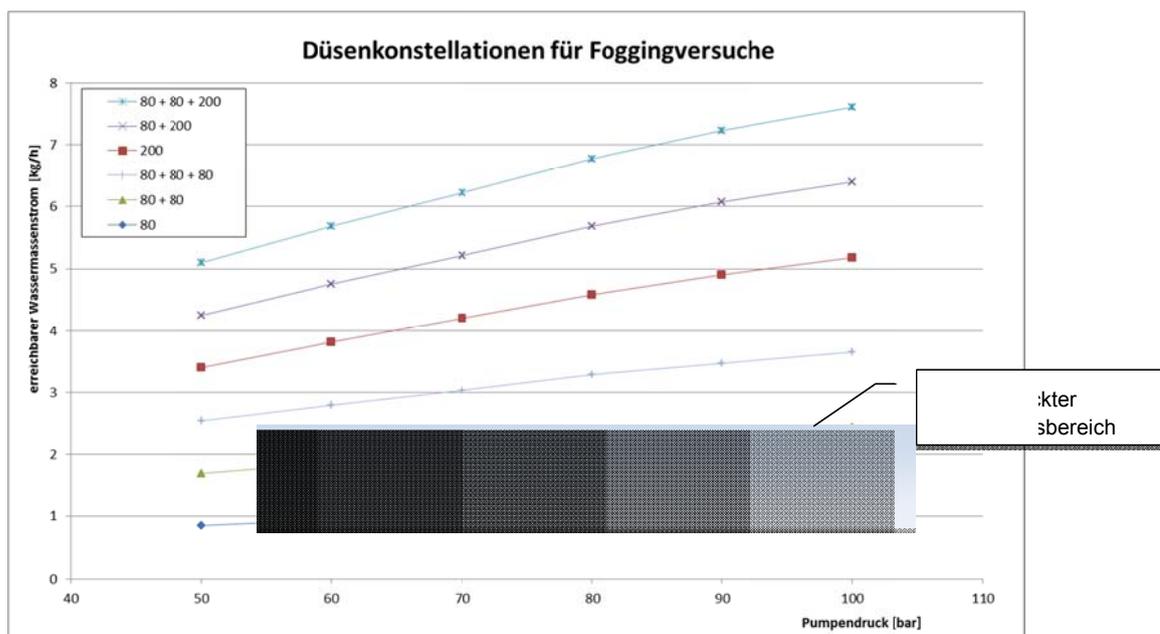


Diagramm 25 Verwendete Düsenkonstellation und Wassermenge

Diagramm 26 zeigt den Verlauf der Foggingexperimente mit steigender Eindüsungsmenge. Aufgetragen ist die elektrische Leistung der Turbine (Einspeiseleistung) über der Verdichteransaugtemperatur. Ausgangstemperatur der Versuche waren 30°C bei 35% relativer

Luffeuchte. Die Eindüsung folgte in vier Schritten mit maximal zwei 80er Düsen (siehe Tabelle 21).

Anzahl Düsen	Düsenart	Pumpendruck
1	80er	50
1	80er	100
2	80er	50
2	80er	100

Tabelle 21 Verwendete Düsenkonstellation und Wassermenge

Der Kühlverlauf folgt bei steigender Wassermenge der theoretisch erwarteten Temperatur mit der entsprechenden elektrischen Leistung. Gleiches gilt für den leistungsabhängigen Verlauf des elektrischen Wirkungsgrades. Bei den durchgeführten Messungen konnte kein Einfluss auf den Wirkungsgrad im Vergleich zu den trocken gemessenen Punkten festgestellt werden.

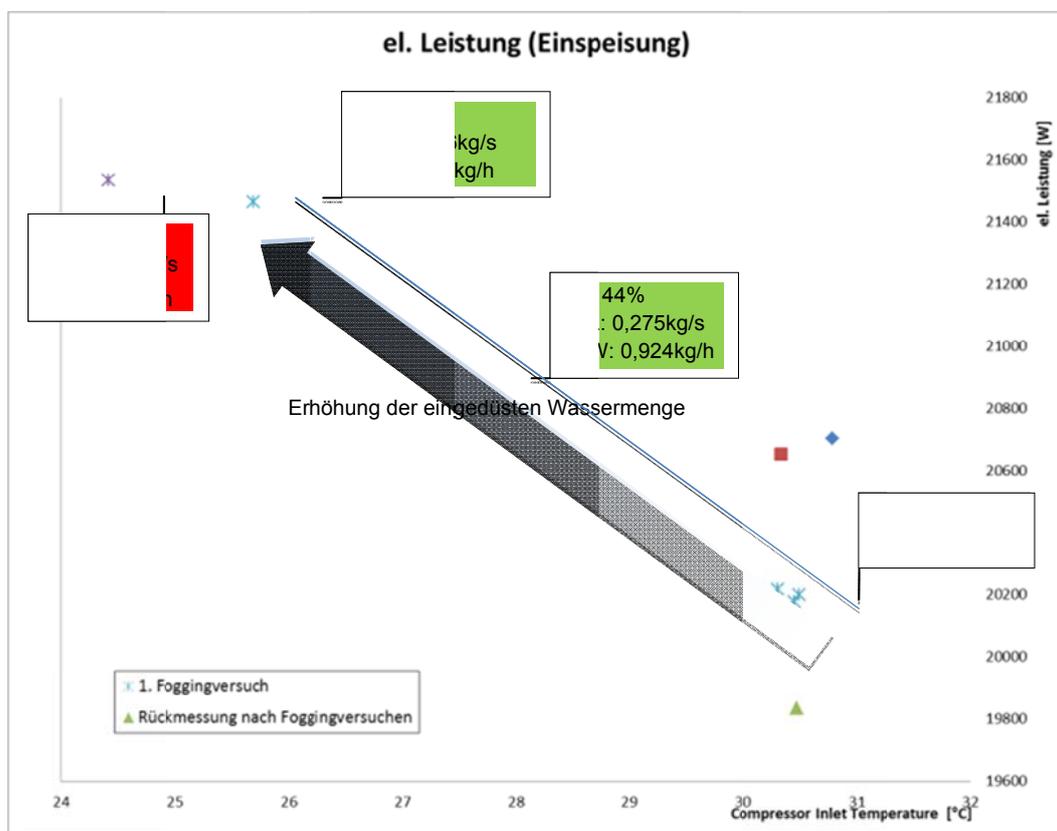


Diagramm 26 Verlauf der Leistung bei Erhöhung der eingedüsten Wassermenge

Diagramm 26 zeigt die stufenweise Kühlung der Luft mittels Fogging. Die dargestellten Punkte entsprechen der in Tabelle 21 gezeigten Folge der Düsen- und Druckkonstellation. Die ersten drei Messpunkte (grün dargestellt) folgen der Leistungskurve der Gasturbine für entsprechende Ansaugtemperaturen. Der Messpunkt mit 63% relativer Luftfeuchte weist einen, vom normalen temperaturabhängigen elektrischen Leistungsverlaufes, abweichenden Wert auf. Die Rückmessung bei trockenen Bedingungen (ohne Fogging) zeigte einen bleibenden Leistungsverlust zu den ermittelten Referenzbedingungen (grünes Dreieck). Diese Abweichung wird im Folgenden näher betrachtet.

4.2. Leistungsverluste beim Fogging

Ab einer zugeführten Wassermenge von 61% (100% für Sättigung) konnte bei den Experimenten ein langsam auftretender Leistungsverlust beobachtet werden. Hierbei kam es zu einem langsamen Abfall des Verdichterdrucks im Verlauf der Eindüsung (siehe Diagramm 27).

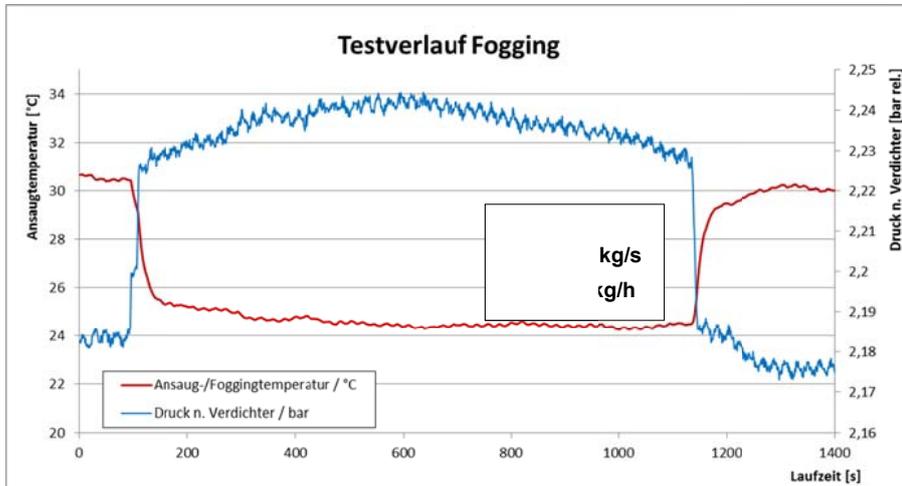


Diagramm 27 Zeitlicher Versuchsverlauf

Dargestellt ist der zeitliche Verlauf des Verdichterdrucks (blau) und der Verdichtereintrittstemperatur (rot) bei der Eindüsung mit 2 x 80er Düsen bei 100bar. Der Sprung im Temperatur- und Druckverlauf bei ca. 70s Laufzeit zeigt den Beginn der Eindüsung. Im weiteren Verlauf sieht man den erwarteten Druckanstieg bei Reduktion der Ansaugtemperatur. Dieser Trend kehrt sich trotz stabiler Ansaugbedingungen jedoch um, und es kommt in der Folge ab 600s Laufzeit zu einer langsamen Reduktion des Verdichterdruckes und der Generatorausstrittsleistung. Die dabei konstanten Versuchsbedingungen waren

- Ansaugtemperatur / -feuchte 30°C / 35%RH
- Eindüsung mit 100 bar Pumpendruck und 2x 80er Düsen
- Max. mögliche Turbinenleistung/Drehzahl

Der beobachtete Druckabfall ist zwar sehr gering (0,7%), allerdings verringerte sich die Generatorausstrittsleistung in diesem Zeitraum um 1,7%. Da dieses Betriebsverhalten dem erwarteten Verlauf widerspricht, wurden zusätzliche Untersuchungen vorgenommen, um einen Erklärungsansatz zu finden und den Verdichter vor potentiellen Schäden zu schützen.

Zunächst wurde die Messung wiederholt (Kapitel 2.3), um einen Messfehler ausschließen zu können. Außerdem wurde mit der Konzeption eines Alternativerfahrens begonnen, um die Projektziele zu erreichen.

4.3. Ursachenforschung

Aufgrund des oben beschriebenen Phänomens wurde der Verdichter endoskopiert. An den Schaufelspitzen des Verdichters waren Erosionserscheinungen zu erkennen, sodass die weitere Foggingversuche zunächst zurückgestellt wurden, um die Ursache der Erosion zu erklären. In Bild 50 ist der erodierte Bereich an der Schaufelspitze markiert.

Der Versuchsverlauf deutete auf einen verzögerten Schadensmechanismus hin, der sich erst bei „stabilen“ Versuchsbedingungen ergibt. Es liegt nahe, dass die Erosion durch das eingedüste Wasser entstand. Die Art des Schadens am Verdichter konnte durch FOD (Foren Objekt Damage) aber nicht ausgeschlossen werden. Es ist möglich, dass Schmutzpartikel diesen Schaden ebenso verursachten.

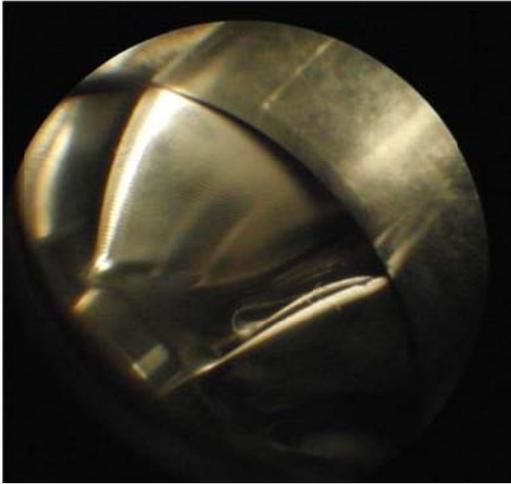


Bild 47 Beschädigter Bereich der Verdichterschaukel

Zur Bestätigung der ersten Versuchsergebnisse wurden die Versuche mit gleicher Düsenkonstellation und Ansaugtemperatur erneut durchgeführt. Die Ergebnisse der ersten Versuchsreihe konnten bestätigt werden, da eine neuerliche Verschlechterung der elektrischen Leistung bei der trockenen Rückmessung eintrat (Diagramm 28 - grünes Dreieck).

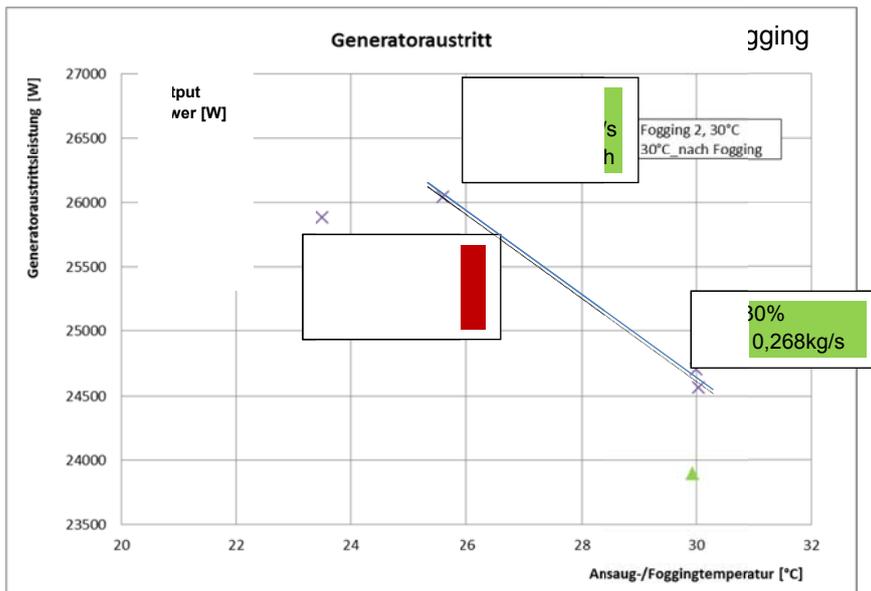


Diagramm 28 Ergebnisse des zweiten Foggingversuches

Neben der endoskopischen Untersuchung wurden die Versuchsdaten auf die Ursache des Schadens hin analysiert. Ein Vergleich des Verdichterwirkungsgrades zeigt, dass die Ursache des Leistungsverlustes im Bereich des Kompressors liegen muss.

Ein Vergleich der Leistungs- und Wirkungsgraddaten die beim Fogging erzielt wurden, ist in Punkt 5.3.1 dargestellt.

Diagramm 29 zeigt den Vergleich des Verdichterwirkungsgrades der Referenzmessung nach den ersten und zweiten Foggingversuchen. Durch die beiden Foggingversuche hat sich ein Wirkungsgradverlust von 1,5 Prozentpunkten ergeben. Die Ergebnisse der Endoskopie konnten mit den Messdaten bestätigt werden. Die Ursachenfindung für die Erosion war unbedingt erforderlich.

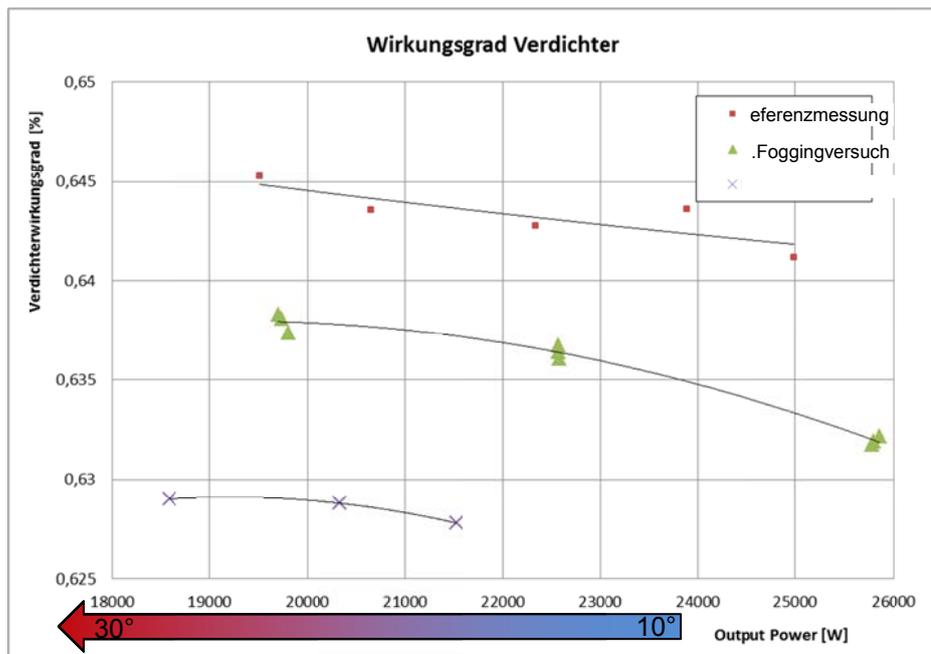


Diagramm 29 Darstellung des Verdichterwirkungsgrades nach den Versuchen

	Ansaug- /Foggingf euchte / %	Ansaug- /Foggingt emperatur / °C	Output Power / W	einged. Wassermen ge [kg/h]	el. Wirkungsgrad [-]	Wirkungsgrad Verdichter [-]
1.Foggingversuch	37,02	30,50	20199,9	0,00	0,238	0,642
1.Foggingversuch	43,80	27,52	20916,3	1,21	0,241	0,642
1.Foggingversuch	33,35	30,45	20178,5	0,00	0,238	0,642
1.Foggingversuch	52,51	25,69	21466,4	1,78	0,244	0,641
1.Foggingversuch	38,40	30,31	20217,2	0,92	0,237	0,642
1.Foggingversuch	62,98	24,42	21616,7	2,69	0,245	0,642
2.Foggingversuch	29,49	30,04	19195,9	0,00	0,231	0,633
2.Foggingversuch	45,95	25,58	20477,3	1,93	0,238	0,634
2.Foggingversuch	29,80	30,01	19295,7	0,00	0,232	0,634
2.Foggingversuch	56,59	23,51	20334,2	2,97	0,237	0,629
2.Foggingversuch	29,72	29,93	18582,7	0,00	0,228	0,629

Tabelle 22 Verwendete Düsenkonstellation und Wassermenge

In Tabelle 22 sind die Versuchsergebnisse der Foggingversuche nochmals tabellarisch dargestellt. Bei beiden Versuchen zeigt sich ein identisches Verhalten der elektrischen Leistung bei zunehmender Eindüsungsmenge. Bis zu einer Ansaugfeuchte von ca. 50% folgt der Leistungs- und Wirkungsgradverlauf der Turbine dem Verlauf der trockenen Referenzmessungen bei entsprechender Ansaugtemperatur. Bei Überschreiten der 50% rel. Ansaugfeuchte weicht die erreichte elektrische Leistung im Foggingbetrieb von der elektrischen Leistung im entsprechenden trockenen Referenzpunkt deutlich ab. Im Fall des zweiten Foggingversuches sinkt die Leistung bei der eingedüsten Wassermenge von 2.97 kg/h sogar unter die Leistung bei der eingedüsten Wassermenge von 1,93kg/h (blau hinterlegte Messungen entsprechen Foggingbetrieb, die weiß hinterlegten Messungen stellen die trockenen Ausgangsmessungen der Messreihen dar).

Beim zweiten Foggingversuch zeigen die Messwerte nach den Foggingversuchen (letzte Zeile in Tabelle 22) einen bleibenden Leistungsverlust sowie einen reduzierten Verdichterwirkungsgrad im Vergleich zur Ausgangsmessung.

4.3.1. Versuchsaufbau zur Ursachenfindung

Die angesaugte Luft umströmt den Generator der Turbine in einem ringförmigen Kanal und wird kurz vor dem Verdichtereintritt mit einem Einlaufblech stark umgelenkt (Bild 51).

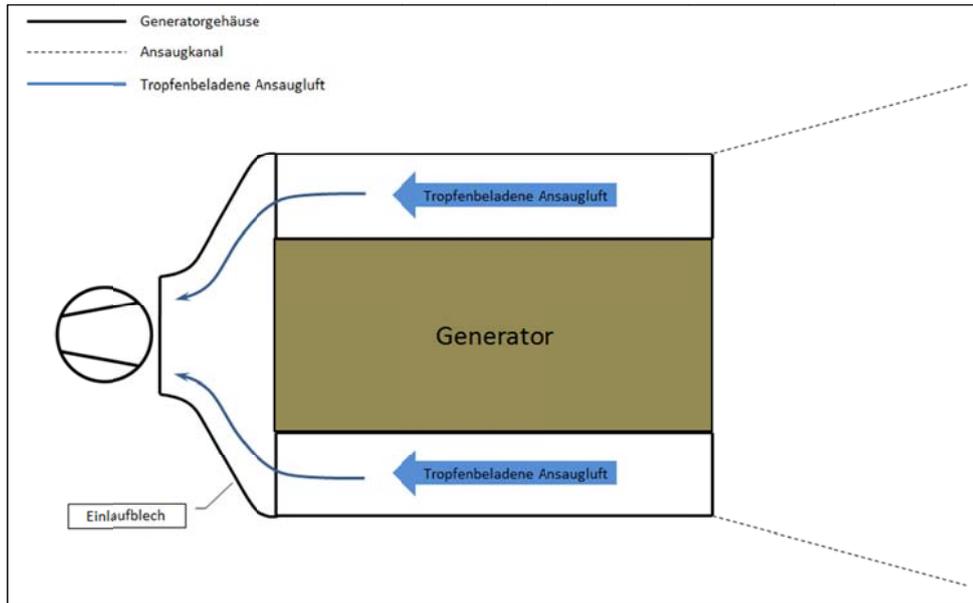


Bild 48 Versuchsaufbau zur Bestimmung des Schadensmechanismus

Es bestand der Verdacht, dass die starke Umlenkung bei den nicht verdunsteten Wassertropfen zu einer hohen Beschleunigung an die Außenwand führt, wo sie sich zu großen Tropfen anlagern, die dann vom Verdichter angesaugt werden.

Bild 52 verdeutlicht den Effekt der Schlupfgeschwindigkeit zwischen Wassertropfen und Luftstrom etwas genauer. Zu sehen ist ein vergrößerter Ausschnitt von Bild 51 mit den qualitativen Stromlinienverläufen der trockenen Ansaugluft und Wassertropfchen der Größen 10-, 50- und 100 μm . Durch die größere Massenträgheit der Tropfen bei der Umlenkung des Luftstromes am Einlaufblech können die Tropfen, abhängig von ihrer Masse, dem Luftstrom bzw. der Beschleunigung nichtmehr verzögerungsfrei folgen. Im Verlauf des Einlaufbleches kommt es daher zu einer geänderten Flugbahn der Tropfen. Ein Anteil der wandnahen Tropfen kollidiert aufgrund ihrer Trägheit dann mit dem Einlaufblech.

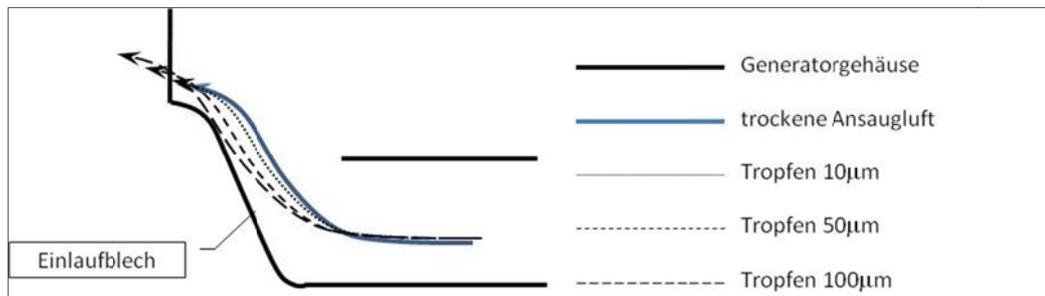


Bild 49 Versuchsaufbau zur Bestimmung des Schadensmechanismus

Im Bild 53 ist ein nachgestellter Modellaufbau zur Ermittlung der Prallflächen der Wassertropfen im Luftstrom erkennbar.

Ein Radialgebläse befördert erwärmte Luft von einem Heizregister durch das dargestellte Rohr, an dessen Ende sich das Generatormodel und das Einlaufblech zum Verdichter befinden. Gebläseseitig wird Wasser eingedüst und kann entlang der Rohrstrecke verdunsten. Die Wassereindüsung erfolgt analog zu dem Aufbau an der Gasturbine. Vor der Eindüsung und kurz vor Austritt des Luftstromes aus dem Rohr, werden Temperatur und Feuchte der Luft gemessen. Mit steigender Luftfeuchtigkeit konnte nun, durch

optische Betrachtung, der Punkt festgestellt werden an dem es zu einer Tropfenanlagerung am Leitblech kommt.

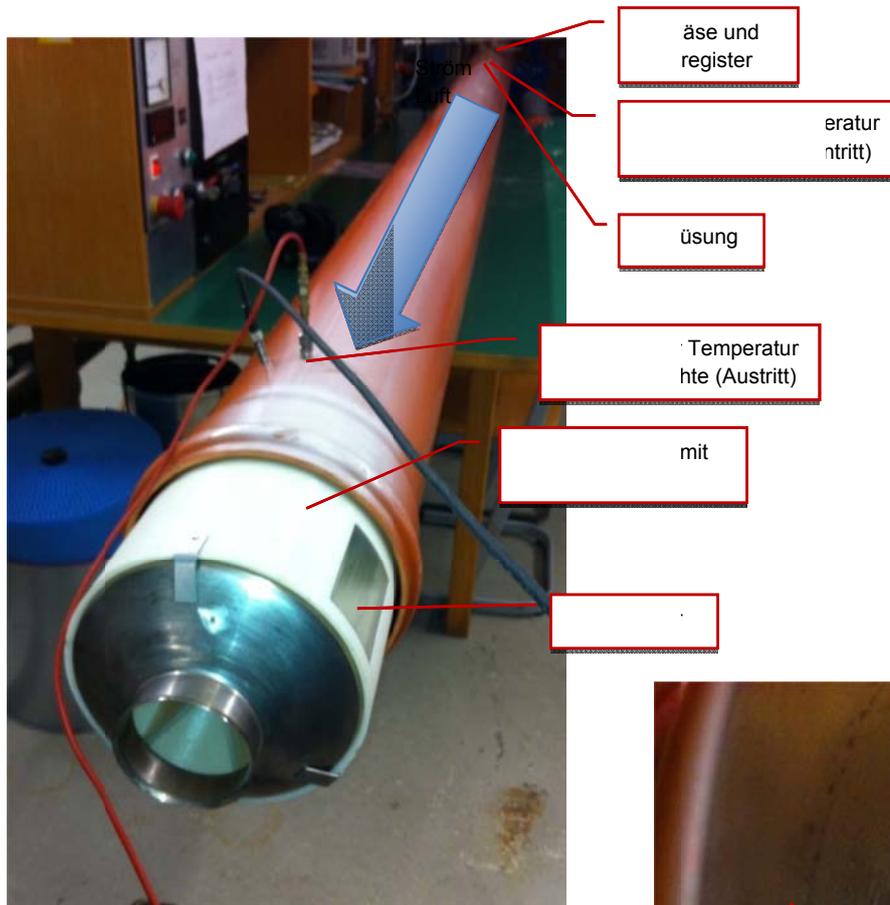


Bild 50 Versuchsaufbau zur Bestimmung des Schadensmechanismus

Der Schadensmechanismus ist im Bild 54 klar zu erkennen. Die im Luftstrom verbliebenen nicht verdunsteten Wassertropfen lagern sich aufgrund der hohen Umlenkung und Beschleunigung an der Innenseite des Einlaufbleches an und bilden mit der Zeit einen Wasserfilm. Der Prozess der Tropfenagglomeration verläuft sehr langsam und ist vermutlich stark von den lokalen Gegebenheiten im Ansaugbereich der Turbine abhängig (Oberflächentemperaturen, Massendurchsatz, Oberflächenbeschaffenheit, stationärer Betriebspunkt, usw.).

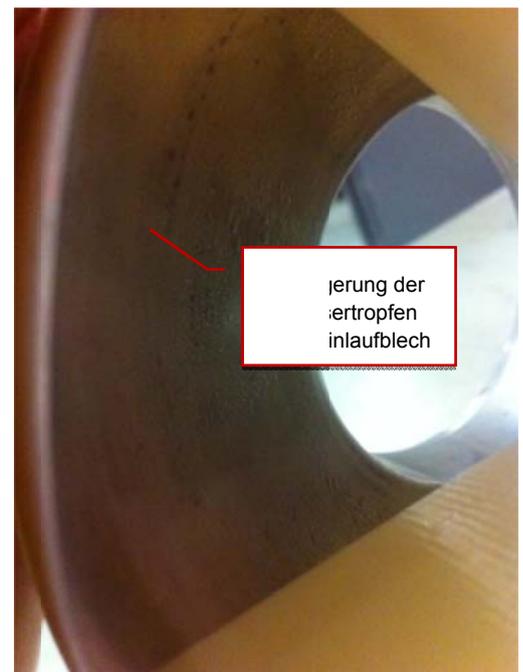
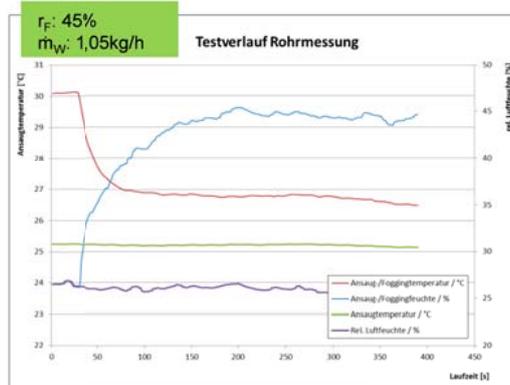


Bild 51 Tropfenagglomeration am Einlaufblech

Sobald die Tropfenansammlung eine gewisse Größe erreicht, werden sie vom Luftstrom in Richtung Verdichter befördert und sammeln auf dem Weg dorthin weitere Tropfen auf. Schlussendlich formieren sich recht große Tropfen die dann mit der Schaufelspitze des Verdichters kollidieren, da die Eintrittsgeschwindigkeit der Tropfen niedriger ist, als die Luftgeschwindigkeit.

Eine genaue Aussage weshalb die Zeitdauer für die Ausbildung der Tropfenagglomeration / Wasserfilmbildung ab Start der Eindüsung dem beobachtetem Zeitrahmen entspricht, kann letztlich nicht geklärt werden und müsste durch weitere Untersuchungen bestimmt werden. Denkbar ist hier eine Parameterstudie des Einlaufbereiches mit unterschiedlichen Abmaßen.

keine Tropfenanlagerung am Einlaufblech



Tropfenanlagerung am Einlaufblech

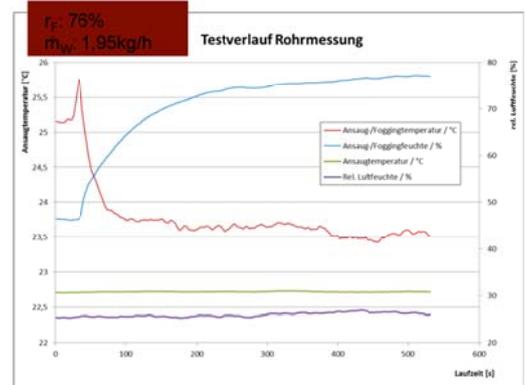


Diagramm 30 a und b Kühlverlauf beim Fogging im Versuchsaufbau

Im Diagramm 30 a und b sind die Temperatur- und Feuchteverläufe für zwei Eindüsungsmengen dargestellt. Beim Versuch im linken Diagramm wird eine maximale relative Feuchte am Austritt mit 45% gemessen. Bei dieser Luftfeuchte tritt am Einlaufblech keine Tropfenanlagerung auf.

Anders beim Versuch im Diagramm 30 b wo am Austritt eine maximale relative Feuchte von 75% gemessen wird. Bei dieser eingedüsten Wassermenge kommt es am Einlaufblech zur Tropfenagglomeration mit großen Wassertropfen die in den Verdichter gelangen würden.

Bei diesem Versuchsaufbau war es nicht möglich, feinere Abstufungen in der Wassermengeneindüsung vorzunehmen. Der prinzipielle Mechanismus der zur Erosion der Beschauung führt, konnte dadurch jedoch geklärt werden.

Letztlich muss der Beschleunigungsvorgang der Ansaugluft im Einlaufbereich bewertet werden, um bei der Anwendung eines Foggingsystems die Tropfengröße entsprechend des Folgevermögens im Luftstrom ermitteln zu können. Ein theoretischer Ansatz zur Bestimmung der Schlupfgeschwindigkeit wird im Rahmen der Promotion näher betrachtet.

4.4. Befundung der Turbine

Nach den zweiten Foggingversuchen zeigte sich gegenüber der Referenz ein Leistungsverlust von 12% gegenüber der ursprünglichen elektrischen Leistung. Bei der darauffolgenden Befundung der Turbine, stellte sich die Situation wie folgt dar:

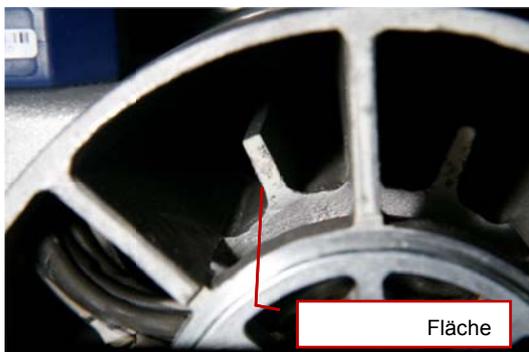


Bild 52 Korrosion an der stirnseitigen Generatorrippe

Beim Generator wiesen die stirnseitigen Flächen Korrosion auf (Bild 55). Hier kam es offensichtlich ebenfalls zu einer Anlagerung von Wasser, welches eine leichte Korrosion zur Folge hatte. Das verwendete VE-Wasser stellt für das Aluminiumgehäuse ein sehr aggressives Medium dar.

Am Diffusoraustritt ist noch ein Rest Feuchtigkeit erkennbar. Die Kristalle deuten darauf hin, dass der Entsalzungsprozess nicht korrekt verlaufen ist (Bild 56).

Die Spuren zeigen jedoch, dass im Foggingbetrieb flüssiges Wasser den Verdichter durchlaufen hat. An der dem Diffusor gegenüberliegenden Wand wurden ebenfalls Spritzspuren vom ausgeworfenen Wasser festgestellt.



Bild 53 Spuren flüssigen Wassers am Diffusor

Beim Betrachten des Einlaufbereiches zum Verdichter und der Verdichterstufe selbst wird klar warum es zu einem deutlichen Leistungsverlust nach den Foggingversuchen gekommen ist.

Die Verschmutzung besteht zum Teil aus Mineralien, wie auch aus Rückständen der Entsalzungsanlage. Die Verschmutzung ist gleichmäßig über den gesamten Radialverdichter verteilt. Die Spritzspuren deuten hier auf eine erhebliche Menge auskondensiertes Wasser hin.

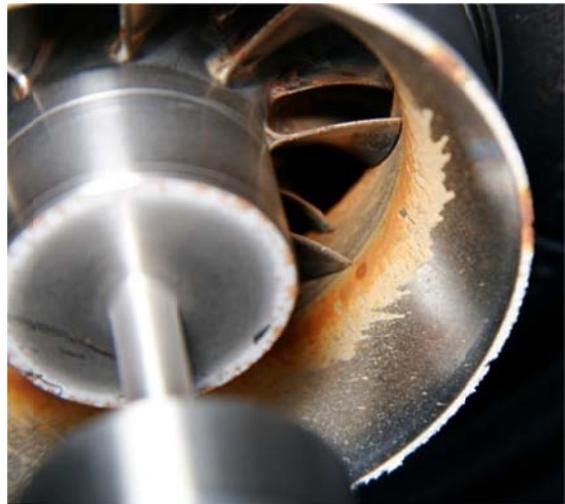


Bild 54 Spuren flüssigen Wassers nach dem Verdichter



Bild 55 Einlaufblech mit starken Korrosionsspuren

Das Einlaufblech vor dem Verdichter ist stark korrodiert und bestätigt somit nochmal die Ergebnisse aus 6.3.1, dass es am Einlaufblech zu einer Agglomeration von Wasser kommt (siehe Bild 58).

5. Overfoggingversuche

Aufgrund der Erfahrungen bei den Foggingversuchen mit der Tropfenagglomeration am Einlaufblech und den entsprechenden Folgen, wurde entschieden, Versuche mit dem alternativen Kühlsystem vorzuziehen und die Weiterführung der Foggingversuche an das Ende des Projektzeitraums zu stellen. Dies geschah, zur Wahrung der wissenschaftlichen Ziele, da bei einem Turbinenschaden durch Fogging/Overfogging keine weiteren Versuche möglich gewesen wären.

Generell ist das Fogging bzw. Overfogging bei stationären Gasturbinen Stand der Technik und findet breite Anwendung. Als Beispiel kann von ALSTOM das ALFOG-system genannt werden ([2]).

Bei Mikrogasturbinen ist hingegen aufgrund der Bauweise noch Entwicklungsbedarf zur serienmäßigen Applikation von Overfogging-Systemen notwendig, wie die Applikation aufgrund der ersten oben aufgezeigt.

6. Alternative Kühlmöglichkeiten

6.1. Indirekte Verdunstungskühlung

Zu Kompensation der Overfoggingversuche wurde nach alternativen Kühlmöglichkeiten gesucht, die im verbliebenen Projektzeitraum noch zeitlich umsetzbar waren. Durch den allgemeinen modularen Aufbau des Gasturbinenprüfstandes, war es möglich, Versuche mit indirekter Verdunstungskühlung umzusetzen.

Gleich wie die Foggingtechnologie, findet die indirekte Verdunstungskühlung bereits seit den 90er Jahren breite Anwendung bei stationären Gasturbinen. Bei der Verdunstungskühlung wird im Ansaugtrakt der Gasturbine ein Gewebe in den Luftstrom eingebracht. Die Luft durchströmt das Gewebe, welches im Kreuzstrom befeuchtet wird und verdunstet einen Teil des Wassers während des Durchströmens. Die Verdunstungsenthalpie führt zur Absenkung der Lufttemperatur bei gleichzeitiger Anfeuchtung der Ansaugluft. Im Idealfall erfolgt eine Anfeuchtung der Ansaugluft bis zur Sättigungsgrenze. Dies ist aus verschiedenen Gründen technisch jedoch nicht umsetzbar. Ein wesentlicher Vorteil des Systems ist, dass bei der Befeuchtung keine Wassertropfen in den Luftstrom eingebracht werden.

In Bild 59 ist die Funktionsweise der indirekten adiabaten Kühlung dargestellt.

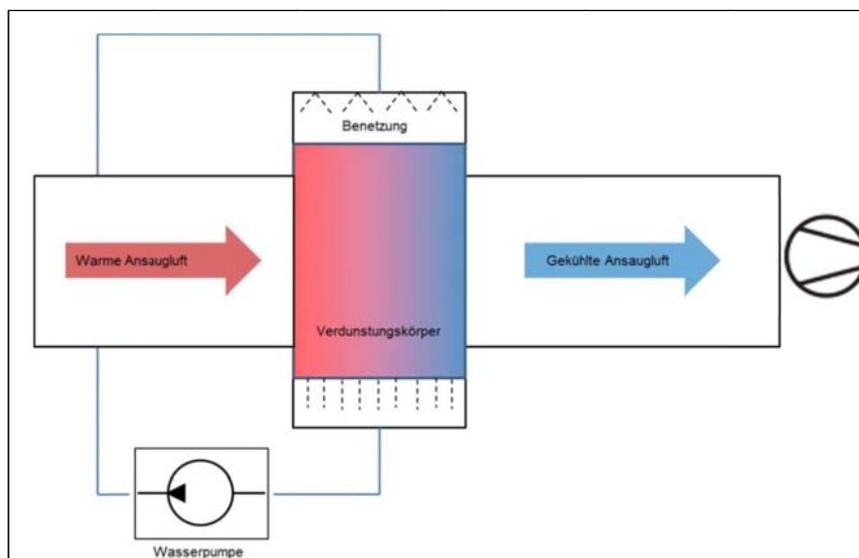


Bild 56 Schema der indirekten Verdunstungskühlung

6.2. Versuchsaufbau

Bild 60 zeigt den grundlegenden Versuchsaufbau an der Gasturbine. Der Gesamtaufbau entspricht dem der Foggingversuche, mit dem Unterschied, dass statt der Eindüsungsstrecke nun eine Befeuchterbox mit dem Befeuchtungspad integriert wird. Alle Messstellen bleiben unverändert, um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten.

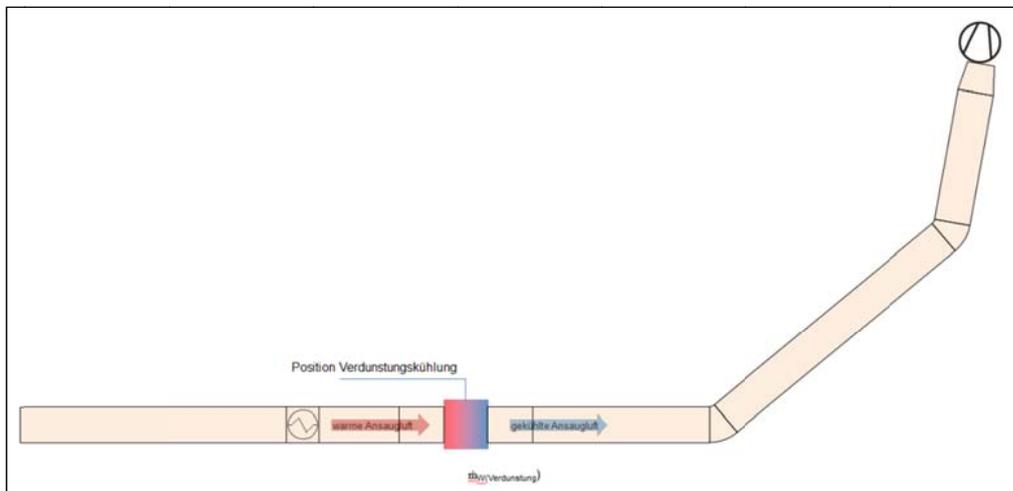


Bild 57 Versuchsaufbau der indirekten Verdunstungskühlung

In Bild 61 ist der Aufbau der Befeuchterbox in der Ansaugstrecke der Turbine zu sehen. Die Zuführung des Wassers zur Befeuchtung des innenliegenden Befeuchtungspads erfolgt durch eine Niederdruckpumpe mit geringem Massenstrom. Das eingebrachte Wasser folgt der Schwerkraft und befeuchtet das Pad somit von oben her vollständig. Bei diesem Verfahren wird das Befeuchtungselement ständig feucht gehalten, d.h. es wird mehr Wasser zugeführt wie verdunsten kann. Das überschüssige Wasser läuft am unteren Ende der Befeuchterbox ab und wird dem Kreislauf wieder zugeführt.

Die Ansaugluft „entnimmt“ sich gewissermaßen immer die maximal mögliche Wassermenge zur Befeuchtung.

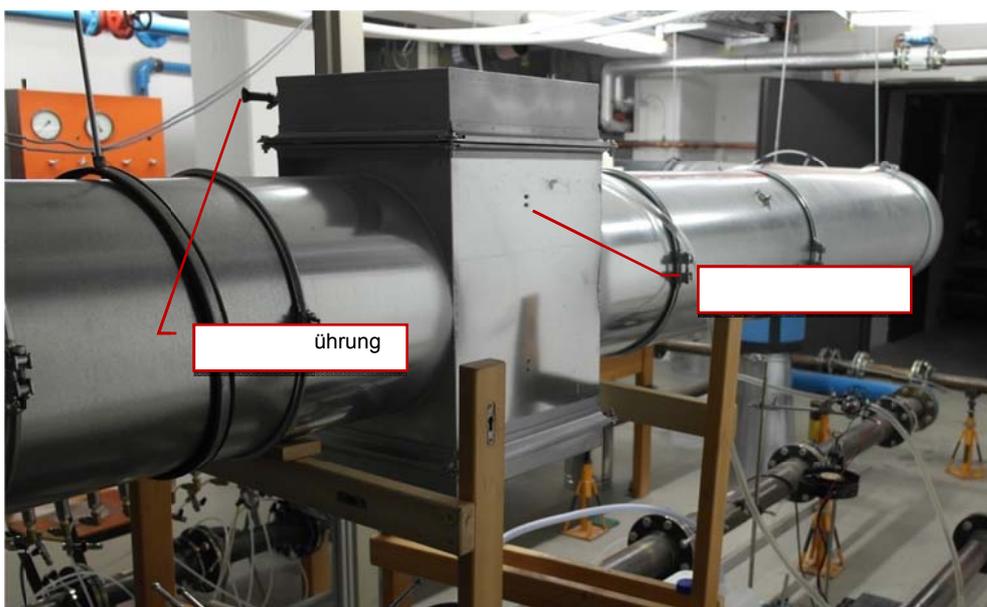


Bild 58 Befeuchterbox in der Ansaugstrecke der Turbine

Befeuchtungselemente

Die Befeuchtungselemente werden in der Technik nicht nur an Gasturbinen, sondern auch generell in der Klimatechnik und zur Wirkungsgradsteigerung von Tischkühlern eingesetzt. Daher können die Elemente von diversen Herstellern bezogen werden.

Freundlicherweise wurde vom führenden Hersteller für Verdunstungskühlung im Gasturbinensektor Firma Munters ein Befeuchtungselement kostenlos zur Verfügung gestellt. Verwendet wurde ein GX20 Kontaktkörper mit 35cm Breite. Der angegebene Druckverlust liegt bei unserer Anwendung in der Größenordnung 35mbar. Für den 35cm breiten Kontaktkörper und einer Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 2 m/s ergibt sich laut Hersteller ein adiabater Wirkungsgrad von 95-98%.

In den Bild 62 ist der prinzipielle Aufbau des Kontaktkörpers dargestellt. Es handelt sich hierbei um ein gewelltes Glasfasergewebe, das in wechselnden Winkellagen miteinander verklebt ist. Bild 63 zeigt die Winkellage der einzelnen Schichten im Detail.

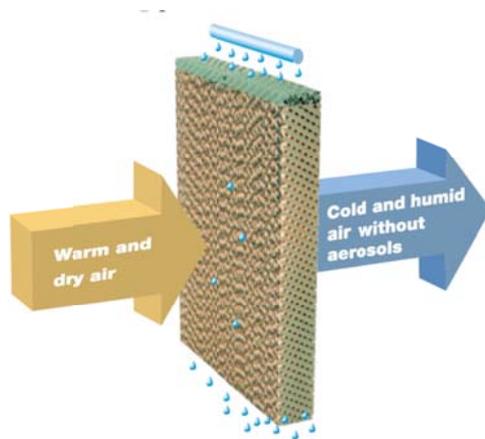


Bild 59 Lagenaufbau des Befeuchtungselements

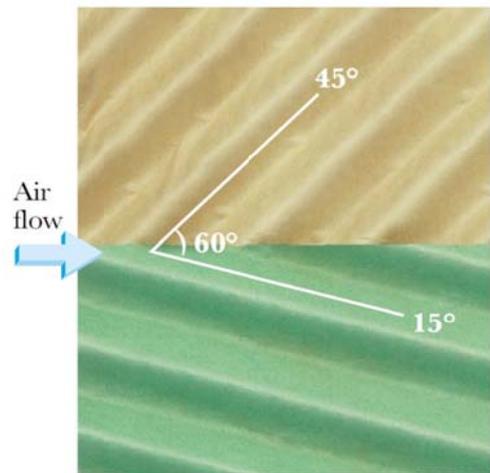


Bild 60 Winkellage der Einzelelemente (Munters)

6.3. Versuchsplanung

- Verdunstungsmessungen bei:
 - o Steigenden Ansaugtemperaturen (Vorwärmung der Ansaugluft mittels Wärmetauscher)

Die Planung der Versuche orientiert sich an den Foggingversuchen, kann jedoch wegen der begrenzten Projektlaufzeit nicht in vollem Umfang durchgeführt werden. Prinzipiell geht es darum bei unterschiedlichen Ansaugluftfeuchten die Leistungssteigerung und das maximale Kühlvermögen zu bestimmen.

6.4. Versuchsergebnisse

Mit den Verdunstungselementen konnten sehr gute Ergebnisse bezüglich der Kühlung erreicht werden. Dadurch, dass bei der indirekten Verdunstungskühlung keine Wassertropfen im Luftstrom enthalten sind, war die maximale Anfeuchtung bis nahe der Sättigungsgrenze ohne Probleme möglich.

Bauartbedingt kann der Feuchtesensor nach der Befeuchtung nur bis max. 86% rel. Feuchte messen. In der Spezifikation sind zwar 99% angegeben, dieser Wert konnte trotz Sättigungsbedingungen jedoch nicht erreicht werden. Eine Beurteilung der Kühlleistung erfolgt

daher über die Temperatur und Feuchte vor und nach der Turbinenkühlung, sowie der verdunsteten Wassermenge.

Das verwendete Kühlsystem erweist sich als sehr träge. Während der Beginn der Befeuchtung relativ schnell stattfindet, ist das Austrocknen des Befeuchtungselementes recht langsam und nimmt abhängig von den Umgebungsbedingungen bis zu mehreren Stunden Zeit in Anspruch.

Eine stufenweise Kühlung ist mit diesem System ebenfalls nicht möglich. Sobald dem Befeuchtungselement Wasser zugeführt wird, beginnt die Kühlung bzw. Befeuchtung bis zu der sich maximal ergebenden Sättigung.

Diagramm 7 zeigt den Verlauf der Kühlung ab Start der Benetzung des Befeuchterelementes. Nach Start der Benetzung ist ein relativ rascher Anstieg der Ansaugfeuchte bzw. Absenkung der Ansaugtemperatur zu sehen. Ab Start der Befeuchtung bei 100 Sekunden benötigt das System 700 Sekunden um einen stationären Zustand zu erreichen (markierte Bereiche). Für die Komponenten ist dieser Verlauf als positiv zu bewerten, da die mechanischen Spannungen durch die langsame Temperaturänderung niedrig gehalten werden.

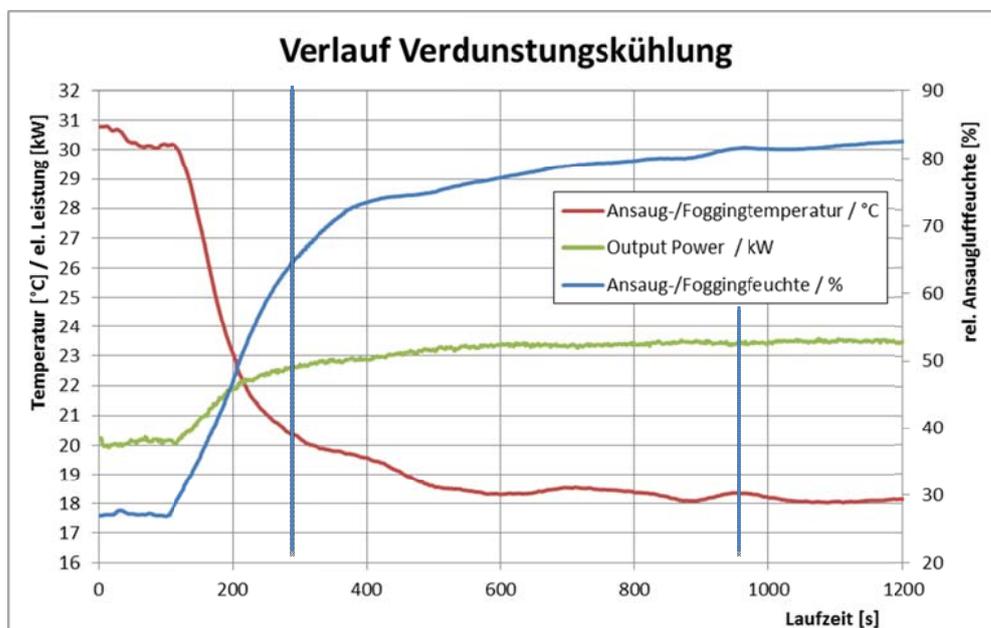


Diagramm 31 Verlauf der Kühlung ab Beginn der Wasserzufuhr

6.5. Gegenüberstellung

Prozentuale Anfeuchtung [%]	Leistungssteigerung / W	Leistungssteigerung / %
20,7	582	2,9
27,1	717	3,5
39,9	1266	6,4
60,3	1417	7,1
38,7	1302	6,8
59,7	1338	5,4

Tabelle 23 Übersicht der Leistungsdaten vom 1. und 2. Foggingversuch

Ansaugtemperatur [°C]	Leistungssteigerung / W	Leistungssteigerung / %
20	1740	7,7
25	2170	10,0
30	3500	17,5

Tabelle 24 Übersicht der Leistungsdaten der indirekten Verdunstungskühlung

Tabelle 22 zeigt die Leistungsdaten der Foggingversuche nach prozentualer Anfeuchtung, d.h. der prozentualen Wassermenge der Sättigungswasserbeladung. Die Versuche wurden bei 30°C und 32 bzw. 35% RF durchgeführt. Ausgewertet wurden zwei Versuchsreihen (farblich markiert). Ein direkter Vergleich der gewonnenen Daten aus der indirekten Verdunstungskühlung (Tabelle 23) und dem Fogging sind nur begrenzt möglich, da in dem Foggingversuchsaufbau keine Sättigungsbedingungen erzielt werden konnten. Mit der indirekten Verdunstungskühlung können nur Betriebsbedingungen bei Sättigung gefahren werden. Die Daten repräsentieren jeweils die relativen Leistungsänderungen, da sich im Versuchsverlauf der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine aufgrund der Erosion an der Verdichterbeschaufelung geändert hat.

Eine genauere Betrachtung der Ergebnisse folgt in Kapitel 7.

7. Bewertung der Versuchsergebnisse

Nachfolgend wird eine Bewertung der Versuchsergebnisse nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten und ggf. Risiken durchgeführt. Zunächst werden die Verfahren isoliert betrachtet und im Anschluss in einer Gegenüberstellung der wichtigsten Ergebnisse miteinander verglichen.

7.1. Fogging

Beurteilt werden in den nächsten Kapitel Installationsaufwand- und kosten, erzielbare Leistungssteigerungen, Anwendungsbereich und –risiken.

7.1.1. Installationsaufwand

Die Bewertung des Installationsaufwandes erfolgt nach dem Kriterium, dass ein Kühlsystem an eine bestehende Gasturbinenanlage als Retrofitlösung appliziert werden sollte. Die Bewertung erfolgt auf der Grundlage, dass das applizierte System als Fertigkonzept vorliegt und nur kleine anlagenspezifische Anpassungen notwendig sein sollten.

Der Installationsaufwand für die Nachrüstung eines Foggingsystems an eine dafür zunächst nicht ausgelegten Gasturbinenanlage muss als groß betrachtet werden. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Anlage ohne Ansaugluftkonditionierung (Stand-Alone) und sonstige Zubauten installiert wurde. Tabelle 24 und 25 listen Punkte, die bei der Installation beachtet bzw. umgesetzt werden müssen.

Benötigte Hardware
• Installation eines Ansaugtraktes als notwendige Verdunstungsstrecke und zur Applikation der Nebeldüsen
• Rohreinsatz zur Befestigung der Nebeldüsen
• Wasseraufbereitung bzw. Patrone zur Bereitstellung von VE-Wasser
• Hochdruckpumpe für die Nebeldüsen
• Nebeldüsen zur Eindüsung des Wassers
• Ventile und Verrohrung der Wasserzuführung
• Luftfilter (der Originale kann nicht verwendet werden)
• Externe Luftversorgung der Generatorlagerung (nur bei Luftlagern)
• Steuereinheit für die Hochdruckpumpe

Tabelle 25 Notwendige Hardware zur Installation eines Foggingsystems

Notwendige Arbeiten
• Schutz der Generatorinnenseite vor Korrosion
• Installation des Ansaugtraktes mit Foggingapplikation
• Installation der Wasseraufbereitung und der Hochdruckverrohrung
• Anpassung des Einlaufbereiches der Gasturbine (Fremdluftversorgung)
• Elektrische Installation bzw. Integration des Foggingsystems (Kontroller, Pumpe, Ansteuerung, Regelung,...)
• Wartung

Tabelle 26 Notwendige Arbeiten zur Installation eines Foggingsystems

Die aufgelistete Hardware und die notwendigen Arbeiten sind prinzipiell allgemeingültig für unterschiedliche Turbinenhersteller. Es kann lediglich bei manchen Arbeiten zu kleineren

Abweichungen kommen. Beispielsweise ist bei den Capstone Gasturbinen durch die Luftlagerung des Generators eine Applikation einer Fremdluftversorgung notwendig. Diese entfällt bei anderen Herstellern.

7.1.2. Installations- und Wartungskosten

Die Abschätzung der Installationskosten erfolgte auf Basis der Hardware-Konfiguration des Mikrogasturbinenprüfstandes. Zur Verwendung kamen fast ausschließlich industrielle Serienprodukte, die eine gute Kostenschätzung für ein Fogging Konzept erlauben. Die Wartungskosten beinhalten Filterkartuschen zur Wasserenthärtung und die Wartung bzw. den Tausch von verunreinigten/defekten Nebeldüsen

Hardware Erstinstallation	Kostenschätzung
• Ansaugtrakt mit Rohreinsatz	1500,-€
• Wasseraufbereitung	1000,-€
• Hochdruckpumpe	3300,-€
• Nebeldüsen	200,-€
• Verrohrung	1000,-€
• Luftfilter	150,-€
• Externe Luftversorgung	400,-€
• Steuereinheit	500,-€
Gesamtkosten Material	8050,-€

Tabelle 27 Kostenschätzung für die Komponenten eines Foggingsystems

Arbeiten Erstinstallation	Kostenschätzung
• Ansaugtrakt mit Rohreinsatz	1000,-€
• Wasseraufbereitung	400,-€
• Verrohrung gesamt	1000,-€
• Externe Luftversorgung	400,-€
• Elektroinstallation	1500,-€
Gesamtkosten Installation	4300,-€

Tabelle 28 Kostenschätzung für die Arbeiten zur Installation eines Foggingsystems

Gesamtkosten Erstinstallation	12350,-€
--------------------------------------	-----------------

Tabelle 29 Gesamtkosten des Foggingsystems

Wartung Instandhaltung (Jährlich)	Kostenschätzung
• Wasseraufbereitung	1000,-€
• Nebeldüsen	200,-€
Gesamtkosten Wartung	1200,-€

Tabelle 30 Jährlich anfallende Kosten

7.1.3. Erreichte Leistungssteigerung

Bei der Applikation einer Eintrittskühlung durch Fogging an Mikrogasturbinen ist die genaue Anfeuchtung der Ansaugluft bis zur Sättigungsgrenze abhängig von der Leistungsklasse bzw. dem Luftmassenstrom der Maschine.

Ist der Luftmassenstrom der Mikrogasturbine sehr niedrig (Capstone C30) erreicht man mit den auf dem Markt erhältlichen Nebeldüsen nur eine sehr grobe Abstufung der Anfeuchtungsstufen. Die notwendige Wassermenge zur Sättigung der Ansaugluft wird hier teilweise schon durch eine Düse erreicht.

Je größer jedoch der Luftmassenstrom einer Mikrogasturbine ist, umso kleinere Anfeuchtungsstufen können mit den im Markt erhältlichen Düsengrößen abgedeckt werden.

Tabelle 30 zeigt in tabellarischer Form die Messergebnisse aus den Foggingmessungen an der Mikrogasturbine. Die prozentuale Anfeuchtung bezieht sich auf die Wassermenge die für die Sättigungswasserbeladung notwendig wäre. Es ist erkennbar, dass die Leistungssteigerung bei 60% Anfeuchtung unter dem Erwartungswert liegt. Die Messwerte mit geringerer Anfeuchtung folgen der erwarteten Turbinenleistung nahe der Feuchtkugeltemperatur.

In Tabelle 31 werden die Leistungsdaten der Versuchsreihe an der Capstone C30 (unter Annahme eines konstanten Foggingverlaufes bis zur Sättigung) mit Anlagendaten einer GE Frame 6B aus dem Oman [3] verglichen. Die Ansaugfeuchtigkeit liegt bei 25% RF und einer Ansaugtemperatur von 34,7°C. Es wird ein adiabater Verdunstungswirkungsgrad von 98% angenommen.

Die GE Frame 6B weist eine Leistungssteigerung bei Fogginganwendung von 11% auf. Im Vergleich dazu würde die Capstone C30 bei gleichen Ansaugbedingungen einen Leistungsgewinn von 19,8 % zeigen. Der deutlich größere Leistungsgewinn beim Fogging ist auf die größere Sensitivität der Turbinenleistung von der Eintrittstemperatur der Mikrogasturbine zurückzuführen. Dies zeigt jedoch, dass kleinere einstufige Gasturbinenanlagen durch eine Eintrittskühlung ein höheres Potential zur Leistungserhöhung haben.

Prozentuale Anfeuchtung [%]	Leistungssteigerung / W	Leistungssteigerung / %
20,7	582	2,9
27,1	717	3,5
39,9	1266	6,4
60,3	1417	7,1

Tabelle 31 Übersicht der Leistungsdaten vom 1. Foggingversuch

Anlage	Prozentuale Anfeuchtung [%]	Leistungssteigerung / [MW / W]	Leistungssteigerung / %
GE frame 6B	100	3,8	11
Capstone C30	100	4440	19,8

Tabelle 32 Vergleich realer Overfogging Leistungsdaten GE Frame 6B mit theoretischen Leistungsdaten einer Capstone C30 Turbine bei Fogging

Nachfolgend ist für die durchgeführten Messungen die erreichte Leistungssteigerung dargestellt. Zusätzlich wurden die Messergebnisse extrapoliert, um eine Aussage über die Wirtschaftlichkeit einer Anlage bei Fogging bis zur Sättigungsgrenze treffen zu können. Die Leistungsdaten der Foggingversuche sind in Tabelle 30 und 31 zusammengefasst. In Diagramm 32 sind die Versuchsergebnisse der Foggingmessreihe nochmals grafisch dargestellt. Die Leistungssteigerung als auch die eingedüste Wassermenge sind prozentual

angegeben. Die Prozentangabe der Abszisse bezieht sich auf die Wassermenge, die eingedüst werden muss, um den Sättigungszustand zu erreichen. Die theoretische Leistungssteigerung folgt den Minderungsdaten des Herstellers und wurde aus [13] entnommen.

Die rote Markierung deutet somit die maximal mögliche Leistungssteigerung an, die bei Anfeuchtung der Ansaugluft bis zum Sättigungszustand erreichbar wäre.

Es ist klar erkennbar, dass der Kühlverlauf bzw. die Leistungssteigerung der theoretisch möglichen Leistungskurve bis zu einer Wassermenge von 40% gut folgt. Die Leistungswerte bei höheren Wassermengen weichen jedoch deutlich von der erwarteten Leistungskurve ab. Dieses Verhalten wurde in den Punkten 3.3 genauer erläutert.

Bei der Annahme einer idealen Einlaufgeometrie der Mikrogasturbine kann eine theoretische Leistungssteigerung von 17,5% erreicht werden (bezogen auf die Ansaugbedingungen bei den Versuchen). Die Umsetzung dieser Werte ist jedoch nicht realistisch, da die Rahmenbedingungen hier durch das Fogging beschränkend sind.

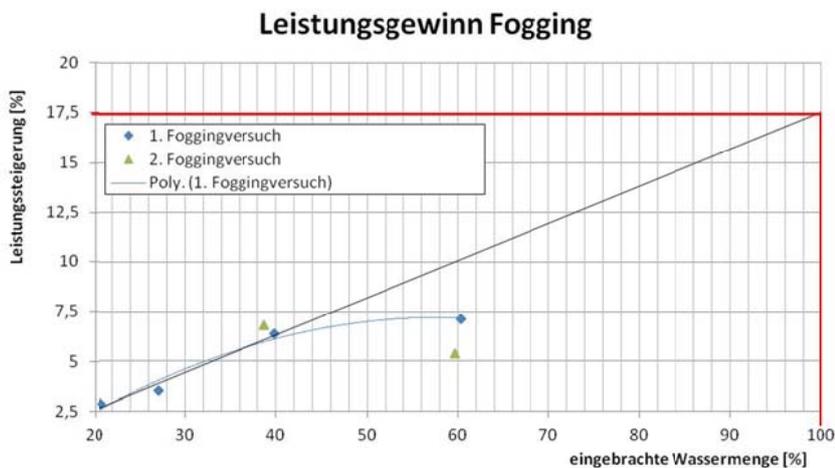


Diagramm 32 Prozentualer Leistungsgewinn durch Fogging

7.1.4. Betrachtung des Leistungsgewinns für unterschiedliche Klimazonen

Auf eine wirtschaftliche Betrachtung wird in Kapitel 7.4 genauer eingegangen. Die wirtschaftliche Beurteilung der Rentabilität eines solchen Systems hängt von sehr vielen lokalen Gegebenheiten und Faktoren ab (Förderungen, Einspeisetarife, Zinssätze, usw.). Daher soll hier zunächst für unterschiedliche Klimazonen der jährlich mögliche Leistungs- und Wirkungsgradgewinn bei Applikation eines Ansaugkühlsystems betrachtet werden. Die dargestellten Ergebnisse können dann als Grundlage für weitere Berechnungen der Wirtschaftlichkeit herangezogen werden. Im Falle des Foggings wird für die Darstellung die max. mögliche Kühlung angenommen, da die Versuchsergebnisse nur eingeschränkte Aussagekraft besitzen.

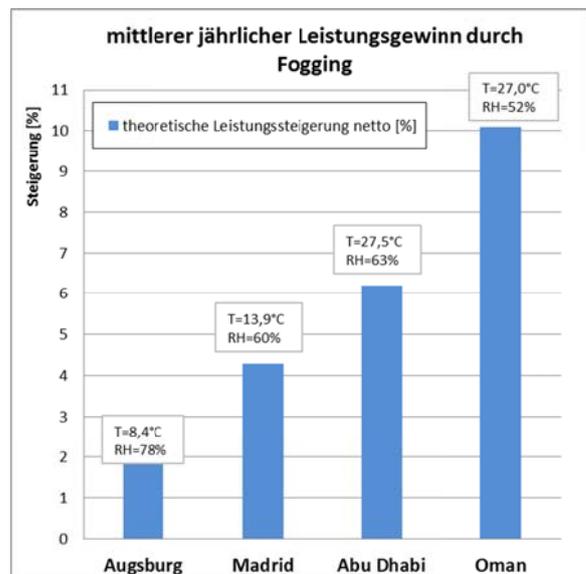


Diagramm 33 Prozentualer Leistungsgewinn durch Fogging

Diagramm 33 zeigt die mittlere jährlich mögliche Leistungssteigerung bei Applikation eines Foggingsystems unter Voraussetzung einer Kühlung bis zur Sättigungsgrenze. Die Daten basieren auf langjährigen Klimadaten der jeweiligen Städte [15]. Bei der netto Leistungssteigerung sind die parasitären Verluste (Pumpe, Steuerung, usw.) bereits berücksichtigt. Es ist klar erkennbar, dass die maximale Leistungssteigerung vom Installationsort der jeweiligen Anlage abhängt. Die jährlichen Durchschnittstemperaturen und – luftfeuchten sind jeweils mit angegeben.

Während eine Mikrogasturbine in Augsburg mit jährlich maximal 1,5% Leistungssteigerung rechnen kann, erzielt die gleiche Anlage im Oman schon über 10% mehr Leistung übers Jahr. Diese Daten setzen voraus, dass das Foggingsystem erfolgreich appliziert werden konnte und eine Anfeuchtung der Luft bis zu Sättigungsgrenze möglich ist. In den Versuchen an der Capstone C30 war dies, wie in Punkt 6.2 beschrieben, nicht vollumfassend der Fall.

Die Diagramme 34 bis 37 zeigen die Gegenüberstellung der durchschnittlichen monatlichen elektrischen Leistung (grüne Balken) an bestimmten Installationsorten mit dem möglichen Netto-Leistungsgewinn (blaue Balken) durch Fogging. Auch hier ist der Trend eines höheren monatlichen Leistungsgewinns in heißen trockenen Klimazonen deutlich erkennbar.

Zusätzlich wird sichtbar, dass der Foggingbetrieb bei Anlagen in gemäßigten Breiten nur an wenigen Monaten im Jahr sinnvoll ist. Zieht man den Verlauf von Augsburg heran, ist ein Foggingbetrieb nur in den Monaten April bis September denkbar, da in den anderen Monaten der Leistungsgewinn die Betriebskosten übersteigt. Zudem besteht eine Vereisungsgefahr im Einlaufbereich bzw. an der Verdichterbeschaufelung beim Foggingbetrieb mit kalter Ansaugluft (Punkt 3.2.2.2 Diagramm 8).



Diagramm 34 Leistungssteigerung Augsburg

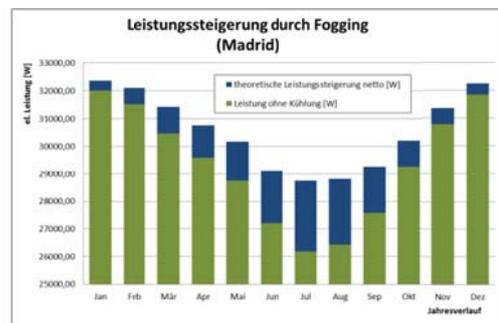


Diagramm 35 Leistungssteigerung Madrid

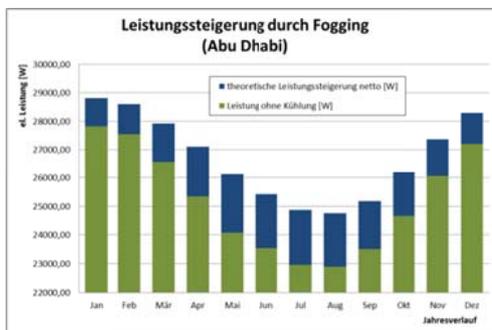


Diagramm 36 Leistungssteigerung Abu Dhabi

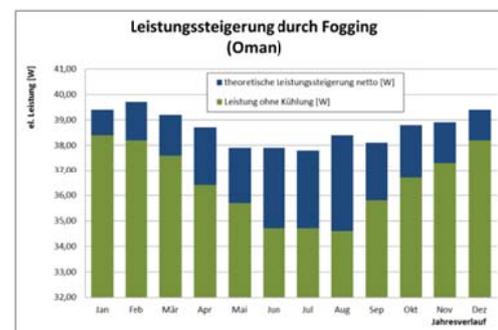


Diagramm 37 Referenzanlage Oman

In Diagramm 38 sind der elektrische- und thermische Wirkungsgradgewinn als Jahresmittel für unterschiedliche Klimazonen dargestellt. Bei der Betrachtung des elektrischen Wirkungsgrades ist eine klare Korrelation mit der elektrischen Leistungssteigerung aus Diagramm 33 ersichtlich. Hier gilt, je wärmer und trockener der Aufstellort der Mikrogasturbine, umso höher der erzielbare Wirkungsgradgewinn.

Anders verhält es sich mit dem thermischen Wirkungsgrad der Anlage. Hier ist bei der Kühlung der Ansaugluft immer ein Leistungs- und Wirkungsgradverlust zu sehen. Dies liegt an der höheren Spreizung der Ansaugtemperatur der Luft, zur Abgastemperatur nach der Abwärmenutzung. Da in den meisten Fällen die Mikrogasturbinen als BHKW'S eingesetzt werden und die Abwärmenutzung konstante Abgastemperaturen ergeben, führt die niedrigere Ansaugtemperatur der Luft zu einer geringeren Wärmeausnutzung der Anlage.

Aus dem untenstehenden Diagramm ist ersichtlich, dass die Applikation einer Fogginganlage stark von der Verwendung der Mikrogasturbine abhängt (BHKW, Genset, bedarfsorientierte Betriebsweise).

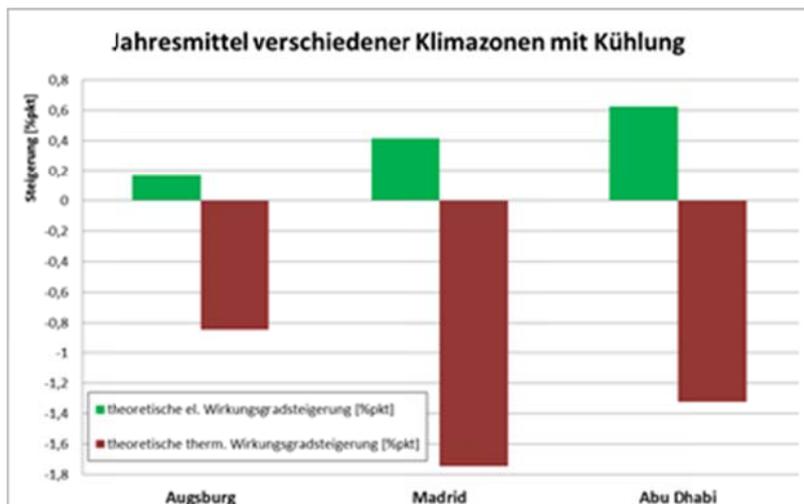


Diagramm 38 Prozentualer Wirkungsgradgewinn durch Fogging (Klimazonen)

7.1.5. Risikobewertung

In Anbetracht der gewonnenen Erfahrungen während der umfangreichen Versuche, muss bei der Applikation von Fogging an Mikrogasturbinen von einem bestehenden Risiko ausgegangen werden.

Das Risiko gliedert sich hier in die technische Umsetzung/Applikation und in die Sorgfalt der Wartung des Systems.

Applikationsrisiko

Das Hauptrisiko liegt sicherlich in dem für die Luftführung nicht optimalen Ansaugtraktdesign der Mikrogasturbine. Die starke Beschleunigung der Ansaugluft an einigen Stellen führt zur Tropfenagglomeration bzw. Auskondensation der Wassertropfen im Betrieb. Zudem sind diverse Komponenten im Luftstrom wie Ansaugtrakt, Luftfilter, Generatorgehäuse, usw. nicht für den Kontakt mit einem stark korrosiven Medium wie VE-Wasser ausgelegt. Hier kann es an diversen kritischen Stellen zu Korrosion kommen und dadurch zu einen vorzeitigen Service bzw. einer Reparatur. Auch wenn die Ergebnisse hier herstellerspezifisch sind, ist die Einlaufgeometrie von Mikrogasturbinen anderer Hersteller bauartbedingt ähnlich.

Die Projektergebnisse eröffnen den Herstellern jedoch die Möglichkeit ihr Design auf zukünftige Energiemärkte auszurichten und insbesondere die Luftführung an Kühlsystemapplikationen anzupassen.

Der Betrieb eines Foggingsystems führt mit Sicherheit zu verkürzten Wartungsintervallen und Schwierigkeiten in Bezug auf Gewährleistungsansprüche.

Risiko bei der Wartung

Ein weiteres Risiko im Foggingbetrieb einer Mikrogasturbine liegt in der Systemwartung. Da Mikrogasturbinen oft als autarke Systeme aufgebaut werden und aus wirtschaftlichen Gründen keine ständige Betreuung der Anlagen gewährleistet werden kann, ist ein gewisses Risiko für den sicheren Betrieb der Anlage ohne ständige Aufsicht gegeben.

An Bild 64 ist beispielsweise erkennbar, dass ein Defekt an der Wasseraufbereitung innerhalb von kurzer Zeit zu starkem Fouling und damit wiederum Leistungsverlusten führen kann.



Bild 61 Fouling am Verdichter

7.1.6. Fazit zu den Ergebnissen des Foggingsystems

Eine abschließende Beurteilung des Foggingsystems kann aufgrund der begrenzten Messdaten nicht gegeben werden. Die Versuche zeigten gute Resultate, ähnlich derer bei stationären Gasturbinen. Bauartbedingt gab es im Betrieb Probleme mit Tropfenagglomeration, die durch Anpassung der Einlaufgeometrie sicherlich behoben werden können.

Ab welcher Leistungsklasse bzw. Betriebsweise ein wirtschaftlicher Betrieb gewährleistet ist, muss eine wirtschaftliche Analyse für jede individuelle Applikation zeigen.

Es erfordert die enge Zusammenarbeit der Systemanbieter von Foggingsystemen und den Herstellern von Mikrogasturbinen zur Gewährleistung eines stabilen und sicheren Betriebes beim Einsatz der Eintrittskühlung.

7.2. Indirekte Verdunstungskühlung

7.2.1. Installationsaufwand

Die Bewertung des Installationsaufwandes erfolgt nach dem Kriterium, dass ein Kühlsystem an eine bestehende Gasturbinenanlage als Retrofitlösung appliziert werden soll. Die Bewertung erfolgt, wie im Fall des Foggingsystems, auf der Grundlage, dass das applizierte System als Fertigkonzept vorliegt und nur kleine anlagenspezifische Anpassungen notwendig sind. Es wird weiter davon ausgegangen, dass die Anlage ohne Ansaugluftkonditionierung (Stand-Alone) und sonstige Zubauten installiert wurde.

Der Installationsaufwand für die Nachrüstung einer indirekten Verdunstungskühlung an eine nicht dafür ausgelegte Gasturbinenanlage kann als gering betrachtet werden. Im Vergleich zur Foggingtechnologie ist die indirekte Verdunstungskühlung ein „passives“ System, das keine direkte Regelung benötigt und nur den Zustand „Ein“ oder „Aus“ kennt. Nachfolgende Tabellen 32 und 33 listen die Punkte, die bei der Installation beachtet bzw. umgesetzt werden müssen.

Benötigte Hardware
• Installation einer „Befeuchterbox“ in der Zuführung der Ansaugluft
• Bereitstellung einer Wasserversorgung
• Evtl. Niederdruckpumpe
• Verrohrung der Wasserzuführung

<ul style="list-style-type: none"> • Luftfilter (der Originale kann nicht verwendet werden)
<ul style="list-style-type: none"> • Steuereinheit mit Sensoren

Tabelle 33 Notwendige Hardware zur Installation einer indirekten Verdunstungskühlung

Notwendige Arbeiten
<ul style="list-style-type: none"> • Installation der Befeuchterbox
<ul style="list-style-type: none"> • Anschluss der Wasserversorgung
<ul style="list-style-type: none"> • Elektrische Installation
<ul style="list-style-type: none"> • Wartung

Tabelle 34 Notwendigen Arbeiten zur Installation einer indirekten Verdunstungskühlung

Die aufgelistete Hardware und die notwendigen Arbeiten sind prinzipiell allgemeingültig für unterschiedliche Turbinenhersteller. Es kann lediglich bei manchen Arbeiten zu kleineren Abweichungen kommen.

7.2.2. Installations- und Wartungskosten

Hardware Erstinstallation	Kostenschätzung
<ul style="list-style-type: none"> • Befeuchterbox 	1000,-€
<ul style="list-style-type: none"> • Niederdruckpumpe 	200,-€
<ul style="list-style-type: none"> • Verrohrung 	200,-€
<ul style="list-style-type: none"> • Luftfilter 	150,-€
<ul style="list-style-type: none"> • Steuereinheit 	500,-€
Gesamtkosten Material	2050,-€

Tabelle 35 Kostenschätzung für die Komponenten einer indirekten Verdunstungskühlung

Arbeiten Erstinstallation	Kostenschätzung
<ul style="list-style-type: none"> • Installation Befeuchterbox 	600,-€
<ul style="list-style-type: none"> • Wasserzuführung 	200,-€
<ul style="list-style-type: none"> • Verrohrung gesamt 	100,-€
<ul style="list-style-type: none"> • Elektroinstallation 	1000,-€
Gesamtkosten Material	1900,-€

Tabelle 36 Kostenschätzung für die Arbeiten zur Installation einer indirekten Verdunstungskühlung

Gesamtkosten Erstinstallation	3950,-€
--------------------------------------	----------------

Tabelle 37 Gesamtkosten der indirekten Verdunstungskühlung

Wartung Instandhaltung (Jährlich)	Kostenschätzung
<ul style="list-style-type: none"> • Befeuchtungskörper 	500,-€
Gesamtkosten Wartung	500,-€

Tabelle 38 Jährlich anfallende Kosten

Die aufgelisteten Kosten orientieren sich an den Kosten die im Versuchsaufbau angefallen sind. Bei serienmäßiger Konzeption eines Kühlkonzeptes können die Kosten sicherlich noch reduziert werden.

7.2.3. Erreichte Leistungssteigerung

Bei der Applikation einer Eintrittskühlung durch indirekte Verdunstungskühlung an Mikrogasturbinen ist eine Anfeuchtung der Ansaugluft bis zur Sättigungsgrenze möglich. Zwischenschritte in der Kühlung sind durch die Funktionsweise des Systems nicht möglich und auch nicht sinnvoll.

In Tabelle 38 ist ein Auszug der durchgeführten Messungen mit der jeweils erreichten Leistungssteigerung dargestellt. Die Ergebnisse zeigen relative Leistungsänderungen zu den zuvor gemessenen trockenen Bedingungen. Ein Vergleich mit den Referenzdaten vor den Foggingversuchen ist nur eingeschränkt möglich, da es in der Folge der Versuche zu Wirkungsgradänderungen, vor allem im Bereich des Verdichters kam.

Ansaugtemperatur [°C]	Leistungssteigerung / W	Leistungssteigerung / %
15		
20	1740	7,7
25	2170	10,0
30	3500	17,5

Tabelle 39 Übersicht der Leistungsdaten der indirekten Verdunstungskühlung

Tabelle 39 zeigt den analogen Vergleich wie Tabelle 9. Die Ausgangsbedingungen sind gleich, nur der adiabate Wirkungsgrad ist bei der GE Frame 6B [3] bei 88%, der ermittelte adiabate Wirkungsgrad an der Capstone C30 lag bei 92%. Es zeigt sich auch hier eine, im Vergleich zu einer stationären Gasturbine, höhere Leistungssteigerung bei indirekter Verdunstungskühlung aufgrund der bereits in Punkt 7.1.3 erwähnten höheren Sensitivität der Turbinenleistung von der Eintrittstemperatur.

Anlage	Prozentuale Anfeuchtung [%]	Leistungssteigerung / [MW / W]	Leistungssteigerung / %
GE frame 6B	100	3,4	9,8
Capstone C30	100	4104	18,4

Tabelle 40 Übersicht der Leistungsdaten der indirekten Verdunstungskühlung

In Diagramm 39 sind die Versuchsergebnisse der Messreihe für die indirekte Verdunstungskühlung dargestellt. Gezeigt wird der prozentuale Leistungsgewinn in Abhängigkeit der Ansaugtemperatur. Zusätzlich ist der adiabate Wirkungsgrad des Verdunstungskörpers für den jeweiligen Messpunkt dargestellt.

Die Versuchsdurchführung fand gestaffelt bei Ansaugtemperaturen, vor der Kühlung, von 15 – 30°C in 5°C Schritten statt. Durch die nicht konditionierte Ansaugluft vor der Kühlung, ergaben sich für die Messpunkte unterschiedliche Ausgangsluftfeuchten (bei den Messpunkten angegeben).

Es ist klar erkennbar, dass das Potential zur Leistungssteigerung zu höheren Ansaugtemperaturen und geringeren Ansaugluftfeuchten (der Feuchtkugeltemperatur entsprechend) hin zunimmt. Der adiabate Wirkungsgrad der Kühlung liegt bei allen Versuchen bei 90-92% unabhängig von der Ansaugluftfeuchte und Temperatur. Zu höheren Ansaugluftfeuchten hin ist eine leicht steigende Tendenz des adiabaten Wirkungsgrades erkennbar.

Der adiabate Wirkungsgrad sollte laut Hersteller für eine Strömungsgeschwindigkeit von ca. 2m/s bei 95% liegen. Die in den Versuchen ermittelten Wirkungsgrade liegen um bis zu 4

Prozentpunkte unter den Herstellerangaben. Dies ist vermutlich dadurch zu erklären, dass die Versuchsbedingungen an der Mikrogasturbine als Anwendungsapplikation sicher nicht der herstellereigenen Testbedingungen zur Ermittlung des adiabaten Wirkungsgrades entspricht. Damit sind die Herstellerangaben nur bedingt als Referenz anwendbar.

Anmerkung

Bei den Versuchen lag die verdunstete Wassermenge stets etwas über der zur Sättigung theoretisch benötigten Wassermenge. Trotz dieser Diskrepanz konnten weder im Ansaugtrakt noch am Verdichtereintritt Spuren von Tropfenbildung oder Nässe gefunden werden.

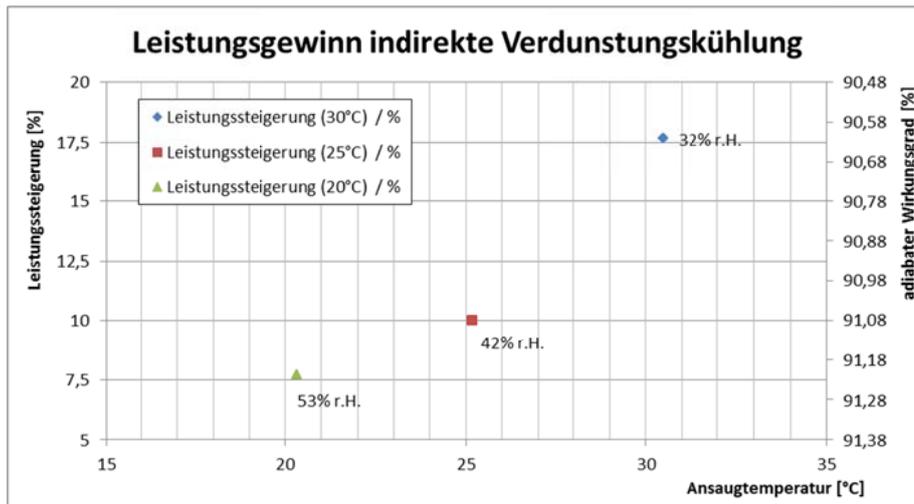


Diagramm 39 Prozentualer Leistungsgewinn durch indirekte Verdunstungskühlung

Die Messung des Druckverlustes durch Einbringung eines Verdunstungskörpers in den Ansaugluftstrom ergab Werte, die sich mit den Herstellerangaben decken. Bei der Strömungsgeschwindigkeit 2m/s ist laut Hersteller 30Pa Druckverlust zu erwarten. Dieser Wert konnte bei den Messungen bestätigt werden, wobei sich der Druckverlust auf das benetzte Element bezieht. Im trockenen Zustand ist der Druckverlust um ca. 10 Pa geringer.

7.2.4. Betrachtung des Leistungsgewinns für unterschiedliche Klimazonen

Auch für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der indirekten Verdunstungskühlung soll zunächst der Einfluss der Klimazone auf den jährlich möglichen Leistungs- und Wirkungsgradgewinn der Applikation betrachtet werden. Die dargestellten Ergebnisse fließen in die weiteren Untersuchungen der Wirtschaftlichkeit in Kapitel 7.4 ein.

Im Falle der indirekten Verdunstungskühlung wird für die Darstellung die maximal mögliche Kühlung angenommen, die sich aus den Versuchen ergeben hat.

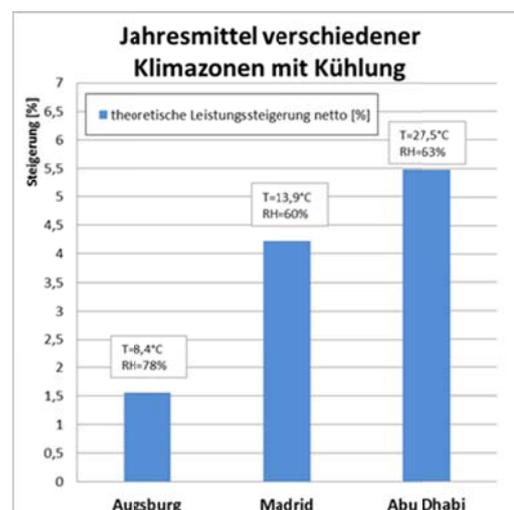


Diagramm 40 Prozentualer Leistungsgewinn durch indirekte Verdunstungskühlung

Diagramm 40 zeigt die mittlere jährlich mögliche Leistungssteigerung bei Applikation eines Systems mit indirekter Verdunstungskühlung. Die Daten basieren auf langjährigen Klimadaten der jeweiligen Städte [15].

Bei der Nettoleistungssteigerung sind die parasitären Verluste (Pumpe, Steuerung, usw.) bereits berücksichtigt.

Es ist klar erkennbar, dass die maximale Leistungssteigerung klar vom Installations-punkt der jeweiligen Anlage abhängt. Die jährlichen Durchschnittstemperaturen und – luftfeuchten sind referenziert.

Während eine Mikrogasturbine in Augsburg mit einer jährlichen Leistungssteigerung von 1,5 % rechnen kann, erzielt die gleiche Anlage in Abu Dhabi eine Steigerung von 5,5%.

Die Darstellung der Diagramme 41 bis 44 entspricht den Diagrammen in Punkt 7.1.4. Der jahreszeitliche Verlauf der elektrischen Leistung ohne Kühlung ist gleich dem in den Diagrammen 34 bis 37, da die Ausgangssituation identisch ist. Aufgrund des etwas geringeren adiabaten Wirkungsgrades (92%) ist die Leistungssteigerung im Vergleich zum Fogging etwas geringer.

Auch bei der indirekten Verdunstungskühlung ist ein Kühlbetrieb auf die Zeiten beschränkt, an denen sich die Feuchtkugeltemperatur über dem Gefrierpunkt bewegt.

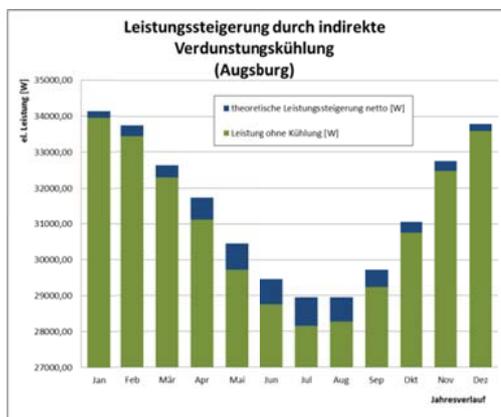


Diagramm 41 Leistungssteigerung Augsburg

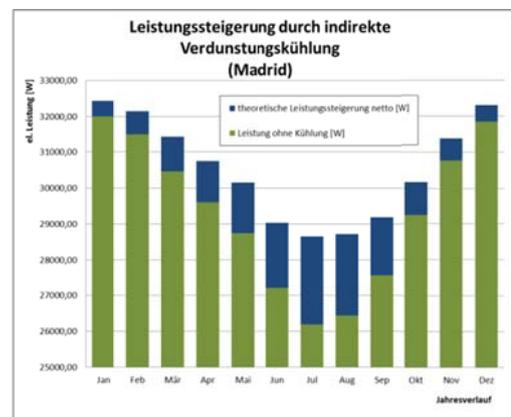


Diagramm 42 Leistungssteigerung Madrid

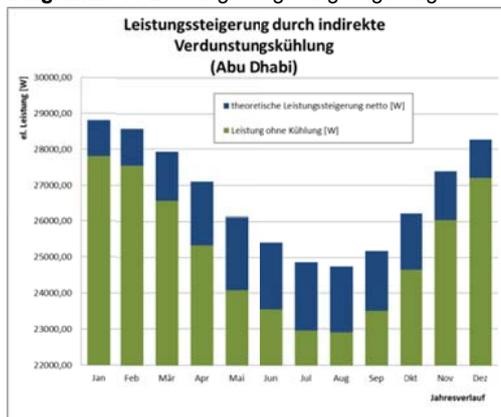


Diagramm 43 Leistungssteigerung Abu Dhabi

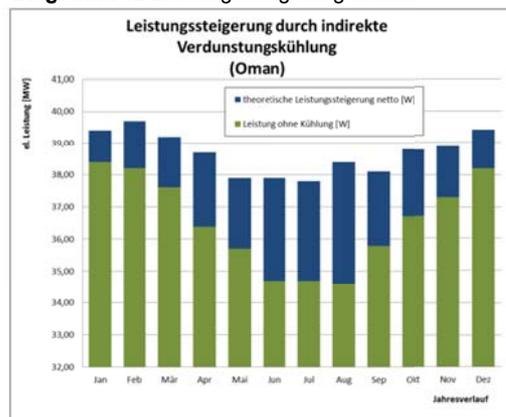


Diagramm 44 Referenzanlage Oman

Die Aussagen zu Diagramm 45 ist korrespondieren zu Punkt 6.1.4. Aus dem untenstehenden Diagramm ist ersichtlich, dass die Applikation einer indirekten Verdunstungskühlung stark von der Verwendung der Mikrogasturbine abhängt (BHKW, Genset, bedarfsorientierte Betriebsweise). Bei reinem Betrieb zur Stromgewinnung (Genset) bietet die Eintrittskühlung der Ansaugluft immer eine Wirkungsgradsteigerung. Beim Betrieb als BHKW erfordert die Applikation einer Eintrittskühlung eine Analyse der thermischen Wirkungsgradverluste zu Leitungs- und Wirkungsgradgewinn.

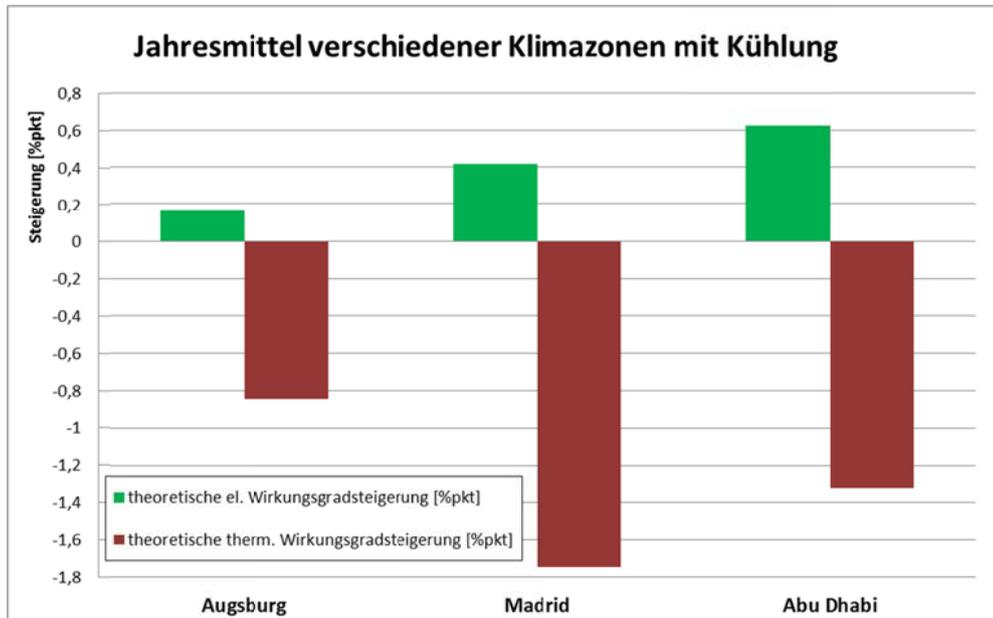


Diagramm 45 Prozentualer Wirkungsgradgewinn durch indirekte Verdunstungskühlung (Klimazonen)

7.2.5. Risikobewertung

Das Risiko bei der Applikation einer indirekten Kühlung an einer Mikrogasturbine ist als gering zu beurteilen. Durch die Anfeuchtung der Ansaugluft ohne die direkte Einbringung von Wassertropfen in den Luftstrom, besteht keine Gefahr der Tropfenagglomeration an kritischen Strömungsstellen. Die Gefahr der Korrosion durch die hohe Feuchte der Ansaugluft kann dadurch begegnet werden, dass für indirekte Kühlung vorgesehene Turbinen bereits als Maschinen für Klimazonen mit hoher Luftfeuchtigkeit installiert werden.

Auch soll nochmal das Umsetzung-/Applikationsrisiko und in das Wartungsrisiko betrachtet werden.

Applikationsrisiko

Das Hauptrisiko liegt sicherlich in der eventuell auftretenden Korrosion durch die hohe Luftfeuchtigkeit. Dies gilt aber nur für Anlagen die nicht als Anlagen für hohe Umgebungsfeuchten ausgelegt sind. In diesem Fall müssten Vorkehrungen zum Schutz der Turbinenkomponenten getroffen werden.

Risiko bei der Wartung

Ein weiteres Risiko beim Betrieb einer Mikrogasturbine mit indirekter Kühlung liegt in der Systemwartung. Da Mikrogasturbinen oft als autarke Systeme aufgebaut werden und aus wirtschaftlichen Gründen keine ständige Betreuung der Anlagen gewährleistet werden kann, ist ein gewisses Risiko für den sicheren Betrieb der Anlage ohne ständige Aufsicht gegeben.

Als Risiko kann hier das Fouling der Verdunstungselemente genannt werden, welche bei unzureichenden Austauschintervallen zu höheren Ansaugdruckverlusten führen können. Die Folge ist zwar kein Maschinenschaden, aber eine durch den Ansaugdruckverlust dauerhaft reduzierte Leistung der Turbine. Hier gilt es entweder eine automatisierte

Differenzdruckmessung vorzusehen oder die herstellerspezifischen Wartungsintervalle einzuhalten.

7.2.6. Fazit zur indirekten Verdunstungskühlung

Abschließend kann die Beurteilung der indirekten Verdunstungskühlung für Mikrogasturbinen durchweg als positiv bewertet werden. Die geringen Investitionskosten, das geringe Risiko während des Betriebs mit Kühlung und die einfache Wartung des Systems bieten eine einfache Möglichkeit zur Leistungssteigerung von Mikrogasturbinen.

Die Anwendung einer indirekten Verdunstungskühlung für Mikrogasturbinen ist als Retrofitlösung selbst ohne enge Zusammenarbeit mit den Herstellern denkbar, da keine Eingriffe in die bestehende Technik notwendig sind. Natürlich muss vor der Installation eines solchen Systems die Gewährleistungsfrage geklärt werden.

Die mögliche Leistungssteigerung der indirekten Verdunstungskühlung findet, im Gegensatz zur Foggingtechnologie, bereits bei Erreichen der Feuchtkugeltemperatur ihre Grenzen. Dies muss als Nachteil des Systems gewertet werden.

7.3. Systemvergleich

Die beiden untersuchten Methoden zur Kühlung der Ansaugluft von Mikrogasturbinen entsprechen bei stationären Gasturbinen bereit seit den 1990er Jahren dem Stand der Technik und sind Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen.

Dennoch konnte, soweit die Literaturrecherche ergab, keine bekannte Applikation dieser Kühlsysteme an Mikrogasturbinen gefunden werden. Die durchgeführten Untersuchungen stellen hinsichtlich der Applikation dieser Systeme an Mikrogasturbinen ein Novum dar.

Im Folgenden sollen die beiden Systeme in Tabelle 40 hinsichtlich der Applikation, des Kühlpotentials, des Betriebsverhaltens, der Installationskosten und der Betriebssicherheit verglichen werden.

	Fogging	Indirekte Verdunstungskühlung
Applikation	Hoher Installationsaufwand mit Anpassung der Turbinenhardware	Vergleichsweise geringer Installationsaufwand – keine Anpassung der Turbinenhardware notwendig Kühlsystem in Zuluftsystemen integrierbar
Installationskosten	Höhere Installationskosten durch Hochdruckpumpe und Anpassungen an der Turbine	Moderate Installationskosten durch wenig spezialisierte bzw. kostengünstige Komponenten
Kühlpotential	Bei richtiger bzw. möglicher Anwendung hohes Kühlpotential mit der Möglichkeit des Overfoggings adiabater Wirkungsgrad nahe 100% Möglich	Kühlpotential bis nahe an die Feuchtkugeltemperatur Keine Möglichkeit des Overfoggings Max. adiabater Wirkungsgrad ~94%
Betriebsverhalten	Betrieb erfordert spezielle Regelung nach Umgebungstemperatur und –druck Kühlung nur in diskreten Schritten möglich	Betrieb erfordert keine spezielle Regelung. Messung der Ansaugtemperatur notwendig um Eisbildung zu verhindern
Betriebssicherheit	Wassereindüsung erfordert genaue Regelung und Kontrolle der Wassermenge Betriebsfehler können zu einem Maschinenschaden führen	Anfeuchtung erfordert Kontrolle der Ansaugtemperatur zur Vermeidung von Eisbildung Betriebsfehler unkritisch für Turbinenbetrieb Nicht eingehaltene Wartungsintervalle können zu Leistungsverlust führen

Tabelle 41 Vergleich der Kühlverfahren

7.4. Wirtschaftliche Bewertung

Die wirtschaftliche Betrachtung der Ansaugkühlung erfolgt in vereinfachter Weise unter Annahme bestimmter Rahmenbedingungen. Eine genaue Betrachtung der Wirtschaftlichkeit muss für jeden Anwendungsfall spezifisch durchgeführt werden, da die Rahmenbedingungen (Förderungen, Zinssätze, Stromvergütungen, usw.) sich für unterschiedliche Installationsorte stark unterscheiden.

Die Betrachtung erfolgt für unterschiedliche Klimazonen (wie oben) bei zwei Leistungsklassen, der Capstone C30 Anlage als Datenbasis (Versuchsdaten) und einer Capstone C60 Mikrogasturbine. Zusätzlich wird zwischen Fogging und indirekter Verdunstungskühlung unterschieden. Die Installations- und Wartungskosten wurden aus den Punkten 7.1.2 und 7.2.2 übernommen.

Die Berechnung bezieht sich auf die Nutzung als Genset mit anteiligen Gaskosten für die Stromproduktion. Weiter wird angenommen, dass der produzierte Strom für den Eigenverbrauch genutzt wird. Bei Einspeisung des Stromes zu den üblichen Strompreisen ist ein wirtschaftlicher Betrieb in diesen Leistungsklassen nicht gegeben.

Rahmenbedingungen:

- Jahresbetriebsstunden: 8000h/a
- Strompreis: 0,2€/kWh
- jährliche Betriebsstunden mit Kühlung:

Augsburg	Madrid	Abu Dhabi	Oman
3000	4500	7000	7000

Tabelle 41 zeigt die Wirtschaftlichkeitsberechnung bei Fogginganwendung. Man erkennt, dass eine Amortisation erst bei der Capstone C60 für heiße und trockene Ansaugbedingungen gegeben ist. Die langen Amortisationszeiten sind auf die hohen Installations- und Wartungskosten zurückzuführen. Der Applikations- und Wartungsaufwand bleibt bis zu einer Leistungsklasse von 200kW etwa konstant, da die verwendete Hardware (Hochdruckpumpe, Nebeldüsen, Verrohrung, usw.) diesen Leistungsbereich abdecken würde (die industriell verfügbare Hardware ist für die kleinen Leistungsklassen überdimensioniert).

Es zeigt sich, dass nur im Oman die Applikation einer Eintrittskühlung mit Fogging wirtschaftlich sinnvoll wäre. Zu höheren Leistungen hin, verschiebt sich die Anwendungsgrenze sicherlich bis in die gemäßigten Breiten.

Fogging								
	Capstone C30				Capstone C60			
	Augsburg	Madrid	Abu Dhabi	Oman	Augsburg	Madrid	Abu Dhabi	Oman
Investitionskosten [€]	12350	12350	12350	12350	12350	12350	12350	12350
Zinssatz [%]	5	5	5	5	5	5	5	5
Nutzungsdauer [Jahren]	10	10	10	10	10	10	10	10
Kapitalkosten [€/a]	1164	1164	1164	1164	1164	1164	1164	1164
zusätzliche Wartungskosten [€/a]	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
zusätzliche Gaskosten [€/a]	219	495	955	1490	439	989	1909	2980
zusätzliche Betriebskosten [€/a]	1419	1695	2155	2690	1639	2189	3109	4180
jährliche Zusatzeinnahmen Strom [€/a]	501	1130	2181	3405	1002	2261	4362	6810
Erlöse [€/a]	501	1130	2181	3405	1002	2261	4362	6810
jährlicher Gewinn (Erlöse - Betriebskosten) [€/a]	-918	-564	27	715	-637	71	1253	2629
jährliche Investitionskosten (Kapitalkosten) [€/a]	-1164	-1164	-1164	-1164	-1164	-1164	-1164	-1164
Jahresüberschuss [€/a]	-2082	-1728	-1137	-449	-1801	-1093	89	1465
Amortisationszeit [Jahre]	-	-	464,42	17,28	-	173,08	9,85	4,70

Tabelle 42 Wirtschaftlichkeitsrechnung für die Fogginganwendung

Tabelle 42 zeigt die Wirtschaftlichkeitsberechnung für die indirekte Verdunstungskühlung. Im Vergleich zur Fogginganwendung ist die Applikationsgrenze der indirekten Verdunstungskühlung deutlich zu niedrigeren Leistungen und hin zu gemäßigten Breiten verschoben. Die verkürzten Amortisationszeiten sind auf die geringeren Installations- und Wartungskosten zurückzuführen. Der Applikations- und Wartungsaufwand bleibt bis zu einer Leistungsklasse von 200kW nahezu konstant, da sich die verwendete Hardware (Befeuchtungseinheit, Wasserversorgung, usw.) bei einem Leistungsbereich von 30 – 200kW nur unwesentlich unterscheiden würde.

Es zeigt sich, dass sich selbst bei klimatischen Bedingungen wie im Oman mit einer elektrischen Leistung von 30kW eine indirekte Verdunstungskühlung wirtschaftlich betrieben werden könnte. Bei der 60kW Klasse rechnet sich der Betrieb in gemäßigten Breiten (Madrid) erst nach über 8 Jahren. Eine Anwendung wäre in diesem Fall, auch im Hinblick auf den Jahresüberschuß, unwahrscheinlich. Die Anwendungen in Abu Dhabi bzw. im Oman sind jedoch sehr interessant.

indirekte Verdunstungskühlung								
	Capstone C30				Capstone C60			
	Augsburg	Madrid	Abu Dhabi	Oman	Augsburg	Madrid	Abu Dhabi	Oman
Investitionskosten [€]	3950	3950	3950	3950	3950	3950	3950	3950
Zinssatz [%]	5	5	5	5	5	5	5	5
Nutzungsdauer [Jahren]	10	10	10	10	10	10	10	10
Kapitalkosten [€/a]	372	372	372	372	372	372	372	372
zusätzliche Wartungskosten [€/a]	800	800	800	800	800	800	800	800
zusätzliche Gaskosten [€/a]	124	495	955	1490	248	989	1909	2980
zusätzliche Betriebskosten [€/a]	924	1295	1755	2290	1048	1789	2709	3780
jährliche Zusatzeinnahmen Strom [€/a]	283	1130	2181	3405	566	2261	4362	6810
Erlöse [€/a]	283	1130	2181	3405	566	2261	4362	6810
jährlicher Gewinn (Erlöse - Betriebskosten) [€/a]	-641	-164	427	1115	-481	471	1653	3029
jährliche Investitionskosten (Kapitalkosten) [€/a]	-372	-372	-372	-372	-372	-372	-372	-372
Jahresüberschuss [€/a]	-1013	-536	55	743	-853	99	1281	2657
Amortisationszeit [Jahre]	-	-24,04	9,26	3,54	-	8,38	2,39	1,30

Tabelle 43 Wirtschaftlichkeitsrechnung für die indirekte Verdunstungskühlung

Abschließend lässt sich aus den Erfahrungen bei den Versuchen und der Betrachtung der tabellarischen Vergleiche der beiden Kühlsysteme eine klare Aussage bzgl. der Kühlsysteme ableiten.

Fogging

Die Versuche mit der Fogginganwendung zur Kühlung der Ansaugluft einer Mikrogasturbine zeigten mindestens so gute Resultate, wie bei stationären Industriegasturbinen. Die Applikation des Kühlsystems an einer Capstone C30 Mikrogasturbine zeigte aber auch klar die momentanen Grenzen dieses Systems auf. Bauartbedingt gab es im Betrieb Probleme mit Tropfenagglomeration und Korrosion. Die größte Herausforderung liegt sicher in der konstruktiven Optimierung der Strömungsführung der Ansaugluft, insbesondere bei der Umströmung des Generators vor dem Verdichtereintritt. Die teils starke Beschleunigung bzw. Umlenkung der Ansaugluft ist hier zu vermeiden. Weiterer Optimierungsbedarf besteht hinsichtlich der verwendeten Materialien im Einlaufbereich der Gasturbine. Die Verwendung von VE-Wasser beim Fogging ist eine Grundvoraussetzung, führt jedoch in der Folge bei gasberührten Bauteilen vor der vollständigen Verdunstung des Wassernebels zu teils starker Korrosion bei ungeeigneten Materialien. Ein entsprechender Schutz muss hier bereits herstellereitig vorgesehen werden. Bei Vermeidung der Tropfenagglomeration bzw. Wasserfilmbildung im Einlaufbereich ist die breite Anwendung von Foggingssystemen an Mikrogasturbinen denkbar. Hier erfordert es die enge Zusammenarbeit der Systemanbieter von Foggingssystemen und den Herstellern von Mikrogasturbinen zur Gewährleistung eines stabilen und sicheren Betriebes beim Einsatz der Eintrittskühlung.

Ein wirtschaftlicher Betrieb mit Fogging ist nur bei klimatisch heißen und trockenen Anwendungsgebieten ab einer Maschinenleistung von 60kW aufwärts sinnvoll.

Mikrogasturbinen werden oft modular im Verband betrieben, sodass es denkbar ist, die Ansaugluft mehrerer Mikrogasturbinen mit einem Foggingssystem zu kühlen. Der Applikationsaufwand kann dadurch deutlich reduziert und die Wirtschaftlichkeit des Gesamtsystems erhöht werden.

Indirekte Verdunstungskühlung

Für die Applikation eines adiabaten Kühlsystems an Mikrogasturbinen ist momentan die Anwendung der indirekten Verdunstungskühlung empfehlenswert. Die einfache Integration in bestehende Turbinensysteme als Retrofitlösung, sowie die sichere Betriebsweise der indirekten Kühlung eignen sich besonders für Mikrogasturbinen im Stand-Alone Betrieb ohne ständige Betreuung.

Das Kühlpotential der adiabaten Kühlung liegt mit einem Wirkungsgrad von 92% und evtl. darüber nahe an der maximal möglichen Kühlung ohne die Verdichterbeschaufelung durch Korrosion zu gefährden. Ein weiterer Vorteil der indirekten Kühlung liegt darin, dass zur Benetzung der Befeuchtungselemente auch Leitungswasser verwendet werden kann und die laufenden Betriebskosten niedrig gehalten werden können.

Die Funktionsweise der indirekten Verdunstungskühlung ist im Betrieb sehr einfach, da die Wassermenge zur Sättigung der Luft dem Befeuchtungselement entnommen wird und unabhängig von den Eintrittsbedingungen gewissermaßen selbstregelnd ist. Eine Regelung der eingebrachten Wassermenge entfällt somit.

Die initialen Investitionskosten der indirekten Kühlung entsprechen etwa einem Viertel der Kosten der Fogginganwendung. Der langjährige Betrieb einer solchen Anlage muss jedoch zeigen, ob die günstigeren Erstinstallationskosten auch in den Wartungskosten bestätigt werden können. Erfahrungen bei stationären Gasturbinen sprechen von höheren Instandhaltungskosten bei indirekter Verdunstungskühlung im Gegensatz zur Fogginganwendung.

Ein wirtschaftlicher Betrieb scheint mit der indirekten Verdunstungskühlung bereits bei kleinen Leistungsklassen möglich. So ist bei der Applikation einer Capstone C30 im Oman eine Amortisationszeit von ca. 3,5 Jahren möglich. Zu höheren Leistungen hin ist ein wirtschaftlicher Betrieb auch in gemäßigten Klimazonen denkbar. Wie bei der Fogginganwendung ist auch hier die Applikation des Kühlsystems an mehreren Mikrogasturbinen denkbar.

8. Verwertungsplan

Der Verwertungsplan wird zusammen mit den Projektunterlagen eingereicht

9. Projektplan

Der ursprüngliche Projektplan (siehe Bild 65) aus dem Antrag zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem tatsächlich umgesetzten Projektplan (Bild 66). Der streng lineare Ablauf, wie er vorab angenommen wurde, konnte nicht ganz eingehalten werden, die geplanten Arbeitspakete wurden jedoch alle im Zeitrahmen der Projektdauer umgesetzt.

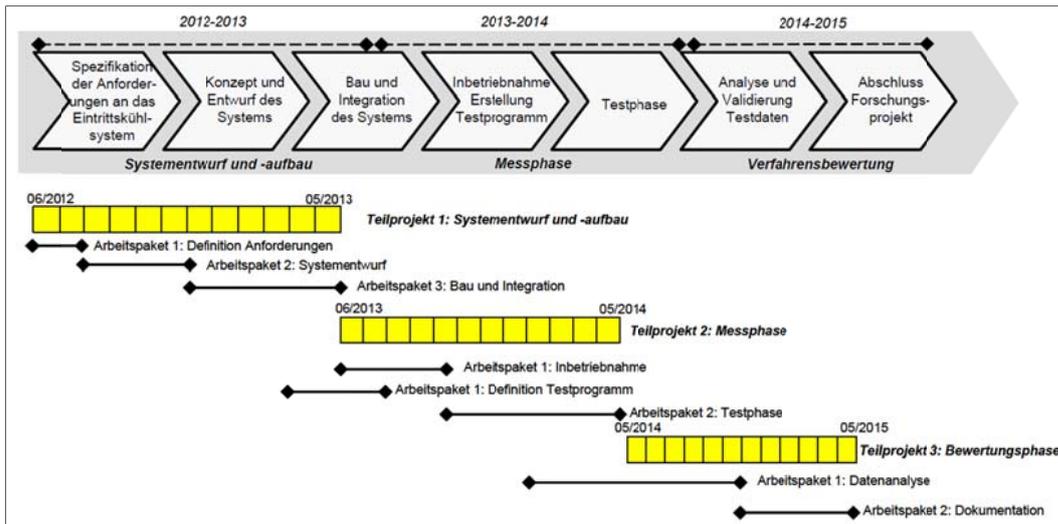


Bild 62 Ursprünglicher Projektplan

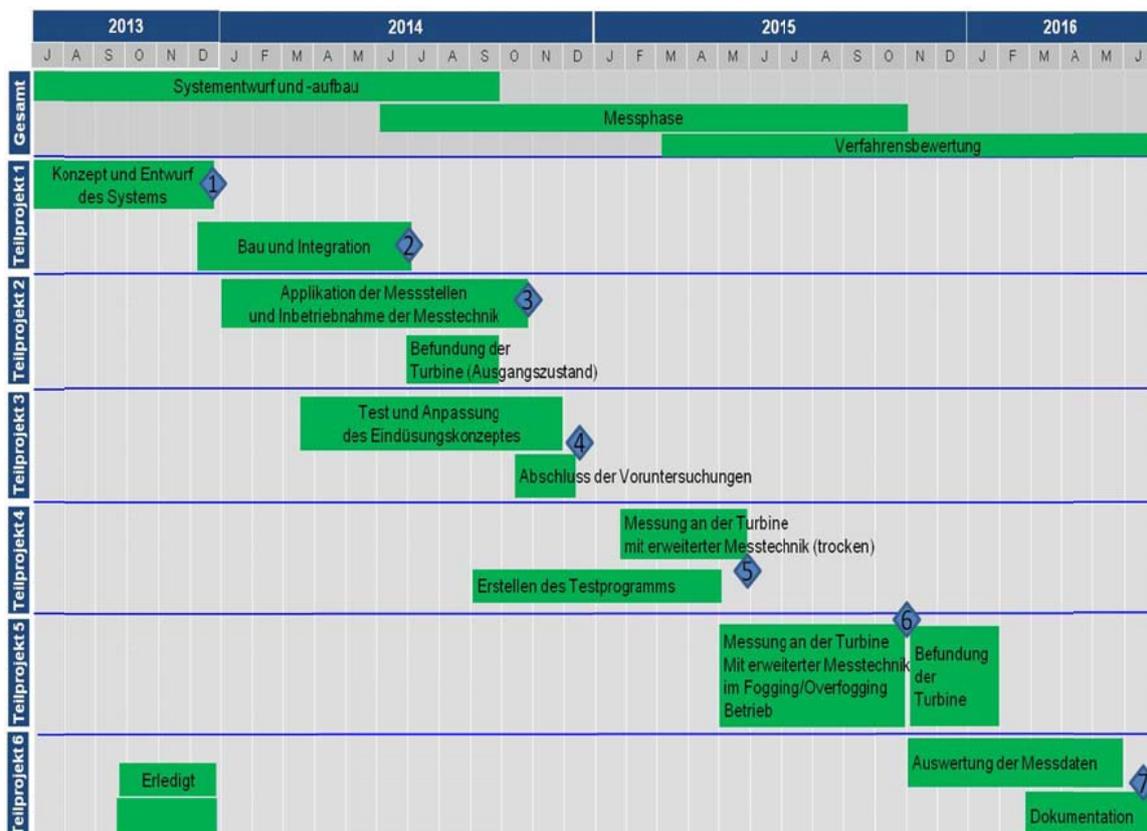


Bild 63 tatsächlicher Projektablauf

Kurze Erläuterung erreichten der Meilensteine

1. Abschluss der Literaturrecherche und der Erstellung des Eindüsungskonzeptes
Definition aller relevanten Parameter für die Eindüsung
2. Abschluss der Bau- und Integrationsphase in der nahezu der komplette Versuchsaufbau umgesetzt wurde
3. Abschluss der Applikation der Turbine mit interner Messtechnik. Abschluss der Installation der Messtechnik der peripheren Systeme
4. Abschluss der Voruntersuchungen zum Eindüsungskonzept für das Foggingssystem
5. Testprogramm für sämtliche kommenden Messungen wurde erstellt
Referenzmessungen im trockenen Zustand wurden abgeschlossen
6. Abschluss der Messungen im Foggingbetrieb und mit indirekter Verdunstungskühlung
7. Projektabschluss mit Aus- und Bewertung sowie Dokumentation

10. Finanzen

Die Ausgaben während der Projektlaufzeit blieben im geplanten Rahmen.

Die genaue Kostenübersicht des Projektes wird von der Finanzabteilung der Hochschule gestellt.

11. Stand der kooperativen Promotion

Der Abschluss der kooperativen Promotion ist für Ende März 2017 angestrebt. Aus privaten Gründen hat sich der Abschluss der Promotion etwas verschoben.

Studentische Arbeiten, die in das Forschungsprojekt einbezogen wurden

- **Projektarbeit**
Aufladung einer Mikrogasturbine – Konzeptstudie Prüfstands Aufbau

- **Bachelorarbeit**
Design of a Fogging system for a Capstone C30 Mikrogasturbine

- **Studentische Hilfskräfte**
Programmieren der Datenerfassung mittels Labview
Erstellen eines CAD-Modells der Generatoreinheit der MGT und Fertigung mittels Rapid Prototyping

- **Austauschstudent der TU Brno**
Auslegung und Konzeption einer Messblende im Abgastrakt der Mikrogasturbine zur Bestimmung des Abgasmassenstroms
Kalibrierung des Wasserzählers für die Durchflussmessung im Heizkreis. Die Arbeiten umfassten den Messaufbau, Durchführung der Messungen und Auswertung der Ergebnisse

- **Master of Applied Research Studentin**
Mitarbeit am Projekt für 3 Semester. Eigenständige Betreuung und Durchführung von projektspezifischen Arbeitspaketen.
Masterarbeit im Rahmen des Forschungsprojektes

Bildverzeichnis

Bild 1 Darstellung der Komponenten eines Fogging-Systems.....	9#
Bild 2 Position eines Fogging-Systems im Ansaugtrakt einer Gasturbine.....	9#
Bild 3 Graphische Übersicht des Ansaugkanals mit den wichtigsten Elementen	11#
Bild 4 Darstellung der erforderlichen Wassermenge in Abhängigkeit der	12#
Bild 5a+b Darstellung der „Impaction Pin“ [4] - und „Swirl-Nozzle“-Düse.....	12#
Bild 6 Verfügbare Düsengrößen der	13#
Bild 7 Düsenaufnahme zur Rohrmontage.....	15#
Bild 8 Druckverteiler für die Düsen.....	15#
Bild 9 Messstellenübersicht des Mikrogasturbinenprüfstandes.....	17#
Bild 13 Gestell mit Drucktransmittern, CopactRio-System und el. Einbindung	18#
Bild 11a+b Durchfluss- und Temperaturmessung des Heizkreises.....	18#
Bild 12 Drehkolbengaszähler zur Erfassung des Gasverbrauches.....	18#
Bild 13 Messstelle zur Erfassung der Gastemperatur	18#
Bild 14 Messstellen zur Erfassung der Ansaugtemperatur, -feuchte und des -druck	19#
Bild 15 Messstellen zur Erfassung der Abgastemperatur und des Abgasdruckes.....	19#
Bild 16 Temperatur und Druckmessstellen am Turbinengehäuse.....	19#
Bild 17 Verschraubung für die verdichterseitigen Messstellen.....	20#
Bild 18 Darstellung der Benutzeroberfläche der Datenerfassung in Labview	20#
Bild 19 Installierter Ansaugkanal an der Mikrogasturbine.....	22#
Bild 20 Installierter Ansaugkanal an der Mikrogasturbine.....	23#
Bild 21 Aufbau der Ansaugstrecke am Axialventilator	22#
Bild 22 Aufbau des Pumpensystems.....	23#
Bild 23 Drainagegestelle im Ansaugkanal.....	24#
Bild 24 Düsenpositionen bei den Vorversuchen.....	25#
Bild 25 Ergebnisse der Vorversuche.....	25#
Bild 26 Düsenhalter mit Winkeleinstellung.....	26#
Bild 27 Standort der Mikrogasturbine im Keller	26#
Bild 28 Schalldämpfer für die Ansaugluft	27#
Bild 29 Schnittdarstellung der Abgasmessblende	28#
Bild 30 Heizregister im Ansaugkanal.....	28#
Bild 31 Eintrittsfläche der Ansaugluft am Generator.....	29#
Bild 32 Lagerabdeckung mit Anschluss für Fremdluftversorgung	29#
Bild 33 Tropfenbildung vor Verdichtereintritt	29#
Bild 34 Übersicht des geplanten Messumfanges.....	31#
Bild 35 Versuchsaufbau am Axialventilator.....	32#
Bild 36 Darstellung der Eindüsungspositionen.....	32#
Bild 37 Darstellung der Messpositionen bei der Tropfengrößenbestimmung	34#
Bild 38 Geplanter Versuchsablauf der Turbinenmessungen.....	36#
Bild 39 Übersicht des geplanten Messumfanges.....	41#
Bild 40 Düsenhalterung mit Winkelskala#Bild 41 Eindüsungsposition Rohrmitte	43#
Bild 42 Winkelorientierung der Düse zur Strömungsrichtung.....	43#
Bild 43 Eindüsungspunkte am Rohrumfang	44#
Bild 44 Herstellerangaben der verwendeten Dralldüsen (Rauch)	45#
Bild 45 Messaufbau mit Generatormodel.....	52#
Bild 46 Darstellung der Tropfenbildung an den Kühlrippen.....	52#
Bild 47 Darstellung der Tropfengröße und -verteilung bei Overfoggingbedingungen.....	53#
Bild 48 Darstellung des Versuchsaufbaus zur Bestimmung des Kühlpotentials mit Messstellen.....	53#
Bild 49 Graphik der Eindüsung im Ansaugkanal.....	58#
Bild 50 Beschädigter Bereich der Verdichterschaufel.....	61#
Bild 51 Versuchsaufbau zur Bestimmung des Schadensmechanismus.....	63#
Bild 52 Versuchsaufbau zur Bestimmung des Schadensmechanismus.....	63#
Bild 53 Versuchsaufbau zur Bestimmung des Schadensmechanismus.....	64#

Bild 54 Tropfenagglomeration am Einlaufblech.....	64#
Bild 55 Korrosion an der stirnseitigen Generatorrippe	65#
Bild 56 Spuren flüssigen Wassers am Diffusor	66#
Bild 57 Spuren flüssigen Wassers nach dem Verdichter	66#
Bild 58 Einlaufblech mit starken Korrosionsspuren.....	66#
Bild 59 Schema der indirekten Verdunstungskühlung	67#
Bild 60 Versuchsaufbau der indirekten Verdunstungskühlung	68#
Bild 61 Befeuchterbox in der Ansaugstrecke der Turbine	68#
Bild 62 Lagenaufbau des Befeuchtungselements.....	69#
Bild 63 Winkellage der Einzelelemente (Munters)	69#
Bild 64 Fouling am Verdichter	78#
Bild 65 Ursprünglicher Projektplan.....	88#
Bild 66 tatsächlicher Projektablauf.....	88#

Diagrammverzeichnis

Diagramm 1 Verdunstungswirkungsgrad in Abhängigkeit der Tropfengröße und Umgebungsbedingung ([5]).....	11#
Diagramm 2a+b Abhängigkeit der Tröpfchengröße vom Pumpendruck für eine „Swirl Nozzle“-Düse.....	14#
Diagramm 3 Abhängigkeit der Tropfengröße von der Luftgeschwindigkeit bei Eindüsung.....	14#
Diagramm 4 Abhängigkeit der Tröpfchengröße von Luftgeschwindigkeit.....	16#
Diagramm 5 Verdichterkennfeld der Mikrogasturbine	21#
Diagramm 6 Darstellung des Wasserdurchsatzes der unterschiedlichen Nebeldüsen.....	24#
Diagramm 7 Verfügbare Wassermassenströme bei unterschiedlichen Düsenkonstellationen	38#
Diagramm 8 „Icing“-Grenze in Abhängigkeit der rel. Luftfeuchte mit und ohne Fogging	39#
Diagramm 9 Verfügbarer Wassermassenstrom bei 100bar und gegebenen Düsenkonstellationen und	41#
Diagramm 10 Wasserverluste im Ansaugkanal in Abhängigkeit der eingebrachten Wassermenge	42#
Diagramm 11 Tropfengröße D_{v90} in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit bei.....	46#
Diagramm 12 Tropfengröße D_{v90} in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei unterschiedlichen	46#
Diagramm 13 Tropfengröße D_{v90} und D_{32} in Abhängigkeit der Düsenorientierung bei 100bar	47#
Diagramm 14 Tropfengröße D_{v90} in Abhängigkeit des Pumpendruckes bei unterschiedlichen	48#
Diagramm 15 Zu erwartende Resttropfengröße am Verdichter in Abhängigkeit.....	49#
Diagramm 16 Zu erwartende Resttropfengröße am Verdichter in Abhängigkeit.....	49#
Diagramm 17 Tropfengröße D_{v90} in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei unterschiedlicher Strömungsgeschwindigkeit und Düsenanzahl.....	50#
Diagramm 18 Tropfengröße D_{v90} in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei unterschiedlicher Düsenorientierung	51#
Diagramm 19 Tropfengröße D_{v90} in Abhängigkeit vom Pumpendruck bei steigender Düsenanzahl	51#
Diagramm 20 Temperaturreduktion in Abhängigkeit vom Wassermengenverhältnis mit der entsprechenden Kühlleistung.....	54#
Diagramm 21 Temperaturreduktion in Abhängigkeit vom Wassermengenverhältnis	54#
Diagramm 22 Wasserverlust beim Fogging in Abhängigkeit des eingedüsten.....	55#
Diagramm 23 Darstellung der Leistungspunkte in Abhängigkeit der Ansaugtemperatur	56#
Diagramm 24 Darstellung des gemessenen elektrischen Wirkungsgrades in.....	56#
Diagramm 25 Verwendete Düsenkonstellation und Wassermenge.....	58#
Diagramm 26 Verlauf der Leistung bei Erhöhung der eingedüsten Wassermenge	59#
Diagramm 27 Zeitlicher Versuchsverlauf.....	60#
Diagramm 28 Ergebnisse des zweiten Foggingversuches	61#
Diagramm 29 Darstellung des Verdichterkühlungsgrades nach den Versuchen	62#
Diagramm 30 a und b Kühlverlauf beim Fogging im Versuchsaufbau.....	65#
Diagramm 31 Verlauf der Kühlung ab Beginn der Wasserzufuhr.....	70#
Diagramm 32 Prozentualer Leistungsgewinn durch Fogging.....	75#
Diagramm 33 Prozentualer Leistungsgewinn durch Fogging.....	75#
Diagramm 34 Leistungssteigerung Augsburg # Diagramm 35 Leistungssteigerung Madrid.....	76#

Diagramm 36 Leistungssteigerung Abu Dhabi# Diagramm 37 Referenzanlage Oman	76#
Diagramm 38 Prozentualer Wirkungsgradsgewinn durch Fogging (Klimazonen)	77#
Diagramm 39 Prozentualer Leistungsgewinn durch indirekte Verdunstungskühlung	81#
DiDiagramm 40 Prozentualer Leistungsgewinn durch indirekte Verdunstungskühlung.....	81#
Diagramm 41 Leistungssteigerung Augsburg# Diagramm 42 Leistungssteigerung Madrid	82#
Diagramm 43 Leistungssteigerung Abu Dhabi# Diagramm 44 Referenzanlage Oman	82#
Diagramm 45 Prozentualer Wirkungsgradsgewinn durch indirekte Verdunstungskühlung (Klimazonen)	83#

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Spezifikation der „Impaction-Pin“-Düse von BETE Deutschland GmbH [10]	13#
Tabelle 2 Herstellerinformation zu den Swirl-Nozzle-Düsen [11]	13#
Tabelle 3 Übersicht der Turbineninternen Messdaten	17#
Tabelle 4 Übersicht der wesentlichen berechneten Werte	31#
Tabelle 5 Übersicht der geplanten Messpunkte.....	33#
Tabelle 6 Parameter mit jeweiligem Einstellbereich	33#
Tabelle 7 Parameter mit jeweiligem Einstellbereich	33#
Tabelle 8 Übersicht der geplanten Messpunkte zur Parameterstudie	34#
Tabelle 9 Übersicht der geplanten Messpunkte zur Eindüsungsorientierung	34#
Tabelle 10 Übersicht der geplanten Messpunkte bei Foggingbedingungen	35#
Tabelle 11 Übersicht der geplanten Messpunkte bei Overfoggingbedingungen	35#
Tabelle 12 Übersicht der geplanten Messpunkte mit Generatormodell	35#
Tabelle 13 Übersicht der geplanten Messpunkte zur Ermittlung des Kühlpotentials.....	36#
Tabelle 14 Übersicht der geplanten Messpunkte der Trockenmessungen	37#
Tabelle 15 Übersicht der geplanten Messpunkte der Trockenmessungen	38#
Tabelle 16 Minimale und maximale Wassermassenströme der Einzeldüsen.....	38#
Tabelle 17 Übersicht der geplanten Messpunkte der Foggingmessung	41#
Tabelle 18 Übersicht der geplanten Düsenorientierungen zur Luftströmung	44#
Tabelle 19 Übersicht der geplanten Düsenorientierungen mittig zur Luftströmung	44#
Tabelle 20 Parameter mit jeweiligem Einstellbereich.....	45#
Tabelle 21 Verwendete Düsenkonstellation und Wassermenge	59#
Tabelle 22 Verwendete Düsenkonstellation und Wassermenge	62#
Tabelle 22 Übersicht der Leistungsdaten vom 1.und 2. Foggingversuch.....	70#
Tabelle 23 Übersicht der Leistungsdaten der indirekten Verdunstungskühlung.....	71#
Tabelle 24 Notwendige Hardware zur Installation eines Foggingsystems.....	72#
Tabelle 25 Notwendigen Arbeiten zur Installation eines Foggingsystems	72#
Tabelle 26 Kostenschätzung für die Komponenten eines Foggingsystems	73#
Tabelle 27 Kostenschätzung für die Arbeiten zur Installation eines Foggingsystems.....	73#
Tabelle 28 Gesamtkosten des Foggingsystems.....	73#
Tabelle 29 Jährlich anfallende Kosten	73#
Tabelle 30 Übersicht der Leistungsdaten vom 1. Foggingversuch.....	74#
Tabelle 31 Vergleich realer Overfogging Leistungsdaten GE Frame 6B mit theoretischen Leistungsdaten einer Capstone C30 Turbine bei Fogging.....	74#
Tabelle 32 Notwendige Hardware zur Installation einer indirekten Verdunstungskühlung.....	79#
Tabelle 33 Notwendigen Arbeiten zur Installation einer indirekten Verdunstungskühlung.....	79#
Tabelle 34 Kostenschätzung für die Komponenten einer indirekten Verdunstungskühlung	79#
Tabelle 35 Kostenschätzung für die Arbeiten zur Installation einer indirekten Verdunstungskühlung	79#
Tabelle 36 Gesamtkosten der indirekten Verdunstungskühlung.....	79#
Tabelle 37 Jährlich anfallende Kosten	79#
Tabelle 38 Übersicht der Leistungsdaten der indirekten Verdunstungskühlung.....	80#
Tabelle 39 Übersicht der Leistungsdaten der indirekten Verdunstungskühlung.....	80#
Tabelle 40 Vergleich der Kühlverfahren.....	84#
Tabelle 41 Wirtschaftlichkeitsrechnung für die Fogginganwendung.....	85#
Tabelle 42 Wirtschaftlichkeitsrechnung für die indirekte Verdunstungskühlung	86#

Literaturverzeichnis

- [1] Zheng, Q., Sun, Y., Li, S. and Wang, Y, 2003, "Thermodynamic Analysis of Wet Compression Process in the Compressor of Gas Turbine," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, July 2003, Vol. 125, pp.489-496.
- [2] Influence of High Fogging Systems on Gas Turbine Engine Operation and Performance. G. Cataldi. ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53788.
- [3] Al-Ibrahim, Abdulrahman M.; Varnham, Abdulhadi (2010): A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia. In: *Applied Thermal Engineering* 30 (14-15), S. 1879–1888. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.025.
- [4] Chaker, Mustapha; Meher-Homji, Cyrus B.; Mee, Thomas: Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part A — Fog Droplet Thermodynamics, Heat Transfer and Practical Considerations. In: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Amsterdam, The Netherlands, June 3–6, 2002, S. 413–428.
- [5] Chaker, Mustapha; Meher-Homji, Cyrus B.; Mee, Thomas: Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part B — Fog Droplet Sizing Analysis, Nozzle Types, Measurement and Testing. In: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Amsterdam, The Netherlands, June 3–6, 2002, S. 429–441.
- [6] Chaker, Mustapha; Meher-Homji, Cyrus B.; Mee, Thomas: Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part C — Fog Behavior in Inlet Ducts, CFD Analysis and Wind Tunnel Experiments. In: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Amsterdam, The Netherlands, June 3–6, 2002, S. 443–455.
- [7] Equad: Datenblatt C30.
- [8] Rauch: Rauch Nebeldüsen.
- [9] Savic, S.; Mitsis, G.; Haertel, C.; Khaidarov, S.; Pfeiffer, P. (2002): Spray Interaction and Droplet Coalescence in Turbulent Air-Flow. An Experimental Study with Application to Gas Turbine High Fogging. In: *ILASS-Europe*, zuletzt geprüft am 17.05.2014.
- [10] Datasheet of the PJ Impaction Pin Nozzle. www.bete-duesen.de
- [11] Datasheet of the Impaction Pin Nozzles. www.plantfog.at
- [12] Wang, Ting; Li, Xianchang; Pinninti, Venu: Simulation of Mist Transport for Gas Turbine Inlet Air Cooling. In: ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Anaheim, California, USA, November 13 – 19, 2004, S. 389–398.
- [13] Savic, S.; Mitsis, G.; Haertel, C.; Khaidarov, S.; Pfeiffer, P. (2002): Spray Interaction and Droplet Coalescence in Turbulent Air-Flow. An Experimental Study with Application to Gas Turbine High Fogging. In: *ILASS-Europe*, zuletzt geprüft am 17.05.2014.
- [14] VTU Gasturbinen-Bibliothek für Epsilon
- [15] www.dwd.de