

Efficient Energy GmbH
Mühlweg 2b, 82054 Sauerlach

Entwicklung von Wellengeometrie und Spritzverfahren für die Herstellung des Rotors der ct-turbo Wärmepumpe

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az. 27467-24/2 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. Oliver Kniffler & Dr. Robert Meier Staude

14. Juni 2010

Bezugsquelle: Efficient Energy GmbH, Mühlweg 2b, 82054 Sauerlach
Kontakt: info@efficient-energy.de

06/02		Projektkennblatt der Deutschen Bundesstiftung Umwelt			
Az	27 467 – 24/2	Referat	24/2	Fördersumme	200.000.- €
Antragstitel		Entwicklung von Wellengeometrie und Spritzverfahren für die Herstellung des Rotors der ct-turbo Wärmepumpe			
Stichworte		Wellengeometrie, Spritzverfahren, Rotor ct-turbo			
Laufzeit		Projektbeginn		Projektende	
12 Monate		26.3.2009		25.3.2010	
Projektphase(n)		1			
Zwischenberichte	ab 1.5.09, fortlaufend monatlich zum 15. des Folgemonats				
Bevollzugsempfänger	Efficient Energy GmbH			Tel 08104-62967-0	
	Mühlweg 2b			Fax 08104-62967-199	
	82054 Sauerlach			Projektleitung	
				Dipl.-Ing. Oliver Kniffler	
			Bearbeiter		
			Dr. Robert Meier-Staude		
			Ulrike Hovestadt-Nover		
Kooperationspartner		entfällt			
Zielsetzung und Anlass des Vorhabens					
<p>Die Efficient Energy GmbH entwickelt eine Wärmepumpe auf der Basis der Direktverdampfung von Wasser. Umweltpolitisches Ziel ist der Einsatz von Wasser (anstelle von Kohle-Wasserstoffverbindungen) als natürliches Kältemittel und die deutliche Erhöhung des Leistungsgrades (mit damit verbundener Reduzierung des Energieverbrauchs).</p> <p>Das Entwicklungsvorhaben wurde mit Antrag vom 4.8.2008 im Rahmen eines Förderantrages ausführlich dargelegt und unter AZ 26661-24/2 mit Schreiben vom 22.12. 2008 bewilligt.</p> <p>Im Rahmen der Entwicklungsarbeiten kam es bei der Rotordynamik und bei der Verbindung von (gespritztem) Rotor und (Stahl) Welle im vierten Quartal 2008 zu unerwarteten und wohl auch unvorhersehbaren Schwierigkeiten, die die plangemäße Arbeit im Projekt 26661 – 24/2 deutlich behinderten.</p> <p>Aus diesem Grunde wurde das hiermit vorgelegte Projekt (27467 – 24/2) durchgeführt und so die Weiterentwicklung im Projekt 26661 ermöglicht.</p>					
Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden					
<p>Im Berichtszeitraum von März bis September 2009 wurden 193 Drehzahlversuche im Motorteststand und 50 Anlagenversuche mit dem Verdichter Prototypen gefahren (Abschätzung der Arbeitszeiten/Versuch siehe Bericht). Des Weiteren wurden 6 Spritzgussstermine wahrgenommen.</p> <p>Die im Rahmen des Projektes bearbeiteten Aufgabengebiete waren:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Optimierung der Welle-Nabe-Verbindung hinsichtlich ausreichende Drehzahlfestigkeit der Verbindung und Minimierung der inneren Dämpfung im Inneren System; • Optimierung des Spritzgussprozess hinsichtlich Maschinenkonfiguration (Angussheizung, Werkzeugtemperierung, Düsengeometrie, Kaltpfropf und hinsichtlich Maschinenparametern (Werkzeugtemperatur, Angussheizung, Umschaltzeitpunkt, Dosierung, Nachdruckprofil, Nachbehandlung) • Verbesserung des Schwingungsverhaltens: <ul style="list-style-type: none"> - experimentelle und numerische Analysen des rotierenden Systems und des Gesamtsystems; - Identifizierung der anregenden und schwingenden Komponenten; - Umsetzung von Verbesserungsmaßnahmen. 					
Deutsche Bundesstiftung Umwelt ☐ An der Bornau 2 ☐ 49090 Osnabrück ☐ Tel 0541/9633-0 ☐ Fax 0541/9633-190 ☐ http://www.dbu.de					

Ergebnisse und Diskussion

Alle im Rahmen des Projektes angestrebten Ziele konnten erreicht werden. Die gefundenen Lösungen sind geeignet, um den Verdichter Prototypen betriebssicher bis $n = 70'000$ 1/min betreiben zu können. Insbesondere war es möglich, mit dem Verdichterprototypen während der Laufzeit des Projektes den ersten Meilenstein des Projektes, ein Druckverhältnis von $\pi > 2,5$ anzufahren.

Im weiteren Verlauf wurden im vierten Quartal 2009 und im ersten Quartal 2010 Entwicklungsarbeiten ausgeführt, um die Bewilligungsaufgaben für das Rahmenprojekt Az. 26661-24/2 nachhaltig zu erfüllen. Diese bestehen aus technischer Sicht im qualifizierten Funktions- und Leistungsnachweis eines ersten Prototypen des Turboverdichters mit folgenden Merkmalen:

- isentroper Wirkungsgrad $\eta = 55\%$,
- Druckverhältnis von $\pi = 3$ sowie ein
- Dampfmassenstrom von $m = 4$ g/s.

Eine detaillierte Beschreibung dieser Arbeiten und der Ergebnisse findet sich im Anhang C zu diesem Bericht.

Die Erfüllung der Bewilligungsaufgaben für das Rahmenprojekt Az. 26661-24/2 basiert dabei im Wesentlichen auf einer kontinuierlichen systematischen Analyse und Beseitigung von Schwachstellen beim Spritzguss, dem Einsatz geeigneter thermoplastischer Kunststoffe sowie der kontinuierlichen Weiterentwicklung des Verdichteraufbaus.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Da die Efficient Energy GmbH noch nicht am Markt agiert, sondern sich derzeit noch im Entwicklungs- und Erprobungsstadium befindet, gibt es zu den durchgeführten Vorhaben bislang keine Veröffentlichung. Auf der Homepage der Efficient Energy GmbH unter www.efficient-energy.de sind die wesentlichen Entwicklungsideen skizziert und für die Öffentlichkeit einsehbar.

Fazit

Die Ziele des Projektes Az. 27467-24/2 konnten im Zeitraum zwischen Mai 2009 bis September 2009 vollständig erreicht werden.

Die Fördervoraussetzungen zur Bewilligung zu Az. 26661-24/2 konnten durch kontinuierliche Analyse- und Entwicklungsschritte im Zeitraum September 2009 bis März 2010 nachgewiesen werden.

Alle Ziele wurden ohne Technologiewechsel, ausschließlich durch kontinuierliche Weiterentwicklung der angedachten Zieltechnologien, erreicht. Die im Antrag Az. 26661-24/2 sowie Az. 27467-24/2 formulierten Vorteile bezüglich Kosten, Leistungsfähigkeit des Verfahrens und Vorteilen für die Umwelt behalten somit vollständig ihre Gültigkeit.

Entwicklung von Wellengeometrie und Spritzverfahren für die Herstellung des Rotors der ct-turbo Wärmepumpe

Inhaltsverzeichnis

VERZEICHNIS VON BILDERN UND TABELLEN	6
VERZEICHNIS VON BEGRIFFEN UND DEFINITIONEN	8
ZUSAMMENFASSUNG	9
1. EINLEITUNG	10
2. HAUPTTEIL	12
2.1. WEITERENTWICKLUNG DES ROTIERENDEN SYSTEMS: VERBESSERUNG SPRITZGUSSQUALITÄT UND WELLE-NABE VERBINDUNG	13
2.1.1. <i>Optimierung der Welle-Nabe-Verbindung</i>	13
2.1.2. <i>Prozessentwicklung Spritzguss</i>	19
2.2. WEITERENTWICKLUNG DES GESAMTSYSTEMS: RESONANZEN UND VIBRATIONEN	27
2.2.1. <i>Theoretische und experimentelle Modalanalyse des Gesamtsystems</i>	27
2.2.2. <i>Systematische experimentelle Schwingungsanalyse im Motorteststand</i>	33
2.3. MEILENSTEIN I: DRUCKVERHÄLTNIS $\pi = 2,5$	37
3. FAZIT	41
4. LITERATURVERZEICHNIS	42
ANHANG A: ARBEITSAUFWÄNDE JE VERSUCH	43
ANHANG B: BESCHREIBUNG ALLER MESSSTELLEN IN DER VERSUCHSANLAGE	44
ANHANG C: DETAILLIERTE BESCHREIBUNG ZUR ERFÜLLUNG DER FÖRDERVORAUSSETZUNGEN ZUR BEWILLIGUNG PROJEKT AZ. 26661-24/2 ..	45
ANHANG D: DATENBLATT KOMPAKTWÄRMEZÄHLER SUPERCAL 539	65
ANHANG E: EICHFEHLERGRENZEN E NACH KLASSE 3 EN1434	67

Verzeichnis von Bildern und Tabellen

Abbildungen

Abbildung 1: Analyse- und Maßnahmenplan für die Motor- und Verdichterentwicklung.....	11
Abbildung 2: Gesamtsystem Motor mit Rotor; rotierendes System bestehend aus Welle, Anbauteilen, Lager, Magnete und Impeller aus Kunststoffspritzguss.....	12
Abbildung 3: Qualitativer Spannungsverlauf in einer rotierenden Scheibe mit Loch	14
Abbildung 4: Vergleichsspannung im Schnitt durch ein periodisches Segment des Verdichterrades für die Originalwelle	14
Abbildung 5: Geschwindigkeitsverteilung der Kunststoffschmelze um die Wellenspitze (hier für Welle 2). Die Ungleichverteilung resultiert aus der nichtlinearen Abhängigkeit der Schmelzeviskosität von der Temperatur und der Strömungsgeschwindigkeit. Hierdurch entsteht ein Selbstverstärkender Effekt.	15
Abbildung 6: Aus der in Abbildung 5 dargestellten asymmetrischen Geschwindigkeitsverteilung resultiert entgegen des klassischen Verhaltens für newtonsche Fluide eine Druckverteilung um die Welle, die die angenommene Schrägstellung der Welle verstärken möchte und im schlimmsten Fall zum Verbiegen der Welle führen könnte.	15
Abbildung 7: Hypothese für Verformung Welle 5 sowie alle langen Wellentypen mit ausgeprägter Verjüngung im Bereich des größten Impellerdurchmessers und einer signifikanten Aufdickung an der Spitze der Welle.....	16
Abbildung 8: Welle 7a mit leichter Palmenstruktur und ohne Verdickung an der Wellenspitze..	17
Abbildung 9: Entwicklung der Drehzahlfestigkeit bis Ende April 2009, gegliedert nach Wellentypen. Die Ergebnisse vom 13.2.09 sind kritisch zu betrachten, da die zu diesem Zeitpunkt verfügbare Leistungselektronik vermutlich nicht in der Lage war, Drehzahlen von $n = 60'000$ 1/min zu erreichen oder zu überschreiten.	18
Abbildung 10: Welle 7x	19
Abbildung 11: Welle 7f.....	19
Abbildung 12: Welle 7s.....	19
Abbildung 13: Welle 8	19
Abbildung 14: Welle 9a	19
Abbildung 15: Welle 9b	19
Abbildung 16: Kernbruchstücke einer Rotors, der am LKT der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg lichtmikroskopisch untersucht wurde.....	20
Abbildung 17: Vergrößerte Aufnahme der angussnahen Bruchfläche des Bruchstückes 2. Weiße Bereiche sind Bereiche, aus denen die Fasern heraus gebrochen sind (siehe nächste Abbildung). Die Brüche sind wahrscheinlich nicht während des Bauteilversagens, sondern schon früher aufgrund von eingefrorenen Eigenspannungen aufgetreten.	21
Abbildung 18: Vergrößerte Aufnahme der angussnahen Bruchfläche des Bruchstückes 2. Weiße Bereiche sind Bereiche, aus denen die Fasern heraus gebrochen sind.....	21
Abbildung 19: Simulation des Werkzeugfüllverhaltens: vergrößert dargestellt ist das Entstehen einer Fließ- oder Bindenaht am ersten Verstärkungsring der Rotornabe. Die Kunststoffschmelze füllt den Spalt von beiden Seiten, dadurch entsteht eine Nahtstelle mit deutlich reduzierter Festigkeit.....	22
Abbildung 20: Spritzgussvorgang gegliedert in drei Phasen: Einspritzen, Nachdruckphase, Entformen. Zwischen Nachdruckphase und Entformen muss der Extruder zudem frisches Granulat aufdosieren. Der Kaltpfropf entsteht während Nachdruckphase, Dosieren und Entformen.....	23
Abbildung 21: Kern Rotor Welle 6 nach dem Bersten. Ursache für Versagen ist Sollbruchstelle durch Mikrolunker oder Kaltpfropf im Kern des Rotors.	24
Abbildung 22: Grundsätzlicher Aufbau einer Spritzgussmaschine.	25

Abbildung 23: Rotor 7fR21 vom 11.08.2009 nach Berstversuch, geborsten bei $n = 62'100$ 1/min. Zu erkennen ist der sehr große und kompakte Kern und die glänzende Oberfläche jenseits der Bruchstellen. Beides spricht für die erreichte Qualität des Spritzgussprozesses.	26
Abbildung 24: Entwicklung der Drehzahlfestigkeit nach Spritzgussterminen.	26
Abbildung 25: Frei aufgehängte Welle mit Verdichterrad und Schwingungsaufnehmern.....	28
Abbildung 26: Vernetztes Modell der Welle mit Impeller für numerische Modalanalyse.....	28
Abbildung 27: 1. Biegeeigenform der Welle mit Impeller (ohne Lagerung) aus der Finite Elemente Analyse	29
Abbildung 28: Balkenmodell der Welle mit Rotor als Punktmasse für das Übertragungsmatrizenverfahren	30
Abbildung 29: Eigenformen und Eigenfrequenzen der Welle mit Impeller als Punktmasse nach dem Übertragungsmatrizenverfahren	30
Abbildung 30: Position der Vibrationsaufnehmer für die Messung am Motorteststand.....	32
Abbildung 31: Position der Vibrationsaufnehmer für die Messung am Verdichterprototypen	32
Abbildung 32: Schwingungsverhalten über Drehzahl im März 2009, beispielhaft für je eine Welle 6, 7 und 8 gemessen (Resonanzbereiche: Wert 100 gesetzt - nicht gemessen): Schwingungen gehen für alle Wellentypen bei 50'000 1/min stark nach oben. Bei 50'000 1/min erwarten wir die gekoppelte Schwingung Rotor-Motorgehäuse. W7R22 (= W7aR22) hat sehr gute Werte bis 50'000 1/min.	34
Abbildung 33: Vibrationsverhalten des Motors im Motorteststand zwischen 30'000 1/min und 70'000 1/min.....	35
Abbildung 34: R&I Fließbild der Versuchsanlage. Eine genaue Beschreibung aller Messgrößen findet sich im Anhang in Tabelle 8	37
Abbildung 35: Messgrößen und Strömungsprofile für die Berechnung des Dampfmassenstromes in der Druckrohrleitung.....	38
Abbildung 36: Druckverhältnis und Massenstrom über der Drehzahl für den Anlagenversuch vom 17.6.2009 im Bypass-Betrieb. Druckverhältnis von $\pi = 2.5$ wurde bei $n = 57'000$ 1/min überschritten.	39
Abbildung 37: Messgrößen und mathematische Formulierung zur Berechnung des isentropen Verdichtereffizienzes	39
Abbildung 38: Entwicklung der Drehzahlfestigkeit der Rotoren von den ersten Spritzversuchen September 2008 bis März 2010	49
Abbildung 39: RI-Fließbild der Versuchsanlage.....	52
Abbildung 40: Prinzipielle Darstellung der Anlagenkennlinie der Versuchsanlage im Kreislaufbetrieb gegenüber der Verdichterkennlinie, dargestellt für den Dampfmassenstrom über dem jeweiligen Temperaturhub.	54
Abbildung 41: Blockschaltbild mit Messgrößen und abgeleiteten Größen für die Versuchsanlage im eingeschwungenen Zustand bei einer Drehzahl von $n = 54'000$ 1/min.....	55
Abbildung 42: Gegenüberstellung des am 28.4.2010 gemessenen und des berechneten Druckverhältnisses über der Drehzahl des Verdichters	57
Abbildung 43: Entwicklung der an den Wärmetauschern gemessenen Verdampfer- bzw. Kondensatorleistung über der Drehzahl. Nur der magentafarbene Messpunkt zeigt die übertragene Wärmemenge der Versuchsanlage im eingeschwungenen Zustand.	58
Abbildung 44: Entwicklung des Dampfmassenstromes über der Drehzahl.....	59
Abbildung 45: Messgrößen und mathematische Formulierung zur Berechnung des isentropen Verdichtereffizienzes η_{is}	60
Abbildung 46: Verlauf des Messsignals $T_2 = C1$ über einen Zeitraum von 65 Minuten	61
Abbildung 47: Isentroper Verdichtereffizienz η_{is} nach Tabelle 2: für extrapolierte Werte der Dampftemperatur.....	62

Tabellen

Tabelle 1: Stand der Drehzahlfestigkeit ausgewählter Rotoren zum Zeitpunkt März 2009. Angegebene Drehzahlen über $n > 60'000$ 1/min wurden zwar von der Steuerungssoftware angezeigt, aber vermutlich tatsächlich nicht erreicht (Position 1 und 2 in der Tabelle), da die zum damaligen Zeitpunkt verfügbare Leistungselektronik wahrscheinlich keine Drehzahlen in diesem Bereich anfahren konnte.....	17
Tabelle 2: Variation des FEA Setups und Gegenüberstellung des experimentellen Ergebnisses in der letzten Zeile der Tabelle	29
Tabelle 3: Zusammenfassende Gegenüberstellung der experimentellen und numerischen Ergebnisse.....	31
Tabelle 4: Eigenfrequenzen des Systems Motor und Rotor im Motorteststand:.....	33
Tabelle 5: Eigenfrequenzen des Systems Motor / Rotor im Verdichter Prototypen:.....	33
Tabelle 6: Geschätzter Aufwand je Drehzahlversuch (2 Personen).....	43
Tabelle 7: Geschätzter Aufwand je Versuch in der Versuchsanlage mit dem Verdichter Prototypen (2 Personen)	43
Tabelle 8: Beschreibung aller Messstellen in der Versuchsanlage.....	45
Tabelle 9: Betriebszeit ausgewählter Rotoren. Alle aufgeführten Rotoren bisher unbeschädigt..	51
Tabelle 10: Isentroper Wirkungsgrad η_{is} des Verdichters für die gemessenen Druck und Temperaturwerte vor und nach dem Verdichter sowie extrapolierte Werte für die Dampftemperatur T_2 nach dem Verdichter	61
Tabelle 11: Isentroper Wirkungsgrad η_{is} des Verdichters analog zu Tabelle 2, korrigiert um die Verlustleistung q_v	61

Verzeichnis von Begriffen und Definitionen

Dämpfung	
Äußere	Dämpfung im stehenden System
Innere	Dämpfung im rotierenden System
FEA	Finite Elemente Analyse
Impeller	Verdichterrad
Kaltpfropf	Vorerkaltetes Material aus der Düse des Extruders
Kleeblatteffekt	Angussstrang zerfällt aufgrund von Fließnähten unter Torsionsbelastung in drei oder mehr Teile

Zusammenfassung

Ziel der Efficient Energy GmbH ist die Entwicklung einer hocheffizienten Wärmepumpe auf der Basis der Direktverdampfung von Wasser.

Das Projekt „Entwicklung von Wellengeometrie und Spritzverfahren für die Herstellung des Rotors der ct-turbo Wärmepumpe“ (Az.: 27467-24/2) dient als Zwischenfinanzierung, um die Zielsetzung für die Bewilligung des Rahmenprojektes Az. 26661-24/2 zu erreichen, mit dem die Entwicklung der eigentlichen ct-turbo Wärmepumpe gefördert wird. Die Bewilligungsaufgaben wurden wie folgt formuliert: Qualifizierter Funktions- und Leistungsnachweis eines ersten Prototyps des Turboverdichters mit folgenden Merkmalen:

- isentroper Wirkungsgrad $\eta = 55\%$,
- Druckverhältnis von $\pi = 3$ sowie ein
- Dampfmassenstrom von 4 g/s

Die im Rahmen des Projektes bearbeiteten Aufgabengebiete waren:

- Optimierung der Welle-Nabe-Verbindung hinsichtlich ausreichender:
 - Drehzahlfestigkeit der Verbindung
 - Minimierung der inneren Dämpfung im rotierenden System
- Optimierung Spritzgussprozess hinsichtlich
 - Maschinenkonfiguration: Angussheizung, Werkzeugtemperierung, Düsengeometrie, Kaltpropf;
 - Maschinenparameter: Werkzeugtemperatur, Angussheizung, Umschaltzeitpunkt, Dosierung, Nachdruckprofil, Nachbehandlung.
- Verbesserung des Schwingungsverhaltens:
 - Experimentelle und numerische Analyse des rotierenden Systems und des Gesamtsystems
 - Ursachenanalyse: Analyse und Identifizierung der anregenden und schwingenden Komponenten
 - Umsetzung von Verbesserungsmaßnahmen.

Alle im Rahmen des Projektes angestrebten Ziele konnten erreicht werden. Insbesondere war es möglich, mit dem Verdichterprototypen während der Projektlaufzeit den ersten Meilenstein des Projektes, ein Druckverhältnis von $\pi > 2,5$, anzufahren.

Im weiteren Verlauf wurden im vierten Quartal 2009 und im ersten Quartal 2010 Entwicklungsarbeiten ausgeführt, um die Bewilligungsaufgaben für das Rahmenprojekt Az. 26661-24/2 entsprechend obiger Zielsetzung nachhaltig zu erfüllen. Eine detaillierte Beschreibung dieser Arbeiten und der Ergebnisse findet sich im Anhang C zu diesem Bericht.

1. Einleitung

Ziel der Efficient Energy GmbH ist die Entwicklung einer hocheffizienten Wärmepumpe auf Basis der Direktverdampfung von Wasser.

Die wesentlichen Unterschiede zu konventionellen Wärmepumpen und die großen Vorteile für Volkswirtschaft, Umwelt und Endkunden sind im Folgenden dargestellt:

konventionelle Wärmepumpen	ct-turbo Wärmepumpe
<ul style="list-style-type: none">- Kältemittel Chlorkohlenwasserstoffe- Grundwassergefährdung durch Kältemittel und Öl- Gefährdung der Atmosphäre durch Kältemittel- Jahresarbeitszahl (Erdwärme) - JAZ = 3,5- durchschnittlicher Stromverbrauch für Normhaushalt mit 200 m²: 5700 kWh im Jahr	<ul style="list-style-type: none">- Kältemittel Wasser- keine Grundwassergefährdung- keine Gefährdung der Atmosphäre- Jahresarbeitszahl (Erdwärme) JAZ=6,5- durchschnittlicher Stromverbrauch für Normhaushalt mit 200 m²: 3100 kWh im Jahr

Das Projekt „Entwicklung von Wellengeometrie und Spritzverfahren für die Herstellung des Rotors der ct-turbo Wärmepumpe“ (Az.: 27467-24/2) dient zur Zwischenfinanzierung, um die Zielsetzung für die Bewilligung des Rahmenprojektes Az. 26661-24/2 zu erreichen, mit dem die Entwicklung der eigentlichen ct-turbo Wärmepumpe gefördert wird.

Die Bewilligungsauflagen wurden wie folgt formuliert:

Qualifizierter Funktions- und Leistungsnachweis eines ersten Prototypen des Turboverdichters mit folgenden Merkmalen:

- isentroper Wirkungsgrad $\eta = 55\%$,
- Druckverhältnis von $\pi = 3$ sowie ein
- Dampfmassenstrom $m = 4 \text{ g/s}$.

Für den überwiegenden Teil der zu lösenden Fragestellungen konnten im Rahmen der ursprünglichen Planung Lösungen erarbeitet werden. Nicht abschließend gelöst waren zum Zeitpunkt der Antragstellung für dieses Projekt (Az.: 27467-24/2):

- Unwucht und Vibrationen des Motors bzw. des Verdichters,
- Rotor-Welle Verbindung,
- mechanische Festigkeit des Verdichterrades.

Abbildung 1 zeigt die identifizierten Handlungsfelder, die systematisch abgearbeitet wurden, um zunächst die offenen Fragen zufrieden stellend zu klären und mit diesen Lösungen die Bewilligungsaufgaben für das Projekt Az. 26661-24/2 erfüllen zu können.

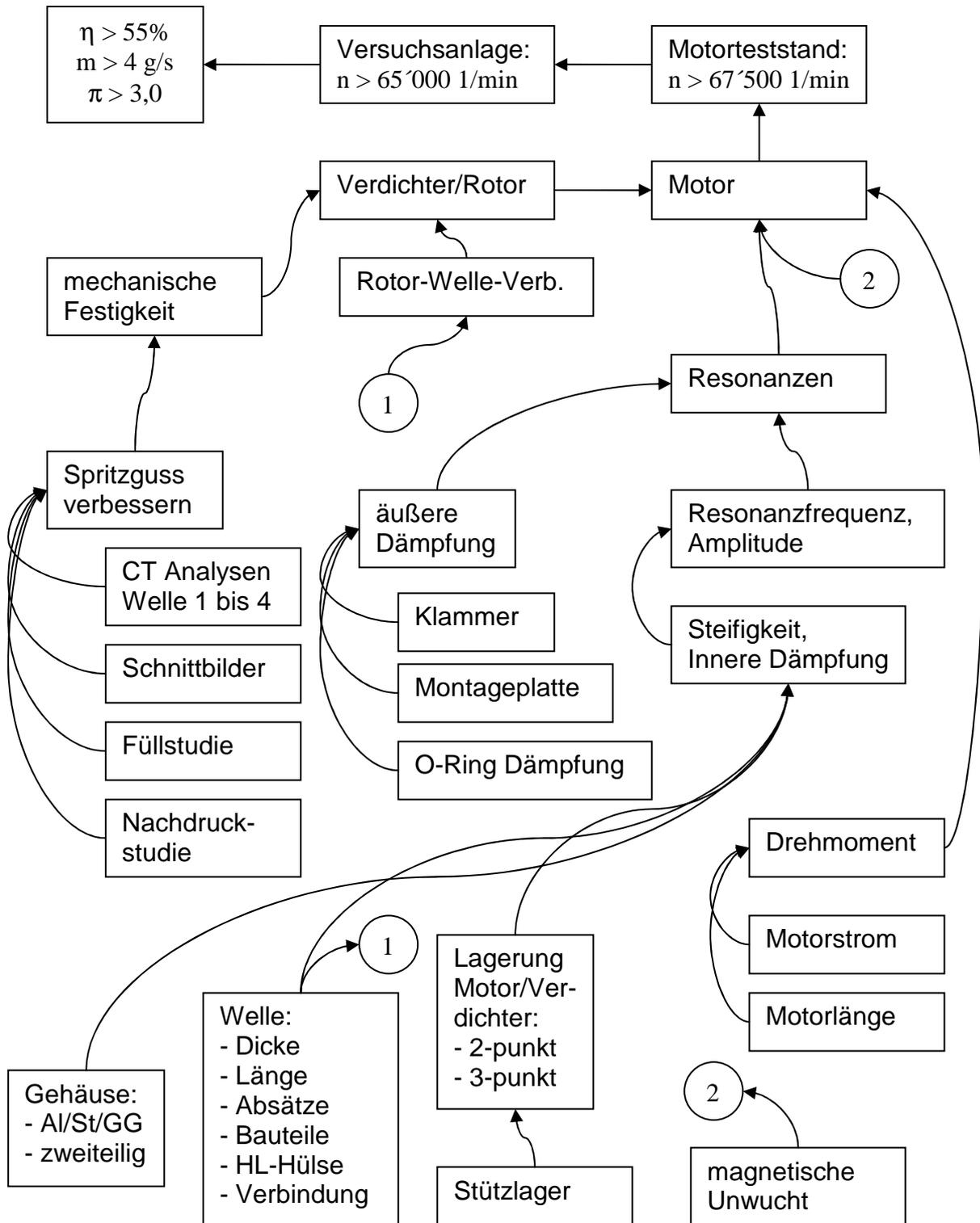


Abbildung 1: Analyse- und Maßnahmenplan für die Motor- und Verdichterentwicklung

2. Hauptteil

Die grundsätzliche Systematik bei der Entwicklung technischer Systeme wiederholt sich auf verschiedenen Komplexitätsebenen und zu verschiedenen Zeitpunkten im Entwicklungszyklus. Dabei ist eine systematische Entwicklung gekennzeichnet durch die Arbeitsschritte:

- Analyse,
- Synthese und
- Bewertung

In allen Bereichen der Forschung und Entwicklung kommt bei der Efficient Energy GmbH diese Vorgehensweise zum Einsatz. Dabei werden auf allen Ebenen sowohl analytische, numerische als auch experimentelle Methoden eingesetzt. Soweit möglich wird zunächst analytisch und numerisch gearbeitet. Zur Absicherung bzw. zur Ergänzung der Erkenntnisse kommen experimentelle Methoden zum Einsatz. Ein wesentlicher Baustein der effizienten Entwicklungsarbeit ist dabei die CAE Integration. Prinzipielle 3D CAD Entwürfe können direkt in unsere Simulationsumgebung für Thermodynamik, Festigkeit, Elektromagnetismus, Spritzguss etc. übernommen, modelliert, analysiert und bewertet werden. Der Vorteil einer dreidimensionalen Modellierung der tatsächlich vorliegenden Physik liegt in dem grundsätzlichen Verständnis der Zusammenhänge, der Voraussetzung für eine gezielte Entwicklung.

Wo es möglich ist, setzen wir auf externes Know-how und Entwicklungspartnerschaften aus dem deutschsprachigen Raum, um zeit- und kostenintensive Eigenentwicklungen zu vermeiden.

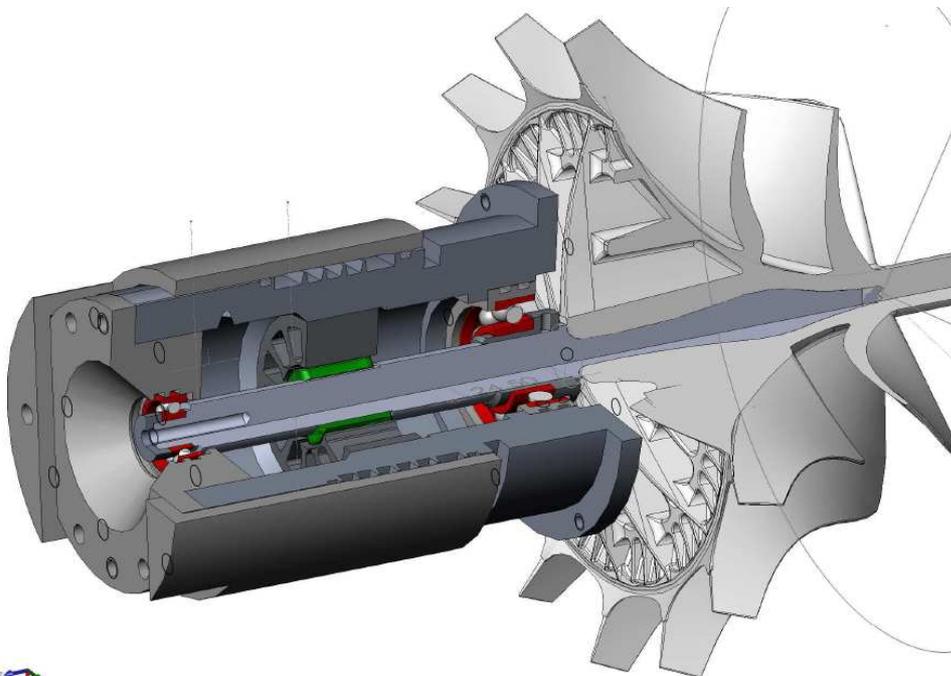


Abbildung 2: Gesamtsystem Motor mit Rotor; rotierendes System bestehend aus Welle, Anbauteilen, Lager, Magnete und Impeller aus Kunststoffspritzguss

Die Vorgehensweise im Rahmen des durchgeführten Projektes lässt sich in die Weiterentwicklung des rotierenden Systems auf der einen und die Entwicklung des Gesamtsystems auf der anderen Seite gliedern (siehe Abbildung 2). Kapitel 2 folgt dieser

Einteilung. Den Abschluss des Hauptteils bildet ein Abschnitt mit knapper Beschreibung der Vorgehensweise zur Erreichung des 1. Meilensteins im Juni 2009.

2.1. Weiterentwicklung des rotierenden Systems: Verbesserung Spritzgussqualität und Welle-Nabe Verbindung

Das rotierende System ist eine Baugruppe, bestehend aus einer Reihe von Einzelteilen: Welle, Anbauteile, Magnete, Lager und Impeller (= Verdichterrad).

Jedes einzelne Bauteil muss der geforderten Drehzahl standhalten und darf im relevanten Drehzahlbereich (= Betriebsbereich) nicht in Schwingung geraten. Das heißt, im Betriebsbereich darf keine Eigenschwingung eines Bauteils angeregt werden. Das gleiche gilt für die Verbindung der Bauteile untereinander, insbesondere für die Anregung von gedämpften Schwingungen der verbundenen Teile, da diese bei unzureichender äußerer Dämpfung des Systems zur Instabilität des gesamten Systems führen können. Von daher ist es aus funktionaler Sicht anzustreben, die Zahl der Komponenten im rotierenden System soweit wie möglich zu reduzieren und die Verbindungen möglichst fest auszulegen, um ein unabhängiges Schwingen unmöglich zu machen. Für die Auslegung, Fertigung und Verbindung der klassisch gefertigten metallischen Teile wie Welle, Hülsen und Lager ist dies unkritisch. Das Einspritzen der Welle in ein Hochleistungsverdichterrad aus kohlefaserverstärktem Thermoplast ist demgegenüber nicht Stand der Technik. Deshalb war ein wesentlicher Entwicklungsschritt im Rahmen dieses Projektes die Auslegung und Fertigung einer geeigneten Welle-Nabe-Verbindung zwischen Welle und Impeller, die im folgenden Abschnitt dokumentiert ist.

Der zweite Entwicklungsschritt ist das Erreichen der Drehzahlfestigkeit für alle Komponenten. Dabei ist die Auslegung der klassischen metallischen Teile unkritisch. Auch hier liegt die wesentliche Herausforderung in der erforderlichen Drehzahlfestigkeit des Impellers. Ein Maß für die Beanspruchung des Impellers ist die maximale Umfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser des Rotors. Der Impeller der ct-turbo erreicht hier mit $u = 600 \text{ m/s}$ einen Wert, der bisher ausschließlich Rotoren aus gefrästem Titan oder hochfesten Aluminiumlegierungen vorbehalten war. Mit dieser Herausforderung befasst sich der zweite Abschnitt dieses Kapitels.

2.1.1. Optimierung der Welle-Nabe-Verbindung

Abbildung 3 zeigt den analytisch abgeleiteten Spannungsverlauf in einer rotierenden Scheibe mit Loch. Die größte Vergleichsspannung und damit die größte Beanspruchung treten demnach direkt am Innenradius der Scheibe auf.

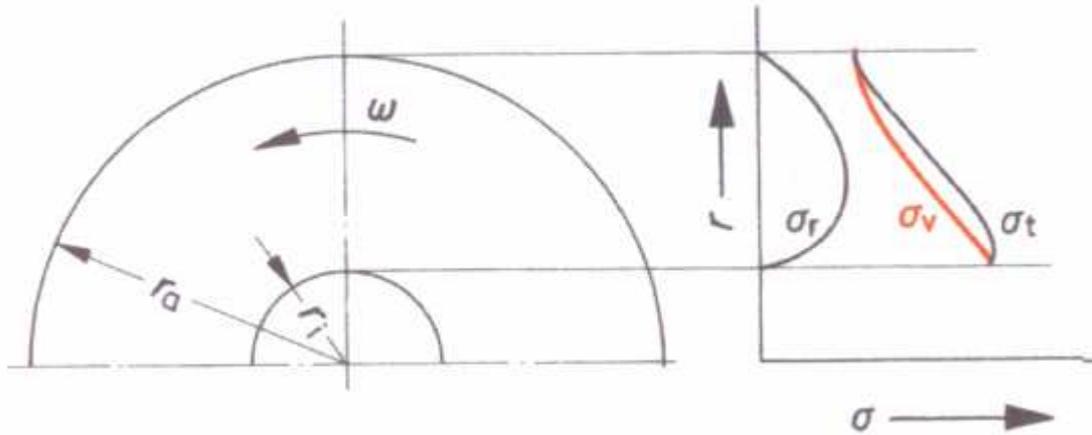


Abbildung 3: Qualitativer Spannungsverlauf in einer rotierenden Scheibe mit Loch

Das gleiche Verhalten erkennt man beim Verdichterrad, das auf die Welle aufgespritzt ist. Je kleiner der Innendurchmesser, desto kleiner die Spannung und Dehnung in der Nabe (Abbildung 4). Der Bohrungsdurchmesser ist demnach möglichst klein zu wählen.

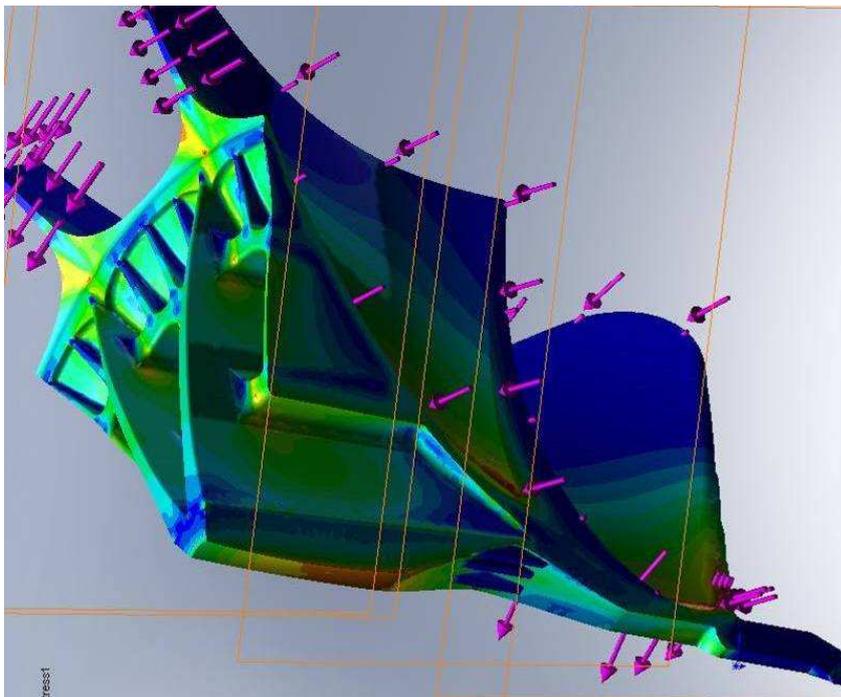


Abbildung 4: Vergleichsspannung im Schnitt durch ein periodisches Segment des Verdichterrades für die Originalwelle

Dieser Forderung entgegen stehen Kräfte beim Einspritzen der Schmelze, Erstarren der Schmelze sowie die Unwucht- und Vibrationskräfte im Betrieb.

Abbildung 6 zeigt beispielhaft die Kräfte auf die Welle während des Einspritzvorgangs, wenn man eine minimale Schrägstellung der Welle im Werkzeug annimmt.

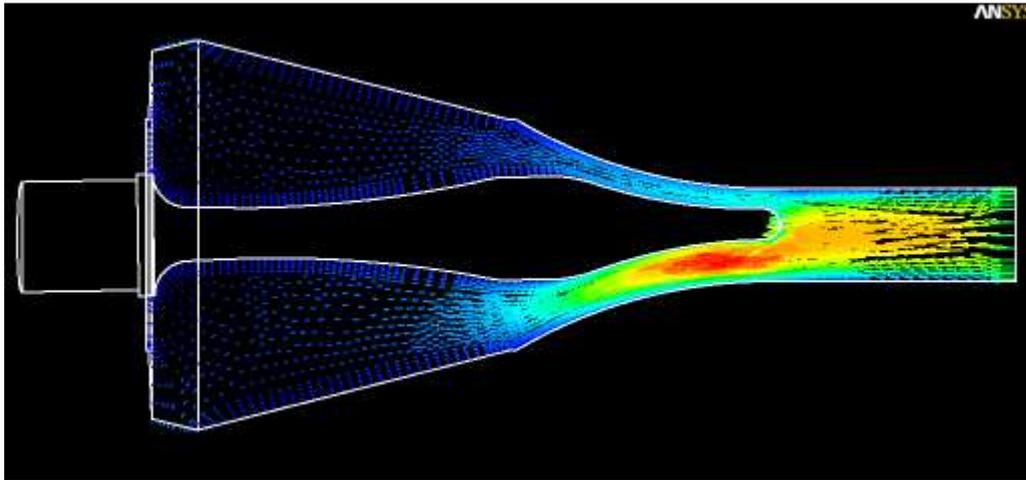


Abbildung 5: Geschwindigkeitsverteilung der Kunststoffschmelze um die Wellenspitze (hier für Welle 2). Die Ungleichverteilung resultiert aus der nichtlinearen Abhängigkeit der Schmelzeviskosität von der Temperatur und der Strömungsgeschwindigkeit. Hierdurch entsteht ein Selbstverstärkender Effekt.

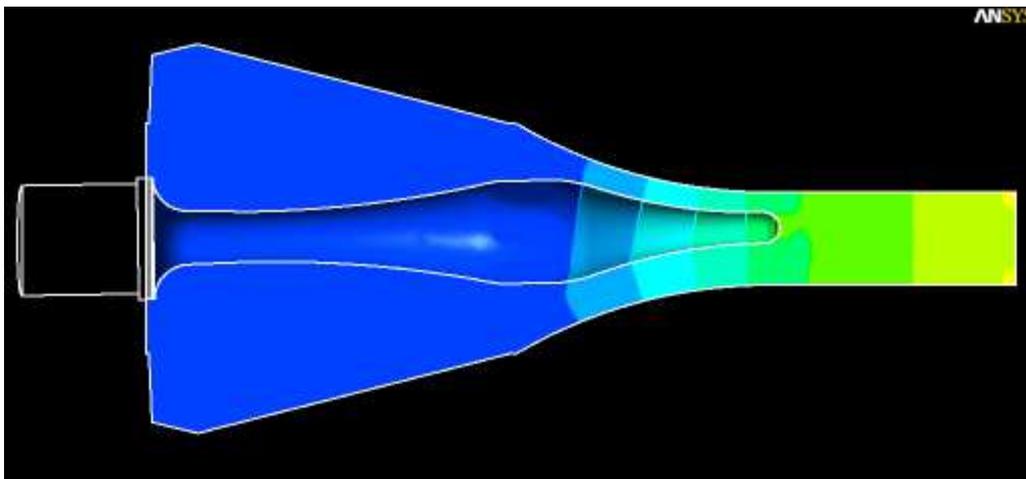


Abbildung 6: Aus der in Abbildung 5 dargestellten asymmetrischen Geschwindigkeitsverteilung resultiert entgegen des klassischen Verhaltens für newtonsche Fluide eine Druckverteilung um die Welle, die die angenommene Schrägstellung der Welle verstärken möchte und im schlimmsten Fall zum Verbiegen der Welle führen könnte.

Systematische Füllstudien belegen, dass ein signifikantes Verbiegen der Welle für Typen mit zu dünnem Schaft und zu starker Verdickung der Spitze (siehe beispielhaft Abbildung 6) noch nicht während des Einspritzvorgangs, sondern erst in der Nachdruckphase einsetzt. Die Vermessung der Unwucht und des Schlags, mit dem der Rotor auf der Welle sitzt, zeigt, dass die Welle im Werkzeug nicht stochastisch, sondern streng systematisch in die gleiche Richtung verbogen wird.

Folgende Modellvorstellung kann aus den vorliegenden numerischen und experimentellen Analysen abgeleitet werden (siehe Abbildung 7):

- Welle liegt schief im Spritzgusswerkzeug (Abbildung 7, Pos. 1): Nebenlager oben, Spitze zeigt nach unten:
 - Schiefelage unterliegt starker Systematik;

- Ursache für Schiefelage eindeutig klar; Schwerkraft scheint ausgeschlossen, da das schwere Ende der Welle (Nebenlager) nach oben zeigt.
- Während des Einspritzens wird die Schiefstellung der Welle verstärkt bzw. stabilisiert.
- Rad härtet von außen nach innen aus.
- Die Seele an der Wellenspitze ist bis zum Schluss plastisch, der Kunststoff um Welle härtet langsam aus, da an der Verjüngung der Welle ein Wärmestau entsteht.
- Asymmetrisches Aushärten durch leichte Schiefelage der Welle und asymmetrische Temperaturverteilung im Werkzeug (Die asymmetrische Temperaturverteilung im Werkzeug konnte erst im dritten Quartal 2009 erkannt und abgestellt werden).
- Asymmetrisches Aushärten führt zu ungleichmäßiger Druckverteilung auf der Wellenoberfläche: dort, wo das Material zuerst aushärtet bzw. die Viskosität stark ansteigt, nimmt der hydrostatische Druck auf die Welle signifikant ab.
- Dadurch kommt es zum Verbiegen der Welle am weichsten Punkt der Welle (Pos. 2). Starkes Verbiegen der Welle wird ermöglicht durch:
 - Wegfall der Führung an der Spitze,
 - Verjüngung der Welle,
 - Wärmestau an der Verjüngung,
 - dadurch bedingtes Aushärteverhalten um die Welle,
 - hoher Nachdruck und lange Nachdruckzeit (im Vergleich zu Welle 1).
- Nach dem Entformen federt die Welle elastisch zurück, was zur starken Schiefstellung führt. Zurückfedern erfolgt in der Regel in Richtung des Körnerpunktes (Pos. 3)

Körnerpunkt sitzt im Spritzgusswerkzeug oben (wie hier skizziert)

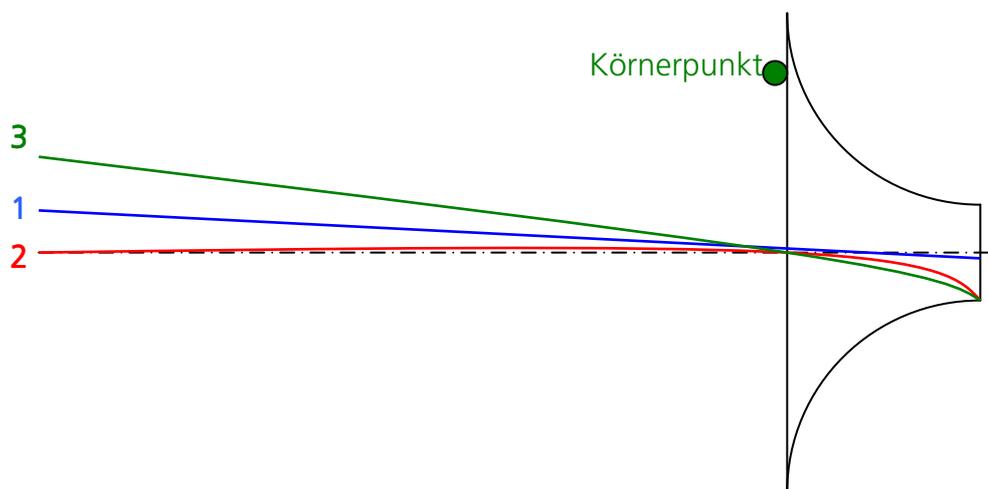


Abbildung 7: Hypothese für Verformung Welle 5 sowie alle langen Wellentypen mit ausgeprägter Verjüngung im Bereich des größten Impellerdurchmessers und einer signifikanten Aufdickung an der Spitze der Welle.

Die soweit ausgeführten Analyseergebnisse bedingen eine Welle-Nabe-Verbindung, die folgende Kennzeichen aufweisen muss:

- Welle sollte möglichst dünn sein: möglichst geringe Beanspruchung im Bereich der Nabe
- Welle sollte ausreichend dick sein: ausreichende Biegesteifigkeit;
- Welle sollte möglichst kurz sein: geringe Angriffsfläche und kleiner Hebel für Biegekräfte:
- Welle sollte keine Aufdickung an der Wellenspitze aufweisen: geringe Angriffsfläche für Biegekräfte.

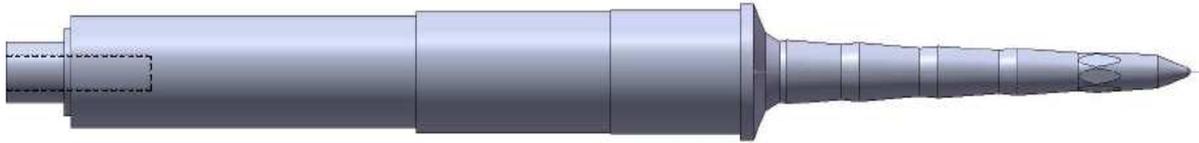


Abbildung 8: Welle 7a mit leichter Palmstruktur und ohne Verdickung an der Wellenspitze.

Eine Welle, die diese Anforderungen erfüllt, ist der Typ 7a, dargestellt in Abbildung 8. Nachteil dieses Wellentyps ist der relativ hohe Fertigungsaufwand:

- Stufung;
- Fräsungen für Drehmomentübertragung.

Zudem zeigt sich, dass die Festigkeit der Welle-Nabe Verbindung vor Allem axial nicht ausreichend ist, was bei hohen Drehzahlen zu innerer Dämpfung und verstärkten Vibrationen führen kann.

Weiterführende Varianten, die diese Schwachpunkte auf unterschiedliche Weise lösen, sind die in Abbildung 10 bis Abbildung 12 dargestellten Wellen 7f (flach), 7s (steil) und 7x

Tabelle 1: Stand der Drehzahlfestigkeit ausgewählter Rotoren zum Zeitpunkt März 2009. Angegebene Drehzahlen über $n > 60'000$ 1/min wurden zwar von der Steuerungssoftware angezeigt, aber vermutlich tatsächlich nicht erreicht (Position 1 und 2 in der Tabelle), da die zum damaligen Zeitpunkt verfügbare Leistungselektronik wahrscheinlich keine Drehzahlen in diesem Bereich anfahren konnte.

Ranking	Drehzahlversuch	Welle Rotor	Erreichte
Festigkeit	#		Drehzahl
1	102	7x R3	67'000
2	98	7f R11	62'000
3	99	7a R13	59'000
4	101V2	7s R4	58'000
5	103	7s R2	57'000
6	92	9b R21	55'000
7	78	7a R22 (4ter)	54'000
8	79	6 R45	53'000
9	93	9b R34, RTP	52'000
10	94	7s R22, RTP	51'000

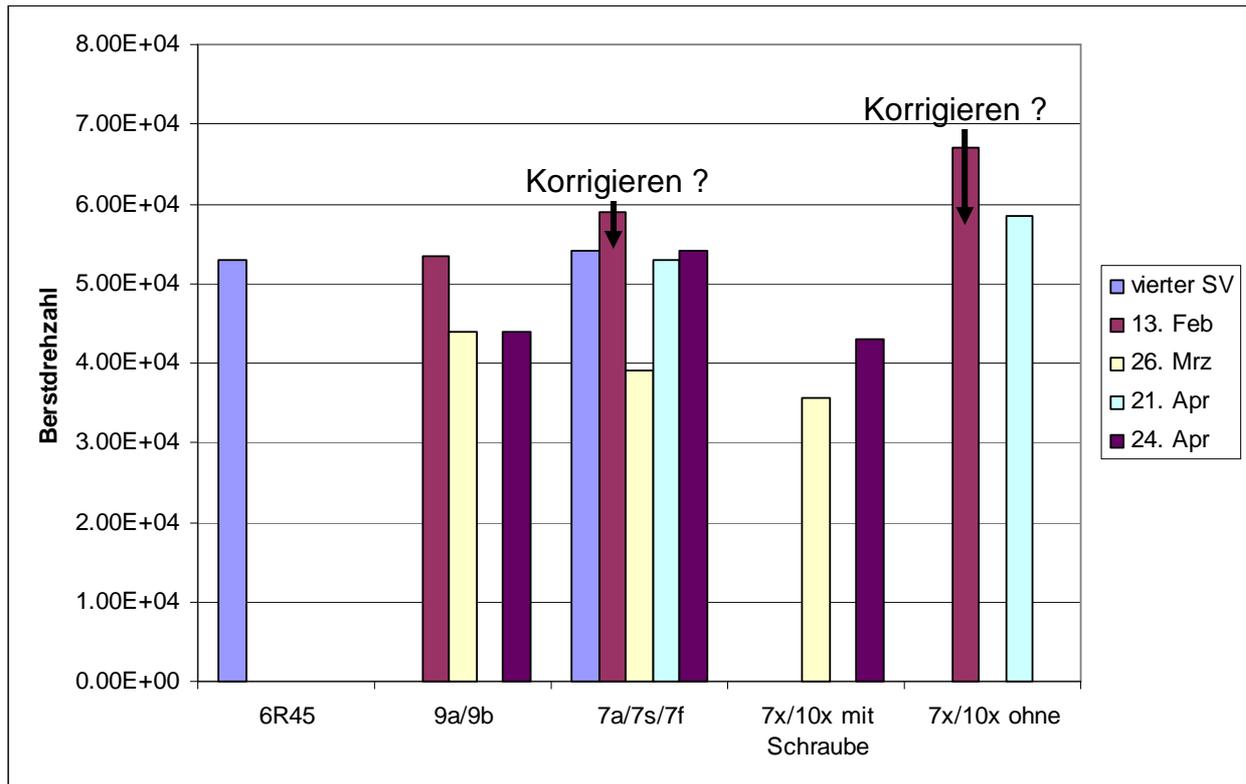


Abbildung 9: Entwicklung der Drehzahlfestigkeit bis Ende April 2009, gegliedert nach Wellentypen. Die Ergebnisse vom 13.2.09 sind kritisch zu betrachten, da die zu diesem Zeitpunkt verfügbare Leistungselektronik vermutlich nicht in der Lage war, Drehzahlen von $n = 60'000$ 1/min zu erreichen oder zu überschreiten.

Bis in den April 2009 wurden weitere Wellentypen mit folgenden charakteristischen Merkmalen untersucht:

- dünnere und dickere Nabe,
- stärkere und schwächere Verdickung an der Wellenspitze
- unterschiedliche Profilierung der Wellenoberfläche, ähnlich der Palmenstruktur der Welle 7a:
 - stärker, schwächer;
 - steiler, flacher.

Die Varianten zeigen, dass von dem Wellentyp 7 die Nummern 7a, 7x, 7f und 7s die besten Ergebnisse bezüglich Drehzahlfestigkeit und Vibrationsverhalten aufweisen. Für die weiteren Arbeiten bezüglich Optimierung des Spritzgussprozesses sowie die Untersuchung des Gesamtsystems Motor und Verdichter wurden die Wellentypen 7f und 7x ausgewählt.

Die wesentlichen Argumente für die Auswahl der beiden Wellen waren:

- 7x:
 - Welle kann für Analysezwecke demontiert werden;
 - Rotor kann auf modifizierte Wellen mit 7x-Spitze montiert werden. Es könnte beispielsweise die Lagerung und/oder der Motor gewechselt werden, trotzdem könnten Rotoren mit der Nabe 7x weiter eingesetzt werden.
- 7f:
 - höchste erreichte Drehzahlfestigkeit;
 - bester Formschluss der Impeller auf der Welle nach dem Spritzguss.

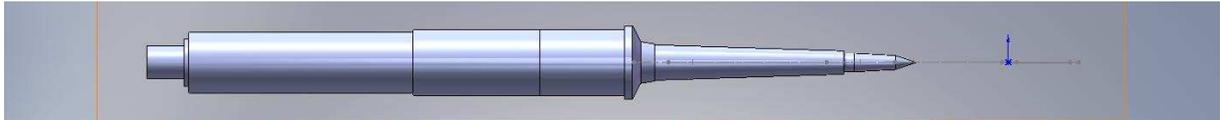


Abbildung 10: Welle 7x

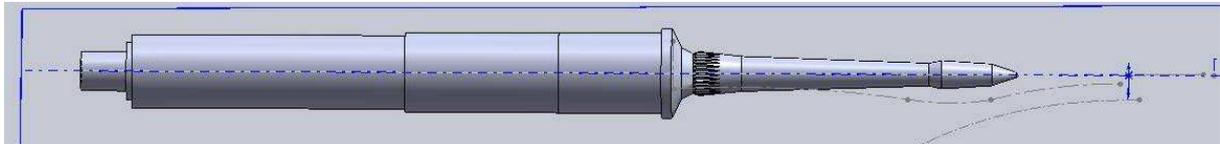


Abbildung 11: Welle 7f

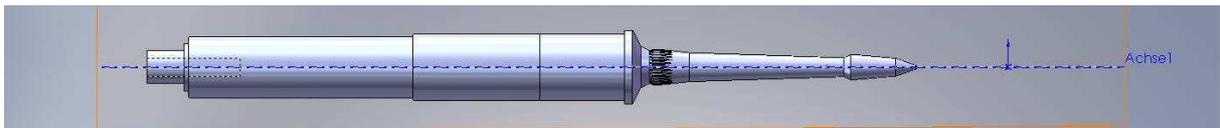


Abbildung 12: Welle 7s

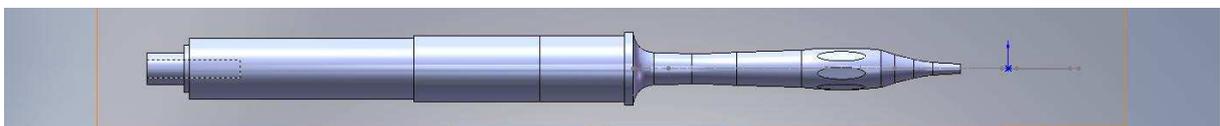


Abbildung 13: Welle 8

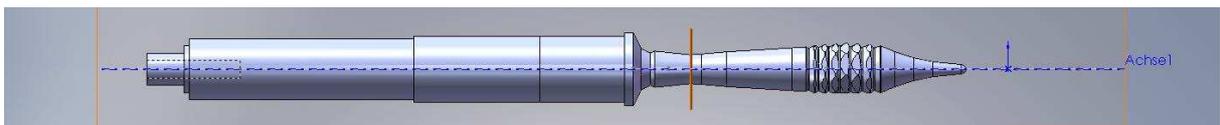


Abbildung 14: Welle 9a

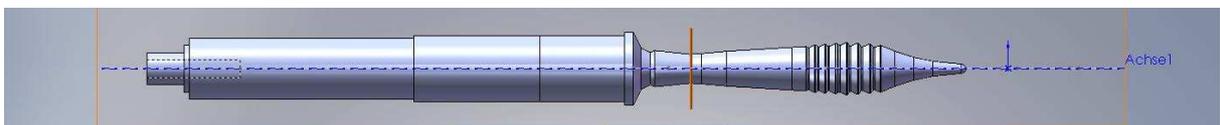


Abbildung 15: Welle 9b

2.1.2. Prozessentwicklung Spritzguss

Das große Ziel für das rotierende System neben der Welle-Nabe –Verbindung ist die Erhöhung der Drehzahlfestigkeit des Verdichterrades. Der Weg zur Zielerreichung erfolgt weitgehend systematisch in Analyse-, Synthese- und Bewertungsschritten.

Die kontinuierliche Analyse von Bruchstücken aus den Drehzahlversuchen bildet die Basis für die Prozessentwicklung. Die internen Analysen wurden vereinzelt durch Arbeiten an der Friedrich-Alexander-Universität unterstützt, die die intern erarbeiteten Analyseergebnisse vollumfänglich stützen (siehe Abbildung 16 bis Abbildung 18).

Die Bruchstückanalyse an der Friedrich-Alexander-Universität ergab folgende Erkenntnisse:

- Bruchflächen weisen oft weiße Bereiche auf.
- Die beim Erstarren der Schmelze entstehende Zwiebelstruktur ist eine der wesentlichen Sollbruchstellen.

- Die Faserausrichtung entlang der Welle ist axial, das heißt diese Faserausrichtung ist nicht geeignet, um die Hauptbeanspruchungen in radialer Richtung und in Umfangsrichtung aufzunehmen.
- Vereinzelt können Materialinhomogenitäten identifiziert werden, die Schwachstellen im Gefüge darstellen.
- Kanten bzw. zu kleine Radien (vor Allem in der stützenden Nabenstruktur des Rades) stören die Faserorientierung und wirken spannungsüberhöhend und somit als Sollbruchstellen.



Abbildung 16: Kernbruchstücke einer Rotors, der am LKT der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg lichtmikroskopisch untersucht wurde.
Links Bruchstück 1, rechts: Bruchstück 2.



Abbildung 17: Vergrößerte Aufnahme der angussnahen Bruchfläche des Bruchstückes 2. Weiße Bereiche sind Bereiche, aus denen die Fasern heraus gebrochen sind (siehe nächste Abbildung). Die Brüche sind wahrscheinlich nicht während des Bauteilversagens, sondern schon früher aufgrund von eingefrorenen Eigenspannungen aufgetreten.



Abbildung 18: Vergrößerte Aufnahme der angussnahen Bruchfläche des Bruchstückes 2. Weiße Bereiche sind Bereiche, aus denen die Fasern heraus gebrochen sind.

Als grundsätzliche Fehlerquellen bzw. Schwachstellen beim Spritzgussprozess konnten analysiert werden:

- Fließnähte,
- Kaltpfropf,
- Verformung der Welle beim Spritzguss (siehe oben),
- Erstarrungsverhalten im Angussbereich
- Falsche Prozessparameter (Prozessoptimierung).

Die Existenz von Fließnähten konnte schon Ende 2008 nachgewiesen werden. Diese waren durch die Haltestege im Bereich der Angussdüse verursacht. Die drei Fließnähte durchzogen den gesamten Rotor und führten zum Versagen bei ca. 40'000 U/min. Nach Beseitigung dieser Fließnähte konnten Drehzahlen bis 50'000 U/min erreicht werden.

Darüber hinaus konnte erarbeitet werden, dass weitere Fließnähte im Rotor wahrscheinlich sind. Diese sind durch die Geometrie des Werkzeugs verursacht (siehe Abbildung 19).

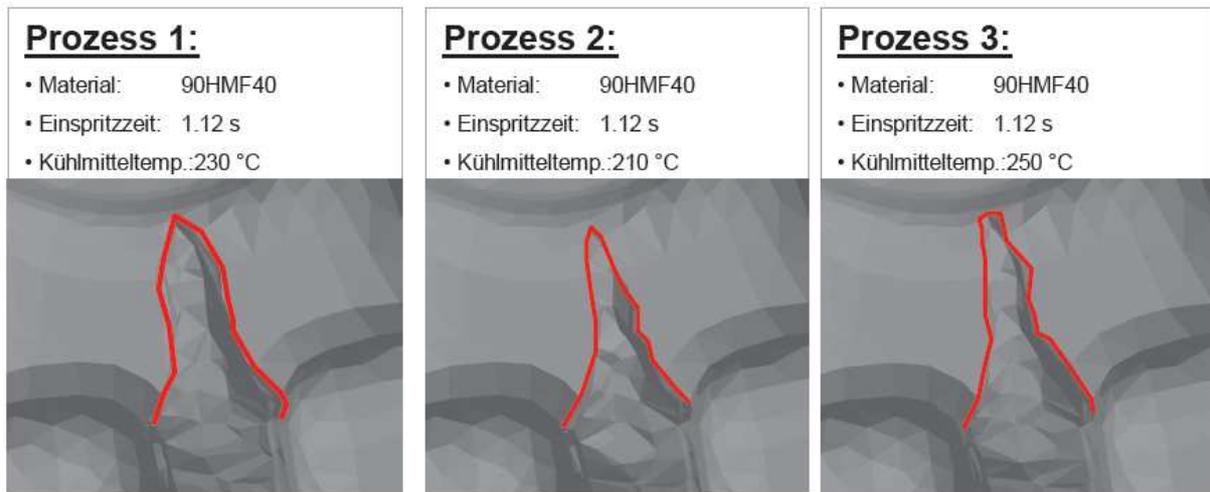


Abbildung 19: Simulation des Werkzeugfüllverhaltens: vergrößert dargestellt ist das Entstehen einer Fließ- oder Bindenaht am ersten Verstärkungsring der Rotor-nabe. Die Kunststoffschmelze füllt den Spalt von beiden Seiten, dadurch entsteht eine Nahtstelle mit deutlich reduzierter Festigkeit.

Da eine Überarbeitung des Werkzeugs zeitaufwendig und kostenintensiv und nur innerhalb eines engen Korsetts möglich ist, wurde diese Alternative zunächst nicht näher untersucht und erst im vierten Quartal 2009 genauer analysiert. Zunächst wurde versucht, diese Fließnähte durch Prozessoptimierung in den Griff zu bekommen, beispielsweise durch Variation der Werkzeugtemperatur.

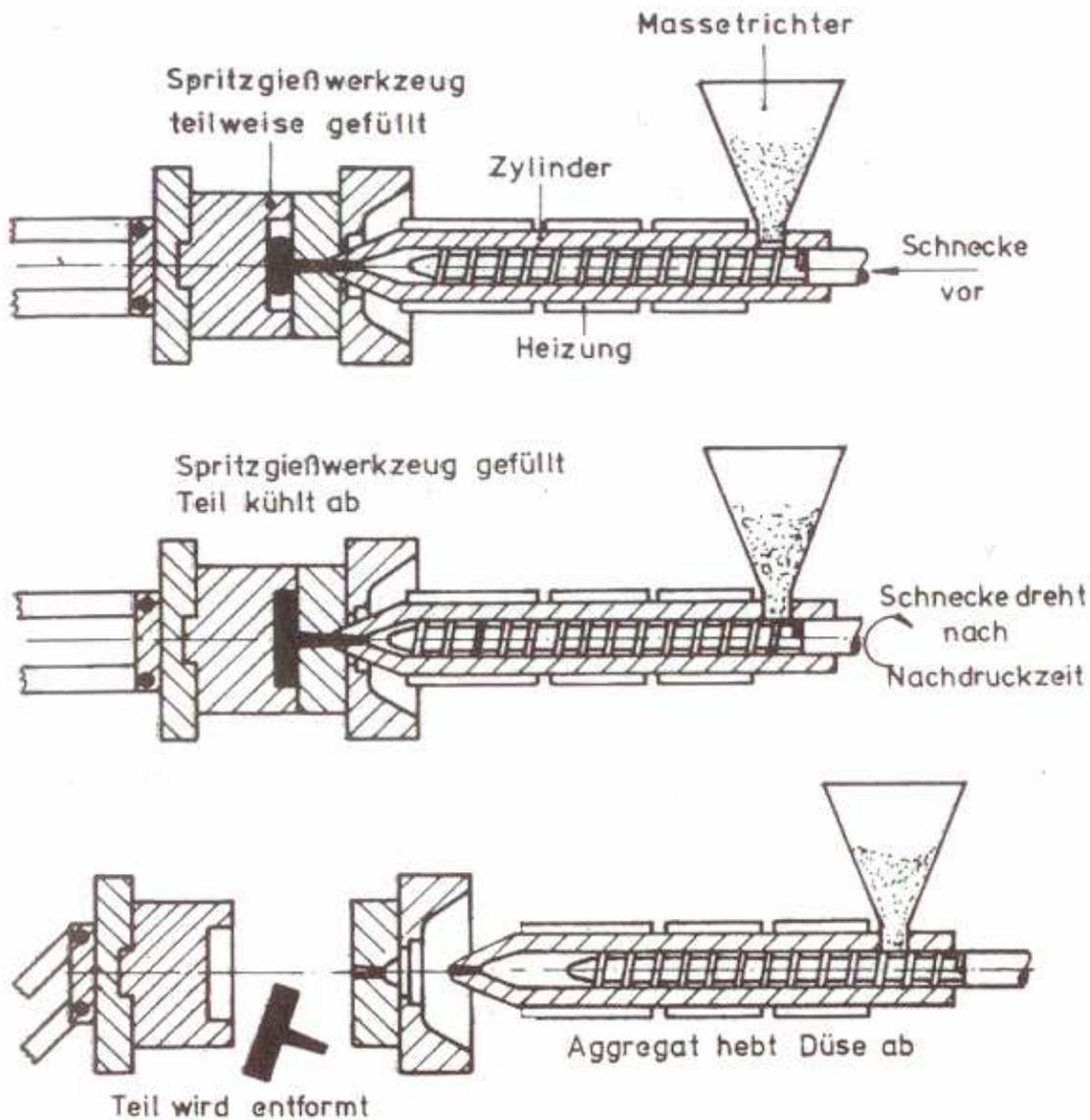


Abbildung 20: Spritzgussvorgang gegliedert in drei Phasen: Einspritzen, Nachdruckphase, Entformen. Zwischen Nachdruckphase und Entformen muss der Extruder zudem frisches Granulat aufdosieren. Der Kaltpfropf entsteht während Nachdruckphase, Dosieren und Entformen.

Als wesentliche Sollbruchstelle wurde zunächst der Kaltpfropf erkannt. Als Kaltpfropf bezeichnet man Material aus der Düsenspitze des Extruders, das während Öffnung des Werkzeuges und der Entnahme des Werkstücks erkaltet (siehe Abbildung 20). Dieses vorkaltete Material schmilzt während des Einspritzvorganges nicht oder nur teilweise auf und verursacht so eine Sollbruchstelle im Werkstück, die relativ stochastisch im Werkstück zu liegen kommt. In Abbildung 21 ist durch den roten Pfeil ein gräulicher Bereich gekennzeichnet, der auf vorkaltetes Material schließen lässt.



Abbildung 21: Kern Rotor Welle 6 nach dem Bersten. Ursache für Versagen ist Sollbruchstelle durch Mikrolunker oder Kaltpfropf im Kern des Rotors.

Um die Bildung eines Kaltpfropfes zu vermeiden bzw. zu reduzieren, wurde zu einem frühen Zeitpunkt eine zusätzliche Angusshheizung im Bereich der Spitze des Extruders eingebaut. Die stark verbesserte Drehzahlfestigkeit von circa 60'000 1/min Ende Februar/Anfang März 2009 gegenüber gut 50'000 1/min zum Jahreswechsel 2008/09 sind im Wesentlichen auf diese Maßnahme zurückzuführen (siehe Tabelle 1).

In einem nächsten Schritt wurde im März 2009 eine Nadelverschlussdüse getestet. Diese ermöglicht die vollständige Vermeidung eines Kaltpfropfes. Dieser Effekt wird zum einen überlagert durch eine Überhitzung der Schmelze in der Düse. Zum anderen erzeugt die Nadelverschlussdüse Fließnähte ähnlich der ursprünglichen Werkzeugkonstruktion. Dies zeigt sich im so genannten Kleeblatteffekt: der Angusstrang zerfällt unter geringer Torsionsbelastung in drei Teile. Im Ergebnis liegen die erzielten Drehzahlfestigkeiten zwischen $40'000 \text{ 1/min} < n < 50'000 \text{ 1/min}$. Mit dieser Erkenntnis wurde die Nadelverschlussdüse nach zwei Spritzgussterminen wieder rückgebaut und die Strangangussdüse erneut eingesetzt.

Im April 2009 wurde eine Mechanik in den Kopf des Extruders integriert, die eine mechanische Entfernung des Kaltpfropfes ermöglicht. Mit dieser Mechanik ist es zum ersten Mal möglich Verdichterräder zu spritzen, die in der Versuchsanlage bis zu einer Drehzahl von $n = 55'000 \text{ 1/min}$ freigegeben sind.

Mit Erreichen des ersten Meilensteins im Juni 2009 (siehe unten) traten wir in eine neue Phase der Entwicklung, von der Entwicklung der Wellen und der Welle-Nabe-Verbindung über die Optimierung der Maschinenkonfiguration hin zu einer systematischen

Analyse der einzelnen Maschinenparameter. Diese Phase erstreckt sich über den September 2009 hinaus. Variiert wurden zunächst:

- Werkzeugtemperatur: Werkzeug sitzt an Position f in Abbildung 22. Das Werkzeug wird in der Regel mit Öl temperiert, um einerseits ein gutes Füllen der Form zu gewährleisten, andererseits das Erstarren des Werkstücks sicherzustellen.
- Angusshheizung: an der Spitze des Extruders, im Bereich der Düse g wird eine Angusshheizung angebracht, um die Schmelze möglichst flüssig zu halten und somit der Bildung eines Kaltpfropfes entgegen zu wirken. Die Temperatur der Angusshheizung wirkt sich auf die Schmelzetemperatur und das Erstarrungsverhalten aus.
- Umschaltzeitpunkt: Zeitpunkt, zu dem zwischen Einspritzen und Nachdruck umgeschaltet wird (siehe auch Abbildung 20).
- Nachdruckprofil: Druckprofil, das nach dem eigentlichen Einspritzen gefahren wird, um ein gleichmäßiges, lunkerfreies Erstarren des Kunststoffes zu ermöglichen.
- Thermische Nachbehandlung: Tempern, um Eigenspannungen im Werkstück abzubauen.

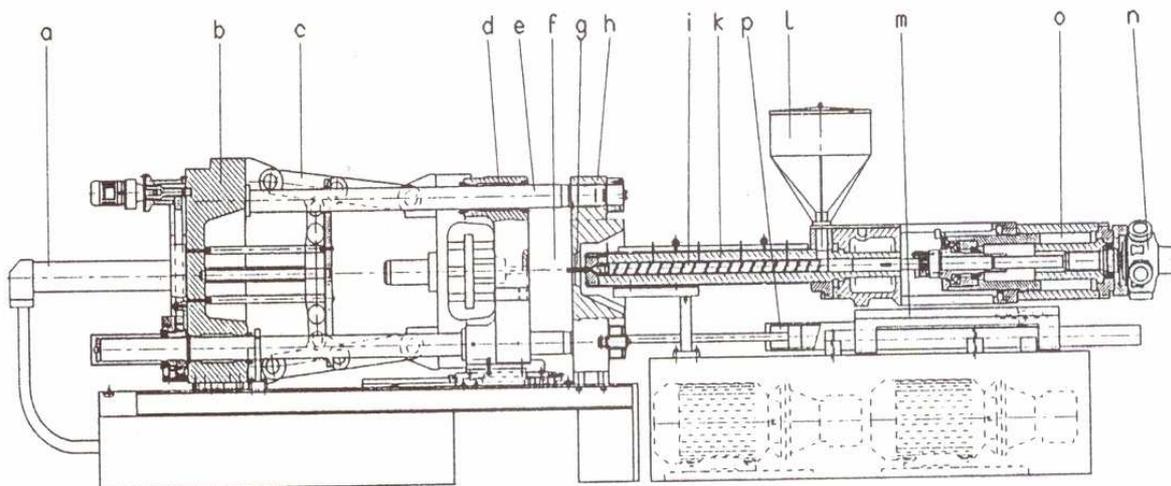


Bild 4.20 Spritzgießmaschine (Schnittdarstellung) (Bauart Engel)

a: Hydrozylinder für Kniehebel, b: äußere Abstützplatte, c: Kniehebel, d: bewegliche Werkzeugaufspannplatte, e: Säulen der Schließeinheit, f: Werkzeugeinbauroum, g: Düse, h: feststehende Werkzeugaufspannplatte, i: Schnecke, k: Zylinder, l: Trichter, m: Einspritzaggregatführung, n: Hydromotor für Schneckenrotation, o: Hydrozylinder für Einspritzen, p: Fahrzylinder für Einspritzaggregat; im Maschinenbett Antrieb mit E-Motoren und Hydropumpen (gestrichelt)

Abbildung 22: Grundsätzlicher Aufbau einer Spritzgussmaschine.

Abbildung 23 zeigt beispielhaft für den Rotor 7fR21 vom 11.08.2009 die im August erreichte Spritzgussqualität. Der Rotor versagte bei einer Drehzahl von $n = 62'100$ 1/min aus ruhigem Lauf.

Eine Zusammenfassung der Entwicklung bis einschließlich August 2009 gibt Abbildung 24. Die mit wenigen Ausreißern kontinuierlich ansteigende Drehzahlfestigkeit ist das Ergebnis systematischer Analyse und Synthese während der Laufzeit dieses Projektes sowie auch im Anschluss daran (Im März 2010 erreichte der erste Rotor eine Drehzahl von $n = 70'000$ 1/min).



Abbildung 23: Rotor 7fR21 vom 11.08.2009 nach Berstversuch, geborsten bei $n = 62'100$ 1/min. Zu erkennen ist der sehr große und kompakte Kern und die glänzende Oberfläche jenseits der Bruchstellen. Beides spricht für die erreichte Qualität des Spritzgussprozesses.

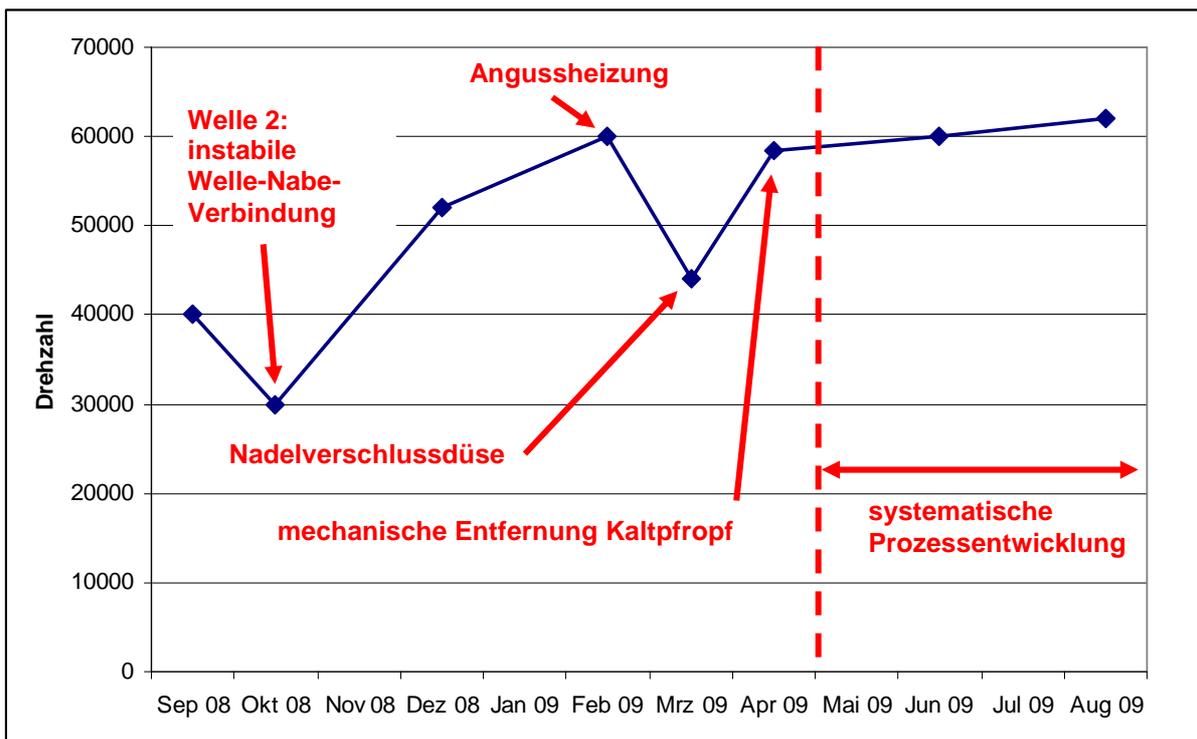


Abbildung 24: Entwicklung der Drehzahlfestigkeit nach Spritzgussterminen.

2.2. Weiterentwicklung des Gesamtsystems: Resonanzen und Vibrationen

Die Weiterentwicklung des Gesamtsystems betrifft im Kern die Komponenten des rotierenden Systems, wie im obigen Abschnitt besprochen, und die weiteren Motor-komponenten Lagerung, Stator, Gehäuse, Kühlung sowie Dämpfungselemente.

Darüber hinaus ist ein wesentlicher Baustein zur Erreichung hoher Drehzahlen die Weiterentwicklung der Leistungselektronik und des Leitraumes für höhere Druckverhältnisse und bessere Umsetzung der kinetischen Energie in Druck, was jedoch nicht Gegenstand dieses Berichtes ist.

Der Hauptgegenstand der Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes war die Modalanalyse und Schwingungsanalyse, das heißt Verstehen der Ursachen von Schwingungen und Vibrationen im System und der Synthese geeigneter Lösungen. Dies sind sowohl Maßnahmen, die den Ursachen entgegenwirken als auch Maßnahmen, die die Symptome „dämpfen“. Entsprechend dieser Vorgehensweise ist das Kapitel 2.2 gegliedert.

2.2.1. Theoretische und experimentelle Modalanalyse des Gesamtsystems

Die theoretische (numerische) und experimentelle Modalanalyse des Gesamtsystems Motor und Rotor wurde in enger Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Struktur-dynamik der Technischen Universität Darmstadt ausgeführt.

Zunächst wurde frei aufgehängter Rotor mit Welle 2 untersucht. Die Analyse umfasst eine experimentelle Modalanalyse (siehe Abbildung 25), mehrere numerische Analysen basierend auf der Methode der finiten Elemente (siehe Abbildung 26 und Abbildung 27) sowie Analysen bei denen das Übertragungsmatrizenverfahren zum Einsatz kam (siehe Abbildung 28 und Abbildung 29).

Im Anschluss daran wurde die Eigenschwingungen des Gesamtsystems Motorteststand und Verdichter Prototyp ermittelt.

Abbildung 25 zeigt den instrumentierten Rotor, um die Eigenformen und Eigenfrequenzen des frei aufgehängten Rotors experimentell erfassen zu können.

Abbildung 26 zeigt die identische Geometrie, vernetzt für die Finite Elemente Analyse (FEA). Ein beispielhaftes Ergebnis der FEA in Abbildung 27 zeigt die erste Biegeeigenform des Rotors. Der wesentliche Vorteil der numerischen Analyse besteht darin, dass nicht nur einzelne Signale der Messpunkte verfügbar sind, sondern ein detaillierter Einblick in die Beanspruchung und Verformung der gesamten Geometrie möglich ist.

Tabelle 2 zeigt eine Gegenüberstellung der mittels FEA berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen für die erste und zweite biegekritische Frequenz. Es zeigt sich, dass die berechneten Frequenzen unter der Annahme eines steifen Rades und einer ideal steifen Welle-Nabe-Verbindung deutlich über den experimentell ermittelten Werten liegen.

Berücksichtigt man die Masse der Sensoren in der numerischen Simulation mit, sinken die Frequenzen bereits signifikant.

Den größten Effekt hat die Senkung der Radsteifigkeit und der Steifigkeit der Rad-Welle-Verbindung. Beides ist für den untersuchten Wellentyp 2 richtig, das heißt, das Ergebnis befindet sich in Einklang mit den Drehzahlversuchen mit Wellentyp 2.

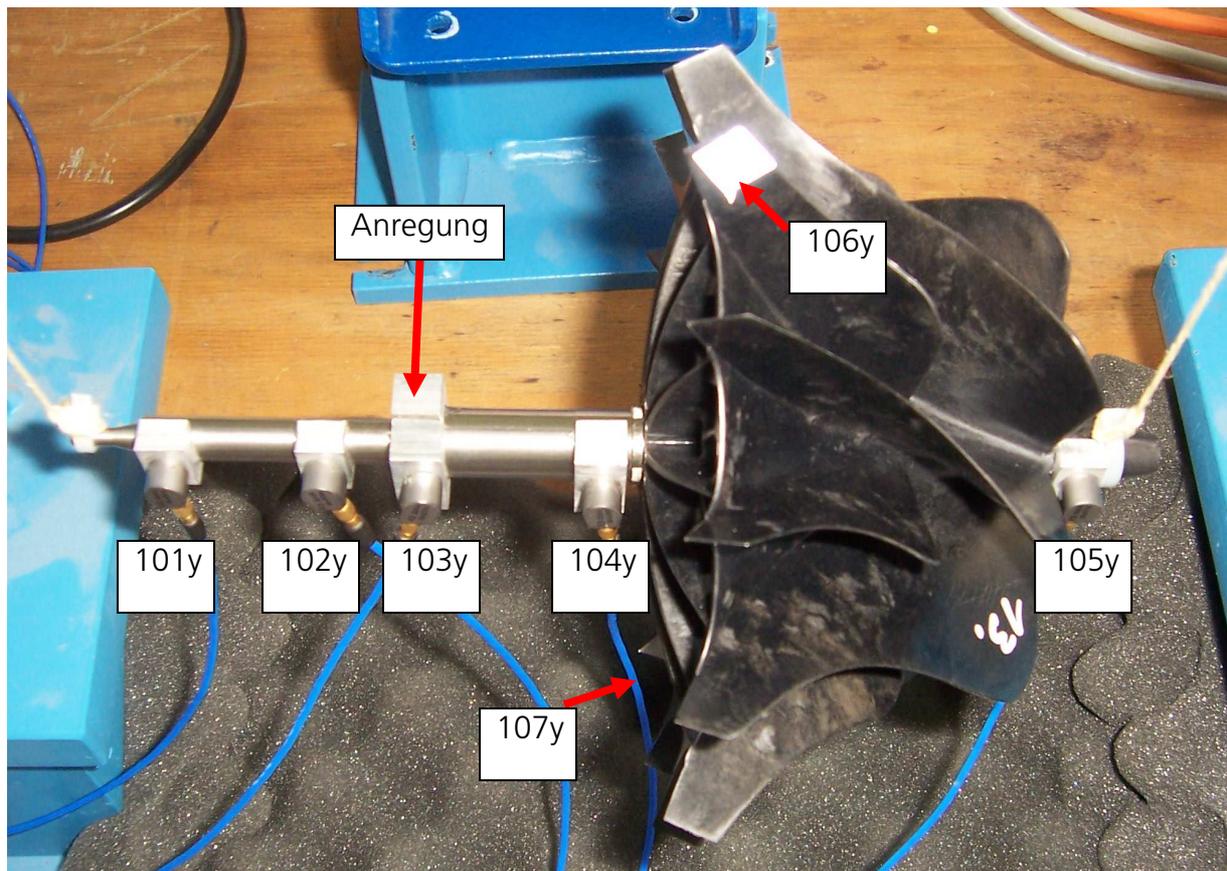


Abbildung 25: Frei aufgehängte Welle mit Verdichterrad und Schwingungsaufnehmern

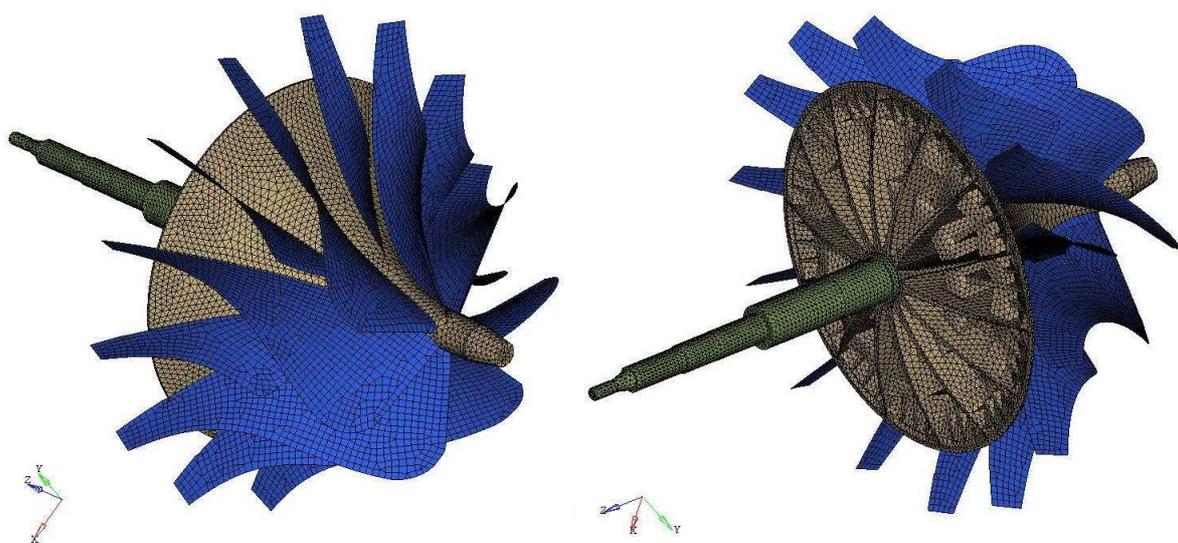


Abbildung 26: Vernetztes Modell der Welle mit Impeller für numerische Modalanalyse

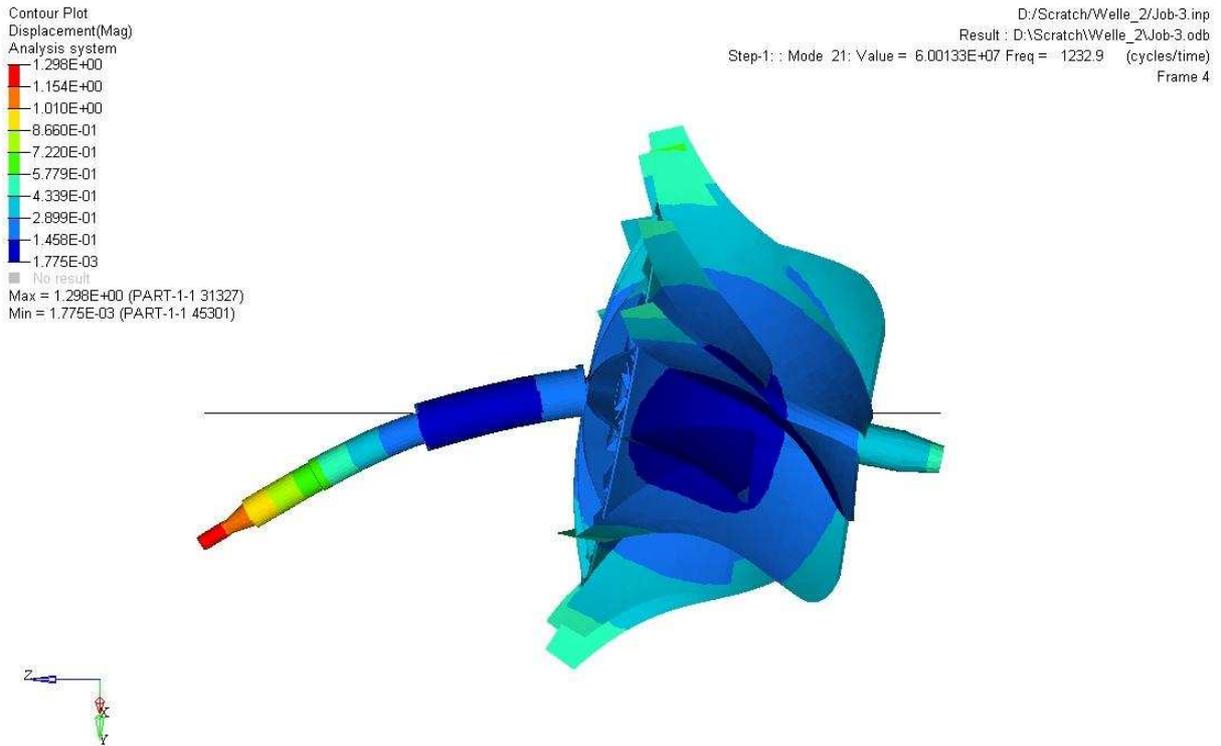


Abbildung 27: 1. Biegeeigenform der Welle mit Impeller (ohne Lagerung) aus der Finite Elemente Analyse

Tabelle 2: Variation des FEA Setups und Gegenüberstellung des experimentellen Ergebnisses in der letzten Zeile der Tabelle

	1. Biegeeigenform	2. Biegeeigenform
Originalmodell ohne Sensoren, Rad und Welle fest verbunden	1222	3450
Originalmodell mit Sensoren, Rad und Welle fest verbunden	1140	3200
verminderte Radsteifigkeit mit Sensoren, Rad und Welle fest verbunden	960	2610
Gelöste Abstützung des Rades mit Sensoren	860	3010
Messung zum Vergleich	850	2800

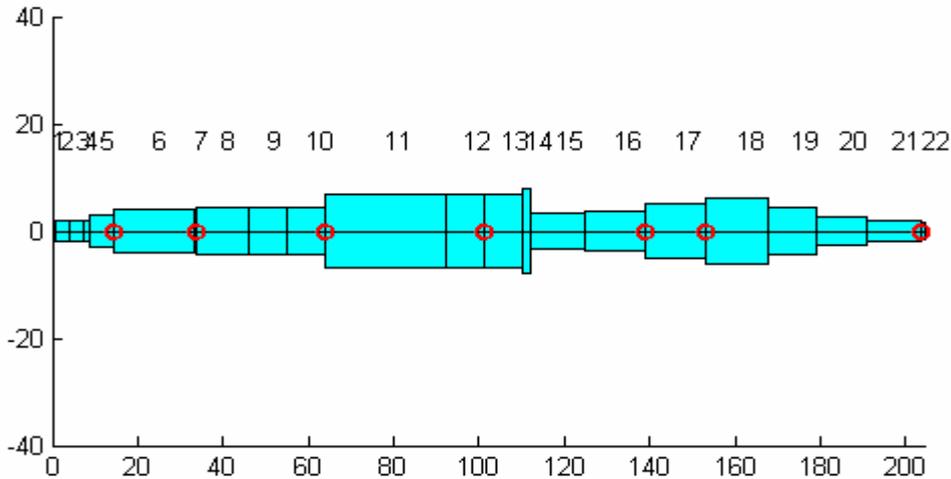


Abbildung 28: Balkenmodell der Welle mit Rotor als Punktmasse für das Übertragungsmatrizenverfahren

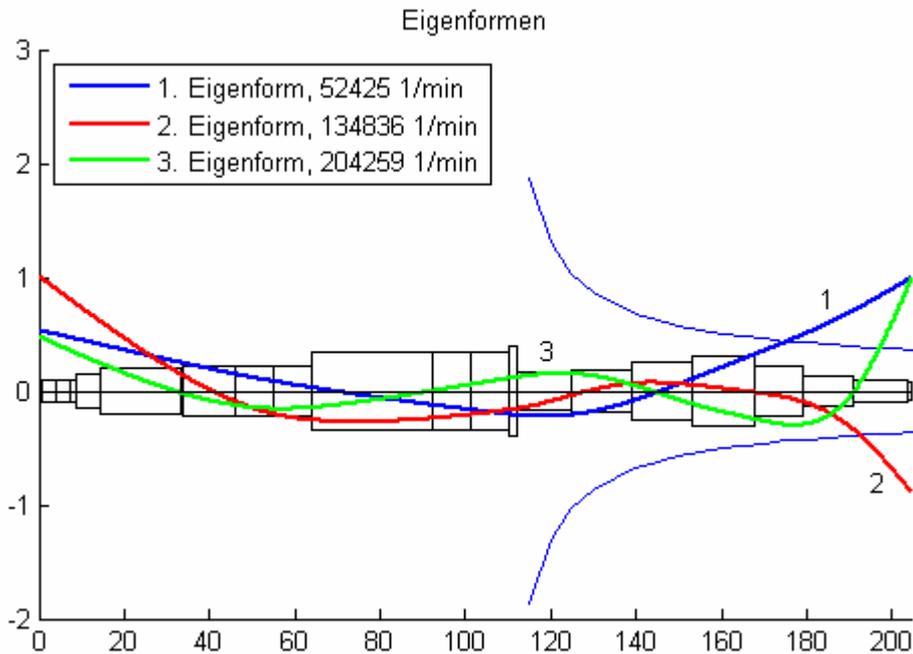


Abbildung 29: Eigenformen und Eigenfrequenzen der Welle mit Impeller als Punktmasse nach dem Übertragungsmatrizenverfahren

Tabelle 3 zeigt neben den bekannten Ergebnissen aus der experimentellen Analyse und der FEA zusätzlich die Ergebnisse für die Übertragungsmatrizen. Man erkennt, dass die experimentellen und numerischen Verfahren gute übereinstimmen, wenn die geeigneten Randbedingungen gewählt werden.

Für die FE-Analyse sind die berechneten Eigenformen dann richtig, wenn die Verbindung zwischen Welle-Nabe als nicht ideal steif angenommen wird. Dies ist in Einklang mit den anderen experimentellen Ergebnissen für die Welle 2.

Für das Verfahren der Übertragungsmatrizen ist das Rad als Punktmasse angenommen, was für die Welle 2 eine gute Annahme ist. Für die neueren Wellentypen 7f und 7x ist

die Verbindung von Welle und Nabe besser; hier muss die Annahme modifiziert werden.

Grundsätzlich ist die Übereinstimmung der Verfahren als gut zu bewerten. Vor dem Hintergrund, dass das Verfahren der Übertragungsmatrizen innerhalb von Sekunden Ergebnisse liefert, erscheint dies auch als das geeignete Verfahren, um zukünftige Wellenkonzepte auszulegen.

Tabelle 3: Zusammenfassende Gegenüberstellung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

Eigenfrequenz in Hz	1. Biegeeigenform	2. Biegeeigenform
Messung bei Hammererregung	855	2800
Messung bei Shakererregung	853	2400/3600
FEM: Originalmodell mit Sensoren, Rad und Welle fest verbunden	1140	3200
FEM: Verminderte Radsteifigkeit mit Sensoren, Rad und Welle fest verbunden	960	2610
FEM: Gelöste Abstützung des Rades mit Sensoren	860	3010
Übertragungsmatrizen: Rad als Punktmasse mit Sensoren	874	2247

Der zweite wichtige Analyseschritt, neben der Untersuchung des frei hängend gelagerten Rotorteils, ist die Messung der Systemeigenfrequenzen am Motorteststand und am Verdichter Prototypen.

Abbildung 30 zeigt die Position der Schwingungsaufnehmer für die Analyse im Motorteststand, Abbildung 31 zeigt sie für den Verdichter Prototypen.

Sensorpositionen:

- 101: Wellenende unterhalb Nebenlager
- 102: Radspitze (Kunststoff)
- 103: Motorgehäuse Höhe Nebenlager
- 104: Montageplatte
- 105: Saugmund, unterer Rand (nur 1b)
- 106: Deckel (nur 1b)

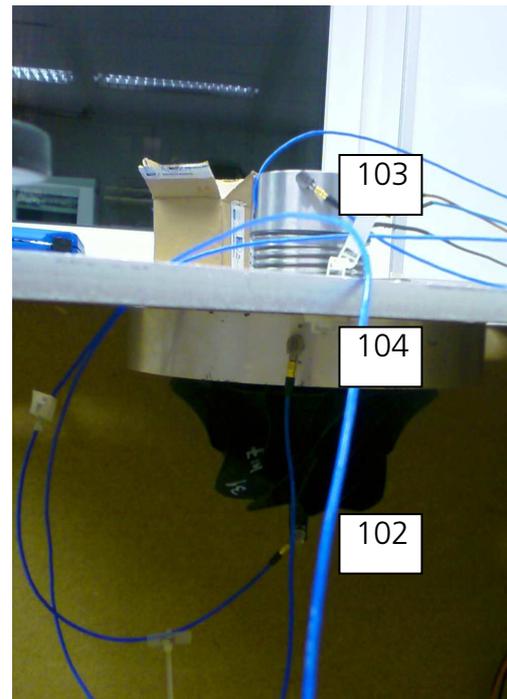
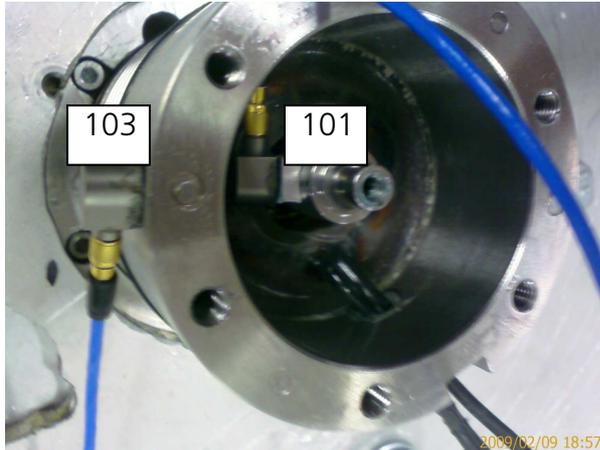
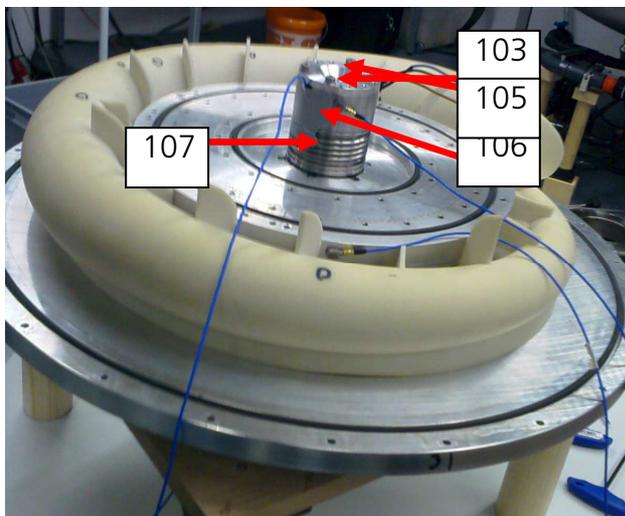


Abbildung 30: Position der Vibrationsaufnehmer für die Messung am Motorteststand



Sensorpositionen:

- 101: Wellenende unterhalb Nebenlager
- 102: Radspitze (Kunststoff)
- 103: Motorgehäuse Höhe Nebenlager
- 104: Basisplatte
- 105: Motorgehäuse (unterhalb 103)
- 106: Motorgehäuse (unterhalb 105)
- 107: Innenseite Platte (gegenüber 106),
entgegengesetzt angebracht (-y)

Abbildung 31: Position der Vibrationsaufnehmer für die Messung am Verdichterprototypen

Tabelle 4 und Tabelle 5 zeigen die Ergebnisse der Analysen. Es ist eine gute Übereinstimmung der kritischen Frequenzen von Motorteststand und Verdichter Prototyp zu beobachten, die es uns ermöglicht, die Ergebnisse aus dem Teststand auf den Prototypen zu übertragen. Dies ist wichtig für die gezielte Entwicklung von Verbesserungsmaßnahmen.

Des Weiteren stimmen die beobachteten Frequenzen sehr gut mit den am rotierenden System durchgeführten Messungen überein, sowohl für den Motorteststand als auch für den Verdichter Prototypen (siehe nächster Abschnitt).

Tabelle 4: Eigenfrequenzen des Systems Motor und Rotor im Motorteststand:

Frequenz, Drehzahl	Beschreibung der Schwingung
352 Hz = 21'120 1/min	1. Biegekritische, starke Verformung der Welle
698 Hz = 41'880 1/min	Gekoppelte Starrkörper-Schwingung: Rotor und Motor-gehäuse schwingen gegensinnig
851 Hz = 51'060 1/min	Gekoppelte Starrkörper-Schwingung: Rotor und Motor-gehäuse schwingen gegensinnig, Welle schwingt gegen-über; Schwingung bei 698 Hz mit halber Amplitude
1118 Hz = 67'080 1/min	Gekoppelte Schwingung: Rotor und Motorgehäuse schwingen, hauptsächlich Motorgehäuse schwingt, Anteile der zweiten Biegekritischen beim Rotor

Tabelle 5: Eigenfrequenzen des Systems Motor / Rotor im Verdichter Prototypen:

Frequenz, Drehzahl	Beschreibung der Schwingung
352 Hz = 21'120 1/min	1. Biegekritische, starke Verformung der Welle
411 Hz = 24'660 1/min	1. Biegekritische, zusätzlich leichte Verkipfung Motor-gehäuse
658 Hz = 39'480 1/min	Gekoppelte Starrkörper-Schwingung: Rotor und Motor-gehäuse schwingen gleichsinnig, Wellenspitze relativ ruhig
828 Hz = 49'680 1/min	Gekoppelte Starrkörper-Schwingung: Rotor und Motor-gehäuse schwingen gleichsinnig, Wellenspitze relativ ruhig
1196 Hz = 71'760 1/min	Gekoppelte Schwingung: Rotor und Motorgehäuse schwingen gleichsinnig, Wellenspitze fast in Ruhe (= Knoten)

2.2.2. Systematische experimentelle Schwingungsanalyse im Motorteststand

Die Drehzahlversuche mit den unterschiedlichen Wellentypen im ersten Quartal 2009 ergaben für fast alle Wellentypen ein sehr ähnliches Verhalten bezüglich der am Motor-teststand messbaren Vibrationen. Beispielhaft zeigt Abbildung 32 die mittlere Beschleunigung a_{rms} , m/s^2 des Schwingungsaufnehmers für drei unterschiedliche Rotoren mit Wellen 7a, 8 und 6c.

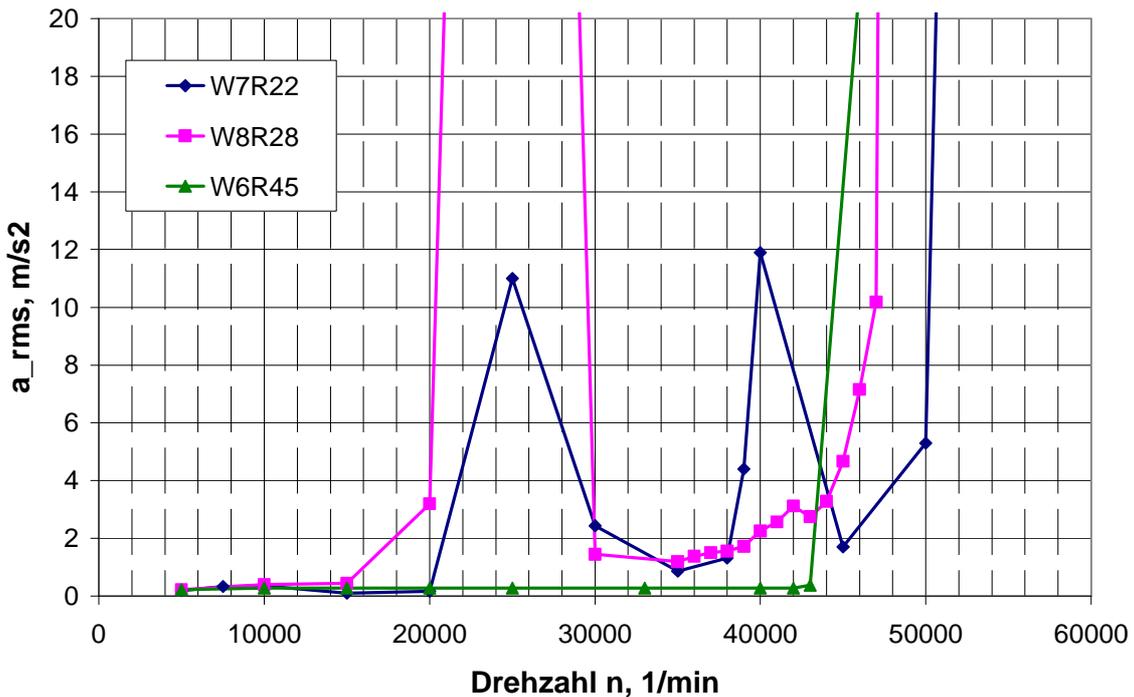


Abbildung 32: Schwingungsverhalten über Drehzahl im März 2009, beispielhaft für je eine Welle 6, 7 und 8 gemessen (Resonanzbereiche: Wert 100 gesetzt - nicht gemessen): Schwingungen gehen für alle Wellentypen bei 50'000 1/min stark nach oben. Bei 50'000 1/min erwarten wir die gekoppelte Schwingung Rotor-Motorgehäuse. W7R22 (= W7aR22) hat sehr gute Werte bis 50'000 1/min.

Der Schwingungspeak tritt für alle Wellen mit Ausnahme der Welle 6c beim Durchfahren der kritischen Drehzahl zwischen 20'000 1/min < n < 30'000 1/min auf. Das Durchfahren dieser kritischen Drehzahl mit am Außenring gedämpften Lagern ist problemlos möglich. Ein weiterer Peak der Beschleunigungswerte am Vibrationsaufnehmer ist in der Regel bei circa n = 42'000 1/min zu beobachten. Dieser ist je nach Rotor und Wellentyp unterschiedlich stark ausgeprägt. In jedem Fall ist ein stabiler Betrieb in diesem Drehzahlbereich möglich.

Die Vibrationen nahmen vor der Umsetzung der nachstehend ausgeführten Maßnahmen für alle Rotortypen bei ca. 46'000 +/- 2'000 1/min signifikant zu (siehe Abbildung 32). Bei Drehzahlen über n > 50'000 1/min war im März 2009 kein stabiler Betrieb möglich.

Die akustische Wahrnehmung passte in der Regel zur Entwicklung der gemessenen Vibrationen (Lärm nimmt mit wachsenden Schwingungsbeschleunigungen, -geschwindigkeiten und -amplituden zu). Ab n = 55'000 1/min Umdrehungen wurden die Motoren unerträglich laut.

Da nahezu alle Wellen ein ähnliches Vibrationsmuster lieferten und um die Grenzdrehzahl des Motors ermitteln zu können, wurde ein Versuch ohne Impeller und mit abgesägter Welle, das heißt ohne kragende Last gefahren. Auch dieser Versuch lieferte das gleiche Schwingungsverhalten wie die Versuche mit Welle und Rotor.

Die aus diesen Versuchen ableitbare Interpretation ist eindeutig:

- Rotor/Motor wird instabil aufgrund zu hoher innerer Dämpfung und/oder zu starker Anregung aus dem rotierenden System. Die äußere Dämpfung des Systems war zum damaligen Zeitpunkt nicht ausreichend.

- Innere Dämpfung kommt nicht mehr im Wesentlichen aus der Verbindung von Welle und Verdichterrad (Stand April 2009).
- Anregung der Schwingung kommt nicht mehr im Wesentlichen aus der Verbindung von Welle und Verdichterrad (Stand April 2009).
- Anregung der Vibrationen kommt aus dem Motor, das heißt:
 - Lagerung,
 - Bauteilverbindung:
 - Presspassung Hauptlagerhülse,
 - Passung Nebenlagersitz,
 - Magnete und Kohlefaserbandage auf der Welle,
 - elektromagnetische Schwingungen bestehend aus Leistungselektronik und Stator,
 - magnetische Unwucht.

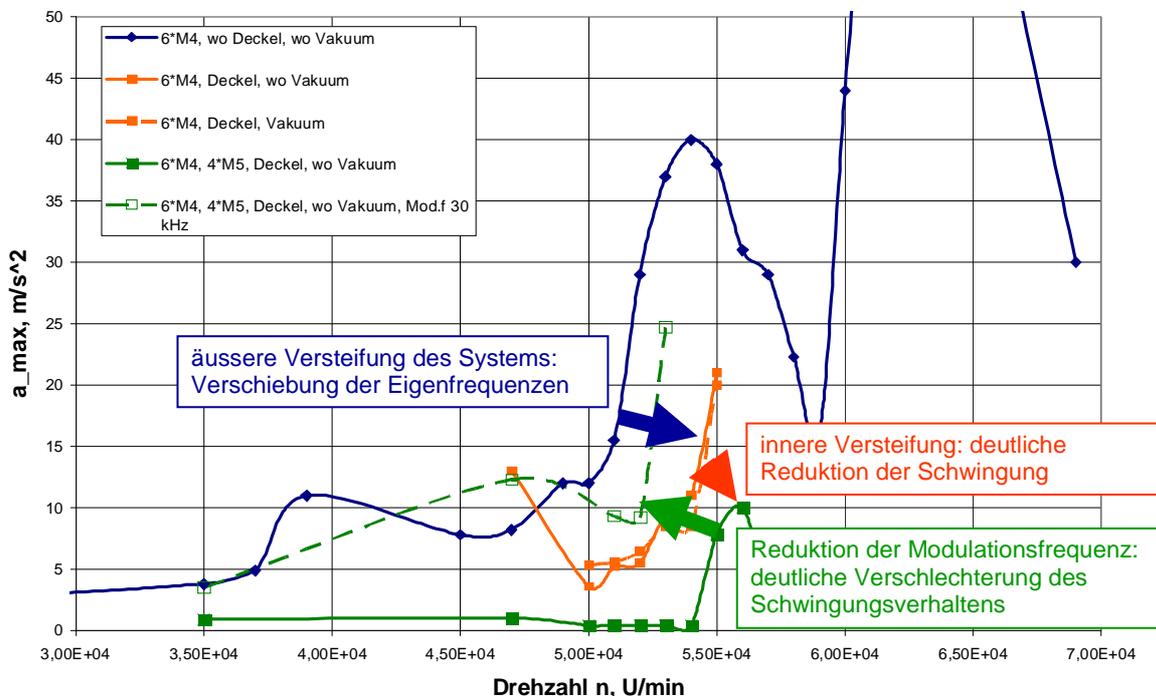


Abbildung 33: Vibrationsverhalten des Motors im Motorteststand zwischen 30'000 1/min und 70'000 1/min

Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde eine weitere grundlegende Versuchsreihe gefahren. Dabei kam immer derselbe Motor zum Einsatz, und die äußeren Rahmenbedingungen wurden gezielt verändert. Da die Versuchsreihe ohne Impeller gefahren wurde, konnte ein Drehzahlbereich bis $n = 70'000$ 1/min abgedeckt werden. Abbildung 33 zeigt die Ergebnisse in Form der maximalen gemessenen Beschleunigung des Vibrationsaufnehmers über der Drehzahl. Ein erstes schönes Ergebnis war, dass sich das System bei $n = 69'000$ 1/min wieder stabilisiert, also nicht grundsätzlich instabil ist, sondern lediglich angeregte kritische Drehzahlen durchfahren bzw. ausreichend gedämpft werden müssen.

Folgende Faktoren wurden untersucht:

- Versteifung des äußeren Systems: Fahren mit offenem und geschlossenem Motorteststand

- Versteifung des inneren Systems: Versteifung der Anbindung des Motors an die Testumgebung;
- Einfluss des Vakuums: Untersuchung möglicher nichtlinearer Effekte auf die Leistungselektronik, Paschen-Effekt, etc.;
- Anregung durch die Leistungselektronik und den Stator: Halbierung der Modulationsfrequenz von $f = 60$ kHz auf $f = 30$ kHz, was einer signifikanten Verschlechterung der Ansteuerungsqualität entspricht.

Die in Abbildung 33 dargestellten Ergebnisse der Untersuchung zeigen:

- Der Motor, nicht der Impeller oder die Welle-Nabe Verbindung waren im April 2009 die Ursache für die starken Vibrationen.
- Versteifung:
 - hat einen deutlichen positiven Effekt auf das Schwingungsverhalten;
 - insbesondere Verbindung des Motors mit dem Verdichtergehäuse.
- Vakuum: kein Effekt
- Frequenzumrichter – Ansteuerung Verdichter:
 - starker Effekt auf die Laufruhe;
 - Ansteuerung ist zum damaligen Stand der Technik Hauptursache für Schwingungen.

Die Ursache für die starken Vibrationen ist der Motor, das heißt die Ansteuerung, die Geometrie der Statorbleche, die Statorwicklung und die magnetische Unwucht.

Zur Bekämpfung der Symptome wurde zunächst die Aufhängung des Motors im Gehäuse versteift.

Zur Bekämpfung der Ursachen wurden

- neue Statoren mit angepasster Blechung gefertigt;
- die Ansteuerung des Motors durch den Frequenzumrichter bei maximaler Modulationsfrequenz geglättet;
- besonderes Augenmerk auf die Magnetauswahl gelegt. Die Magnete werden nun paarweise passend entsprechend ihrer magnetischen Flussdichte ausgewählt.

Mit diesen Maßnahmen war es ab Mai 2009 möglich, den Verdichter in der Versuchsanlage bis über $n > 50'000$ 1/min stabil zu betreiben. Stabil bedeutet hier, dass immer noch hohe Vibrationen messbar waren, der Betriebszustand des Verdichters aber nicht instabil wurde.

Mit diesem Aufbau wurde der Meilenstein I gefahren.

Weitere Analysen ergaben einen signifikanten Einfluss der Wasserkühlung auf das Schwingungsverhalten. Im Mai wurde die Kühlung vereinfacht und ein Materialwechsel vollzogen; diese Maßnahmen führten zu einer weiteren deutlichen Reduktion der Vibrationen, sowohl im Motorteststand als auch in der Versuchsanlage.

Durch geeignete Dämpfungselemente gelang im Juli 2009 die vollständige schwingungstechnische Entkopplung des Motorteils von angrenzenden Gehäuseteilen. Der Motorteststand ist seitdem auch für Drehzahlen $n > 60'000$ 1/min „flüsterleise“.

Im September 2009 gelang die Übertragung der gedämpften Aufhängung auf den in der Versuchsanlage integrierten Verdichter, wobei weiterhin sehr hohe Präzision bei der Montage des Verdichters gewährleistet ist. Mit dieser Maßnahme ist auch der Verdichterprototyp nahezu „flüsterleise“.

2.3. Meilenstein I: Druckverhältnis $\pi = 2.5$

Am 17.6.2009 konnten mit dem Verdichter Prototypen zum ersten Mal die Kriterien für die Erfüllung des Meilenstein I erreicht werden.

Die Versuchsanlage wurde dazu im Bypass-Betrieb gefahren (siehe Abbildung 34). Getestet wird dabei ausschließlich der Verdichter. Das Druckverhältnis wird dabei über ein Membranventil im Heißgasbypass eingestellt. Das Temperaturniveau in der Anlage wird über die Temperatur im Verflüssiger eingestellt. Der Verdampfer ist nicht in Betrieb.

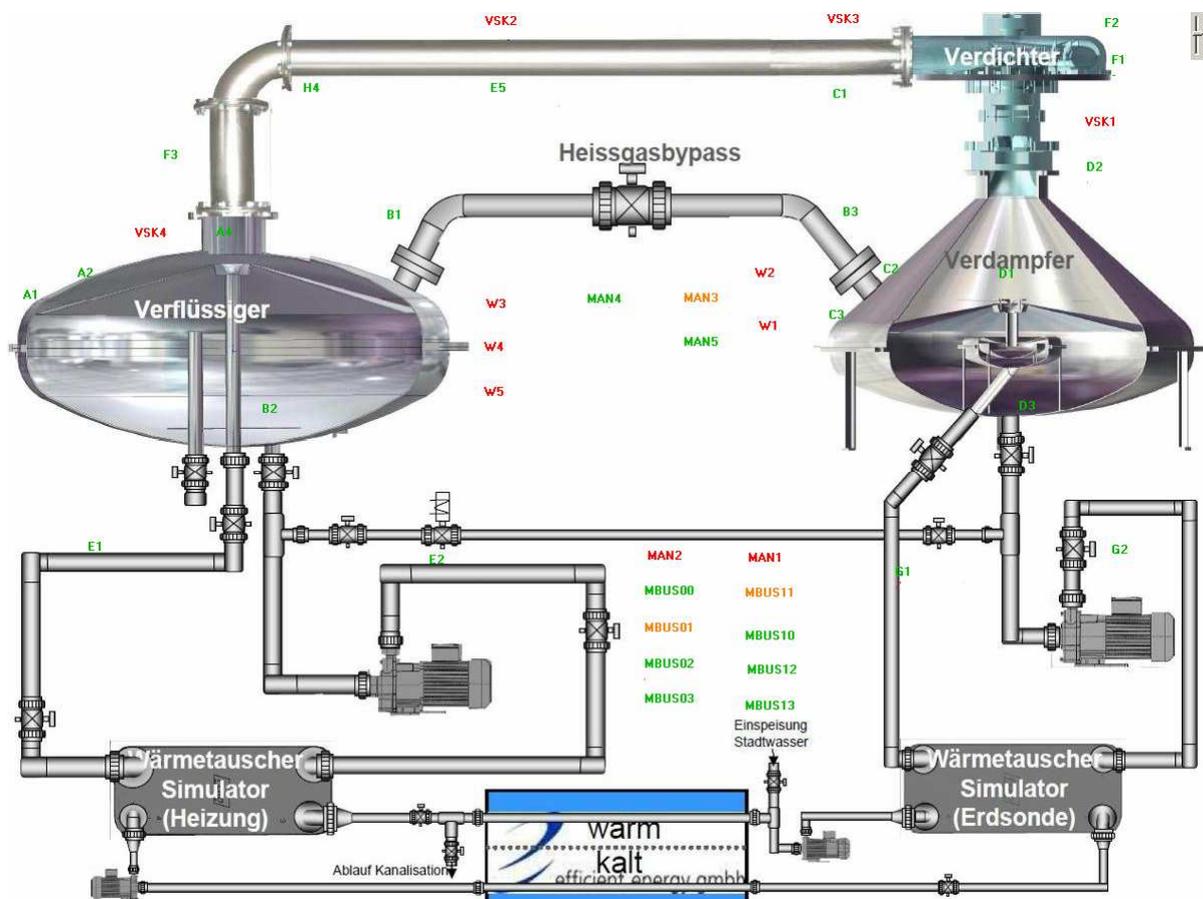


Abbildung 34: R&I Fließbild der Versuchsanlage. Eine genaue Beschreibung aller Messgrößen findet sich im Anhang in Tabelle 8

Das Druckverhältnis des Verdichters kann über die Druckmessstellen VSK1 und VSK3 berechnet werden. Der Drucksensor VSK1 befindet sich im Verdampferraum, der Drucksensor VSK3 in der Rohrleitung direkt hinter dem Verdichter:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{VSK3}{VSK1}$$



Abbildung 35: Messgrößen und Strömungsprofile für die Berechnung des Dampfmassestromes in der Druckrohrleitung

Der transportierte Dampfmassestrom wird über eine kombinierte Messung in der Druckrohrleitung berechnet:

- Geschwindigkeit $v_{Mess} = H4$ des Dampfmassestromes, gemessen über ein Flügelradanemometer in der Druckrohrleitung;
- Druck VSK2 in der Rohrleitung (direkt am Flügelradanemometer);
- Temperatur E5 in der Druckrohrleitung (direkt am Flügelradanemometer).

Aus Druck VK2 und Temperatur E5 wird die Dichte des Wasserdampfs gemäß der Definition der IAPWS berechnet.

Die Dampfgeschwindigkeit $v_{Mess} = H4$ wird in der Rohrmitte gemessen. Hier herrscht die höchste Geschwindigkeit. Der Korrekturfaktor $f_{Strömung}$ dient zur Umsetzung des Durchflussmesswerts in eine reale, mittlere Geschwindigkeit. Setzt man eine laminare Strömung voraus, muss der Faktor $\frac{1}{2}$ betragen, bei turbulenter Strömung nahezu 1. Der Korrekturfaktor wurde über Wärmemengenmessungen der Anlage im Anlagenbetrieb (= vollständig geschlossener Bypass) kalibriert. Über die Wärmemengen wurde für die Testanlage ein Faktor von $f_{Strömung} = 0,82$ bestimmt und dient als Grundlage für die Berechnung des Massestroms:

$$\dot{m} = \frac{m}{t} = \rho \cdot c \cdot A$$

$A = \text{Querschnittsfläche der Rohrleitung}$

$$c = \text{Strömungsgeschwindigkeit in } \frac{m}{s} = v_{mess} \cdot f_{Strömung}$$

$$\rho = \text{Dichte des Mediums in } \frac{kg}{m^3} = f(\text{Druck, Temperatur}). \text{ Definition gemäß IAPWS.}$$

Abbildung 36 zeigt das am 17.6.2009 gefahrene Druckverhältnis und den Massenstrom über der Drehzahl des Verdichters. Bei $n = 57'000$ 1/min wurde das Druckverhältnis von $\pi = 2.5$ überschritten.

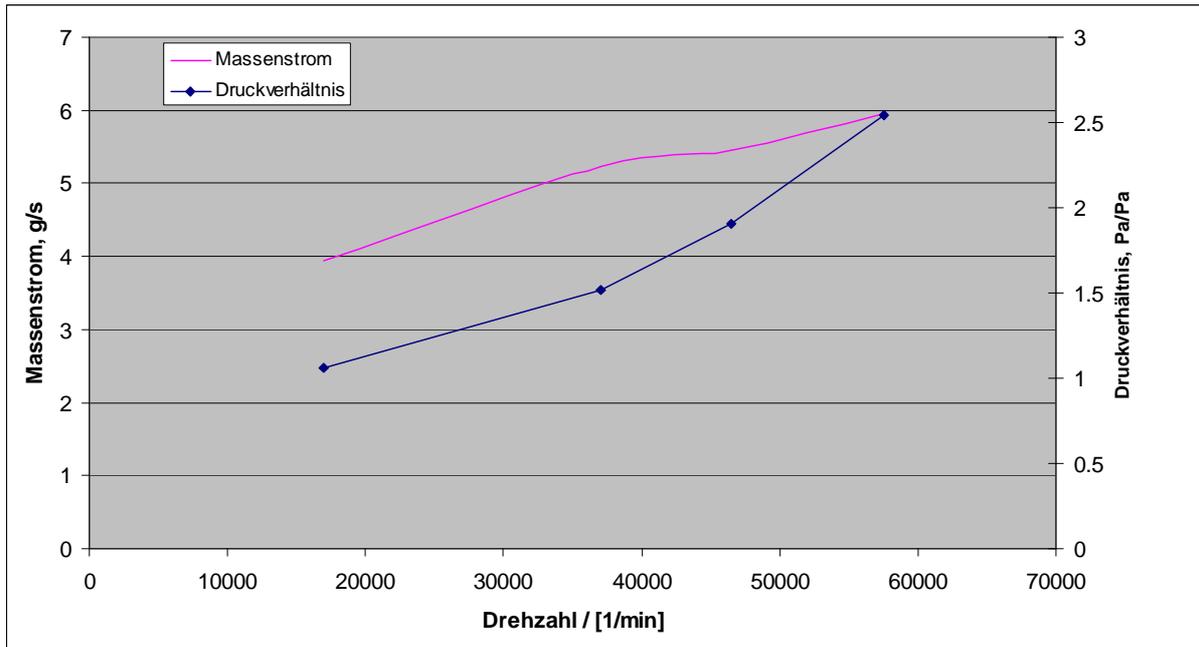


Abbildung 36: Druckverhältnis und Massenstrom über der Drehzahl für den Anlagenversuch vom 17.6.2009 im Bypass-Betrieb. Druckverhältnis von $\pi = 2.5$ wurde bei $n = 57'000$ 1/min überschritten.

$$\eta = \frac{h_{2, \text{isentrop}}(p_2, s_1) - h_1(p_1, T_1, s_1)}{h_{2, \text{real}}(p_2, T_2) - h_1(p_1, T_1, s_1)}$$

η = Wirkungsgrad

h_2 = Enthalpie am Verdichteraustritt

h_1 = Enthalpie am Verdichtereingang.

s = Entropie

T = Temperatur.

p = Druck

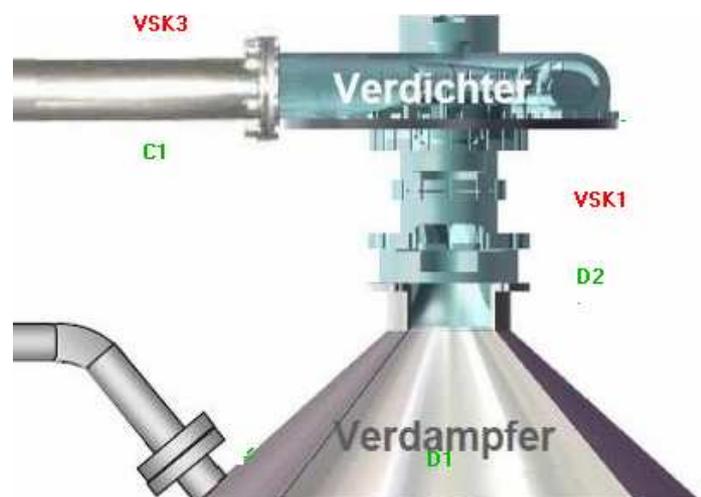


Abbildung 37: Messgrößen und mathematische Formulierung zur Berechnung des isentropen Verdichtewirkungsgrades η .

Der isentrope Wirkungsgrad η_{is} des Verdichters wird über die in Abbildung 37 dargestellte Gleichung und die entsprechenden Druck- und Temperaturmessstellen vor und nach dem Verdichter ermittelt:

- Saugseite des Verdichters: $p_1 = \text{VSK1}$, $T_1 = \text{D2}$
- Druckseite des Verdichters: $p_2 = \text{VSK3}$, $T_2 = \text{C1}$

Bei den Auswertungen zeigte sich, dass der Messwert der Temperatur C2 schwierig korrekt zu messen ist. Ursache hierfür ist die schlechte Wärmeübertragung im Dampfstrom und die gute Wärmeübertragung zwischen Messfühler und Rohrwand. Die ermittelte Temperatur wird tendenziell zu niedrig angezeigt. Der Messwert D2 ist auf

Grund der Verhältnisse im Verdampfer (geringe Dynamik – Temperatur des Verdampfers nahe Umgebungstemperatur) als real zu betrachten. Die Druckwerte VSK1 und VSK3 sind ebenfalls als real einzustufen, da das Verdichtungsverhältnis über ein zusätzliches, mit Flüssigkeit gefülltes U-Rohr kontrolliert wurde.

Der aus den Messwerten nach IAPWS ermittelte Wirkungsgrad ist wahrscheinlich zu hoch, da die gemessene Temperatur $T_2 = C1$ wohl zu niedrig angezeigt wird. Eine (Sicherheits-) Korrektur von C1 mit einem Faktor 1,20 nach oben ergibt für alle durchgeführten Versuche ein Verdichterwirkungsgrad von mehr als $\eta_s > 60\%$.

3. Fazit

Im Berichtszeitraum von März bis September 2009 wurden

- 193 Drehzahlversuche im Motorteststand gefahren.
- 50 Anlagenversuche mit dem Verdichter Prototyp gefahren.
- 6 Spritzgussstermine wahrgenommen.

Im Anhang A finden sich geschätzte Arbeitszeiten je Versuch.

Die im Rahmen des Projektes bearbeiteten Aufgabengebiete waren:

- Optimierung der Welle-Nabe-Verbindung hinsichtlich
 - ausreichender Drehzahlfestigkeit der Verbindung;
 - Minimierung der inneren Dämpfung im rotierenden System.
- Optimierung Spritzgussprozess hinsichtlich
 - Maschinenkonfiguration: Angussheizung, Werkzeugtemperierung, Düsengeometrie, Kaltpropf;
 - Maschinenparameter: Werkzeugtemperatur, Angussheizung, Umschaltzeitpunkt, Dosierung, Nachdruckprofil, Nachbehandlung.
- Verbessern Schwingungsverhalten:
 - Experimentelle und numerische Analyse des rotierenden Systems und des Gesamtsystems;
 - Ursachenanalyse: Analyse und Identifizierung der anregenden und schwingenden Komponenten;
 - Umsetzung von Verbesserungsmaßnahmen.

Alle im Rahmen des Projektes angestrebten Ziele konnten erreicht werden. Insbesondere war es möglich, während der Laufzeit des Projektes den ersten Meilenstein des Projektes, ein Druckverhältnis von $\pi > 2,5$ mit dem Verdichterprototyp anzufahren.

Im weiteren Verlauf wurden im vierten Quartal 2009 und im ersten Quartal 2010 Entwicklungsarbeiten ausgeführt, um die Bewilligungsaufgaben für das Rahmenprojekt Az. 26661-24/2 nachhaltig zu erfüllen. Eine detaillierte Beschreibung dieser Arbeiten und der Ergebnisse findet sich im Anhang C zu diesem Bericht.

Die Erfüllung der Bewilligungsaufgaben für das Rahmenprojekt Az. 26661-24/2 basiert dabei im Wesentlichen auf einer kontinuierlichen systematischen Analyse und Beseitigung von Schwachstellen beim Spritzguss, dem Einsatz geeigneter thermoplastischer Kunststoffe sowie der kontinuierlichen Weiterentwicklung des Verdichteraufbaus.

4. Literaturverzeichnis

- Bohl, W.: „Strömungsmaschinen 1“, Vogel, Würzburg, 2002
Bohl, W.: „Strömungsmaschinen 2“, Vogel, Würzburg, 2005
Dresig, H.: „Schwingungen mechanischer Systeme“, Springer, Berlin/Heidelberg/New-York, 2006
Drummer, D., Kobes, K.: „ Bericht AP 09-02-27“, Lehrstuhl für Kunststofftechnik, Friedrich-Alexander-Universität, Erlangen-Nürnberg, 2009
Gasch, Nordmann, Pfützner: „Rotordynamik“, Springer, Berlin/Heidelberg/New-York, 2006
Markert, R.: „Technische Mechanik, Teil B: Dynamik“, TU Darmstadt, 2009
Markert, R. u.a.: „Eigenschwingungsanalyse einer Verdichterwelle (Welle 2)“, Fachgebiet Strukturdynamik, Technische Universität Darmstadt, 2009
Markert, R. u.a.: „Experimentelle Modalanalyse des Motorprüfstands und des Verdichters“, Fachgebiet Strukturdynamik, Technische Universität Darmstadt, 2009
Pfleiderer, Petermann: „ Strömungsmaschinen“, Springer, Berlin/Heidelberg/New-York, 2005
Oberbach, Baur, Brinkmann, Schmachtenberg: „Saechtling Kunststoff Taschenbuch“, Carl Hanser Verlag, München/Wien, 2004

Anhang A: Arbeitsaufwände je Versuch

Tabelle 6: Geschätzter Aufwand je Drehzahlversuch (2 Personen)

<i>Teststand Aufbau</i>	<i>Aufwand in [h]</i>
Lagerhülse + Lager aufpressen	0.5
Handverlesene Magnete aufkleben	0.5
bandagieren *	0.5
abdrehen	0.5
wuchten	0.5
Lagerfett verteilen	0.5
Rotor bersten	0.5
gesamt	3.5

* zusätzlich ½ Tag Trocknungszeit

Tabelle 7: Geschätzter Aufwand je Versuch in der Versuchsanlage mit dem Verdichter Prototypen (2 Personen)

<i>Versuchsanlage Aufbau (Aufwand gemittelt)</i>	<i>Aufwand in [h]</i>
Motorinspektion	0.5
Leitraum einbauen	0.75
Motor + Rotor einbauen + Justage	1
Verdichter aufsetzen und verschrauben	0.5
Vakuum ziehen + kühlen	2
Versuch (3 Personen)	1 bis 3
Demontage	0.5
Gesamt	5.25

Anhang B: Beschreibung aller Messstellen in der Versuchsanlage

Tabelle 8: Beschreibung aller Messstellen in der Versuchsanlage

Messstelle	Beschreibung	Erfassung ueber	Einheit
A1	KM-Wassertemp. Ablauf unten	Messverstärker	°C
A2	KM-Wassertemp. Ablauf oben	Messverstärker	°C
A4	KM-Wassertemp. Vorlauf	Messverstärker	°C
B1	Heissgastemp. Verfluessiger aus	Messverstärker	°C
B2	KM-Wassertemp. Ruecklauf	Messverstärker	°C
B3	Heissdampf-temp. Verdampfer ein	Messverstärker	°C
C2	KM-Wassertemp. Ablauf oben	Messverstärker	°C
C3	KM-Wassertemp. Ablauf unten	Messverstärker	°C
D1	KM-Wassertemp. Vorlauf	Messverstärker	°C
D2	Sauggastemperatur	Messverstärker	°C
D3	KM-Wassertemp. Ruecklauf	Messverstärker	°C
E1	KM-Wassertemp. nach WT	Messverstärker	°C
E2	KM-Wassertemp. vor WT	Messverstärker	°C
G1	KM-Wassertemp. nach WT	Messverstärker	°C
G2	KM-Wassertemp. vor WT	Messverstärker	°C
F3	Druckgastemperatur	Messverstärker	°C
F1	Motorhauptlagertemperatur (unten)	Messverstärker	°C
F2	Motomebenlagertemperatur (oben)	Messverstärker	°C
E5	Druckgastemperatur	Messverstärker	°C
C1	Temperatur Verdichterausgang	Messverstärker	°C
H4	Durchflussmesser	Messverstärker	m/s
W1	Fuellstand unten	Digitaleingang	1/0
W2	Fuellstand oben	Digitaleingang	1/0
W3	Fuellstand 1	Digitaleingang	1/0
W4	Fuellstand 2	Digitaleingang	1/0
W5	Fuellstand 3	Digitaleingang	1/0
DO0	Hauptpumpe Verdampfer 230V	Digitaleingang	1/0
DO1	Hauptpumpe Verfluessiger 230 V	Digitaleingang	1/0
DO6	Magnetventil Kondenswasser-Ausgleich	Digitaleingang	1/0
MAN1	Durchflussmesser	Manuell eingetragen	l/min
MAN2	Durchflussmesser	Manuell eingetragen	l/min
MAN3	Motordrehzahl	Manuell eingetragen	U/min
MAN4	Scheinleistung Verdichter	Manuell eingetragen	Watt
MAN5	Bypassventil	Manuell eingetragen	Umdrehungen zu
VSK1	Saugdruck	Druckmonitor	mbar
VSK2	Druck Rohrleitung	Druckmonitor	mbar
VSK3	Druck Verdichterausgang	Druckmonitor	mbar
VSK4	Verfluessigerdruck	Druckmonitor	mbar
MBUS00	Kaltwassertemperatur Vorlauf	M-BUS	°C
MBUS01	Kaltwassertemperatur Ruecklauf	M-BUS	°C
MBUS02	Kaltwasserdurchflussmesser	M-BUS	Kubikmeter/h
MBUS03	Kaltwasserleistung	M-BUS	kWh
MBUS10	Kuehlwassertemperatur Vorlauf	M-BUS	°C
MBUS11	Kuehlwassertemperatur Ruecklauf	M-BUS	°C
MBUS12	Kuehlwasserdurchflussmesser	M-BUS	Kubikmeter/h
MBUS13	Kuehlwasserleistung	M-BUS	kWh

Anhang C: Detaillierte Beschreibung zur Erfüllung der Fördervoraussetzungen zur Bewilligung Projekt Az. 26661-24/2

1. Verlauf des Projektes

Die Zielsetzung des Projektes „Entwicklung von Wellengeometrie und Spritzverfahren für die Herstellung des Rotors der ct-turbo Wärmepumpe“ (DBU Az. 27467-24/2) war es, unvorhergesehene technische Herausforderungen für die Erreichung der Bewilligungsaufgaben des Rahmenprojektes „Hocheffiziente Wärmepumpe mit Wasser als Arbeitsmittel“ (DBU Az. 26661-24/2) zu meistern. Diese bestehen aus technischer Sicht im qualifizierten Funktions- und Leistungsnachweis eines ersten Prototypen des Turboverdichters mit folgenden Merkmalen:

- isentroper Wirkungsgrad $\eta = 55\%$,
- Druckverhältnis von $\pi = 3$ sowie ein
- Dampfmassenstrom von $m = 4 \text{ g/s}$.

Für den überwiegenden Teil der zu lösenden Fragestellungen konnten im Rahmen der ursprünglichen Planung Lösungen erarbeitet werden. Nicht abschließend gelöst waren zum Zeitpunkt der Antragstellung für das Projekt DBU Az. 27467-24/2:

- Unwucht und Vibrationen des Motors bzw. des Verdichters,
- Rotor-Welle Verbindung,
- mechanische Festigkeit des Verdichterrades.

Im Rahmen des Projektes Az. 27467-24/2 wurden Entwicklungsarbeiten im Zeitraum März 2009 bis einschließlich August 2009 finanziert. Im Rahmen dieser Arbeiten wurde der erste Meilenstein, ein Druckverhältnis von $\pi = 2,5$ zu fahren, erreicht.

Im vierten Quartal 2009 sowie im ersten Quartal 2010 wurde weiter an der Verdichterentwicklung gearbeitet, um die Bewilligungsaufgaben für das Projekt Az. 26661-24/2 vollständig und nachhaltig erfüllen zu können.

Im Folgenden werden schwerpunktmäßig die Arbeiten und Ergebnisse zur Erfüllung der Bewilligungsaufgaben zu Az. 26661-24/2 erläutert.

2. Projektkosten Az. 27467-24/2

Im Projektantrag vom 30.01.2009 wurden Gesamtkosten von 353.400 € veranschlagt.

Entsprechend unserer vier Mittelabrufe wiesen wir zwischen dem 26.03. und dem 31.08.2009 gesamte Kosten in Höhe von 353.882,38 € nach und bewegten uns damit absolut im Rahmen der Planung. Zusätzliche Kosten entstanden lediglich in Höhe des Aufwandes, der in Zusammenhang mit der Berichtslegung zum Abschluss des Projektes anfiel.

3. Bewertung der Projektergebnisse aus Sicht des Bewilligungsempfängers Efficient Energy GmbH einschließlich Ausblick

3.1 Projektergebnisse

Als Auflage für die Bewilligung des Forschungs- und Entwicklungsprojektes mit Aktenzeichen 26661-24/2 wurde ein qualifizierter Funktions- und Leistungsnachweis eines ersten Prototypen des Turboverdichters mit folgenden Merkmalen definiert:

- isentroper Wirkungsgrad $\eta = 55\%$,
- Druckverhältnis von $\pi = 3$ sowie ein
- Dampfmassenstrom von $m = 4 \text{ g/s}$.

Die im Rahmen des Projektes „Entwicklung von Wellengeometrie und Spritzverfahren für die Herstellung des Rotors der ct-turbo Wärmepumpe“ (Az.: 27467-24/2) bearbeiteten Aufgabengebiete waren:

- Optimierung der Welle-Nabe-Verbindung hinsichtlich
 - ausreichender Drehzahlfestigkeit der Verbindung;
 - Minimierung der inneren Dämpfung im rotierenden System.
- Optimierung Spritzgussprozess hinsichtlich
 - Maschinenkonfiguration: Angussheizung, Werkzeugtemperierung, Düsengeometrie, Kaltpropf;
 - Maschinenparameter: Werkzeugtemperatur, Angussheizung, Umschaltzeitpunkt, Dosierung, Nachdruckprofil, Nachbehandlung.
- Verbesserung des Schwingungsverhaltens:
 - experimentelle und numerische Analyse des rotierenden Systems und des Gesamtsystems;
 - Ursachenanalyse: Analyse und Identifizierung der anregenden und schwingenden Komponenten;
 - Umsetzung von Verbesserungsmaßnahmen.

Alle im Rahmen des Projektes DBU Az. 27467-24/2 angestrebten Ziele konnten im Zeitraum März 2009 bis einschließlich August 2009 erreicht werden:

- Die Welle-Nabe-Verbindung konnte stabilisiert werden. Die gefundenen Geometrien sind geeignet, um den Verdichter Prototypen betriebssicher bis 70'000 U/min zu fahren.
- Der Spritzgussprozess ist verstanden. Die Streuung der Drehzahlfestigkeit liegt für eine Impeller Charge bei weniger als 5 % der Maximaldrehzahl.

- Motorteststand und Versuchsanlage haben die gleichen kritischen Drehzahlen. Die umgesetzten Verbesserungsmaßnahmen greifen sowohl bei den Ursachen der Vibrationen als auch an den Symptomen.
- Das Maßnahmenpaket erlaubt es, den Motorteststand und den Verdichter-Prototypen (bei entsprechender Drehzahlfestigkeit der Rotoren) bis zu Drehzahlen $n > 65'000$ 1/min „flüsterleise“ zu betreiben. Insbesondere war es möglich, im Rahmen der durch das Projekt geförderten Maßnahmen mit dem Verdichterprototypen den ersten Meilenstein der Entwicklungsarbeit der Efficient Energy GmbH, ein Druckverhältnis von $\pi > 2,5$, im Juni 2009 anzufahren.

3.2 Weiterführende Arbeiten von September 2009 bis April 2010

Die im September 2009 erreichte Drehzahlfestigkeit bei $n = 60'000$ 1/min der Rotoren ist nicht ausreichend, um mit dem Verdichterprototypen ein Druckverhältnis von $\pi = 3,0$ zu fahren: die hierzu erforderliche Drehzahl liegt bei $n > 65'000$ U/min. Dafür muss die Drehzahlfestigkeit entsprechend der ursprünglichen Zielsetzung erreicht und die Versuchsanlage sowie der Verdichterprototyp ertüchtigt werden, um diese Drehzahlen über längere Zeit fahren zu können.

Die wesentliche Aufgabenstellung für die Erreichung der nächsten Ziele war die weitere Erhöhung der Drehzahlfestigkeit der Impeller. Hier bestanden zwei wesentliche Handlungsfelder:

- Werkstoffdesign: Analyse der Schwachstellen und gezielte Auswahl oder Weiterentwicklung der eingesetzten Compounds;
- Überarbeiten Spritzgusswerkzeug:
 - Analyse der Schwachstellen,
 - Modifikation des bestehenden Werkzeugs oder beauftragen eines neuen Werkzeugs.

Im vierten Quartal 2009 (fortgesetzt im ersten Quartal 2010) wurden systematische Analysen vertieft und neue Analysemethoden eingesetzt, die ein besseres Verständnis der Versagensursachen ermöglichen:

- numerische Analyse:
 - Füllsimulation mit Faserorientierung und Festigkeitsanalyse unter Berücksichtigung der Faserorientierung. Erkenntnisse daraus:
 - Erstarrungsverhalten,
 - Eigenspannungen,
 - Faserorientierung,
 - Fliessnähte,
 - maximale Spannungen und Dehnungen unter Berücksichtigung der Faserorientierung;
 - Parametervariation im numerischen Spritzversuch mit dem Ziel des Verständnisses und insbesondere des Erkennens der Parametersensitivität.
- experimentelle Analyse:
 - Verbesserte Computertomographie der Impeller,
 - Berstversuche mit Aufnahmen durch eine Hochleistungskamera.

Ebenfalls im vierten Quartal 2009 wurde mit einem alternativen Kunststofflieferanten gezielt an der Weiterentwicklung des eingesetzten

Kunststoffs gearbeitet. Gleichzeitig wurden weitere Nachbehandlungsschritte getestet, die zu einer weiteren Verbesserung bezüglich Rissvermeidung und Fließnahtschwächung führten. Die Arbeiten führten zu einer kontinuierlichen Steigerung der Drehzahlfestigkeit der Rotoren (siehe **Abbildung 38**):

- November 2009: 66'000 U/min
- Februar 2010: 70'000 U/min
- März 2010: 73'000 U/min

Parallel wurde im vierten Quartal 2009 ein neuer Leitraum (Diffusor) entworfen, der deutlich einfacher im Spritzgussverfahren herstellbar ist und gleichzeitig bessere thermodynamische Eigenschaften aufweist. Dieser wurde in Kombination mit den neuen, drehzahlfesteren Rotoren im Verdichterprototypen getestet. Im Dezember 2009 wurden so zum ersten Mal Drehzahlen von $n > 60'000$ U/min in der Versuchsanlage gefahren. Zu diesem Zeitpunkt wurden bereits Verdichtungsverhältnisse von $\pi = 2.8$ erreicht.

Im März 2010 wurde bei einer Drehzahl von $n = 65'000$ U/min zum ersten Mal ein Druckverhältnis von $\pi > 3,0$ in der Versuchsanlage gefahren.

Die Zeit zwischen Dezember 2009 und März 2010 wurde genutzt, um

- stabilen Betrieb (über mehrere Minuten) des Verdichters bei Drehzahlen $n > 60'000$ U/min zu gewährleisten und
- die unterschiedlichen Leiträume im Vergleich zu testen.

4. Darlegung der Erfüllung der Bewilligungsaufgaben

4.1 Drehzahlfestigkeit der Rotoren

In den vergangenen eineinhalb Jahren lag der Schwerpunkt der Versuchstätigkeit bei den Rotoren auf der Erhöhung der Drehzahlfestigkeit. Dies betrifft sowohl die Drehzahlfestigkeit der Rotoren selbst als auch die Festigkeit der umgebenden Komponenten wie Welle, Lagerung, Gehäuse, Kühlung und andere. Hier geht es insbesondere darum, einen ruhigen Lauf der Antriebseinheit mit Impeller bei den entsprechenden Drehzahlen zu gewährleisten.

Systematische Untersuchungen zur Lebensdauer der Rotoren sind bisher nicht durchgeführt worden; hier liegen nur Erfahrungswerte von Rotoren vor, die längere Zeit in der Versuchsanlage gefahren wurden bzw. bei der Optimierung der umgebenden Komponenten (Lager, Gehäuse, Kühlung, Dämpfung, ...) über längere Zeit eingesetzt wurden. Die Vorbereitung und Umrüstung von Motortestständen für die erforderlichen Lebensdauertests ist aktuell in Arbeit.

Insgesamt wurden in den vergangenen eineinhalb Jahren mehr als 300 Versuche zur Drehzahlfestigkeit und 100 Anlagenversuche gefahren. Ein Anlagenversuch läuft in der Regel über mehrere Stunden und stellt somit auch eine realitätsnahe Anforderung an die Drehzahlfestigkeit der Rotoren dar.

Abbildung 38 zeigt die Entwicklung der Drehzahlfestigkeit der Rotoren über der Zeitachse. Die ersten Rotoren hatten eine Drehzahlfestigkeit n von knapp 40'000 1/min, die heute erreichte reproduzierbare Drehzahlfestigkeit liegt bei $n > 72'000$ 1/min.

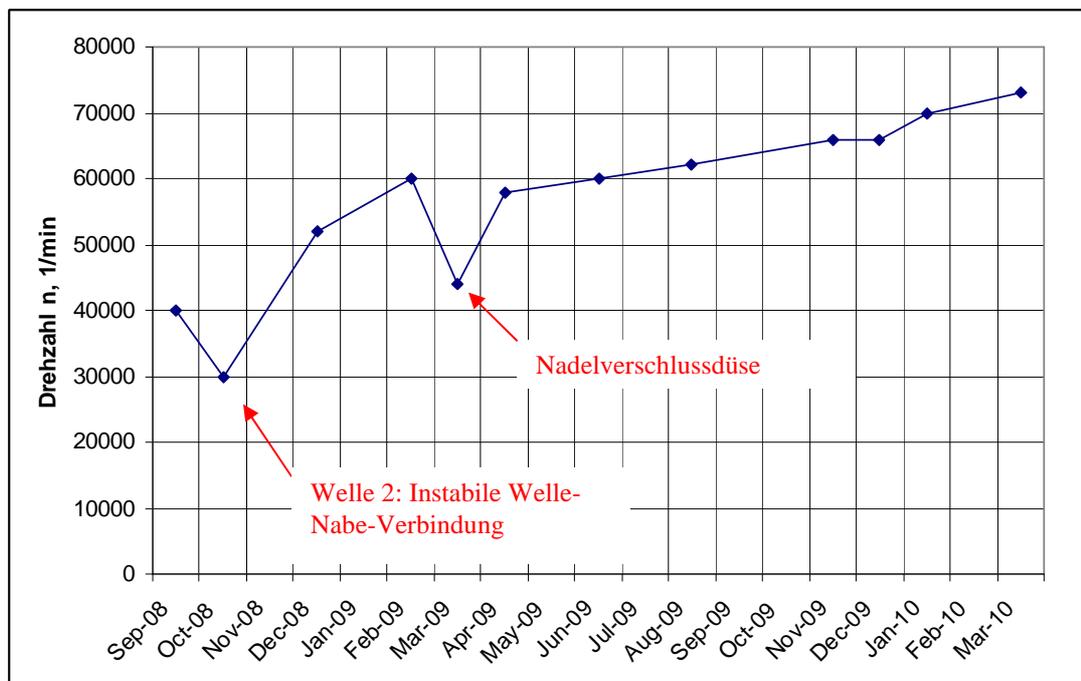


Abbildung 38: Entwicklung der Drehzahlfestigkeit der Rotoren von den ersten Spritzversuchen September 2008 bis März 2010

In **Abbildung 38** ist auch zu erkennen, dass bei zunehmendem Verständnis der Zusammenhänge eine kontinuierliche Verbesserung der Drehzahlfestigkeit erreicht wurde, wobei zwei Spritzgusstermine als Ausreißer gewertet werden müssen:

- Oktober 2008: Die für diesen Spritztermin erarbeitete Wellengeometrie stellte eine signifikante Verschlechterung der Welle-Nabe-Verbindung dar. Ein stabiler überkritischer Betrieb dieser Rotoren war nicht möglich. In der Folge konnten Geometrien erarbeitet werden, die bis zu den heute möglichen Drehzahlen von $n > 72\,000$ 1/min einen stabilen und ruhigen Betrieb ermöglichen.
- März 2009: Der Einsatz der Nadelverschlussdüse bietet sich aus spritzgusstechnischen Gründen an, führt aber im Anwendungsfall der Impeller zu durchgehenden Fließnähten im Rotor, die als Sollbruchstellen wirken und somit die Drehzahlfestigkeit extrem negativ beeinflussen.

Die Entwicklung von September 2008 bis April 2010 lässt sich grob in vier Phasen gliedern:

- bis Dezember 2008 Entwicklung Problembewusstsein hinsichtlich:
 - Werkstofffestigkeit,
 - Welle-Nabe-Verbindung,
 - Prozessführung;
- bis Mai 2009 Entwicklung Welle-Nabe-Verbindung;
- bis Oktober 2009: Prozessentwicklung;
- bis April 2010: Werkstoffentwicklung.

Systematische Versuchsreihen zur Lebensdauer der Rotoren sind in Vorbereitung. Die bisherigen Erfahrungen deuten darauf hin, dass die Anforderungen an die Standfestigkeit eingehalten werden. Dies ist deswegen zu erwarten, da bei der Festlegung die Kriterien nach dem Stand der Technik zur Auslegung von dauerfesten kohlefaserverstärkten Thermoplastbauteilen angewandt wurden, wonach die maximale Dehnung längs und quer zur Faser definierte Werte nicht überschreiten sollte.

Tabelle 9 zeigt einige ausgewählte Rotoren, die über einen längeren Zeitraum und/oder bei hoher Drehzahl gefahren wurden.

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass bisher kein Rotor in der Versuchsanlage unterhalb einer im Motorteststand getesteten Drehzahl geborsten ist. Ein Anlagenrotor arbeitet im Mittel ein bis zwei Monate in der Versuchsanlage. Für diesen Zeitraum kann eine signifikante Alterung in Wasserdampfatmosfera ausgeschlossen werden.

Tabelle 9: Betriebszeit ausgewählter Rotoren. Alle aufgeführten Rotoren bisher unbeschädigt

Rotor (Spritzgusstermin)	Beschreibung
7xR6 (24.4.2009)	<p>Rotor wurde am 24.4.2009 gespritzt und Anfang Mai bis $n = 58'000$ 1/min getestet. Er war einer der besten Rotoren dieser Serie. 7.10.2009: Erneut bis $n = 58'000$ 1/min getestet. 20.5.2010: Erneut bis $n = 58'000$ 1/min getestet.</p> <p>Bisher unbeschädigt.</p>
7fR39 (12.11.2009)	<p>Am 12.11.2009 gespritzt. Vom 23.12.09 bis 26.1.10 in der Versuchsanlage eingebaut. Hat einen Kugellagerschaden sowie –wechsel überstanden. In diesem Zeitraum wurde das Betriebsverhalten des Verdichterprototypen im Drehzahlbereich zwischen $60'000$ 1/min $< n < 70'000$ 1/min untersucht und verbessert. Diese Versuchsphase war gekennzeichnet durch häufige Lastwechsel und hohe Drehzahlen.</p> <p>Versuchsanlage: Betriebsstunden ca.: 9.25 h Lastwechselzahl ca.: 63</p> <p>Bisher unbeschädigt.</p>
7fR40 (12.11.2009)	<p>Am 12.11.2009 gespritzt. Anfang Dezember 2009 im Motorteststand bis $n = 66'000$ 1/min getestet. Vom 27.1.2010 bis 22.2.2010 unter harten Bedingungen in der Versuchsanlage getestet. In diesem Zeitraum wurde das Betriebsverhalten des Verdichterprototypen im Drehzahlbereich zwischen $60'000$ 1/min $< n < 70'000$ 1/min untersucht und verbessert. Diese Versuchsphase war gekennzeichnet durch häufige Lastwechsel und hohe Drehzahlen. Seit dem 22.2.2010 bis heute dient der Rotor als Testobjekt für die Vorbereitung der Lebensdauerersuche und ist auch hier kontinuierlich Lastwechseln und hohen Drehzahlen bei verschiedenen Versuchsbedingungen ausgesetzt.</p> <p>Versuchsanlage: Betriebsstunden ca.: 8.5 h Lastwechselzahl ca.: 83</p> <p>Motorteststand: Betriebsstunden ca.: 5 h Lastwechselzahl ca.: $>> 200$</p> <p>Bisher unbeschädigt.</p>

4.2 Leistungscharakteristik des Turboverdichters im Sinne eines qualifizierten Funktions- und Leistungsnachweises im Hinblick auf die Bewilligung Az. 26661-24/2

Abbildung 34 zeigt das RI-Fließbild (Rohrleitungs- und Instrumenten-Fließbild) der Versuchsanlage (Beschreibung aller Messgrößen s. Anhang B).

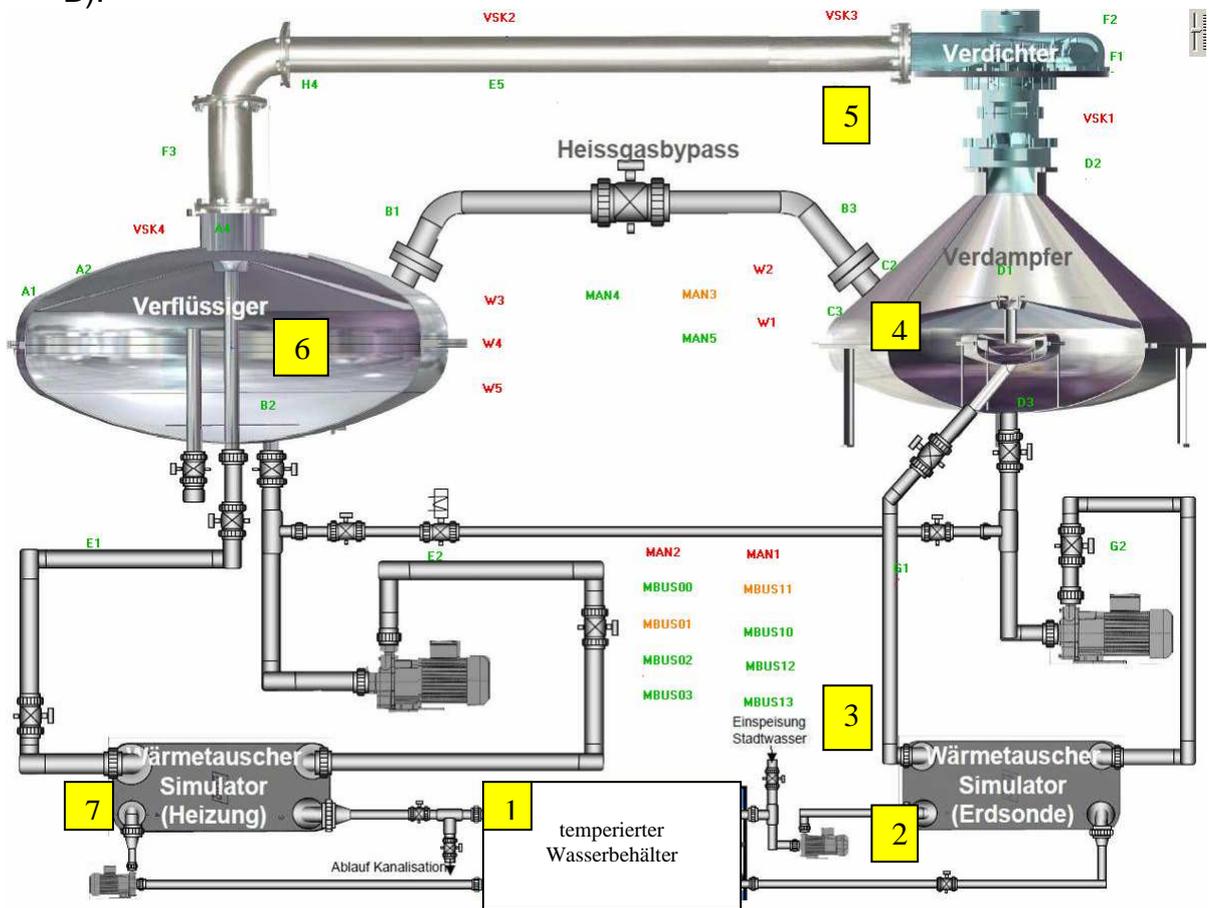


Abbildung 39: RI-Fließbild der Versuchsanlage

Erläuterung zu in **Abbildung 39** dargestelltem Aufbau und der Funktionsweise der Versuchsanlage:

1. Temperaturniveau der Anlage wird über den temperierten Wasservorratsbehälter (1) eingestellt.
2. Von dort wird der verdampferseitige Wärmetauscher (2) gespeist.
3. Im verdampferseitigen Wärmetauscher wird die zur Verdampfung erforderliche Wärme an das Kreislaufwasser (3) des Verdampfers übertragen.
4. Das Kreislaufwasser wird über den Verdampferkonus (4) verteilt und verdampft, bis die Gleichgewichtsdampftemperatur erreicht ist.
5. Der Verdichter (5) saugt den Dampf ab und speist den Verflüssiger (6) auf einem entsprechend höheren Druckniveau mit überhitztem Dampf.
6. Der Dampf kondensiert über dem auf dem Verflüssigerkonus ablaufenden Wasser und gibt die Wärme an das verflüssigerseitige Kreislaufwasser ab.
7. Das erwärmte Wasser gibt die Wärme über den verflüssigerseitigen Wärmetauscher (7) an das Wasser aus dem Vorratsbehälter ab.

Der in **Abbildung 39** dargestellte Aufbau ermöglicht eine geschlossene Fahrweise der Anlage ohne Wärmequellen und Wärmesenken. Die Wärmetauscher auf der Verdampfer- und Verflüssigerseite stellen die entsprechenden Verbraucher dar. Um die Anlage im Kreislaufbetrieb fahren zu können, müssen die Temperaturdifferenzen überwunden werden, die beim Verdampfen, Kondensieren und in den Wärmetauschern anfallen. Je größer die verdampfte Wärmemenge, desto größer die zu überwindenden Temperaturdifferenzen. Die zu überwindende Temperaturdifferenz steigt linear mit der verdampften Wärmemenge. Demgegenüber steht das Druckverhältnis und damit der maximale Temperaturhub, den der Verdichter bei einer bestimmten Drehzahl schafft. Dieser maximale Temperaturhub des Verdichters ist proportional zum Quadrat der Drehzahl n und damit zum Quadrat des transportierten Massenstromes m , der wiederum proportional zum transportierten Wärmestrom ist (siehe Abbildung 40). Die Kreislaufschaltung der Versuchsanlage bedingt also, dass bis zu einer bestimmten Verdichterdrehzahl der verdampfte Massenstrom für einen stabilen Verdichterbetrieb, das heißt rechts von der Pumpgrenze, nicht ausreichend ist. Bis zu dieser Drehzahl muss ein Teil des Dampfstromes über den Heissgasbypass geleitet werden, um den Verdichter mit ausreichend Dampf zu versorgen. Über dieser „kritischen“ Drehzahl kann der Bypass vollständig geschlossen werden. Diese Zusammenhänge gelten so nur für die Versuchsanlage im Kreislaufbetrieb. Im produktiven Einsatz kann der Verdichter entsprechend dem geforderten Temperaturhub bei der jeweiligen Drehzahl ohne ByPass immer nahe am Bestpunkt (= maximaler Wirkungsgrad) gefahren werden.

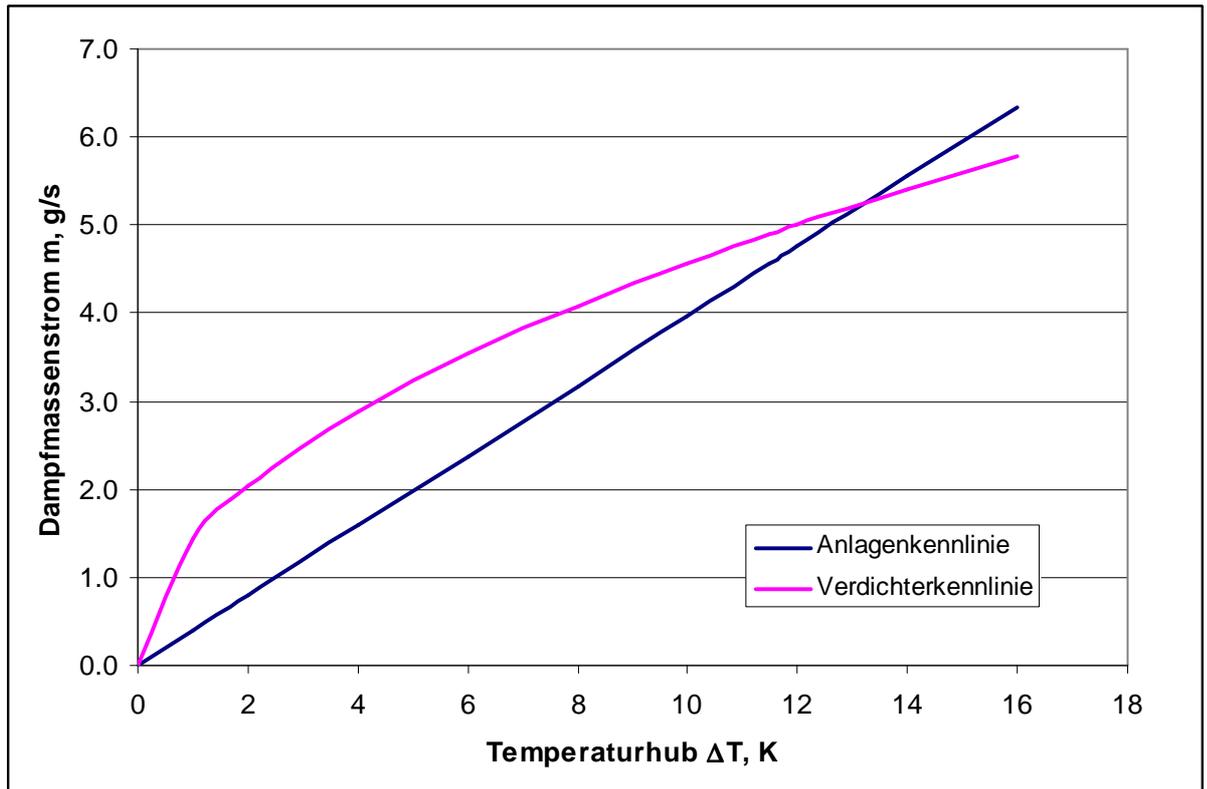


Abbildung 40: Prinzipielle Darstellung der Anlagenkennlinie der Versuchsanlage im Kreislaufbetrieb gegenüber der Verdichterkennlinie, dargestellt für den Dampfmassenstrom über dem jeweiligen Temperaturhub. Der Schnittpunkt liegt für die Betriebsparameter und diese Anlagenkonstellation bei einer Drehzahl von ca. $n = 60'000$ 1/min. Unterhalb von $n < 60'000$ 1/min kann die Anlage den Verdichter nicht mit ausreichend Dampf versorgen, so dass ein Teil des Dampfes über den Heissgasbypass bereitgestellt werden muss.

Im Testbetrieb wird die Versuchsanlage bei vollständig geöffnetem Bypass angefahren. Bei einer Drehzahl von $n = 37'500$ 1/min kann der Bypass zu ca. 50 % (entspricht ca. 7 von 13 Umdrehungen) geschlossen werden; das heißt ein Teil des Dampfes wird verdampft/kondensiert und der Rest wird über den Bypass geleitet. Mit steigender Drehzahl kann der ByPass sukzessive geschlossen werden.

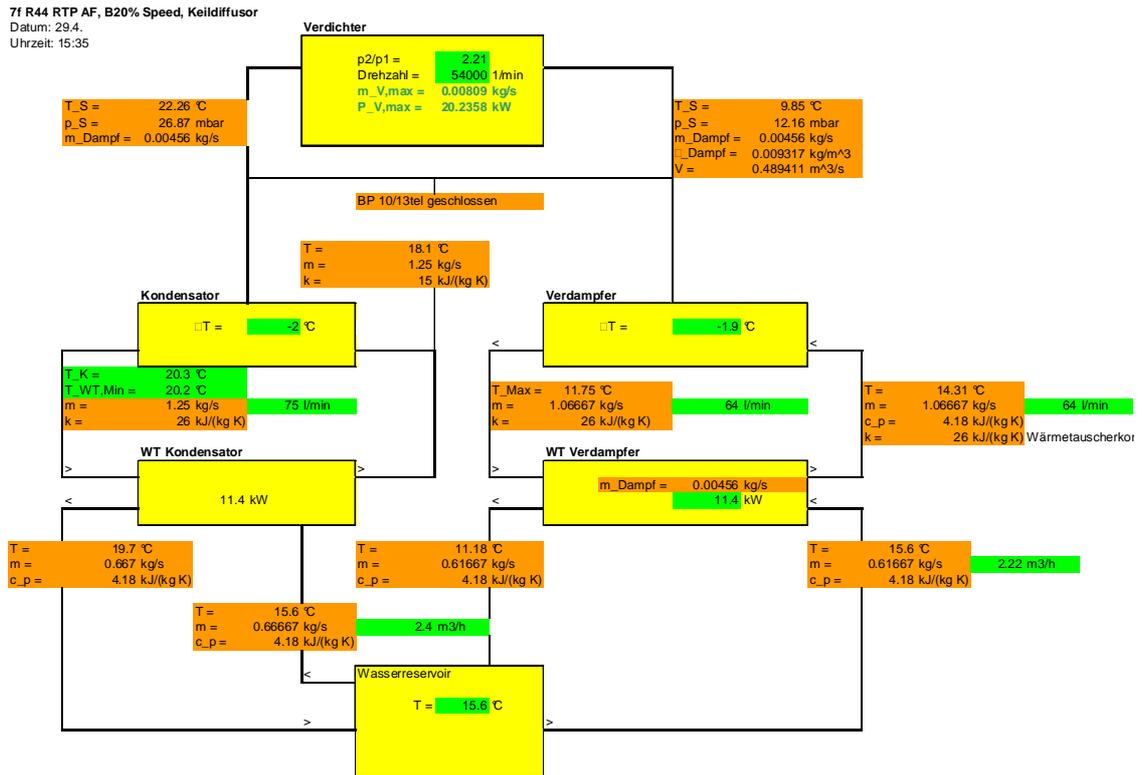


Abbildung 41: Blockschaftbild mit Messgrößen und abgeleiteten Größen für die Versuchsanlage im eingeschwungenen Zustand bei einer Drehzahl von $n = 54'000$ 1/min

Das Blockschaftbild in **Abbildung 41** zeigt die Stoffströme sowie Druck- und Temperaturniveaus für einen Gleichgewichtsbetriebspunkt bei $n = 54'000$ 1/min (Versuch vom 29.4.10, Uhrzeit 15:35). Das hierbei gefahrene Druckverhältnis von $\pi = 2,24$ reicht aus, um bei dieser Schaltung der Anlage eine Wärmemenge von $Q = 11,4$ kW zu verdampfen bzw. zu kondensieren; dies entspricht einem Dampfmassenstrom von $m = 4,56$ g/s. Der Verdichter benötigt an diesem Betriebspunkt einen größeren Dampfmassenstrom; deshalb ist der Bypass nur zu $10/13 = 77\%$ geschlossen, so dass der Verdichter die erforderliche Dampfmenge ansaugen kann.

Die Temperaturen werden dabei über zwei digitale Temperatursensoren TC77-33 gemessen (genauere Informationen hierzu im Abschnitt Wirkungsgradberechnung).

Abbildung 43 zeigt die Entwicklung der Verdampferleistung (= Verflüssigerleistung) über der Drehzahl. Nur der magentafarbene Messpunkt zeigt die übertragene Wärmemenge der Versuchsanlage im eingeschwungenen Zustand (siehe **Abbildung 41**). Die an den beiden Wärmetauschern übertragene Wärmemenge und somit mindestens verdampfte Wärmemenge beträgt 11,4 kW.

Die Wärmemenge wird über Kompaktwärmezähler **Supercal 539 qp 2.5** (Datenblatt siehe Anhang D) mit integrierten Durchfluss- und Temperatursensoren gemessen. Die Genauigkeitsklasse der Wärmezähler entspricht der Klasse 3 EN1434 (Anhang E).

Die Vorschrift zur Berechnung der Messgenauigkeit nach EN1434 ist in Anhang E abgelegt. Danach darf die prozentuale Abweichung des Wärmemengenmesswertes den Wert $E < 6,72 \%$ nicht überschreiten. Die tatsächlich transportierte Wärmemenge liegt demnach im Bereich zwischen $10,63 \text{ kW} < Q < 12,17 \text{ kW}$.

Die Wärmeströme auf der Regressionskurve (**Abbildung 43**) sind Momentanwerte, während die Anlage für die Druckverhältnismessung hochgefahren wird. Dabei wird die jeweilige Drehzahl nur für ca. 2 min bis 5 min angefahren, um die Messwerte aufzunehmen und die richtige Bypassventilstellung einzustellen. Da sowohl im Verdampfer als auch im Kondensator eine große Pufferwassermenge vorliegt, wird die tatsächlich verdampfte bzw. kondensierte Energiemenge erst nach einer Einschwingzeit von ca. 10 bis 20 min am jeweiligen Wärmetauscher übertragen. Vergleicht man die Messpunkte bei der Drehzahl 54'000 1/min, so lässt sich ableiten, dass die tatsächlich bei der jeweiligen Drehzahl verdampfte Wassermenge deutlich höher liegt, als das durch die Punkte entlang der Regressionsgeraden wiedergegeben wird.

In **Abbildung 44** ist die Entwicklung des Dampfmassenstromes über der Drehzahl dargestellt. Der Dampfmassenstrom wird über die Verdampfungsenthalpie direkt aus der übertragenen Leistung (**Abbildung 43**) berechnet. Für die Massenströme gilt somit analog zu **Abbildung 43**, dass die tatsächlich bei der jeweiligen Drehzahl verdampfte Wassermenge deutlich höher liegt als durch die Punkte entlang der Regressionsgeraden wiedergegeben wird.

Für die Massenströme bei Drehzahlen kleiner $n < 60'000 \text{ 1/min}$ gilt zudem, wie bereits ausgeführt, dass der Bypass nicht vollständig geschlossen ist. Das heißt, der vom Verdichter transportierte Massenstrom ist zusätzlich zum bereits beschriebenen Effekt deutlich größer.

Das Druckverhältnis π des Verdichters kann über die Druckmessstellen VSK1 und VSK3 berechnet werden. Der Drucksensor VSK1 befindet sich im Verdampferraum, der Drucksensor VSK3 in der Rohrleitung direkt hinter dem Verdichter (siehe **Abbildung 39**):

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{VSK3}{VSK1}$$

Die elektronische Druckmessung wird durch eine physikalische Messung über ein U-Rohr-Manometer gestützt. Die jeweiligen physikalischen und elektronischen Messwerte liegen in guter Übereinstimmung.

In **Abbildung 42** ist der am 28.4.2010 gemessenen Verlauf des Druckverhältnisses über der Drehzahl gegenüber der erwarteten Anlagenkennlinie aus der CFD-Simulation abgebildet. Das geforderte Druckverhältnis von $\pi = 3,0$ wurde inzwischen mehrfach angefahren. Je nach Drosselung des Verdichters liegt die dafür notwendige Drehzahl zwischen $65'000 \text{ 1/min} < n < 67'000 \text{ 1/min}$.

Der eingesetzte Motor in Kombination mit der eingesetzten Leistungselektronik erlaubt es derzeit nicht, den Verdichter bei Drehzahlen

$n > 63'000$ 1/min länger als wenige Minuten zu betreiben. Es ist deshalb im Moment nicht möglich, die Anlage bei diesen Drehzahlen ins thermische Gleichgewicht zu bringen.

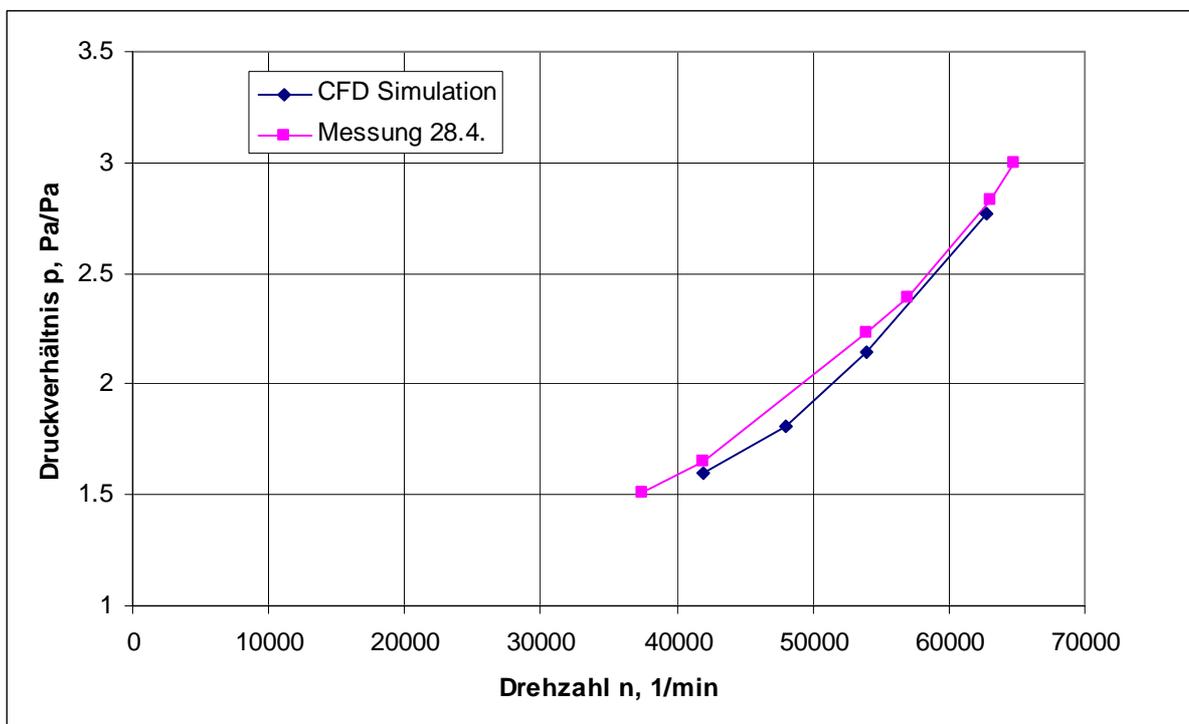


Abbildung 42: Gegenüberstellung des am 28.4.2010 gemessenen und des berechneten Druckverhältnisses über der Drehzahl des Verdichters

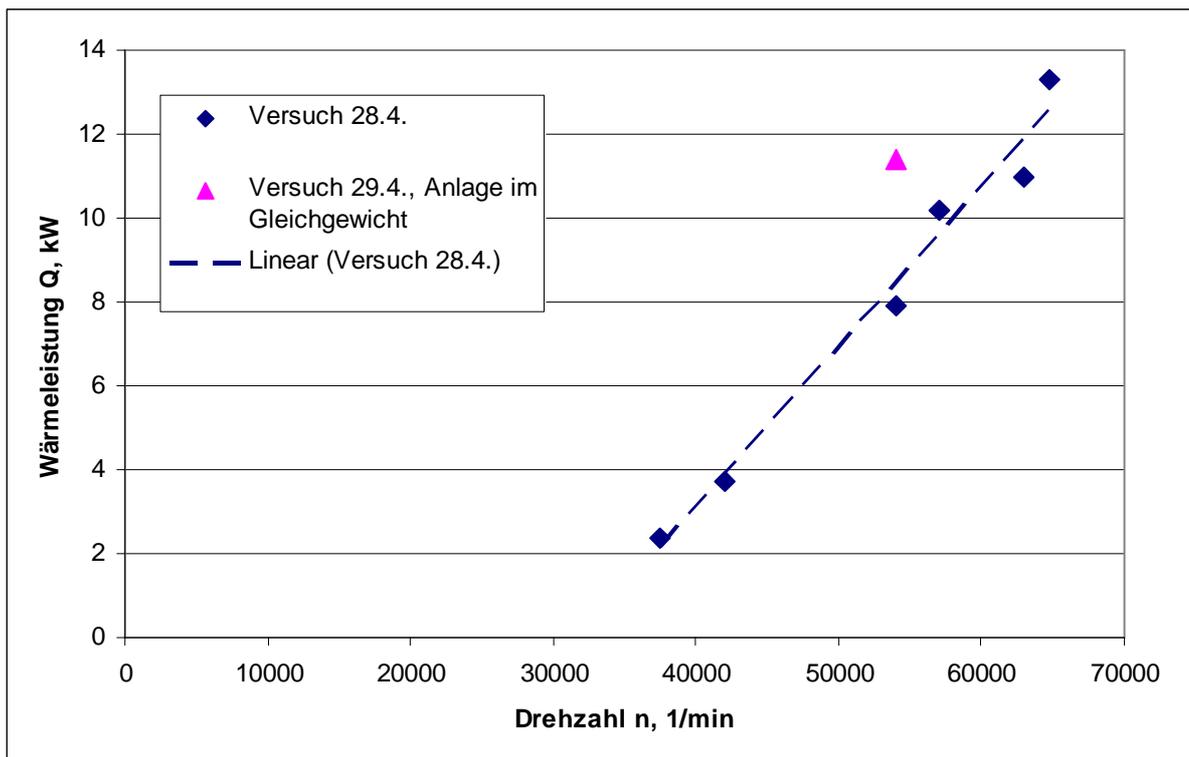


Abbildung 43: Entwicklung der an den Wärmetauschern gemessenen Verdampfer- bzw. Kondensatorleistung über der Drehzahl. Nur der magentafarbene Messpunkt zeigt die übertragene Wärmemenge der Versuchsanlage im eingeschwungenen Zustand.

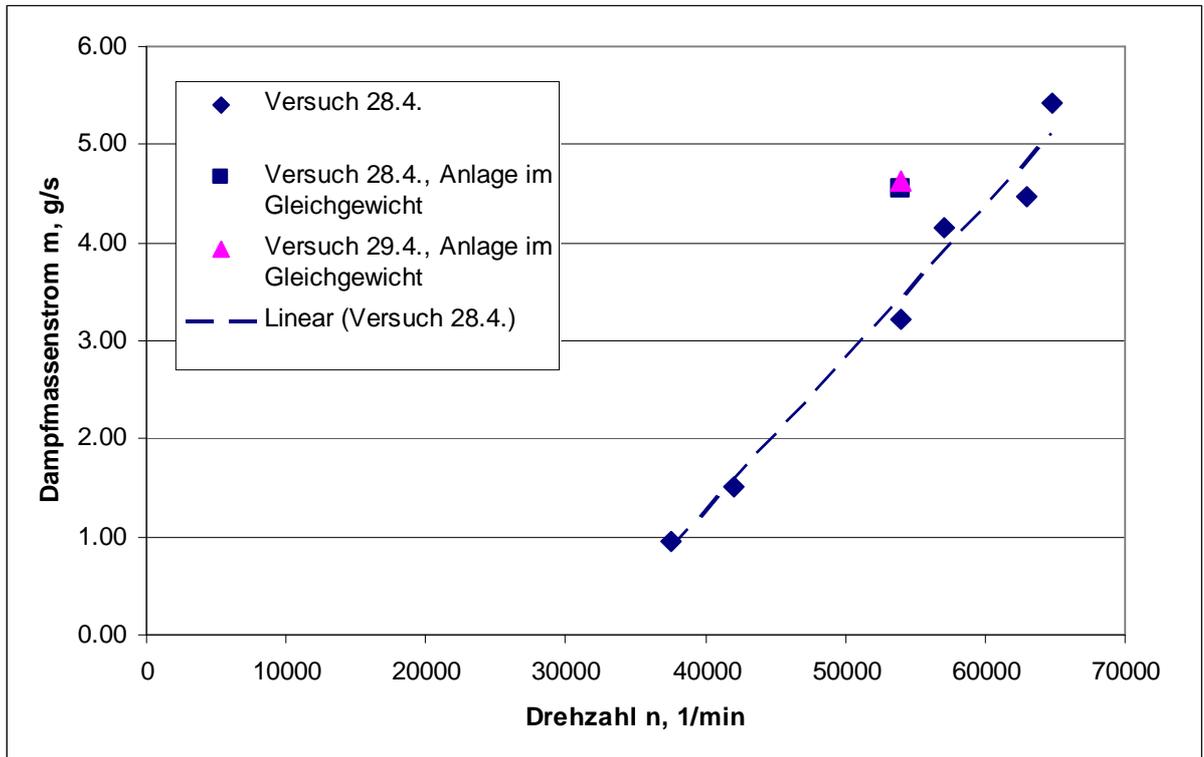


Abbildung 44: Entwicklung des Dampfmassenstromes über der Drehzahl. Der Dampfmassenstrom wird über die Verdampfungsenthalpie direkt aus der übertragenen Leistung (**Abbildung 43**) berechnet. Für die Massenströme gilt somit analog zu **Abbildung 43**, dass die tatsächlich bei der jeweiligen Drehzahl verdampfte Wassermenge deutlich höher liegt als durch die Punkte entlang der Regressionsgeraden wiedergegeben wird. Für die Massenströme bei Drehzahlen kleiner $n < 60'000$ 1/min gilt zudem, dass der Bypass nicht vollständig geschlossen ist. Das heißt, der vom Verdichter transportierte Massenstrom ist zusätzlich zum bereits beschriebenen Effekt deutlich größer.

4.3 Wirkungsgradbetrachtungen

Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters

Der isentrope Wirkungsgrad η_{is} des Verdichters wird über die in **Abbildung 45** dargestellte Gleichung und die entsprechenden Druck und Temperaturmessstellen vor und nach dem Verdichter ermittelt:

- Saugseite des Verdichters: $p_1 = \text{VSK1}$, $T_1 = T_{\text{Sattdampf}}(p_1)$
- Druckseite des Verdichters: $p_2 = \text{VSK3}$, $T_2 = \text{C1}$

Die Drücke $p_1 = \text{VSK1}$ und $p_2 = \text{VSK3}$ werden elektronisch über Sensoren der Firma Vacuubrand gemessen. Die Sensoren werden vor dem Versuch über den Dampfdruck des Kreislaufwassers kalibriert. Zusätzlich werden die Druckdifferenzen über eine physikalische Messung an einem geeichten U-Rohr-Manometer gemessen. Die beiden Messungen liefern gute Übereinstimmung der Werte für alle durchgeführten Versuche.

Für die untere Temperatur $T_1 = T_{\text{Sattdampf}}(p_1)$ werden Sattdampfbedingungen als hartes Szenario angenommen.

Die Temperatur $T_2 = \text{C1}$ an der Messstelle C1 muss über eine möglichst gute Temperaturmessung ermittelt werden. Verschiedene Messverfahren wurden getestet, um eine möglichst gute Messung der Temperatur des überhitzten Dampfes zu erreichen:

- Pt100,
- Temperaturmessstreifen,
- digitaler Temperatursensor TC77-33.

Das schnellste und empfindlichste Messverfahren, der digitale Sensor, wurde für die Wirkungsgradmessung am 29.4.2010 herangezogen. Keines der eingesetzten Temperaturmessverfahren lieferte einen höheren Messwert als der digitale Sensor.

$$\eta = \frac{h_{2,\text{isentrop}}(p_2, s_1) - h_1(p_1, T_1, s_1)}{h_{2,\text{real}}(p_2, T_2) - h_1(p_1, T_1, s_1)}$$

$\eta = \text{Wirkungsgrad}$

$h_2 = \text{Enthalpie am Verdichter austritt}$

$h_1 = \text{Enthalpie am Verdichter eingang}$

$s = \text{Entropie}$

$T = \text{Temperatur}$

$p = \text{Druck}$

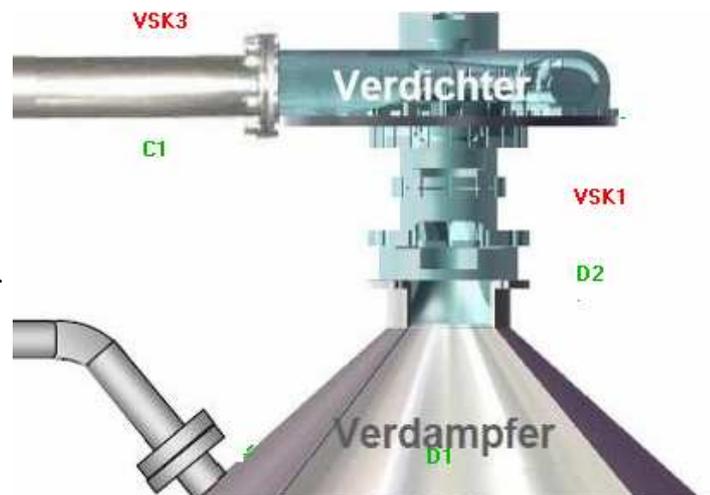


Abbildung 45: Messgrößen und mathematische Formulierung zur Berechnung des isentropen Verdichterwirkungsgrades η_{is}

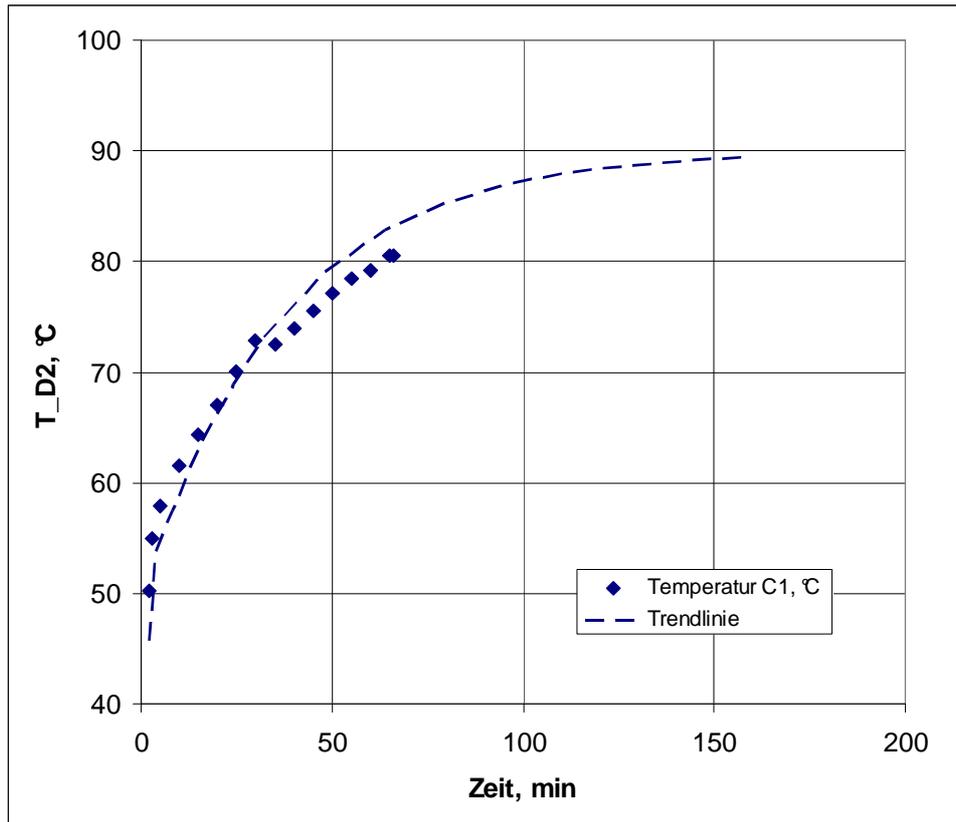


Abbildung 46: Verlauf des Messsignals $T_2 = C1$ über einen Zeitraum von 65 Minuten

Tabelle 10: Isentroper Wirkungsgrad η_{is} des Verdichters für die gemessenen Druck und Temperaturwerte vor und nach dem Verdichter sowie extrapolierte Werte für die Dampftemperatur T_2 nach dem Verdichter

T1	p1	h1_isent, kJ/kg	s1, kJ/kg K	T2	T2_is	p2	h2_isent	h2_real	η_{is}
10	0.0117	2519.28	8.922390	80.5	73.763	0.0267	2638.75	2651.46	0.904
10	0.0117	2519.28	8.922390	90	73.763	0.0267	2638.75	2669.41	0.796
10	0.0117	2519.28	8.922390	100	73.763	0.0267	2638.75	2688.33	0.707
10	0.0117	2519.28	8.922390	110	73.763	0.0267	2638.75	2707.29	0.635
10	0.0117	2519.28	8.922390	120	73.763	0.0267	2638.75	2726.28	0.577

Tabelle 11: Isentroper Wirkungsgrad η_{is} des Verdichters analog zu Tabelle 10, korrigiert um die Verlustleistung q_v

T1, °C	p1, bar	h1_isent, kJ/kg	s1, kJ/kg K	T2	T2_is	p2	h2_isent	h2_real	q_v, kJ/kg	η_{is}
10	0.0117	2519.28	8.922390	80.5	73.763	0.0267	2638.75	2651.46	4.47	0.874
10	0.0117	2519.28	8.922390	90	73.763	0.0267	2638.75	2669.41	4.47	0.773
10	0.0117	2519.28	8.922390	100	73.763	0.0267	2638.75	2688.33	4.47	0.688
10	0.0117	2519.28	8.922390	110	73.763	0.0267	2638.75	2707.29	4.47	0.621
10	0.0117	2519.28	8.922390	120	73.763	0.0267	2638.75	2726.28	4.47	0.565

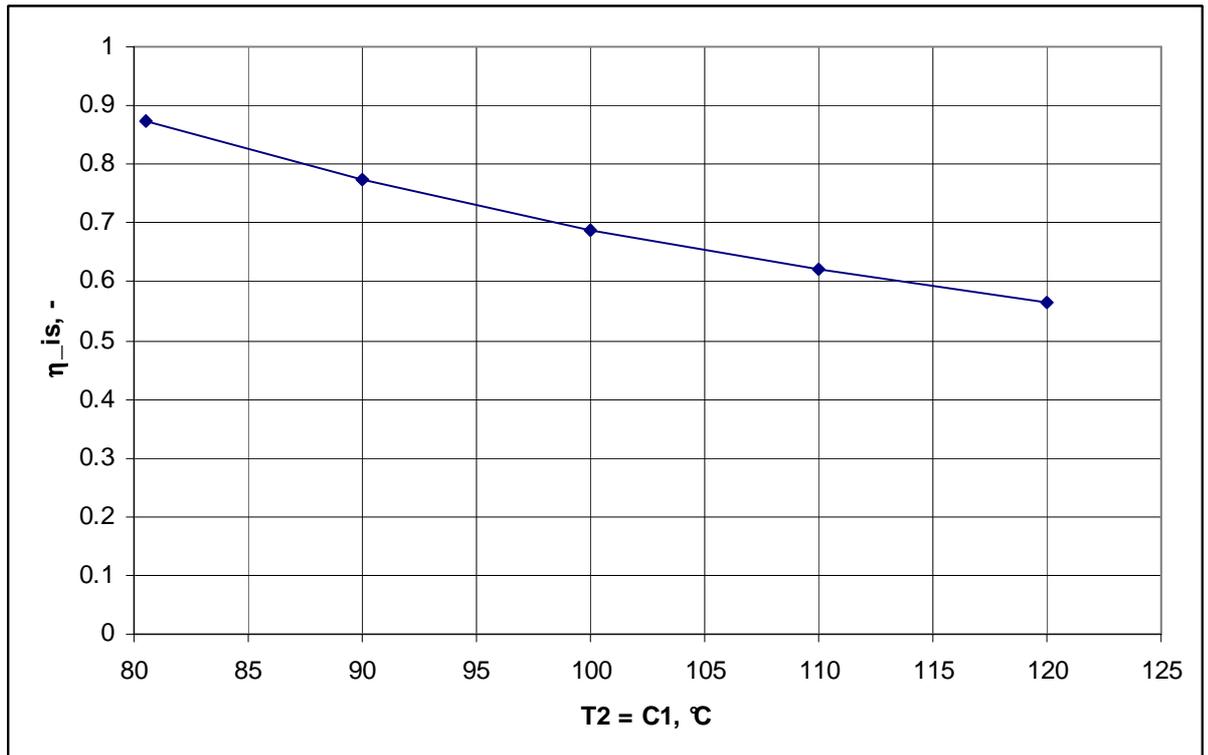


Abbildung 47: Isentroper Verdichterwirkungsgrad η_{is} nach Tabelle 11 für extrapolierte Werte der Dampftemperatur inklusive Verlustleistung q_v

Abbildung 46 zeigt den Verlauf des Messsignals $T_2 = C1$. Auch nach einer Versuchszeit von $\Delta t = 65$ min ist der Messwert noch nicht konstant, ein Abknicken der Steigung gegen einen Grenzwert ist jedoch zu erkennen. Dieses Verhalten ist darauf zurückzuführen, dass sich zum einen der Dampf im Diffusor und der Sammlerspirale abkühlt und zum anderen die spezifische Wärme und der Wärmeübergangskoeffizient der nahezu laminaren Dampfströmung gering sind, so dass sich das thermische Gleichgewicht nach dem Verdichter sehr langsam einstellt und die gemessene Temperatur sehr langsam gegen ihren Grenzwert läuft.

Tabelle 10 zeigt die nach den Gleichungen in **Abbildung 45** berechneten Wirkungsgrade.

Da der Verdichter nicht als vollständig adiabat betrachtet werden kann, muss im Nenner die spezifische Wärmeverlustleistung q_v zur berechneten realen Enthalpieänderung hinzuaddiert werden. Es ergibt sich:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2,isentrop}(p_2, s_1) - h_1(p_1, T_1, s_1)}{h_{2,real}(p_2, T_2) - h_1(p_1, T_1, s_1) + q_v}$$

Die Verlustleistung q_v lässt sich über die Erwärmung des Verdichters abschätzen. Dabei werden Aluminiumkomponenten und POM-Komponenten getrennt erfasst.

Der vom Dampf an den Verdichter abgegebene Wärmestrom ergibt sich zu:

$$Q_v = m_{Alu} \cdot c_{p,Alu} \cdot \left(\frac{\Delta T}{\Delta t} \right)_{Alu} + m_{POM} \cdot c_{p,POM} \cdot \left(\frac{\Delta T}{\Delta t} \right)_{POM}$$

$$Q_v = 16,43 \frac{kJ}{K} \cdot 2,81e - 4 \frac{K}{s} + 23,68 \frac{kJ}{K} \cdot 6,67e - 4 \frac{K}{s} = 0,0204 \frac{kJ}{s}$$

Die auf den transportierten Dampf bezogene spezifische Verlustleistung ergibt sich dann zu

$$q_v = \frac{Q_v}{\dot{m}_{Dampf}} = \frac{0,0204 \frac{kJ}{s}}{4,56e - 3 \frac{kg}{s}} = 4,47 \frac{kJ}{kg}$$

Tabelle 11 zeigt die mit der um diese spezifische Verlustleistung korrigierten Gleichung berechneten Werte für den isentropen Wirkungsgrad des Verdichters. Die Korrektur der berechneten Werte bewegt sich im kleinen einstelligen Prozentbereich.

Der mit der zuletzt gemessenen Temperatur $T_2 = 80 \text{ °C}$ berechnete isentrope Wirkungsgrad des Verdichters η_{is} beträgt 87%. Nimmt man einen asymptotischen Verlauf der Temperaturmessung an und legt als Regressionskurve einen Exponentialansatz zugrunde, so ergibt sich eine theoretisch extrapolierbare Dampftemperatur von $T_2 \ll 100 \text{ °C}$ und damit ein **isentroper Verdichterwirkungsgrad von $\eta_{is}(T_2 = 100 \text{ °C}) > 68\%$** . Selbst für eine theoretische Dampftemperatur nach dem Verdichter von $T_2 = 120 \text{ °C}$ würde der Verdichterwirkungsgrad noch $\eta_{is} = 56.5 \%$ betragen.

Wirkungsgradberechnung über die Leistungszahl (nach Carnot)

Einen alternativen Weg zur Berechnung des Verdichterwirkungsgrades bietet der Vergleich der theoretisch möglichen Leistungszahl zur technisch heute mit der Versuchsanlage erreichten Leistungszahl. Die mit einer perfekten Maschine theoretisch erreichbare Leistungszahl ergibt sich zu

$$\varepsilon_{Carnot} = \frac{1}{\eta_{Carnot}} = \frac{T_{\max}(p_2 = 26,7 \text{ mbar})}{T_{\max}(p_2 = 26,7 \text{ mbar}) - T_{\min}(p_2 = 12,1 \text{ mbar})} = \frac{295,3 \text{ K}}{295,3 \text{ K} - 282,8 \text{ K}} = 23,6$$

Dem gegenüber ergibt sich die tatsächlich erreichte Leistungszahl aus den übertragenen Wärmemengen gemäß

$$\varepsilon_{Versuch100429} = \frac{Q_{Nutz}}{P_{Motor}} = \frac{11,4 \text{ kW}}{0,914 \text{ kW}} = 12,5$$

Angaben zur Messung der übertragenen Wärmemenge Q_{Nutz} und eine Fehlerbetrachtung finden sich oben in der Beschreibung der Versuchsanlage.

Berücksichtigt man, dass der Bypass nur zu $10/13 = 77\%$ geschlossen ist, muss der tatsächlich transportierte Dampfmassenstrom nach oben korrigiert werden. Das Bypass-Ventil ist als Membranventil ausgeführt, das erst im fast geschlossenen Zustand wirkt. Die Dampfmenge bzw. die geförderte Wärmemenge ist von daher um mindestens 20 % nach oben zu korrigieren. Man erhält:

$$\varepsilon_{\text{Versuch100429}} = \frac{Q_{\text{Nutz}}}{P_{\text{Motor}}} = \frac{1,2 \cdot 11,4 \text{ kW}}{0,914 \text{ kW}} = 14,9$$

Ohne weitere elektronische, elektrische oder mechanische Verlustquellen zu berücksichtigen ergibt sich somit ein **Mindest-Verdichterwirkungsgrad** von:

$$\eta_{\text{Verdichter}} > \frac{\varepsilon_{\text{Versuch100429}}}{\varepsilon_{\text{Carnot}}} = \frac{14,9}{23,6} = 63,1\%$$

Anhang D: Datenblatt Kompaktwärmehähler Supercal 539

Kompaktwärmehähler Supercal 539



Kompaktwärmehähler in den Nenngroßen qp 0.6 , 1.5 und 2.5 m³/h

- ▶ große, übersichtliche Anzeige
- ▶ 4 Anzeigeschleifen
- ▶ EEPROM zur Speicherung der Verbrauchswerte
- ▶ 15 Monatswerte für die Energiemenge optional mit M-Bus-Schnittstelle oder mit Impulsausgang
- ▶ optische Schnittstelle
- ▶ Rechenwerkgehäuse 350° drehbar
- ▶ Einbau in Kalt- oder optional Warmseite programmierbar

Abbildungen ähnlich

technische Änderungen vorbehalten

Stand 2008

ANZEIGE-SCHLEIFE 1	
aktueller Verbrauchswert	2345678 kWh
aktuelles Volumen	0234567 m³
Displaytest	88 ↓ ↑ ← → m³/h * 88888888 kWh/mWh
Fehleranzeige (nur bei aufgetretenem Fehler)	Err 12
ANZEIGE-SCHLEIFE 2	
Energie-Vormonatwert 1	01 2345670 kWh
Energie-Vormonatwert 15	15 0093478 kWh
ANZEIGE-SCHLEIFE 3	
Volumen-Vormonatwert 1	01 0234567 m³
Volumen-Vormonatwert 15	15 0234567 m³

ANZEIGE-SCHLEIFE 4	
Betriebsstunden	52560 h
Vorlauftemperatur	90.4 °C
Rücklauftemperatur	46.2 °C
Temperaturdifferenz	44.2 °C
momentaner Durchfluss	2.156 m³/h
momentane Leistung	2368 kW
Seriennummer	99 270157
M-Bus Adresse	Rdr 108

Bei der Gerätetype Supercal 539 Plus mit 2 Impulsingängen sind 2 weitere Anzeige-Schleifen vorhanden, in welchen die Monatswerte der auf den Wärmehähler angeschalteten Zähler (z.B. Wasserzähler) angezeigt werden.

- Als Zubehör erhältlich sind:
- optischer Auslesekopf
 - Auslese- und Parametrier-Software

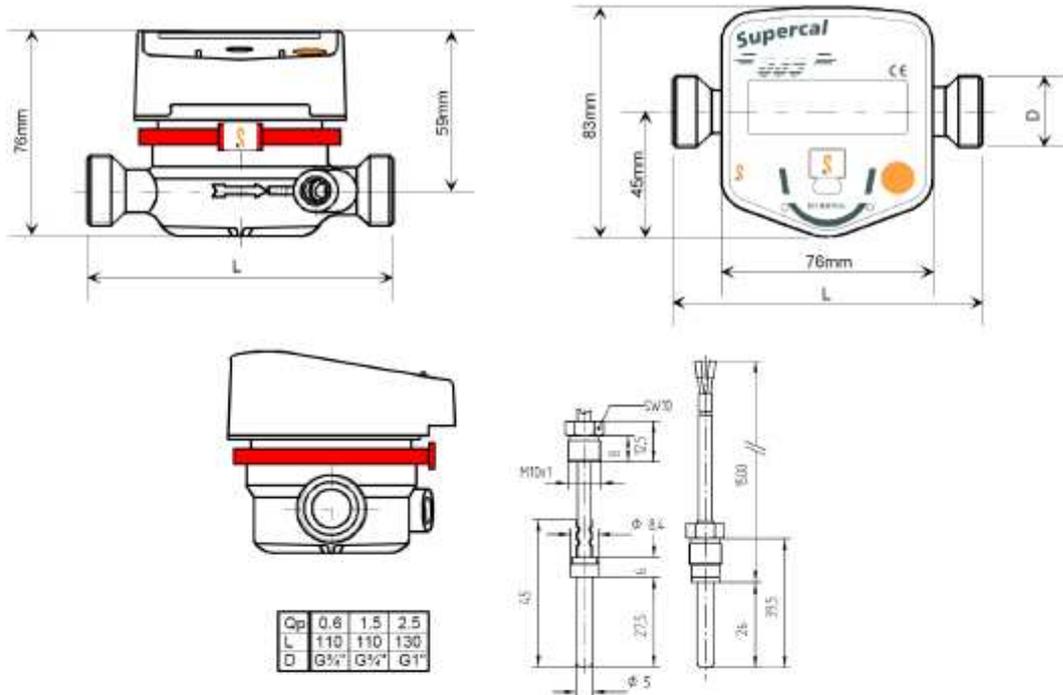
Damit können Verbrauchswerte über die optische Schnittstelle ausgelesen und abgespeichert, sowie kundenspezifische Parameter gesetzt werden.



Abbildungen ähnlich

technische Änderungen vorbehalten

Stand 2008



Technische Daten

Rechenwerk				
Temperaturmessbereich	°C	0 ... 110		
Temperaturdifferenz	K	3 ... 75		
Anzeige		7 Stellen + Sonderzeichen		
Kommunikationsschnittstellen		optische Schnittstelle optional: M-Bus, Impulsausgang Energie		
Versorgungsspannung		Lithium-Batterie		
Datenspeicher		EEPROM		
Stichtage		15 Monatsstichtage		
Umgebungs-kategorie		M1 + E1		
Temperaturfühler				
Fühlertyp		PT10.000		
Durchmesser	mm	5.0		
Durchflusssensor				
Nenn-durchfluss qp	m³/h	0,6	1,5	2,5
Nennweite	mm	15	15	20
Druckverlust bei qp	mbar	100	230	230
Nenn-druck	bar	16		
Metrologische Klasse		EN1434 Klasse 3		
Ansprechgrenze	l/h	3	5	8
Temperaturbereich	°C	15 ... 90		
Einbau		Rücklauf, optional Vorlauf		
Anschluss Außengewinde	Zoll	3/4	3/4	1
Baulänge	mm	110	110	130
Bestellnummer				
Standardgerät		200010	200020	200030
mit Impulsausgang Energie		200045	200055	200065
mit M-Bus-Schnittstelle		200070	200080	200090
mit Funk-Schnittstelle		200093	200095	200097

Anhang E: Eichfehlergrenzen E nach Klasse 3 EN1434

2.1.3 Fehlergrenzen

2.1.3.1 Vollständige Wärmehähler und Durchflusssensoren von Wärmehählern müssen mindestens der Genauigkeitsklasse 3 angehören.

2.1.3.2 Die Fehlergrenzen von Wärmehählern werden auf den konventionell wahren Wert der Wärmemenge bezogen und sind als relative Fehlergrenzen in % in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz und vom Durchfluss definiert. Die relativen Fehlergrenzen in % von Teilgeräten werden beim Rechenwerk und dem Temperaturfühlerpaar in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz und beim Durchflusssensor in Abhängigkeit vom Durchfluss definiert.

2.1.3.3 Die relativen Eichfehlergrenzen E in % von vollständigen Wärmehähler betragen:

$E = E_c + E_f + E_t$, siehe die folgenden Ziffern 2.1.3.4 bis 2.1.3.6

Klasse 2: $E = (3 + 4 \cdot \Delta\theta_{\min} / \Delta\theta + 0,02 \cdot q_p / q)$

Klasse 3: $E = (4 + 4 \cdot \Delta\theta_{\min} / \Delta\theta + 0,05 \cdot q_p / q)$

(Zahlenwertgleichung: E in %; $\Delta\theta_{\min}$, $\Delta\theta$ in K; q_p , q in m^3/h)

2.1.3.4 Die relativen Eichfehlergrenzen E_c in % von Rechenwerken betragen:

$E_c = (0,5 + \Delta\theta_{\min} / \Delta\theta)$

(Zahlenwertgleichung: E_c in %; $\Delta\theta_{\min}$, $\Delta\theta$ in K)

2.1.3.5 Die relativen Eichfehlergrenzen E_f in % von Durchflusssensoren betragen:

Klasse 2: $E_f = (2 + 0,02 \cdot q_p / q)$, aber nicht mehr als 5%

Klasse 3: $E_f = (3 + 0,05 \cdot q_p / q)$, aber nicht mehr als 5%

(Zahlenwertgleichung: E_f in %; q_p , q in m^3/h)

2.1.3.6 Die relativen Eichfehlergrenzen E_t in % von Temperaturfühlerpaaren betragen:

$E_t = (0,5 + 3 \cdot \Delta\theta_{\min} / \Delta\theta)$

(Zahlenwertgleichung: E_t in %; $\Delta\theta_{\min}$, $\Delta\theta$ in K)