Technische Universität Graz
Institut für
Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Konstruktion, Aufbau und Betriebsführung eines zweiwelligen Turbinenprüfstandes

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der technischen Wissenschaften,
eingereicht an der
Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Graz

von

Dipl.-Ing. Josef Hubinka

Erstbegutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Franz Heitmeir**

Zweitbegutachter: Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. **Reinhard Willinger**

2012

Diese Arbeit widme ich meiner Mutter

Kurzfassung

Die führenden Hersteller der Triebwerksindustrie verfolgen das Ziel, schadstoff- und lärmarme Flugzeugtriebwerke zu entwickeln. Entsprechend ist ein Trend zu höheren Bypassverhältnissen bei Zweistromtriebwerken zu sehen, welcher größere Fandurchmesser zur Folge hat. Mit dem Fandurchmesser steigt auch der Durchmesser der treibenden Niederdruckturbine an. Die Strömungsführung von der hochbelasteten und schnelldrehenden Hochdruckturbine (HDT) zur langsamlaufenden und im Durchmesser wesentlich größeren Niederdruckturbine (NDT) findet im sogenannten Turbinenzwischendiffusor statt. Zur Validierung einer geeigneten Strömungsgeometrie eines solchen Zwischendiffusors (MTF) sind detaillierte experimentelle Strömungsuntersuchungen erforderlich. Dabei sollten die Strömungsverhältnisse während dieser Untersuchungen eine möglichst große Ähnlichkeit zu jenen, im realen Triebwerkseinsatz vorkommenden aufweisen. Um das zu gewährleisten, wurde in die transsonische Versuchsturbinenanlage des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik eine neue NDT integriert um einen triebwerksähnlichen Zweiwellenbetrieb zu ermöglichen. Diese Arbeit beschäftigt sich mit dieser neuen Niederdruckturbine und beschreibt den Weg von der aerodynamischen Geometrie über den Aufbau bis hin zur Inbetriebnahme der kompletten Anlage. Aus Sicherheitsgründen und zum Schutz der empfindlichen Komponenten wie etwa dem Rotor, wurde die Anlage mit einem Sicherheitssystem versehen. Mit Hilfe von zahlreichen Messungen wurde das Betriebsverhalten der Anlage untersucht. Eine detaillierte maschinendynamische Bewertung des Schwingungsverhaltens der neugebauten NDT erfolgte auf theoretischer sowie experimenteller Weise, unter anderem wurden zu diesen Zweck laseroptische Messverfahren eingesetzt.

Abstract

In order to reduce the specific fuel consumption and consequently to minimise the CO_2 emission of aero engines, development and integration of multishaft engine concepts with a higher bypass ratio is a practiced procedure. The large fan dimensions lead to lower rotational speed and in consequence to a bigger size of the powering low pressure turbine. Therefore the flow leaving the high pressure turbine (HPT) has to be guided to the low pressure turbine (LPT) inlet at larger diameter, if possible without interference or separation. To minimise weight and costs of the aircraft engine the flow diverting mid turbine frame (MTF) has to be designed preferably short. The investigation of those complex interrelationships in such a MTF needs a test facility with engine representative conditions. To perform these investigations the continuously operating transonic test turbine facility (TTTF) at Graz University of Technology has been adapted. A new LPT was built and integrated in this test facility. The new test setup consists of a redesigned HPT, a new developed single-stage LPT and a turning mid turbine frame (TMTF). The shafts of both turbines are mechanically independent, so the test rig allows a realistic two shaft turbine operation. This work describes the mission from the 3d aero design of these LPT to the assembly and the initial run of the new two shaft facility. A safety concept was developped and realized to ensure a secure operation of the rig. The operational behaviour of the rig was studied during a large measurement campaign. A detailed theoretical and experimental machine dynamics study was performed. Rotor vibrations were measured by the use of laser optical measurement technique.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**
- 1.1 Trends der Luftfahrtindustrie . . . 1
- 1.2 Moderne Triebwerktechnologien . . . 2
- 1.3 Turbinenzwischendiffusor und sein Potential zur Effizienzsteigerung eines modernen Triebwerkes . . . 4
- 1.4 Übersicht bekannter internationaler Prüfstände zur Untersuchung von Zwischendiffusorströmungen . . . 6
- 1.5 Transsonische Versuchsturbine des Institutes für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik und ihr Ausbaupotential . . . 8

2 Konzept des neuen Zweiwellen-Turbinenprüfstandes **11**
- 2.1 Zielsetzung und Aufgabendefinition . . . 11
- 2.2 Anlage in vorgefundener Situation und Umbaurandbedingungen . . . 11
- 2.3 Konzipierung des Zweiwellenprüfstandes . . . 12
- 2.4 Umgesetztes Konzept der neuen NDT . . . 12

3 Konstruktions- und Montagedetails der Niederdruckturbine **14**
- 3.1 Vorbereitende Arbeiten . . . 14
- 3.2 Montage der NDT Schienen . . . 14
- 3.3 Aufbau des NDT Gestells . . . 16
  - 3.3.1 Rahmen . . . 16
  - 3.3.2 Keilschuhe . . . 16
  - 3.3.3 Rollen . . . 17
  - 3.3.4 Führung . . . 18
  - 3.3.5 Konsolen . . . 19
- 3.4 Lagerung der ND Welle . . . 19
  - 3.4.1 ND Welle . . . 19
  - 3.4.2 Lager . . . 20
  - 3.4.3 Wellenmutter . . . 21
  - 3.4.4 Lagerdeckel . . . 21
  - 3.4.5 Wellentunnel . . . 22
  - 3.4.6 Fest- und Loslagerschild . . . 23
- 3.5 Ausrichtung der NDT . . . 26
  - 3.5.1 Distanzplatten und vertikale Ausrichtung der NDT . . . 27
  - 3.5.2 Horizontale Ausrichtung der NDT . . . 28
- 3.6 Lagerschmierung . . . 28
  - 3.6.1 Konzipierung der Ölanlage . . . 28
  - 3.6.2 Schmierkreislauf . . . 30
  - 3.6.3 Ölheizung . . . 30
  - 3.6.4 Ölkühlung . . . 30
  - 3.6.5 Spritzdüsen . . . 32
  - 3.6.6 Einstellung der Schmiermenge . . . 34
- 3.7 Belastungseinrichtung der NDT . . . 35
  - 3.7.1 Wasserbremse und Regler . . . 35
  - 3.7.2 Montage und Ausrichtung der Wasserbremse . . . 37
  - 3.7.3 Wasserkreislauf . . . 39
- 3.8 Drehmomentübertragung NDT-Wasserbremse . . . 39
  - 3.8.1 Gegenflansch . . . 39
  - 3.8.2 Drehmomentmessflansch . . . 40
  - 3.8.3 Kupplung . . . 41
- 3.9 Strömungsführende Komponenten der NDT . . . 41
  - 3.9.1 TMTF . . . 42
  - 3.9.2 ND Rotor und Montagezubehör . . . 43
  - 3.9.3 Traversierbar ausgeführte äußere Gehäuseteile . . . 45
  - 3.9.4 Anschließender Verlauf der Strömungskanal-Außenwand . . . 47

3.9.5 Verlauf der Strömungskanal-Innenwand nach dem Rotor . . . 48
3.9.6 Abluftgehäuse . . . 50
3.9.7 Verschiebbares Abluftknie . . . 51
3.10 Schutzhaube-Containment . . . 53

4 Sicherheitseinrichtungen zum Schutz der Anlage 54
4.1 Risikobewertung der NDT Betriebsführung . . . 54
4.2 Ausgeführtes Überwachungskonzept . . . 56
4.3 Ausfallszenarien und Ereignistabelle . . . 57
4.4 Überwachte Größen der NDT . . . 58
4.4.1 Wellenüberwachung . . . 58
4.4.2 Überwachung der Ölanlage . . . 63
4.4.3 Überwachung der Wasserbremse . . . 63

5 Betriebsführung und Bedienung des Zweiwellenprüfstandes 65
5.1 Funktionsprinzip der Anlage . . . 65
5.2 Betriebspunkte . . . 66
5.3 Totaldruck- und Totaltemperaturbäume zur Quantifizierung des Betriebszustandes . . . 67
5.3.1 Ebene A . . . 68
5.3.2 Ebenen C und D . . . 68
5.4 Typischer Ablauf einer Versuchsfahrt . . . 74
5.5 Beurteilung der Strömungszustände in der Turbine . . . 76
5.5.1 Beurteilung der Zu- und Abströmung der NDT . . . 76
5.5.2 Druckverteilung im Diffusor . . . 77
5.6 Messung des HDT Rotorspaltes im Betrieb . . . 80
5.6.1 Ausgangssituation und vorbereitende Arbeiten . . . 80
5.6.2 Aufbau der HDT und des Rotorgehäuses . . . 80
5.6.3 Ein- und Ausbau der Sonden und des Anlaufringes . . . 82
5.6.4 Messtechnik . . . 84
5.6.5 Kalibrierung der Sensoren . . . 85
5.6.6 Messergebnisse . . . 87

6 Wuchten der Rotoren und Inbetrienahme des Prüfstandes 93
6.1 Betriebswuchtung der Rotoren . . . 93
6.1.1 HDT . . . 95
6.1.2 NDT . . . 95
6.2 Erste Inbetriebnahme der fertigen Anlage . . . 96
6.2.1 Lagerschwingung . . . 97

7 Wellendynamik der neuen NDT 98
7.1 Numerische Berechnung der Eigenfrequenz . . . 98
7.1.1 Modell mit starrer Lagerung . . . 98
7.1.2 Modell mit elastischer, isotroper Lagerung . . . 99
7.1.3 Modell mit elastischer, anisotroper Lagerung . . . 101
7.1.4 Zusammenfassung . . . 103
7.2 Schwingungsmessung mit Laservibrometerie . . . 103
7.2.1 Messaufbau . . . 103
7.2.2 Gemessene Betriebszustände . . . 105
7.2.3 Auswertung der Messungen . . . 107
7.2.4 Messergebnisse . . . 108
7.2.5 Validierung der Vibrometer-Messung mit Hilfe der Wellenüberwachung . . . 111
7.2.6 Vergleich der Ergebnisse beider Messverfahren . . . 111
7.3 Schwingungsverhalten der NDT bei verschiedenen Betriebszuständen und Vergleich mit den Resultaten der numerischen Berechnug . . . 113

8 Zusammenfassung und Ausblick 114

Literaturverzeichnis 115

Abbildungsverzeichnis **117**

Tabellenverzeichnis **121**

9 Anhang **122**

1 Einleitung

1.1 Trends der Luftfahrtindustrie

Die moderne, rasante Lebensweise und eine vorausgesetzte Vielfalt und Verfügbarkeit von Waren und Dienstleistungen setzen ein hohes Grad an Mobilität voraus. Die nahe liegenden Vorteile des Flugverkehrs, wie eine hohe Reisegeschwindigkeit, Sicherheit und Bequemlichkeit führen zu einem kontinuierlichen Anstieg des weltweiten Flugverkehrsaufkommens. Abbildung 1 zeigt die Entwicklung der zivilen Luftfahrt während der letzten 30 Jahre mit einer anschließenden Zukunftsprognose bis 2030. Dabei ist das Verkehrsaufkommen in RPK (Revenue Passenger Kilometer, gebuchte Passagier-Kilometer) dargestellt. Der Verlauf der Kurve in der Zeit von 1970-2010 beruht auf den Angaben der ICAO (International Civil Aviation Organization). Auffällig ist eine Verdoppelung des Verkehrsaufkommens alle 15 Jahre, was einer jährlichen Wachstumsrate von 4.8% entspricht. Der zukünftige Trend für 2010-2030 basiert auf einer Airbus Prognose, welche von einer kontinuierlichen Fortsetzung dieser 4.8% Wachstumsrate ausgeht.

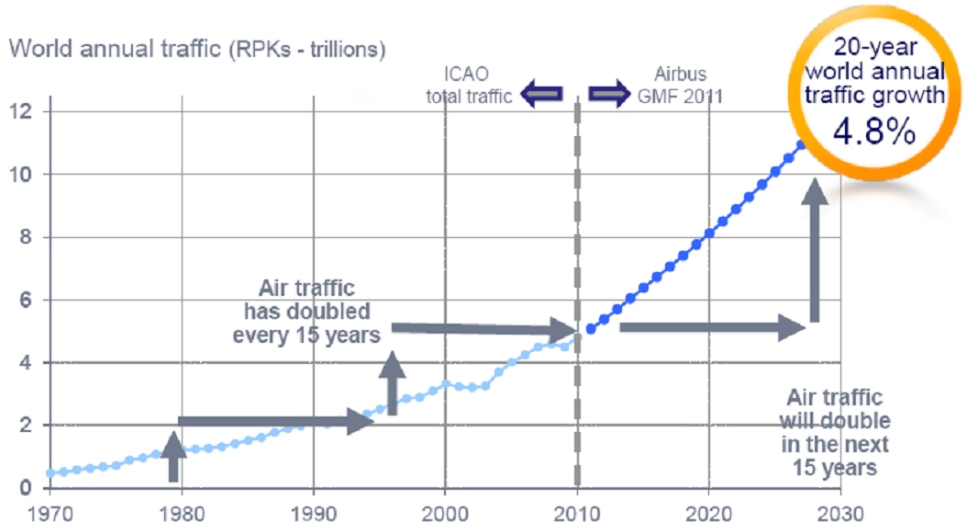


Abbildung 1: Entwicklung des weltweiten Flugverkehrsaufkommens 1970-2030 Quelle: Airbus GMF 2011-2030

Aufgrund der stetigen Verbesserung des Antriebes und der Flugzeugzelle sowie einer hohen Auslastung der Transportmittel stieg der Treibstoffverbrauch im Zeitraum zwischen 2000 und 2010 (Abbildung 2) nur um rund 3% an, während das Verkehrsaufkommen in der gleichen Zeitspanne eine Zunahme von rund 45% verzeichnete. Die einen wesentlichen Anteil der Transportkosten ausmachenden Treibstoffkosten werden

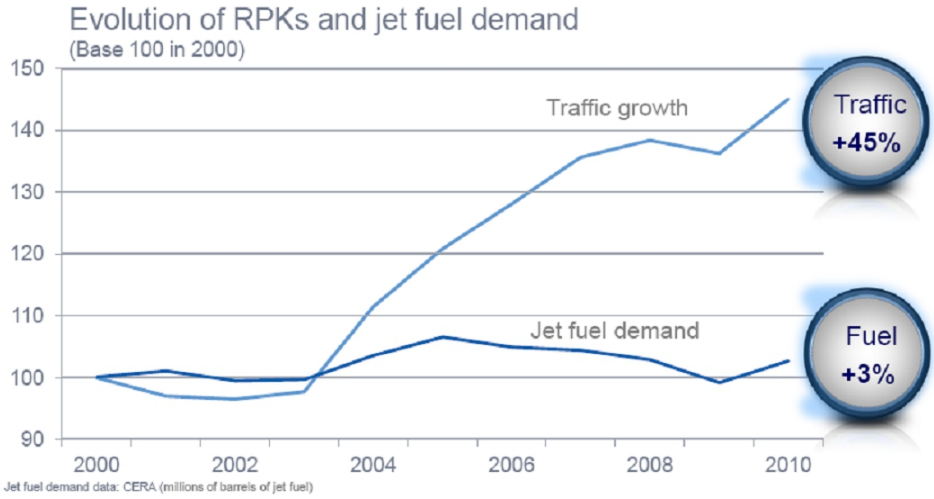


Abbildung 2: Treibstoffnachfrage 2000-2010 Quelle: Airbus GMF 2011-2030

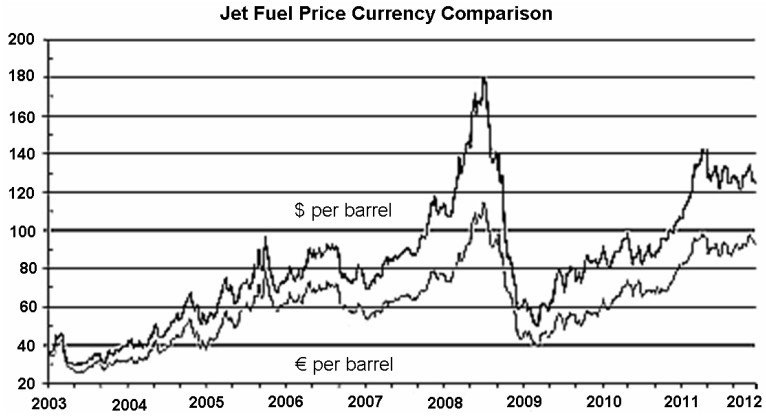


Abbildung 3: Entwicklung des Kraftstoffpreises 2003-2012 Quelle: Pratts, RBS

neben dem Verbrauch durch den momentanen Treibstoffpreis bestimmt. Die Preisentwicklung des Flugturbinenkraftstoffes während der letzten 8 Jahre ist zur Veranschaulichung in Abbildung 3 dargestellt. Die gezeigte Preisentwicklung zeigt einen abrupten Preissturz nach einem Rekordhoch in 2008 gefolgt von einem erneuten Preisanstieg und einer Preisverdopplung zwischen 2009 und 2011. Neben den starken unvorhersehbaren Preisschwankungen ist ein deutlicher Trend einer hohen Preissteigerung sichtbar. Eine solche, steil ansteigende Preisentwicklung begünstigt durch eine kurze Break-even-Zeitspanne den Einsatz effizienter und sparsamer Flugantriebe und macht Forschungsinvestitionen auf dem Antriebssektor besonders lukrativ.

Neben dem finanziellen Interesse rückt auch der in der Vergangenheit oft vernachlässigte umwelttechnische Aspekt immer mehr in den Vordergrund. Neben dem ehrgeizigen Ziel eines CO_2-neutralen Wachstums des Flugverkehrs ab 2020, gefordert von der IATA (International Air Transport Association), ist auf Ebene der EU (Europäische Union) seit 2012 das europäische Emissionshandelssystem für die Luftfahrt in Kraft, welches Fluglinien dazu verpflichtet, für Flüge, die auf EU-Flughäfen starten oder landen Emissionszertifikate abzugeben. Auch auf Ebene der ICAO werden derzeit Arbeiten zu marktgestützten Mechanismen im Hinblick auf eine globale Regelung von Flugverkehrsemissionen durchgeführt. Solche Initiativen forcieren durch einen monetären Anreiz Investitionen in die Forschung und den Einsatz von Flugantrieben mit niedrigen Lärm-, NO_x- und CO_2-Emissionen. Dies führt zu einer ständigen Weiterentwicklung der Flugzeugzelle sowie des Antriebes und wird mittlerweile durch zahlreiche internationale Technologieprogramme unterstützt. Die aktuellen Forschungsschwerpunkte der durch die EU geförderten Programme bestehen im Allgemeinen aus der Verbesserung der bestehenden Turbofantechnologie, einer Erforschung neuer Antriebskonzepte sowie aus der Evaluierung alternativer bzw. CO_2-neutraler Kraftstoffe.

1.2 Moderne Triebwerktechnologien

Ein Turbofantriebwerk stellt das, aufgrund des guten Vortriebswirkungsgrades bevorzugt in der zivilen Luftfahrt zum Einsatz kommende Antriebskonzept dar. Bei einem solchen Triebwerk wird der Luftstrom nach dem Austritt aus dem vorne angeordneten und dem Vortrieb dienenden großen Fan in zwei Teilströme aufgeteilt: den durch das gesamte Triebwerk gehenden, primären Massenstrom und den beschleunigten, sekundären Massenstrom, welcher das Triebwerk verlässt und so den Schub erzeugt. Eine solche Ausführung mit zwei getrennt geführten Massenströmen ist auch unter dem Begriff Zweistromtriebwerk bekannt. Das Verhältnis der beiden Massenströme zu einander (Sekundärmassenstrom/Primärmassenstrom) wird als Bypass-Verhältnis „μ“ bezeichnet. Aufgrund kleiner werdender Verluste steigt der Vortriebswirkungsgrad mit abfallender Geschwindigkeitsdifferenz des Antriebsstrahles zur Fluggeschwindigkeit. Der für den reaktiven Antrieb notwendige Impuls (Masse · Geschwindigkeit) wird dabei durch eine Vergrößerung des langsameren Sekundärstromes erreicht, was zu einem Trend steigender Bypass-Verhältnisse führt.

Als veranschaulichtes Beispiel eines modernen Zweikreistriebwerkes sei hier das GP 7000 der Enginealliance erwähnt, welches auch für den Antrieb des Airbus A380 verwendet wird. Es weist ein Bypass-Verhältnis von 8,7 bei einem Fan-Durchmesser von 2960 mm auf [6]. Das Triebwerk ist zweiwellig ausgeführt und besteht aus einer schnelllaufenden hohl gebauten Hochdruckwelle und einer langsam dre-

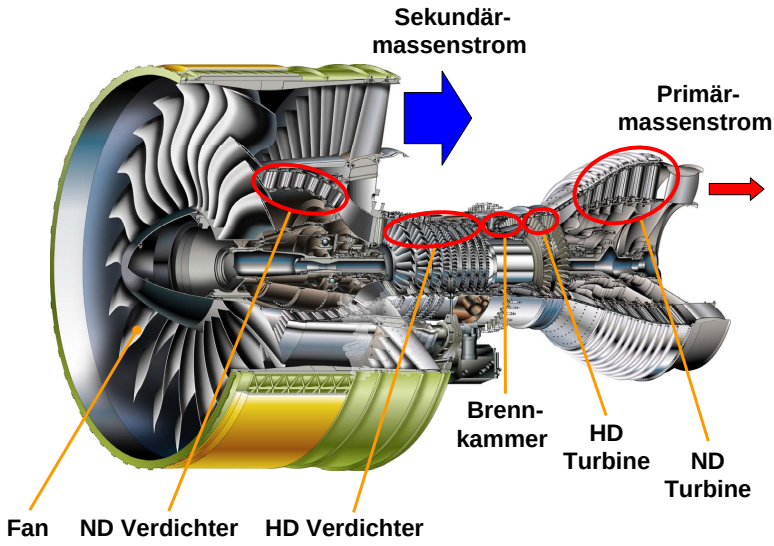


Abbildung 4: Modernes Turbofan-Triebwerk, GP 7000 Quelle: GE, PW

henden Niederdruckwelle. Auf der Hochdruckwelle befindet sich das sogenannte Kerntriebwerk, welches aus dem Hochdruckverdichter (HDV), der Brennkammer und der Hochdruckturbine (HDT) besteht. Im Kerntriebwerk erfolgt die Bereitstellung der für den Antrieb der Niederdruckturbine (NDT) erforderlichen Energie. Die Niederdruckwelle stellt eine mechanische Verbindung zwischen dem für den hauptsächlichen Triebwerksschub verantwortlichen Fan, dem Niederdruckverdichter (NDV) und der NDT, welche den Antrieb der Niederdruckwelle übernimmt, dar. Abbildung 4 zeigt eine Schnittdarstellung des GP 7000 Turbofantriebwerkes und verdeutlicht die Lage seiner wichtigsten Komponenten. Gut erkennbar ist der mit geschwungenen Schaufelvorderkanten ausgestattete Fan, welcher das Resultat einer modernen CFD (Computational Fluid Dynamics) Auslegung darstellt.

Die zur Verbesserung des Vortriebswirkungsgrades dienende Steigerung das Bypass-Verhältnisses führt schließlich zum offenen Propfan-Konzept mit einem $\mu \approx 40$ [6]. Wie es die Bezeichnung verrät, handelt

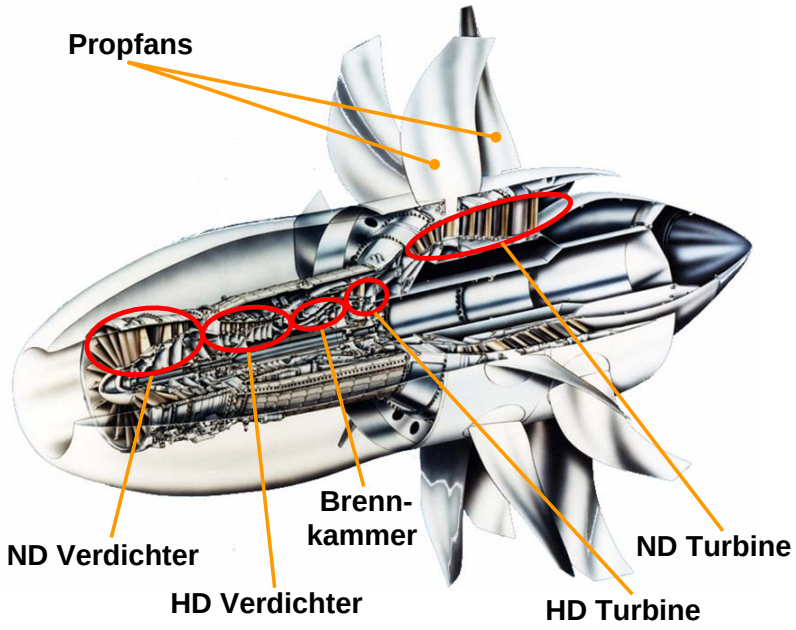


Abbildung 5: Offenes Propfan-Triebwerk „UnDucted Fan“ Quelle: GE

es sich bei einem solchen Triebwerk um eine Mischform zwischen Turboprop und Turbofan, welche die Vorteile der beiden Bauarten verbindet. Dieses Konzept ist nicht neu. In den 80er Jahren wurden Profan Prototypen gebaut und auf ihre Flugtauglichkeit getestet. Im Speziellen handelt es sich um zwei Exemplare: das General Electrics GE 36 UDF (UnDucted Fan) und das Pratt & Whitney/Allison 578-DX. Abbildung 5 zeigt eine Schnittdarstellung des GE 36 UDF Triebwerkes und die Anordnung seiner wesentlichen Komponenten.

Während beim 578-DX der Propfan über ein Getriebe von der NDT angetrieben wurde, verfügte das GE 36 UDF über eine direkte Verbindung zwischen NDT und dem Propfan. Dabei waren die Schaufeln des NDT Rotors mit dem ersten Fan verbunden und jene des drehbar gelagerten NDT Stators mit dem zweiten. Dadurch wurde eine gegensinnige Rotation dieser beiden Fans ermöglicht.

Testläufe mit den Prototypen 578-DX und GE 36 UDF bestätigten eine Kraftstoffersparnis bis zu 30% gegenüber den damaligen Turbofantriebwerken. Trotz der effizienten Arbeitsweise konnte sich dieses Konzept aufgrund des damals niedrigen Treibstoffpreises und einer sehr hohen Lärmemission nicht durchsetzen und wurde eingestellt.

Der Treibstoffpreis und die Marktsituation haben sich in den vergangenen 20 Jahren massiv geändert und so ein Umdenken und eine Neuorientierung hervorgerufen. Da mit Hilfe von modernen Auslegungsverfahren eine Absenkung der Lärmemissionen des Propfan-Konzeptes unter die geforderten Schwellenwerte in naher Zukunft denkbar ist, wird ein Serieneinsatz eines überarbeiteten Propfan-Konzeptes prognostiziert.

1.3 Turbinenzwischendiffusor und sein Potential zur Effizienzsteigerung eines modernen Triebwerkes

Nach mehr als 50 Jahren Serieneinsatz befindet sich die Triebwerkstechnologie in weit fortgeschrittenem Stadium wo bereits eine geringe Wirkungsgradverbesserung eine aufwendige und langfristige Entwicklungsarbeit voraussetzt.

Die Lokalisierung der Verlustquellen der mittlerweile ausgereiften Komponenten gestaltet sich zunehmend schwieriger. Eine isolierte Betrachtung und Perfektionierung eines Bauteils ist nicht mehr ausreichend. Viel mehr ist bei einer Optimierung eine ganzheitliche Betrachtungsweise unter Berücksichtigung der benachbarten Baugruppen erforderlich.

Wie erläutert geht bei Zweistromtriebwerken der Trend zu steigenden Bypass-Verhältnissen, was größere Fandurchmesser voraussetzt. Aus Festigkeitsgründen und der aufgrund gasdynamischer Effekte entstehenden Verluste an den Blattspitzen beim Überschreiten der Schallgeschwindigkeit, muss die Fandrehzahl und somit die Drehzahl der NDT mit steigendem Fandurchmesser abgesenkt werden. Der Durchmesser der treibenden NDT muss ebenfalls mit anwachsen, da für die Turbine eine hohe Druckziffer $\Delta H/u^2$ erforderlich ist um die Anzahl von Stufen moderat zu halten.

Sowohl ein Turbofantriebwerk als auch das Propfan-Konzept setzen somit eine große, langsamlaufende NDT voraus, wobei das Kerntriebwerk eine schnelllaufende Hochdruckwelle aufweist. Ein Turbinenzwischengehäuse (Mid Turbine Frame, MTF), welches zwischen der HDT und der NDT untergebracht ist, stellt das Bindeglied dieser beiden Komponenten dar und ist in jedem Mehrwellentriebwerk zu finden. Abbildung 6 zeigt anhand der Schnittdarstellungen eines Turbonfantriebwerks GP 7000 und des Propfans GE 36 die Anordnung der Komponenten und verdeutlicht die Einbauposition eines solchen Zwischendiffusors. Neben der Übertragung der Lagerkräfte der ND-Welle, findet im Zwischendiffusor die Umlenkung der Strömung aus der HDT in die NDT, welche aufgrund der niedrigen Drehzahl einen wesentlich größeren mittleren Durchmesser aufweist, statt. Ein solcher Zwischendiffusor stellt eine Komponente dar, bei der eine Betrachtung der benachbarten Baugruppen notwendig ist. Für eine optimale Auslegung müssen die aus der HDT und der NDT stammenden Strömungsstörungen berücksichtigt werden. Die Erforschung der komplexen, stark von sekundären Effekten geprägten Strömung im Zwischendiffusor sowie die Entwicklung geeigneter CFD Verfahren zur Vorausberechung solcher Strömungszustände, stellen eine Grundvoraussetzung für den Bau kurzer, aggressiver Zwischendiffusoren dar, was eine Konstruktion kleinerer, leichterer und effizienter Triebwerke ermöglicht.

Inzwischen öffnet eine neue Zwischendiffusorart, der sogenannte umlenkende Zwischendiffusor (Turning Mid Turbine Frame, TMTF) neue Perspektiven im Bereich des Turbomaschinenbaus. Dabei handelt es sich um einen mit Leischaufeln bestückten Zwischendiffusor. Die steifen Stützstreben sind profiliert ausgeführt und übernehmen die Aufgabe des im Regelfall vor dem ersten ND Rotor angeordneten ND Stators, auf welchen dann verzichtet werden kann. Damit ist eine positive Auswirkung auf das Gewicht und die Größe der Triebwerks gegeben. Die Optimierung des Zwischendiffusors als eine Einheit und insbesondere

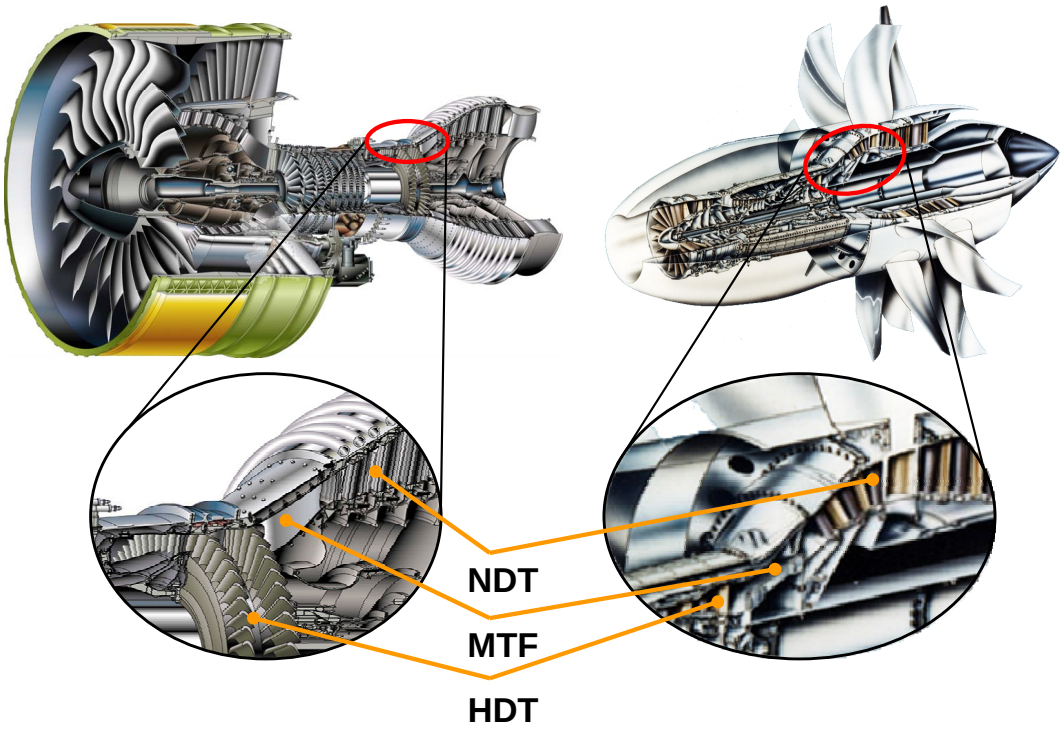


Abbildung 6: MTF im Turbofan und im Propfan Quelle: GE, PW

der Anzahl, der Staffelung und der Form seiner Stützstreben sowie die Feinabstimmung der benachbarten Komponenten aufeinander bietet ein Potential zur Effizienzsteigerung zukünftiger Triebwerke. Die Projektierung solcher optimierten Baugruppen bildet für viele Triebwerkshersteller und Zulieferunternehmen einen sehr interessanten Aspekt, setzt jedoch eine exakte Vorausberechnung der internen Strömungsvorgänge voraus.

Moderne Komponentenentwürfe beginnen mit einer computerunterstützen Auslegung. Dabei werden mit Hilfe von CFD Programmen optimale Geometrien der jeweiligen Triebwerkskomponenten erstellt. Mit steigenden Anforderungen und wachsender Rechenleistung steigt auch die Komplexität solcher CFD Modelle. Neue, aufwendige Modelle zur Auflösung feinerer Strömungsstrukturen werden entwickelt und eingesetzt. Neben dem Einsatz allgemeiner kommerzieller Simulationsprogramme werden durch Trieb-

Tabelle 1: Übersicht der Betriebsparameter einiger ausgewählter Forschungseinrichtungen

	Betriebsart	Konfiguration HD+ND	Ähnlichkeit der Strömung	Stufen-durchmesser
TU St. Petersburg	kontinuierlich	1+1	k.A	450 mm
Cambridge University	kurzzeit	$1/2+1$	Re, Ma	k.A
Oxford University	kurzzeit	$1+1/2$	Re, Ma	k.A
Van Karman Institute	kurzzeit	$1+1/2$	Re, Ma	800 mm
TU Chalmers	kontinuierlich, geschl. Kreislauf	$1+1/2$	Re	1100 mm
TU Graz vor 2010	kontinuierlich, offener Kreislauf	$1+1/2$	Ma	520 mm
TU Graz nach 2010	kontinuierlich, offener Kreislauf	$1+1$	Ma	520 / 780 mm

werkshersteller eigene, an die Lösung spezieller Fragestellungen orientierte Auslegungsinstrumente erarbeitet. Vor seinem Einsatz ist es erforderlich ein solches, neuentwickeltes Simulationsmodell auf seine Richtigkeit zu überprüfen und zu verifizieren, was nur durch einen Vergleich mit Ergebnissen experimenteller Untersuchungen möglich ist.

Für die Erforschung solcher Strömungszustände, wie sie im Turbinenzwischendiffusor vorkommen und zur Durchführung notwendiger experimenteller Arbeiten werden geeignete Versuchseinrichtungen benötigt. Da solche, zum Teil sehr aufwendige, Versuchseinrichtungen häufig von Universitäten betrieben werden kommt es vielerorts zu einer engen Zusammenarbeit zwischen universitären Forschungseinrichtungen und der Triebwerksindustrie. Im folgenden Abschnitt wird eine Übersicht der aus Publikationen bekannten und zum Teil auf internationalen Konferenzen vorgestellten Prüfstände mit dem Forschungsschwerpunkt Zwischendiffusor-Strömung gegeben. In Tabelle 1 sind ausgewählte Daten der vorgestellten Prüfstände zusammengefasst. Göttlich gibt in [10] den aktuellen Stand der Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Zwischendiffusorströmung an und vergleicht die Strömungsgeometrien einiger Turbinenprüfstände. Auffällig ist, dass bei kontinuierlich betriebenen Versuchseinrichtungen entweder eine Machzahl- (Ma) oder eine Reynoldszahlähnlichkeit (Re) zur realen Triebwerksströmung erreicht werden kann, was einen Nachteil gegenüber den Kurzzeitanlagen darstellt, bei welchen beide Größen eingestellt werden können. Der wesentliche Vorteil einer kontinuierlich betriebenen Anlage ist eine uneingeschränkte Messzeit und ein langfristig stabiler Betriebspunkt.

1.4 Übersicht bekannter internationaler Prüfstände zur Untersuchung von Zwischendiffusorströmungen

S. Antonov diskutiert in [2] die Messresultate einer Versuchsreihe, welche auf einem in den Jahren 1995-1996 gebauten Zweiwellenprüfstand an der **Technischen Universität St. Petersburg** durchgeführt wurden. Das Kernstück der Untersuchungen ist ein Modellabschnitt einer für den Verdichterantrieb und den Einsatz in einer Gasförderanlage projektierten Gasturbine. Abbildung 7 zeigt die Dimensionen der Versuchsstrecke. Der untersuchte Modellabschnitt setzt sich aus der HDT, dem beschaufelten Zwischendiffusor und der NDT zusammen. Als Messtechnik wurden in der Versuchsreihe 5-Lochsonden sowie Totaldruckbäume verwendet.

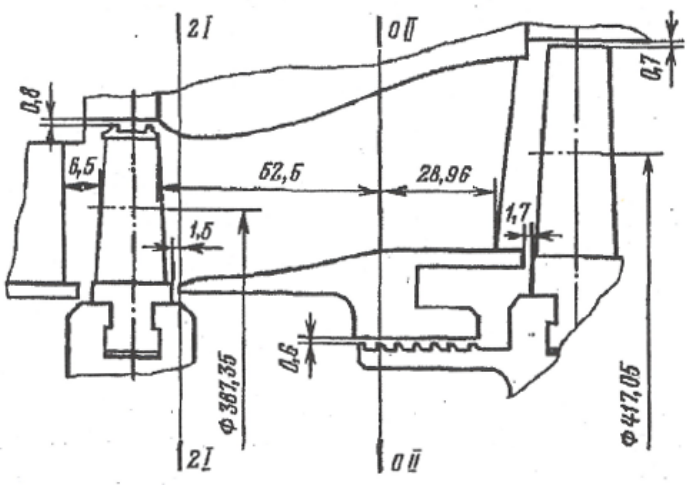


Abbildung 7: Versuchsabschnitt des Zweiwellenprüfstandes, TU St. Petersburg Quelle: [2]

Im Whittle Laboratory der **Cambridge Universität** präsentiert G. Pullan unter anderem in [16] und [17] neben den Resultaten zu Strömungsuntersuchungen im Zwischendiffusor, den Aufbau des verwendeten Turbinenprüfstandes. Bei der Anlage handelt es sich um eine in offenem Kreislauf kontinuierlich betriebene Turbine. Der Versuchsabschnitt des „Gas Turbine Research Rig“ besteht aus einem Vorleitgitter, welches zur Simulation der HD Stufe dient, einem beschaufelten Zwischendiffusor mit niedriger Schaufelanzahl, einem ND Rotor und einem Deswirler. Im Zwischendiffusor herrscht eine für die Strömung in realen Gasturbinen übliche Reynoldszahl ($Re = 7,95 \times 10^5$), in der großen ($D_a = 2,2\,\mathrm{m}$) und langsamlaufenden NDT ($Ma = 0,25$) liegt die Reynoldszahl bei $1,65 \times 10^5$. Abbildung 8 zeigt den Versuchsabschnitt des „Gas Turbine Research Rig“ des Whittle Laboratory.

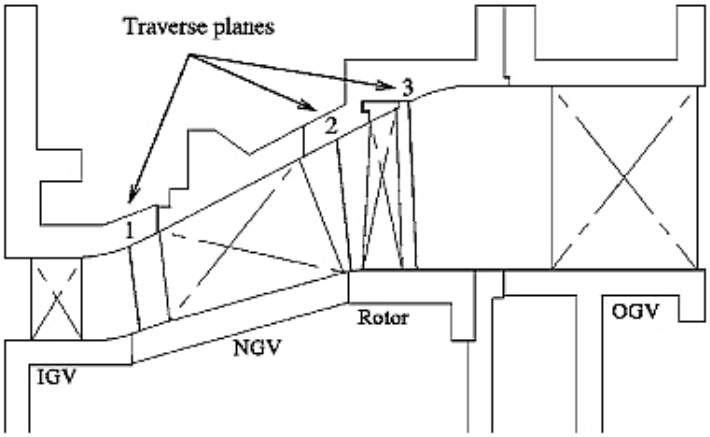


Abbildung 8: Versuchsabschnitt des „Gas Turbine Research Rig“, Cambridge Universität Quelle: [16]

Bei der „Isentropic Compression Tube Annularer Cascade Facility“ am **Van Karman Institute** handelt es sich um eine Kurzzeitversuchseinrichtung. Mit Hilfe eines leichten Kolbens wird das Arbeitsmedium auf den Arbeitsdruck gebracht und nach Erreichen des gewünschten Zustandes durch schnelles Öffnen des Austrittventils im Untersuchungsabschnitt entspannt. Die übliche Messdauer bei einem konstanten Massenstrom liegt zwischen 0,2 und 0,4 s. Während der Messung wird die Drehzahl der Turbine mit Hilfe eines Schwungrades stabilisiert. Reynoldszahl und Machzahl der Strömung können dabei unabhängig eingestellt werden. Der Versuchsabschnitt besteht aus einer 1 1/2 stufigen Turbinenkonfiguration bei einem üblichen Rotordurchmesser von 800 mm. Abbildung 9 zeigt den Aufbau und und die Anordnung der Komponenten der „Isentropic Compression Tube Annularer Cascade Facility“.

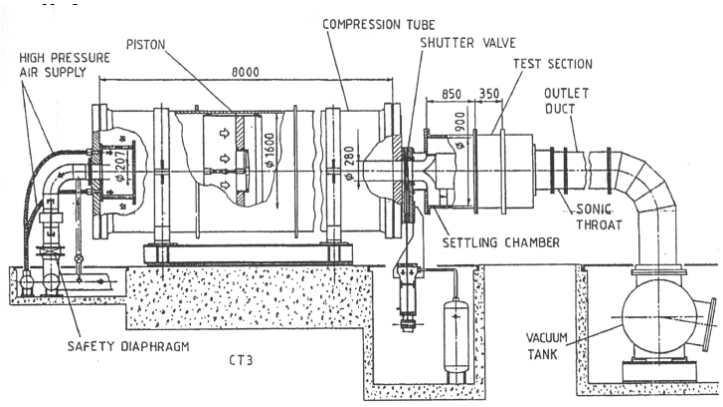


Abbildung 9: „Isentropic Compression Tube Annularer Cascade Facility“, VKI Quelle: VKI

Die „Oxford Turbine Research Facility“ im Osney Labor der **Oxford Universität** besteht aus einer 1 1/2 stufigen axialen Turbine. Die Anlage arbeitet im Kurzzeitbetrieb, die Luftmenge wird in einem Zylinder gespeichert und mit einem Kolben in den für die Messung benötigten Zustand gebracht. Reynoldszahl und Machzahl können separat eingestellt werden. Die Messdauer beträgt bis zu 0,5 s bei einer Rotordrehzahl von 9500 U/min. R. W. Ainsworth beschreibt in [1] den Aufbau der Anlage.

Die „Large-Scale Low-Speed Facility“ Versuchsturbine an der **Technischen Universität Chalmers** wurde speziell für die Untersuchungen der Strömungsverhältnisse im Turbinenzwischendiffusor gebaut. C. Arroyo beschreibt in [3] die Konstruktion und den Aufbau dieses Prüfstandes. Abbildung 10 zeigt eine Schnittdarstellung des Versuchsabschnittes. Aufgrund ihrer Abmessungen wird eine Re von 2×10^6 im Zwischendiffusor erreicht und entspricht damit jener in einem Serienflugantrieb. Eine gleichzeitige Ähnlichkeit der Ma ist nicht gegeben. Die meisten der zu untersuchenden Strömungserscheinungen sind bereits im Unterschallbetrieb präsent und können aufgrund der niedrigen Drehzahl gut aufgelöst werden. Der Betrieb der Versuchsanlage erfolgt im geschlossenen Kreislauf bei einer Turbinendrehzahl von bis zu 1090 U/min und einem Massenstrom von bis zu 11,1 kg/s. Die Luftförderung wird mit einem

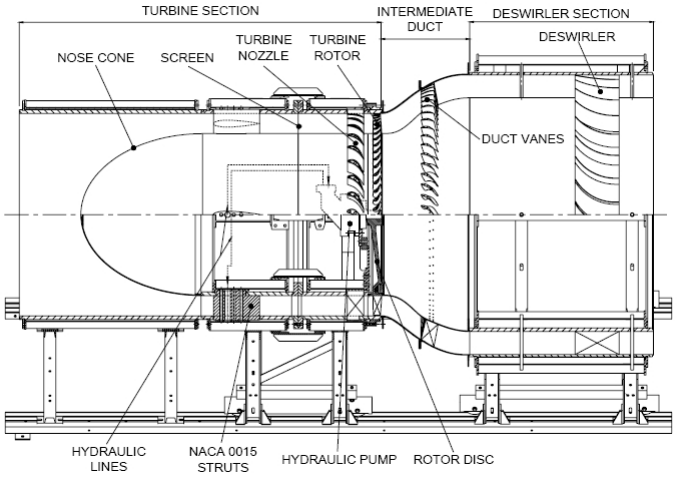


Abbildung 10: Versuchsturbine der „Chalmers University of Technology“ Quelle [3]

elektrisch angetriebenen Radialgebläse (Wellenleistung im Betriebspunkt 85 kW) realisiert. Nach dem Gebläse folgt ein Diffusor und eine mit Honeycomb-Gleichrichtern und Turbulenzgittern ausgestattete Beruhigungsstrecke. Der folgende Turbinenabschnitt besteht aus einem Stator (36 Schaufeln) und einem Rotor (72 Schaufeln).
Die Turbinendrehzahl wird mit einer hydraulischen Bremse eingestellt. Nach der Turbine ist der für die Untersuchungen grundlegende Zwischendiffusor, gefolgt von einem Deswirler angebracht. Der Zwischendiffusor verfügt über Zugänge für konventionelle Sondenmesstechnik sowie für optische Messungen. Die Temperatur der Luft im Prüfstandskreislauf kann mit zwei vor dem Radialgebläse angeordneten Wärmetauschern eingestellt werden.

1.5 Transsonische Versuchsturbine des Institutes für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik und ihr Ausbaupotential

Das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der **Technischen Universität Graz** verfügt über einen transsonischen Turbinenprüfstand, welcher kontinuierlich und im offenen Kreislauf betrieben wird. Als Arbeitsmedium wird komprimierte Luft verwendet, welche durch eine leistungsstarke Verdichteranlage bereitgestellt wird. Als Bremseinrichtung der Versuchsturbine wird der als Industriegeschenk erhaltene 3-stufige Verdichter GHH G5-6/3L eingesetzt, welcher für einen Betrieb bis 11175 U/min bei einem Druckverhältnis von 4,1, einem Massenstrom von 9,0 kg/s und einer Antriebsleistung von 1,9 MW ausgelegt ist. Die komprimierte Luft aus dem Bremsverdichter wird der Versuchsturbine zugeführt, so dass mit der Luft aus der elektrisch angetriebenen Verdichterstation nur die Verluste kompensiert werden müssen. Die Versuchsturbine wurde im Frühjahr 2000 in Betrieb genommen. J. Erhard beschreibt in [7] die Auslegung, die Konstruktion und die Inbetriebnahme der Anlage. Die einstufige Versuchsturbine ist für einen Drehzahlbereich zwischen 7000 und 11500 U/min bei einem Druckverhältnis von 4,1 und einer maximalen Eintrittstemperatur von 185 °C ausgelegt. Abbildung 11 zeigt eine Schnittdarstellung dieser transsonischen Versuchsturbine.

Die Versuchsanlage wurde für Untersuchungen auf dem Gebiet der Rotor-Stator Interaktion einer hochbelasteten transsonischen Stufe mit Verdichtungsstößen gebaut und mit zahlreichen Zugängen für diverse Messapplikationen ausgestattet. Seit der Inbetriebnahme der Versuchsturbine wurden viele, teilweise durch die EU geförderte Messkampagnen mit diversen Stufenkonfigurationen und unter Anwendung konventioneller Sondenmesstechnik sowie optischer Messverfahren wie LDA und PIV durchgeführt. Im Rahmen des EU-Projektes AIDA (Agressive Intermediate Duct Aerodynamics) wurde 2007 die Versuchsturbine mit einer auf eine 1 1/2 Stufen erweiterten Konfiguration zur Untersuchung von Turbinenzwischendiffusor-Strömungen ausgestattet. Eine solche 1 1/2 Stufen-Konfiguration setzte sich aus der bestehenden HDT sowie aus einem angebauten Zwischendiffusor und einem Stator einer Niederdruckstufe zusammen und ist in Abbildung 13 dargestellt. Im Rahmen der aufwendigen Messkampagne wurde die Strömung in mehreren, zum Teil sehr aggressiv ausgeführten Zwischendiffusorgeometrien bei variierter Rotorspaltgröße vermessen. A. Marn präsentiert in [13] die dabei gesammelten Messresultate

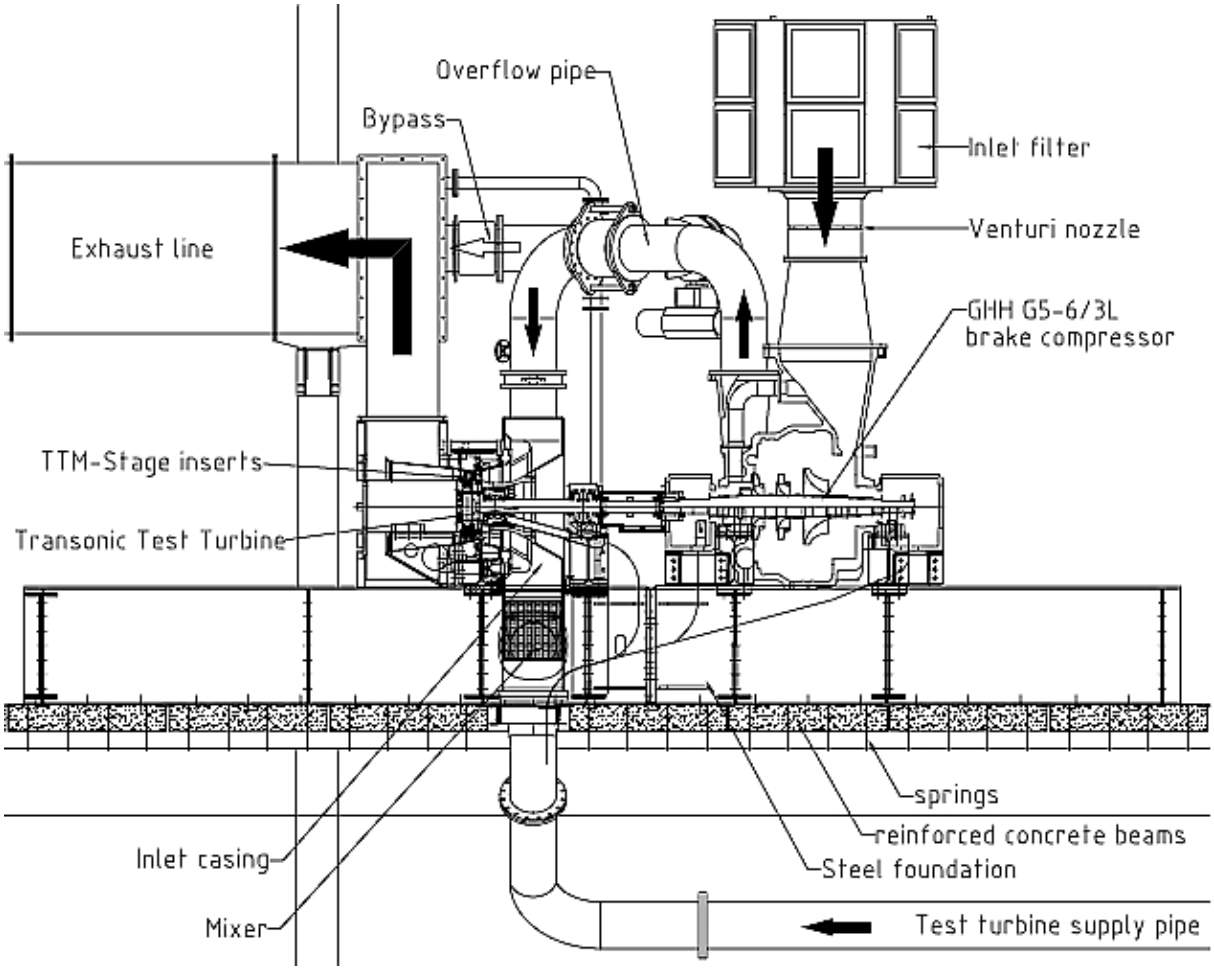


Abbildung 11: Transsonische Versuchsturbine an der TU Graz (2001) Quelle [7]

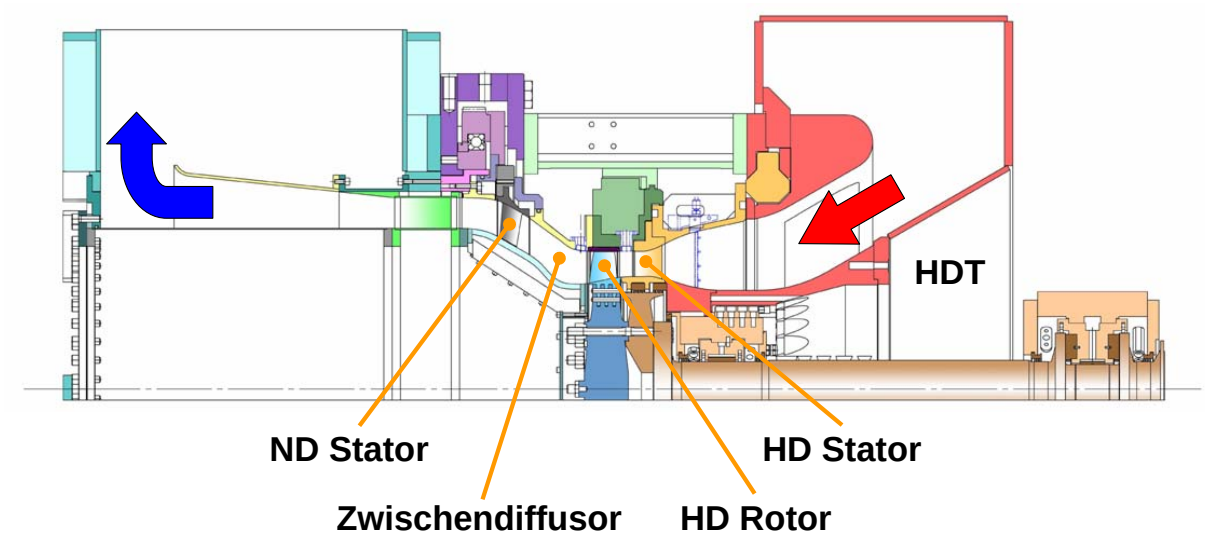


Abbildung 12: Transsonische Versuchsturbine mit dem 1 1/2 Setup AIDA (2007) Quelle [13]

und beschreibt die in verschiedenen Zwischendiffusorkonfigurationen auftretenden Strömungszustände. Mit dieser 1 1/2 Stufen-Konfiguration wurden die Einflüsse der aus der HDT stammenden Verdichtungsstöße und Nachlauf- sowie Spalteffekte auf das Strömungsverhalten im Zwischendiffusor untersucht.

Für eine vollständige Strömungsreproduktion zu einer Feinoptimierung der Zwischendiffusorgeometrie ist jedoch die Kenntnis über das Strömungverhalten in der nachfolgenden NDT erforderlich. Für die durch die Triebwerkshersteller angestrebten Komponentenwirkungsgrade ist das vereinfachte, aus stehenden Schaufelgittern bestehende experimentelle Modell nicht mehr ausreichend. Der Übergang von einer 1 1/2 Stufen Prüfstandskonfiguration zu einer mit 2 vollwertigen Turbinenstufen ausgestatteten Anlage stellt somit einen notwendigen Schritt dar um mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen den komplexen Mechanismus der Strömungsinteraktion der Baugruppen HDT-Zwischendiffusor-NDT und die Entstehung von Verlusten in diesem Abschnitt noch besser nachvollziehen zu können. Das Laboratorium des Institutes für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz hat ein ausreichendes Platz- sowie Leistungs- und Ressourcenpotential für eine solche Erweiterung der einstufigen transsonischen Versuchsturbine um eine zusätzliche NDT, womit eine realitätsnahe Nachbildung der Strömungsverhältnisse und Komponenteninteraktionen, wie sie in einem Zweistromtriebwerk zu finden sind, gewährleistet werden konnte. Motiviert von der Vision über eine unikate Hochleistungs-Forschungseinrichtung zu verfügen, wurde der Idee der Erweiterung des transonischen Versuchsturbinenpüfstandes zugestimmt und nach Sicherstellung der erforderlichen finanziellen Mittel konnte der Umbau durchgeführt werden. Die Mittel für dieses aufwendige Vorhaben konnten im Rahmen des durch die Europäische Union geförderten Projektes „DREAM“ (ValiDation of RaDical Engine Architecture SysteMs, Projektnummer: ACP7-GA-2008-211861)) 2008-2011 bereitgestellt werden. Diese Arbeit beschreibt den Weg von einem Entwurf und der Gestaltung der Komponenten zum Zusammenbau der neuen NDT sowie die anschließende Inbetriebnahme und die Betriebsführung der zum Zweiwellenprüfstand ausgebauten Anlage.

2 Konzept des neuen Zweiwellen-Turbinenprüfstandes

2.1 Zielsetzung und Aufgabendefinition

Im Rahmen des EU-Projektes „DREAM“ war es erforderlich, Messungen in einer Zweiwellenkonfiguration fristgerecht durchzuführen. Die gestellte Aufgabe konnte aus dieser Forderung abgeleitet und formuliert werden. Sie bestand aus der kompletten Projektierung eines neuen ND Turbinenkerns, an welchem in Zukunft diverse Zwischendiffusoren untersucht werden und seiner Integration in die bestehende transsonische Versuchsanlage. Der erste Schritt auf dem Weg zu diesem Ziel war eine Bestandsaufnahme der Versuchsanlage in der Ausgangssituation.

2.2 Anlage in vorgefundener Situation und Umbaurandbedingungen

Das Institutslaboratorium verfügt über eine ausgezeichnete Infrastruktur, welche bereits in der Bauphase der Laborhalle berücksichtigt wurde. Neben einer leistungstarken Verdichteranlage (3,3 MW) bilden ein hitzebeständiger Abluftturm, ein Federfundament, ein 5 t Brückenkran und ein großzügig dimensioniertes Platzangebot in der Halle eine solide Grundlage für den Bau und die Betriebsführung einer Hochleistungsanlage. Die transsonische Versuchsturbine befindet sich in der Mitte der Versuchshalle und ist dabei auf einem aus 8 federnd gelagerten Plattensegmenten bestehenden Maschinenfundament aufgestellt. Das Gestell der Anlage besteht aus steifen, geschweißten IP Trägern und ist mit Hilfe von „Halfen“-Schienen und Klemmplatten mit den einzelnen Fundamentplatten verbunden. Die Turbine sowie der als Arbeitsmaschine dienende GHH-Bremsverdichter sind beide auf diesem Gestell montiert. Vor Beginn der Umbauplanung wurde der Turbinenprüfstand in der 1 1/2 Stufigen AIDA-Konfiguration vorgefunden. Abbildung 13 zeigt die Anlage in der vorgefundenen Situation, wobei die nicht weiterverwendeten und später demontierten Komponenten des AIDA Setups farblich dargestellt sind.

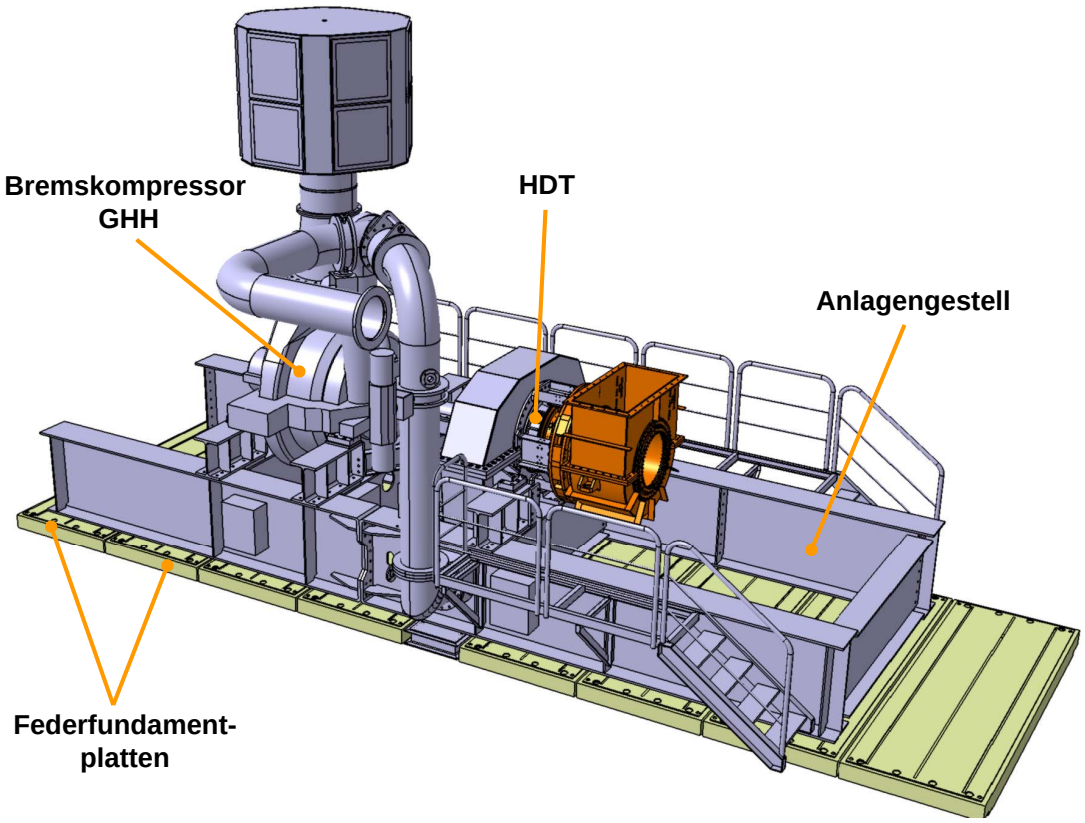


Abbildung 13: Versuchsturbine in der bisherigen 1 1/2 Stufen Konfiguration

2.3 Konzipierung des Zweiwellenprüfstandes

Der Ausbau der transsonischen Versuchsturbine (HDT) zu einem Zweiwellenprüfstand erfolgte durch Integration einer Niederdruckturbine (NDT), die im Anschluss an die HDT aufgebaut wurde. Während der Konzipierung der neuen NDT wurden folgende Konstruktionsmerkmale definiert:

- Ein einfacher und schneller Zugang zum ND Rotor und insbesondere zum Zwischendiffusor für Messtechnikapplikationen und zur Versuchsvorbereitung
- Eine modulare Bauweise für eine unkomplizierte Erweiterung und Anpassung des Prüfstandes an diverse Messaufgaben
- Ein mechanisch entkoppelter ND Wellenstrang mit einer eigenen, unabhängigen Drehzahlverstellung (Zweiwellenbetrieb)
- Eine Kompatibilität mit den durch die Projektpartner entworfenen Turbinenzwischendiffusor-Geometrien
- Eine Umfangstraversierung in geplanten Messebenen, vor allem vor und nach dem ND Rotor
- Optischer Zugang zum Strömungskanal zur Anwendung von laserunterstützter Strömungsmesstechnik sowie Platzreserven zur Applikation akustischer Messtechnik
- Die Möglichkeit eines Betriebes des Prüfstandes in der ursprünglichen Einwellenkonfiguration soll erhalten bleiben

2.4 Umgesetztes Konzept der neuen NDT

Die neu konstruierte NDT wurde auf das hintere Drittel des Maschinengestells, im Anschluß an die HDT aufgebaut. Das wesentliche Merkmal des umgesetzten Konzeptes ist der Aufbau der NDT auf einem

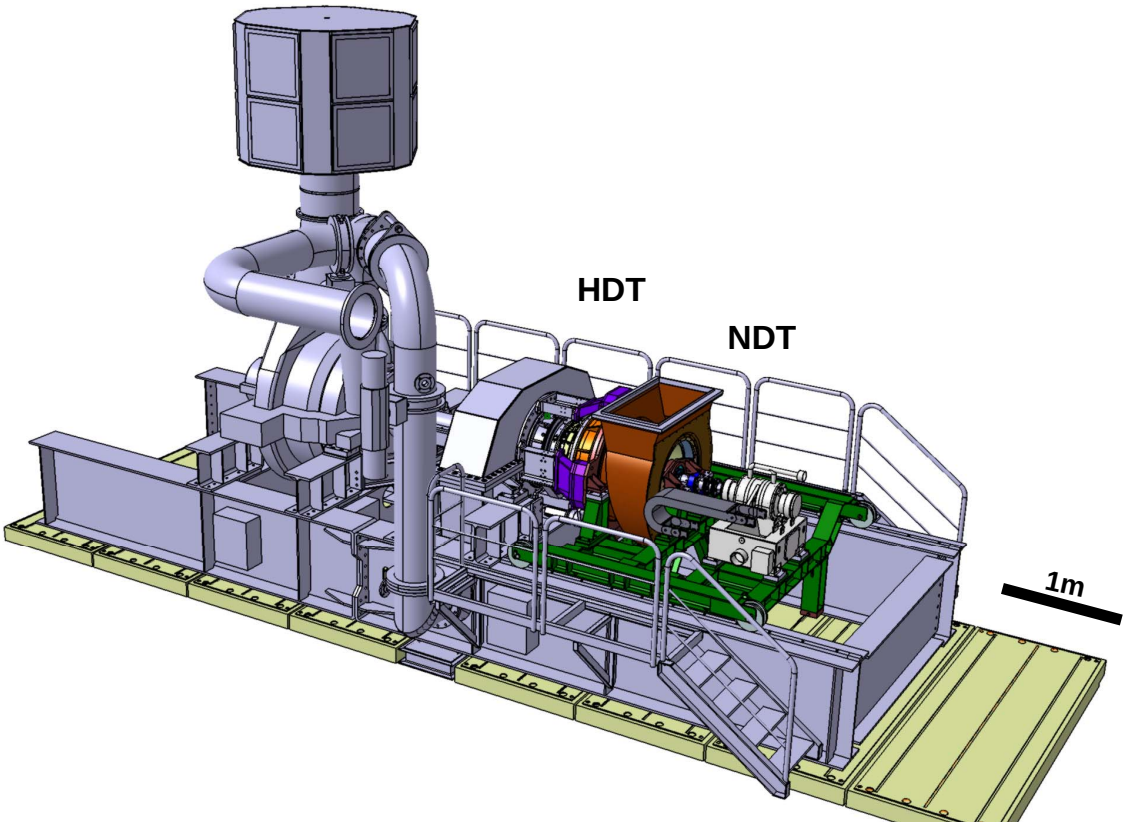


Abbildung 14: Umgesetztes Konzept des Zweiwellenprüfstandes in betriebsbereitem Zustand

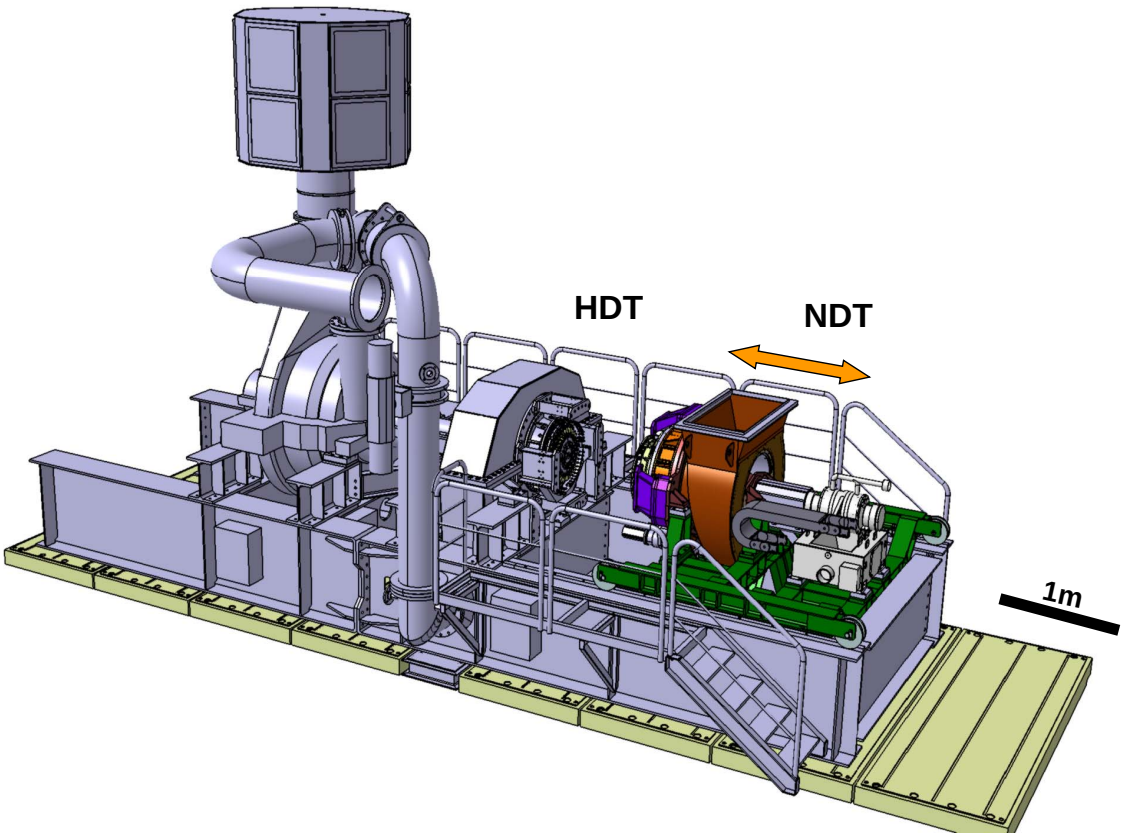


Abbildung 15: Umgesetztes Konzept des Zweiwellenprüfstandes in offenem Zustand

verschiebbaren Rahmen. Damit ist ein einfacher Zugang zum ND Rotor sowie zum Zwischendiffusor durch Wegschieben des gesamten NDT-Prüfstandes möglich. Der Verfahrweg und somit der dadurch entstehende freie Raum zwischen den beiden Turbinen beträgt je nach Konfiguration bis zu 600 mm und bietet ausreichend Platz für Versuchsvorbereitung und Inspektion. Eine solche verschiebbare Aufstellung der NDT setzt eine entsprechende Verlegung der diversen Ver-und Entsorgungsleitungen voraus, was zum Teil durch innovative Konstruktionslösungen bewerkstelligt wurde. So erfolgte die Verlegung der elektrischen sowie hydraulischen Leitungen mit Hilfe von so genannten Kabelschlepp-Systemen. Für die Abluftführung wurde ein spezieller verschiebbarer Rahmen entworfen.

Weiters ermöglicht die verschiebbare Ausführung der NDT einen unkomplizierten Einbau von Zwischendiffusoren verschiedener Baulänge. Der modulare Aufbau der inneren Kanalkontur aus einfachen und preiswerten Bauteilen erlaubt zusätzlich eine leichte Anpassung der NDT an Zwischendiffusoren verschiedener Geometrie, indem die strömungsführenden Bauteile ausgetauscht werden.

Für eine leichte Anpassbarkeit des Betriebszustandes wurde die NDT mit einer Leistungsbremse ausgestattet. Aufgrund des einfachen und robusten Aufbaus sowie eines weiten Regelbereiches erfüllt eine Wasserbremse die Funktion einer solchen drehzahlgeregelten Lastmaschine. Damit besteht die Möglichkeit, die Drehzahl der NDT unabhängig vom Zustand der HDT einzustellen.

Zur Durchführung von Messungen in einer Ebene ist neben einer radialen Traversierung eine Umfangstraversierung ermöglicht. Aus diesem Grund wurden die beiden besonders interessanten Messebenen vor und nach dem Rotor drehbar ausgeführt. Dies wurde durch eine drehbare Lagerung der Gehäuseteile erreicht.

Das umgesetzte Prüfstandskonzept ist in Abbildung 14 gezeigt. Dabei sind die übernommenen Grundbestandteile der transsonischen Versuchsturbine grau dargestellt. Die neu konstruierte NDT ist eingefärbt. Zum Vergleich zeigt die Abbildung 15 die Anlage im auseinandergefahrenen Zustand. Details zur konstruktiven Gestaltung einzelner Komponenten der NDT werden im folgenden Kapitel 3 erläutert.

3 Konstruktions- und Montagedetails der Niederdruckturbine

Dieses Kapitel beschreibt den Aufbau sowie die Konstruktionsdetails der Anlage und ist chronologisch aufgebaut. Die Konstruktion der Anlage erfolgte mit Hilfe der CAD Software Catia V5 R13. Die für die Fertigung der Komponenten erstellten Zeichnungen liegen in elektronischer Version bei. Die Auslegung der tragenden Komponeneten, insbesondere der Lager [18] wurden analytisch durchgeführt.

3.1 Vorbereitende Arbeiten

Nach dem Abschluss der Messungen, welche an der vorhergeheden 1 1/2 Stufenkonfiguration durchgeführt wurden, erfolgte die Demontage aller nach dem HD Rotor befindlichen Teile. Die freie Lage des HD Rotors wurde dazu genutzt, den Rotor sowie den Stator gegen neue auf den Betrieb im Zweiwellenprüfstand ausgelegte Bauteile auszutauschen. Nach der Montage des neuen Rotors wurde die HDT inbetriebgenommen und einer Betriebswuchtung unterzogen.

3.2 Montage der NDT Schienen

In Kapitel 2 wurde der umgesetzte Entwurf des neuen Zweiwellenprüfstandes mit der verschiebbaren NDT vorgestellt. Damit der zum Verschieben der NDT benötigte Kraftaufwand minimal bleibt, wurde nach einer vertiefenden Studie das Konzept Stahlrad/Stahlschiene gewählt. Als Schienenkörper ist die Wahl auf einen Blankstahl mit einem Rechteckquerschnitt 50 x 30 mm gefallen. Die Form- und die Maßgenauigkeit sowie die Oberflächengüte des Halbzeugs waren für den Verwendungszweck ausreichend und es bestand kein Bedarf für eine nachträgliche, spanende Bearbeitung. Die Schienen wurden auf der Oberseite der massiven Längsträger des Anlagengestells, auf welchen auch die restlichen Anlagenteile des Prüfstandes platziert sind, nieder geschraubt (Abbildung 16). Für eine eindeutige Positionierung der NDT wurden die Schienen zuvor parallel zur Wellenachse der HDT ausgerichtet.

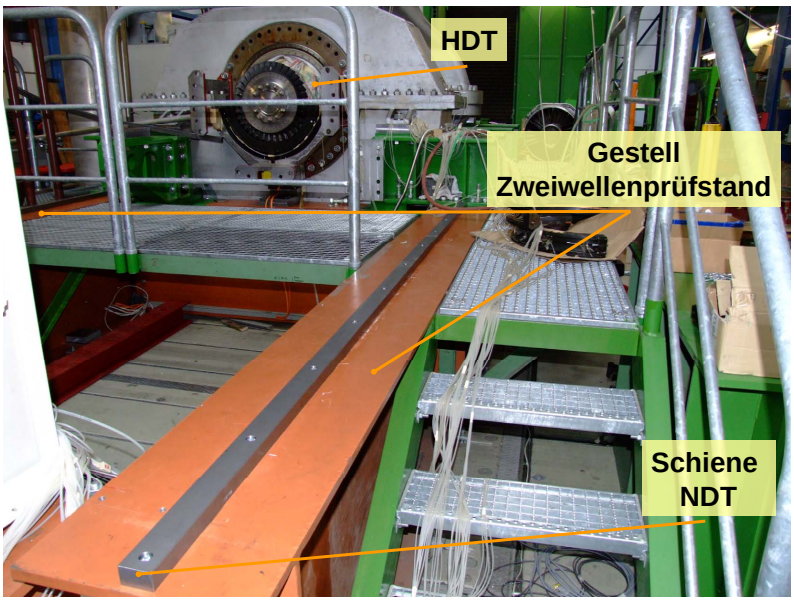


Abbildung 16: Schienen der NDT nach der Montage

Eines der geforderten Konstruktionsmerkmale der neuen NDT war es, Untersuchungen an Zwischendiffusoren verschiedener Länge und somit bei verschiedenen Abständen HDT-NDT durchführen zu können. Das erforderte eine stets gleiche, auf die HDT ausgerichtete Lage der NDT Wellenachse an verschiedenen, durch die Länge des gerade eingebauten Zwischendiffusors vorgegebenen axialen Positionen der NDT. Die Vermessung des Maschinengestells vor dem Aufbau der NDT hat gezeigt, dass die Wellenachse des HDT-GHH Maschinensatzes und die Oberfläche jener Gestellträger, an denen die Schienen positioniert werden sollten, nicht parallel zu einander waren. Da eine Neupositionierung der HDT und des GHH nicht in Frage kam, wurden die Schienen der NDT durch unterlegen von Distanzblechen verschiedener Länge und Dicke vertikal ausgerichtet (Abbildung 17). Die Messung der Neigung der HD Welle, welche auch an

den Schienen reproduziert werden sollte, erfolgte mit Hilfe einer Präzisionswasserwaage. Die notwendige Überprüfung der Ebenheit der Schienenoberfläche wurde mit einer langen, geschliffenen Stahllatte durchgeführt. Die Distanzbleche wurden in den Stärken 0,30, 0,50, 1,00, 1,25 mm von der Firma Anton Paar GmbH gefertigt und mit Öffnungen für die Schienenschrauben versehen. Durch den Einsatz von Laserbearbeitungsverfahren bei der Herstellung dieser Bleche waren die Schnittkanten absolut gratfrei, was ihren sofortiger Einbau ermöglichte.

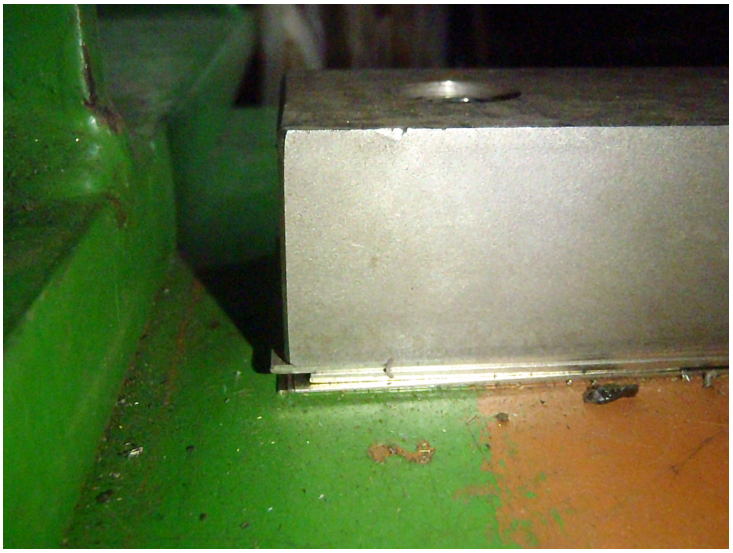


Abbildung 17: Montierte NDT Schiene mit unterlegten Distanzblechen

Die Ausrichtung der Schienen in der horizontalen Ebene erfolgte mit einem großen Schlosserwinkel und den als Referenz verwendeten HDT Konsolen (Abbildung 18). Zunächst wurde die linke Schiene parallel zur Wellenachse der HDT positioniert und niedergespannt, danach die zweite Schiene parallel zur ersten platziert. Nach einer abschließenden Überprüfung der Position wurden die Schienen an die Träger des Maschinengestells angeschraubt. Die Befestigung der Schienen erfolge mit versenkten Zylinderkopfschrauben.

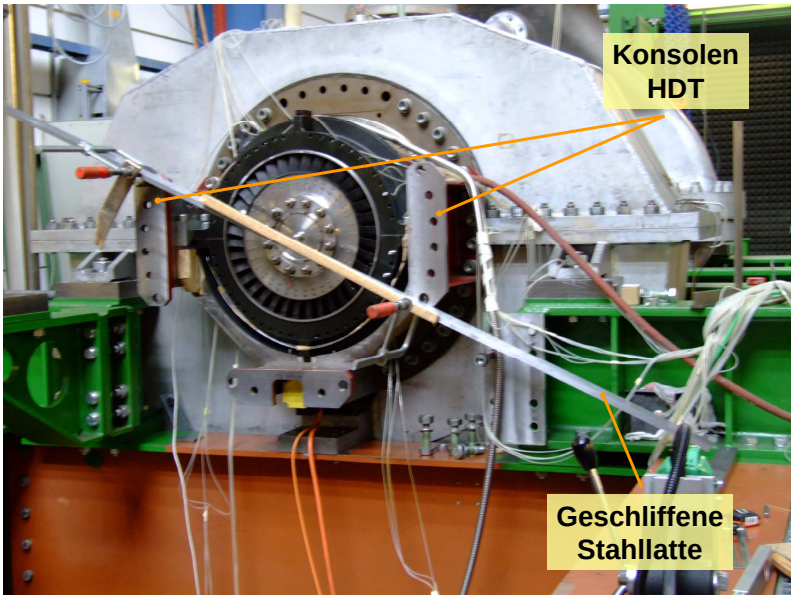


Abbildung 18: Horizontale Ausrichtung der linken Schiene

Um potentielle Fehlerquellen bei der späteren Ausrichtung der NDT zu beseitigen, wurden abschließend kleine Unebenheiten und Oberflächenfehler der Schienen mit einem geölten Abziehstein entfernt.

3.3 Aufbau des NDT Gestells

3.3.1 Rahmen

Der steife Rahmen der NDT ist eine massive Schweißkonstruktion aus IPB 160 Profilen und wurde durch die Firma Grosshammer GmbH gefertigt. Mit einer Masse von 1300 kg und Abmessungen von 2290 x 2660 x 1000 mm stellt er eine der größten und schwersten Komponenten der NDT dar. Die Anlieferung des Rahmens erfolgte mit einem Sattelkraftfahrzeug, das Entladen und der Weitertransport in die Versuchshalle mit einem Gabelstapler. In der Versuchshalle wurde der Rahmen mit dem 5 t Brückenkran befördert.

Der Rahmen besteht im Wesentlichen aus 2 Längsträgern und vier Querträgern, auf welchen später die NDT und die Wasserbremse aufgestellt wurden (Abbildung 19).

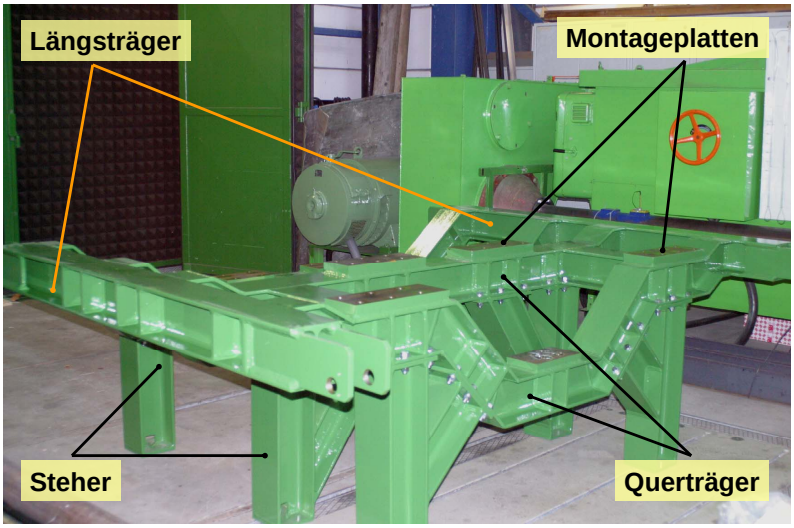


Abbildung 19: NDT Rahmen nach Anlieferung

Mit Hilfe von Gehrungen wurden die mittleren Abschnitte der Querträger auf unterschiedliche Niveaus abgesenkt, um einheitliche Wellenpositionen der Anlagenkomponenten (Leistungsbremse-NDT-HDT) zu ermöglichen. Für die spätere Montage der NDT Bestandteile wurden auf den oberen Seiten der Querträger Stahlplatten mit Bearbeitungszugaben angeschweißt. Bei der abschließenden spanenden Bearbeitung wurden die Feinbohrungen für die Passbolzen der Rollen in einer Aufspannung mit der Überarbeitung der aufgeschweißten Stahlplatten durchgeführt. Damit konnten die geforderten engen Maß- und Lagetoleranzen der Bearbeitungsflächen mit einem Bezug auf die Bolzenachsen des Rahmens erreicht werden.

Die langen Querträger des Rahmens stellen gemeinsam mit der großen, in der Mittelebene konzentrierten Masse der NDT ein weiches schwingungsfähiges System dar. Um der Schwingung der NDT im Betrieb entgegen zu wirken, wurde der Rahmen mit 6 angeschraubten Stehern versehen, welche die Lagerkraft auf das Federfundament der Anlage übertragen. Während des Anlagenbetriebes sind diese Steher mit den beiden, auf das Federfundament geklemmten IPB 160 Profilen verbunden. Diese Trägerprofile sind in der Längsachse der Anlage positioniert und mit Hilfe von „Halfen“-Klemmplatten auf den Fundamentsegmenten befestigt (Abbildung 20). Das Erlaubt eine gleichmäßige Aufteilung der Lager- und Gewichtskräfte der NDT auf mehrere Segmente des Federfundamentes.

3.3.2 Keilschuhe

Damit ein Verfahren des Rahmens möglich ist, muss die Verbindung zwischen den Stehern und den auf dem Federfundament befestigten Längsträgern leicht zu lösen sein. Gleichzeitig ist diese Verbindung großen, durch das Gewicht der NDT verursachten, Normalkräften ausgesetzt. Bei der Suche nach einem für diese Aufgabe geeigneten Verbindungsglied, ist die Entscheidung auf die im Bereich der Werkzeugmaschinen eingesetzten so genannten Präzisions-Keilschuhe gefallen. Um eine steife Kraftübertragung zu erreichen wurde die beidseitig plangefräste Ausführung mit den Abmessungen 160x160 mm und einer zulässigen Belastung von 3800 kg ausgewählt. Die Höhe eines solchen Keilschuhs kann im Bereich von

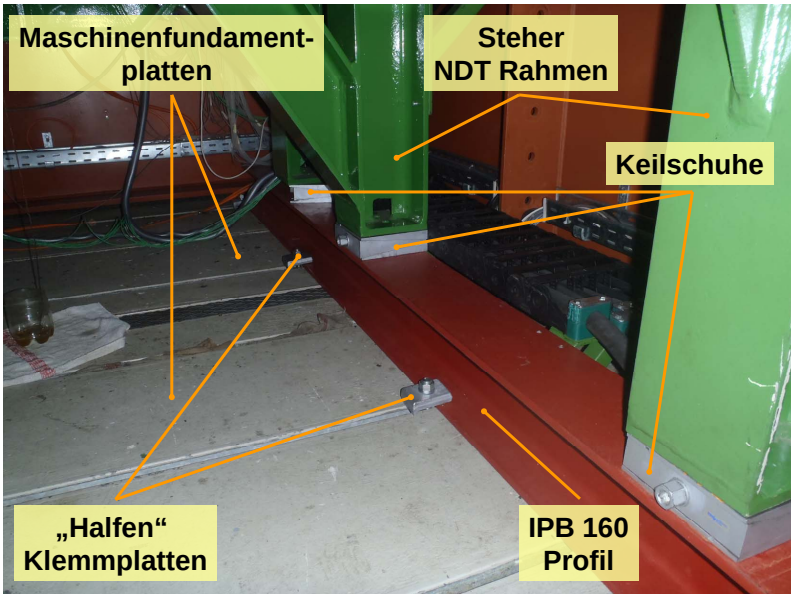


Abbildung 20: Rahmen in betriebsbereitem Zustand

±5 mm aus der Normallage variiert werden. Die Verstellung erfolgt mit Hilfe einer, mit einem Sechskantkopf versehenen Spindel, welche sich auf der Vorderseite des Bauteils befindet. Soll die Anlage bewegt werden, so werden die Keilschuhe abgesenkt und entfernt. Vor jeder Inbetriebnahme der Anlage wird der Rahmen der NDT um 0.20 mm an jedem Steher aus der statischen Position angehoben und so geringfügig verspannt. Damit wird sichergestellt, dass jeder Steher belastet wird. Das Aufheben wird mit Hilfe einer Messuhr kontrolliert .

3.3.3 Rollen

Um einen niedrigen Rollwiderstand beim Verfahren mit der neuen NDT zu erreichen, wurde der NDT Rahmen mit 4 massiven Stahlrollen versehen. Ausgewählt wurde die gleitgelagerte Ausführung SDF-40 mit beidseitigem Spurkranz und Hauptabmessungen von D=200 mm und b=50 mm der Rollenbau GmbH. Die Rollen sind auf Passbolzen mit einer leichten Spielpassung gelagert und positioniert. Die Gleitfläche Rolle-Passbolzen kann über einen Schmiernippel an der Stirnseite des Bolzens bei Bedarf mit Fett geschmiert werden. Die Bolzen sind mit jeweils einem Achshalter gegen Verdrehung und axiale

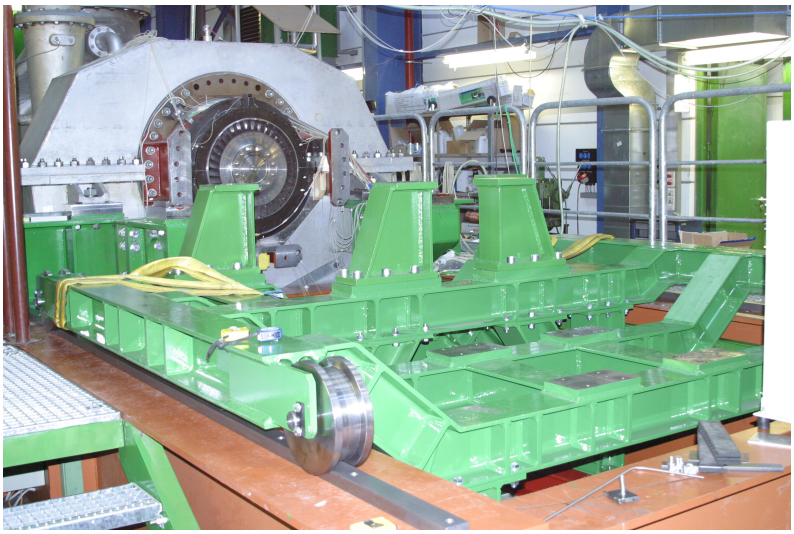


Abbildung 21: NDT Gestell nach Zusammenbau und Aufstellung

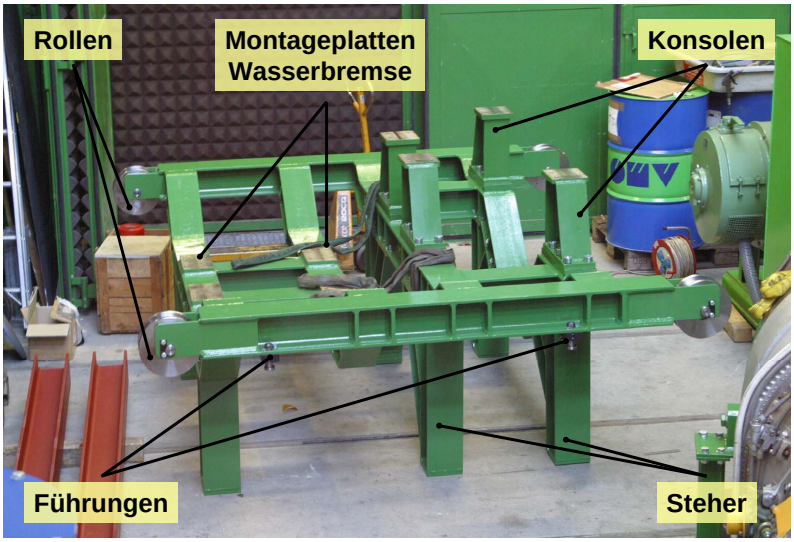


Abbildung 22: NDT Rahmen bestückt mit Rollen, Führungen und Konsolen

Verschiebung gesichert. Abbildung 21 zeigt den mit Rollen bestückten und bereits auf seiner Position im Anlagengestell platzierten NDT Rahmen.

Die Aufnahmen der Rollen im Rahmen wurden so konstruiert, dass jede Rolle über ein Axialspiel von 10 mm verfügte. Somit war es möglich, den Rahmen um $\pm 5,$ mm quer zur Verfahrrichtung zu verschieben sowie leicht zu verdrehen. Der dadurch entstandene Spielraum war für die Feinausrichtung der NDT in der Horizontalebene vorgesehen und erwies sich beim Aufbau der Anlage als unentbehrlich.

3.3.4 Führung

Die exakte seitliche Positionierung des Rahmens auf den Schienen erfolgt mit zwei Führungen. Beide Führungen befinden sich auf der linken, näher zur Werkstatt liegenden Seite des Rahmens in der unmittelbaren Nähe der Rollen (Abbildung 22). Als Führungsflächen dienen die seitlichen Flächen des Schienenprofils.

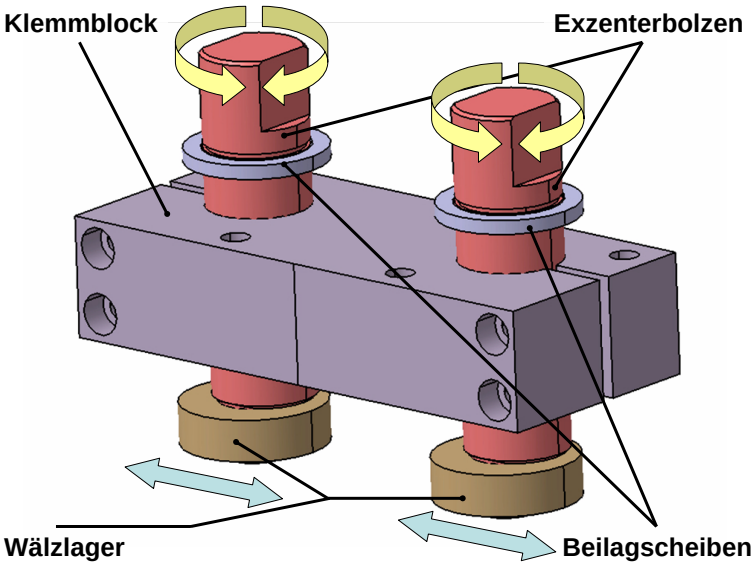


Abbildung 23: CAD Modell der Führung

Eine Führung besteht aus einem Exzenterbolzenpaar, welches in einen geschlitzten Stahlblock geklemmt ist (Abbildung 23). Durch Verdrehen eines Exzenterbolzens (Abflachung **SW 24**) drückt das am

unteren Ende des Bolzens montierte Rillenkugellager gegen die Schiene und der Rahmen kann quer zur Verfahrrichtung bewegt werden. Ist die gewünschte Position erreicht, wird diese Stellung durch Verdrehen des gegenüberliegenden Bolzens bis zum Kontakt mit der Schiene fixiert. Abschließend werden die Exzenterbolzen geklemmt und die Führung kann belastet werden. Je nach Drehrichtung des jeweiligen Exzenterbolzens wird der Rahmen gedreht oder versetzt. Da die Übertragung der Führungskräfte auf die Schiene mit Rillenkugellagern erfolgt, kann der Rahmen trotz festgeklemmten Führungen verschoben werden. Im Betrieb der Anlage soll diese Führung ohne Kontakt zur Schiene sein, damit sich die NDT auf ihrem Rahmen bei Durchwärmung symmetrisch ausdehnen kann.

3.3.5 Konsolen

Auf den 4 vorderen bearbeiteten Flächen des NDT-Rahmens wurden die 4 steifen Konsolen aufgestellt. Sie bilden die 4 tragenden Säulen der Lagerung der ND Welle. Im Speziellen dienen sie der Abstützung der beiden Lagerschilder. Abbildung 22 zeigt den mit den 4 Konsolen bestückten und bereits auf dem Anlagengestell positionierten Rahmen. Nach dem Ausrichten der NDT wurde die endgültige Position der Konsolen durch jeweils zweifaches Verstiften mit dem Rahmen fixiert. Die Konsolen wurden aus 15 mm starken St 52 Brennschnitten zusammengeschweißt, spannungsarmgeglüht und abschließend spanend bearbeitet. Die Fertigung erfolgte in der Werkstätte des Institutes.

3.4 Lagerung der ND Welle

Nach dem Aufbau des Rahmens erfolgte der Zusammenbau der Lagereinheit der ND Welle. Die Lagerung der Turbinenwelle stellt eine aus vielen Bauteilen bestehende Baugruppe dar und bildet gleichzeitig eine der Schlüsselkomponenten der NDT. Zur Verdeutlichung der Montageposition und der Funktion der anfolgend beschriebenen Komponenten, ist in Abbildung 24 eine 3/4 3D-Schnittansicht der Lagereinheit dargestellt.

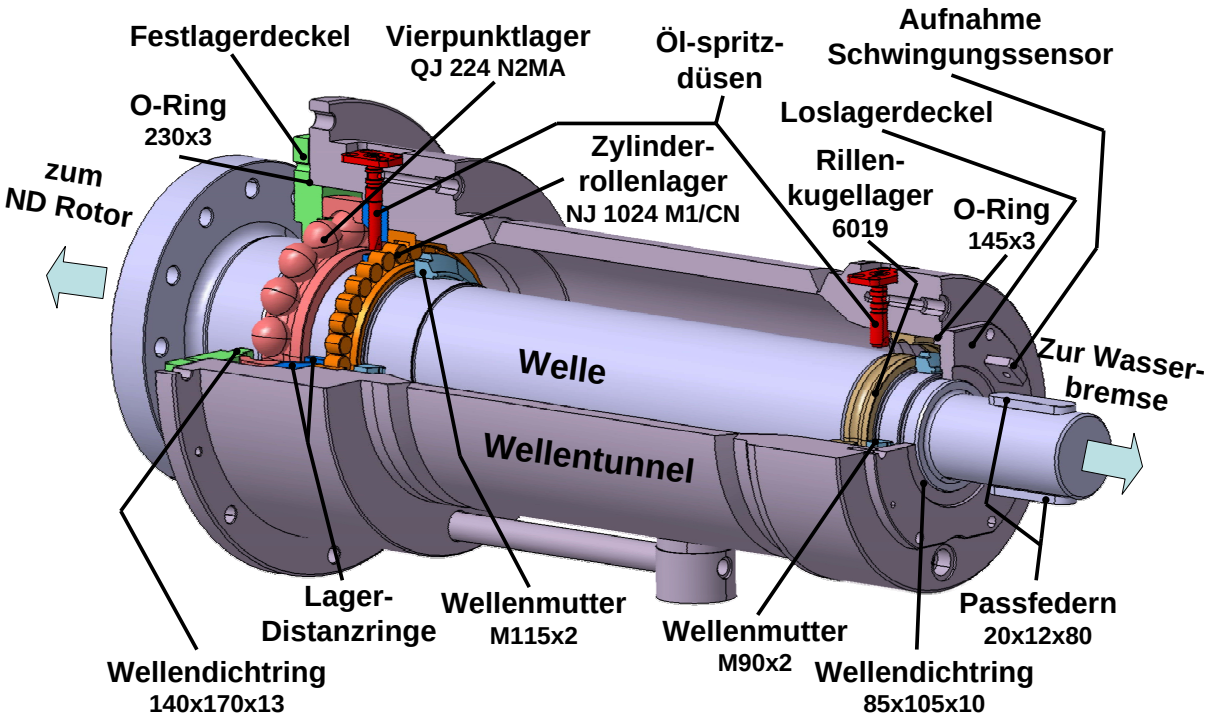


Abbildung 24: Lagerung der ND Welle

3.4.1 ND Welle

Die Fertigung der NDT Welle erfolgte bei der Firma Heldeco CAD/CAM Fertigungstechnik GmbH. Bei der Wahl des Werkstoffes ist die Entscheidung auf den Vergütungsstahl 42CrMo4 (1.7225) gefallen, welcher sich bereits in der HDT als Wellenwerkstoff bewähren konnte. Das Halbzeug wurde geschmiedet

und vergütet. Nach der Fertigung wurde eine Rissprüfung durch den Hersteller durchgeführt. An jenen Flächen, die im Betrieb einen Kontakt mit einem Wellendichtring haben, wurde die Welle gehärtet und anschließend drallfrei geschliffen.

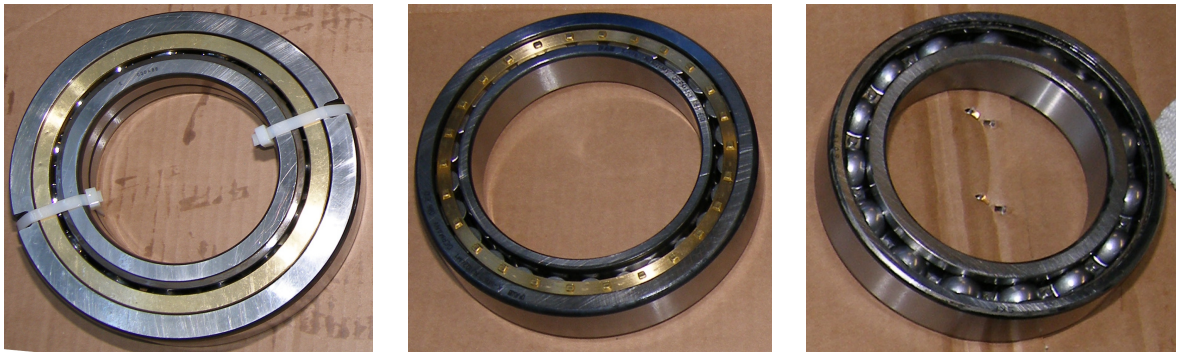
3.4.2 Lager

Die Lagerung der ND Welle besteht aus drei Lagern und kann in zwei Baugruppen, die Festlagereinheit und das Loslager, eingeteilt werden. Eine Übersicht über die Anordnung der Komponenten verschafft die Abbildung 24. Die Dimensionierung der Lager und der Welle wurde neben anderen Themen wie Design- und Konzeptstudien für den Entwurf der NDT von Gerald Rath in [18] behandelt. Technische Daten der verbauten Lager sind in der Tabelle 2 zusammengefasst. Die Schmierung der Lager erfolgt mit einer Öleinspritzschmierung. Das Schmierkonzept und der Aufbau der Ölanlage sind in Kapitel 3.6 näher beschrieben.

Tabelle 2: Daten der gewählten Lager Quelle: Lagerkatalog SKF, FAG

	Herst.	Typ	D	d	b	C_{stat}	C_{dyn}	n_{max}
			mm	mm	mm	kN	kN	U/min
Axiallager	SKF	QJ 224 N2MA	215	120	40	340	286	5500
Radiallager	FAG	NJ 1024 M1/CN	180	120	20	183	134	5500
Loslager	FAG	6019	145	95	24	54	63,7	5500

Festlagereinheit Die Festlagereinheit setzt sich zusammen aus einem Vierpunktlager (SKF QJ 224 N2-MA) (Abbildung 25 (a)), welches die Axialbelastung aufnimmt und einem radialbelasteten Zylinderrollenlager (FAG NJ 1024 M1/CN) (Abbildung 25 (b)).



(a) Vierpunktlager (b) Zylinderrollenlager (c) Rillenkugellager

Abbildung 25: Wälzlager der ND Welle

Die Innenringe der beiden Lager wurden mit einer zwischenliegenden Hülse (Abbildung 26) und einer Wellenmutter (Gewinde **M 115 x 2**) mit der Welle geklemmt. Die Passungen Welle-Innenringe weisen entsprechend der Lagereinbauvorschift für Wellen mit Gewichtsbelastung leichte Presssitze auf. Das Erwärmen der Lagerringe auf ca. 80 °C hat ihre Montage auf die Welle erheblich erleichtert.

Außen werden die Lager von einem Festlagerdeckel über die Außenringe und eine Zwischenhülse, welche mit Bohrungen für Ölspritzdüsen versehen ist (Abbildung 26), an eine Schulter des Wellentunnels gepresst. Das Zylinderrollenlager wurde mit einer leichten Spielpassung in den Wellentunnel eingebaut. Der Außenring des als Axiallager eingesetzten Vierpunktlagers weist einen Radialspalt von 7.5 mm zum Gehäuse auf. So kommt es zu keiner Radialbelastung des Lagers und keiner Verspannung an der Lagerstelle. Das Axiallager wurde ohne Vorspannung eingebaut.

Loslager Als Loslager wird das Rillenkugellager (FAG 6019)(Abbildung 25 (c)) verwendet. Gleich wie auf der Festlagerseite weist das Lager einen leichten Presssitz am Innenring auf und wird mit einer Wellenmutter (Gewinde **M 90 x 2**) gesichert. Am Außenring hat das Lager eine leichte Spielpassung. Damit ist eine ungehinderte Ausdehnung der Welle bzw. des Wellentunnels möglich.

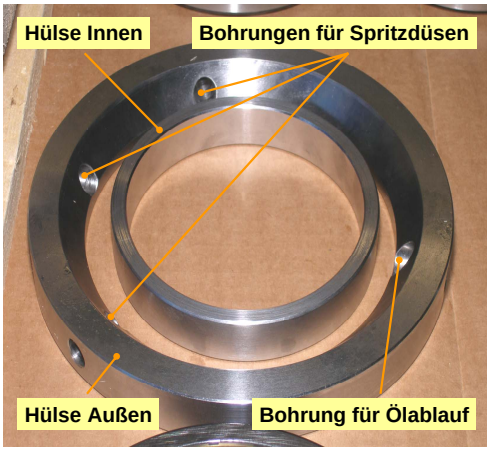
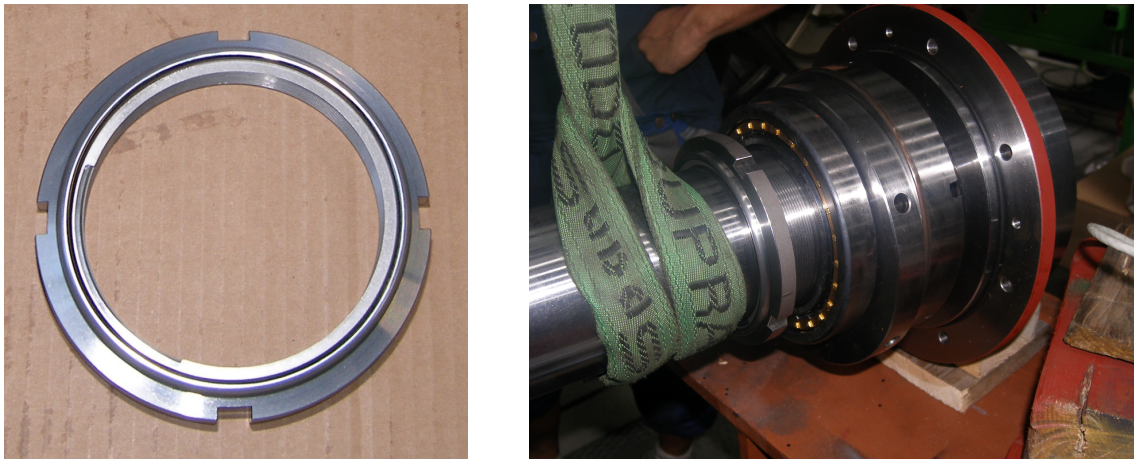


Abbildung 26: Distanzhülsen der Festlagereinheit, innen und außen

3.4.3 Wellenmutter

Zum Sichern des Fest- und des Loslagers wurden innovative selbstsichernde Wellenmuttern „FINE U-NUT ®“ eingesetzt (Abbildungen 27 (a) und (b)). Dadurch konnte das Gewicht einer Kontermutter erspart bzw. das Einkerben der Welle für eine formschlüssige Sicherung vermieden werden. Das Festziehen bzw. das Lösen der Wellenmutter erfolgte mit einem Hackenschlüssel. Seit der Inbetriebnahme im Frühling 2010 war die Anlage bereits über 400 Stunden in Betrieb und es bestand bisher kein Grund, die Wahl dieses innovativen Maschinenelementes zu überdenken.



(a) Selbstsichernde Wellenmutter

(b) Montage der Wellenmutter

Abbildung 27: Montage einer selbstsichernden Wellenmutter

3.4.4 Lagerdeckel

Die beiden Lager auf den Stirnseiten des Wellentunnels schützen die Lager vor äußeren Einflüssen und tragen die zur Abdichtung des Gehäuses notwendigen Wellendichtringe. Eine genaue radiale Positionierung der Deckel wird durch eine Zentrierung im Wellentunnel gewährleistet. Weiters wurden die Lagerdeckel mit Aufnahmen für die 8 mm Schwingungsmessgeber des Wellenüberwachungssystems Bently Nevada (Kapitel 4.4.1) bestückt. Die Fertigung der beiden Lagerdeckel erfolgte aus S355J2 und wurde bei der Firma Koller GmbH durchgeführt. Zur leichteren Demontage verfügen die Deckel über mehrere symmetrisch angeordnete Abdrückbohrungen.

Festlagerdeckel Mit Hilfe des Festlagerdeckels wird die Festlagereinheit zusammengehalten indem der Deckel stirnseitig an den Wellentunnel angeschraubt wird (Abbildung 24 auf Seite 19). Die Zentrierfläche

(a) Festlagerdeckel Innenseite

(b) Loslagerdeckel

Abbildung 28: Fest- und Loslagerdeckel

des Deckels ist so ausgeführt, dass die Komponenten der Festlagereinheit sicher zusammengedrückt werden bevor der Deckel am Wellentunnel aufliegt.

Beim Zusammenbau der Lagereinheit muss der Festlagerdeckel mit dem bereits eingesetzten Wellendichtring und dem aufgesetzten O-Ring als erste Komponente auf der Welle platziert werden, da aufgrund der geschlossenen Deckelform keine nachträgliche Montage dieser Teile mehr möglich ist.

Um ein ungehindertes Ablaufen des Schmieröls auch vor dem Axiallager zu gewährleisten, wurde der Festlagerdeckel auf der unteren Seite mit drei rechteckigen Taschen versehen (Abbildung 28 (a)).

Loslagerdeckel Der Loslagerdeckel hat im Gegensatz zum Festlagerdeckel keinen mechanischen Kontakt zum Loslager und erfüllt eine reine Schutz- bzw. Dichtfunktion. Der Loslagerdeckel mit dem eingepressten Wellendichtring ist in Abbildung 28 (b) dargestellt.

3.4.5 Wellentunnel

Der rohrförmige Wellentunnel stellt mit den beiden Lagerdeckeln ein geschlossenes und aufgrund der großen Wandstärken sehr biegesteifes Lagergehäuse dar. Zusätzlich ist der Wellentunnel mit Montagebohrungen für die Spritzdüsen der Lagerschmierung, für die Leitungen des Ölrücklaufes und für die Messfühler der Lagertemperaturüberwachung ausgestattet. Die Herstellung des Wellentunnels erfolgte bei

(a) Wellentunnel nach der Bearbeitung

(b) Einbaufertiger Wellentunnel bestückt mit Welle und Lagerung

Abbildung 29: Wellentunnel vor und nach dem Zusammenbau

der Firma Heldeco GmbH. Als Werkstoff wurde S355J2 verwendet. In der Fertigung wurde der Wellentunnel aus zwei vorbearbeiteten Teilen geschweißt, spannungsarmgeglüht und fertigbearbeitet. Abbildungen 29 (a) und (b) zeigen den Wellentunnel vor und nach dem Zusammenbau der kompletten Lagereinheit.

Der Wellentunnel wird durch die beiden Lagerschilder positioniert und getragen. Die Lagerung des Wellentunnels wurde nach dem Prinzip einer Wellenlagerung gestaltet. An der Festlagerseite ist der Wellentunnel fest an das Lagerschild angeschraubt, an der Loslagerseite ist eine ungehinderte Ausdehnung über eine Gleitfläche möglich (Abbildung 30).

Abdichtung des Wellentunnels Aufgrund der intensiven Ölbewegung und Nebelentstehung im inneren des Wellentunnels ist eine Abdichtung nach außen erforderlich. Der Wellentunnel ist an den beiden Enden mit Lagerdeckeln verschlossen. Die Abdichtung der Trennfläche Lagerdeckel und Wellentunnel erfolgt mit zwei O-Ringen (230 x 3 NBR 70 Festlagerseite und 145 x 3 NBR 70 Loslagerseite).

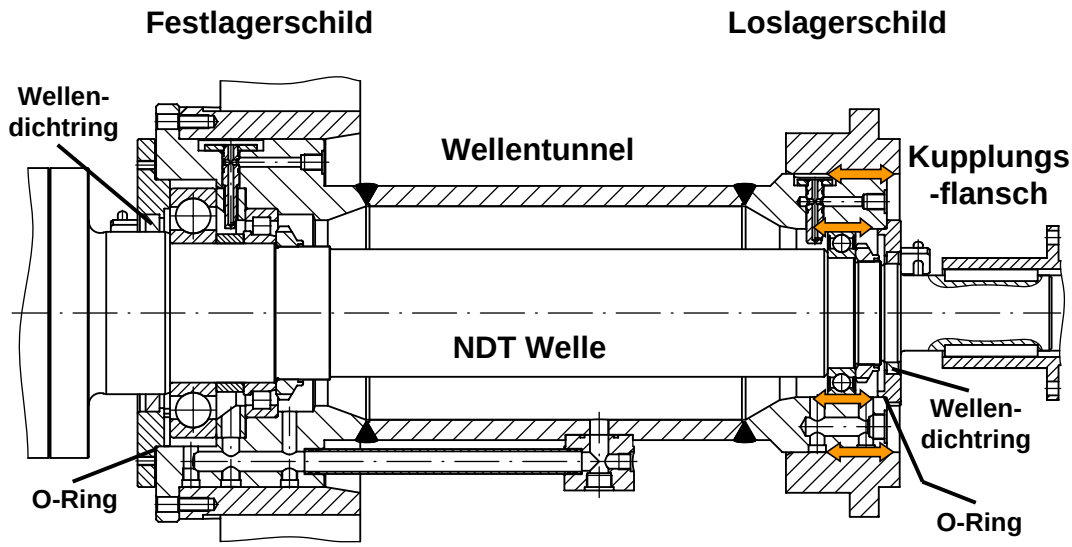


Abbildung 30: Lagerung des Wellentunnels

Der Wellentunnel wurde an den Dichtkanten mit 45° Fasen versehen, in welchen die O-Ringe leicht gequetscht werden und so die Dichtfunktion erfüllen (Abbildung 24 bzw. 30). Die Dichtfunktion zwischen der NDT-Welle und den Lagerdeckeln wird mit zwei Wellendichtringen (Simrit BAUM 6 SLX 7-75 FKM 585 CZ 140 x 170 x 13 und SKF CR 85 x 105 x 10 CRW 1 V) erfüllt. Deren Einbauposition ist in den Abbildungen 24 und 30 gekennzeichnet. An den Kontaktflächen zu den Wellendichtringen wurde die Wellenoberfläche gehärtet. Technische Daten der verbauten Wellendichtringe sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3: Technische Daten der gewählten Wellendichtringe Quelle: Produktkatalog Simrit, SKF

Herst.	Typ	D	d	b	Temperaturbereich	Werkstoff	n_{max}
		mm	mm	mm	°C		U/min
Simrit	BAUM6SLX7 585 CZ	170	140	13	-40 bis 200	FKM	4800
SKF	CRW1 V	105	85	10	-25 bis 160	NBR	4044

3.4.6 Fest- und Loslagerschild

Der Wellentunnel wird an seinen Enden durch jeweils ein Lagerschild getragen. Auf der Festlagerseite befindet sich das Festlagerschild, auf der Loslagerseite das Loslagerschild. Die Lagerschilder sind auf geschliffenen Platten, welche durch Konsolen getragen werden, positioniert und übertragen die Kräfte von den Lagern über den Wellentunnel an den Rahmen und in weiterer Folge an das Maschinenfundament (Abbildung 31).

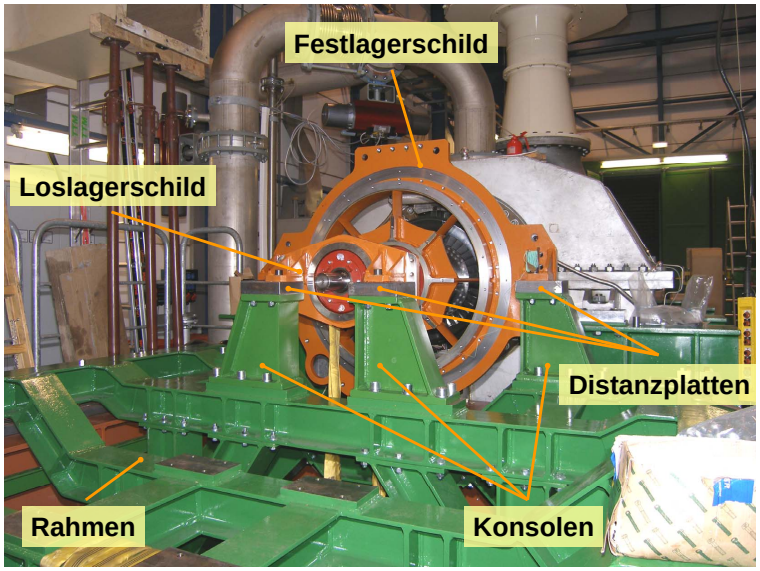


Abbildung 31: Fest- und Loslagerschild auf dem Rahmen

Loslagerschild Das Loslagerschild ist an seine Auflage, an die geschliffenen Distanzplatten, welche sich auf den Konsolen befinden, angeschraubt (Abbildung 31). Der Wellentunnel weist eine leichte Spielpassung im Loslagerschild auf. Dadurch kann eine temperaturbedingte Ausdehnung des Wellentunnels spannungsfrei erfolgen (Abbildung 30).

Festlagerschild An der Festlagerseite ist der Wellentunnel an das Festlagerschild angeschraubt (Abbildung 32). Die Lagerkräfte müssen von dem mittig angeordneten Wellentunnel nach außen hin zur Aufhängung des Lagerschildes an den Konsolen geleitet werden. Dazu dienen 8 symmetrisch am Umfang verteilte Stützstreben. Für minimale Strömungsverluste an den Streben sowie für eine möglichst beeinträchtigungsfreie Strömung in den stromaufwärts liegenden Messebenen, wurde der Querschnitt der Stützstreben mit einer NACA 0018 Profilform bei einer Profillänge von 100 mm ausgeführt.

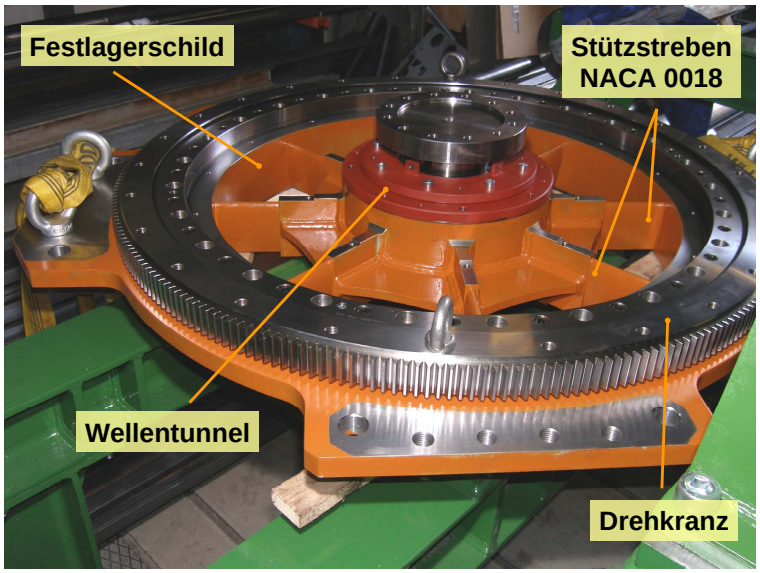


Abbildung 32: Festlagerschild mit Wellentunnel und Drehkranz

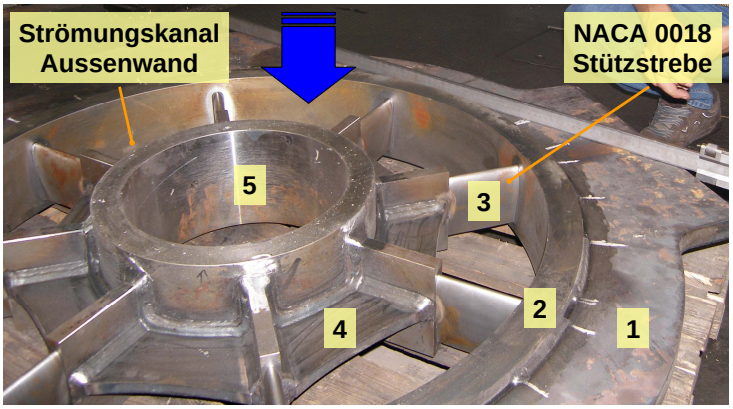


Abbildung 33: Festlagerschild vor dem Spanen bei der Firma FMT

Die Fertigung des Festlagerschildes wurde bei der Firma FMT GmbH aus S355J2 durchgeführt. Das Festlagerschild wurde aus mehreren vorbereiteten, zum Teil massiven Bauteilen zusammengeschweißt und abschließend spanend überarbeitet. Als eine Herausforderung für die Konstruktion und die Fertigung erwies sich die Bearbeitung der Oberfläche, welche später die Außenkontur des Strömungskanals darstellt und das verzugsfreie Schweißen von Bauteilen verschiedener Wanddicke erforderte. Abbildung 33 zeigt das Festlagerschild während der Fertigungsphase. Die Einzelteile, aus welchen das Festlagerschild gebaut wurde, sind in der Abbildung 33 mit Positionsnummern versehen. Damit soll die anschließende Beschreibung des Fertignugsvorganges vereinfacht werden. Die Innenseite des Teils 2 stellt die Außenkontur des Strömungkanals der NDT dar und erfordert eine entsprechend hohe Oberflächengüte sowie Mass- und Formgenauigkeit, damit es zu keiner Inhomogenität in der Strömungsverteilung und der damit verbundenen Beeinträchtigung bei späteren Messungen kommen kann. Die übliche Vorgangsweise Schweißen-Glühen-Bearbeiten konnte hier nicht angewendet werden, da die eingeschweißten Stützstreben Pos. 3 die Innenfläche von Pos. 2 unzugänglich für das Werkzeug machen. Deshalb wurde eine neue Fertigungsreihenfolge festgelegt. Der Ring Pos. 2 wurde in den Brennschnitt Pos. 1 mit abgesetzter Naht eingeschweißt. Nach dem Glühen des Teils wurde die Innenseite von Pos. 2 auf das Endmaß bearbeitet. Anschließend wurden die bei der Firma Koller GmbH gefertigten Stützstreben Pos. 3 sowie die Verstärkungen Pos. 4 und der Innenring Pos. 5 eingesetzt und verzugsfrei und bei ständigem Vermessen des Lagerschildes geschweißt. Parallel dazu wurden auch die Verbindungsnähte zwischen Pos. 1 und 2 vervollständigt. Die Vermessung der Innenseite von Pos. 2 nach dem Abschluss der Schweißarbeiten bestätigte die geforderte Toleranz. Abschließend folgte die Endbearbeitung der restlichen relevanten Oberflächen.

Das Festlagerschild ist im Betrieb einem Temperaturgradienten ausgesetzt, da die Stützstreben sowie seine Innenseite mit dem warmen Arbeitsmedium in Berührung kommen, an der Außenseite jedoch Raumtemperatur herrscht. Die temperaturbedingte Ausdehnung darf nicht behindert werden, was beim festen Anschrauben des Lagerschildes an die Konsolen passieren würde. Deshalb wurde die Lagerung des Festlagerschildes auf den Konsolen thermoelastisch ausgeführt. Die Distanzplatten sowie die Montagepratzen des Festlagerschildes wurden mit 20 mm breiten Nuten quer zur Wellenachse versehen. In den Nuten der Distanzplatten wurden Passfedern platziert (Abbildung 34). Die Verbindung Passfeder-Festlagerschild weist eine leichte Spielpassung auf. Ein Gleiten quer zur Wellenachse ist möglich, jedoch in Richtung der Wellenachse ist die Bewegung des Lagerschildes gesperrt. Durch die Passung ist die axiale Position des Festlagerschildes exakt bestimmt. Damit eine Bewegung der Festlagerschildauflagen möglich ist, das Abheben des Lagerschildes von der Unterlage aber nicht, wurden die Festlagerschrauben so mit Hülsen vorgespannt, dass ein 0.5 mm Spalt zwischen Schraubenkopf und Festlagerschildauflage vorhanden war. (Abbildung 34). Die Positionierung quer zur Wellenachse erfolgte durch eine weitere Nut-Feder Verbindung am mittleren Teil des vorderen Querträgers des Rahmens (Abbildung 35). Damit ist die Bewegung des Festlagerschildes quer zur Wellenachse gesperrt und durch die Ausführung der Verbindung mit einer leichten Spielpassung ist seine Position exakt bestimmt. Für eine Ausdehnung des Lagerschildes in der Hochachse wurde die Verbindung mit einem ausreichenden vertikalen Spalt ausgeführt. Ein temperaturbedingtes Wachsen des Lagerschildes kann ohne Einschränkung erfolgen. Die Position des Wellenmittelpunktes bleibt somit bei einer gleichmäßigen Erwärmung unverändert. Nach dem am Ende der Aufbauphase stattgefundenen Ausrichten der NDT, wurden die Positionen der Feder (Festlagerschild) und der Nut (Rahmen) mit Kegelstiften referenziert.

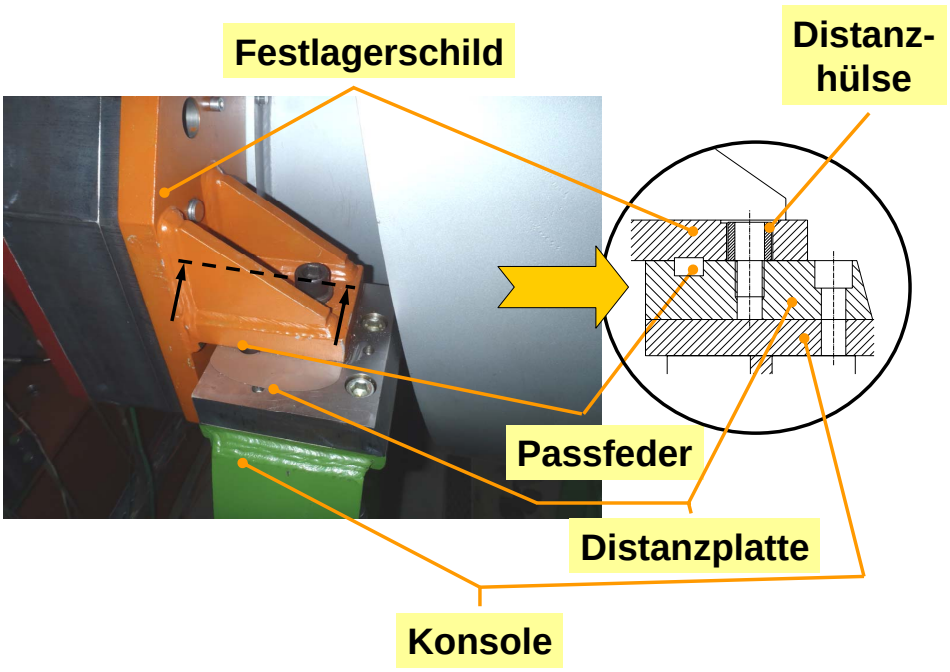


Abbildung 34: Führung und Lagerung des Festlagerschildes

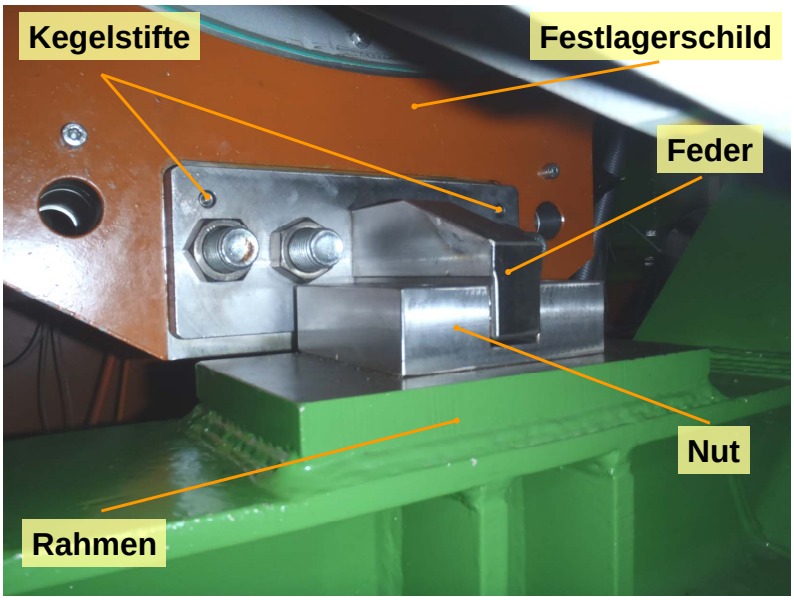


Abbildung 35: Nut und Feder in der Symmetrieebene der NDT

3.5 Ausrichtung der NDT

Nach dem Aufbau der Lagerschilder auf den Konsolen und dem Einbau des Wellentunnels wurde die Ausrichtung der ND Welle durchgeführt. Eine präzise Ausrichtung der NDT war erforderlich, um eine konzentrische Lage der Gehäuseteile der HDT und der NDT zu gewährleisten. Ist eine solche Konzentrizität gegeben, so ist auch eine für eine homogene Strömungsverteilung erforderliche gleichmäßige Spaltverteilung an den Bauteilübergängen gewährleistet. Eine Konzentrizität der beiden Wellen (HD und ND) ist auch für ein einwandfreies Öffnen der Anlage sowie für das Zusammenfahren mit der NDT notwendig.

Die Messung der NDT Position wurde mit einer Messuhr durchgeführt und erfolgte relativ zur HDT.

Als Bezugspunkt der NDT diente aufgrund der einfachen Zugänglichkeit und guter Laufeigenschaften der Wälzlagerung die ND Welle und im fortgeschrittenen Aufbaustudium der ND Rotor. An der HDT diente das Rotorgehäuse und im späteren Montagestadium der innere Teil des Turbinenzwischendiffusors als Bezugsfläche. Bei der Vermessung wurde die Messuhr auf einem steifen (damit die Eigenverformung minimal bleibt), aus „Item“-Profilen gebauten Gestänge auf der NDT Welle befestigt (Abbildung 36).

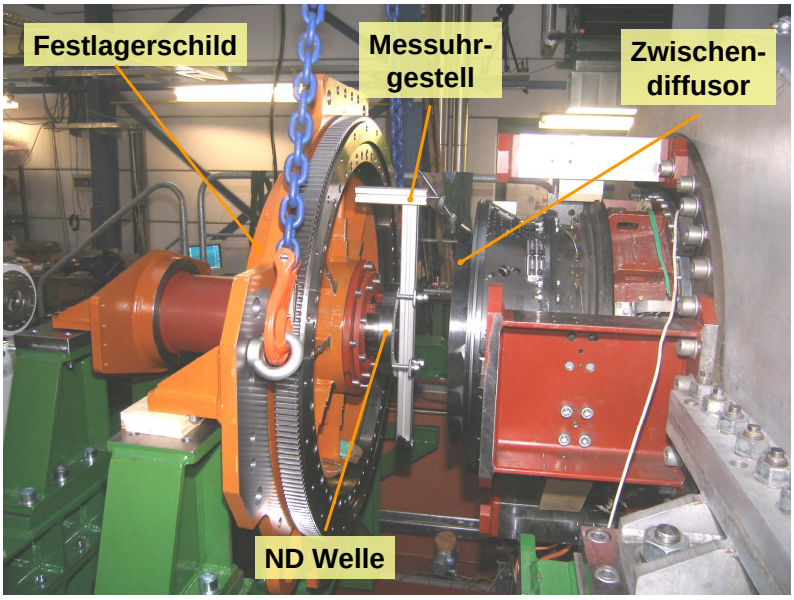


Abbildung 36: Vermessung der NDT Position

Durch Drehen der ND Welle und somit der Messuhr wurden die Abstände NDT-HDT an 8 regelmäßig am Umfang verteilten Positionen erfasst. Um ein räumliches Bild von der Lage der ND Welle zu machen, wurde die Vermessung immer radial und axial durchgeführt. Eine solche Anordnung der Messuhr für eine radiale (Parallelität) bzw. eine axiale (Klaffung) Vermessung ist in Abbildung 37 schematisch dargestellt.

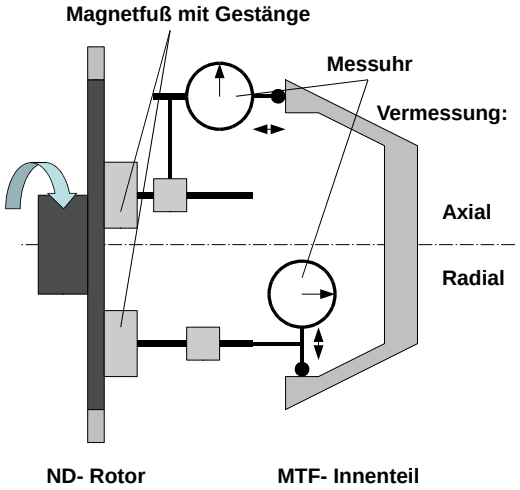


Abbildung 37: Anordnung der Messuhren am ND Rotor

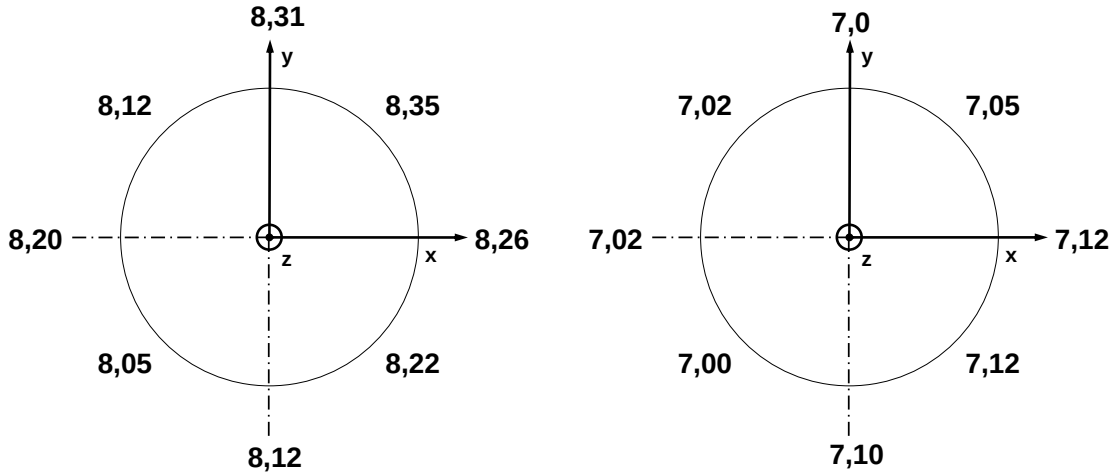
3.5.1 Distanzplatten und vertikale Ausrichtung der NDT

Als Möglichkeit die vertikale Lage der ND Welle einzustellen wurde das Zuschleifen von speziellen Distanzplatten vorgesehen. Diese Distanzplatten befinden sich zwischen den Konsolen und den Auflagen des Lagerschildes. Durch Variation der Plattendicke konnte die Lage und der Winkel der ND Welle verändert und in den gewünschten Zustand gebracht werden. Die Stahlplatten wurden als Brennschnitt

mit erheblichem Übermass bestellt und dann in mehreren Zerspanungszyklen auf das Endmaß gebracht. Nach einem absolvierten Zerspanungszyklus wurden die Platten eingebaut und die Lage der ND Welle, bezogen auf die HD Welle mit einer Messuhr gemessen. Dieser Vorgang wurde wiederholt bis die radiale und die axiale Differenz über den Umfang $\leq 0.3\,\text{mm}$ betrug.

3.5.2 Horizontale Ausrichtung der NDT

Gleichzeitig zur vertikalen Ausrichtung der NDT und dem Einschleifen der Distanzplatten wurde die Wellenachse der NDT horizontal ausgerichtet. Das axiale Spiel der Rollen im Rahmen sowie das Lochspiel in den Bohrungen der Konsolen, der Distanzplatten und der Lagerschilder haben ausreichend Spielraum geboten, um die aufgrund der etwas günstigeren Fertigung gröber gewählten Toleranzen auszugleichen. Nach mehreren Vermessungszyklen wurden die Bauteile endgültig positioniert und fixiert. Abschließend wurde die Position des Rahmens mit den Exzenterbolzen der Führung eingestellt und alle tragenden Komponenten miteinander verstiftet.
Das Ergebnis der endgültigen Vermessung der NDT Position ist in Abbildung, 38 dargestellt.



(a) Axial (b) Radial

Abbildung 38: Vermessung HDT-NDT nach der Ausrichtung

3.6 Lagerschmierung

Nachdem die Positionierung der ND Welle abgeschlossen war, wurde die Installation der zur Lagerschmierung verwendeten Ölanlage durchgeführt.

3.6.1 Konzipierung der Ölanlage

Die Schmierung und die Kühlung der Lager der NDT erfolgt durch eine Einspritzung von Schmieröl direkt auf die Wälzkörper der Lager. Dieses Konzept wurde in erster Linie aufgrund der hohen Wälzkörpergeschwindigkeit von 32 m/s bei einer Nenndrehzahl der ND Welle von 3600 U/min gewählt. Als Schmiermittel in der NDT wurde aufgrund der günstigen Eigenschaften wie neutrales Verhalten gegenüber Dichtungen und gutes Luftabscheidevermögen, das mineralische Turbinenöl **OMV turb HTU 68*** gewählt.

Die Versorgung der Lager mit dem Schmieröl erfolgt mit Hilfe eines Schmieraggregates. Die Schmierstation wurde durch die Firma Hainzl GmbH gemäß der gestellten Anforderungen projektiert und geliefert. Die Anforderungen waren: Volumenstrom von 6,5 l/min bei 10 bar, 4 getrennte Schmierkreise mit einstellbarem Volumenstrom, Ölheizung und eine Kühlung mit 5 kW Kühlleistung. Diese Vorgaben stellen die Resultate der durchgeführten analytischen Auslegung der Lagerschmierung nach der von SKF vorgeschlagenen Vorschrift dar. Eine Zusammenbauzeichnug mit Anschlussmaßen sowie ein detaillierter Hydraulikplan der installierten Ölanlage wurden von Hainzl GmbH zur Verfügung gestellt und sind im Anhang zu finden.

*Spezifikationen siehe Anhang

Die Schmierstation wurde unter der Gitterstiege des Prüfstandes, auf der zur Institutswerkstätte gerichteten Seite des Anlagengestells installiert. Die aufgebaute Schmieranlage ist in Abbildung 39 dargestellt. Die wichtigsten Komponenten sind in der Abbildung markiert und anschließend aufgezählt.

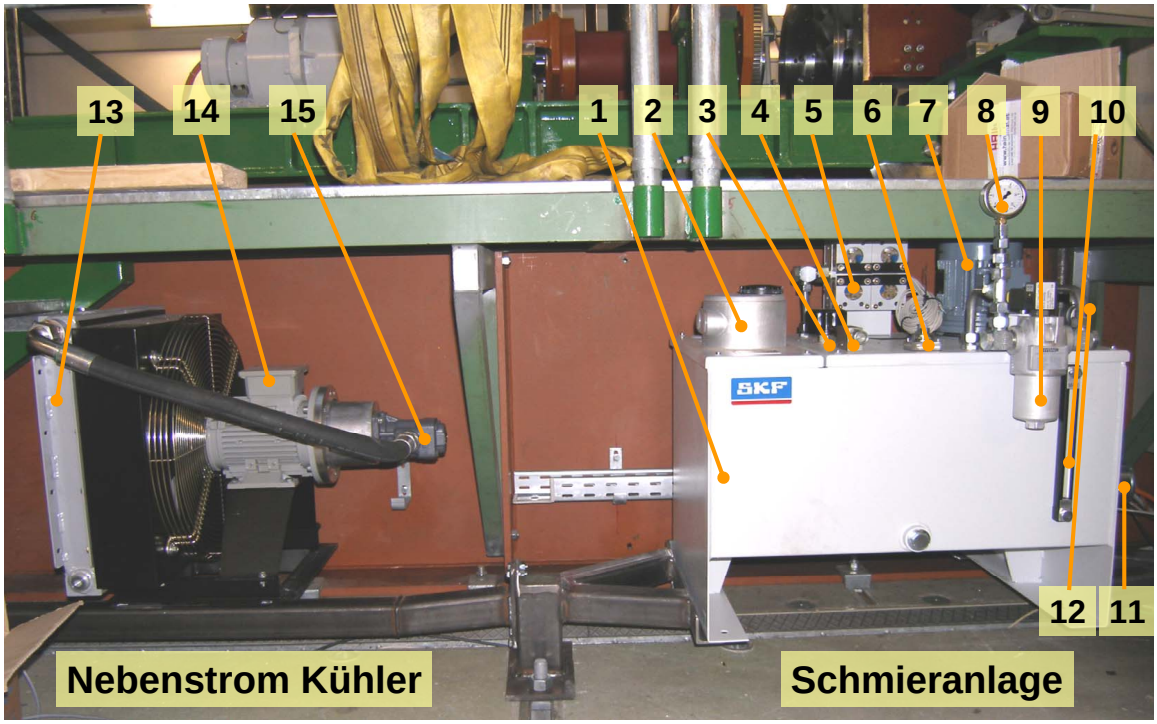


Abbildung 39: Schmieranlage der NDT

1. Ölbehälter mit ca. 100 l Inhalt*
2. Einfüllstutzen mit zwei Rücklaufanschlüssen und einem Grobsieb
3. Tankentlüftung
4. Druckbegrenzungsventil zum Einstellen des Systemdruckes p=3 ... 12 bar
5. Mengenbegrenzer mit Feindrossel (4 Stk.) zum Einstellen der Fördermenge ($\dot{V} = 0,1...4,4\,l/min$) einer Spritzdüse jeweils mit Volumenstrommessung
6. Füllstandschalter mit 2 Schaltpositionen: Vorwarnung und min. Ölstand*
7. Förderpumpe, $\dot{V} = 9\,l/min$, $p_{max} = 10\,bar$*
8. Systemdruckanzeige
9. Druckfilter mit Verschmutzungsanzeige*
10. Ölstandsanzeige
11. Ölheizung*
12. Elektronischer Temperaturschalter*
13. Kühler*
14. E-Motor*
15. Pumpe*

*Technische Details Datenblatt im Anhang

3.6.2 Schmierkreislauf

Ausgehend von dem Ölbehälter wird das Öl durch den Druckbegrenzer und den Druckfilter gefördert, in 4 Teilströme aufgeteilt und den 4 Mengendrosseln zugeführt (Abbildung 40 (b))), da für die Schmierung der mit 3 Wälzlager ausgeführten Lagerung der NDT Welle 4 Spritzdüsen installiert wurden (Kapitel 3.6.5). Von den Ausgängen der Mengendrosseln $p_1 \dots p_4$ (Abbildung 40 (a)) führen Schlauchleitungen das Schmieröl zu den einzelnen Schmierstellen, wobei am Anfang der jeweiligen Leitung eine Druckmessung erfolgt und der Druck mit Hilfe von Druckschaltern überwacht wird. Damit es beim Verfahren mit der NDT zu keiner Behinderung durch die Hydraulikleitungen kommt, wurden die Ölleitungen in einem Kabelschlepp untergebracht. An der Schmierstelle wird das Öl mit einer Spritzdüse auf die Wälzkörper eines Lagers gespritzt und rinnt in den Wellentunnel ab. Dort sammelt es sich und rinnt drucklos zurück in den Ölbehälter (Anschlüsse R) ab.

Der Öl-Kreislauf ist mit diversen Sicherheits- und Überwachungseinrichtungen ausgestattet. Eine nähere Beschreibung dieser Schutzkomponenten folgt in Kapitel 4.4.2.

3.6.3 Ölheizung

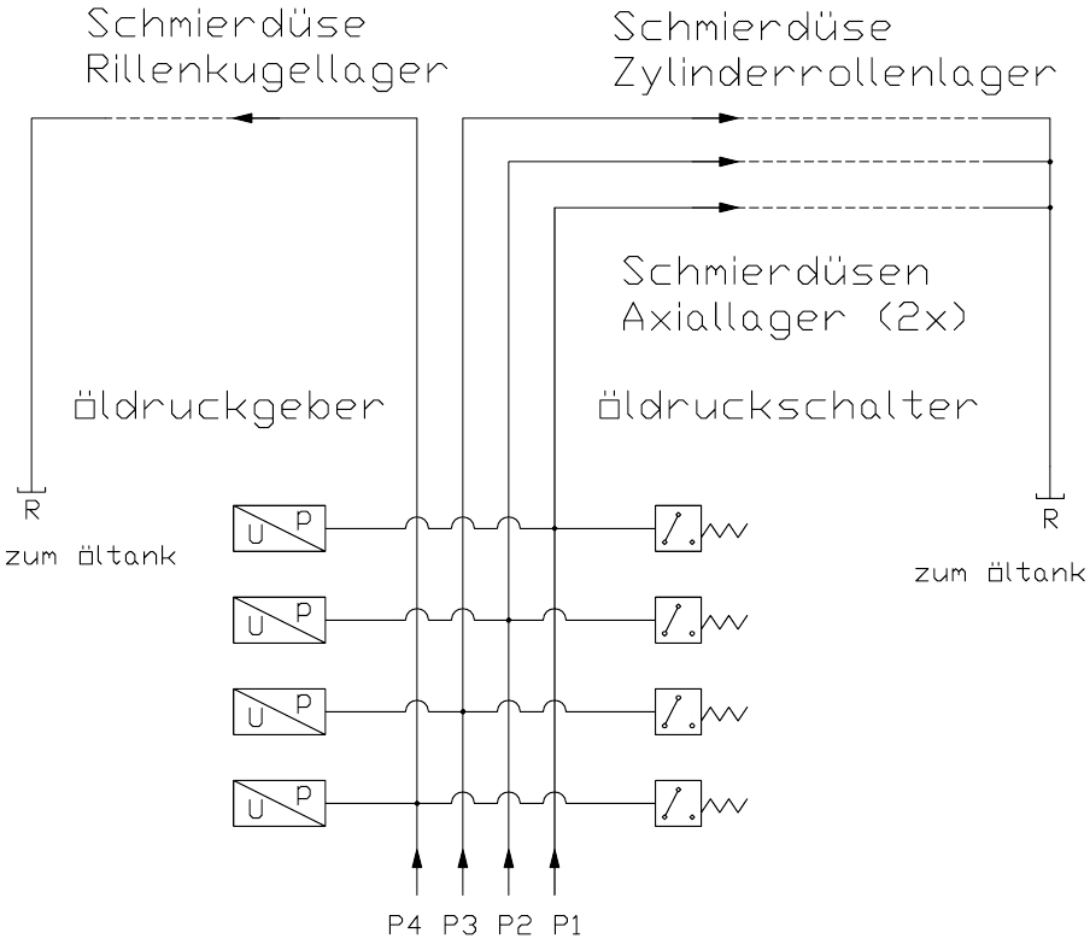
Eine Ölheizung (Pos 11, Abbildung 39) wurde installiert, um das Öl vor der Inbetriebnahme der Anlage auf Betriebstemperatur zu bringen. Da der Rücklauf des Öls aus dem Wellentunnel zum Öltank drucklos bei einer Höhendifferenz von ca. 0,9 m erfolgt, kann bei zu niedriger Öl-Temperatur ($\vartheta_{\text{Tank}} < 30\,^{\circ}\text{C}$) das Öl nicht ausreichend schnell ablaufen. So kann es dann zu einem Ölaufstau im Wellentunnel kommen, was eine Beschädigung der Wellendichtringe zur Folge haben kann. Die Ölheizung wird manuell betätigt und schaltet sich **nicht** automatisch ab. Nach Erreichen der maximal zulässigen Tanktemperatur geht das Kühlaggregat an und kühlt das Öl entsprechend der Einstellung des Temperaturschalters ab. Die Leistung der Kühlung ist mit 18 kW deutlich höher als die der Heizung (1 kW). Eine versehentlich aktivierte Ölheizung stellt somit keine Gefahr für die Anlage dar, hat jedoch einen überflüssigen Energieverbrauch zur Folge.

3.6.4 Ölkühlung

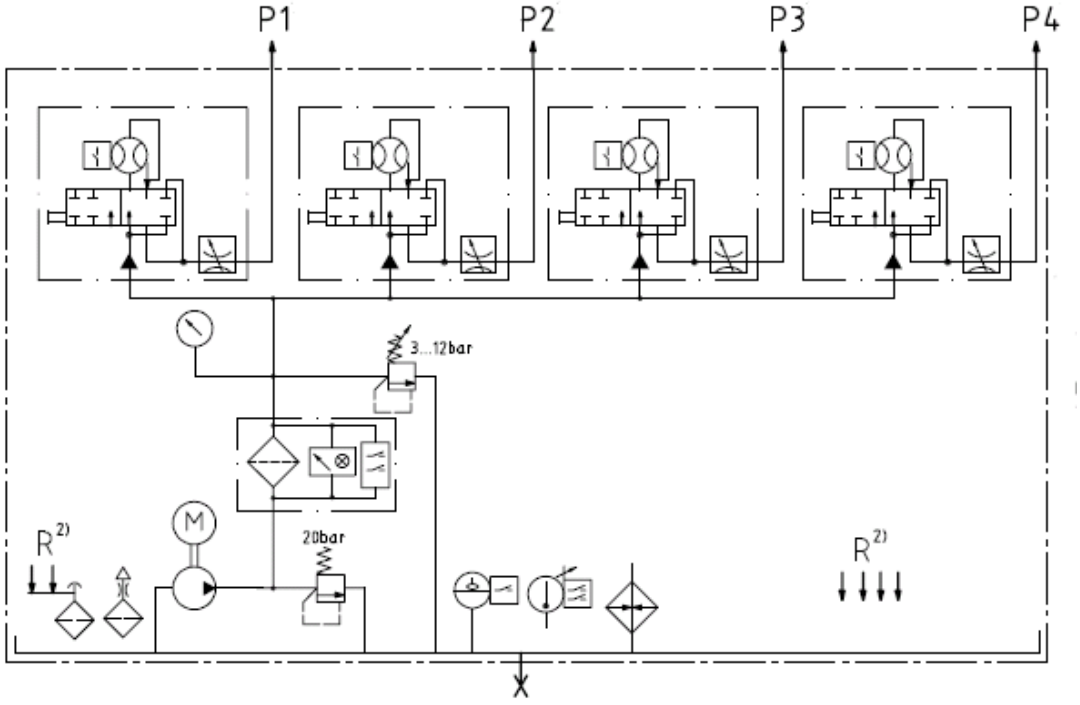
Die NDT ist für einen Betrieb bei bis zu 500 kW Wellenleistung ausgelegt. Der Abtransport der aufgrund der Lagerreibung entstandenen Wärme erfolgt durch das Öl, welches anschließend gekühlt werden muss damit es zu keiner Überhitzung des Öls bzw. der Lager kommt.

Einen weiteren Aspekt bildet die Reproduzierbarkeit der Lagertemperatur. Die durch die Lagerreibung erzeugte Verlustleistung steht in Zusammenhang mit der Lagertemperatur. Da die gemessene Wellenleistung der Turbine die Verlustleistung impliziert, ist eine gleichbleibende Lagertemperatur bei Vergleichsmessungen an verschiedenen Messtagen erforderlich. Dies wurde durch Installation einer ausreichend dimensionierten Lagerkühlung mit Temperaturregelung erreicht.

Die Kühlung des Öls wird durch erzwungene Konvektion im externen Öl / Luft - Wärmetauscher (Pos. 13) gewährleistet. Die Kühlung erfolgt im Nebenstromverfahren. Dabei wird das Öl im eigenen Kreislauf aus dem Tank entnommen, im Wärmetauscher gekühlt und nach Durchlaufen eines Grobfilters dem Tank wieder zugeführt. Ein Elektromotor treibt den Kühllüfter (Pos. 14) und gleichzeitig die danach angeordnete Ölpumpe des Kühlkreises (Pos. 15) an. Dabei beträgt der Ölmassenstrom des Kühlkreislaufes ein 8-faches des Schmiermassenstromes. Mit einem elektronischen Temperaturschalter (Pos. 12, Abbildung 39) wird der Kühlkreislauf beim Erreichen des oberen Schwellwertes der Tanktemperatur (eingestellt auf $\vartheta_{\text{th}} = 55\,^{\circ}\text{C}$) aktiviert und das Öl im Tank bis zum Erreichen des unteren Schwellwertes (eingestellt auf $\vartheta_{\text{tl}} = 45$) abgekühlt. Die so eingestellte Zweipunktregelung gewährleistet eine gleichmäßige Tank und Lagertemperatur, wobei durch die 10 °C Schwellendifferenz der Kühlkreislauf keinem Dauerbetrieb ausgesetzt ist, was eine schonende Auswirkung auf die Lebensdauer der Komponenten hat. Technische Daten, sowie die wichtigsten Montageabmessungen der Kühleinheit sind im Anhang zu finden.



(a) Lagerversorgung



(b) Schmierstation mit freundlicher Genehmigung von Hainzl Industriesysteme GmbH

Abbildung 40: Hydraulikplan der Lagerschmierung

3.6.5 Spritzdüsen

Die Schmierung der 3 Lagerstellen erfolgt mit 4 Düsen, wobei zwei identische Düsen das Axiallager (Vierpunktlager) versorgen. Die Schmierdüsen wurden in der Werkstätte des Institutes aus S355J2 gefertigt und sind zur Verdeutlichung in der Abbildung 41 (a), (b) und (c) dargestellt.

(a) Vierpunktlager (Axiallager) (b) Zylinderrollenlager (Radiallager) (c) Rillenkugellager (Loslager)

Abbildung 41: Düsen der Einspritzschmierung

Die Düsen unterscheiden sich in Länge, Spritzwinkel und Durchmesser der Spritzbohrung. Ausschlaggebend für die Gestaltung der Düsen und die Lage der Spritzbohrung war die Forderung, dass der Ölstrahl genau auf die Wälzköper trifft. Öffnungsdurchmesser der Spritzbohrung, Austrittsgeschwindigkeit und der erforderliche Öldruck wurden in der analytischen Vorauslegung bestimmt. Ausgewählte geometrische Daten der Düsen sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Geometrie der Spritzdüsen

	Axiallager I	Axiallager II	Festlager	Loslager
Durchmesser Ölaustrittsbohrung in mm	1.5	1.5	1.3	1.1
Austrittwinkel in °	90	90	80	75
Gesamtlänge in mm	67	67	72	55

Der Durchmesser des Düsenkörpers, die Abmessungen der Montageplatte und das Montageprinzip wurden im Sinne einer einfacheren Fertigung bei allen Düsen gleich ausgeführt. Die Befestigung der Düsen am Wellentunnel erfolgte mit jeweils 4 Innensechskantschrauben. Die Abdichtung erfolgte mit jeweils zwei O-Ringen (12 x 2 NBR 70), welche in den Nuten am Düsenschaft angebracht wurden. Die Einbausituation und die Ausrichtung der einzelnen Düsen sind aus den Schnittdarstellungen in Abbildung 42 ersichtlich.

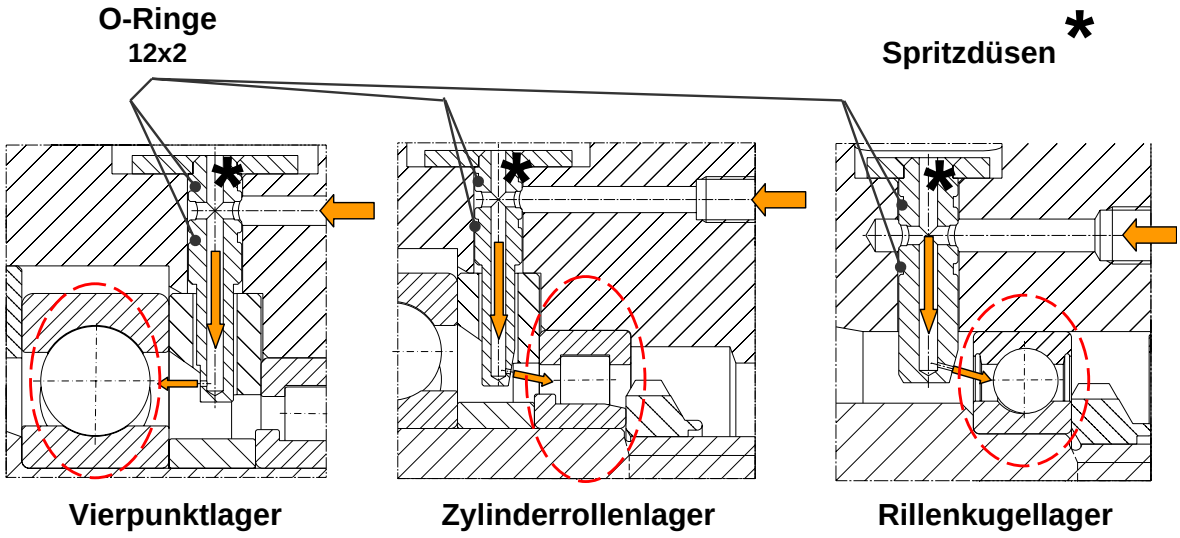


Abbildung 42: Ölversorgung der Lagerstellen

Da alle Düsen eine einheitliche und symmetrische Montageplatte aufweisen, wurde die Spritzrichtung durch einen Pfeil (Abbildung 43) auf der Oberseite bei allen Düsen gekennzeichnet. Beim Einbau der Spritzdüsen ist darauf zu achten, dass die Pfeilmarkierung in Richtung der zu schmierenden Lagerstelle zeigt.

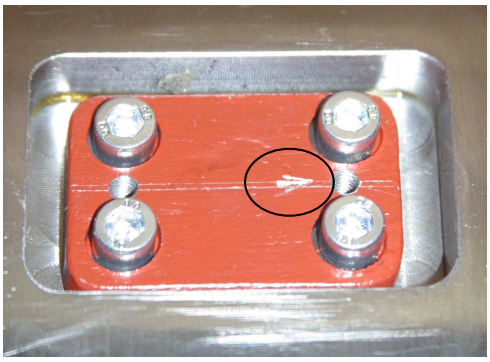


Abbildung 43: Markierung der Spritzrichtung einer Spritzdüse

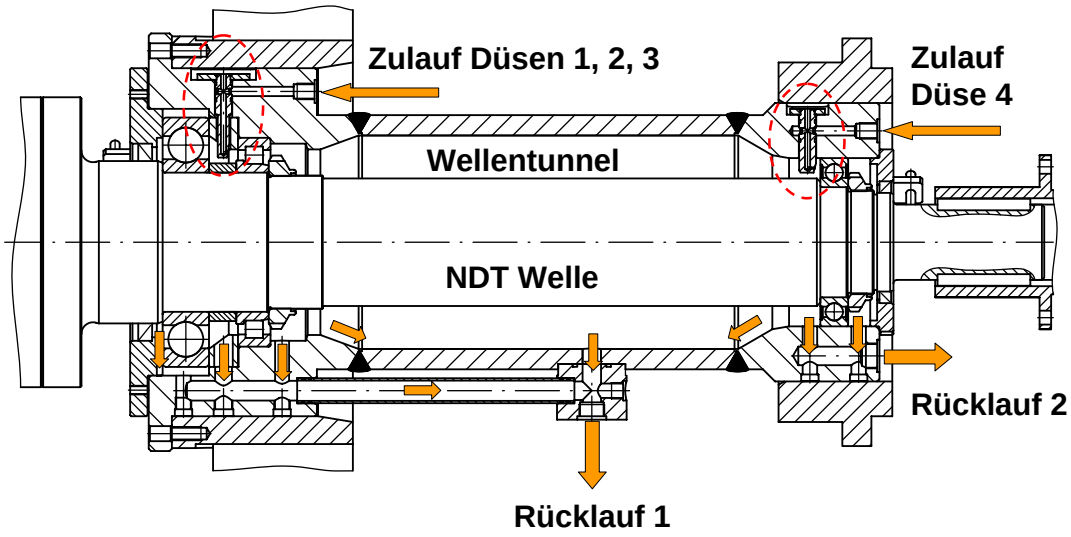


Abbildung 44: Positionen der Spritzdüsen sowie der Anschlüsse im Wellentunnel

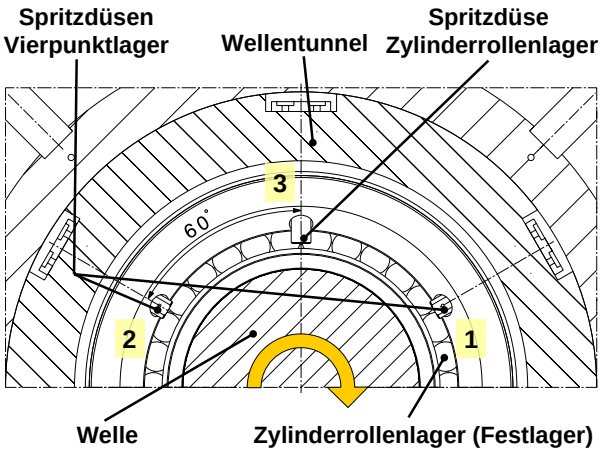


Abbildung 45: Lage der Spritzdüsen der Festlagereinheit

Die drei zur Versorgung der Festlagereinheit eingesetzten Düsen (1-3) sind in einer Ebene zwischen dem Vierpunktlager und dem Zylinderrollenlager angeordnet (Abbildung 44). Die mittlere Düse (3) ist zum Zylinderrollenlager ausgerichtet, die beiden anderen (1,2) versorgen das Vierpunktlager und sind jeweils um einen Winkel von 60 ° am Umfang versetzt (Abbildung 45). Das als Rillenkugellager ausgeführte Loslager wird durch eine weitere, am hinteren Ende des Wellentunnels angebrachte Spritzdüse geschmiert (Abbildung 44). In Abbildung 44 sind weiters der Weg des Öls im Wellentunnel und die Lage der Zu- bzw. der Ablaufanschlüsse gekennzeichnet.

3.6.6 Einstellung der Schmiermenge

Die an der jeweiligen Schmierstelle erforderliche Schmiermenge und der Zulaufdruck wurden analytisch ermittelt und sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Tabelle 5: Erforderlicher Öldruck sowie die Durchflussmenge an den Lagerstellen der ND Welle

	Axiallager I	Axiallager II	Festlager	Loslager
Schmierstelle Nr.	1	2	3	4
Druck in bar	2	2	2	2
Durchfluss in l/min	1.1	1.1	1.3	0.9

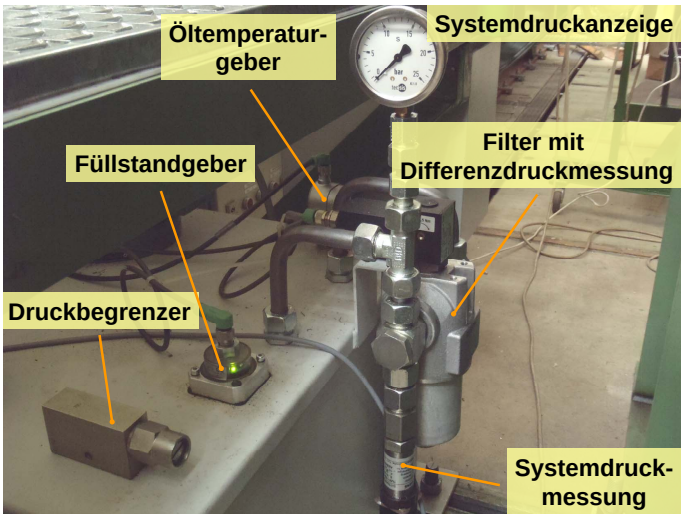
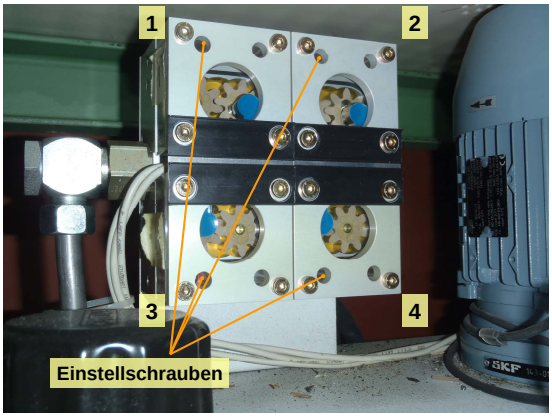


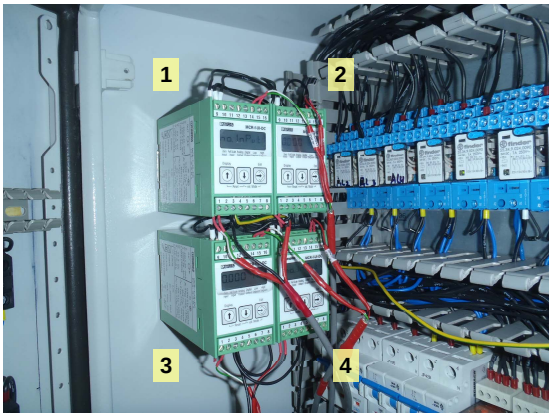
Abbildung 46: Druckbegrenzer und Geberübersicht

Zur Einstellung der gewünschten Schmiermenge verfügt die Ölanlage über zwei Stellglieder: das Druckbegrenzungsventil (Pos. 4, Abbildung 39 auf Seite 29, bzw. Abbildung 46) und der mit einer Feindrossel ausgestattete Mengenbegrenzer (Pos. 5, Abbildung 39 auf Seite 29, bzw. Abbildung 47 (a)). Der Einstellvorgang wird anfolgend kurz erläutert. Durch das Verdrehen der Schlitzkopfschraube am Druckbegrenzerventil wurde der Druck im Schmiersystem eingestellt. Für den Betrieb der Anlage wurde ein Systemdruck von 9 bar gewählt. Durch anschließendes Verdrehen der Innensechskantschraube auf der Vorderseite des Mengenbegrenzers wurde die Schmiermittelmenge für jede Schmierstelle einzeln eingestellt. Die Einstellung der Schmiermittelmenge erfolgt durch Verändern eines Drosselquerschnittes und sollte aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Ölviskosität erst ab einer Öltanktemperatur von $\vartheta_{\mathrm{oel}} > 40\,^{\circ}\mathrm{C}$ erfolgen.

Die Mengendrosseln werden auch zur Messung des jeweiligen Volumenstromes eingesetzt. Die Durchflussmenge ist proportional zur Drehzahl der in der Mengendrossel angeordneten Zahnräder. Der Proportionalitätsfaktor beträgt **9.3 ml/Umdrehung**. Das Signal des induktiven Sensors, welcher zur Erfassung der Zahnraddrehzahl dient wird mit Hilfe des „Phoenix Control MCR-f-UI-DC“ Umformers (Abbildung 47 (b)) in ein Stromsignal umgewandelt und am PC der Betriebsdatenerfassung ausgegeben. Der Frequenzumrichter verfügt auch über einstellbare, schaltende Ausgänge welche für die Überwachung des Betriebszustandes genutzt wurden (Kapitel 4.4.2).



(a) Mengendrossel



(b) Frequenzumrichter „Phoenix Control MCR-f-UI-DC“

Abbildung 47: Mengendrossel: Einstellung und Signalumformung

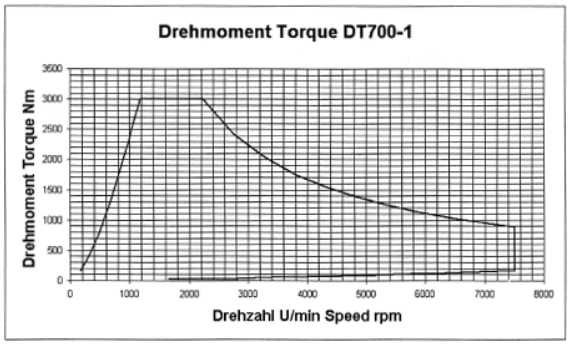
3.7 Belastungseinrichtung der NDT

Das wichtigste Kriterium für die Betriebsführung der NDT war eine genaue und stabile Einstellung der NDT Drehzahl über einen weiten Bereich. Die Forderung nach einer freien Variation der Drehzahl bei verschiedener Last konnte nur durch eine Kopplung der ND Welle mit einer Belastungseinrichtung realisiert werden. Eine breite Anwendung finden 3 Typen von Belastungsmaschinen: Generator, Wirbelstrombremse und Wasserwirbelbremse. Ein Stromgenerator kam aufgrund der hohen Anschaffungskosten sowie der bedingt durch die Einspeisung der Energie ins Stromnetz komplexen Betriebsführung und einer begrenzten Regelbarkeit nicht in Frage. Bei einer Wirbelstrombremse überwiegen die Nachteile wie die Baugröße und eine aufwendige Kühlung den Vorteil einer guten Regelbarkeit. Da moderne Wasserbremsen durch den Einsatz von Leistungselektronik über eine gute Regelbarkeit verfügen und im Institutslabor bereits ein Turbinenprüfstand mit einer Wasserbremse betrieben wird, wurde beschlossen, eine Wasserbremse als Belastungsmaschine der NDT einzusetzen. Einen zusätzlichen Vorteil stellt die bereits vorhandene, beim Aufbau des zweiten Prüfstandes installierte Wasserversorgung der Bremse, welche in diesem Fall mitbenutzt werden kann.

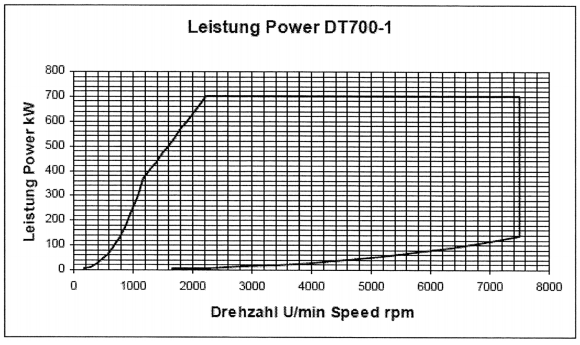
3.7.1 Wasserbremse und Regler

Nach einer Marktstudie ist die Wahl auf das Modell Horiba DT 700 gefallen. Die technischen Daten dieses Modells sind:

- Maximales Drehmoment: 3000 Nm
- Maximale Drehzahl: 7000 U/min

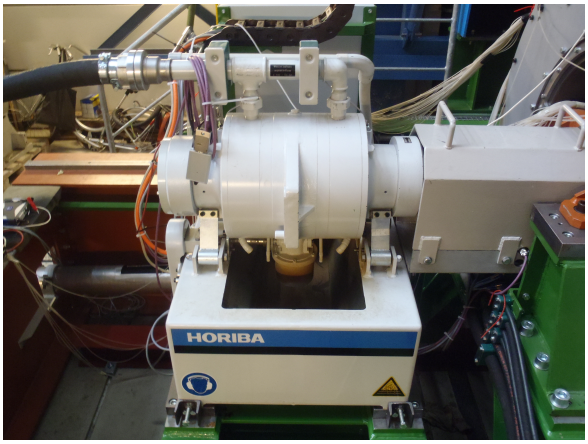


(a) Drehmomentenbereich DT 700



(b) Leistungsbereich DT 700

Abbildung 48: Drehmomenten- bzw. Leistungsbereich DT 700 Quelle: Horiba DT 700 Benutzerhandbuch



(a) Leistungsbremse DT 700-1

(b) SPARC Typ E und LED 2003

Abbildung 49: Messstellen der Wasserbremsanlage

- Maximale Leistung: 700 kW

Der Arbeitsbereich der Bremse ist durch die vom Hersteller angegebenen Kennlinien abgegrenzt. Der drehzahlabhängige Verlauf des maximalen Bremsmomentes und der Bremsleistung ist in den Abbildungen 48 (a) und (b) dargestellt. Die volle Bremsleistung von 700 kW steht also ab 2000 U/min zur Verfügung, das maximale Bremsmoment von 3000 Nm wird im Bereich zwischen 1200 und 2200 U/min wirksam. Zusätzlich zur Wasserbremse werden für den Betrieb noch ein Regler und eine Leistungselektronik zur Bremsensteuerung benötigt. Das im Institutslabor installierte und für die Betriebsführung der NDT verwendete Set besteht aus folgenden Komponenten der Firma Horiba: Wasserbremse DT-700-1 (Abbildung 49 (a)), Leistungsteil LED 2003 und Regel-/Bedieneinheit Sparc Typ E (Abbildung 49 (b)). Mit diesen Komponenten steht ein vollständiger, geschlossener Regelkreis zur Verfügung, welcher 3 Betriebsmöglichkeiten zulässt:

- vorgegebene (konstante) Drehzahl
- vorgegebenes (konstantes) Moment
- vorgegebene (konstante) Stellgröße (Füllgrad des Bremskörpers)

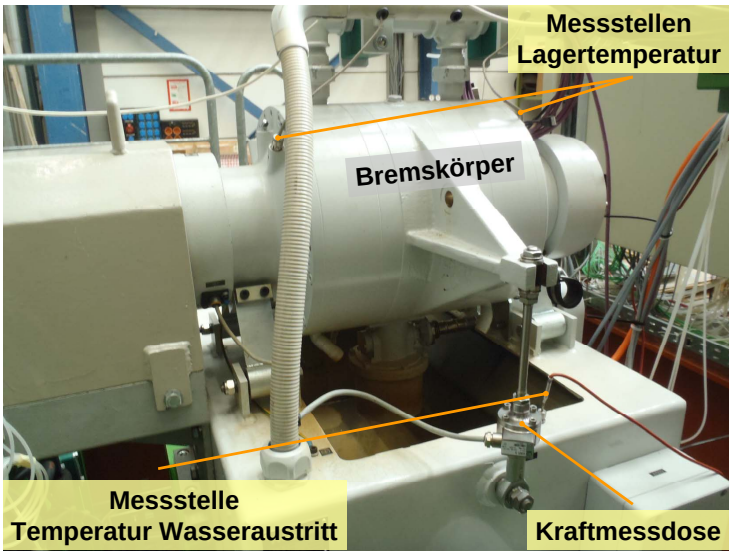


Abbildung 50: Kraftmessdose der Wasserbremse

Das Funktionsprinzip der Wasserbremse basiert auf dem Zusammenhang zwischen Bremsmoment und dem Wasserpegel im Bremskörper. Die Menge das Wassers im Bremskörper wird durch ein Ventil reguliert, welches das Stellglied des Regelkreises darstellt. Ein geschlossener Regelkreis besteht neben einem Stellglied noch aus einer Messstrecke und einem Regler. Die beiden für die Betriebsführung benötigten Messgrößen sind das Bremsmoment und die Wellendrehzahl. Die Messung des Bremsmomentes erfolgt mit Hilfe einer Kraftmessdose, welche seitlich am drehbar gelagerten Bremskörper angebracht ist (Abbildung 50). Die Messung der Drehzahl erfolgt mit Hilfe einer Zahnscheibe und eines Impulsgebers, welche im Inneren des Bremskörpers untergebracht sind. Ein digitaler Regler im Bedienteil SPARC E bestimmt den Betrag der Stellgröße, welcher anschließend auf die zum Verstellen des Bremskörper-Stellventils notwendige Größenordnung im Leistungsteil LED 2003 verstärkt wird. Neben der Regelung stellt das Bedienteil SPARC E eine Kommunikationsschnittstelle mit der Bremseinrichtung dar, und dient u.a. der Parametrierung der Bremse und des Reglers, der Sollwertvorgabe sowie der Anzeige der Momentanwerte der Drehzahl und des Bremsmomentes.

3.7.2 Montage und Ausrichtung der Wasserbremse

Das Montageprinzip der NDT wurde auch bei der Aufstellung der Wasserbremse angewendet. Die Basis für die Aufstellung der Bremse bildeten die an der Oberseite der Rahmen-Querträger angeschweißten und bearbeiteten Stahlblöcke. Die Einstellung der vertikalen Lage der Wasserbremse erfolgte durch schrittweises Einschleifen von Distanzplatten, welche zwischen der Rahmenbasis und der Wasserbremse beigelegt wurden. Für die horizontale Ausrichtung wurden diese nach der endgültigen Bearbeitung fest an den Rahmen geschraubten Distanzplatten mit seitlichen Gewindebohrungen versehen. Soll die Wasserbremse verschoben werden, so können an diesen Gewindebohrungen speziell angefertigte U-Profile (Abbildung 51) befestigt werden.

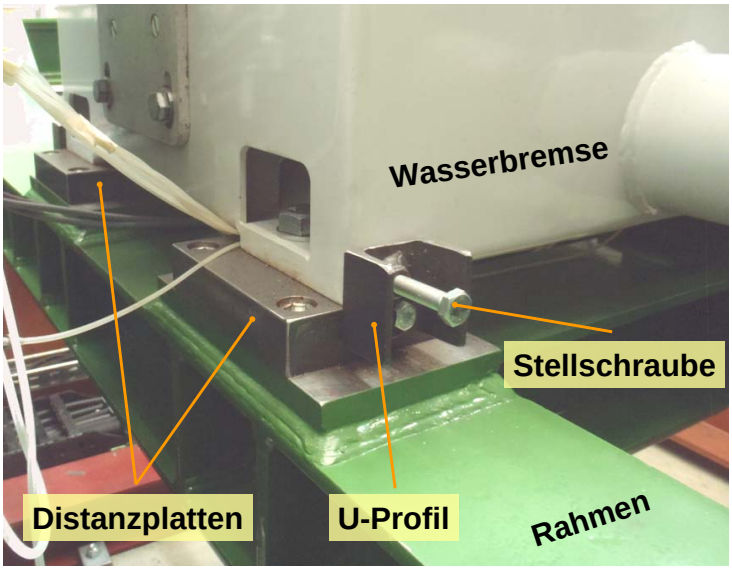


Abbildung 51: Aufstellung der Wasserbremse

Diese U-Profile verfügen über Stellschrauben, mit welchen die Wasserbremse präzise und mit wenig Kraftaufwand bewegt werden kann. Durch das Klemmen der Stellschrauben fungiert diese Vorrichtung wie ein Anschlag und die ursprüngliche Position der Bremse wird markiert, was für einen Wiederaufbau nach einer Demontage sehr nützlich sein kann.

Bei der Ausrichtung der Bremse wurde die Wellenachse der Bremse auf die Wellenachse der NDT ausgerichtet. Das war notwendig, da die Kupplung nur einen geringen Wellenversatz bzw. Winkelfehler zulässt. Weiters kann eine schlechte Ausrichtung der Anlagenkomponenten eine Schwingungsanregung hervorrufen, welche von einem störenden Empfinden bis hin zu einer Gefahr für die Anlage anwachsen kann.

Als Richtwerte wurden beim Ausrichten der Wasserbremse die maximal zulässigen Werte des Wellenversatzes und des Winkelfehlers für die Montage der Kupplung verwendet. Diese Werte sind am Kupplungsdatenblatt abgebildet, welches im Anhang zu finden ist. Die Lage der beiden Wellenachsen zu

einander wurde mit Hilfe einer Messuhr bestimmt. Die Anordnungen der Messuhr bei der Vermessung des Axial- und des Radialversatzes der Wellen sind in Abbildung 52 dargestellt. Die Restabweichung nach dem Ausrichten betrug $< \pm 0.12\,\text{mm}$ beim Axialversatz und $< \pm 0.15\,\text{mm}$ beim Radialversatz.

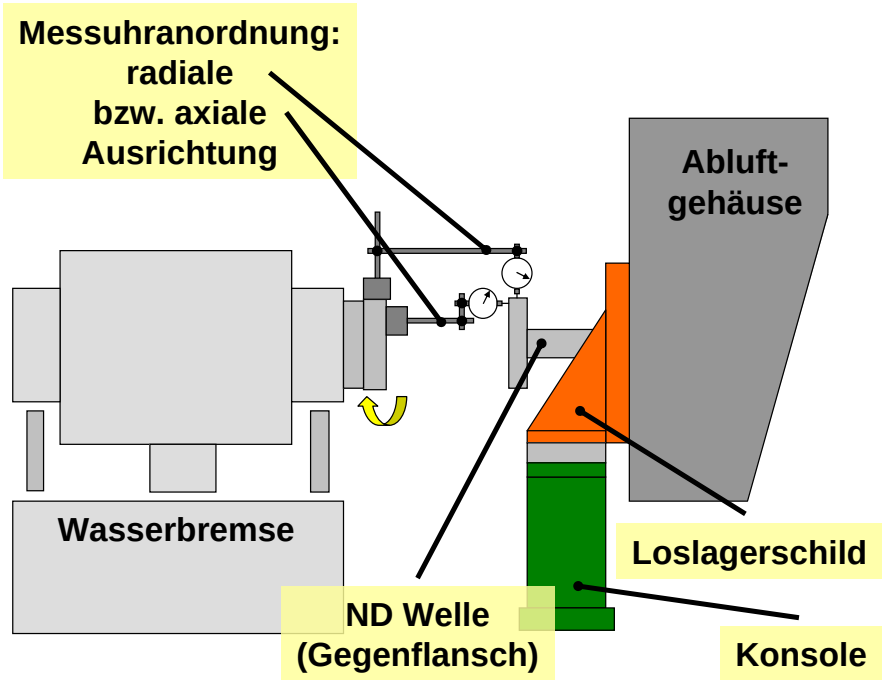


Abbildung 52: Messuhranordnung beim Ausrichten der Wasserbremse

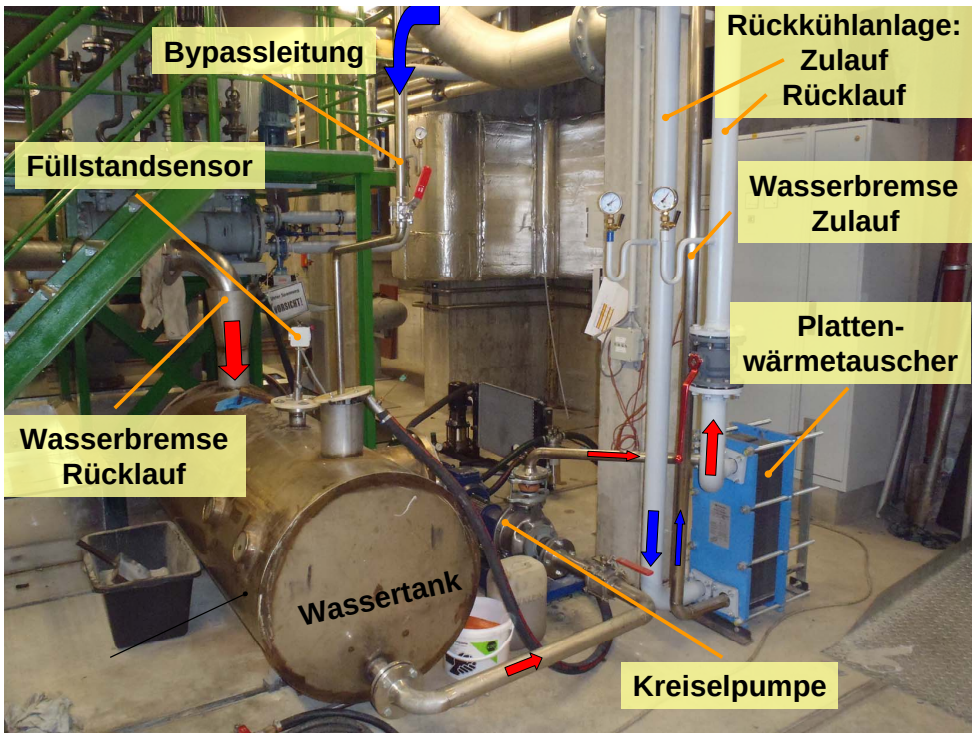


Abbildung 53: Wasserversorgung der Bremse

Abbildung 54: Druckregler

3.7.3 Wasserkreislauf

Die Bremswirkung der Wasserbremse wird durch Wasserverwirbelung im Bremskörper erzeugt und setzt eine kontinuierliche Wasserversorgung voraus. Die Versorgung muss einen Überdruck zur Umgebung aufweisen um ein schnelles Füllen des Bremskörpers und somit eine schnelle Regelung der Drehzahl bzw. des Bremsmomentes zu gewährleisten. Weiters ist eine Kühlung im Kreislauf notwendig, da die Bremsenergie als Wärme abgeführt wird, was je nach Betriebspunkt zu einem beachtlichen Temperaturanstieg führt. Da die Bremswirkung bei Dampfblasenbildung verloren geht, war der Wasserkreislauf so zu dimensionieren, dass das Wasser unter keinen Umständen den Siedepunkt erreicht.

Da im Laboraturium, am benachbarten Prüfstand eine Bremse gleichen Types eingesetzt wird, war ein diesen Anforderungen entsprechender Versorgungskreis bereits vorhanden. Bernhard Bauer beschreibt in [5] die Vorgangsweise beim Entwurf und dem Aufbau dieser Wasserversorgung. Für die Betriebsführung der neuen NDT war es also notwendig, die neue Wasserbremse in den bestehenden Versorgungskreislauf einzubinden. Da die neue NDT verfahrbar ausgeführt ist, musste auch die Gestaltung der Zu- und Ablaufleitungen entsprechend gestaltet werden. So wurde die Zulaufleitung mit einer schnell zu öffnenden Kupplung sowie einem flexiblen Schlauch versehen und die Ablaufleitung wannenförmig ausgeführt wodurch ein Ablaufen des Wassers aus der Wasserbremse bei jeder Position der NDT ermöglicht wird.

Die Versorgung der Wasserbremse erfolgt in einem geschlossenem Wasserkreislauf. Der Kreislauf beinhaltet neben der Wasserbremse eine Kreiselpumpe, einen Wassertank, einen Wärmetauscher sowie eine Bypassleitung und diverse Stellorgane. Als Arbeitsmedium wird aus Gründen des Korrosionsschutzes ein destilliertes und demineralisiertes Wasser verwendet. Die Anordnung der wichtigsten Komponenten des Versorgungskreislaufs ist in Abbildung 53 dargestellt.

Das Bremsmoment und das Verhalten der Bremse sind vom Wasserdruck in der Versorgungsleitung abhängig. Ein konstanter Versorgungsdruck ist für eine korrekte Versuchsdurchführung essentiell und wird mit einem mechanischen Druckregler in der Zulaufleitung eingestellt (Abbildung 54). Die Anlage wurde bei einem Überdruck von **0.5** bar betrieben. Eine Vorschrift zur Gestaltung der Zulaufleitung, Empfehlungen zur Wahl der Absperrorgane und des Druckreglers sowie weitere Angaben zum Aufbau und der Funktion der Wasserbremse sind in der Dokumentation der Wasserbremse zu finden.

3.8 Drehmomentübertragung NDT-Wasserbremse

Die Übertragung der Wellenleistung von der Turbinenwelle zur Wasserbremse erfolgt mit einem Kupplungsstrang, welcher aus einem Gegenflansch, einem Drehmomentflansch und einer Kupplung (Abbildung 55) besteht. Abbildung 55 zeigt die Komponenten in eingebautem Zustand und verdeutlicht ihre Anordnung.

3.8.1 Gegenflansch

Die Einleitung des Wellenmoments in die Kupplung wird über eine flanschförmig ausgeführte Stahlnabe, den sogenannten Gegenflansch (Hersteller: Rotaflex GmbH) gewährleistet. Die Übertragung des Momentes zwischen der ND Welle und dem Gegenflansch wurde mit Hilfe von zwei um 180° am Umfang

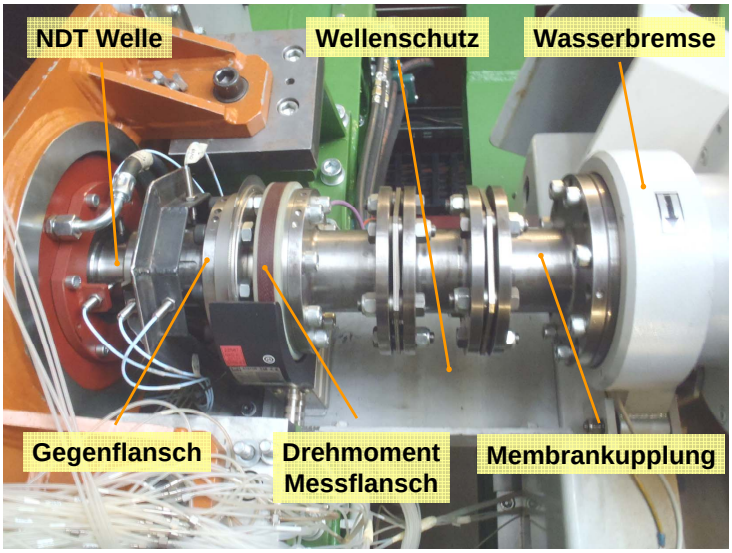


Abbildung 55: Kupplungsstrang der NDT

versetzten Passfedern (20 x 12 x 80, Form A) realisiert. Die maximal zulässige Belastung dieser Welle-Nabe Verbindung liegt bedingt durch die zulässige Werkstoffpressung bei **1800 Nm**. Der Gegenflansch wurde gezielt mit einem Presssitz an den Nutflanken gefertigt, weshalb auf eine zusätzliche axialen Sicherung verzichtet werden konnte.

3.8.2 Drehmomentmessflansch

Eine Messung des Drehmoments und der Drehzahl ist bereits in der Wasserbremse impliziert. Jedoch wurde für die in der Zukunft geplanten, auf eine Leistungsmessung der NDT orientierte Messkampagnen eine Beschaffung und die Installation eines genaueren Messsystems beschlossen. So wurde in den NDT Kupplungsstrang ein Drehmomentflansch zur Messung der Wellendrehzahl und des Belastungsmomentes

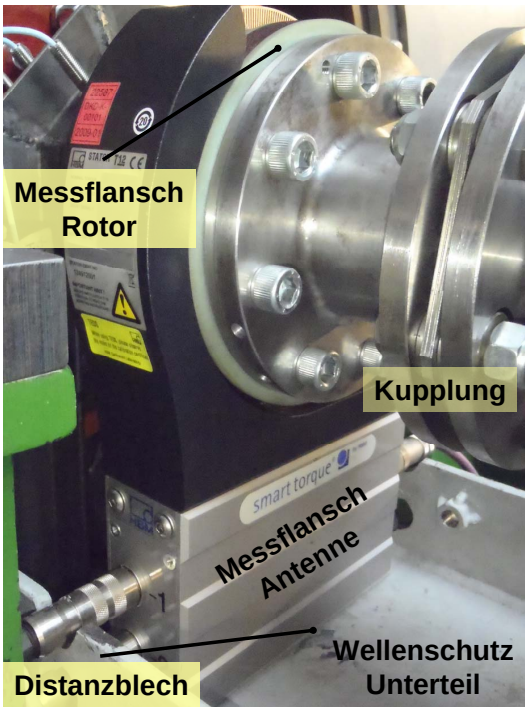


Abbildung 56: Rotor und Stator des Drehmomentmessflansches

integriert. Der wesentliche Vorteil gegenüber einer herkömmlichen Drehmomentenmesswelle ist die sehr kurze Baulänge, ein Merkmal durch welches ein Einsatz in dem kompakten NDT Wellenstrang möglich geworden ist. Der Drehmomentflansch trägt die Bezeichnung „Digitaler Drehmomentaufnehmer T12“, ist ein Produkt der Firma HBM GmbH und weist ein Mess-Nenndrehmoment von **2 kNm** auf. Der Drehmomentflansch wurde zwischen der Kupplung und dem Gegenflansch installiert (Abbildung 55). Die Grenzen des Betriebsbereiches des Messflansches sind in der Tabelle 6 zusammengefasst:

Tabelle 6: Zulässige Belastungen des Drehmomentflansches

Messgröße	Maximalwert
Drehzahl U/min	12000
Drehmoment (kurzzeitig) kNm	4

Die Drehmomentmesseinrichtung besteht aus einem Rotor und einem Stator, der sogenannten Antenne (Abbildung 56). Die Messung des Drehmomentes erfolgt im Rotor und basiert auf der Messung der belastungsproportionalen elastischen Verformung des Bauteils. Im Stator sind die Auswerteelektronik und die Messanschlüsse untergebracht. Die Signalübertragung zwischen den beiden Bauteilen erfolgt berührungslos.

Ein einwandfreier Betrieb der Messeinrichtung erfordert eine genaue Ausrichtung beider Komponenten zueinander. Konstruktiv stehen folgende Freiheitsgrade für die Ausrichtung zur Verfügung. Der Rotor des Messflansches ist am Gegenflansch zentriert, wodurch eine eindeutige radiale Position gegeben ist, die als Referenz gilt. Die Antenne ist auf dem Unterteil des Wellentunnels montiert, welcher durch versenkte Kegelkopfschrauben eindeutig auf der Wasserbremse positioniert ist. Die vertikale Position der Antenne wurde durch Beilage eines geeigneten Distanzbleches eingestellt (Abbildung 56). Die beiden zur Befestigung der Antenne dienenden Bohrungen im Boden des Wellenschutzes sind größer ausgeführt und ermöglichen so ein Verschieben und Verdrehen der Antenne zur Ausrichtung in der horizontalen Ebene. Für die Durchführung der Ausrichtung verfügt das Drehmomentmesssystem über einen Ausrichtemodus. In diesem Modus gibt eine farbige LED an der Antenne Auskunft über Größe der Abweichung der Tatsächlichen von der Sollposition an. Der genaue Ablauf der Ausrichtung ist im HBM T12 Handbuch beschrieben.

3.8.3 Kupplung

Zur Kopplung der Wellen der NDT und der Wasserbremse wurde eine Membrankupplung gewählt. Diese Kupplungsbauart ist spielfrei, biegeelastisch und torsionssteif und für den Einsatz im Bereich der Turbomaschinen geeignet. Eingebaut wurde das Modell „Sapit Flex HPSX 240/8“. Vor dem Einbau wurde die Kupplung auf die Gütestufe G 2.5 bei Spalt Elektromechanik und Maschinenbau GmbH gewuchtet. Die Grenzen des Betriebsbereiches der Kupplung sind in der Tabelle 7 zusammengefasst.

Tabelle 7: Zulässige Belastungen der Membrankupplung

Messgröße	Maximalwert
Drehzahl U/min	7000
Drehmoment Nm	1700

Detaillierte Angaben zur Kupplung sowie die notwendigen Toleranzen der Wellenausrichtung können aus dem Produktblatt der Kupplung (Anhang) entnommen werden.

3.9 Strömungsführende Komponenten der NDT

Nach der Montage und der Ausrichtung des NDT Wellenstranges inklusive des Aufbaus der Infrastruktur wie Öl-, Wasser- und Elektroversorgung wurde mit der Installation der Gehäuseteile begonnen.

Im Rahmen der nach der Inbetriebnahme des neuen Zweiwellenprüfstandes durchgeführten Messkampagne (DREAM) wurde die Verifizierung der Strömungsverhältnisse in zwei beschaufelten Zwischendiffusoren (Turnig Mid Turbine Frame, TMTF) verschiedener Längen durchgeführt. Die Auslegung und die Vorgabe der Strömungsgeometrie beider ND Konfigurationen erfolgte jeweils durch die Projektpartner MTU Aero Engines und VOLVO Aero. Auch der Stator und der Rotor der HDT wurden an die Anforderungen dieser Messkampagne angepasst und neu gefertigt.

Die Messmethodik, die Validierung der Strömungsverhältnisse in den beiden Konfigurationen, die Diskussion der erzielten Messergebnisse und der direkte Vergleich dieser TMTF Setups bilden den Schwerpunkt der Dissertation von Frau Cornelia Santner [20]. Da die Gehäuseteile über Zugänge für diverse, in der geplanten Messkampagne angewendete und für zukünftige Einsätze vorgesehene messtechnische Applikationen verfügen sollten, erfolgte die Konstruktion und die Gestaltung dieser Bauteile in Zusammenarbeit mit Frau Santner. Im Folgenden wird eine Übersicht der gesamten strömungsrelevanten Bauteile der neuen NDT gegeben. Die Anordnung dieser Komponenten verdeutlicht die Abbildung 57.

3.9.1 TMTF

Das umlenkende Turbinenzwischengehäuse TMTF stellt das Bindeglied zwischen der bestehenden transsonischen HDT und der neu gebauten NDT dar. Die Befestigung und die Zentrierung des TMTF erfolgte direkt am Rotorgehäuse der HDT (Abbildung 58). Durch die umlenkende Bauart repräsentiert das TMTF den ND Stator und ist unmittelbar vor dem ND Rotor angeordnet.

Die beiden untersuchten TMTF-Konfigurationen hatten jeweils ein Flächenverhältnis von 2 und beinhalteten 16 profilierte, umlenkende Stützschaufeln (Struts). Der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Konfigurationen war ihre Länge. Die dimensionslose Länge (L/h_{inlet}) des MTU Zwischengehäuses betrug 3,6, jene der VOLVO Konfiguration war mit 3,2 ca. 10% kürzer. Das Zwischengehäuse wurde geteilt ausgeführt und setzte sich aus drei Teilkomponenten zusammen: dem zweiteiligen, horizontal geteilten Außenteil, den 16 Schaufeln und dem Innenteil (Abbildung 59). Die Einzelteile wurden durch Schrauben gehalten und durch Stifte zu einander positioniert. Diese zerlegbare Ausführung ermöglichte eine einfache und schnelle Demontage und Instrumentierung der Teile, insbesondere einzelner mit Messtechnik bestückter Schaufeln. Die Fertigung dieses aufwendigen Bauteils erfolgte aus S 355 J 2+N und wurde durch die Firma Heldeco GmbH durchgeführt. Nach der Fertigung wurde das TMTF glanzverzinkt und anschließend schwarz passiviert, was einen Korrosionsschutz des Bauteils bildet sowie für einen besseren Kontrast bei Strömungsvisualisierung mit Ölanstrich und für eine Verminderung von Reflexionen bei laseroptischen Messungen dient.

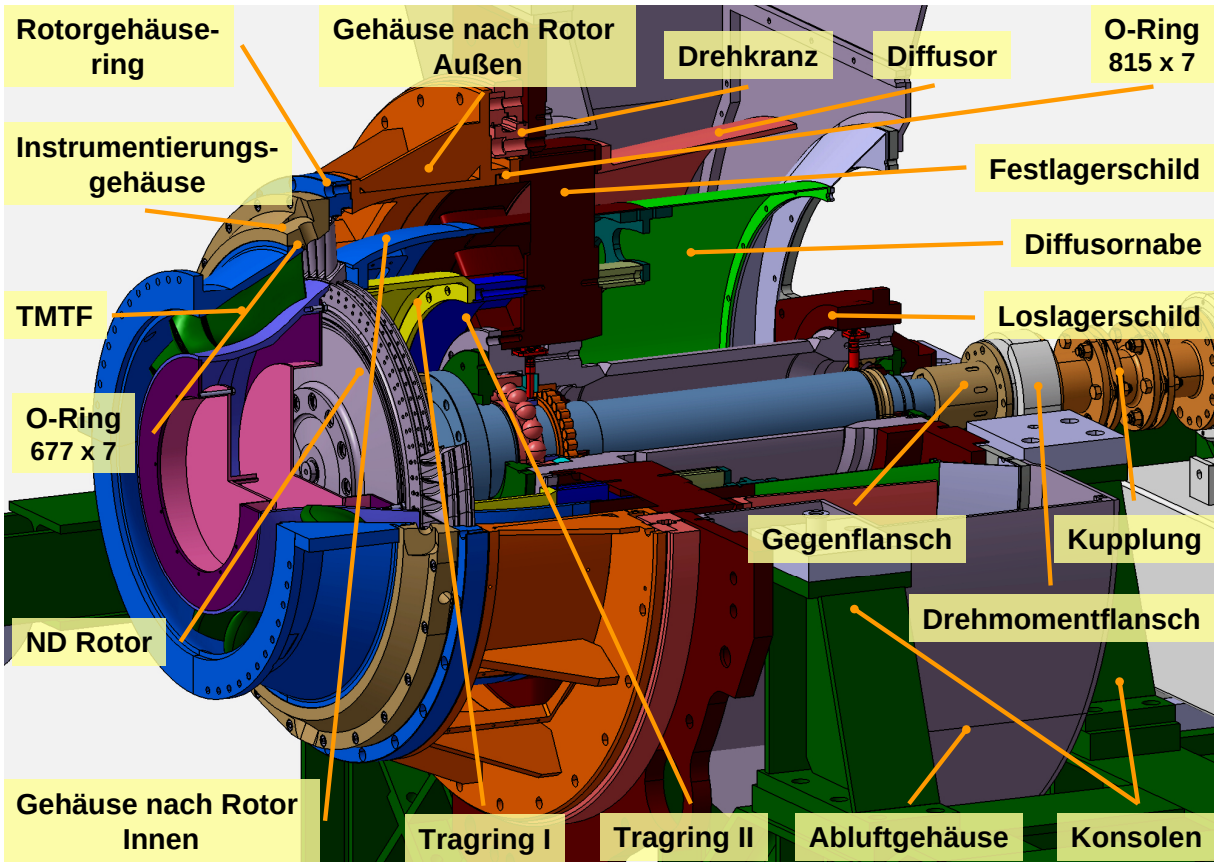


Abbildung 57: Anordnung der Hauptkomponenten der neuen NDT

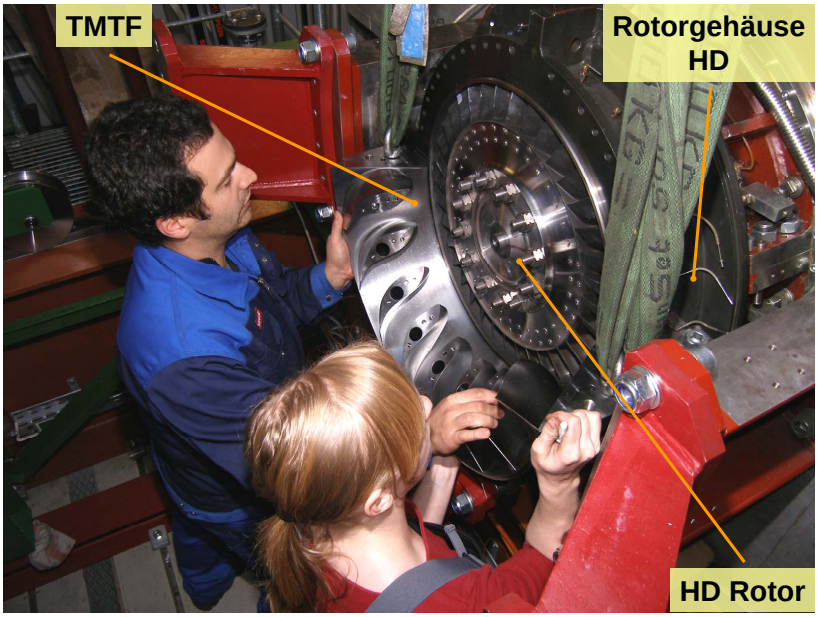


Abbildung 58: Herr Paradiso (li) und Frau Santner (re) beim ersten Einbau des TMTF Unterteils

Der Hohlraum zwischen den beiden zur Abdeckung der Rotoren dienenden und in Abbildung 59 rosa eingefärbten Deckeln ist atmosphärisch und wird für die Instrumentierung sowie zur Unterbringung der bei zukünftigen Messungen eingesetzten Telemetrie verwendet. Die Kabelführung erfolgt durch die mit entsprechenden Kanälen vorgesehene profilierte Schaufeln (Struts).

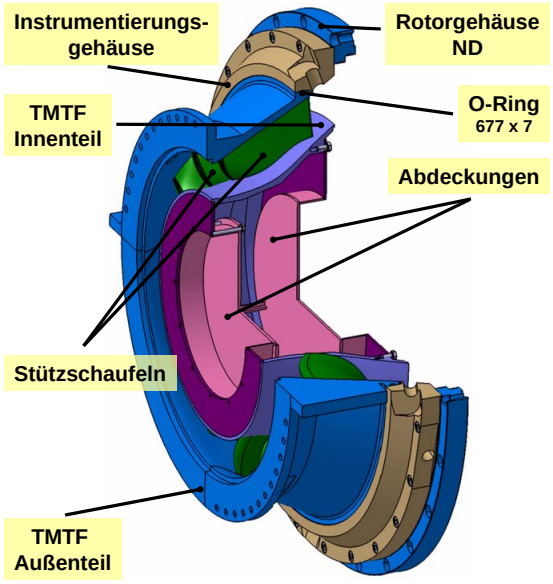


Abbildung 59: Schnittansicht des 3D Modells des TMTF

3.9.2 ND Rotor und Montagezubehör

ND Rotor Der ND Rotor stellt eine gebaute Konstruktion dar und besteht aus einer mit 72 Schaufeln bestückten Scheibe (Abbildung 60 (a)). Die Schaufelenden sind so ausgeführt, dass sie im zusammengebauten Zustand an einander anliegen und so ein geschlossenes Deckband bilden. Zur Abdichtung der Spaltsrtröme verfügt dieses Deckband über zwei Dichtringe (Abbildung 60 (b)).
Als Schaufelbefestigung wurde die bereits in der HDT erfolgreich angewendete und aus dem Dampfturbinenbau bekannte Steckfußverbindung ausgeführt. Diese stellt eine feste und präzise Verbindungsart

(a) ND Laufrad

(b) Rotorschaufeln mit Deckband

Abbildung 60: ND Laufrad

dar und bildet eine aufgrund der einfachen Fertigung preiswerte Alternative zu der im Gasturbinenbau angewendeten, aufwendigen Tannefußverbindung. Bei einer solchen Steckfußverbindung wird die in den Rotor gesteckte Schaufel mit zwei auf Scherung beanspruchten Passstiften gesichert und positioniert. Die Werkstoffwahl wurde gleich mit jener des HD Rotors getroffen. So wurden die NDT Scheibe und die Schaufeln aus X11CrNiMo12 (T552, 1.4939), die Stifte aus X20CrMoV12-1 (1.4922) gefertigt. Die komplette Fertigung der Scheibe und der Schaufeln sowie die aufwendige Beschaufelung des ND Laufrades wurden von der Firma Kathrein Metalltechnik GmbH durchgeführt.

Da der Rotor eine schnelllaufende und somit eine sicherheitskritische Komponente darstellt, wurde das Halbzeug sowie der fertige Bauteil auf Risse untersucht und vor dem Einbau in die NDT vorgewuchtet und geschleudert. Das Schleudern stellte eine finale Festigkeitsüberprüfung des Rotors dar. Dabei wurde das fertige ND Laufrad bei der Firma MAN Diesel & Turbo SE in Oberhausen während einer Haltezeit von **3 min** einer Drehzahlbelastung von **n=4080 U/min**, was 115% der Betriebsdrehzahl entspricht, ausgesetzt. Das Schleudern ist einerseits für die notwendige platische Verformung der Stifte der Schaufelverbindung sowie für das Setzen der Schaufeln notwendig, andererseits liefert ein erfolgreich absolvierter Schleudervorgang die Bestätigung, dass das gesamte Laufrad die notwendige Festigkeit aufweist und für den Betrieb geeignet ist.

Zwischenscheibe Zwischen dem ND Laufrad und der ND Welle ist eine Zwischenscheibe angeordnet (Abbildung 61 (a) und (b)). Sie dient primär als Platzhalter, falls die Überlegung die NDT um eine weitere Stufe zu erweitern in Zukunft realisiert werden soll. Weiters dient die Zwischenscheibe für eine Verbesserung der Zentrierung des Rotors im Betrieb. Die Zentrierflächen der Zwischenscheibe wurden nach dem System General Electric ausgeführt: eine weiche dehnbare Zwischenscheibe sorgt für stets sichere Zentrierung bei thermischem Wachsen der Rotorscheibe und bei Einwirkung der Fliehkraft. Die Zwischenscheibe wurde aus dem gleichen Werkstoff wie der Rotor, aus X11CrNiMo12 (T552, 1.4939) gefertigt.

Rotorschrauben Die Verbindung der Bauteile: Laufrad, Zwischenscheibe und ND Welle erfolgt mit Hilfe von 12 Dehnschrauben. 6 der 12 Schrauben weisen auf der halben Schraubenlänge einen Bund auf. Dieser Bund gewährleistet eine Umfangszentrierung der Zwischenscheibe und stellt ein zusätzliches Hilfsmittel zur Demontage des Rotors dar. Mit Hilfe der am Ende dieser Schrauben gefrästen Abflachung können die Schrauben gedreht werden und erfüllen dabei die Funktion einer Abdrückspindel. Die beiden bei der Befestigung des ND Rotors verwendeten Schraubenarten sind in Abbildungen 62 (a) und (b) dargestellt. Die Fertigung der Schrauben und der Muttern wurde bei Kathrein Metalltechnik GmbH durchgefuhrt, als Werkstoff wurde 21CrMoV57 (1.7709) bzw. 42CrMo4 (V320, 1.7225) verwendet. Aus dem gleichen Halbzeug wie die Schrauben wurden Zugproben gefertigt und die Materialkennwerte des Schraubenwerkstoffes mittels Zugversuche bestätigt.

Um eine gleichmäßige und genaue Vorspannung der Rotorschrauben zu gewährleisten, wurden die Schrauben mit Hilfe einer hydraulischen Spannvorrichtung angezogen. Dabei erfolgte das Vorspannen

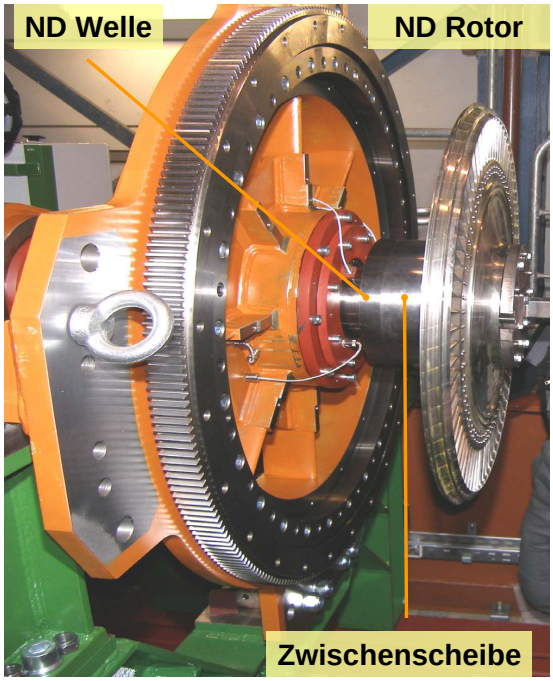
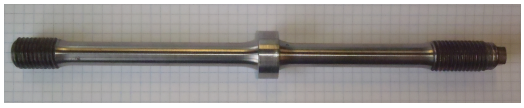


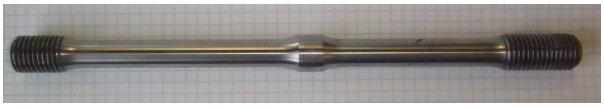
Abbildung 61: Zwischenscheibe mit ND Rotor

der Schrauben schrittweise: vorspannen mit **300 bar**, ruhen der Bauteile unter Belastung (3-12 Std.) und vorspannen mit dem Enddruck von **600 bar**.

Nach dem Eintreffen und der Montage des ND Laufrades im Institutslabor wurde es eingebaut und die erste dem Zweck einer Betriebswuchtung dienende Inbetriebnahme der NDT durchgeführt.



(a) NDT Rotorschraube mit Bund



(b) NDT Rotorschraube ohne Bund

Abbildung 62: Dehnschrauben ND Rotor

3.9.3 Traversierbar ausgeführte äußere Gehäuseteile

Damit das Strömungsfeld vollständig erfasst werden konnte, musste neben der radialen Traversierung der Messtechnik eine Möglichkeit zum Verfahren in der Umfangsrichtung geschaffen werden. Von besonderem Interesse waren Messungen in den beiden Ebenen, am Ein- und Austritt des ND Rotors. Die Umfangtraversierung in diesen Ebenen wurde mit Hilfe eines großen Drehlagers, auf welchem die betroffenen Gehäuseteile montiert wurden bewerkstelligt. Abbildung 63 zeigt diese Komponenten. Dabei sind die drehbar gelagerten Gehäuseteile grün, das Drehlager braun und der Antrieb lila eingefärbt.

Drehlager Als Drehlager wurde eine kugelgelagerte Präzisionsdrehverbindung von der Firma Franke GmbH gewählt. Diese überzeugte durch eine präzise, spielfreie Lagerung und eine hohe Steifigkeit. Die Drehverbindung ist auf dem Festlagerschild zentriert und an dieses angeschraubt (Abbildung 64 (a)). Der Drehkranz besitzt eine Außenverzahnung und wird mit einem, durch ein Harmonicdrive-Getriebe stark untersetzten, Schrittmotor angetrieben (Abbildung 64 (b)). Durch diese hohe Untersetzung werden das notwendige hohe Anfahrmoment und die für die Strömungsmessungen erforderliche feine Auflösung erreicht.

Außengehäuse Das Außengehäuse hat die Form eines massiven Ringes, wobei der größte Außendurchmesser 1090 mm beträgt. Das Gehäuse wurde von der Firma Heldeco GmbH aus S355J2 gefertigt. Im

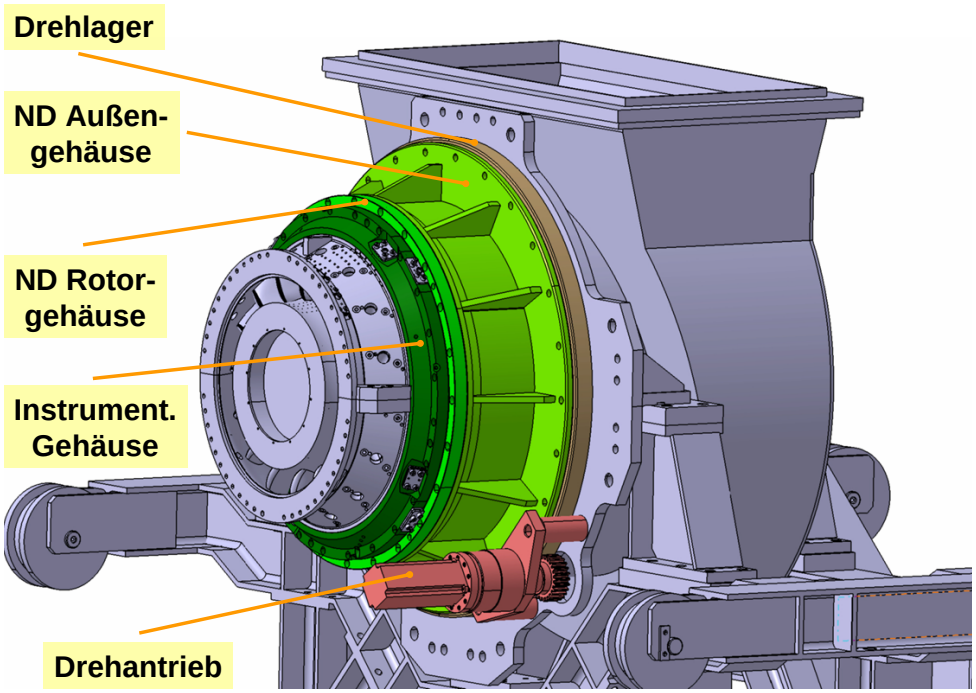
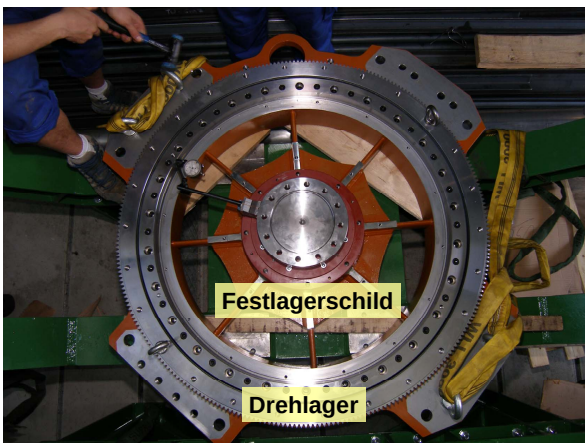


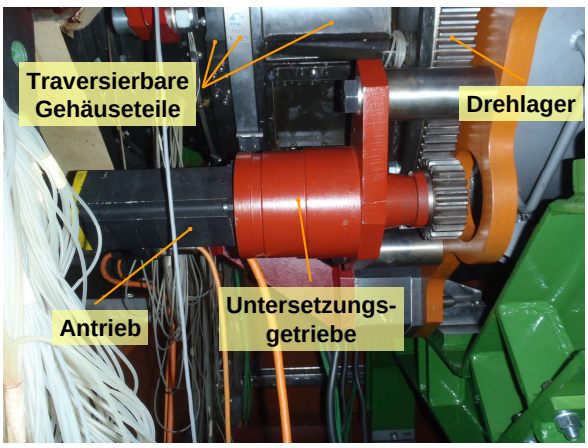
Abbildung 63: Traversierbare Gehäuseteile

vorderen Teil des Gehäuses befindet sich die Messebene F (Austritt ND Rotor, Kapitel 5.3). In dieser Messebene wurde das Außengehäuse mit Zugangsbohrungen für messtechnische Anwendungen versehen und ein Totaltemperatur- sowie ein Totaldruckbaum für eine Überwachung des Betriebszustandes der Anlage installiert. Weiters wurde das Gehäuse mit 4 symmetrisch am Umfang positionierten, herausnehmbaren Platten ausgestattet. Die oberen Seiten der Platten sind eben ausgeführt, die unteren entsprechen der Kanalkontur, was durch eine gemeinsame Bearbeitung der Teile erreicht wurde. Statt dieser Platten können Fenster für optische Messungen eingebaut werden. Eine Bestückung der Platten mit Mikrofonen für Akustik-Messungen ist in zukünftigen Konfigurationen denkbar.

Das Außengehäuse ist direkt auf der Präzisionsdrehverbindung befestigt und zentriert. Um Leckageverluste der Arbeitsluft zu vermeiden wurde zwischen dem festen Lagerschild und dem drehbar gelagerten Außengehäuse eine Dichtung installiert. Die Abdichtung des Spaltraumes erfolgt mit Hilfe eines beschichteten O-Ringes „FEP-O-SEAL®“(815 x 7), welcher in der Nut eines, auf dem Lagerschild montierten Hilfstragringes (Abbildung 65) untergebracht ist.



(a) Festlagerschild mit montiertem Drehkranz



(b) Antrieb der Drehverbindung

Abbildung 64: Präzisionsdrehverbindung

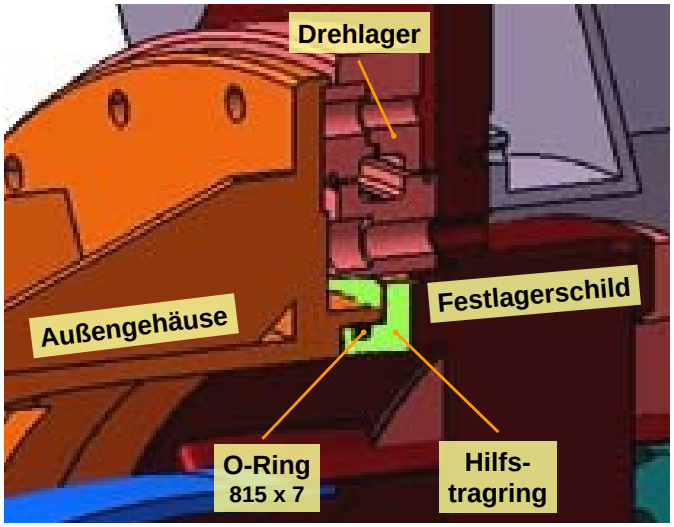


Abbildung 65: Hilfstragring mit O-Ring

Rotorgehäusering Das ND Rotorgehäuse stellt einen schmalen und bei Bedarf leicht ersetzbaren Ring dar (Abbildung 57). Je nach Ausführung eines Ersatzringes kann so ein beliebiger Rotorspalt eingestellt werden. Die Innenkontur des Gehäuseringes ist abgesetzt ausgeführt. Diese zwei abgesetzte Flächen bilden zusammen mit den zwei Stegen auf dem Deckband des NDT Rotors (Abbildung 60 (b)) eine Dichtung, welche zur Minimierung der Rotorspaltsröme dient.

Um den Rotor vor Beschädigungen bei einem unerwarteten Anstreifen am Gehäuse zu schützen, wurde die Gehäuseinnenseite mit einem von MTU Aero Engines angebrachten, weichen Einlaufbelag (MTU MTS1320C) versehen.

Instrumentierungsgehäuse Das Instrumentierungsgehäuse wird über das NDT Rotorgehäuse und das Außengehäuse mit dem Drehkranz verbunden (Abbildung 57) und kann somit gemeinsam mit den beiden Komponenten verdreht werden. Das in der Form eines schmalen Ringes ausgeführte Instrumentierungsgehäuse beherbergt die beiden Messebenen D und E und wurde dort mit mehreren Zugangsbohrungen für die Sondenmessung sowie zahlreichen Bohrungen für statische Druckmessungen versehen [20]. Für die Auswertung der Messdaten war eine Referenzierung der auf einander abgestimmten Umfangsposition der Zugangsbohrungen der einzelnen Ebenen (D, E und F) notwendig. Um die Mehrdeutigkeit bei der Montage der Gehäuseteile und so einen Versatz der Messzugänge auszuschließen, wurde eine eindeutige Zuordnung der Gehäuseringe (Instrumentierungsgehäuse, Rotorgehäuse und Außengehäuse nach Rotor) durch Verstiften erreicht.

Das Instrumentierungsgehäuse bildet das Ende der drehbar gelagerten Komponentenkette und grenzt an den fest am Gehäuse der HDT befestigten TMTF. Die Abdichtung des für eine einwandfreie Drehung erforderlichen Spaltes zwischen dem Instrumentierungsgehäuse und dem TMTF erfolgte mit einem beschichteten O-Ring „FEP-O-SEAL®“ (677 x 7), welcher in einer dafür vorgesehenen Nut im TMTF untergebracht ist (Abbildung 59 auf Seite 43).

3.9.4 Anschließender Verlauf der Strömungskanal-Außenwand

Nach dem drehbar gelagerten Außenghäuse ist der weitere Verlauf der Außenkontur des Strömungskanals durch das Festlagerschild und abschließend durch den Diffusor definiert. Abbildung 57, auf Seite 42 gibt Übersicht über die Anordnung der Komponenten.

Festlagerschild Stromabwärts des Außengehäuses ist das Festlagerschild angeordnet. Dabei sind die 100 mm breite Ringinnenseite und die 8 in der NACA-Profilform ausgeführten Stützstreben der Strömung ausgesetzt. Für eine Minimierung der durch eine potenzielle Imperfektion der Bauteile hervorgerufenen Einflüsse auf die Strömung, wurde eine hohe Formgenauigkeit und Oberflächengüte erfordert, was eine große Herausforderung an die fertigungsgerechte Konstruktion des Festlagerschildes stellte (Kapitel 3.4.6).

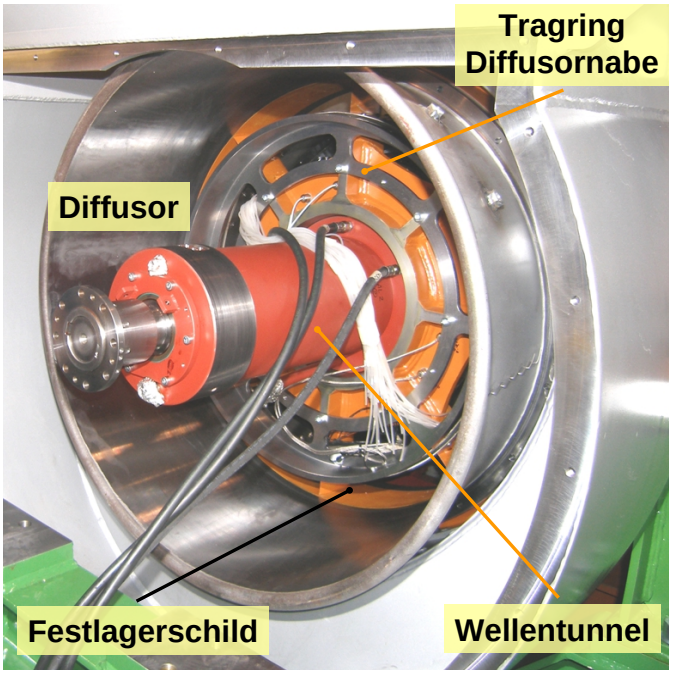


Abbildung 66: Diffusor in geöffnetem Abluftgehäuse

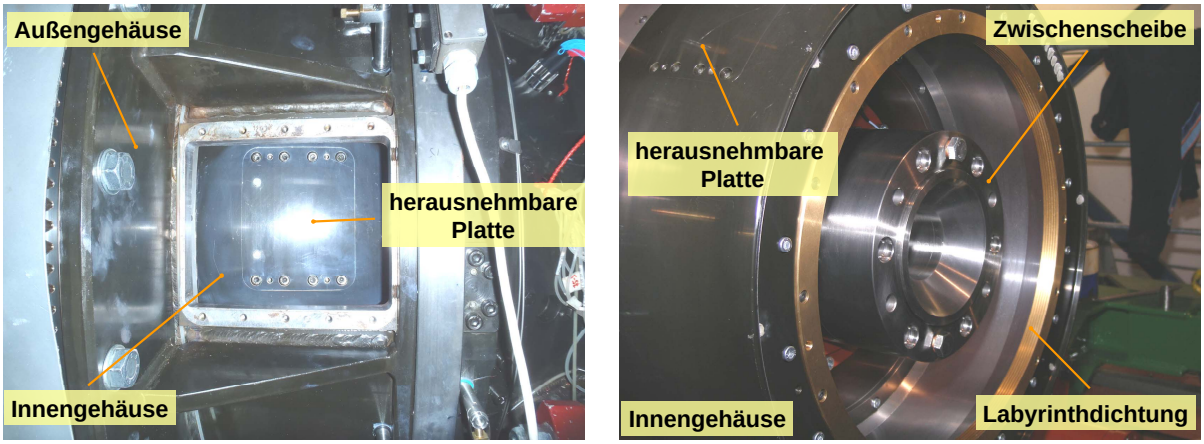
Diffusor Um einen Druckrückgewinn am Strömungsaustritt zu erzielen, wurde die NDT mit einem Diffusor versehen, wobei die Diffusorlänge durch den knappen, im Abluftbereich zur Verfügung stehenden Bauraum begrenzt war. Die Auslegung des Diffusors erfolgte in Anlehnung an [22], wobei infolge der knappen Platzverhältnisse im Abluftgehäuse sowie einer verlustbehafteten, unmittelbaren Umlenkung der Strömung nach dem Austritt aus dem Diffusor eine weniger aggressive Geometrie des Diffusors umgesetzt wurde. Die ausgeführte Version weist einen halben Öffnungswinkel $\theta = 8°$ bei einem Flächenverhältnis von $AR = 1.75$ auf. Die Fertigung des Diffusors sowie der Diffusornabe wurde bei der Firma Heldeco CAD/CAM Fertigungstechnik GmbH aus S 355 J 2+N durchgeführt. Die hohe Form- und Massgenauigkeit wurde durch eine steife, dickwandige Ausführung und abschließende spanende Bearbeitung der Diffusorinnenkontur erreicht. Abbildung 66 zeigt den Diffusor in eingebautem Zustand.

Für die Verifizierung des Verlaufes des statischen Druckes im Diffusor und für Rückschlüsse über die Auslegung wurde der Diffusor mit Druckbohrungen in 4 Ebenen versehen. Die Resultate der Messung und eine Beschreibung der Instrumentierung werden im Kapitel 5.5.2 vorgestellt.

3.9.5 Verlauf der Strömungskanal-Innenwand nach dem Rotor

Der Verlauf der Innenkontur des Strömungskanals stromabwärts des ND Rotors wird durch das Innengehäuse, den Festlagerabschnitt und die Diffusornabe definiert. Abbildung 57, auf Seite 42 gibt Übersicht über die Anordnung dieser Komponenten. Da die Kontur der Kanalaußenwand aufgrund der steifen Ausführung des Festlagerschildes nur bedingt variiert werden kann, erfolgt die Anpassung des Strömungsquerschnittes an die jeweilige Konfiguration durch die Gestaltung der Innenwand. Deshalb weisen diese Komponenten einen modularen Aufbau auf und können mit wenig Aufwand zur Gänze oder nur teilweise ersetzt werden. Da aus diesem Grund die Einsatzdauer dieser Gehäuseteile auf die Verwendungsdauer einer Konfiguration beschränkt ist, wurde ihre Gestaltung in Hinblick auf geringe Material- und Fertigungskosten optimiert. Die Fertigung dieser Gehäuseteile wurde aus S 355 J 2+N durch die Firma Heldeco GmbH durchgeführt.

Innengehäuse Das Innengehäuse stellt einen breiten Ring dar und definiert den Verlauf der Innenkontur stromabwärts des Rotors. Das Gehäuse wurde mit zahlreichen Bohrungen zur Messung des statischen Druckes versehen sowie mit einer herausnehmbaren Platte (Abbildung 67 (a)) ausgestattet. Eine Anwendungsvariante für diese Platte ist z.B. eine Bestückung mit Mikrophonen für in Zukunft geplante Akustikmesskampagnen. Die Befestigung des Innengehäuses erfolgt auf zwei aneinander geschraubten



(a) Blick durch das offene Außengehäuse

(b) Innengehäuse mit Labyrinthdichtung

Abbildung 67: Innengehäuse

Stahlringen (Abbildung 68). Dieser Aufbau wurde zweiteilig ausgeführt damit die Aufhängung leicht und kostengünstig an andere Konfigurationen angepasst werden kann.

Zur Abdichtung des Spaltstromes zwischen Rotor und Innengehäuse wurde eine Labyrinthdichtung installiert, welche durch das Innengehäuse zentriert und von ihm getragen wird (Abbildung 61 (b)). Die Dichtung wurde mit 6 Kammern ausgeführt und wurde aus Messing (2.0380) bei der Firma Ziserl GmbH gefertigt.

Tragring I Dieser Ring ist der erste Teil der zweiteiligen Befestigung des Innengehäuses und ist am Festlagerschild montiert. Die Fugen für die Stützstreben des Lagerschildes sind etwas größer ausgeführt, da die Stützstreben an den Kontaktflächen aufgrund der schlechten Zugänglichkeit nicht nachbearbeitet wurden. Der Zwischenraum wurde zur Verhinderung eines Leckmassenstromes mit temperaturbeständiger Dichtmasse (Loctite®5926) abgedichtet.

Tragring II Dieser Ring ist auf dem Befestigungsring I zentriert und bildet auf der anderen Seite eine Aufnahme für das Innengehäuse.

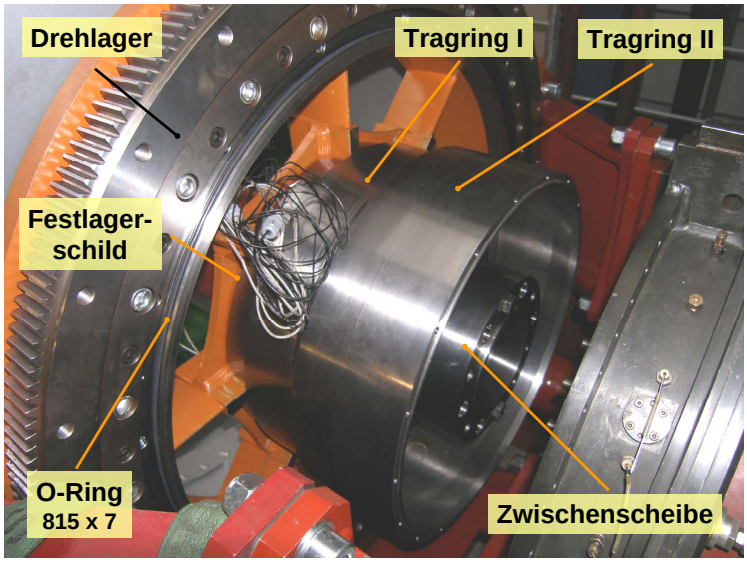
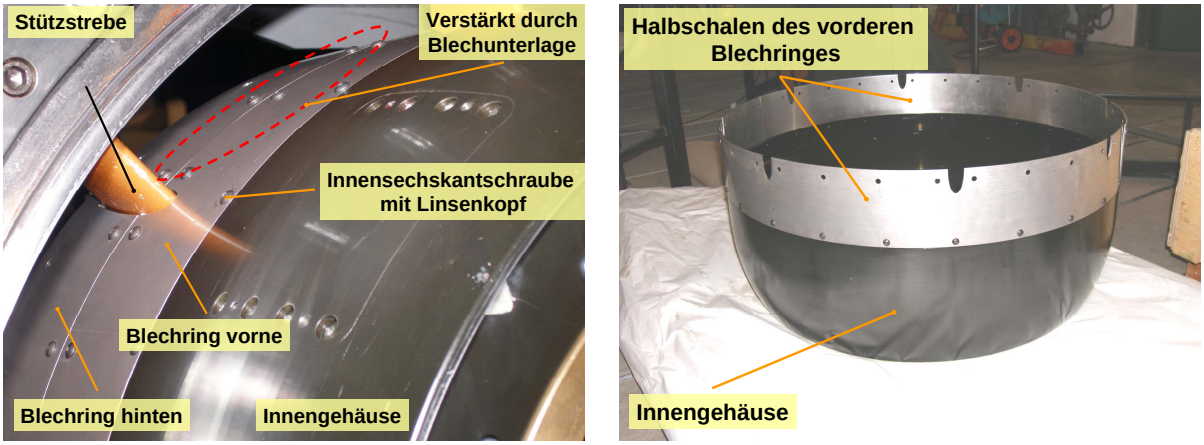


Abbildung 68: Tragringe zur Befestigung des Innengehäuses



(a) Kanalinnenwand im Festlagerabschnitt

(b) Vorderer Blechring und Innengehäuse

Abbildung 69: Innenwand des Strömungskanals im Festlagerabschnitt

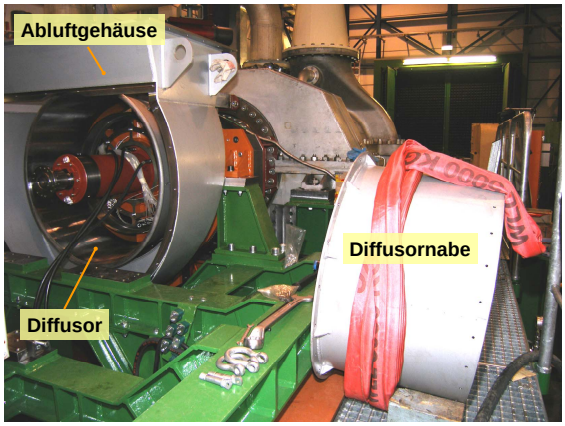
Abschnitt Festlagerschild Im Bereich des Festlagerschildes erfordert die Gestaltung der inneren Wand des Strömungskanals neben einer einfachen Konstruktion einen Durchgang für die 8 Stützstreben des Lagerschildes. Ausgeführt wurde dieser Abschnitt als eine mehrteilige Blechkonstruktion. Das Innengehäuse wurde am strömungsabwärts gelegenen Rand mit einer 20 mm breiten, zylindrischen Auflagefläche versehen, deren Außendurchmesser um die Blechstärke der verwendeten Bleche kleiner war. Auf die gleiche Weise wurde der Tragring hinter dem Festlagerschild (Abbildung 66) konstruiert. Vor und hinter dem Lagerschild befanden sich damit 2 Stück 20 mm breite, zylindrische Auflageflächen. Mit Hilfe dieser Auflageflächen wurde eine hohe Formgenauigkeit der Blechwand erreicht. Die fertige Blechkonstruktion setzte sich aus 2 geteilten Blechringen (4 Wandbleche) und 8 Verbindungsblechen, mit welchen die Wandbleche zusammengehalten wurden, zusammen. Die so ausgeführte geteilte Ausführung der Ringe erleichterte die Montage der Teile erheblich. Der Ringstoß wurde in der Ebene der maximalen Profildicke der Stützstreben platziert. So konnte der eine Blechring rotorseitig und der andere diffusorseitig montiert werden (Abbildung 69 (a)). Die Fertigung der Wandbleche erfolgte durch Ausschneiden der anteiligen Kontur der Stützstrebenprofile (Abbildung 69 (b)), was ein spaltfreies umschließen der Stützstreben ermöglichte. Um ein Flattern der losen Enden an den Stossstellen der Bleche zu verhindern, wurde der Übergang zwischen dem vorderen und dem hinteren Blechteil durch Beilegen von 8 eingerollten Blechstreifen versteift. Diese Streifen verbinden mit jeweils 8 Schrauben die Wandbleche miteinander und erzeugen einen mechanisch stabilen und kantenfreien Übergang. An der Unterseite dieser Blechstreifen wurden zur Erleichterung der Montage Muttern (M6) angeschweißt. Für eine Minimierung der Strömungsbeeinflussung durch die Befestigungsschrauben wurden Innensechskantschrauben mit niedrigen Linsenköpfen verwendet.

Die Herstellung der Blechteile erfolgte mit Hilfe von Laserbearbeitungsverfahren bei der Firma Anton Paar Shapetech Gmbh. Vor dem Einbau wurden die Bleche auf einer Blechrollmaschine auf den notwendigen Krümmungsradius eingerollt.

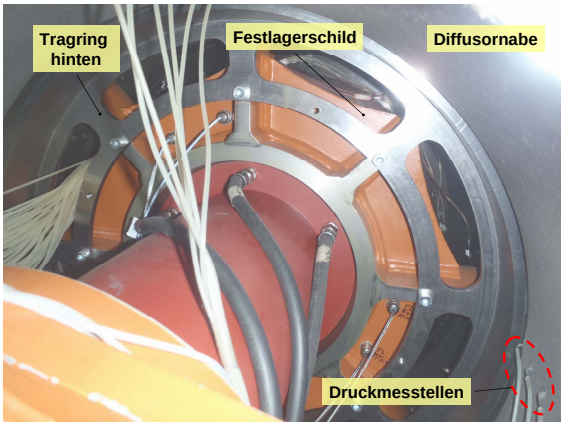
Diffusornabe Nach dem Festlagerschild bildet die zylindrische Diffusornabe den Anschluss der inneren Strömungskanalseite an das Abluftgehäuse (Abbildung 70 (a)). Auf der zum Rotor ausgerichteten Seite wird die Diffusornabe gemeinsam mit den hinteren Blechschalen am Tragring montiert (Abbildung 70 (b)). Dieser Tragring ist auf der Rückseite des Festlagerschildes befestigt. Die Diffusornabe wurde von der Firma Heldeco GmbH durch Einrollen und Schweißen aus einem 8 mm Blech hergestellt. So wie der Diffusor wurde auch die Nabe in 4 Ebenen mit statischen Druckmessbohrungen versehen (Abbildung 70 (b)).

3.9.6 Abluftgehäuse

Im großen Abluftgehäuse wird die Strömung nach dem Austritt aus dem Diffusor um 90 ° in die Richtnug des Abluftkanals umgelenkt. Das Abluftgehäuse besteht aus dem eigentlichen Gehäuse, der abnehmbaren Rückwand und einem Adapterring, welcher die Rückwand mit dem Loslagerschild und der Diffusornabe verbindet (Abbildungen 71 (a) und (b)). Durch diese Verbindung wird dem Gehäuse zusätzliche Sta-



(a) Diffusornabe vor dem Einbau



(b) montierte Diffusornabe, Ansicht innen

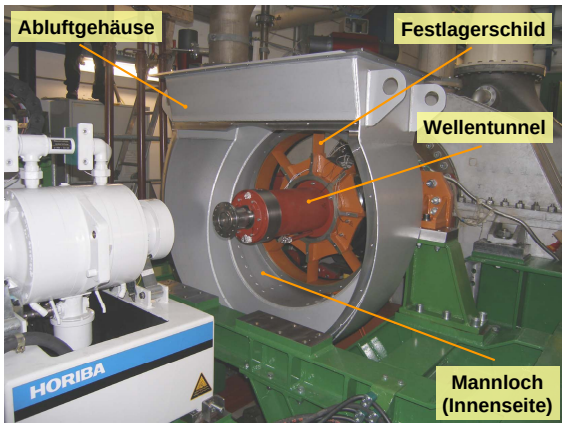
Abbildung 70: Diffusornabe

bilität verliehen. Auf der gegenüberliegenden Seite ist das Gehäuse am Festlagerschild befestigt. Die Kontaktflächen der Bauteile wurden maschinell bearbeitet und durch Platzieren einer 1 mm „KLINGERSIL®“ Flächendichtung abgedichtet.

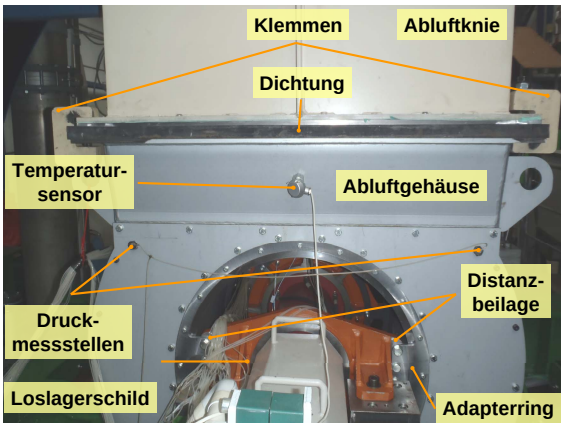
Zum Lösen bzw. zum Festziehen der schwer zugänglichen Diffusorschrauben wurde das Abluftgehäuse mit zwei Mannlöchern an der Unterseite versehen. Die Mannlochdeckel wurden mit Flügelmuttern befestigt und können dadurch schnell und mit geringem Aufwand entfernt werden. Auf der Gehäuserückwand wurden die Messstellen für Druck und Temperatur (p_{0ex} bzw. T_{0ex}) positioniert, mit welchen die Messgrößen am Turbinenausgang erfasst werden.

3.9.7 Verschiebbares Abluftknie

Bereits im Rahmen der aktuellen Messkampagne wurden Messungen mit zwei verschiedenen TMTF Längen durchgeführt. In Zukunft sind weitere Versuche mit unterschiedlichen Ausführungen des TMTF geplant. Die Länge eines solchen Zwischendiffusors ist maßgebend für den Abstand zwischen der NDT und der HDT. Durch die verschiebbar konstruierte NDT kann ein Zwischendiffusor mit einer nahezu beliebigen in Frage kommenden Länge eingebaut und untersucht werden, was eines der Konstruktionskriterien für die NDT war (Kapitel 2.3). Allerdings müsste die Abluftleitung an jede neue Position der NDT angepasst werden, was mit einem aufwendigen Abbau des Abluftknies und einer Anfertigung von Kanalzwischenstücken passender Länge verbunden wäre. Motiviert durch die Rationalisierung dieser aufwendigen Vorbereitung, wurde ein Aufbau mit welchem das Abluftknie verschoben werden kann entwickelt. Dabei wurde das Abluftknie auf einem fahrbaren und parallel zur Wellenachse des Prüfstan-

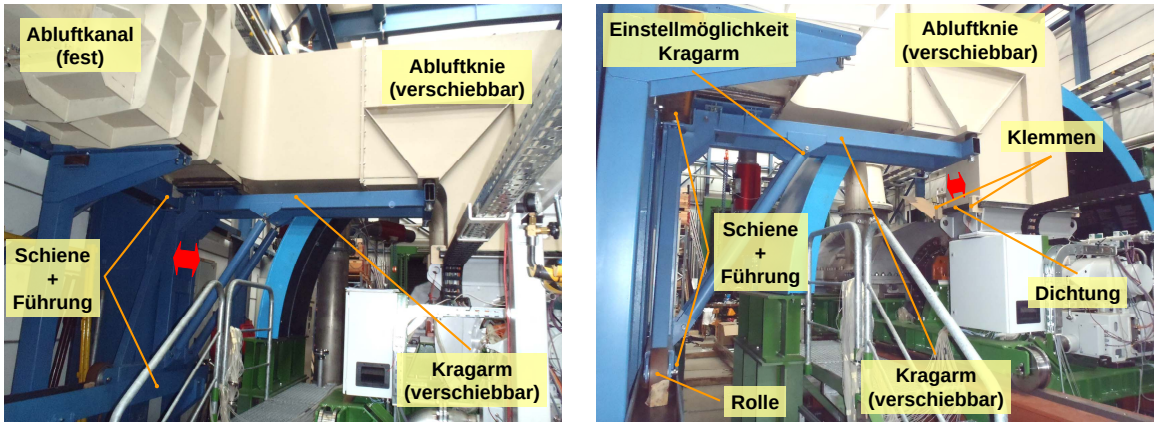


(a) Abluftgehäuse ohne Rückwand



(b) Zusammengebaute Abluftführung

Abbildung 71: Abluftgehäuse



(a) Ansicht I (b) Ansicht II

Abbildung 72: Verschiebbares Abluftknie

des geführten Kragarm aufgebaut (Abbildungen 72 (a),(b) sowie 73). Die Lagerung und Führung dieses Kragarmes erfolgte mit wälzgelagerten, mit einer Hartgummibeschichtung versehenen Stahlrollen, wodurch ein niedriger Rollwiderstand der Konstruktion gewährleistet wurde. Aufgrund der so ausgeführten leichtgängigen Lagerung kann das Verschieben manuell ohne großen Kraftaufwand erfolgen. Die Höhe des Abluftknies wurde so eingestellt, dass es auf der 30 mm hohen Gummidichtung auf der Oberseite des Abluftgehäuses aufliegt und so der Spalt zwischen Abluftkanal und Abluftknie abgedichtet ist. Zusätzlich sorgen 4 vormals in der Werkstätte des Institutes hergestellte Klemmen für eine ausreichende Abdichtung. Zur Demontage der Gummidichtung kann das Abluftknie mit Hilfe des 5 t Brückenkrans geringfügig angehoben werden. Nach dem entfernen der Dichtung und dem Absenken des Abluftknies ist an der Stelle der Dichtung ein Spalt vorhanden, da das Abluftknie durch den verschiebbaren Kragarm getragen wird. In dieser Position kann sowohl die NDT als auch das Abluftknie an eine beliebige Position geschoben werden.

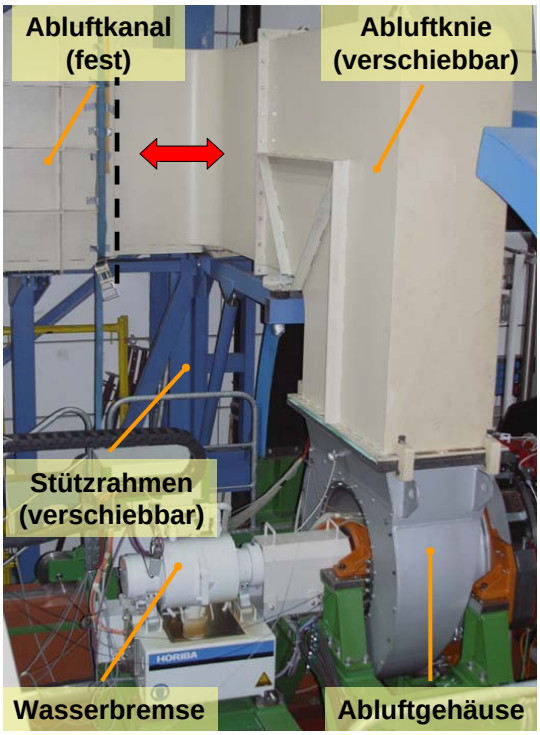


Abbildung 73: Verschiebbares Abluftknie, Blick aus der Werkstatt

Das einzige Bauteil der Abluftführung, welches an die neue Position der NDT angepasst werden muss, ist die Verbindung GHH-Abluftknie. Wobei kleine Positionsänderungen von dem in der GHH-Abluftleitung installierten Kompensator ausgeglichen werden.

3.10 Schutzhaube-Containment

Aufgrund der für die Messung notwendigen Zugangsbohrungen im Turbinengehäuse, war kein ausreichender Schutz durch das Gehäuse im Fall eines Schaufelbruches gegeben. Eine entsprechende Analyse wurde durch MTU Aero Engines durchgeführt. Als Resultat dieser Untersuchung wurde eine Empfehlung für die Aufstellung einer Schutzhaube (Containment) und dessen konstruktiver Umsetzung abgegeben. Dieser Empfehlung wurde Folge geleistet und die Anlage wurde innerhalb eines 15 ° Sektors zur Radialrichtung der Laufradebenen der NDT sowie der HDT mit einer 15 mm dicken Stahlschutzschale versehen (Abbildung 74).

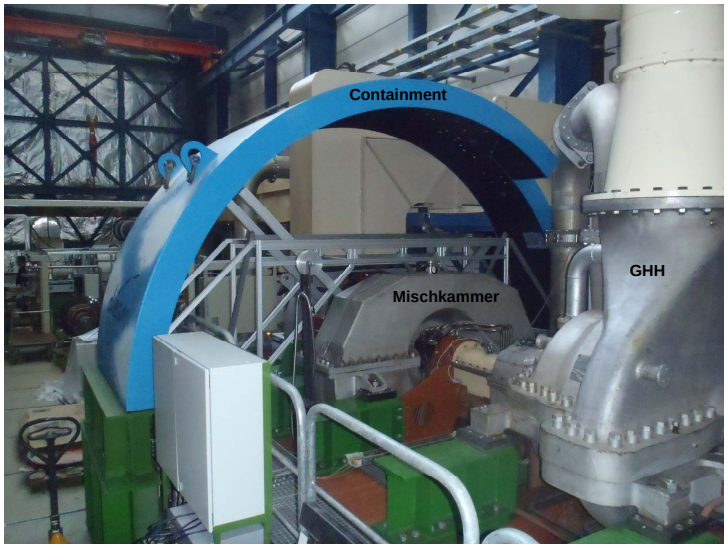


Abbildung 74: Turbinenprüfstand mit dem aufgestellten Containment

4 Sicherheitseinrichtungen zum Schutz der Anlage

Eine auftretende Gefahrensituation, bei der die empfindlichen Anlagenkomponenten wie die Lager, der Läufer und die Gehäuseteile beschädigt werden könnten, muss durch eine Sicherheitsüberwachung rechtzeitig erkannt werden. Damit es zu keiner Schädigung einer Komponente oder der ganzen Anlage kommt, von denen auch Gefahren für Menschen hervorgehen, ist zusätzlich eine Automatisierung erforderlich, welche durch ein schnelles Abstellen der Anlage den Schaden vermeidet oder zumindest begrenzt.

4.1 Risikobewertung der NDT Betriebsführung

Der schlimmste anzunehmende Schadensfall während des Betriebes der NDT ist das Bersten des schnelllaufenden und massiven Rotors. Aufgrund seiner großen Dimensionen und einer kontinuierlichen Masseverteilung würde das mechanische Versagen des Bauteils einen Totalschaden an der gesamten Anlage verursachen. Die primäre denkbare Ursache für das Versagen des Rotors ist eine unzulässig hohe Fliehkraftbelastung, welche durch eine überhöhte Drehzahl hervorgerufen werden kann. Die Ursache für ein solches Durchgehen der Turbine kann ein Kupplungsbruch bzw. ein durch Stromausfall oder durch einen technischen Defekt ausgelöster Verlust der Bremsleistung der Belastungseinrichtung sein. Die gleiche folgenschwere Auswirkung hat auch ein plötzliches Bersten eines der beiden Rotoren im Betrieb.

Neben dem Bersten des Rotors stellen das Anstreifen des Rotors sowie ein Lagerschaden zwar reparable, aber dennoch schwerwiegende Folgen von einer zu großen Schwingungsamplitude der Turbinenwelle bzw. eines Gebrechens in der Lagerschmierung dar. Abbildung 75 gibt eine Übersicht zu diesen 3 Schadensarten sowie ihren möglichen Ursachen und deren Zusammenhängen.

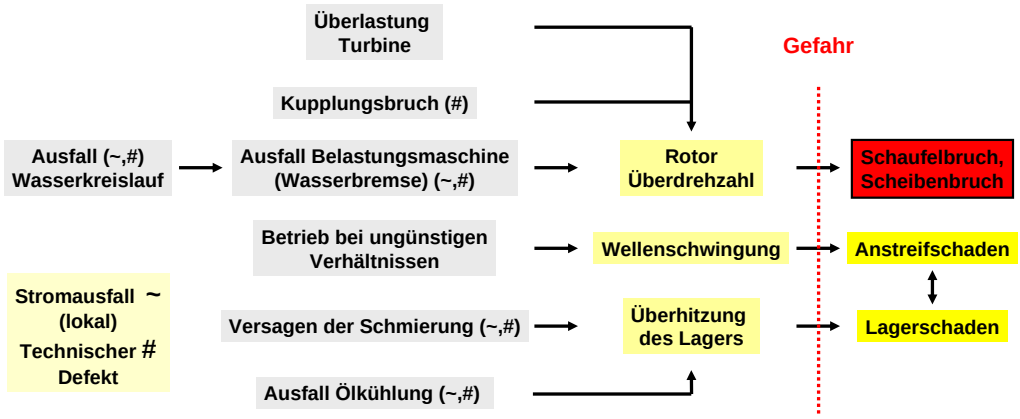


Abbildung 75: Mögliche Schadensarten der NDT und ihre Ursachen

Eine andere Darstellungsform bietet die in Abbildung 76 präsentierte, sogenannte Risikomatrix. Eine solche Risikomatrix stellt ein Instrument zur schnellen Erkennung von Schwachstellen bzw. Risiken in einem System dar. In diesem Fall ist die Matrix mit den möglichen Ursachen der 3 wesentlichen Schadensfälle der Versuchsturbine gefüllt. Auf der Abszisse nimmt das Ausmaß des Schadens nach rechts zu. Auf der Ordinate steigt die Wahrscheinlichkeit, dass ein Ereignis eintritt hinauf an. Die farbliche Markierung der Zellen gibt dann das Risiko an (rot=hoch=unzulässig, grün=niedrig=vertretbares Restrisiko).

Die in Abbildung 76 (a) gezeigte Matrix zeigt die Risikobewertung der NDT Betriebsführung ohne jeglicher Schutzeinrichtungen. Wie man erkennen kann würde bereits ein Stromausfall (∼) in der Anlagenhalle für ein Durchgehen der Turbine und einen Totalschaden ausreichen. Ein Anstreifen des Rotors wäre beim Betrieb im ungünstigen Lastpunkt möglich und ein Lagerschaden wäre die Folge eines Defektes (#) in der Ölanlage oder eines Stromausfalls. Da ein Betrieb der Anlage in so einer Konfiguration grob fahrlässig wäre, wurde die NDT mit entsprechenden Schutzeinrichtungen ausgestattet, welche anschließend in den bereits bestehenden Sicherheitskreis der HDT integriert wurden.

Die Abbildung 76 (b) zeigt die Risikomatrix der mit Schutzeinrichtungen versehenen NDT. Der schlimmste anzunehmende Schadensfall des plötzlichen Berstens des Rotors ist auf der gleichen Position in der Matrix geblieben und kann durch kein Schutzsystem ausgeschlossen werden. Eine sichere Auslegung und

Eintrittswahrscheinlichkeit des Ereignisses ==>				Lagerschaden	Anstreifschaden	Totalschaden
	hoch			Versagen der Schmierung (~), Ölkühlung (~)		Ausfall Belastungs-maschine (~), Wasser-versorgung (~)
				Versagen der Schmierung (#), Ölkühlung (#)	Betrieb bei ungünstigen Verhältnissen	Ausfall Belastungs-maschine (#), Wasser-versorgung (#), Kupplungsbruch
	mittel				Wellenschwingung durch Fremderrgeung	
				Plötzlicher Lagerschaden		Überlastung Turbine
	niedrig					Plötzlicher Scheiben-, bzw. Schaufelbruch, Ermüdungsbruch
		niedrig		mittel		hoch
		Größenordnung des Schadens ==>				

(a) Ohne Sicherheitseinrichtungen

Eintrittswahrscheinlichkeit des Ereignisses ==>					Lagerschaden	Totalschaden
	hoch	Versagen der Schmierung (~), Ölkühlung (~)		Ausfall Belastungs-maschine (~), Wasser-versorgung (~)		
		Versagen der Schmierung (#), Ölkühlung (#)	Betrieb bei ungünstigen Verhältnissen	Ausfall Belastungs-maschine (#), Wasser-versorgung (#), Kupplungsbruch		
	mittel		Wellenschwingung durch Fremderrgeung			
	niedrig				Plötzlicher Lagerschaden	Plötzlicher Scheiben-, bzw. Schaufelbruch, Ermüdungsbruch
		sehr niedrig		niedrig	mittel	hoch
		Größenordnung des Schadens ==>				

(b) Mit Sicherheitseinrichtungen

Abbildung 76: Risikomatrix der NDT

Bemessung des Rotors, sowie durch zahlreiche Prüfungen während der gesamten Fertigungsphase bestätigte Rissfreiheit des Bauteils und ein abschließendes Schleudern bei geringer Überdrehzahl minimiert die Wahrscheinlichkeit eines solchen Schadens und kann als annehmbares Risiko gewertet werden. Damit ein Personenschaden ausgeschlossen werden kann wenn es doch zu einem Rotorversagen kommen sollte, wurde in der Wurfebene des Rotors eine massive Schutzhaube aufgestellt und ein Aufenthaltsverbot in der Versuchshalle während der laufenden Versuchsanlage erteilt. Bei den restlichen Schadensursachen wie ein Stromausfall oder ein Defekt in der Versorgungskette würde die Verringerung der Eintrittswahrscheinlichkeit z.B. durch den Einsatz redundanter Systeme den Aufwand in eine nicht vertretbare Größenordnung führen. Aus diesem Grund wurde ein Konzept ausgeführt, bei welchem die Gefahr eines auftretenden Ereignisses erkannt und der Schaden durch einen rechtzeitigen Eingriff vermieden werden soll. Durch Umsetzen dieser Maßnahme konnten kritische Risiken beseitigt und die Anlage erfolgreich betrieben werden.

4.2 Ausgeführtes Überwachungskonzept

Realisiert wurde ein Sicherheitsystem welches auf der Messung der Wellendrehzahl, der Wellenschwingung sowie der Lagertemperatur basiert und mit zwei Gefahren-Schwellenwerten arbeitet. Zusätzlich wurden Einrichtungen zum Schutz der Wasserbremse und der Überwachung der Ölanlage installiert.

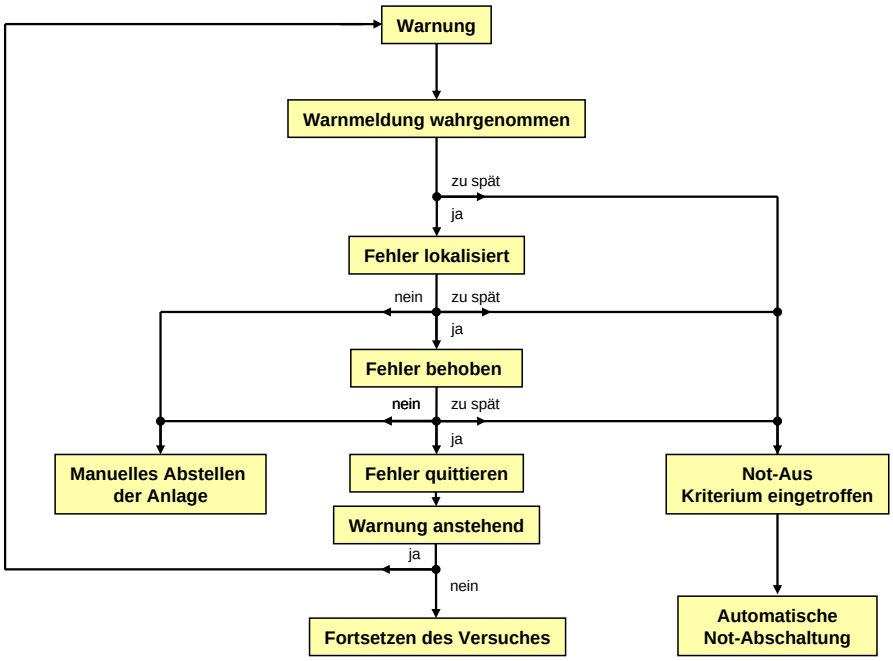


Abbildung 77: Flussdiagramm Warnung

Dieses Sicherheitssystem hat die Aufgabe, den Anlagenbetreiber im Fall eines potentiellen Schadens zu warnen und bei einer zu langsamen Reaktion bzw. einer zu schnell auftretenden Gefahr die Anlage automatisch auszuschalten. Dazu verfügt das Überwachungssystem über zwei außerordentliche Schaltzustände „Warnung“ und „Alarm“, welche über die Schwellenwerte der Überwachungsgrößen definiert sind. Eine Warnung signalisiert eine potentielle Gefahr für die Anlage. Kann die Gefahrenursache nicht ausreichend schnell ausfindig gemacht und beseitigt werden, so besteht nach weiterem Anstieg der auslösenden Größe eine unmittelbare Gefahr für die Anlage und ein Alarm sowie ein Not-Aus werden eingeleitet. Mit Hilfe eines solchen Zwei-Schwellenwert Systems ist die Anlage einerseits durch den Alarmzustand automatisch abgesichert und andererseits steht durch den Zustand „Warnung“ eine Zeitspanne für Handlungen zur Verfügung. Mögliche Verhaltensvarianten beim Auftreten einer Warnung sind dabei in Abbildung 77 vorgestellt.

Warnung Eine Warnung signalisiert eine potentiell gefährliche Situation und soll die volle Aufmerksamkeit des Betriebsführers auf das Verhalten der kritischen, auslösenden Größe lenken. Akute Schadensgefahr besteht jedoch erst bei weiterer Verschlechterung des Anlagenzustandes. Die Handlungsspanne nach dem Wahrnehmen einer Warnung beschränkt sich im Wesentlichen auf zwei Möglichkeiten: auf ein sanftes manuelles Abstellen der Anlage bzw. auf die Fehlersuche und ihre Behebung. Aufgrund der hohen hauptsächlich durch den elektrischen Antrieb des Hochleistungsprüfstandes verursachten Versuchskosten sowie einer aufwendigen und zeitintensiven Versuchsvorbereitung, stellt die Fehlerbehebung und anschließende Versuchsfortsetzung am Prüfstand das optimale Handlungsszenario dar. Andererseits ist der Zeitrahmen für die Fehlersuche durch den Anstieg der kritischen Größe begrenzt und ein manuelles Abstellen des Prüfstandes stellt eine wesentlich sanftere Abschaltsequenz als ein Not-Aus dar. Für die endgültige Handlungsentscheidung ist es letztendlich maßgebend, wie schnell die Anlage nach dem Eintreten einer Warnung in einen kritischen Zustand kommen könnte. Dies hängt vom Ausmaß des Gebrechens ab, was für die zur Fehlersuche und zur Fehlerbehebung zur Verfügung stehende Zeit entscheidend ist und kann erst nach einiger Praxis im Umgang mit der Anlage besser abgeschätzt werden.

Alarm und Not-Aus Ein Alarmzustand bedeutet eine akute Schadensgefahr und erfordert ein sofortiges, schnelles Abstellen der Anlage. Eine derart schnelle Reaktion ist nur durch ein automatisches System realisierbar. So wurde die Sicherheitsschaltung der NDT in das bereits vorhandene Sicherheitssystem des Labors integriert. Um dies zu erleichtern, wurde das Aufbauprinzip des Überwachungssystems der HDT bzw. der Verdichteranlage als Basis für die Umsetzung jenes der NDT verwendet. Am Ende wurde die notwendige Verbindung zwischen den Anlagenkomponeten Verdichterstation, HDT, NDT hergestellt, was ein automatisch koordiniertes und synchrones Abstellen der Anlage im Notfall ermöglicht. Wird ein Alarm von einer der Komponenten der Sicherheitskette gemeldet oder einer der zahlreichen Not-Aus Taster, betätigt so folgt eine agile, automatisierte Abstellsequenz. Dabei gehen die beiden Klappen GHH-Turbine und GHH-Abluft auf (Kapitel 5.4), die Luft der Verdichteranlage wird in den Bypass umgeleitet und die Verdichter abgestellt. Die Turbine wird nicht mehr belastet und läuft aus. Die lange Rohrleitung zwischen Verdichter und Turbine ist vergleichbar mit einem Speicher und hat eine träge Reaktion der Turbine nach einer Notabschaltung zur Folge. Deshalb sind die Leitungen mit durch eine Feder vorgespannten schnell öffnenden Klappen ausgestattet, welche beim Auftreten eines Not-Aus und unabhängig von ihrer Stellung schlagartig aufgehen und so ein Entweichen der komprimierten Luft aus der Leitung ermöglichen. Aufgrund der sehr kurzen Schalt- und Betätigungszeiten stellt ein Not-Aus eine hohe Beanspruchung für die Anlagenkomponenten dar und ist, soweit möglich, durch ein rechtzeitiges manuelles Abstellen zu vermeiden. Bei einem raschen Überschreiten (z.B. Kupplungsbruch) der Grenzdrehzahl (overspeed) kann es, trotz einer schnellen Auslösung des Not-Aus zu einer Überbelastung der rotierenden Komponenten kommen. Damit stellt ein Kupplungsbruch eines der gefährlichsten Ausfallszenarien dar, weshalb auf einen einwandfreien Zustand der Kupplung stets geachtet werden muß.

4.3 Ausfallszenarien und Ereignistabelle

Beim Entwurf des Sicherheitssystems der NDT wurden Ausfallszenarien erstellt und mit Risiken bewertet. Durch die Installation eines Überwachungssystems wurde das Risiko einer signifikanten Beschädigung erheblich minimiert. Die Funktionsweise des Überwachungssystems wird nun mit Hilfe der Tabelle 8 verdeutlicht. Dabei ist das Ansprechen der einzelnen Glieder der Sicherheitskette vom Auftreten der Gefahr bis zum Abstellen der Anlage chronologisch dargestellt. Tabelle 8 inkludiert auch die für die HDT relevanten Schadensszenarien. Damit ist ein ganzheitliches Verhalten des Zweiwellenprüfstandes vorgestellt. Denkbare Ausfallszenarien sind dabei Zeilenweise eingetragen. In den Spalten sind alle Schutzmechanismen des Zweiwellenprüfstandes inkludiert. Die Zahlen in den entsprechenden Zellen repräsentieren die Reihenfolge, in welcher die Schutzsysteme (Spalten) für das jeweilige Szenario (Zeilen) ansprechen. Sind mehrere Zellen einer Zeile mit der gleichen Nummer versehen, so bedeutet dies ein gleichzeitiges Auftreten dieser Ereignisse. Meldet ein Schutzmechanismus eine Warnung, so weist die entsprechende Zelle eine gelbe Markierung auf. Das Auslösen eines Alarmes und somit eines Not-Aus ist durch eine rote Markierung gekennzeichnet. Das Ende jedes Szenarios bildet ein automatisch ausgelöstes Not-Aus, da von einem Ausnahmefall des unbeaufsichtigten Prüfstandes ausgegangen wird. Das bedeutet, dass die Anlage auf jeden Fall sicher in den Stillstand gefahren wird.

Tabelle 8: Ereignistabelle

| | | | | | | | | HDT | | | | | | Schmierung | | | | | | | NDT | | | | | Schmierung | | | | | | | | WB | | | | | | | |

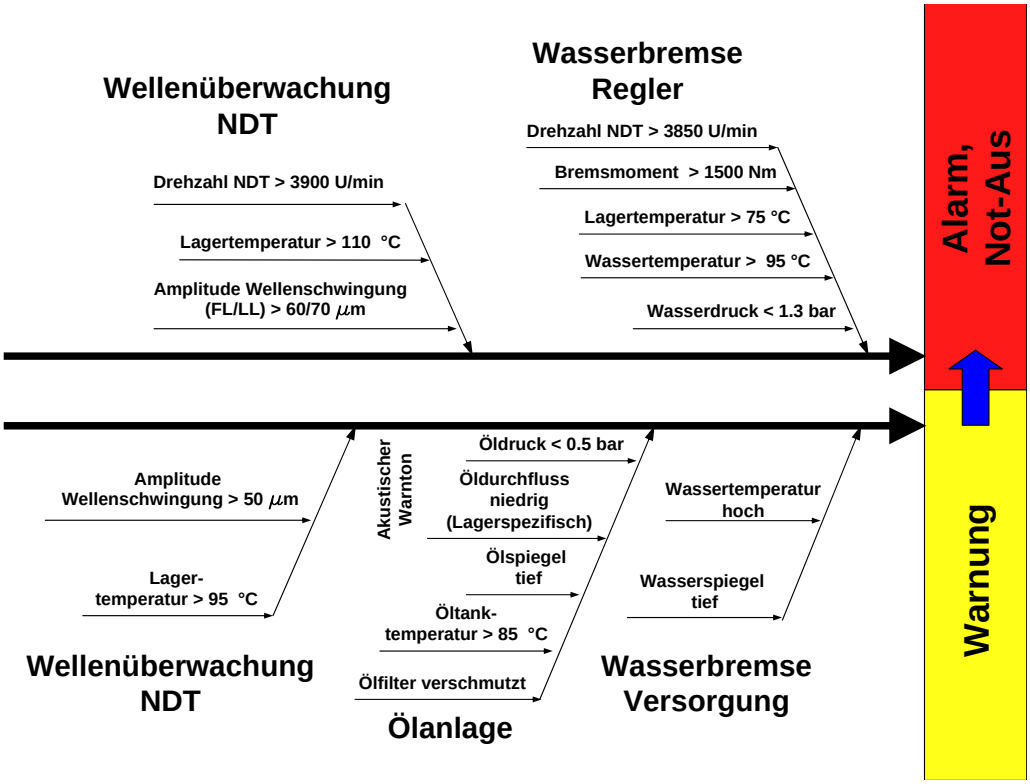
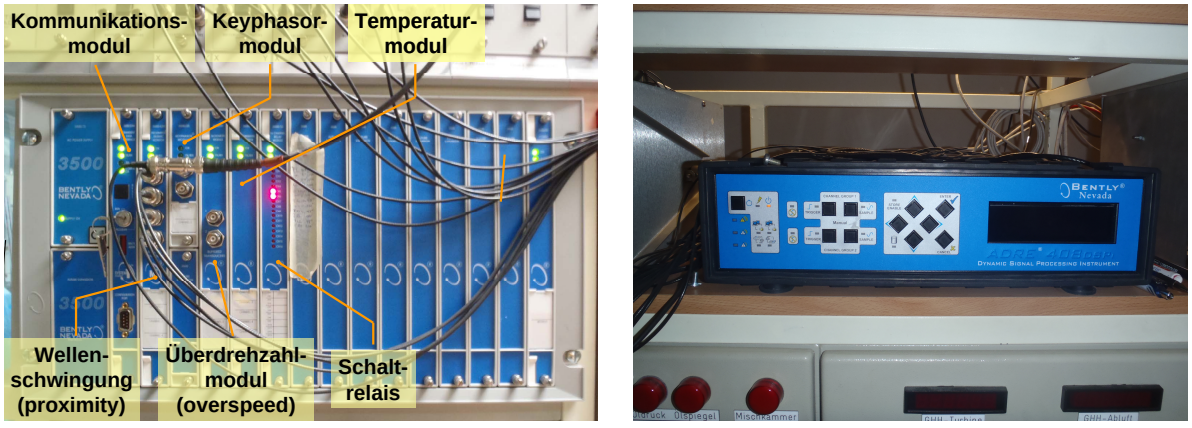


Abbildung 78: Kriterien Warnung und Alarm

Dazu wurde das Überwachungsystem Bently Nevada 3500 mit entsprechenden Modulen (proximity, keyphasor, temperature, overspeed) ausgestattet (Abbildung 79 (a)).

Mit Hilfe eines weiteren Moduls, des ADRE 408 DSP (Abbildung 79 (b)) werden die, während der Versuchsfahrt durch die Systeme Bently 3300 (HDT) und Bently 3500 (NDT) erfassten Daten der Wellenüberwachung gesammelt und gespeichert. Damit ist es möglich, die läuferbezogenen Betriebsdaten bisheriger Versuche zu Vergleichszwecken abzurufen. Dies kann für eine Trendanalyse und für die Beurteilung des Maschinenzustandes verwendet werden. Weiters können die gespeicherten Daten bei der Suche nach der Ursache eines eingetretenen Not-Aus eine große Hilfe leisten.

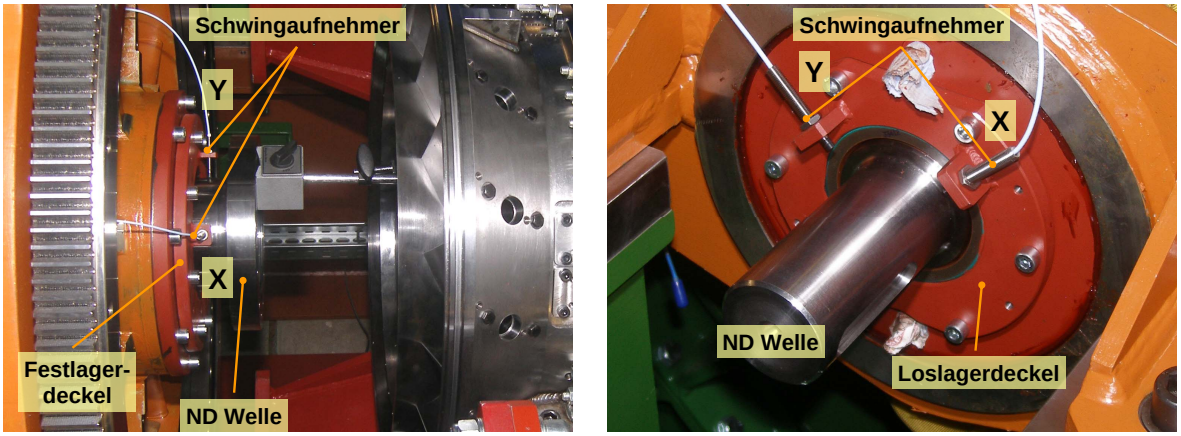


(a) Bently Nevada 3500

(b) ADRE 408 DSP

Abbildung 79: Module der Bently Nevada Wellenüberwachung

Amplitude der Wellenschwingung Die Messung der Wellenschwingung einer rotierenden Maschine stellt ein wichtiges Instrument zur Diagnose des Anlagenzustandes dar. Durch die Messung der momentanen



(a) Festlagerseite (b) Loslagerseite

Abbildung 80: Schwingungsaufnehmer der NDT

Schwingungsamplitude kann ein Resonanzbereich festgestellt und schnell durchfahren werden. Darüber hinaus kann das durch eine zu groß werdende Schwingungsamplitude bevorstehende Anstreifen des Rotors rechtzeitig erkannt und durch Lastpunktwechsel oder Abstellen der Anlage vermieden werden. Weiters können aus dem Trendverlauf der über einen längeren Zeitraum gesammelten Schwingungsspektren unter anderem Aussagen zum Lagerzustand und Lagerspiel sowie zur Rissbildung in der Welle gemacht werden. Die Schwingungsmessung der ND Welle erfolgt mit dem Proximity-Modul. Je 2 um 90° am Umfang versetzte Schwingsensoren sind in 2 Messebenen positioniert. Abbildungen 80 (a) und (b) zeigen die in den beiden, jeweils an der Fest- und Loslagerseite angeordneten Schwingungsmessebenen eingebauten Schwingsensoren. Abbildung 81 zeigt schematisch die Zuordnung der Schwingsensoren und definiert die Lage der beiden Schwingmessebenen X und Y.

Tabelle 9: Schwingungsgrenzwerte ND Welle

Ebene	NDT FL	NDT LL
Warnung, µm	50	50
Alarm, µm	60	70

Durch die Messung mit zwei orthogonal angeordneten Sensoren kann der Rotororbit erfasst werden, was ein notwendiges Kriterium für eine vollständige Maschinendiagnostik darstellt. Als Messsensoren

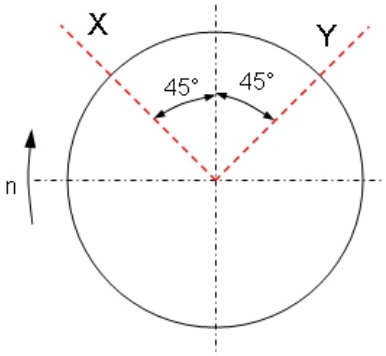


Abbildung 81: Lage und Bezeichnung der Ebenen der Schwingungsmessung

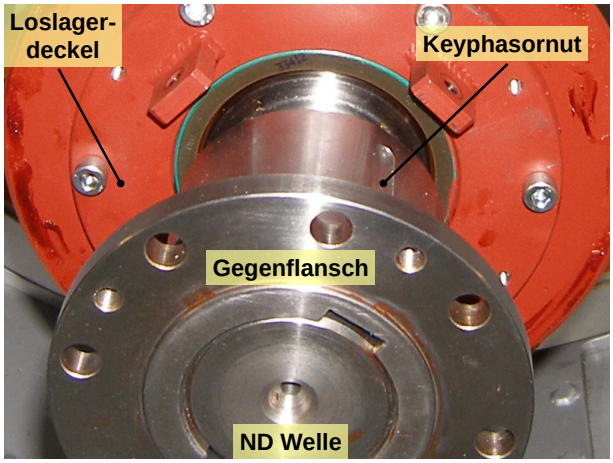
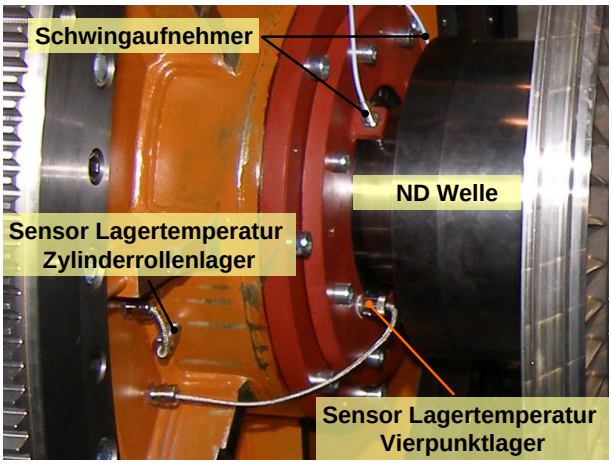


Abbildung 82: Keyphasornut am Gegenflansch der NDT

wurden die mit dem Überwachungsystem mitbestellten Wirbelstromsensoren „Bently Proximity Probe“ verwendet. Die eingestellten Schwellenwerte der Schwingungsamplitude sind in der Tabelle 9 ersichtlich. Diese Werte wurden aus den Beobachtungen der Anlage während der Inbetriebnahmephase definiert (Kapitel 6.1.2).

Keyphasor Um bei der Messung der Wellenschwingungen neben der durch die Schwingaufnehmer erfassten Amplitude auch die Phase der Schwingung ermitteln zu können, wurde ein so genannter Keyphasor installiert. Als Keyphasor dient in diesem Fall eine Markierung auf der ND Welle, welche als eine scharfkantige Längsnut ausgeführt wurde und so eine vollständige Umdrehung kennzeichnet. Mit einem Schwingaufnehmer wird diese Nut als Rechteckimpuls interpretiert und durch eine geeignete Signalumformung zur Referenzierung der Phasenlage der Welle verwendet. Die Phasenlage des Schwingungsausschlages wird dann auf die Umfangsposition der Keyphasornut bezogen. Mit einer durch die Überwachungssoftware durchgeführten Zuordnung der Schwingungsausschläge zum Drehwinkel der Welle, kann der Phasengang der Schwingung dargestellt werden, was unter anderem für ein exaktes Wuchten der beiden Rotoren genutzt wurde (Kapitel 6.1.2). Die Datenverarbeitung erfolgt im Keyphasor-Modul. Bei der NDT wurde der Gegenflansch mit einer solchen Keyphasornut versehen. Der für die Messung verwendete Sensor ist identisch mit jenen der Schwingungsüberwachung. Abbildung 82 zeigt den mit einer Keyphasornut versehenen Gegenflansch.

(a) Widerstandsthermometer Quelle: Jumo GmbH



(b) Eingebauter Zustand, Festlagerseite

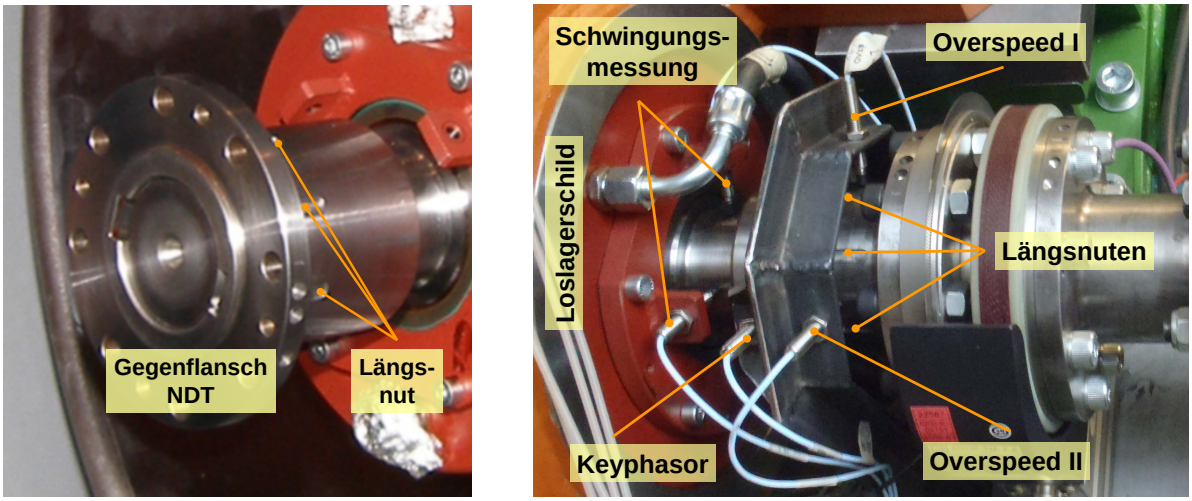
Abbildung 83: Widerstandsthermometer Pt 100 mit Bajonettverschluß zur Messung der Lagertemperatur

Lagertemperatur Die Lagertemperatur wird an jeder Lagerstelle der NDT mit einem Pt 100 Widerstandsthermometer gemessen. Im Temperatur-Modul erfolgt die Verarbeitung der Messwerte. Ein erheblicher Anstieg der Temperatur ist ein Zeichen für eine erhöhte Reibarbeit im Lager und ist ein Indiz für einen oft sehr schnell herannahenden Lagerschaden. Neben der Zuverlässigkeit ist vor allem eine schnelle Temperaturmessung erforderlich. Das bedeutet vor allem, dass die Temperaturmessstellen in unmittelbarer Nähe der Lager sein müssen, da sonst die massiven Wände der Gehäuseteile zu einer starken Verzögerung in der Messung führen würden. Aus diesem Grund wurden der Wellentunnel und der Festlagerdeckel mit Bohrungen für die Sensoren versehen. Die Tiefe der Bohrungen wurde so gewählt, dass 2 mm Wandstärke zwischen Fühlerspitze und Lagerring vorhanden waren. Bei einer solchen Ausführung wird die Lagererwärmung ausreichend schnell detektiert und der Vorteil einer absoluten Dichtheit des Wellentunnels bei einer geschlossenen Ausführung gegenüber einer Durchgangsbohrung mit direktem Lagerkontakt genutzt. Zudem wurde ein Temperaturfühler mit einer 120° Spitze, welche genau der Form eines Sackbohrloches entspricht gewählt (Abbildung 83 (a)). Für einen zuverlässigen Wärmeübergang wurde an der Kontaktstelle Sensor-Lagergehäuse eine Wärmeleitpaste eingebracht. Die gewählte, mit Bajonettverschluss versehene Ausführung der Sensoren erlaubt eine Einstellung der Sensoreinschraublänge und ermöglicht durch eine Federvorspannung der Sensorspitze einen sicheren Kontakt zum Lagergehäuse. Abbildung 83 (a) zeigt die verwendete Sensorausführung, in (b) sind die Sensoren der Temperaturüberwachung des Axiallagers (Vierpunktlager) und des Radiallagers (Zylinderrollenlager) der Festlagereinheit in eingebautem Zustand dargestellt. Die Schwellenwerte der Lagertemperatur, bei welchen eine Warnung bzw. ein Alarm ausgelöst werden sind in der Tabelle 10 zusammengefasst. Diese Werte wurden aus der während der I Inbetriebnahme der Anlage gesammelten Erfahrung definiert (Kapitel 6.1.2).

Tabelle 10: Temperaturgrenzwerte Lagerung NDT

Lager	Festlager-axial	Festlager-radial	Loslager
Warnung, °C	95	95	95
Alarm, °C	110	110	110

Überdrehzahl Das Durchgehen der Turbine bei einem Verlust der Bremsleistung kann nur durch eine schnelles, innerhalb von Sekundenbruchteilen aktiviertes Abstellen der Anlage vermieden werden. Das erfordert eine schnelle Erkennung der Gefahr bei Drehzahlüberschreitung und wird mit dem Overspeed-Modul ausgeführt. Die Messung der Drehzahl basiert auf dem gleichen Prinzip wie die Referenzierung der Schwingungsphase mit dem Keyphasor. Mit Hilfe von Schwingungsaufnehmern wird eine vorbeifahrende, scharfkantige Längsnut als Rechteckimpuls detektiert. Um die Genauigkeit und ein schnelleres



(a) Gegenflansch mit 8 Längsnuten

(b) Aufgebaute Aufnehmer

Abbildung 84: Drehzahlmessung der NDT

Ansprechen der Drehzahlmessung zu gewährleisten, wurde der Gegenflansch der NDT mit 8 Nuten versehen. Die Tiefe der Nuten entspricht der Bently Nevada Konstruktionsempfehlung und beträgt jeweils 1,5 mm (Abbildung 84 (a)). Da das Überdrehzahlmodul die Anlage vor der größten Gefahr bewahrt, muss eine absolute Funktionsgarantie gewährleistet sein. Aus diesem Grund wurde diese Schutzschaltung in zweifacher, unabhängiger Ausführung installiert. Die beiden Systeme sind baugleich und beim Auftreten einer Überdrehzahl wird der Alarm durch die zufällig schnellere Messkette ausgelöst. Die Auslösedrehzahl wurde bedingt durch Festigkeit die Rotors auf **3900 U/min** gesetzt. Abbildung 84 (a) zeigt den mit den Längsnuten versehenen Gegenflansch. In Abbildung 84 (b) ist die mit den beiden zur Drehzahlmessung eingesetzten Abstandssensoren bestückte Brücke dargestellt.

4.4.2 Überwachung der Ölanlage

Die Lager des ND Rotors weisen die für eine Wälzlagerung übliche ausgezeichnete Notlaufeigenschaften auf. Aus diesem Grund wurde die Überwachung der Ölanlage nicht in den Not-Aus Schutzkreis der Versuchseinrichtung eingebunden. Bei einem Gebrechen in der Ölversorgung wird daher kein Alarm ausgelöst, sondern eine Warnung, wobei die Warnmeldungen durch Aufleuchten von Warnleuchten angezeigt werden. Wird durch das Gebrechen die Versorgung der Lager stark beeinträchtigt, so ertönt zusätzlich ein akustischer Warnton. Bleibt der Defekt trotzdem unbemerkt, so wird die Anlage spätestens nach dem Ansteigen der Lagertemperatur über den eingestellten Grenzwert (Warnung bei $\vartheta_{\text{Lager}} \geq 95$ °C, Not-Abschaltung bei $\vartheta_{\text{Lager}} \geq 110$ °C) automatisch abgestellt.

Damit ein Ausfall der Schmierung schnell erkannt und der Fehler rasch lokalisiert werden kann, wurde das Schmiersystem der NDT mit folgenden Sicherheits- und Überwachungseinrichtungen versehen:
Messgeber:

- Öldurchflussmenge* (Mengendrossel SQL 2 + Umformer Phoenix Control MCR-f-UI-DC)
- Öldruck* (Drucksensor Siemens SITRANS P Z)
- Systemdruck (Manometer-Zeigerinstrument und Drucksensor Siemens SITRANS P Z)
- Öltemperatur Tank
- Öltemperatur Festlageraustritt (Thermoelement Typ K)

Schaltrelais:

- Öldurchflussmenge* (Mengendrossel SQL 2 + Umformer Phoenix Control MCR-f-UI-DC)
- Öldruck* (Druckschalter Norgren A 9442)
- Differenzdruck am Druckfilter
- Öltemperatur Tank
- Füllstand Öltank

Die Messwerte der Messaufnehmer werden während des Anlagenbetriebes am Überwachungsmonitor angezeigt und geben Auskunft über den momentanen Zustand der Versorgung der Lager mit Öl.

Mit Hilfe der Schaltrelais werden nach Überschreiten eines vorgegebenen Schwellenwertes Warnlampen sowie ein akustischer Warnmelder aktiviert.

4.4.3 Überwachung der Wasserbremse

Die Wasserbremse Horiba DT 700 ist werksseitig mit einem „Internen Überwachungssystem“ ausgestattet. Mit diesem System wird die Bremse vor Überlastung geschützt. Mit der Wasserbremse wird die Drehzahl des ND Rotors direkt beeinflusst. Da sie damit eine sicherheitsrelevante Komponente darstellt wurde sie in den Not-Aus Schutzkreis der Versuchseinrichtung integriert. Folgende Parameter der Wasserbremse werden im Betrieb überwacht:

- Drehmoment

*an jeder Schmierstelle

- Drehzahl
- Temperatur Wassereintritt
- Wasserdruck
- Lagertemperatur

Kommt eine dieser überwachten Größen in einen Gefährenbereich, so wird zunächst durch die interne Überwachung der Bremse ein Alarm ausgelöst und an den großen Not-Aus Kreis geleitet, was zu einem unmittelbaren Abschalten der Anlage führt.

Drehzahl und Drehmoment Mit der Einstellung der maximal zulässigen Drehzahl bzw. des Drehmomentes werden Komponenten des Wellenstranges geschützt (Kupplung, Verbindung Welle-Gegenflansch), welche auf die maximal mögliche Bremsleistung der Wasserbremse nicht ausgelegt sind. Die Überwachung der Drehzahl der NDT Welle durch die Wasserbremse erfolgt zusätzlich zu den beiden Overspeedmodulen der Bently 3500. Die Aulösedrehzahl ist mit 3850 U/min etwas niedriger angesetzt als jene des Bently-Systems (3900 U/min), welches in diesem Fall eine Absicherungsfunktion erfüllt. Die eingestellten Werte sind in (Tabelle 11) dargestellt. Im Fall einer Alarmauslösung durch die Wasserbremse (ausgenommen ist der Ausfall der Wasserversorgung) führt die Bremse einen sogenannten E-Stopp (Emergency Stopp) aus, bei dem die Welle mit einem konstanten, vorgegebenen Moment (**600 Nm**) gebremst wird. Wird der Alarm von einer anderen Komponente ausgelöst (z.B. Bently Nevada), so läuft die NDT ohne zusätzlicher Bremseinwirkung aus (die Ist-Drehzahl ist unter der Soll-Drehzahl, Bremsenregelung greift nicht ein).

Tabelle 11: Überlastungsüberwachung durch die Wasserbremse

Messgröße	Maximalwert	Aktion
Drehzahl in U/min	3800	E-Stopp
Drehmoment in Nm	1650	E-Stopp

Wassertemperatur und Wasserdruck Die Überwachung der Wassertemperatur dient zum Schutz gegen Dampfblasenbildung im Bremskörper der Bremse, was zum sofortigen Abfall der Bremsleistung führen würde. Mit der Messung des Wasserdruckes vor der Bremse wird eine für die Bremswirkung ausreichende Wasserversorgung nachgewiesen.

Lagertemperatur Durch die Messung der Lagertemperatur sollen ein Lagerschaden der Wasserbremse erkannt und somit durch eine rechtzeitige Abschaltung Folgeschäden vermieden werden. Die Messung erfolgt mit jeweils einem Pt 100 Widerstandsthermometer an den beiden Lagerstellen.

5 Betriebsführung und Bedienung des Zweiwellenprüfstandes

5.1 Funktionsprinzip der Anlage

Die Versorgung des Zweiwellenprüfstandes mit der als Arbeitsmedium dienenden komprimierten Luft erfolgt durch die im Keller des Institutes platzierte Verdichteranlage. Die Verdichteranlage setzt sich zusammen aus zwei Radialverdichtern (SC14 und SC20) sowie einem Schraubenverdichterpaar (E1+E2) und weist eine gesamte elektrische Anschlussleistung von 4.3 MW auf [15]. Weiters sind zwei große Luft-Wasser-Kühler vorhanden, um bei Bedarf die nach der Verdichtung stark erwärmte Luft abzukühlen. Die Luftführung ist so gestaltet (Abbildung 85), dass mehrere verschiedene Schaltmöglichkeiten der Verdichter und Kühler (Parallel, Serie, mit und ohne Kühlung), sogenannte Fahrweisen zur Verfügung stehen. Die Auswahl einer Fahrweise hängt von den für eine Versuchsfahrt benötigten Parametern wie Druck,

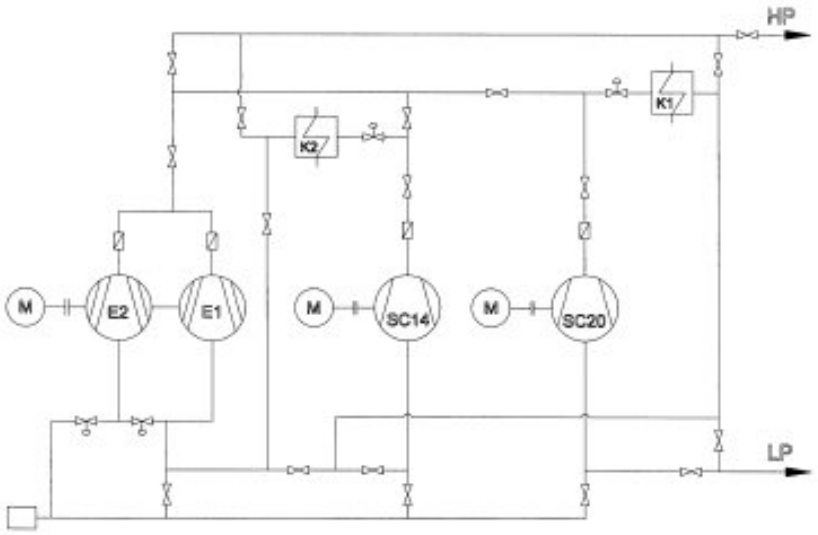


Abbildung 85: Schaltplan der Hochleistungs-Verdichteranlage Quelle [15]

Massenstrom und Temperatur der Luft ab. Innnerhalb des durch die Wahl der Fahrweise der Verdichteranlage definierten Kennfeldes erfolgt die Variation der Betriebspunkte durch das Steuern der Verdichter (Verdichterspezifische Steuermöglichkeiten: Vordrall, Nachdrall bzw. Drehzahl) und das Einstellen der Turbineneintrittstemperatur.

Damit wird das Betriebsverhalten der Versuchsturbine größtenteils durch die manuelle Steuerung der Verdichteranlage bestimmt. Eine Feineinstellung des Betriebspunktes erfolgt durch eine Variation der Belastung der HDT bzw. der NDT. Für diesen Zweck verfügt der Bremsverdichter der HDT über einen verstellbaren Vorleitapparat und die NDT wurde mit einer regelbaren Wasserbremse ausgestattet. Das manuelle Verstellen der Position des Vorleitgitters des GHH führt zur Änderung der im GHH verrichteten Arbeit und somit auch der GHH Bremswirkung was in einer Veränderung der HDT Drehzahl resultiert. Diese Steuermaßnahme kann aufgrund des beschränkten Stellbereiches des Vorleitapparates nur für eine feine, im schmalen Bereich ausgeführte Steuerung der HDT Drehzahl verwendet werden. Die Drehzahl der HDT reagiert sensibel auf die geringfügigen Temperaturschwankungen der aus der Verdichteranlage und dem GHH-Bremsverdichter kommenden Luft. Aufgrund der massiven Bauweise und einer großen Masse reagiert die Anlage träge auf eine Korrektur der Betriebsparameter. Bei Bedarf erfolgt eine solche Korrektur auch durch die Ansteuerung der Kühler. Ein vorhandener Regler würde so zur Instabilität neigen. Weiters sind die Stellmöglichkeiten durch den schmalen Stellbereich des Leitgitters beschränkt und es besteht bei manchen Betriebspunkten die Gefahr, den GHH durch zu starken Eingriff an die Pumpgrenze zu bringen. Aufgrund dieser Tatsachen konnte bisher stabiler Drehzahlregler der HDT realisiert werden. Hingegen ist die Wasserbremse der NDT mit einer Regeleinheit ausgestattet, was ein Einstellen und Regeln der NDT Drehzahl im nahezu vollständigen Drehzahlband ermöglicht und die Grundlage des NDT Konzeptes darstellt.

Mit Hilfe der beschriebenen Stellmöglichkeiten ergibt sich ein kompliziertes und kaum vorausberechenbares Zusammenspiel der Maschinen Verdichteranlage, HDT+GHH und NDT. Zudem ist das Verhalten des Maschinensatzes stark abhängig von der installierten Messkonfiguration der HDT und der NDT. Ein

zur Beschreibung des Anlagenverhaltes dienendes, aufgrund der zahlreichen Stellgrößen kompliziertes Kennfeld müßte so für jede Messkonfiguration erstellt werden und würde den Rahmen des Messaufwandes wesentlich erhöhen.

5.2 Betriebspunkte

Der Turbinenprüfstand ist primär zur Erfassung der Strömungsverhältnisse im Versuchsabschnitt vorgesehen. Aufgrund einer feinen Ortsauflösung kann eine solche Messung eine lange Zeit in Anspruch nehmen und muss oft an einem anderen Tag fortgesetzt werden. Dadurch ist eine hohe Reproduzierbarkeit der Messbedingungen gefordert. Aufgrund der komplizierten Betriebsführung der gesamten Anlage können gleiche Messbedingungen nur bei einer genauen Protokollierung und einer definierten Vorgangsweise beim Anfahren eines Betriebspunktes gewährleistet werden. Wegen der schwankenden Umgebungsbedingungen ist ein abschließendes feines Nachkorrigieren der Einstellwerte in der Nähe des gewünschten Betriebspunktes notwendig.

Der Betriebszustand der Versuchsturbine wird durch zahlreiche gemessene Betriebsparameter erfasst. Für reproduzierbare Messbedingungen wurden einige Parameter ausgewählt, welche den Betriebspunkt eindeutig definieren und während einer Versuchsfahrt bzw. an mehreren Messtagen konstant gehalten wurden. Diese Größen sind anfolgend aufgezählt, in den Klammern sind die primären Stellmöglichkeiten angefügt.

- Mischkammertemperatur (Kühlersteuerung Verdichteranlage)
- Massenstrom Verdichteranlage (Kompressorsteuerung Verdichteranlage)
- Druckverhältnis HDT, NDT (Kompressorsteuerung Verdichteranlage, Vordrall GHH)
- reduzierte Drehzahl HDT (Vordrall GHH)
- Drehzahl NDT (Wasserbremse)

Mit Hilfe der reduzierten Größen wie reduzierte Drehzahl ($N_{korr} = N/\sqrt{T}$) [15] und Turbinendruckverhältnis lassen sich machzahlähnliche Strömungszustände einstellen, womit der Einfluss des schwankenden Umgebungszustandes minimiert wird.

Indirekt kann die Drehzahl beider Turbinen durch die Temperatur des Schmieröls und die damit verbundene Reibarbeit im Lager beeinflusst werden. Beide Schmieranlagen verfügen deshalb über eine Ölkühlung um reproduzierbare Lager- und Öltemperaturen zu gewährleisten.

Tabelle 12: Betriebspunkte der „DREAM“-Konfiguration

		Aero Design Point		Off Design Pont I		Off Design Point II		Off Design Point III	
mass flow	kg/s	15		**10**		**12,9**		15	
T_{inlet}	°C	165		150		150		165	
p_{inlet}	bar	4		2,5		3,2		4	
		HP turbine	LP turbine	HP turbine	LP turbine	HP turbine	LP turbine	HP turbine	LP turbine
pressure ratio	-	3	1,3	2,2	1,15	2,6	1,2	3	1,3
speed	rpm	11000	3550	**8650**	3550	**10100**	3550	11000	**3100**
corrected speed	-	100	100	80,5	97	93,5	98	100	86

Die Strömungskonfiguration des Zweiwellenprüfstandes für die anschließende Messkampagne wurde durch die Projektpartner festgelegt und stellt das Resultat einer CFD Auslegung dar. Ausgehend von den Daten dieser Auslegung wurden 4 signifikante und betriebsstabile Punkte bestimmt, an welchen später die Strömungsmessungen durchgeführt wurden. Diese Messpunkte wurden aus den Betriebszuständen bestehender Flugtriebwerke abgeleitet. In Tabelle 12 sind die Sollwerte ausgewählter Betriebsparameter an diesen 4 Punkten zusammengefasst. Die Übersicht aller, zum Teil tagesabhängiger Einstellwerte der Anlagenstellgrößen ist in den Logbüchern der Verdichteranlage bzw. der Versuchsturbine zu finden. Die Punkte setzen sich zusammen aus dem Betriebspunkt, für welchen die CFD Auslegung erfolgte (Design Point, DP), 2 weiteren Punkten (Off Design Point, ODP 1 und 2), an welchen der Betriebszustand

(a) Fahrweise 1 (b) Fahrweise 8

Abbildung 86: Zum Anfahren der Betriebspunkte verwendete Fahrweisen

(Absenken des Druckverhältnisses und der Drehzahl) der HDT variiert wurde sowie einem Punkt mit variierter Drehzahl der NDT (ODP 3). Die ausgewählten Parameter dieser 4 Betriebspunkte sind in der Tabelle 12 zusammengefasst.

Zum Anfahren der Punkte wurde die Verdichterstation in 2 Fahrweisen betrieben. In der Fahrweise 1 (1 Radialverdichter mit Nachkühlung, Abbildung 86 (a)) beim ODP 1 und in der Fahrweise 8 (2 Radialverdichter mit Zwischen- und Nachkühlung Abbildung 86 (b)) bei den restlichen 3 Betriebspunkten.

5.3 Totaldruck- und Totaltemperaturbäume zur Quantifizierung des Betriebszustandes

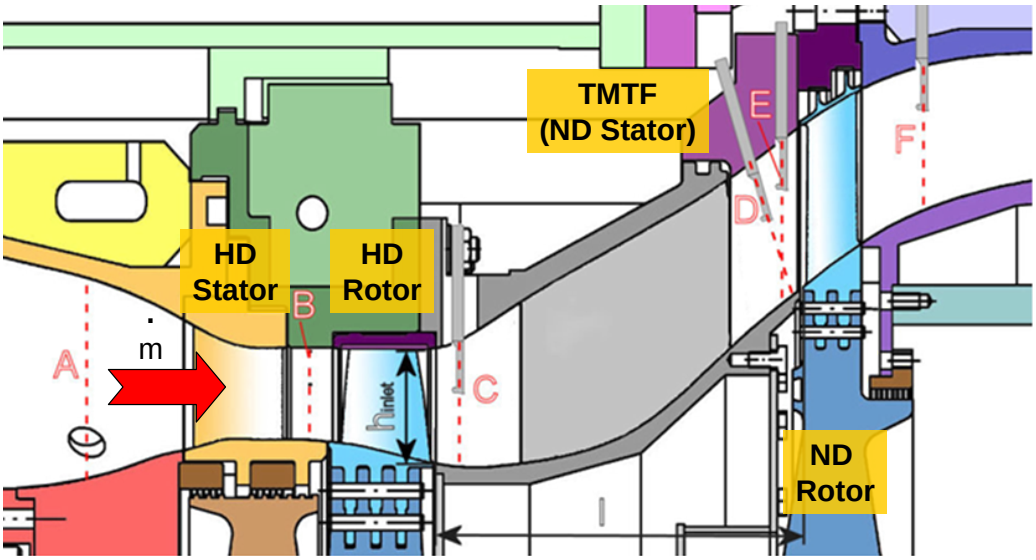


Abbildung 87: Positionen der Messebenen

Zur Erfassung des Betriebszustandes, insbesondere zur Messung des Druckverhältnisses und der Turbinenarbeit verfügt die Anlage über Totaldruck- und Totaltemperaturbäume. Solche Messbäume wurden in 3 Ebenen installiert: am HDT Eintritt (Ebene A), am NDT Eintritt (Ebene C) und NDT Austritt

Tabelle 13: Einbaupositionen und Anzahlen der Messstellen aller Messbäume

Ebene	Position der Ebene	Kanalhöhe in mm	Anzahl der Messstellen
A	HDT Eintritt	101,3	4
C	HDT Austritt, TMTF Eintritt	63,9	5
F	NDT Austritt	75,3	7

(Ebene F). Eine Übersicht zur Anordnung dieser Messebenen stellt die Abbildung 87, auf Seite 67 im Abschnitt dar.

Aufgrund der Schwankung der Messgrößen über die Höhe des Strömungskanals verfügt jede Sonde über mehrere Messstellen, welche symmetrisch über den Messbereich verteilt sind. Ein mit Hilfe dieser Messstellen gebildeter Mittelwert repräsentiert die für die Betriebsführung relevanten Zustände in der jeweiligen Messebene. In der Tabelle 13 sind die Anzahl der Messstellen und die Höhe des Strömungskanals in der jeweiligen Ebene sowie nochmals die Position der Messebenen aufgelistet.

5.3.1 Ebene A

Die Messbäume der Ebene A waren ein Bestandteil der ursprünglichen HDT. Nach der Integration der neuen NDT und für den Betrieb in der Zweiwellenkonfiguration wurden der Totaldruck- und der Totaltemperaturbaum der Ebene A beibehalten und werden für die Messungen der Turbineneintrittsbedingungen weiterhin eingesetzt. Aus Gründen der Vollständigkeit sind die geometrischen Daten der Sondenbäume der Ebene A in der Tabelle 14 zusammengefasst. Der Stator der HDT, wo auch die Messbäume untergebracht sind, ist drehbar gelagert. Abbildung 88 zeigt die Umfangsposition der Messbäume in der Initialstellung des HDT Stators.

Tabelle 14: Positionen der Messstellen Ebene A

Mp	h	h_{bez}	R
	[h]=mm	[h]=1	[R]=mm
Nabe	0	0	185,2
1	10,3	0,1	195,5
2	36,3	0,4	221,5
3	62,3	0,6	247,5
4	88,3	0,9	273,5
Geh.	101,3	1	286,5

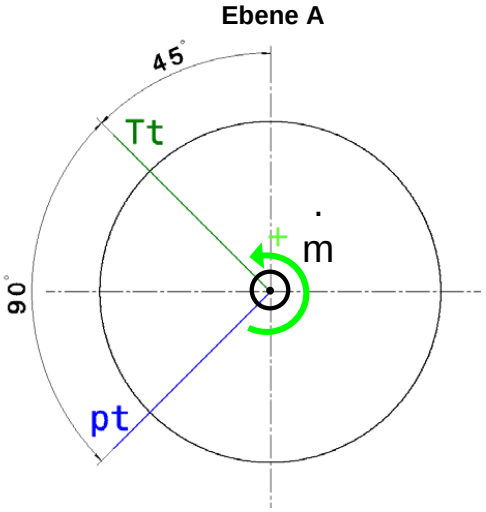


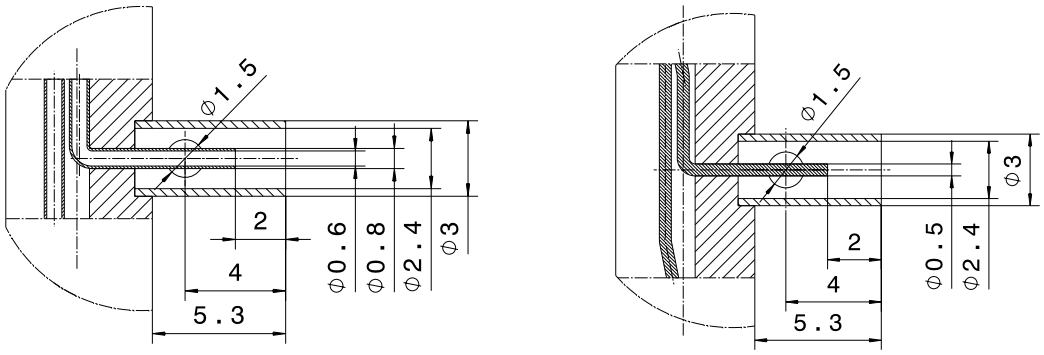
Abbildung 88: Referenzierung der Messbäume in der Ebene A

5.3.2 Ebenen C und D

Gestaltung der Messstellen Um eine ausreichende Messgenauigkeit beim Ausfall einer Messstelle und eine bessere Auflösung zu erreichen, wurden die neu gefertigten Messbäume für die Ebenen C und F mit einer höheren Messstellendichte ausgeführt. Die Ausführung der einzelnen Messstellen dieser neuen Sonden ist in der Abbildung 89 dargestellt. Abbildung (a) zeigt eine Druckmessstelle und (b) eine Temperaturmessstelle. Diese Messstellenform (Kielhole) wurde mithilfe der Erfahrungswerte aus den bisher in der HDT eingesetzten Messbäumen abgeleitet. Aufgrund des hohen Zeitdruckes und der sonst hohen Fertigungskosten wurden die Sonden in der Werkstätte des Institutes gefertigt. Für die Temperaturmessung wurden Thermoelemente Typ K mit einem Durchmesser von 0,5 mm verwendet. Damit war ein schnelles Ansprechen der Sonde auf gegebenfalls vorhandene Temperaturschwankungen der Strömung gewährleistet.

Verifikation der Messstellengeometrie Nach dem Entwurf der Messstellengeometire wurden zwei Prototypen, jeweils für Druck- und Temperaturmessung mit nur einer Messstelle angefertigt (Abbildung 90) und eine Kalibrierung dieser Sonden an der Partneruniversität „Politechnico di Milano“ durchgeführt.

Dabei wurden die Sonden bei 3 Machzahlen (Ma=0,2, 0,4 und 0,6), welche die geplanten Betriebszustände der Versuchsturbine abdecken, in der Strömung am Umfang traversiert und so ein vertrauenswürdiger Einsatzbereich bezüglich des Anströmwinkels (Gierwinkel α) der Sonden eingegrenzt. Zur



(a) Messstelle Totaldruck

(b) Messstelle Totaltemperatur

Abbildung 89: Ausführung der Messstellen für Totaldruck- und Totaltemperaturmessung

Beurteilung der Sondenfunktion wurden die für solche Zwecke häufig verwendeten dimensionslosen Größen wie der Totaldruckkoeffizient für die Druckmessung und der Recovery-Faktor für die Temperaturmessung verwendet. Der Totaldruckkoeffizient (Kpt) ist mit der Gleichung 1 definiert und es ist ersichtlich, dass Kpt gegen 0 geht, wenn der Totaldruck mit der Sonde verlustfrei erfasst wird. Wird die Sonde ungünstig angeströmt, so dass im Grenzfall nur mehr der statische Druck gemessen wird, steigt der Kpt auf 1 an.

(a) Totaldrucksonde

(b) Totaltemperatursonde

Abbildung 90: Für die Kalibrierung angefertigte Sonden-Prototypen

$$Kpt = \frac{p_0 - p_{sonde}}{p_0 - p_1} \quad mit: \tag{1}$$

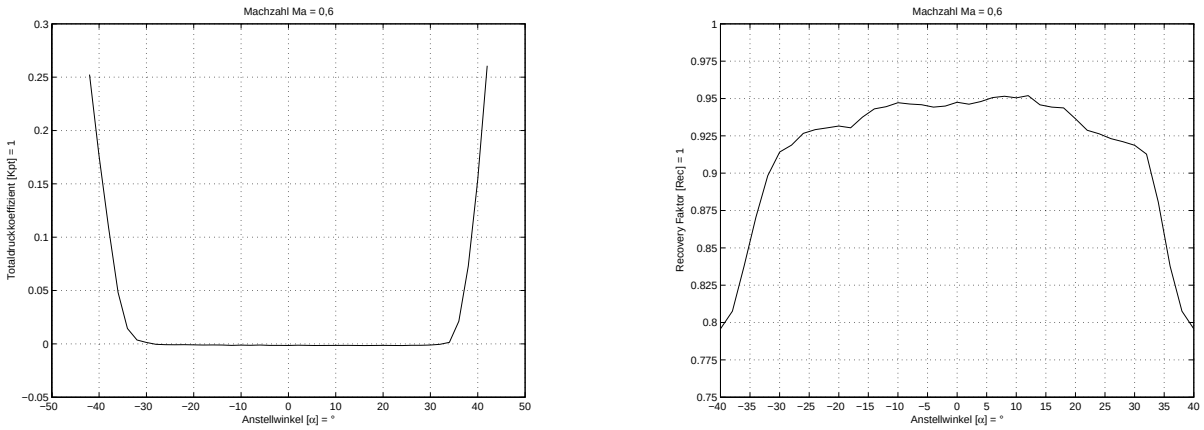
p_0... Ruhedruck (Kesselzustand)
p_{sonde}... mit der Sonde gemessener Druck
p_1... statischer Druck an der Sondenmessstelle

Der Recovery-Faktor Rec (Gleichung 2) stellt eine dimensionslose Größe zur Veranschaulichung der Messfühlergüte dar. Mit seiner Hilfe wird aufgrund der Reibungseffekte hervorgerufene, geschwindigkeitsabhängige Abweichung bei Temperautmessung bewegter Fluide berücksichtigt. Hier wurde mit Rec der Einfluss des Anströmwinkels der Sonde und der Machzahl auf die Sondenfunktion repräsentiert. Im Idealfall einer vollständigen Erfassung der Totaltemperatur beträgt Rec 1, und geht gegen 0 wenn der Wert der statischen Temperatur angezeigt wird. Der Rec üblicher Temperatursensoren bewegt sich bei subsonischer Strömung in der Größenordnung von 0.9.

$$Rec = \frac{T_{sonde} - T_1}{T_0 - T_1} \quad mit: \tag{2}$$

T_{sonde}... mit der Sonde gemessene Temperatur (Eigentemperatur)
T_1... statische Temperatur an der Sondenmessstelle
T_0... Totaltemperatur (Kesselzustand)

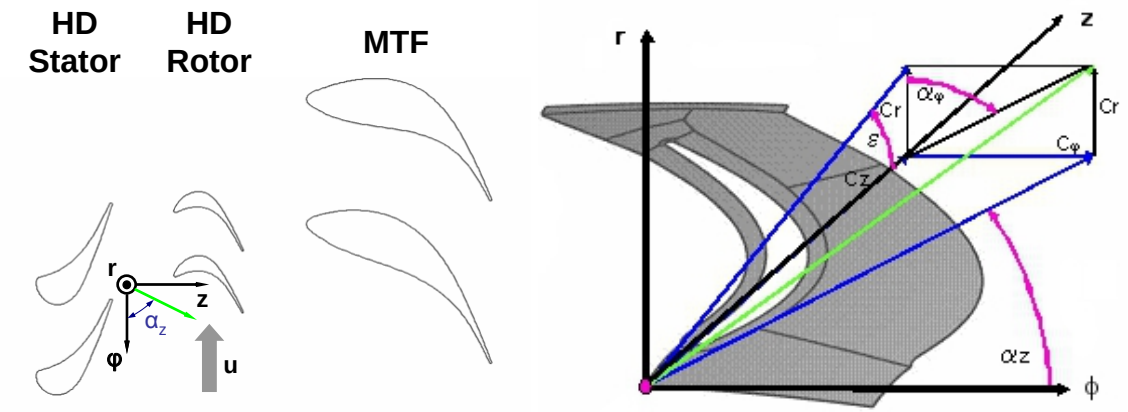
Abbildungen 91 (a) und (b) zeigen den Verlauf des Totaldruckkoeffizienten und des Recovery-Faktors bei einer Machzahl $Ma = 0,6$ und Ansrömwinkeln zwischen $\alpha = -40$ und $\alpha = 40$. Der Verlauf des Kpt in Abbildung 91 (a) bestätigt eine richtige, von dem Ansrömwinkel unabhängige Messung des Totaldruckes im Bereich von $-35 \leq \alpha \leq 35$. Der Graph in Abbildung 91 (b) bestätigt nochmals die aufgrund der Reibungseffekte hervorgerufene Komplexität der Temperaturmessung, jedoch ist auch hier ein deutliches Rec Plateau im Anstellwinkelbereich $-30 \leq \alpha \leq 30$ sichtbar.



(a) Totaldruckkoeffizient (b) Recovery Faktor

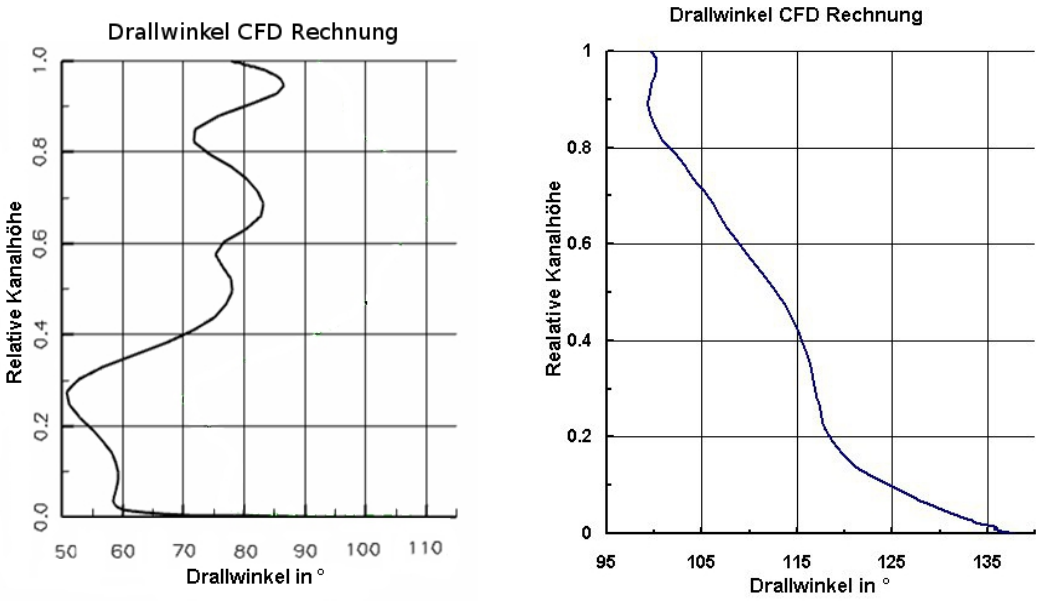
Abbildung 91: Totaldruckkoeffizient und Recovery Faktor der Sonden bei Ma=0,6

Mit Hilfe der aus dieser Kalibrierung gewonnenen Resultate wurde gezeigt, dass mit der ausgeführten Messstellengeometrie der Totaldruck im Bereich der Anströmwinkel von $-35 \leq \alpha_z \leq 35$ richtig gemessen wird und keiner Nachkorrektur bedarf. Für den in den Messebenen C und F der NDT vorkommenden Machzahlbereich kann der Rec mit 0,93 bei Anströmwinkel zwischen $-30 \leq \alpha_z \leq 30$ angenommen und durch eine entsprechende Korrektur bei der Messung der Totaltemperatur der Strömung kompensiert werden.



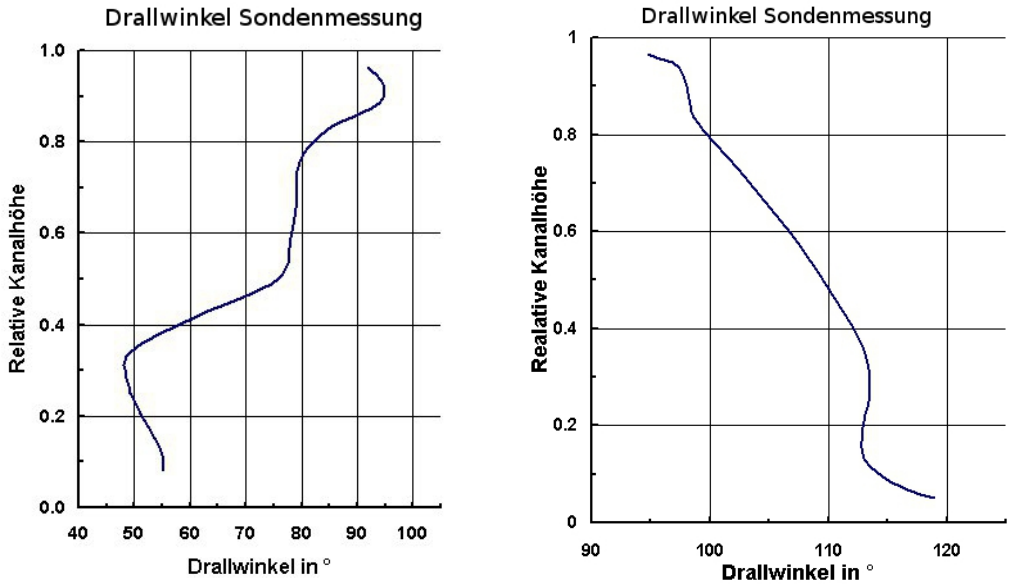
(a) Koordinatensystem (b) Winkeldefinition

Abbildung 92: Koordinaten und Winkeldefinition



(a) Ebene C (b) Ebene F

Abbildung 93: CFD Resultate der Drallwinkelverteilung (α_z) in der Ebene C und F

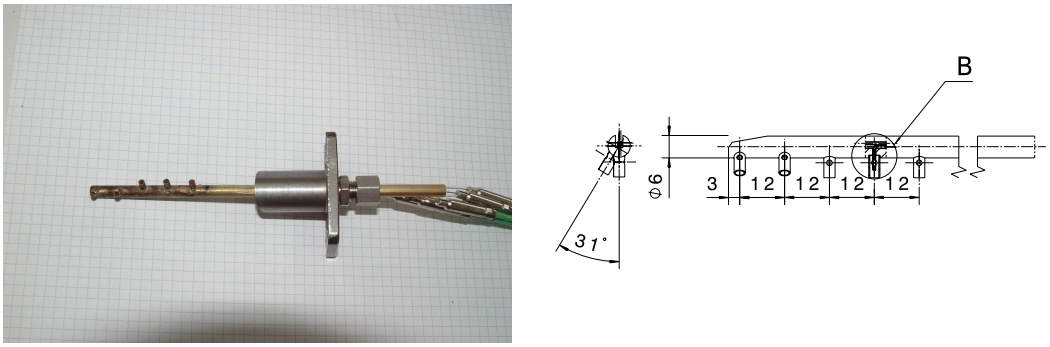


(a) Ebene C (b) Ebene F

Abbildung 94: Resultate der Sondenmessung in der Anlage für (α_z) in den Ebenen C und F

Randbedingungen Zum Zeitpunkt der Konstruktionsphase der Totaldruck- und der Totaltemperaturbäume war die Anlage noch nicht in Betrieb und es lagen keine experimentellen Resultate zum Strömungsverhalten in den Ebenen C und F vor. Da diese Sonden essentiell für die Einstellung des Betriebspunktes der Anlage waren, erfolgte die Auslegung anhand der vorläufigen Ergebnisse der durch die MTU Aero durchgeführten CFD Simulation des Strömungszustandes im Betriebspunkt (DP) der Anlage. Besonderes Augenmerk wurde bei der Ausrichtung der Messstellen auf den Verlauf des Drallwinkels (α_z) der Strömung über die Kanalhöhe gelegt. Die Lage des Koordinatensystems der Versuchsanlage ist in Abbildung 92 (a), die Definition der Strömungswinkel in (b) dargestellt. Ein unberücksichtigter Strömungsverlauf kann so zu einer Fehlanströmung der Sondenbäume und zu einem verfälschten Mess-

ergebnis und einem falschen Betriebspunkt der Anlage führen. Die Resultate der vorläufigen Simulation für die Ebenen C und F sind in den Abbildungen 93 (a) und (b) dargestellt. Zum Vergleich zeigen die Abbildungen 94 (a) und (b) die Ergebnisse der Messung mit einer 5-Lochsonde nach der Inbetriebnahme der Anlage. Diese Messergebnisse bestätigen die Gültigkeit der CFD Berechnung, welche als Basis für die Gestaltung der Sondenbäume verwendet wurde. Ausgehend von den Ergebnissen der Kalibrierung der Messstellengeometrie und jenen der Simulation der Strömungsverhältnisse, erfolgte die Ausrichtung der einzelnen Messtellen und die Gestaltung der Sondenbäume mit dem Ziel eine korrekte Anströmung aller Messtellen zu gewährleisten.



(a) Totaldruckbaum Ebene C Ansicht I

(b) Totaldruckbaum Ebene C Ansicht II

Abbildung 95: Totaldruckbaum der Ebene C

Ebene C Die beiden Sonden der Ebene C wurden mit jeweils 5 Messstellen ausgeführt. Die Messstellen weisen die gleiche Geometrie wie jene des kalibrierten Prototypen auf, um eine Gültigkeit der Kalibrierung beizubehalten. Ausgehend von dem in Abbildung 93 (a) angezeigten, zu erwartendem Strömungsverlauf wurden die unteren 2 Messstellen in einer, um 31° gegenüber den oberen 3, geschwenkten Ebene angeordnet, um eine optimale Anströmung aller Messpositionen zu gewährleisten. Abbildungen 95 (a) und (b) zeigen den Totaltemperaturbaum der Ebene C sowie die entsprechende, mit Maßen versehene Konstruktionszeichung und verdeutlichen so die Anordnung der einzelnen Messstellen.

Die beiden Messbäume sind im TMTF verbaut. Tabelle 15 zeigt die absoluten sowie die relativen radialen Koordinaten der Messstellen im Strömungskanal und bezogen auf die Wellenachse. Die fixen Umfangspositionen des Totaldruck- und des Totaltemperaturbaums in der Ebene C sind in Abbildung 96 gezeigt.

Tabelle 15: Positionen der Messstellen Ebene C

Mp	h	h_{bez}	R
	[h]=mm	[h]=1	[R]=mm
Nabe	0	0	191,1
1	8,4	0,1	199,5
2	20,4	0,3	211,5
3	32,4	0,5	223,5
4	44,4	0,7	235,5
5	56,4	0,9	247,5
Geh.	63,9	1	255,1

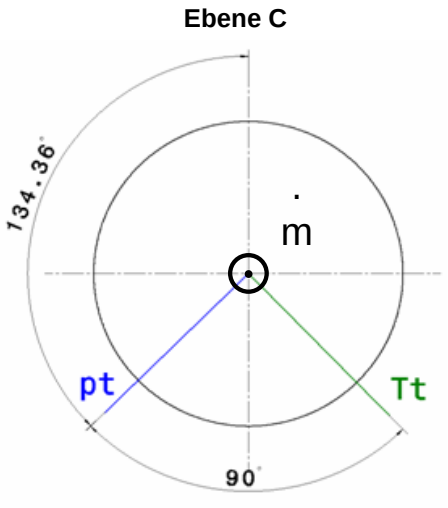
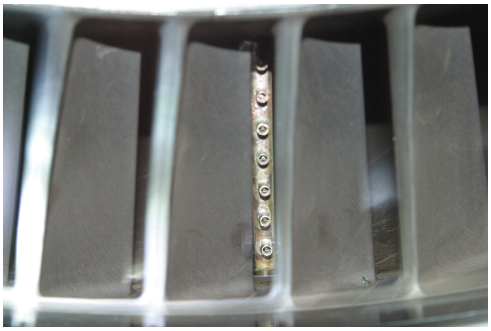
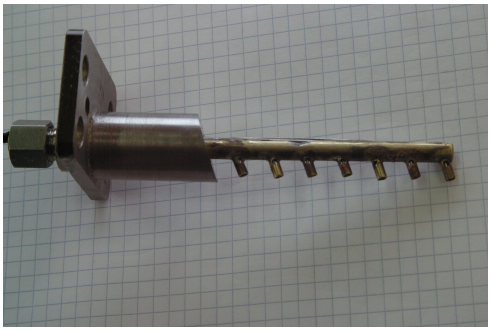


Abbildung 96: Referenzierung der Messbäume in der Ebene C



(a) Totaldruckbaum Ebene F Ansicht I



(b) Totaldruckbaum Ebene F Ansicht II

Abbildung 97: Totaldruckbaum für die Ebene F (nach dem ND Rotor)

Ebene F Gleich wie in der Ebene C wurde auch hier eine vorläufige Simulation der Strömung als Basis für die Gestaltung und die Ausrichtung der Messsonden verwendet. In der Ebene F, nach dem ND Rotor, war eine mit dem Messbereich der Sonden abdeckbare Änderung des Drallwinkels α_z bei einem mittleren Anströmwinkel von 105° vorausgesagt und nachträglich durch eine Messung überprüft. Entsprechend dem Verlauf des Strömungskanals in der Ebene F wurden die 7 Messstellen des Totaldruck- bzw. des Totaltemperaturbaumes um einen Winkel $\epsilon = 20°$ zur Sondenachse geneigt. Aufgrund des breiten Einsatzwinkels der Sonden, konnten die Messstellen der Sonden in einer Ebene positioniert werden. Ein zusätzliches Ausrichten der einzelnen Messstellen in der Umfangsrichtung, wie es in der Ebene C durchgeführt wurde, würde eine 3-Dimensionale Anordnung der Messstellen zur Folge haben, was den Fertigungsaufwand massiv erhöhen würde. Beim Einbau wurden die Sonden an die Strömungsverhältnisse angepasst und unter einem Winkel von 15° (entspricht α_z=105°) zur Wellenachse eingebaut. Abbildung 103 (a) zeigt den Totaldruckbaum in eingebautem Zustand. Deutlich zu sehen sind die Schaufeln des ND Rotors vor der Sonde. Abbildung 103 (b) veranschaulicht die Ausführung des Messbaumes und zeigt ihn in ausgebautem Zustand.

Das Rotorgehäuse der NDT, in welchem die beiden Messbäume der Ebene F untergebracht sind, ist identisch mit dem Stator der HDT drehbar gelagert. Die Initialpositionen des Totaldruck- und des Totaltemperaturbaums, sowie die Definition der Drehrichtung des Rotorgehäuses sind in Abbildung 98 dargestellt. Tabelle 16 gibt Auskunft über die radiale Position der Messstellen auf der Sonde und im Strömungskanal. In Abbildung 103 ist die Konstruktionszeichnug des Messbaumes der Ebene F dargestellt, Abmessungen der Sonde beinhaltet.

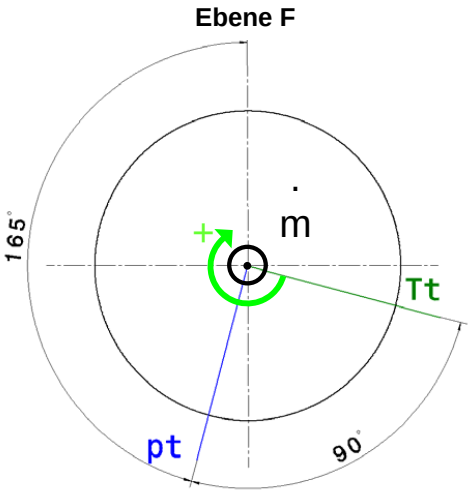


Abbildung 98: Referenzierung der Messbäume in der Ebene F

Tabelle 16: Positionen der Messstellen Ebene F

Mp	h	h_{bez}	R
	[h]=mm	[h]=1	[R]=mm
Nabe	0	0	313,3
1	7	0,1	320,3
2	17	0,2	330,3
3	27	0,4	340,3
4	37	0,5	350,3
5	47	0,6	360,3
6	57	0,8	370,3
7	67	0,9	380,3
Geh.	75	1	388,6

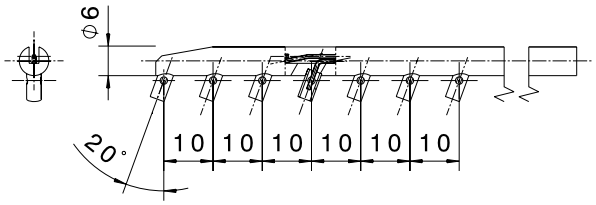


Abbildung 99: Totaldruckbaum der Ebene F

5.4 Typischer Ablauf einer Versuchsfahrt

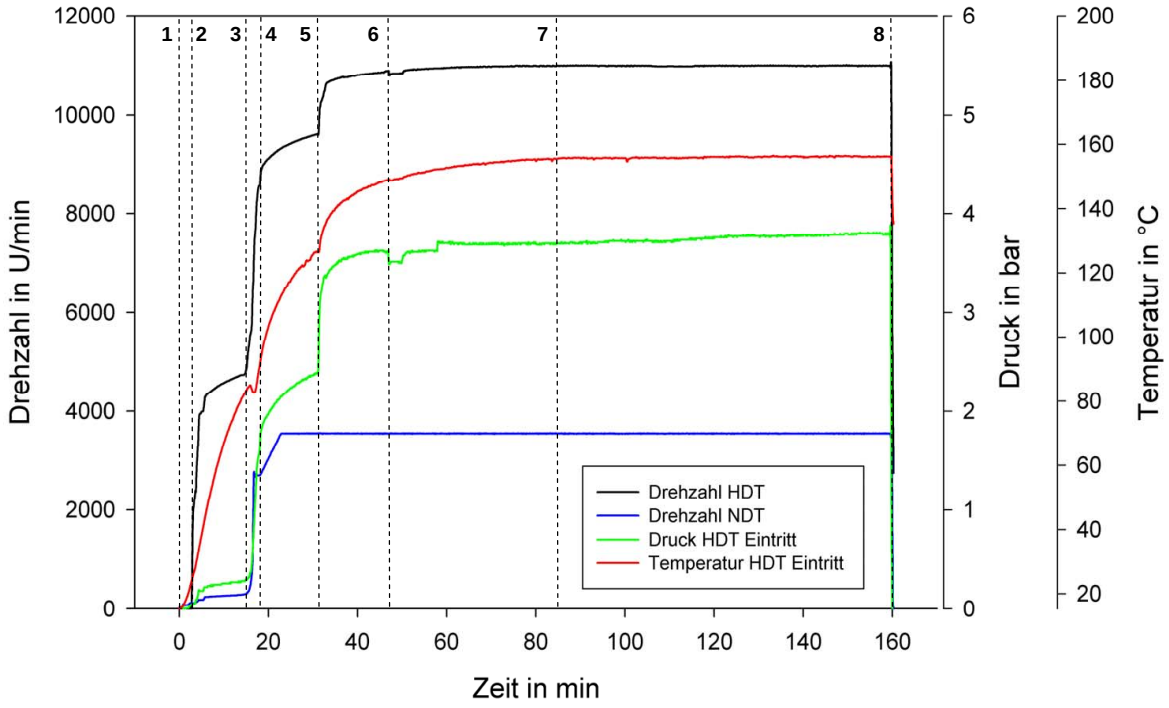


Abbildung 100: Typischer Verlauf der Betriebsgrößen während eines Versuches

Der Versuchsablauf und die entsprechende Betriebsführung bei der Durchführung einer Strömungsmessung in der Turbine werden hier anhand einer als Beispiel dienenden regulären Versuchsfahrt erläutert. Nach der Festlegung des gewünschten Betriebspunktes erfolgt die Wahl der Fahrweise und die Einstellung des Luftweges. Anschließend erfolgt die obligatorische Abarbeitung der zur Vorbereitung der Versuchsanlage dienende Einträge der Checkliste. Sofern am Ende alle Sollwerte erreicht wurden und kein Fehler vorliegt, befindet sich die Versuchsturbine in startbereitem Zustand und die Anlage kann hochgefahren werden. Abbildung 100 zeigt den Verlauf der Betriebsparameter wie die Drehzahl der HDT und der NDT sowie die Temperatur und den Druck am Eintritt in die HDT während einer solchen Versuchsfahrt. Signifikante Ereignisse sind dabei mit Zahlen gekennzeichnet.

Eine Versuchsfahrt beginnt mit der Inbetriebnahme der Kompressorstation (Abbildung 100, „1“). Dabei wird eine automatische Hochfahrsequenz ausgeführt. Am Anfang wird die Luft in die Bypassleitungen

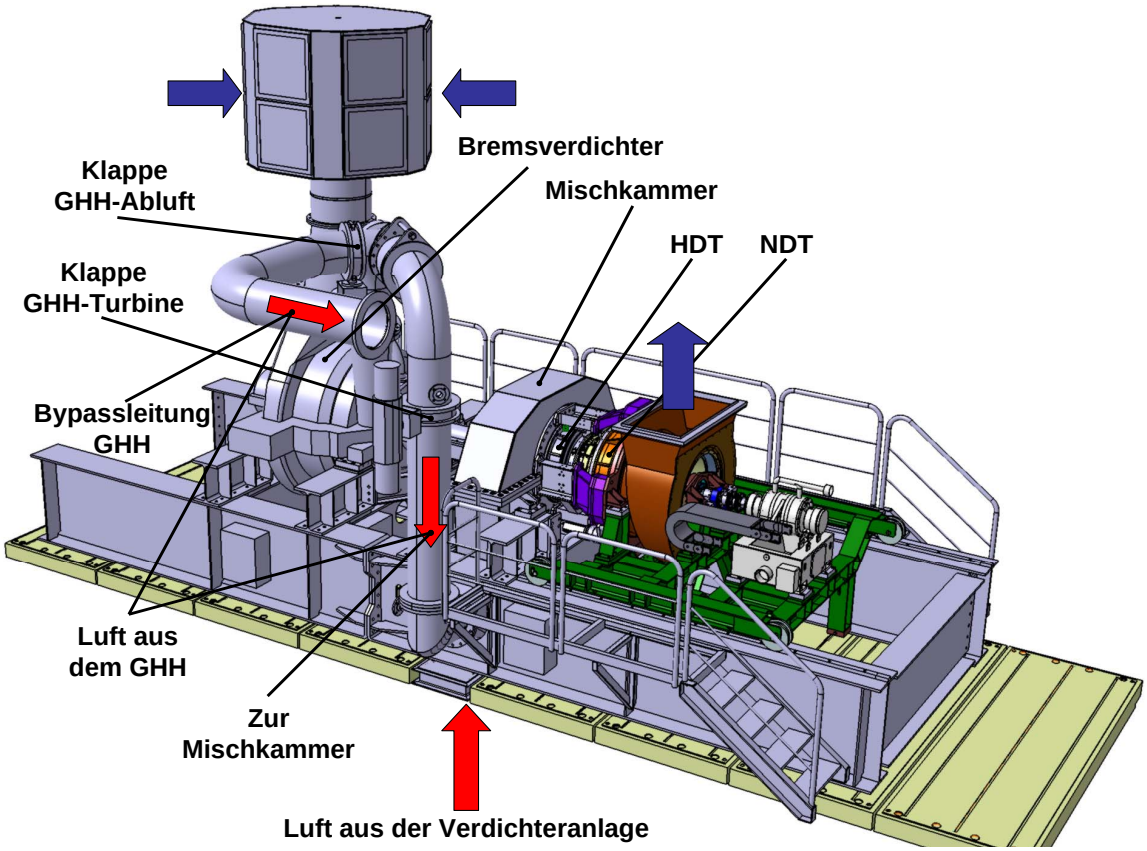


Abbildung 101: Luftpfade im Betrieb und die dazugehörigen Klappenpositionen

der Verdichter gefördert. Danach werden die Verdichter in die jeweilige Schaltung vereint, die Bypass-Klappe langsam geschlossen und somit der Turbinenprüfstand mit steigender Luftmasse angeströmt. Aufgrund der reibungsarmen Wälzlagerung läuft die NDT vor der HDT an und beschleunigt langsam bei wachsendem Massenstrom. Damit die Drehzahl der ND Welle nicht willkürlich ansteigt, wird der Regler der Wasserbremse auf eine Solldrehzahl von 2600 U/min eingestellt. Nach Abschluss der Startsequenz und bei dazugefahrenem GHH wird die gewünschte Betriebsdrehzahl an der Regeleinheit der Wasserbremse eingestellt. Während der Hochfahrphase, solange sich die NDT Drehzahl unter dem eingestellten Schwellenwert von 2500 U/min befindet, greift die Bremsenregelung nicht ein und die NDT Drehzahl passt sich dem momentanen Strömungszustand an. Die 4 Gleitlager des HDT Wellenstranges weisen ein höheres Losbrechmoment auf. Übersteigt das mit steigender Luftmasse wachsende Antriebsmoment das Losbrechmoment, so läuft die HDT an („2“). Erfahrungsgemäß passiert das bei einem Antriebsmoment in der Größenordnung von 90-110 Nm (abhängig von der Lagertemperatur). In diesem Bereich ist eine besonders sanfte Steigerung des Massenstromes erforderlich, damit es beim Anlaufen zu keiner Überlastung des HDT Wellenstranges kommt. Mit der HDT läuft auch der direkt gekoppelte GHH Bremsverdichter an. Die Förderluft des GHH wird zunächst in die Bypass-Leitung und dann in den Abluftkanal geleitet. Abbildung 101 zeigt die Anordnung der Komponenten des Zweiwellenprüfstandes sowie den Verlauf der Versorgungs- und der Bypass-Leitung. Nach Abschluss der Startsequenz der Kompressorstation und vollständigem Schließen der Verdichter Bypass-Klappen, wird auch die GHH Luftmasse der Versuchsturbine zugeführt und so der Massenstrom durch die Turbine nahezu verdoppelt, „3“. Die Vermischung der beiden Massenströme erfolgt in der Mischkammer. Die Umleitung der GHH-Luft aus dem Bypass in die Turbine geschieht durch manuelles Betätigen zweier Klappen: GHH-Abluft und GHH-Turbine (Abbildung 101). Die Klappe GHH-Abluft befindet sich zwischen dem Bremsverdichter und dem Abluftkanal, die Klappe GHH-Turbine ist im Rohrabschnitt zwischen dem GHH und der Turbine platziert. Beim Umleiten des GHH Massenstromes von der Abluftleitung zur Mischkammer (Dazufahren GHH) wird zunächst die Klappe GHH-Abluft langsam geschlossen bis der Druck am GHH Austritt dem Mischkammerdruck entspricht. Die Klappe GHH-Turbine wird geöffnet und ein Teil der GHH-Luft geht durch die

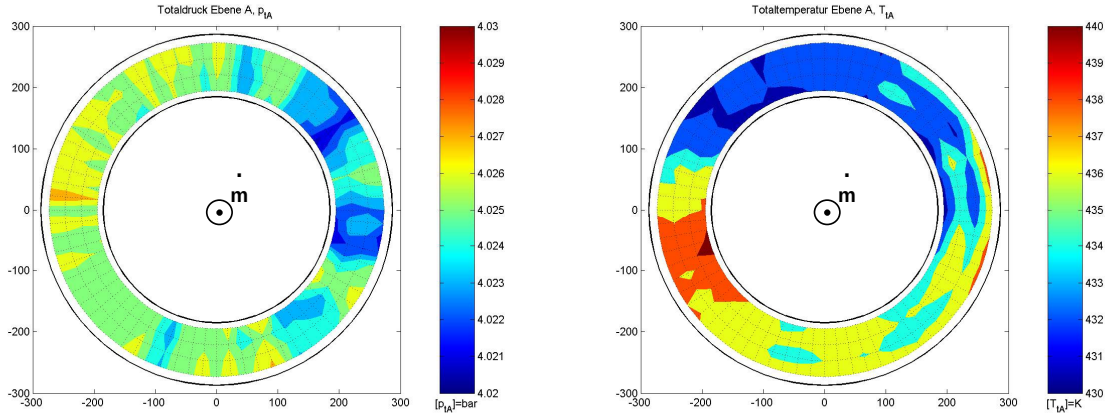
Versuchsturbine. Die Klappe GHH-Abluft wird jetzt schrittweise geschlossen. Das Schließen der Klappe führt zu einem raschen Drehzahlanstieg der HDT, als Richtwert soll die Drehzahländerung 50 U/min alle 2 s nicht übersteigen. Nach dem der GHH dazugefahren wurde, steht der Turbine der volle Massenstrom zur Verfügung und die Drehzahl der NDT kann auf den gewünschten Wert eingestellt werden „4“. Mit Hilfe der finalen Steigerung des Massenstromes und der Anpassung der Temperatur „5“, wird die Anlage in die Nähe des gewünschten Betriebspunktes gebracht. Die abschließende Feineinstellung erfolgt mit der GHH-Vordrallsteuerung „6“. Der Betriebspunkt gilt als stationär wenn die HDT Eintrittstemperatur zeitlich konstant ist. Die Temperartur der Luft aus der Verdichterstation kann mit Hilfe der Kühler relativ schnell eingestellt werden. Dominierend für die Turbineneintrittstemperatur ist die Temperatur der aus dem Bremsverdichter stammenden Luft. Aufgrund der großen Masse des GHH Bremsverdichters, ist eine vollständige Durchwärmung und somit eine konstante Austrittstemperatur erst nach ca. 80 min ab Anlagenstart vorhanden “7“. Nach Erreichen eines stationären Betriebspunktes können die geplanten Messungen durchgeführt werden. Nach Abschluss der Messungen werden die Verdichter heruntergefahren und die Turbinen laufen ohne zusätzlicher Steuereingriffe aus “8“. Nebenbei kann durch vollständiges Öffnen der Klappe GHH-Abluft ab einer HDT Drehzahl <5500 U/min die Auslaufzeit des HDT Stranges verkürzt werden. Das Abstellen der einzelnen Hilfs- und Versorgungsaggregate erfolgt in umgekehrter Reihenfolge zu jener beim Einschalten, entsprechend der Einträge in der Checkliste (siehe Anhang).

5.5 Beurteilung der Strömungszustände in der Turbine

5.5.1 Beurteilung der Zu- und Abströmung der NDT

Die unabhängig voneinander drehbar ausgeführte Lagerung der Gehäuseteile, in welchen die Totaldruck- und Totaltemperatursonden der Ebenen A und F eingebaut sind, ermöglicht eine Umfangstraversierung dieser Sondenbäume und eine Beurteilung der Druck- und Temperaturverteilung. Die Kenntnis dieser Verteilungen, insbesondere jener der Zuströmung ist von großem Nutzen und verdeutlicht die Lage der eventuell vorhandenen, für die Strömungsmessung ungünstigen Stellen. Im Rahmen der Inbetriebnahme des Zweiwellenprüfstandes wurde der Auslegungspunkt DP eingestellt und ausgehend von den Initialpositionen der Sondenbäume (Abbildungen 88 und 98) eine 360° Umfangstraversierung der Ebene A und anschließend der Ebene F durchgeführt. Die Resultate dieser Messung sind in den Abbildungen 102 und 103 dargestellt und zeigen die Umfangsverteilung des Totaldruckes und der Totaltemperatur über den ringförmigen Strömungsquerschnitt der Anlage.

Ebene A Die Messebene A befindet sich vor dem HD Stator. Abbildungen 102 (a) und (b) beschreiben den Zustand der Luft in dieser Ebene und somit beim Eintritt in die HDT. Die in Abbildung 102 (a) dargestellte Verteilung des Totaldruckes zeigt einen gleichmäßigen Umfangsverlauf bei einer gesamten, am Umfang vorhandenen Spannweite der Messwerte von 10 mbar und einem mittleren, absoluten



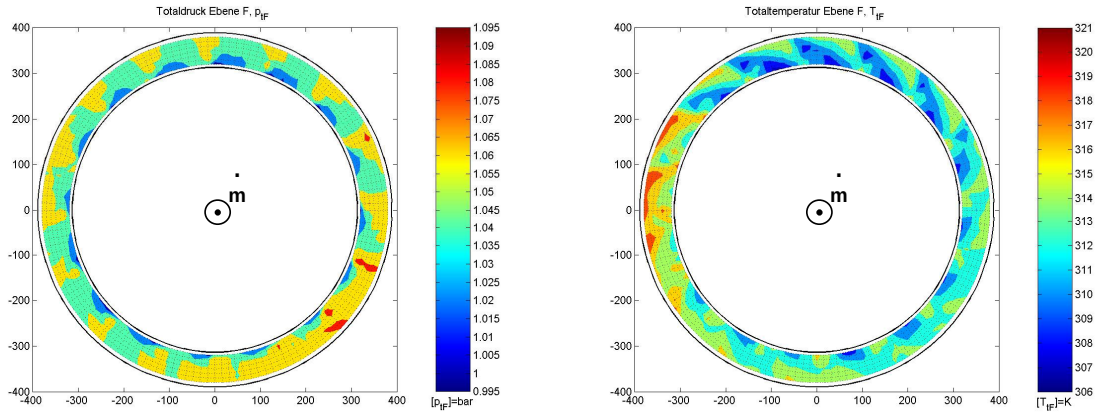
(a) 360° Totaldruck Ebene A

(b) 360° Totaltemperatur Ebene A

Abbildung 102: Verteilung des Totaldruckes und der Totaltemperatur in der Ebene A (vor dem Eintritt in die HDT)

Fehler von $\pm 2,54\,\mathrm{mbar}$ [8]. In Abbildung 102 (b) ist die Umfangsverteilung der Totaltemperatur dargestellt. Im linken, unteren Abschnitt des Strömungskanals ist eine Stelle mit einer höheren, etwa 5 K über der Durchschnittstemperatur liegenden Temperatur ersichtlich. Mit einer Spannweite von ca. 10 K beträgt die Ungleichmäßigkeit 2% bei einer mittleren Temperatur von 404 K und einem mittleren, absoluten Fehler der Temperaturmessung in der Ebene A von 3,07 K [8]. Dieser sogenannte Hot-Spot kommt durch die Vermischung der gekühlten, aus der Verdichteranlage stammenden Luft mit dem ungekühlten Massenstrom aus dem GHH-Bremsverdichter. Die Vermischung findet in der Mischkammer statt. Im Betriebspunkt liegen die Massenströme bei 8,1 kg/s (SC) und 7,7 kg/s (GHH) und weisen eine Temperaturdifferenz ΔT=85 K bei 401 K (SC) und 486 K (GHH) auf. Bedenkt man, dass die Durchmischung innerhlab einer Lauflänge von 1,5 m stattfindet, so stellt die Umfangsverteilung der Totaltemperatur ein gutes Ergebnis dar. Diese gute Temperaturdurchmischung ist das Resultat der in [4] dokumentierten numerischen Auslegung und anschließender Installation von einem Mischer und einer anschließenden Tandemkaskade mit entsprechenden Leitblechen in der Mischkammer.

Ebene F In der Ebene F wurde ebenfalls eine 360 ° Umfangstraversierung der Totaldruckbäume durchgeführt. Abbildungen 103 (a) und (b) zeigen den Umfangsverlauf des Totaldruckes und der Totaltemperatur in der Ebene F bei einem absoluten Messfehler der Druckmessung von $\pm 1,61$ mbar und jenem der Temperaturmessung von $\pm 2,16$ K [8]. In beiden Verteilungen (Abbildung 103 (a) und (b)) sind die Nachlaufeffekte der 16 als ND Stator dienenden Stützschaufeln des TMTF zu sehen. Dadurch sind die Spannweiten der Messwerte mit 0,1 bar und 15 K größer als in der Ebene A. Der in Abbildung (a) dargestellte Verlauf weist im unteren Teil des Strömungskanals eine schwache Druckerhöhung auf, welche aufgrund des schräg ausgeführten und und 90° umlenkendem Abluftgehäuses zustande kommt. Die Unsymmetrie entsteht aufgrund des in der Strömung vorhandenen Restdralles. In der Temperaturverteilung ist der aus der Mischkammer stammende Hot-Spot sichtbar, welcher drallbedingt im Uhrzeigersinn gewandert ist.



(a) 360° Totaldruck Ebene F

(b) 360° Totaltemperatur Ebene F

Abbildung 103: Verteilung des Totaldruckes und der Totaltemperatur in der Ebene F (nach Austritt aus der NDT)

5.5.2 Druckverteilung im Diffusor

Ein Diffusor wandelt die Bewegungsenergie der Strömung in Druckenergie um und erhöht im Idealfall das Druckverhältnis der Turbine. Um diesen Effekt auch in der Versuchsturbine zu nutzen, wurde in der Anlage ein Diffusor installiert. Die Auslegung erfolgte analytisch, basierend auf den Angaben aus [22]. Aufgrund des eingeschränkten Bauraumes konnte nur ein verhältnismäßig kurzer Diffusor realisiert werden, wodurch eine Funktionsverschlechterung zu befürchten war. Zur Überprüfung der Betriebsfunktion wurde der Diffusor sowie die Diffusornabe mit Wandbohrungen zur Messung des statischen Druckes versehen. Die Messstellen wurden symmetrisch am Umfang, in zwei Ebenen (Horizontal und Vertikal) angebracht. Die Befestigungsbohrungen des Diffusors lassen ebenfalls eine, um 45 ° verdrehte Montage zu. Das bietet die Möglichkeit, die Druckmessungen auch in den beiden um 45 ° zur Initialmontage geneigten Ebenen durchzuführen.

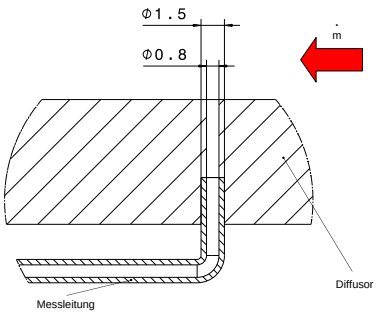


Abbildung 104: Detailansicht einer Druckmessstelle

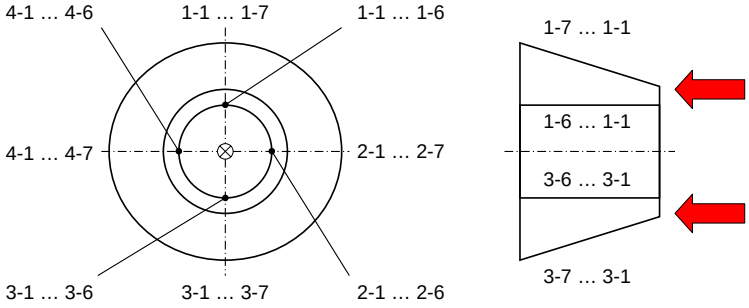


Abbildung 105: Anordnung der Druckmessstellen in Diffusor

Instrumentierung Zur Veranschaulichung ist eine solche Druckmessstelle in der Abbildung 104 dargestellt und bemaßt. Der Diffusor wurde in 4 Ebenen mit je 7 Messstellen versehen. Auf der Nabe konnten konstruktionsbedingt nur 6 Messstellen pro Reihe angebracht werden. Die Anordnung aller 52 Messstellen zeigt Abbildung 105, eine Schnittdarstellung des Diffusors ist in Abbildung 106 dargestellt.

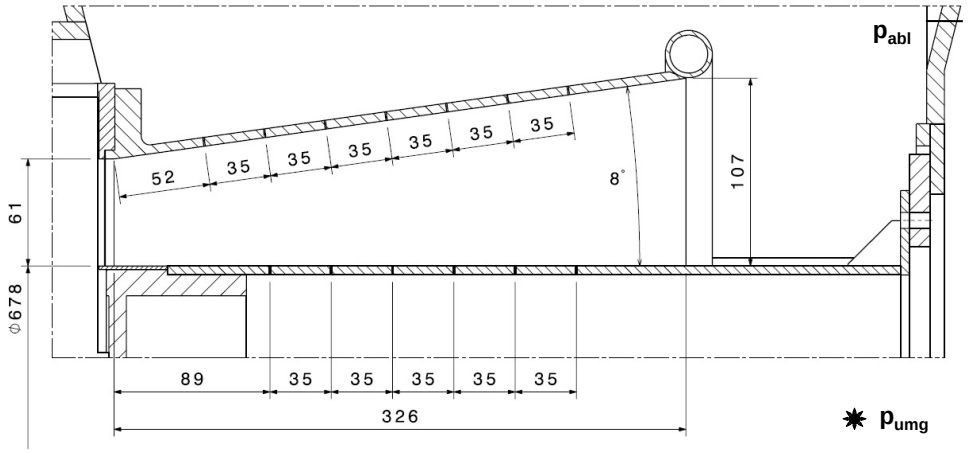


Abbildung 106: Schnittansicht des Strömungskanals im Diffusorbereich

Die für die Druckmessung eingesetzten Module „NetScanner™ 9016“ wurden vorwiegend für die Messung des statischen Druckes in der Anlage, insbesondere im Zwischengehäuse verwendet. Der mittlere absolute Messfehler betrug bei der Messung des statischen Druckes $\pm 1,45$ mbar [8]. Insgesamt wurden 4 Messungen durchgeführt: 2 im ADP (Kapitel 5.2) und jeweils eine im ODP I und ODP II.

Messergebnisse Die beiden, an verschiedenen Tagen durchgeführten Messungen im ADP, sollen die Reproduzierbarkeit der Messung bestätigen und die Auswirkungen eines wechselnden Umgebungszustandes verdeutlichen. Abbildungen 107 und 108 stellen die Ergebnisse dieser Messungen dar. Deutlich zu sehen ist der um 0,005 bar niedrigere Umgebungdruck (p_{umg}, strichlierte Linie) am Messtag II. Daraus resultiert die Absenkung des Druckes im Abluftgehäuse (p_{abl}, strich-punktierte Linie) am Messtag II und die Verschiebung der gesamten Kurvenschar nach unten gegenüber Tag I. Der Verlauf des statischen Druckes an der Diffusoroberfläche ist durch volle, jener an der Diffusornabe durch strichlierte Linien dargestellt. Erkennbar ist ein stetiger Anstieg des Druckes, was eine Funktion des Diffusors bestätigt. Die Druckabsenkung am ganzen Umfang im Bereich der letzten Messstelle des Diffusors, deutet auf eine Ablösung der Strömung hin. Die Umfangsverteilung stimmt qualitativ mit jener, durch die Traversierung der Totaldruckbäume erfassten überein (Kapitel 5.5.1). Der höhere Druck im unteren Abschnitt, weist auf die Druckseite durch die der Umlenkung um 90° des Abluftgehäuses hin. Die re/li Assymetrie der Druckverteilung ist drallbedingt. Der Druckverlauf im ODP II ist in Abbildung 110 dargestellt und zeigt ein sehr ähnliches Verhalten zum Betrieb bei höherem Massenstrom im ADP auf. Im ODP I, mit ca.

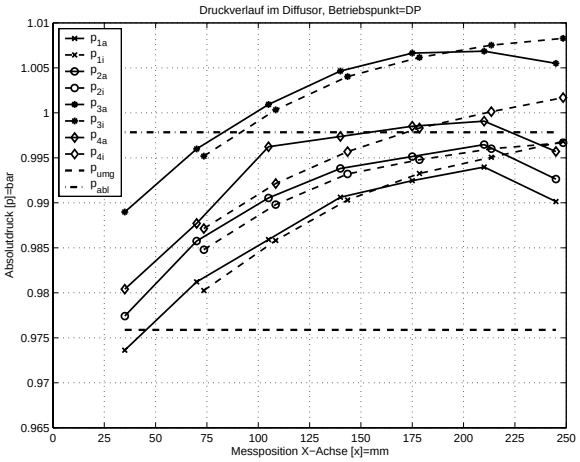


Abbildung 107: Statischer Druckverlauf im Diffusor, Auslegungspunkt, Tag I

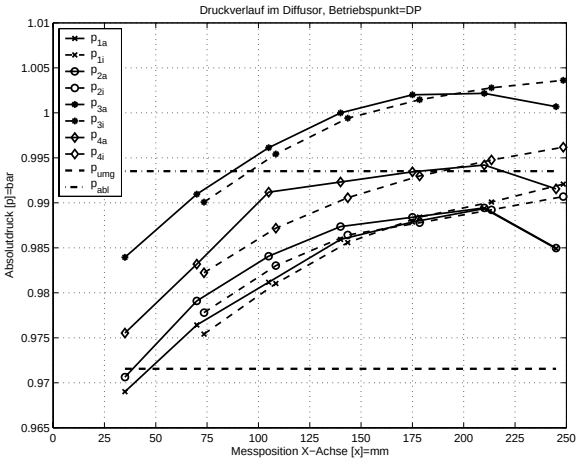


Abbildung 108: Statischer Druckverlauf im Diffusor, Auslegungspunkt, Tag II

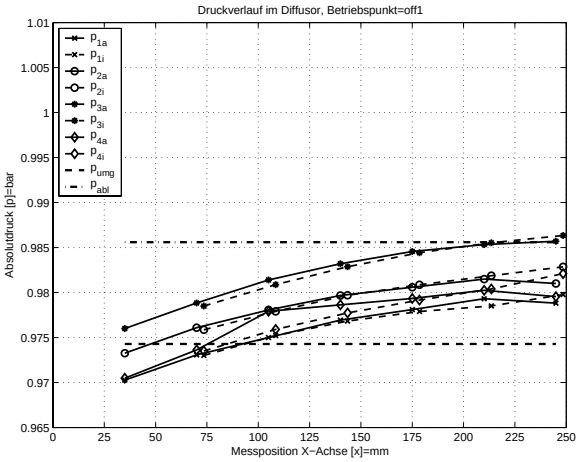


Abbildung 109: Statischer Druckverlauf im Diffusor, Punkt ODP_1

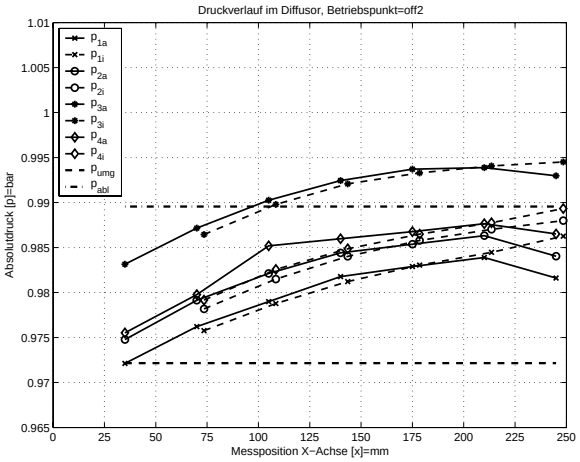


Abbildung 110: Statischer Druckverlauf im Diffusor, Punkt ODP_2

10 kg/s ist eine stetige Druckzunahme im Diffusor und an der Nabe ersichtlich, was auf eine störungsfreie Funktion des Diffusors deutet. In allen Betriebspunkten liegt der statische Druck am Diffusoreintritt unter jenem des Abluftgehäuses und zum Teil unter dem Umgebungsdruck, was eine korrekte Funktion des Diffusors bestätigt.

5.6 Messung des HDT Rotorspaltes im Betrieb

Für die Feinabstimmung des durch die Projektpartner generierten CFD-Modells der Zwischendiffusorströmung war neben den Strömungszuständen in den einzelnen Messebenen die Größe und die Verteilung des Rotorspaltes der HDT im Betrieb der Anlage von großem Interesse. Um Aussagen über die im Betrieb vorliegende Verteilung zu treffen wurde die HDT instrumentiert und eine Messung der Spaltgröße während des Betriebes der Anlage durchgeführt.

5.6.1 Ausgangssituation und vorbereitende Arbeiten

Der HD-Rotor besteht aus einer massiven Scheibe, welche mit 36 Schaufeln bestückt ist. Der Zusammenhalt der Bauteile wird durch eine Steckfußverbindung gewährleistet. Der Rotor weist kein Deckband auf, zur Absenkung der Spaltströme verfügt jede Schaufel über eine sogenannte Kronenanschärfung, welche durch Senkerodieren hergestellt wurde. Aufgrund der hydrodynamischen Lagerung der Rotorwelle, der schwer abschätzbaren Ausdehnung des Rotors und insbesondere des Rotorgehäuses im Betrieb führt eine analytische Bestimmung der Spaltgröße zu keinem befriedigenden Ergebnis. Aus diesem Grund wurde gemeinsam mit MTU Aero Engines eine Messung der Spaltverteilung beschlossen. Die notwendige Sensorik und die Signalaufbereitung wurden von MTU Aero Engines zur Verfügung gestellt. Für die Messung wurde die HDT mit vier symmetrisch in der Rotorebene angeordneten kapazitiven Sensoren (Eigenentwicklung MTU) ausgestattet. Um den Einbau der Signalgeber zu ermöglichen war eine mechanische Nachbearbeitung des Rotorgehäuses notwendig. Bei dieser Bearbeitung wurde das Rotorgehäuse mit fünf geriebenen Bohrungen versehen. Vier davon dienen zur Aufnahme der Sensoren, die Fünfte ist für einen Passstift zur Positionierung des Anlaufringes vorgesehen. Nach der Bearbeitung wurde das Rotorgehäuse mit den Sensoren bestückt und in die Anlage eingebaut. Vor der Inbetriebnahme des Turbinenprüfstandes wurde eine Kalibrierung der Sensoren durchgeführt.

Abbildung 111: Anlaufring

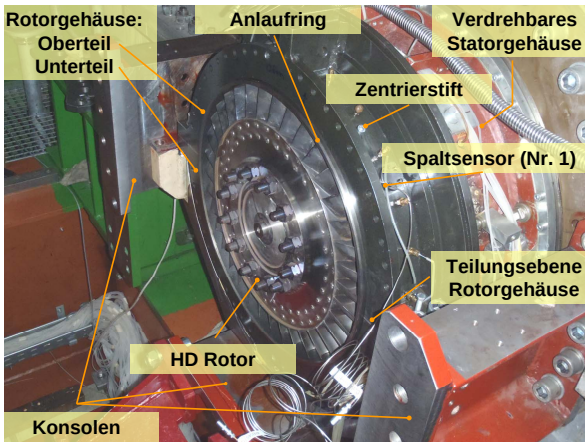


Abbildung 112: HD-Rotor und Gehäuse

5.6.2 Aufbau der HDT und des Rotorgehäuses

Das Rotorgehäuse setzt sich zusammen aus einem ungeteilten Anlaufring (Abbildung 111) und einem horizontal geteilten, massiven Rotorgehäuse (Abbildung 112). Der Anlaufring wird durch einen leichten Presssitz im Gehäuse gehalten. Dieser modulare Aufbau ermöglicht eine, ohne großen Aufwand durchführbare Variation des Rotorspaltes durch eine Verwendung von Anlaufringen verschiedener Innendurchmesser. Bei Bedarf kann der Ring mit einem weichen Anlaufbelag auf der Innenseite versehen werden. Damit wird sichergestellt, dass der Rotor im Fall eines Anstreifens nicht zu Schaden kommt.

Für den Einbau, der für die Rotorspalt-Messung bestimmten Sensoren, war eine nachträgliche Nachbearbeitung des Anlaufringes und des Gehäuses notwendig. Für die Bearbeitung wurde das zweiteilige Rotorgehäuse zusammengebaut und der Anlaufring eingesetzt. Zum Einhalten der engen Toleranzen war es notwendig diese Baugruppe gemeinsam zu bearbeiten. Diese Tätigkeit wurde von der Firma Ziserl GmbH durchgeführt. Ein zusätzlicher Anlaufring für einen Rotorspalt von 1,3 mm wurde ebenfalls präpariert. Der Einsatz dieses Anlaufringes ist in zukünftigen Akustik-Messungen geplant.

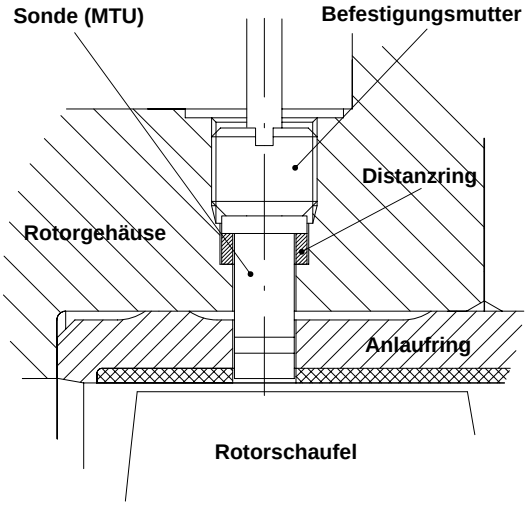


Abbildung 113: Positionierung des Sensors im Gehäuse

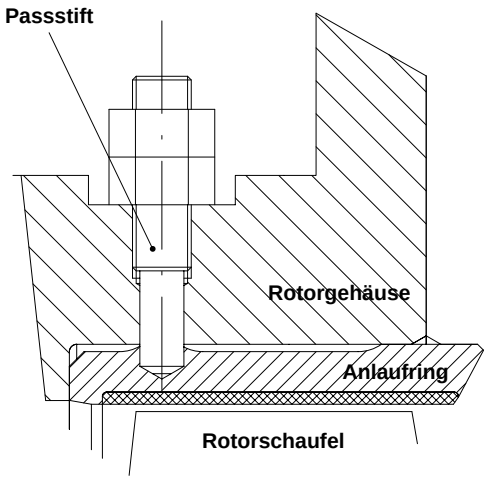


Abbildung 114: Positionierung des Anlaufringes im Gehäuse

Bei der Bearbeitung wurde das Gehäuse mit vier Bohrungen für die Spaltsensoren und einer Bohrung für den Passstift versehen. Die Einbausituation eines Sensors sowie des Zentrierstiftes ist in den Abbildungen 113 und 114 dargestellt. Die Umfangspositionen der einzelnenen Bohrungen ist aus Abbildung 115 ersichtlich.

Der Spaltsensor wird in dem Rotorgehäuse platziert und mit einer Hohlschraube am Sensorsteg geklemmt. Der Sensor soll durch das Gehäuse geschützt werden und weist im eingebauten Zustand einen Rückstand zur Oberfläche des Anlaufbelages auf. Die axiale Position (Rückstand) des Sensors wird mit Hilfe eines Distanzringes geeigneter Höhe eingestellt. Der untere Teil des Edelstahlsensors bildet den isolierten Messkopf und darf unter keinen Umständen einen Kontakt zum Turbinengehäuse (Masse) haben. Aus diesem Grund wurden die Bohrungen im Anlaufring mit weiteren 0,5 mm Übermaß hergestellt. Damit es zu keiner Berührung der Bauteile kommt ist eine genaue und reproduzierbare Positionierung des Anlaufringes erforderlich. Eine Passbohrung im Anlaufring und im Rotorgehäuse ermöglichten gemeinsam mit dem Passstift einen präzisen Einbau des Ringes. Der verwendete Passstift ist in Abbildung 116 dargestellt. Die Umfangspositionen der Sensorbohrungen und die des Zentrierstiftes sind in Abbildung 115 dargestellt.

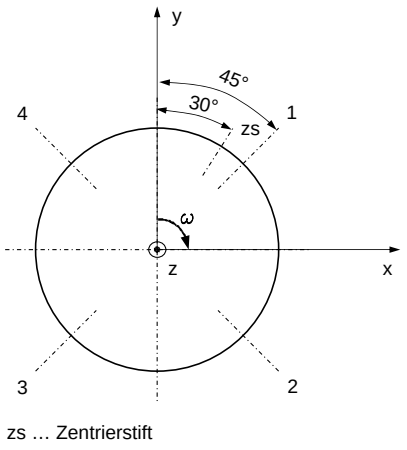


Abbildung 115: Umfangspositionen der Messstellen und des Zentrierstiftes

Abbildung 116: Passstift für die Positionierung des Anlaufringes

5.6.3 Ein- und Ausbau der Sonden und des Anlaufringes

Ursprünglich konnte der Anlaufring nach dem Lockern der Klemmschrauben des Rotorgehäuses axial herausgezogen werden. Mit der eingebauten Spaltmesssensorik ist das nicht mehr möglich da die Sensoren sowie der Passstift durch den Anlaufring und das Gehäuse durchgehen. Die Sensoren und der Passstift müssen vor der Demontage des Anlaufringes entfernt werden. Die beiden oberen Sensoren (Nr. 1 und 4, Abbildung 115) sind leicht zugängig und können ohne erheblichen Aufwand ein- und ausgebaut werden. Zum Herausdrehen der Befestigungsschraube wird ein Spezialwerkzeug benötigt. Abbildung 117 zeigt das selbstgebaute Werkzeug. In der Abbildung 118 ist ein Sensor im eingebauten Zustand dargestellt. Sehr gut erkennbar ist auch die Hohlschraube, mit welcher der Sensor im Gehäuse fixiert wird.

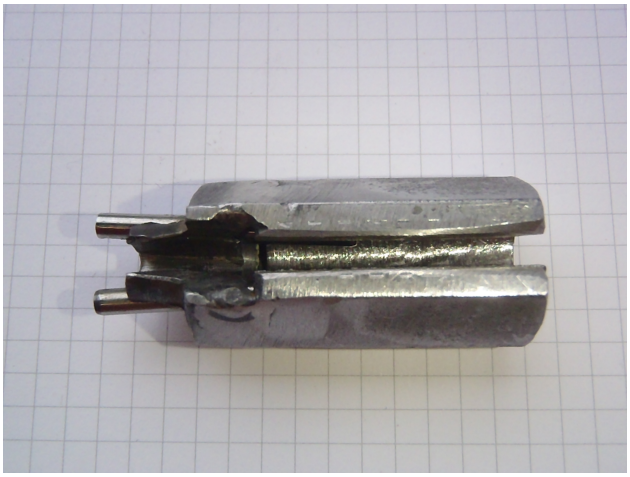


Abbildung 117: Montagewerkzeug für den Einbau der Sensoren

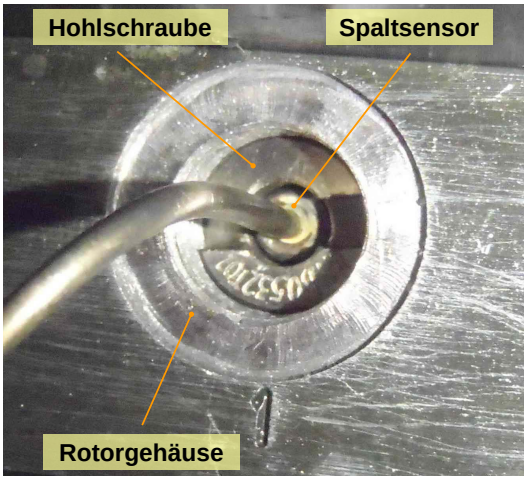
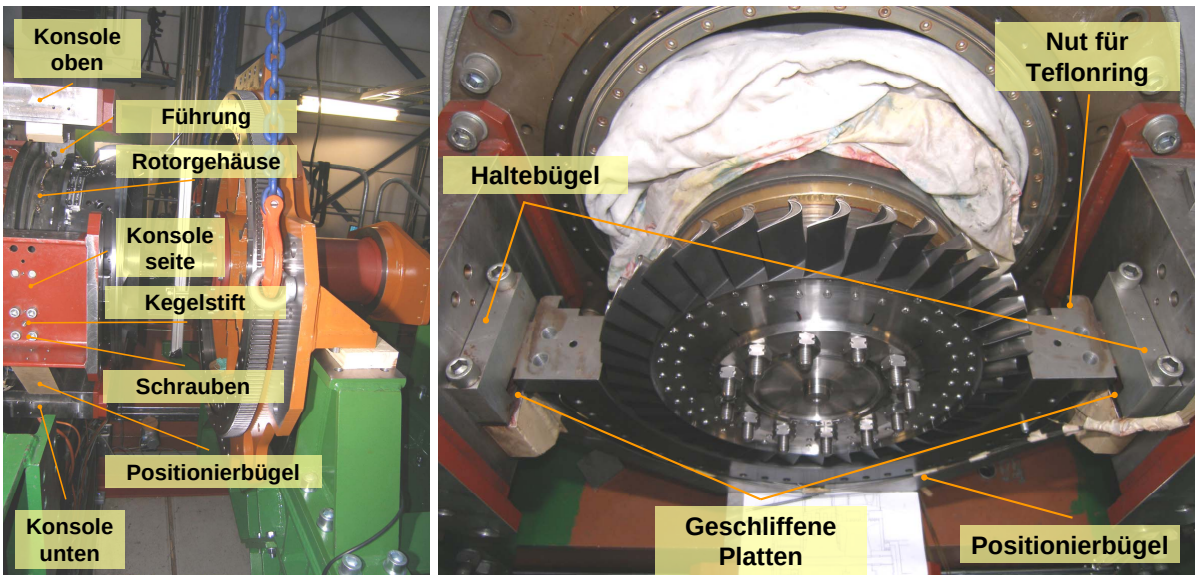


Abbildung 118: Sensor im eingebauten Zustand

Für den Ausbau der unteren Sensoren (Nr. 2 und 3, Abbildung 115) ist die Demontage des Positionierbügels (Abbildung 119 (a)) notwendig. Der Bügel ist mit 4 Kegelstiften positioniert und mit 12 Schrauben mit den Konsolen zusammengeschraubt (Abbildung 119 (b)). Detaillierte Angaben zur Konstruktion des Gehäuses sowie des Ein- bzw. Ausbaus der benachbarten Bauteile befindet sich in [12].



(a) Seitenansicht (b) Frontansicht

Abbildung 119: Rotorgehäuse und umgebende Bauteile

Im Folgenden wird ein Überblick über die für den Ausbau der Sensoren 2 und 3 notwendigen Arbeitsschritte gegeben. Zu Beginn der Arbeiten muss die obere Konsole (Abbildung 119 (a)) entfernt werden. Die Konsole ist mit zwei Passhülsen positioniert. Die Hülsen sind mit einem Innengewinde versehen und können mit einer Abziehspindel entfernt werden [12]. Die Demontage der seitlichen Konsolen ist in dem Fall nicht länger notwendig, da die Kanten, welche den Ausbau verhindert haben abgefräst wurden. Bei eingebautem Rotor kann der Positionierbügel nur gemeinsam mit dem Rotorgehäuse ausgebaut werden. Dazu müssen die Haltebügel (Abbildung 119 (b)) entfernt werden. Nach dem Lösen der Schrauben und dem Entfernen der Kegelstifte (Konsole unten und Konsolen seitlich, Abbildung 119 (a)) kann das Rotorgehäuse und der Positionierbügel vorsichtig auf der vorher gereinigten, entgrateten und eingefetteten Oberfläche der unteren Konsole in Richtung der NDT bewegt werden. Sobald das Gehäuse und der Positionierbügel den Rotor vollständig verlassen haben, kann das Rotorgehäuse mit dem Kran aus dem Bügel hochgehoben werden. Die Sensoren 2 und 3 liegen jetzt frei und können ausgebaut werden. Besondere Aufmerksamkeit ist dabei dem Teflonband, welches zum Einzentrieren des Rotorgehäuses auf dem Statorgehäuse dient und den nummerierten geschliffenen Distanzplatten, welche das Gehäuse in der Z-Achse positionieren, zu widmen (Abbildung 119 (b)), [12].

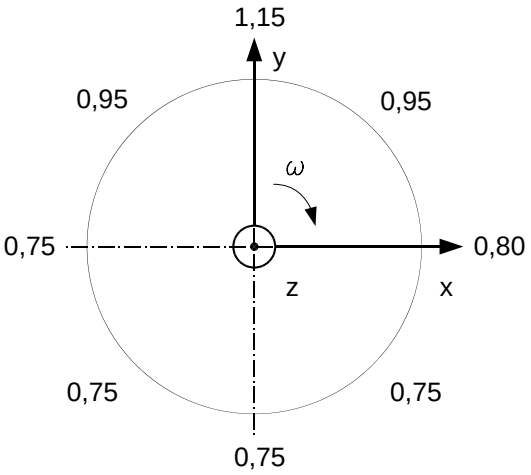


Abbildung 120: Rotorspalt im Stillstand

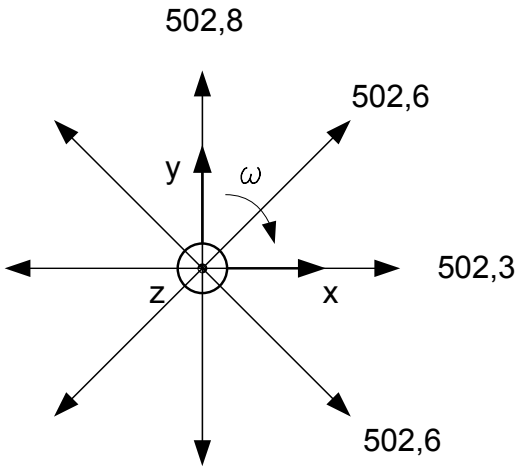


Abbildung 121: Durchmesser des HD Gehäuses an 4 Positionen

Der Zusammenbau der Anlage erfolgt in umgekehrter Reihenfolge. Die zu fügenden Flächen müssen gratfrei sein. Als Schutz vor Korrosion und zum leichteren Zusammenbau empfiehlt es sich die Teile an den Fügestellen mit Fett zu bestreichen. Nach dem Einbau des Rotorgehäuses ist eine Spaltkontrolle mit einer Fühlerlehre sowie eine Messung der Ausrichtung Rotor-Gehäuse mit einer Messuhr obligatorisch. Das Resultat der Spaltkontrolle, welche bei stillstehender HD-Welle mit abgeschalteten Ölpumpen durchgeführt wurde, ist in Abbildung 120 dargestellt.

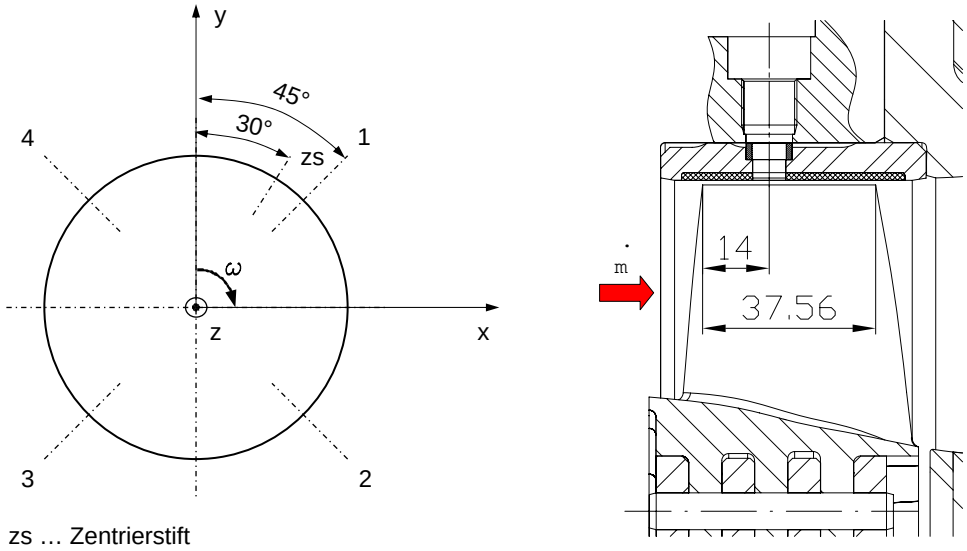
Der Durchmesser des im Rotorgehäuse eingebauten Anlaufringes wurde vor dem Einbau in die Versuchsturbine an vier Stellen gemessen. Das Resultat ist in Abbildung 121 dargestellt. Man erkennt eine geringfügige Ovalität des Gehäuses. An den mit den Spaltsensoren versehenen Stellen ist der Gehäusedurchmesser konstant.

5.6.4 Messtechnik

Die Messung des Rotorspalts erfolgt mit vier kapazitiven Gebern (Eigenentwicklung MTU Aero Engines). Abbildung 122 zeigt einen der 4 verbauten Sensoren. Die Nummerierung und die Umfangsposition der Messstellen ist in Abbildung 123 (a) dargestellt. Die Messebene befindet sich im ersten Drittel der Profillänge der HD-Laufschaufel. Die genaue Lage der Messebene ist in Abbildung 123 (b) markiert. Details zur Ausführung der Sensoraufnahmen wurden in Kapitel 5.6.2 behandelt.

Abbildung 122: Kapazitiver Abstandssensor (MTU)

Das Signal einer vorbeifahrenden Schaufel ist in Abbildung 124 dargestellt. Die beiden Flanken, welche durch die Kronenanschärfung der Schaufel entstehen, erzeugen beim Vorbeifahren der Schaufel an einem Sensor ein Doppelpeaksignal. Zur Veranschaulichung ist eine solche Schaufel des HD-Rotors in Abbildung 125 gezeigt. Deutlich erkennbar ist die durch Erodieren hergestellte Kronenanschärfung. Die durch MTU Aero Engines installierte Signalaufbereitung wandelt die Änderung der Sensorkapazität in ein Spannungssignal um. Kommt eine Rotorschaufel in den Messbereich eines Sensors so kommt es zum Anstieg der elektrischen Kapazität welche als Spannungsanstieg ausgegeben wird. Aufgrund eines kleinen Messbereiches und einer großen Schaufelgeschwindigkeit hat der zeitliche Verlauf der Spannung bei einer vorbeifahrenden Schaufel nahezu senkrechte Flanken. Im weiterem Verlauf wandelt die Signalauf-



(a) Umfangspositionen

(b) Messebene

Abbildung 123: Messposition

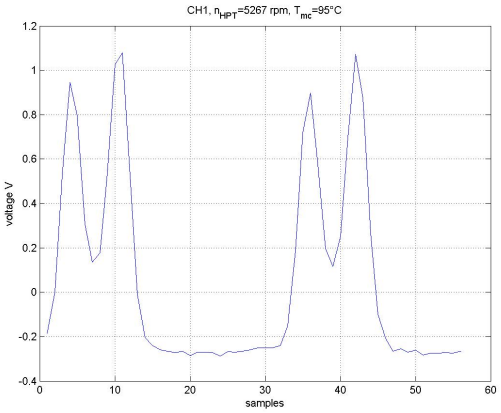
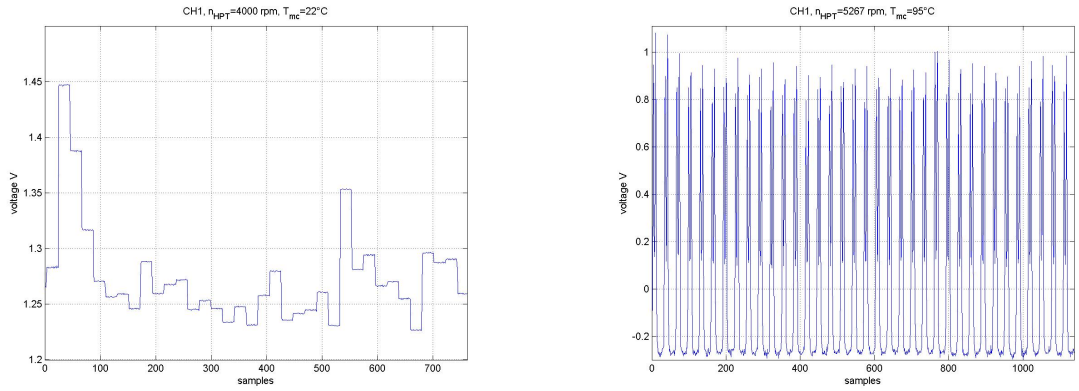


Abbildung 124: Doppelpeaksignal einer Schaufel

Abbildung 125: HD-Schaufel mit Kronenansenkung

bereitung das Doppelpeaksignal einer vorbeifahrenden Schaufel in einen, jeweils für die gerade erfasste Schaufel gemittelten Wert um. Der so erzeugte treppenförmige Signalverlauf während einer Umdrehung ist in Abbildung 126 (a) dargestellt. Die Abbildung 126 (b) zeigt zum Vergleich das Rohsignal. Der Abschluss der Mittelung wird durch die nachfolgende Schaufel initiiert. Danach wird der Mittelwert als ein Spannungssignal ausgegeben und bleibt während der Dauer der Signalmittelung der nachfolgenden Schaufel erhalten. Somit eilt das treppenförmige Signal dem Rotor um eine Schaufelteilung nach. Aus diesem gemittelten Wert wird mit Hilfe der Kalibrierkurve der tatsächliche Spalt zwischen dem Rotor und dem Anlaufbelag ermittelt. Da die Sensoren die Änderung der Kapazität erfassen, beeinflussen auch der Werkstoff und die Masseverteilung der Schaufeln die Messung. Die Kalibrierung wird mit einer einzelnen Schaufel durchgeführt, geringfügige Abweichungen der Form und der Abmessungen der anderen Schaufeln, insbesondere die geringfügig schwankende Tiefe der Kronenansenkung der Schaufeln, sind als Schwankungen im treppenförmigen Signalverlauf sichtbar (Abbildung 126 (a)).



(a) Treppemförmiges Signal

(b) Rohsignal

Abbildung 126: Spannungsverlauf während einer Umdrehung

5.6.5 Kalibrierung der Sensoren

Für den Kalibriervorgang wurde die zu kalibrierende Sonde in eine Führung eingebaut und an einer spielfreien Feingewindespindel befestigt. Die Führung wurde an der Messstelle der zu kalibrierenden Sonde befestigt. Mit der Spindel und einem digitalen Wegmesssystem konnte die Sonde im Genaugkeitsbereich von 0.01 mm bewegt werden. Die Wegmessung erfolgte mit einem digitalen Taster. Die Kalibrierung wurde in 10 Sonde-Schaufel Abständen zwischen 0.25 mm und 1.5 mm durchgeführt. Das Schaufelsignal wurde durch das manuelle Drehen des Rotors erzeugt, wobei für jeden Messwert die gleiche Schaufel verwendet wurde. Das Doppelpeaksignal der Schaufel wurde gemittelt. Somit stellt der gebildete Mittelwert

den repräsentativen Wert für die Spaltgröße dar.

Tabelle 17: Kalibrierwerte der Spaltmesssonden

Sensor 1		Sensor 2		Sensor 3		Sensor 4	
MSpann.	Spalt	MSpann.	Spalt	MSpann.	Spalt	MSpann.	Spalt
V	mm	V	mm	V	mm	V	mm
4,016	- 0,25	4,014	- 0,20	3,981	- 0,20	3,997	- 0,20
3,368	- 0,15	3,374	- 0,10	3,346	- 0,10	3,366	- 0,10
2,862	- 0,05	2,868	0,00	2,845	0,00	2,84	0,00
2,119	0,15	2,122	0,20	2,105	0,20	2,118	0,20
1,603	0,35	1,603	0,40	1,590	0,40	1,597	0,40
1,229	0,55	1,226	0,60	1,216	0,60	1,218	0,60
0,949	0,75	0,944	0,80	0,936	0,80	0,935	0,80
0,735	0,95	0,729	1,00	0,723	1,00	0,720	1,00
0,569	1,15	0,562	1,20	0,557	1,20	0,553	1,20
0,382	1,45	0,377	1,50	0,374	1,50	0,370	1,50

Der Aufbau der Anlage hat es nicht zugelassen die Sonden 2 und 3 zu kalibrieren. Da die 4 verwendeten Sonden baugleich sind wurden für die Sonden 2 und 3 die Mittelwerte der Kalibrierung der Sonden 1 und 4 gebildet. Die Kalibrierwerte sind in Tabelle 17 zusammengefasst. Der auf 0.5 mm eingestellte Rückstand der Sonde (Kapitel 5.6.2) wurde bereits berücksichtigt und führt deshalb zu einem „negativen Spalt“ in den ersten Zeilen der Kalibriertabelle. Der Verlauf der ermittelten Kalibrierkurven für die Sensoren 1 und 4 sind in Abbildung 127 dargestellt.

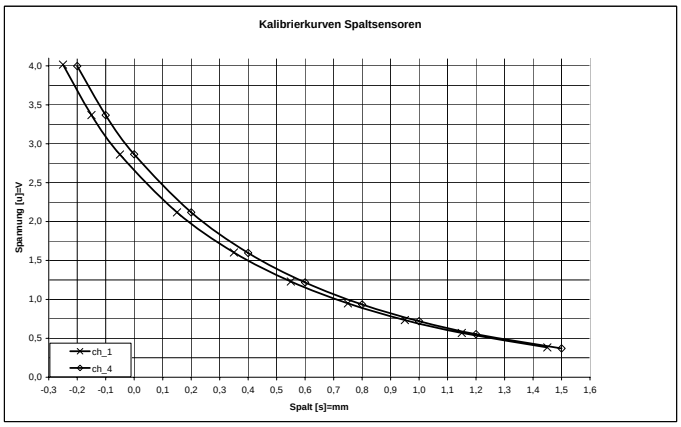


Abbildung 127: Kalibrierkurven der Sensoren 1 und 4

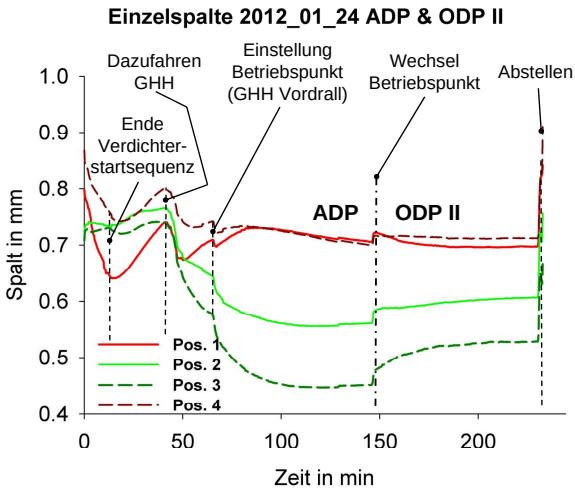
Beim abschließenden Einbau der Sonden wurde der Abstand Sonde-Anlaufring, der sogenannte Rückstand mit Distanzscheiben eingestellt. Die Messung des Rückstandes der Sonde erfolgte mit einem Messschieber und liegt in einem Genauigkeitsbereich von $\pm 0,05$ mm. Die Werte des eingestellten Rückstandes sind in der Tabelle 18 zusammengefasst. Der Messwert gibt den kleinsten Abstand zwischen der Sensorplatte und der zylindrischen Innenfläche des Anlaufringes an. Durch den Rückstand ist die Sonde beim eventuellen Anstreifen des Rotors am Anlaufbelag geschützt. Aus Abbildung 113, Kapitel 5.6.2 kann die Einbausituation der Sonde entnommen werden.

Tabelle 18: Rückstände der eingebauten Sensoren

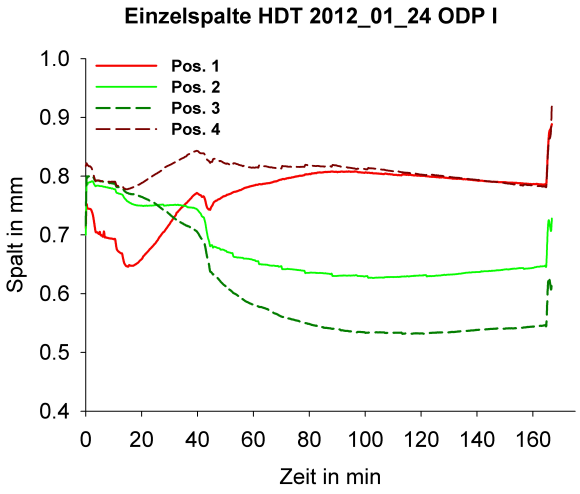
Sensor Nr.	1	2	3	4
Rückstand	0,55	0,5	0,5	0,5

5.6.6 Messergebnisse

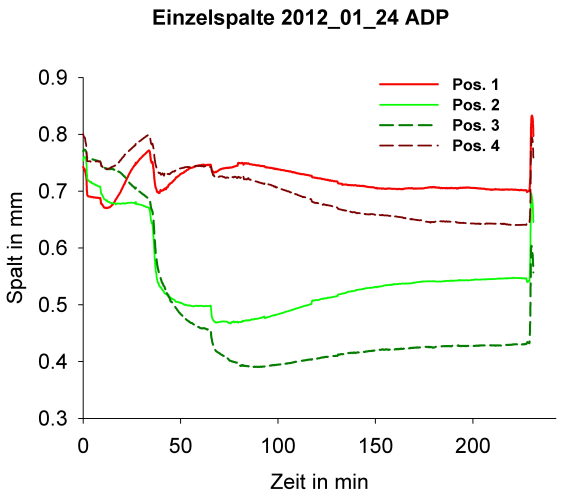
Einzelspalte Der Rotorspalt wurde im Betriebspunkt ADP (Kapitel 5.2) sowie in den beiden ODP gemessen (Abbildungen 128 (a) und (b)). Die Umstellung des Betriebspunktes von ADP zu ODP II erfolgte direkt, ohne den Betrieb der Anlage zu unterbrechen (Abbildung 128 (a)), zum Einstellen des ODP I wurde die Anlage abgestellt und anschließend wieder hochgefahren. Zur Bestätigung der Reproduzierbarkeit der Messung wurde an zwei weiteren Tagen der Rotorspalt während eines längeren Betriebes im ADP gemessen (Abbildungen 128 (c) und (d)). Die Abbildungen 128 (a)-(d) zeigen den mit allen 4 Sonden gemessenen zeitlichen Spaltverlauf. Der identische Spaltverlauf während der 3 Versuchsfahrten im ADP an allen 4 Messstellen (Abbildungen 128 (a), (c) und (d)) zeigt eine hohe Reproduzierbarkeit der Spaltverteilung. Gut erkennbar sind die einzelnen, bereits in Kapitel 5.4 beschriebenen und in Abbildung 128 (a) gekennzeichneten Versuchsphasen. Alle 4 Plots zeigen eine relativ gleichmäßige Spaltverteilung nach dem



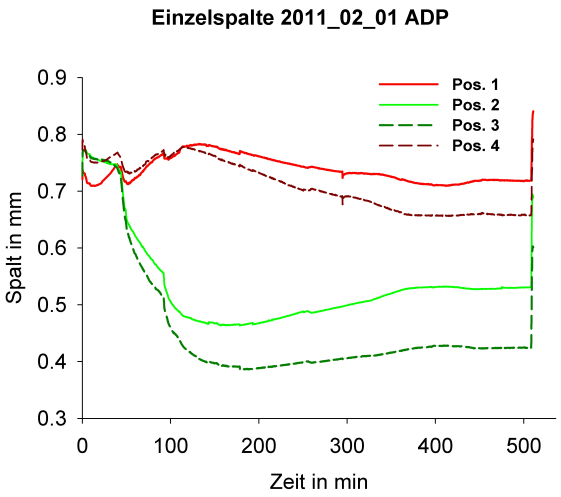
(a) Messung ADP 1 und ODP II



(b) Messung ODP



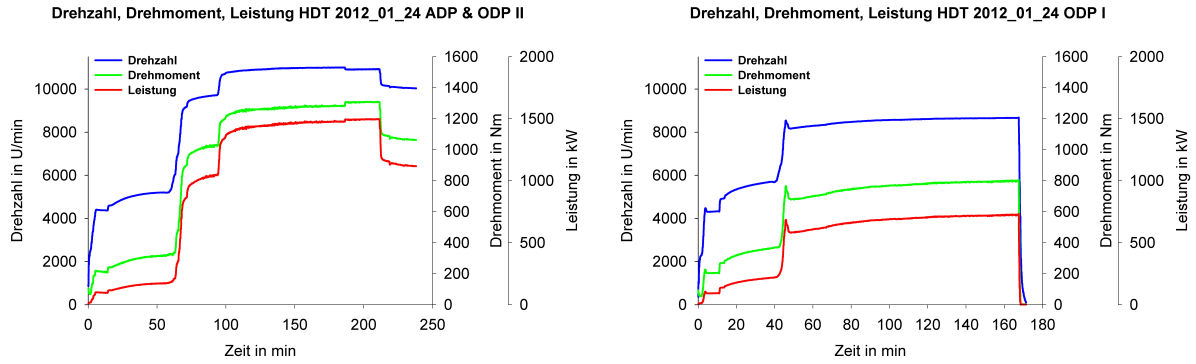
(c) Messung ADP 2



(d) Messung ADP 3

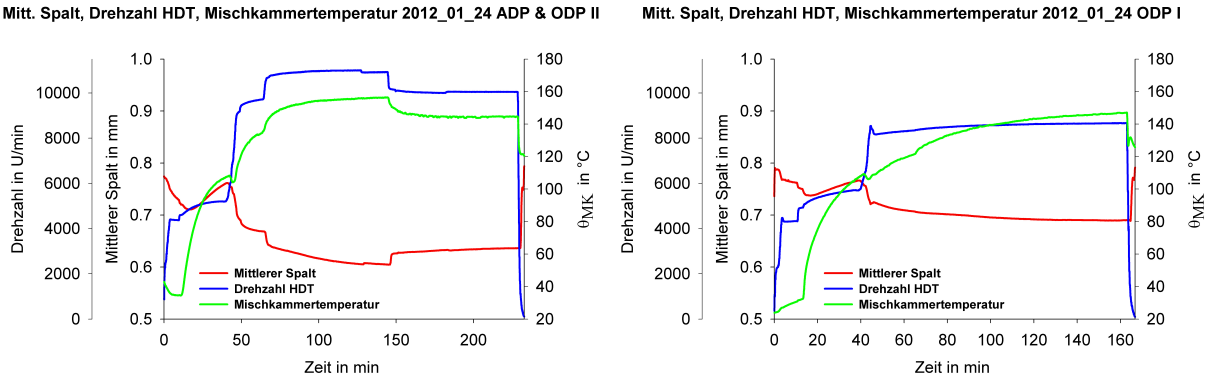
Abbildung 128: Spaltverlauf im Betrieb der Anlage

Anfahren. Das Dazufahren des GHH ist durch eine starke Verminderung des unteren Spaltes sichtbar. Während eines stationären Betriebes ist eine geringfügige Verlagerung des Rotors zu sehen. Abbildung 128 (d) zeigt den Verlauf der Spaltverteilung, welche während einer 8-Stündigen Versuchsfahrt mitaufgezeichnet wurde. Damit wurde die Langzeitstabilität des Rotorzapfens bei konstantem Betriebspunkt untersucht. Aus Abbildung 128 (d) ist ersichtlich, dass eine stabile Zapfenposition nach ca. 7 Stunden ab dem Anfahren der Anlage erreicht ist. Davor findet, trotz konstanter Betriebsbedingungen eine geringfügige Verlagerung des Rotors statt, welche aus der nur langsam stattfindenden Durchwärmung der massiven Gehäuseteile der Versuchsanlage und des großen Öltankes resultiert. Die Abbildungen 129 (a) und (b) zeigen den Verlauf der Betriebsparameter der HDT wie die Drehzahl, das Drehmoment und die Leistung beim Anfahren dieser 3 Betriebspunkte. Der Verlauf eines weiteren Betriebsparameters, der Temperatur der Mischkammer, welche im wesentlichen der Turbineneintrittstemperatur entspricht ist in den Abbildungen 130 (a) und (b) dargestellt. Zwecks besserer Übersicht ist auch der Verlauf der HDT Drehzahl mit abgebildet.



(a) ADP und ODP II (b) ODP I

Abbildung 129: Verlauf der Drehzahl, des Drehmomentes und der Leistung der HDT in den 3 Betriebspunkten

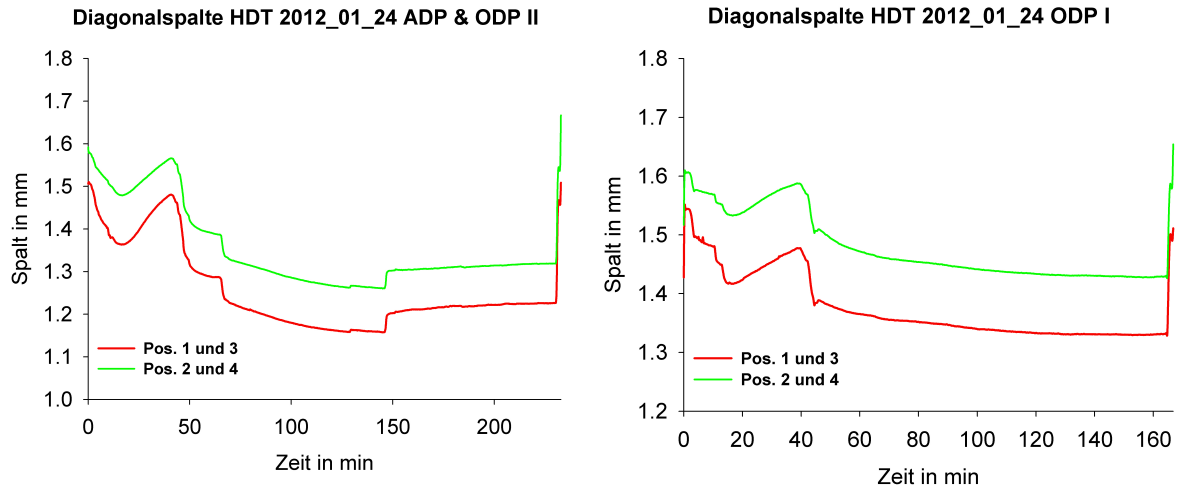


(a) ADP und ODP II (b) ODP I

Abbildung 130: Zeitlicher Verlauf des mittleren Spaltes, der HDT-Drehzahl und der Mischkammertemperatur

Die Übergänge zwischen den einzelnen Versuchsphasen sind mit einer Änderung der Turbinendrehzahl sowie der Eintrittstemperatur verbunden und sind als deutliche Knicke in den Verläufen zu erkennen. Beim Durchfahren der einzelnen Versuchsabschnitte (Kapitel 5.4) variiert die Belastung der HDT. Auf die Änderung der Turbinendrehzahl und der Temperatur antwortet das System mit einer Verlagerung des Wellenmittelpunktes sowie einer Durchmesseränderung des Rotors bzw. des Gehäuses. Das thermisch- und fliehkraftbedingte Wachsen des Rotors sowie des Gehäuses kann mit Hilfe der Bildung eines mittleren

Spalts, welcher der Summe der Einzelspalte und anschließenden Division durch die Anzahl der Sensoren (4) entspricht, gut veranschaulicht werden. Ein solcher Verlauf ist in den Abbildungen 130 (a) und (b) gezeigt. Erkennbar ist ein schneller Anteil der Spaltänderung, welcher durch den Drehzahlanstieg hevorgerufen wird, sowie ein langsamer, dem Verlauf der Turbineneitrittstemperatur entsprechender Anteil. Der Einfluss der Fliehkraft wird auch beim Vergleich der Betriebspunkte sichtbar, wobei bei Betriebspunkten mit niedriger Drehzahl (ODP 1) der Spalt am größten ist, was durch eine geringere Fliehkraftbelastung und entsprechend kleinere Dehnung des Rotors hervorgerufen wird. Die letzten Messwerte am Versuchsende wurden beim Auslaufen der Anlage und somit bei verschwindendem Einfluss der Fliehkraft gemacht. Aufgrund der massiven Bauweise der Komponenten bleibt der Temperatureinfluss der erwärmten Bauteile nach der Versuchsfahrt bestehen, während die Fliehkraftbelastung verschwindet. Die Spaltdifferenz zum Augenblick des Anlaufens des Rotors und nach dem Abstellen der Anlage stellt den Einfluss der thermischen Dehnung des Rotors und des Gehäuses dar.



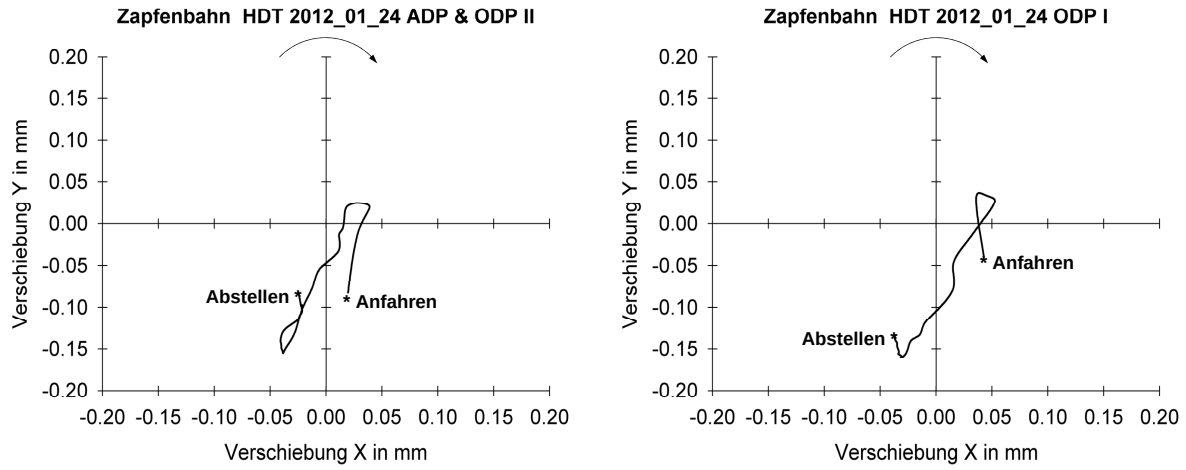
(a) ADP und ODP II

(b) ODP I

Abbildung 131: Zeitlicher Verlauf der diagonalen Spaltsumme

Ein Vergleich der zeitlichen Verläufe der Spaltsummen der gegenüberliegenden Sensoren 1 und 3 sowie 2 und 4 ist in den Abbildungen 131 (a) und (b) dargestellt. Durch Bildung dieses, so genannten diagonalen Summenspaltes kann die Rundheit des Rotorgehäuses bzw. die Richtigkeit der Kalibrierung überprüft werden. Der Durchmesser des Rotors beträgt ein Vielfaches des Rotorspaltes. Dadurch können die Effekte welche durch das Wandern des Rotors in der Rotorebene quer zum Spaltsensor entstehen vernachlässigt werden. Diese beiden diagonalen Summenspalte der Sensoren 1 und 3 sowie 2 und 4 sind für die 3 Betriebspunkte in den Abbildungen 131 (a) und (b) dargestellt. Der konstante Versatz der beiden Kurven ist bei allen Betriebspunkten gleich, was auf eine gleichbleibende Gehäuseform hindeutet. Dieser in der Größenordnung von 0,1 mm liegende Versatz kann als eine Abweichung bei der Annahme der Kalibrierdaten der unteren Sensoren gedeutet werden. Die geringfügig kleinere Differenz der Spaltsummen unmittelbar nach dem Anfahren deutet auf eine leichte unsymmetrische Verformung des Rotorgehäuses während der Steigerung der Belastung beim Anfahren der Anlage hin.

Wellenmittelpunkt Die Abbildungen 132 (a) und (b) zeigen die Bahn des Wellenmittelpunktes während des Betriebes in den 3 Betriebspunkten. Die Berechnung erfolgte mit Hilfe der Messresultate aus den Ebenen 1-3 und 2-4. Der Einfluss der Rotor- bzw. der Gehäusedehnung wurde dabei berücksichtigt. Die Zeitpunkte des Anlaufens und des Abstellens der HDT sind in der Grafik gekennzeichnet. Erkennbar ist das Aufschwimmen des Rotors nach dem Anlaufen und sein Wandern in den III Quadranten während der anschließenden Hochfahrphase.

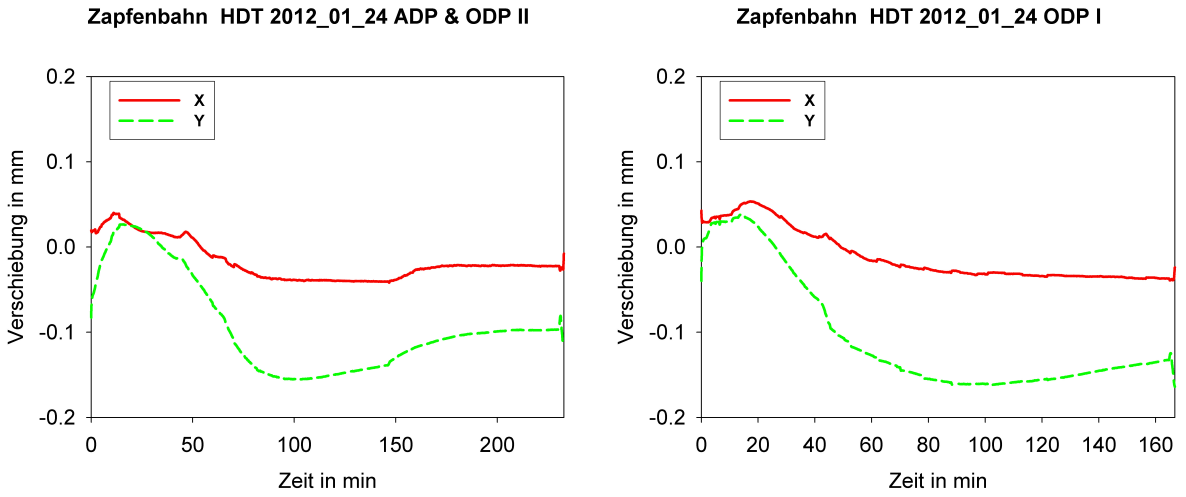


(a) ADP und ODP II

(b) ODP I

Abbildung 132: Zeitlicher Verlauf des diagonal Spaltes, der HDT-Drehzahl und der Mischkammertemperatur

Der zeiltliche Verlauf der Rotorbahn wird mit Hilfe der in den Abbildungen 133 (a) und (b) dargestellten Verläufe der beiden Komponenten in X und Y gezeigt. Man sieht, dass ein Großteil der Zapfenverlagerung während der Hochfahrphase stattfindet. Einen Vergleich stellen die Messresultate des Systems Bently Newada 3300 dar, welches zur Überwachung der HD Welle eingesetzt wird. Die Wellenüberwachung arbeitet mit zwei um 90 °versetzten Induktiven Sensoren pro Lagerstelle und dient primär zur Visualisierung

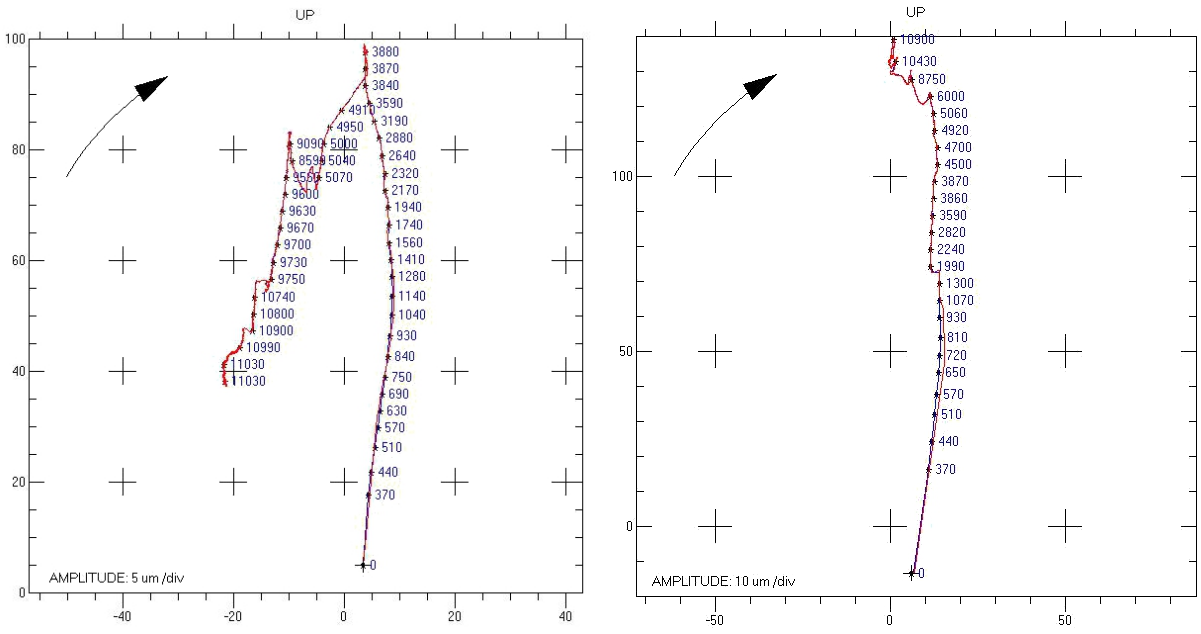


(a) ADP und ODP II

(b) ODP I

Abbildung 133: Zeitlicher Verlauf des diagonal Spaltes, der HDT-Drehzahl und der Mischkammertemperatur

der Wellenschwingung. Die Abbildungen 134 (a) und (b) zeigen die Bahn des Wellenmittelpunktes beim Anfahren des ADP. Die Loslager-Messebene ist in der Abbildung 134 (a), die Messebene des Festlagers in (b) dargestellt. Ersichtlich ist ein Aufschwimmen des Festlagerzapfens mit steigender Drehzahl sowie eine geringfügige Verlagerung nach links und eine Absenkung des Lagerzapfens im Loslager.



(a) Loslager (b) Festlager

Abbildung 134: Position des Wellenmittelpunktes in den Ebenen des Los- und Festlagers während des Versuches in ADP mit Bently Nevada Wellenüberwachung

Da der Abstand zwischen den beiden Lagerstellen der HDT um ein Vielfaches größer ist als jener zwischen dem Loslager und der Rotorebene, ist der Einfluss der Zapfenbewegung in der Lagerschale, welcher in der Größenordnung von 0,1 mm liegt, vernachlässigbar. Die Position der einzelnen Lagerstellen der HDT Welle, sowie die Lage des Rotors und der Messebene der Spaltmessung sind in Abbildung 135 gekennzeichnet.

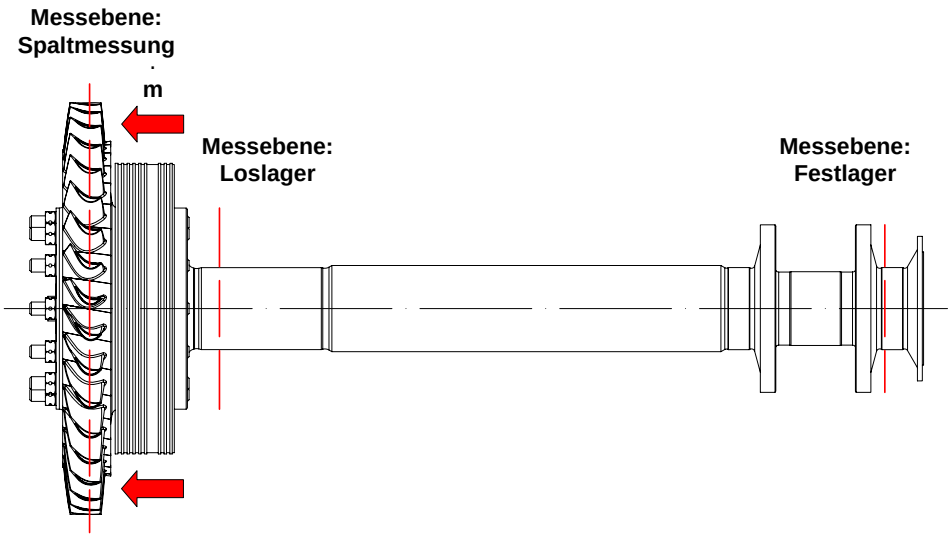
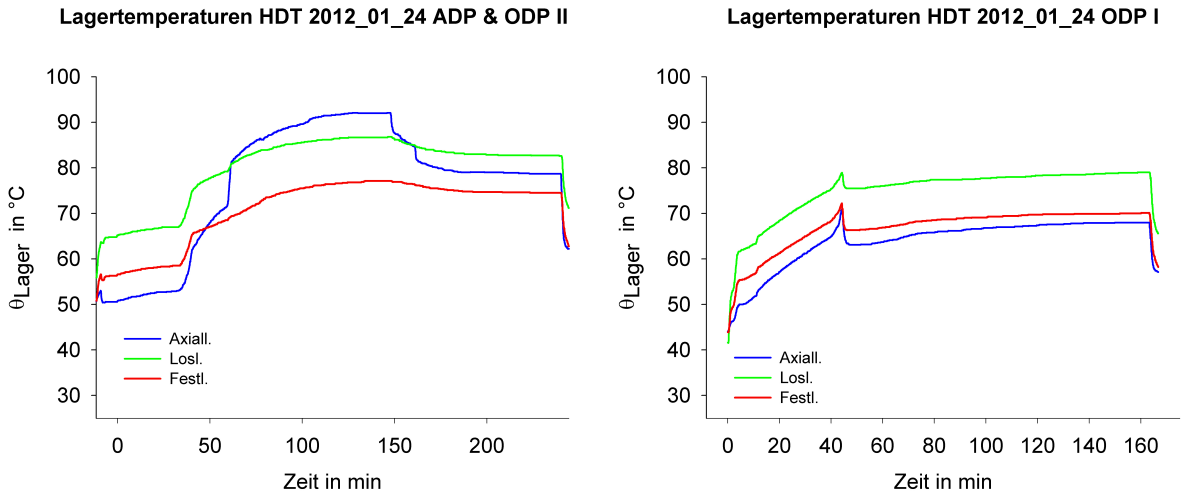


Abbildung 135: Messebenen der Schwingungs- und der Rotorspaltmessung

Betrachtet man den Verlauf der einzelnen Spalte (Abbildungen 128 (a)-(f)) sowie die Plots der Zapfenbahn (Abbildungen 132 (a) und (b)) ist ein Wandern des Zapfens im stationären Betriebspunkt ersichtlich. Der Verlauf der Betriebsparameter wie des Mischkammerdruckes, der Mischkammertemperatur sowie der Turbinendrehzahl ist nach einer kurzen Übergangsphase konstant. Der Aufwärmvorgang des großen Schmierölbehälters dauert länger an und führt zu einem stetigen Anstieg der Lagertemperatur nach Erreichen des Betriebspunktes. Der Verlauf der Lagertemperaturen (Loslager, Festlager, Axiallager) ist für die 3 Betriebspunkte in Abbildungen 142 (a) und (b) dargestellt. Die stetige Erwärmung des aus dem Öltank kommenden Öls dauert länger an und ist mitverantwortlich für das Wandern des Rotors trotz Betriebes in einem stationären Betriebspunkt.



(a) ADP und ODP II

(b) ODP I

Abbildung 136: Verlauf der Lagertemperatur

6 Wuchten der Rotoren und Inbetrienahme des Prüfstandes

6.1 Betriebswuchtung der Rotoren

Die beiden im Zweiwellenprüfstand verbauten Rotoren (HD und ND) stellen trotz des sehr hohen Preises und der aufwendigen Fertigung einen Teil der für eine bestimmte Messkampagne entworfenen Konfiguration dar und sind damit kein fixer Bestandteil der Versuchsturbine. Die Beschaffung und die Installation dieser beiden Rotoren erfolgte nach einem bereits durch mehrfache Anwendung in der HDT bestätigten Muster. Nach der abgeschlossenen Fertigung der Rotoren wurden diese bei MAN Diesel & Turbo SE geschleudert, wobei auch ein, für einen sicheren Schleudervorgang notwendiges Vorwuchten vor Ort durchgeführt wurde. Nach der Anlieferung erfolgte die Montage der Rotoren und das erste, mit einer Betriebswuchtung kombinierte Drehen der Turbinen. Diese Betriebswuchtung war erforderlich, um die eventuell vorhandene Unwucht des in der Anlage eingebauten Rotors zu kompensieren und so die Schwingungsamplitude der Welle im Betrieb und damit die Anstreifgefahr zu minimieren.

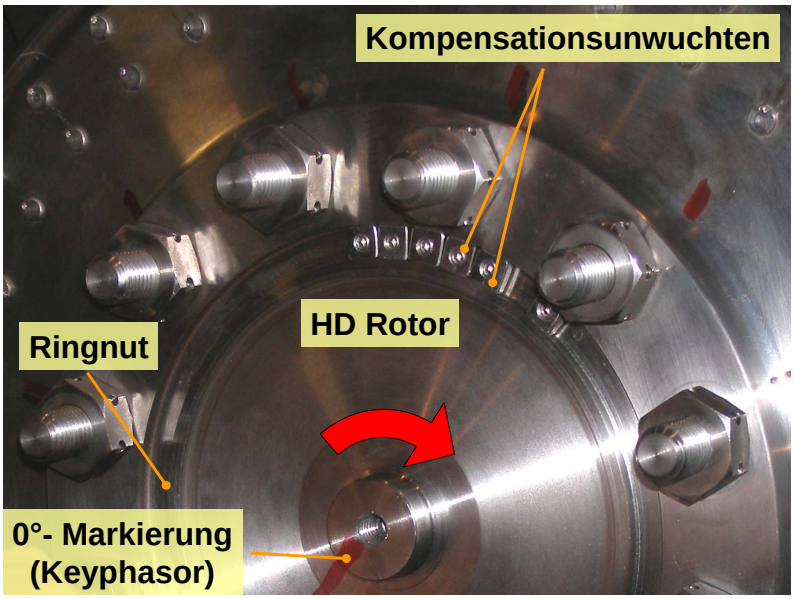


Abbildung 137: Befestigung der Kompensationsunwuchten am Rotor

Für das Vorwuchten und insbesondere das Betriebswuchten wurden die Rotoren mit jeweils einer Wuchtebene auf der der Lagerung der jeweiligen Welle abgewandten Seite versehen. Dies wurde primär aus Gründen der besseren Zugänglichkeit beim Wuchten so gestaltet. Dazu wurde jede Rotorscheibe mit einer schwalbenschwanzförmigen Ringnut ausgeführt, in welcher ein als Gegenstück gefertigtes Gewicht frei gleiten kann (Abbildung 137). Durch das Eindrehen einer Wurmschraube in das Gewicht wird dieses in der Nut verspannt und behält die eingestellte Position am Rotor. Das Einsetzen der Gewichte in die Nut erfolgt durch eine speziell dafür vorgesehene kurze Tasche.

Betrachtet man den in Abbildung 138 dargestellten Phasenfrequenzgang eines unwuchterregten Systems, so erkennt man die für ein einfaches Wuchten des Rotors notwendigen Zusammenhänge zwischen der Lage der Unwucht (Erregung) und dem maximalen Ausschlag. Der Phasengang zeigt, dass bei kleiner Dämpfung D und bei niedrigen Drehzahlen die Auslenkung mit der Unwucht in Phase ist und bei Resonanzdrehzahl ein von der Dämpfung D unabhängiges Nacheilen der Auslenkung um 90 ° erfolgt. Die Bestimmung der Amplitude und der Phasenlage kann mit Hilfe der installierten Wellenüberwachung genau durchgeführt werden. Die Lage der Unwucht und somit jene der Kompensationsunwucht ergibt sich aus dem Phasengang, die Masse der Kompensationsunwucht setzt sich aus den einzelnen Gewichten zusammen und wird iterativ ermittelt.

Bei einer großen Restunwucht wächst die Schwingungsamplitude stark mit steigender Drehzahl an und kann bereits bevor die Resonanz mit ihrer eindeutigen Phase von 90 °erreicht wird, zu unzulässigen Schwingungsauschlägen führen. In so einem Fall werden für die erstmalige Positionierung der Kompensationsunwucht die Daten der Wellenschwingung aus dem unteren Drehzahlbereich verwendet. Die Richtung des Wellenausschlages entspricht der Lage der Unwucht, die Kompensationsunwucht wird auf

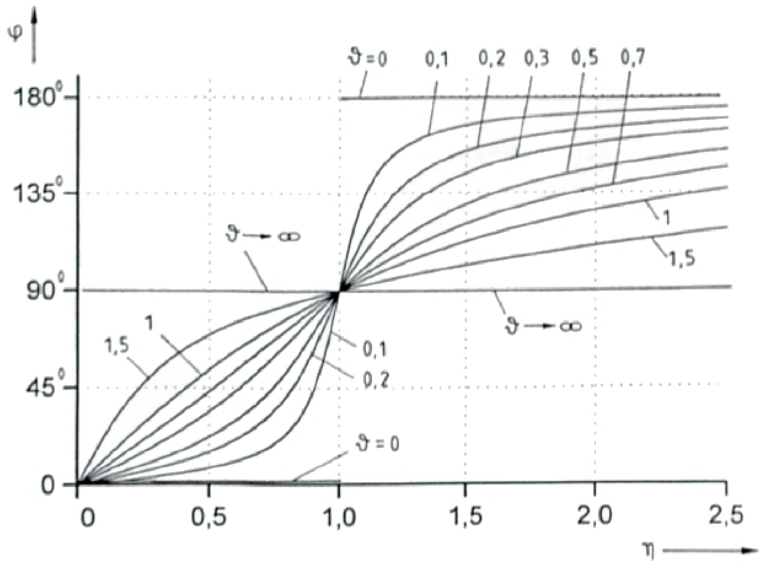


Abbildung 138: Phasenfrequenzgang einer Schwingung bei Unwuchterregung

der gegenüberliegenden Seite positioniert. Anschließend wird die Größe der Kompensationsunwucht iterativ bestimmt, so dass ein Durchfahren der Resonanz ermöglicht wird und hiermit die Lage der Unwucht noch genauer bestimmt und gegebenenfalls nachkorrigiert werden kann.

Eine solche Vorgangsweise wurde sowohl bei der Erstinbetriebnahme des HD Rotors als auch bei jener des ND Rotors angewendet. In Folge dessen wurde zu Beginn die erforderliche Position der Kompensationsunwucht mit Hilfe der Ortskurvendarstellung der Wellenschwingung bei niedrigen Drehzahlen (Anfahren) ermittelt. Dabei zeigt die Auslenkung in Richtung der Unwucht, welche der Lage der Tangente am Ursprung der Ortskurve entspricht. Die Kompensationsunwucht wird also auf die gegenüberliegende Seite angebracht. Abbildung 139 zeigt beispielhaft die Ortskurve der Wellenschwingung beim wuchten der HDT, bei einer noch vorhandenen Restunwucht.

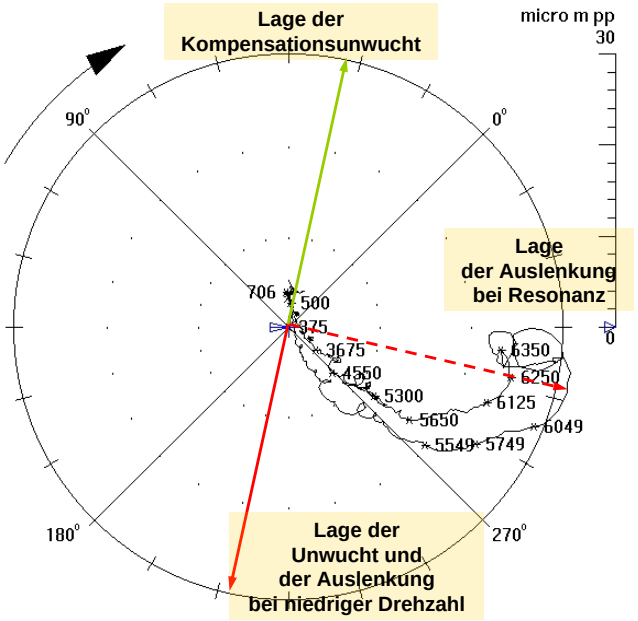


Abbildung 139: Ortskurve der Wellenschwingung vor dem Wuchten des ND Rotors

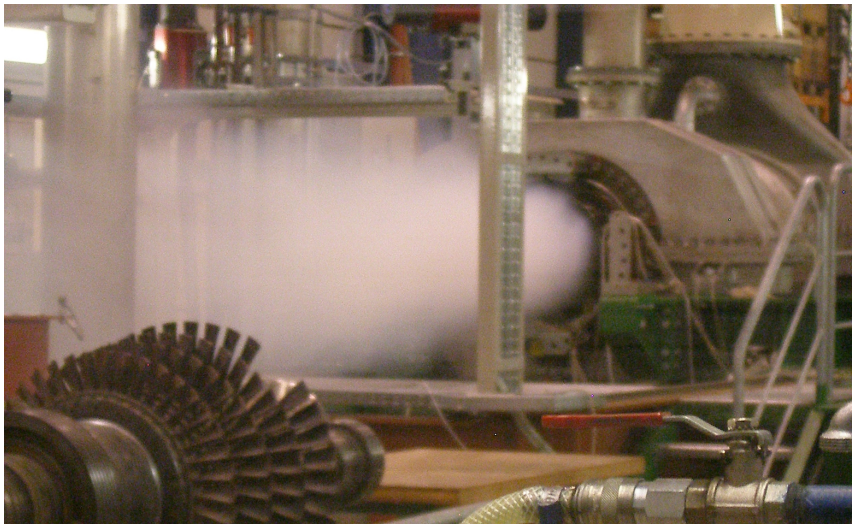


Abbildung 140: Kondensation des Abluft-Freistrahles beim Wuchten der HDT

6.1.1 HDT

Die Anlieferung des geschleuderten HDT Rotors erfolgte exakt während der Umbauphase der HDT, zum Zeitpunkt des Einbaus des auf den Zweiwellenbetrieb ausgelegten HD Stators. Unmittelbar nach dem Einbau des neuen Rotors erfolgte die Inbetriebnahme und das Betriebswuchten der HDT. Um einen guten Zugang zum Rotor für das Anbringen der Wuchtgewichte zu gewährleisten, wurde die HDT offen, ohne abluftführenden Teile betrieben. Die Kondensation des 4,5 kg/s Freistrahles zu Beginn des Betriebes stellte einen atemberaubenden Anblick dar, welcher in Abbildung 140 festgehalten wurde. Nach mehreren kurzen Versuchsläufen, bei denen die Kompansationsunwuchten neu positionert wurden war die HD Welle ausgewuchtet und ein stabiler Betrieb bei einer niedrigen Schwingungsamplitude wurde sichergestellt.

6.1.2 NDT

Nach dem Aufbau und der Ausrichtung der ND Welle samt der kompletten Lagerung sowie einer vollständigen Installation der Ölanlage und der Wasserbremse, erfolgte die erste Inbetriebnahme des Prüfsatndes in der Zweiwellenkonfiguration. Abbildung 141 zeigt den für den ersten Lauf der NDT vorbereiteten

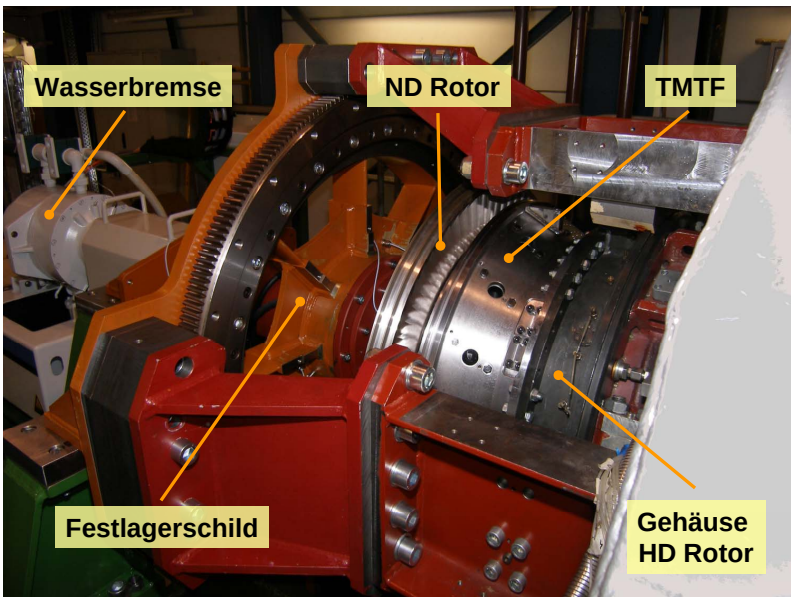


Abbildung 141: Erste Inbetriebnahme des Prüfstandes in der Zweiwellen-Konfiguration

Aufbau. Gut ersichtlich ist die aus den beiden Lagerschildern und dem Wellentunnel bestehende Lagerung der ND Welle sowie der TMTF und die Wasserbremse. Auch der erste Betrieb der NDT erfolgte ohne Gehäuseteile, primär aus Gründen der besseren Zugänglichkeit zum ND Rotor sowie zu anderen Anlagenkomponenten falls diese ihre Funktion nicht ordnungsgemäß erfüllen. Bei dieser Inbetriebnahme konnte erstmals die Dichtheit des Schmierkreislaufs sowie die korrekte Funktion der Wasserbremse und der Wasserversorgung überprüft werden. Das Wuchten des ND Rotors wurde ebenfalls durchgeführt. Der Ablauf des Wuchtvorganges erfolgte völlig identisch zu jenem des HD Rotors. Nach wiederholtem Positionieren der Kompensationsunwucht und anschließendem Hochfahren, wurde auch bei der ND Welle ein stabiles und betriebssicheres Verhalten erreicht.

6.2 Erste Inbetriebnahme der fertigen Anlage

Nach der Fertigstellung der Aufbauarbeiten im Frühjahr 2010 erfolgte die erste Inbetriebnahme des neuen Zweiwellenprüfstandes. Diese erste Versuchsfahrt wurde primär dazu genutzt, das Verhalten der vollständig aufgebauten Anlage zu beobachten. Ein besonderes Augenmerk wurde auf das Schwingungsverhalten der NDT sowie die Beobachtung der Lagertemperaturen der ND Welle gelegt. In weiterer Folge wurde die Funktion der installierten Totaldruck- und Totaltemperaturbäume überprüft sowie die Möglichkeit eines stabilen Betriebes der Anlage in den gewünschten Betriebspunkten untersucht. Aus den Erkenntnissen der ersten Versuchsfahrt und den Vorgaben der Projektpartner wurden die 4 stationäre Betriebspunkte für die anfolgende Messkampagne festgelegt. Diese erfolgreich absolvierte Inbetriebnahme stellte einen sehr zufriedenstellenden Abschluss der langen Konstruktions- und Aufbauphase dar.

Lagertemperatur Das Betriebstemperaturniveau der NDT Lager ist in Abbildung 142 dargestellt. Gezeigt sind die Temperaturen der 3 Lager: Axiallager, Radiallager-Festlagerseite und Radiallager -Loslagerseite während des Betriebes der Anlage im DP (Kapitel 5.2), welcher nach einem Kaltstart der Anlage angefahren wurde. Die Drehzahl- und die Drehmomentkurve verdeutlichen den Zustand der NDT während der Versuchsfahrt. Erkennbar ist eine schnellere Temperaturerhöhung am Axiallager als Reaktion auf den Drehzahl- und den Lastanstieg. In etwa 60 min nach einem Kaltstart der Anlage erreichten alle Lager ein stationäres Temperaturniveau von ca. **75 °C**. Die Tanktemperatur lag während der Untersuchung gemäß

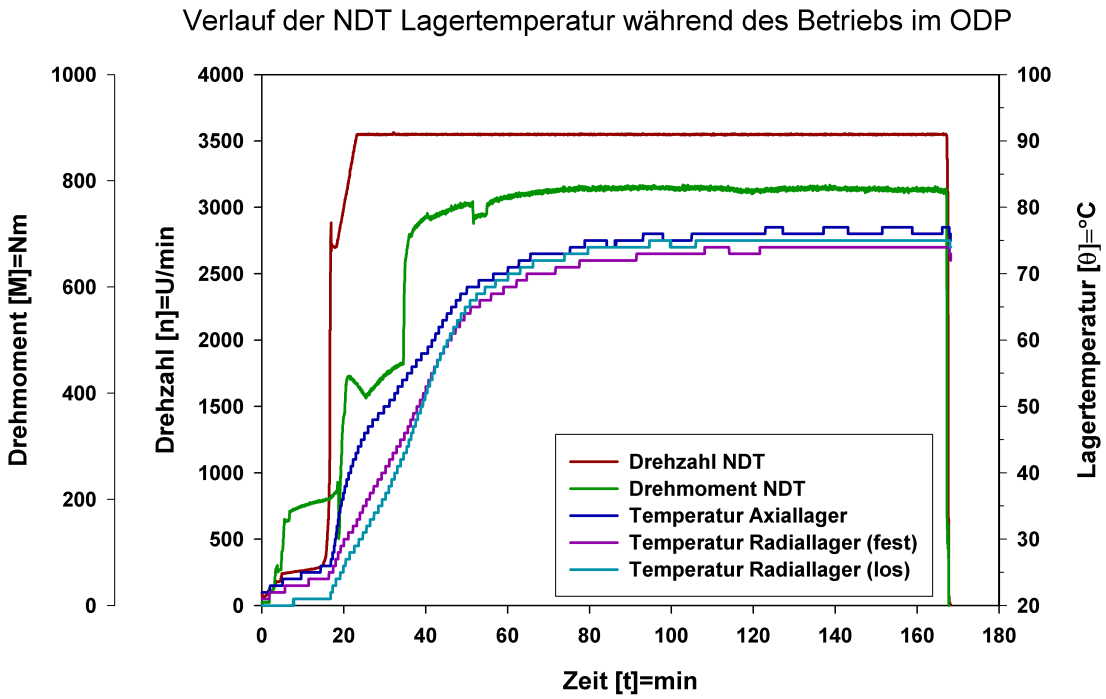


Abbildung 142: Temperaturverlauf der NDT Lager bei Betrieb im DP

der Einstellungen der Ölkühlung (Kapitel 3.6.4) bei $50 \pm 5\,°C$. Anhand dieser Erfahrung wurden auch die Schwellenwerte der Lagertemperaturüberwachung eingestellt. Eine signifikante Temperaturerhöhung würde auf ein Gebrechen in der Ölversorgung hindeuten, so wurde der Warnungsschwellenwert für alle 3 Lager auf 95° C gesetzt um noch genügend Spielraum für einen Betrieb bei höheren Wellenleistungen haben. Die automatische Abschaltung der Anlage erfolgt bei 110 °C, da bei weiterem Temperaturanstieg eine Ölschädigung eintritt und eine solche Temperatur eindeutig durch eine erhöhte Reibleistung im Lager hervorgerufen wird und einer genauen Untersuchung bedarf.

6.2.1 Lagerschwingung

Zur Beurteilung des Schwingungsniveaus der NDT wurden Drehzahlrampen im potentiellen Betriebsbereich der NDT (800-3550 U/min) gefahren. Die HDT wurde während dieser Untersuchung konstant im DP betrieben. Abbildung 143 zeigt den Amplitudenverlauf der Wellenschwingung während des Durchfahrens der Drehzahlrampe von 3550-800 U/min und Abbildung 144 jene für die umgekehrte Rampe von 800-3550 U/min. Die linke Seite der Abbildungen 143 und 144 zeigt die Schwingungsamplituden auf der Loslagerseite und die rechte Seite der Abbildungen 143 und 144 jene auf der Festlagerseite. Schwingungsausschläge in der X Schwingungsebene (Kapitel 4.4.1) sind blau dargestellt, jene der Y Schwingungsebene rot. Erkennbar ist ein reproduzierbares Verhalten des ND Rotors bei der Abwärts- und bei der Aufwärtsrampe. Damit beträgt die mittlere Schwingungsamplitude der NDT im Betrieb der Anlage **10 µm** an der Loslagerseite und **8 µm** an der Festlagerseite. Der Schwingungsverlauf der ND Welle bei anderen Betribszuständen wie z.B. das Abstellen der Anlage und der Betrieb ohne Gehäuseteile weist ein etwas anderes Verhalten mit erhöhter Schwingungsamplitude von bis zu 30 µm auf, welches im anfolgendem Kapitel diskutiert wird. Unter Berücksichtigung dieses Verhaltens wurden auch die Schwellenwerte der Schwingungsüberwachung gesetzt. Eine Warnung wird ab 50 µm ausgegeben, eine Abschaltung ab 60 µm am Festlager und 70 µm am Loslager, da an der Loslagerseite keine Anstreifgefahr des Rotors besteht. Der Rotorspalt beträgt 0,8 mm in der verbauten konfiguration. Aufgrund der Position der Schwingungsgeber und der Lagerung der Welle tritt der gefährliche Kontakt zwischen Rotor und Gehäuse ab einer am Festlager gemessenen Schwingungsamplitude von 0.6 mm (600 µm). Damit ist genügend Abstand zum gesetzten Abschaltwert von 70 µm gegeben. Die Abschaltwerte der Schwingungsüberwachung wurden mit 60 µm bzw. 70 µm so gewählt da derartig hohe Schwingungsamplituden für den Anlagenbetrieb ungewöhnlich sind und ihre Quelle auf jeden Fall untersucht werden muss.

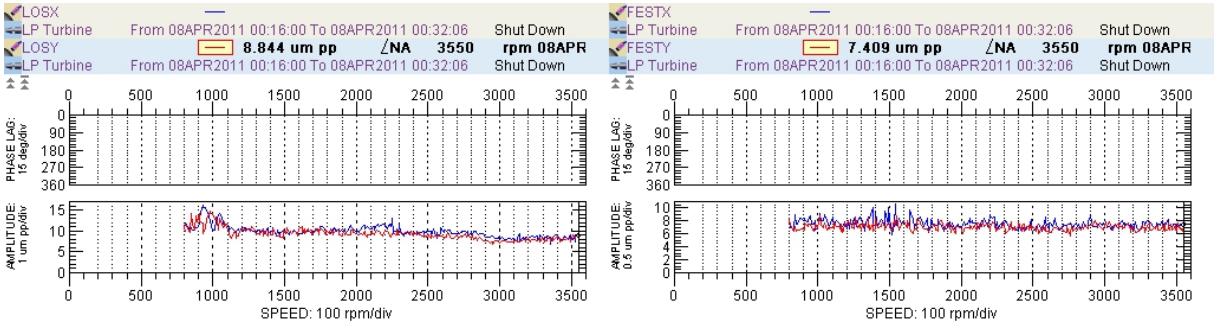


Abbildung 143: Schwingungsverhalten der NDT bei einer Drehzahlrampe 3550-800 U/min

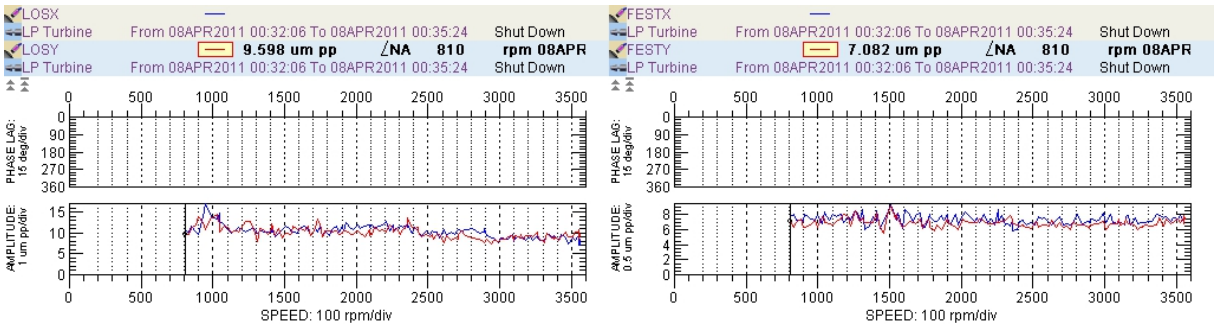


Abbildung 144: Schwingungsverhalten der NDT bei einer Drehzahlrampe 800-3550 U/min

7 Wellendynamik der neuen NDT

7.1 Numerische Berechnung der Eigenfrequenz

Bei der Gestaltung des ND Rotors und insbesondere der Dimensionierung der Welle [18] wurde die Simulation des Schwingungsverhaltens des ND Rotors mit Hilfe des am Institut entwickelten Berechnungsprogramms „Biegeschwing“ durchgeführt [19]. Mit Hilfe dieser Software können die Eigenfrequenzen sowie die Schwingungseigenformen einer Welle willkürlicher Lagerung und Masseverteilung bestimmt werden. Der Berechnungsalgorithmus dieser Software basiert auf dem Prinzip der Übertragungsmatrizen.

7.1.1 Modell mit starrer Lagerung

Zur Verifikation des Berechnungsprogramms wurde zunächst ein einfaches Modell des entworfenen ND Rotors erstellt und die kritische Geschwindigkeit sowohl analytisch als auch mit dem Programm Biegeschwing bestimmt. Bei diesem Modell wurde die Welle als Masselos angesehen und mit einem konstanten mittleren Durchmesser von 120 mm modelliert. Die Lager wurden als starr und isotrop angenommen. Der Rotor wurde gemeinsam mit der Zwischenscheibe in Form einer Punktmasse von 130 kg berücksichtigt. In so einem Fall kann die kritische Geschwindigkeit mit $\omega = \sqrt{\frac{g}{w}}$ [14] bestimmt werden wobei g die Schwerkraftbeschleunigung und w die statische Durchbiegung an der Stelle der Masse ist. Die Resultate der analytischen und der numerischen Berechnung stimmten mit ω=832,5 rad/s exakt überein.

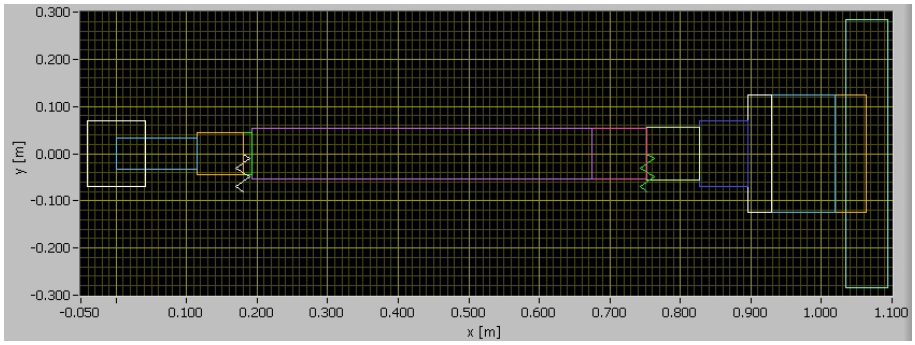
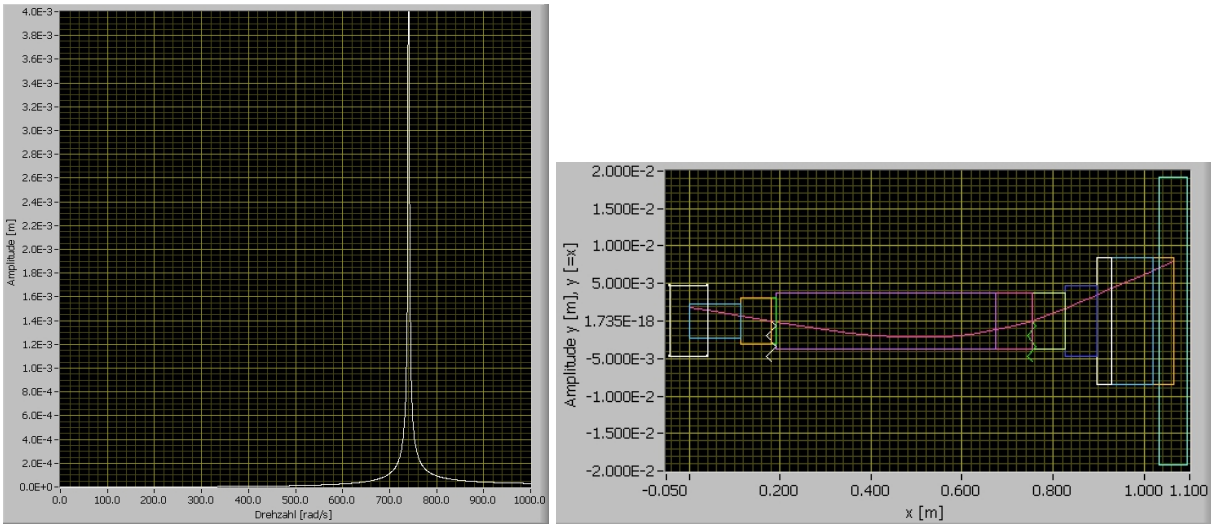


Abbildung 145: Modell des ND Rotors zur Ermittlung der Eigenfrequenz

Beim nächsten Berechnungsschritt wurde die Masseverteilung der ND Welle samt der Kupplung und dem Laufrad nachgebildet. Mit Hilfe dieses, in Abbildung 145 dargestellten Modells wurde eine Berech-



(a) Amplitude

(b) Eigenforn

Abbildung 146: Numerisch ermittelter Amplitudegang und die I Eigenform bei starrer Lagerung

nung mit starren Lagern durchgeführt. Bei starrer Lagerung und kontinuierlicher Masseverteilung liegt die kritische Drehzahl bei 740 rad/s (Abbildung 146 (a)), die dazugehörige Eigenform ist in Abbildung 146 (b) gezeigt. Man sieht, dass die Schwingung rein aus der elastischen Verformung der Welle zustande kommt. Die Lager sind starr.

7.1.2 Modell mit elastischer, isotroper Lagerung

Um das Schwingungsverhalten der ND Welle besser wieder zu geben wurde eine weitere Adaptierung des Berechnungsmodells vorgenommen. Die Lagerung der Welle wurde als elastisch und isotrop betrachtet. Die Werte der Lagersteifigkeit wurden wie folgt bestimmt.

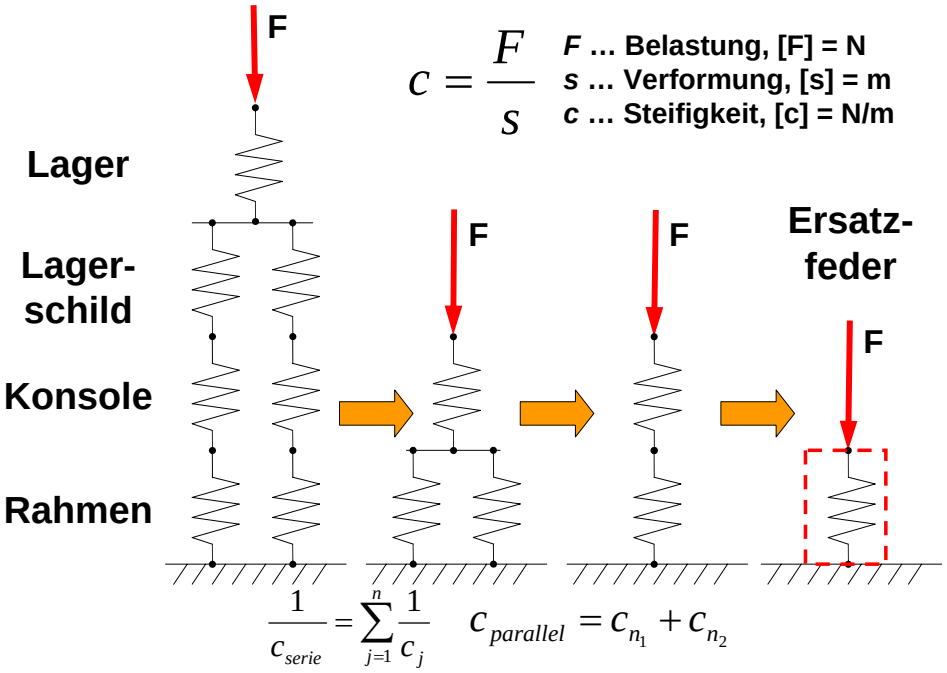


Abbildung 147: Ersatzfeder-Modell der Wellenlagerung in der NDT

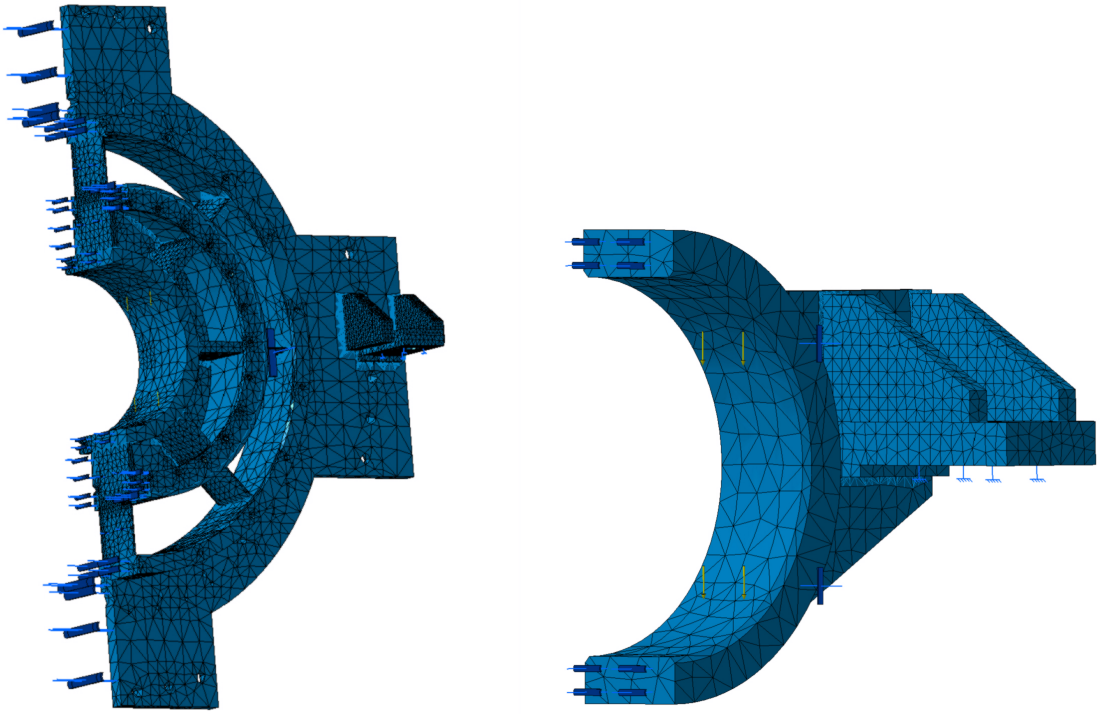
Bestimmung der Lagersteifigkeiten Die Lagerung der ND Welle wurde als eine Serien- und Parallelschaltung von Federn behandelt, wobei jede tragende Komponente der NDT zwischen der Turbinenwelle und dem Fundament als eine Feder modelliert wurde. Das so entstandene Ersatzmodell und seine Vereinfachung zu einer sogenannten Ersatzfeder sind in Abbildung 147 dargestellt. Dieses Modell ist für beide Lagerseiten (Festlagerseite und Loslagerseite) gültig.

Für die Steifigkeiten der Lager (Kapitel 3.4.2) wurden einbauspezifische Herstellerangaben herangezogen. Die Steifigkeiten der restlichen tragenden Bauteile (Lagerschild, Konsole, Rahmen) wurden mit Hilfe einer FEM Berechnung bestimmt, welche mit dem Softwarepaket Catia R15 durchgeführt wurde. Abbildungen 148 (a) und (b) zeigen beispielhaft die vernetzten Modelle der beiden Lagerschilder.

In der Tabelle 19 sind die Steifigkeitswerte der einzelnen Komponenten sowie die Werte der mit dem Ersatzmodell ermittelten Ersatzsteifigkeiten für beide Lagerstellen zusammengefasst.

Tabelle 19: Steifigkeiten c der Wellenlagerung in Z Richtung, [c]=N/m

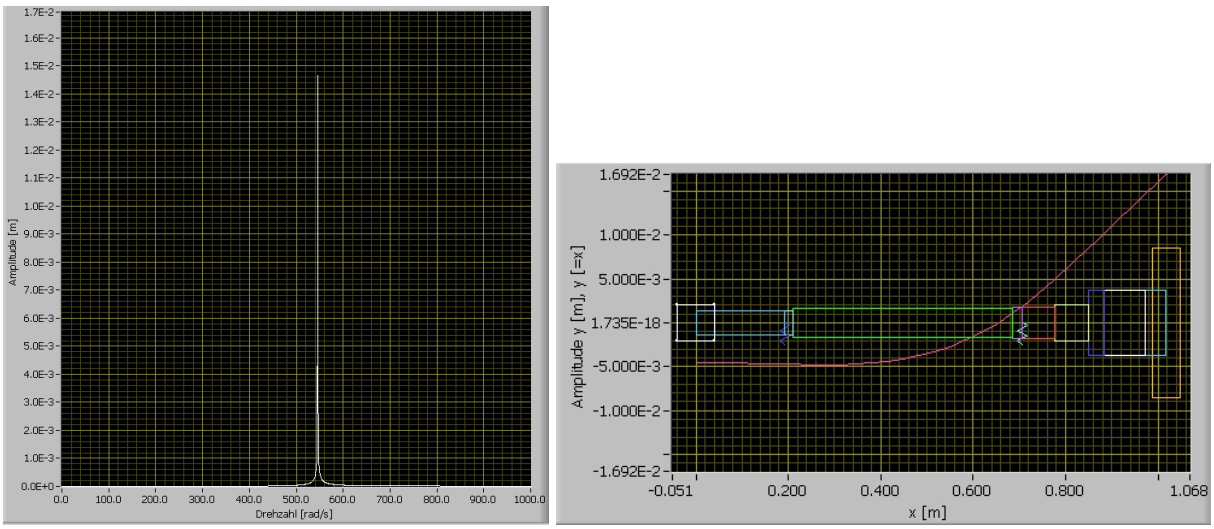
Ebene	Festlager	Loslager
Wälzlager	$9,60 \cdot 10^8$	$1,66 \cdot 10^8$
Lagerschild	$9,71 \cdot 10^8$	$1,88 \cdot 10^9$
Konsole	$1,96 \cdot 10^9$	$3,09 \cdot 10^9$
Rahmen	$1,07 \cdot 10^9$	$4,29 \cdot 10^8$
Summensteifigkeit	$6,56 \cdot 10^8$	$1,11 \cdot 10^8$



(a) Festlagerschild (b) Loslagerschild

Abbildung 148: Vernetztes FEM Modell zur Steifigkeitsermittlung der Lagerschilder der NDT

Abbildung 149 (a) zeigt den berechneten Amplitudenverlauf für die in der Tabelle 19 angegebenen Ersatzsteifigkeiten. In Abbildung 149 (b) ist die entsprechende Eigenform dargestellt. Die berechnete I Eigenfrequenz liegt in dieser Ausführung bei 543 rad/s (5156 U/min) und ist deutlich niedriger als jene der starren Lagerung. Die Eigenform hat sich gegenüber dem Ergebnis mit starrer Lagerung nicht wesentlich geändert. Sichtbar ist der Einfluss der elastischen Lagerung, welcher sich als starke Verformung der



(a) Amplitude (b) Eigenform

Abbildung 149: Numerisch ermittelter Amplitudegang und die I Eigenform bei elastischer, isotroper Lagerung

Lager und dem Wandern des festlagerseitigen Schwingungsknotens nach innen sowie dem Verschwinden des loslagerseitigen Schwingungsknotens bemerkbar macht.

Während die Steifigkeit und die Massenbesetzung der Welle einfach zu bestimmende Faktoren sind, stellt eine exakte Vorausbestimmung der Lagersteifigkeit, insbesondere jener der Wälzlager eine schwierige Aufgabe dar. Die Steifigkeit einer Lagerung stellt eine Funktion der Lagerlast, der Einbaupassung des Lagers, des tatsächlichen Lagerspiels sowie schmierungsspezifischer Faktoren dar. Eine genaue Berechnung der Lagersteifigkeit ist fallspezifisch und wird oft vom Lagerhersteller als Zusatzleistung angeboten. Im vorliegenden Fall wurden allgemein gültige Angaben des Lagerherstellers eingesetzt. Um die Auswirkung der Lagersteifigkeit auf die Lage der Eigenfrequenz der vorgesehenen Rotorausführung darzustellen wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Die Lagersteifigkeit wurde dabei ausgehend von den vorhin bestimmten Werten der Summensteifigkeit (Tabelle 19) im Bereich von $\pm 10^2$ variiert. Die veränderlichen Lagen der Eigenfrequenzen bei verschieden steifer, isotroper Lagerung wurden numerisch bestimmt und sind in Abbildung 150 dargestellt. Wichtig war bei der Auslegung der ND Welle und ihrer Lagerung der Aspekt, dass die Lage der I Eigenfrequenz des Rotors über dem Betriebsbereich der NDT von $\leq 3800\,\mathrm{U/min}$ liegt. Dadurch muss beim Hochfahren der NDT kein Resonanzbereich durchfahren werden, was eine zusätzliche Belastung für die Anlage darstellen würde. Aus Abbildung 150 ist ersichtlich, dass bei geplanter Ausführung der ND Welle und der Lagerung die Eigenfrequenz deutlich über dem Betriebsbereich der Anlage liegt und dies auch bei einer Abweichung der Steifigkeit auf bis zu 30% gegeben ist.

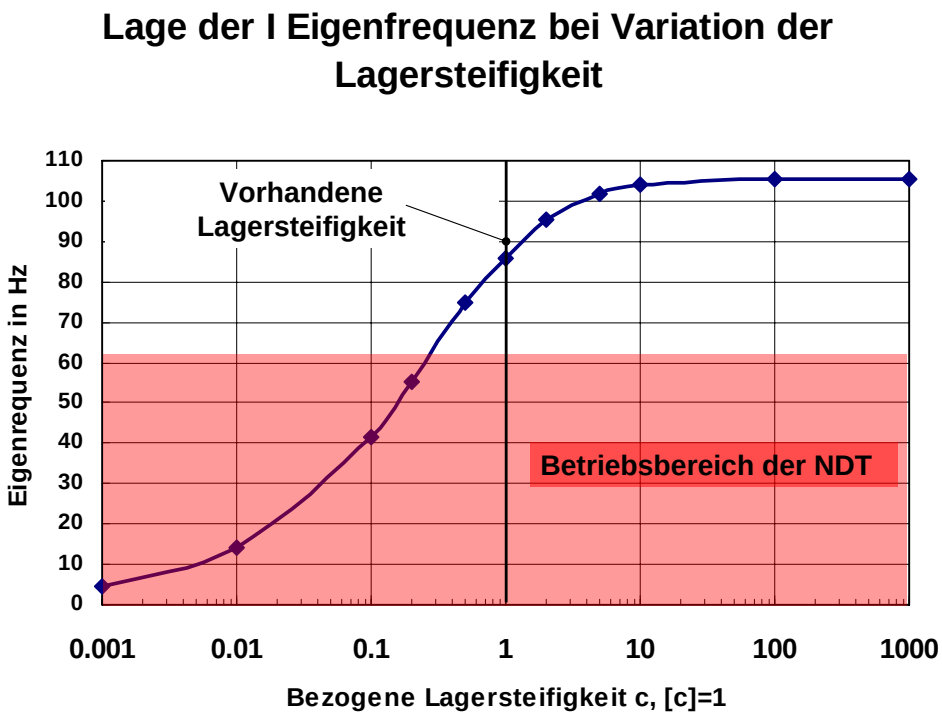


Abbildung 150: Vorausgerechnete Lage der Eigenfrequenz bei verschieden steifer Lagerung des ND Rotors

7.1.3 Modell mit elastischer, anisotroper Lagerung

Aufgrund der thermoelastischen Lagerung der Lagerschilder sowie der steifen Verbindung der NDT und der Mischkammer kann von einer geringfügigen Anisotropie der Lagerung ausgegangen werden. Ausgehend von einem orthotropen Modell mit den Hauptachsen in den Ebenen X-Z(senkrecht) und Y-Z (waagrecht) wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, bei welcher die Lagersteifigkeit in der X-Y Ebene variiert wurde. Als Bezugswert wurde wieder die Steifigkeit der Ersatzfeder aus Tabelle 19 herangezogen. Abbildung (151) veranschaulicht als Beispiel den Amplitudenverlauf einer orthotropen Lagerung, wobei die Lagersteifigkeit in der X-Y Richtung 40% jener in der X-Z Richtung beträgt. Man erkennt die bereits aus dem Kapitel 7.1.2 bekannte Eigenfrequenz von 540 rad/s (5156 U/min) mit einer Schwingungsrichtung

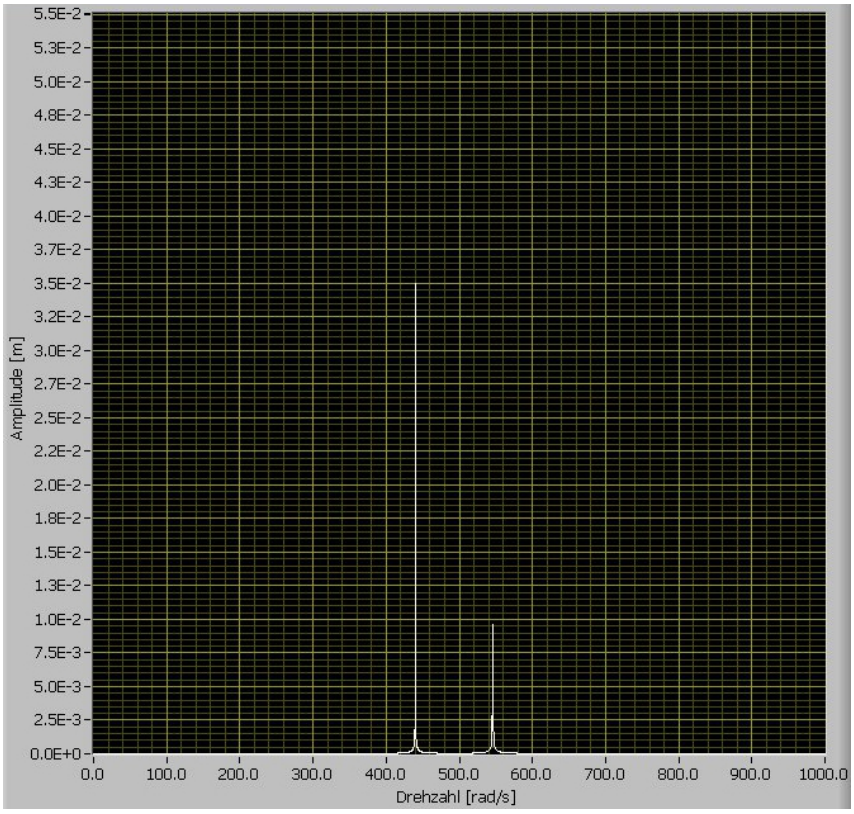


Abbildung 151: Zwei Eigenfrequenzen als Resultat der Berechnung mit dem Modell einer orthotropen Lagerung

in X-Z sowie eine von 440 rad/s (4202 U/min) in X-Y, welche aufgrund einer niedrigeren Lagersteifigkeit in dieser Ebene zu Stande kommt. Der Verlauf der Eigenfrequenz bei variierter Lagersteifigkeit in der X-Y Ebene ist in Abbildung 152 dargestellt. Dieser Verlauf zeigt eine hohe Ähnlichkeit zu jenem in der Abbildung 150 und es ist erkennbar, dass bei einer Verringerung der X-Y Steifigkeit um bis zu 60% ein unterkritischer Betrieb der Anlage möglich ist.

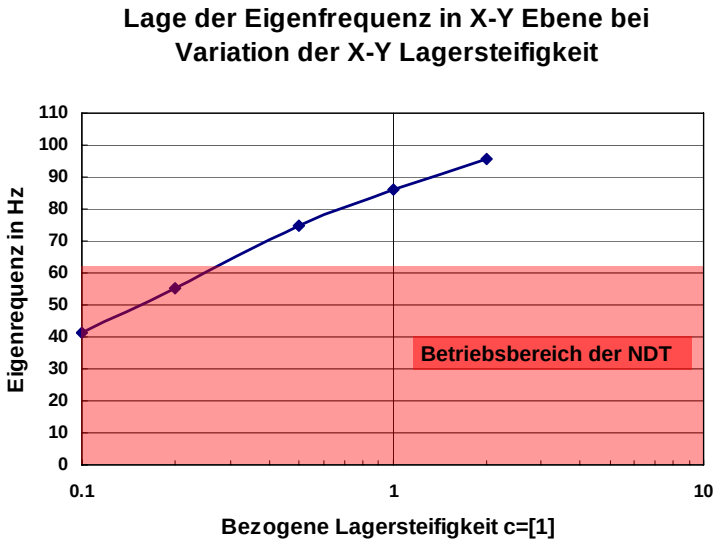


Abbildung 152: Verlauf der Eigenfrequenz bei Variation der Lagersteifigkeit in X-Y Ebene, Steifigkeit in X-Z konstant

7.1.4 Zusammenfassung

Ausgehend von einem Modell mit starrer Lagerung wurde das dynamische Verhalten der NDT anhand eines vorläufigen Entwurfes der ND Welle und der Lagerstellen untersucht. In weiteren Schritten wurde das Modell auf isotrope elastische Lager und abschließend auf orthotrope elastische Lager erweitert. Das Ziel dieser Untersuchung war eine derartige Gestaltung und Dimensionierung des ND Rotors, dass ein unterkritischer Betrieb der Anlage möglich ist. Ausgehend von den Resultaten der in diesem Kapitel gezeigten Berechnungen ist im Betrieb ein ausreichender Abstand zur I biegekritischen Drehzahl gegeben.

7.2 Schwingungsmessung mit Laservibrometerie

Um einen Vergleich mit den Daten der Wellenüberwachung zu bilden, wurde ein alternatives Messverfahren zur Erfassung der Rotorschwingungen angewendet. Die Laservibrometrie stellt ein für diese Aufgabenstellung gut geeignetes Messverfahren dar. Sie basiert auf einem optischen Messprinzip und bildet einen Grundpfeiler der modernen Schwingungsanalyse. Die Verfügbarkeit einer hochwertigen Messausstattung sowie das Vorhandensein des erforderlichen Know-Hows auf dem Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik waren eindeutige Argumente, welche für eine Versuchsreihe unter Einsatz dieser Messtechnik sprachen.

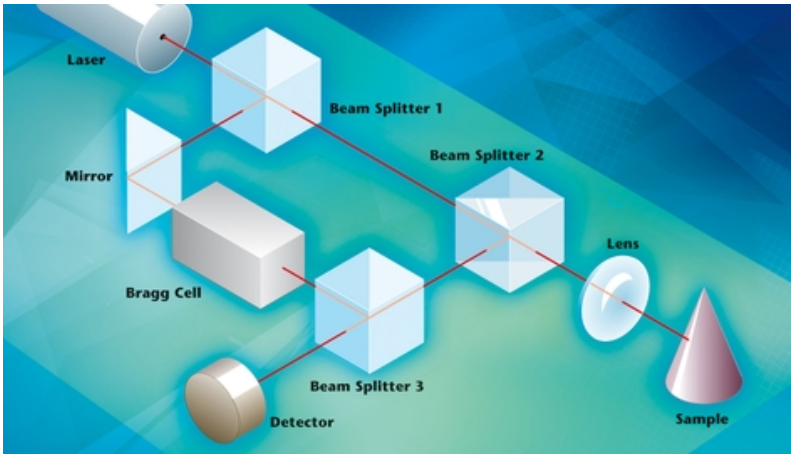
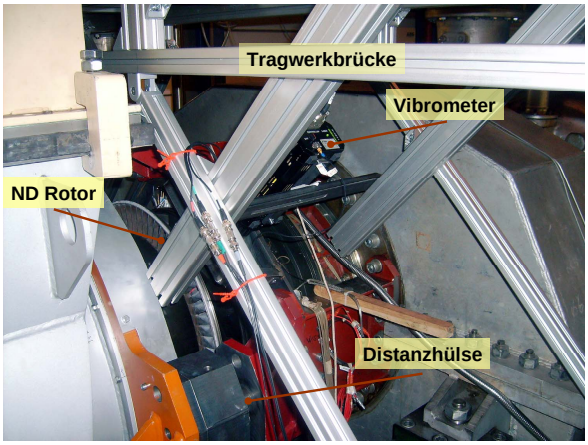


Abbildung 153: Funktionsprinzip eines Laservibrometers Quelle: Polytec

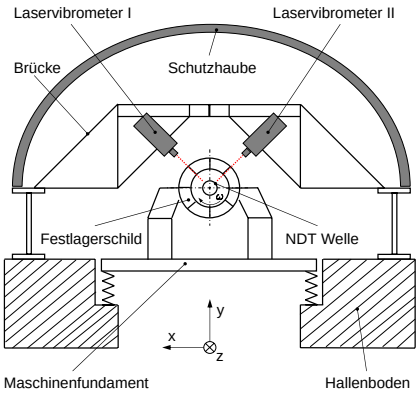
Das Messprinzip eines Laservibrometers basiert auf der Interferenz zweier Laserstrahlen (Objektstrahl und Referenzstrahl), welche durch eine Aufspaltung des Hauptstrahles erzeugt werden (Abbildung (153)). Der Objektstrahl verlässt das Messgerät, wird an der schwingenden, zu messenden Oberfläche reflektiert und wieder im Messgerät eingekoppelt ehe er beim Interferometer anlangt. Der Referenzstrahl hingegen wird direkt zum Interferometer geführt. Durch die Überlagerung dieser beiden Strahlen entsteht im Interferometer ein, mit der zur Schwinggeschwindigkeit proportionalen Dopplerfrequenz ($f_d = 2 \cdot v/\lambda$), moduliertes Signal, welches durch eine abschließnde Demodulation quantitativ erfasst wird. In einer Bragzelle wird der Objektstrahl mit einer konstanten Frequenz moduliert. Dadurch wird erst eine Unterscheidung der Geschwindigkeitsrichtung und somit eine Schwingungsmessung möglich. Mit Hilfe eines Laservibrometers ist eine Erfassung hochfrequenter (oberer kHz Bereich) Schwingungen mit einer kleinen, bis zu einer halben Wellenlänge der eingesetzten Laserquelle (HeNe, rot $\lambda = 633\,\text{nm}$) betragenden, Amplitude möglich. Mit diesem Messverfahren wird die Geschwindigkeit der schwingenden Oberfläche erfasst. Am Ausgang des Messgerätes liegt somit ein geschwindigkeitsproportionales Spannungssignal vor. Das Einsatzgebiet eines solchen Vibrometers ist sehr breit, jedoch stellt eine spiegelnd reflektierende Oberfläche des Messobjektes ein notwendiges Kriterium für eine erfolgreiche Messung dar.

7.2.1 Messaufbau

Um einen vollständigen Satz der Schwingungsdaten inklusive der Zapfenbahn (orbit) zu erhalten, wurden ähnlich zum Prinzip der Wellenüberwachung 2 Vibrometer in einer Ebene eingesetzt. Diese wurden symmetrisch zur Hochachse der Anlage unter einem Winkel von 90° zu einander in der Umfangsebene der NDT



(a) Aufstellung der Messgeräte

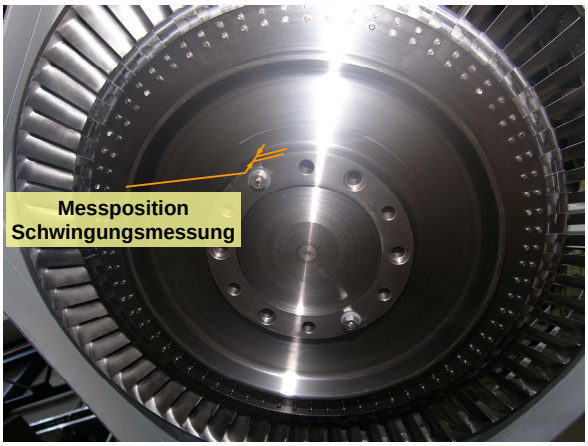


(b) Schematische Darstellung des Messaufbaus

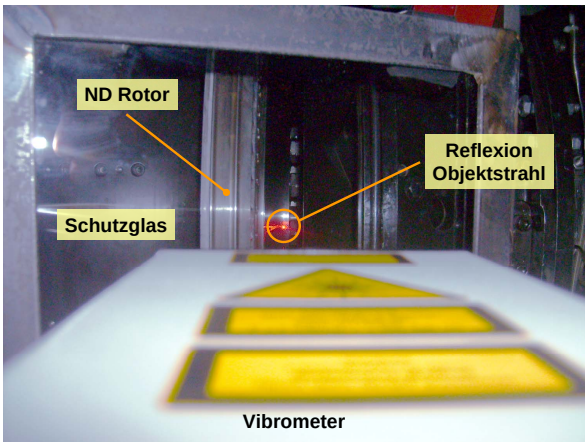
Abbildung 154: Messanordnung zur Schwingungsmessung der ND Welle

positioniert. Beide Messgeräte sind vom Typ: "Polytec OFV 353". Um die Vibrometer vor den energiereichen, hochfrequenten Schwingungen der Anlage zu schützen, wurden die beiden Messgeräte auf einer aus 40x40 mm Aluminiumprofilen der Serie 8 des „ITEM" Systembaukastens gebauten Tragwerkbrücke befestigt. Die Brücke liegt auf steifen Trägern der Schutzhaube auf, welche fest mit dem Hallenboden verankert sind. Dadurch ist eine von dem federnd gelagerten Maschinenfundament der Versuchsturbine entkoppelte, erschütterungsarme Lagerung der Messgeräte gewährleistet. Der Versuchssaufbau und die Anordnung der Messtechnik sind in Abbildung 154 (a) und schematisch in Abbildung 154 (b) dargestellt.

Als reflektierende Oberfläche für die Schwingungsmessung wurde ein 5 mm breiter zylindrischer Abschnitt am Rotorflansch des ND Rotors gewählt (Abbildung 155 (a)). Um einen optischen Zugang zum Rotor zu ermöglichen, wurde die NDT ohne der Gehäuseteile Rotors und mit einem Spalt von 30 mm zwischen dem TMTF und dem Rotor betrieben. Dadurch war es möglich den Laserstrahl direkt auf den Rotor zu richten. Abbildung 155 (b) zeigt die beschriebene Zugangsmöglichkeit zum Rotor in betriebsbereitem Zustand der Anlage, aus der Perspektive des ausgerichteten Messgerätes. Um trotz des benötigten Spaltes eine starre Verbindung zwischen der HDT und der NDT zu gewährleisten, wurden geeignete Distanzhülsen angefertigt und zwischen den tragenden Verbindungsteilen platziert (Abbildung 154 (a)). Die Optik beider Laservibrometer wurde durch die Installation von 2 jeweils 8 mm dicken Glasscheiben vor einer Verschmutzung durch die aus dem Anlagenspalt austretende Luft geschützt. Diese Scheiben wurden unter einem Winkel von 45 ° zum Objektstrahl angebracht, damit der Reflexionsstrahl



(a) Messposition am ND Rotor



(b) Strahlreflexion am ND Rotor

Abbildung 155: Messposition

der Scheiben abgelenkt wird und die Messung durch die Glasschwingung nicht beeinflusst wird.

Vor der Versuchsfahrt wurde die stählerne Messoberfläche poliert und gründlich gereinigt um einen möglichst hohen Reflexionskoeffizient zu erzielen und so eine maximale Signalgüte zu gewährleisten. Anschließend erfolgte ein sogenannter „slow roll“ des ND Rotors. Dabei wurde der Rotor langsam manuell gedreht und die Rundheit sowie die Oberflächengüte der Messoberfläche mit Hilfe einer Messuhr und eines Vibrometers überprüft. Da keine nennenswerten Abweichungen ($\leq \pm 0,01\,\mathrm{mm}$) festgestellt wurden, war keine weitere Kompensation notwendig.

7.2.2 Gemessene Betriebszustände

In einer solchen offenen Konfiguration wurde das Schwingungsverhalten des Rotors während 4 verschiedener Betriebsarten der NDT untersucht. Die restlichen Anlagenkomponenten (HDT, GHH) wurden im Betriebspunkt (DP) betrieben, um einen ausreichenden Massenstrom und somit eine für das gesamte Betriebsdrehzahlband der NDT notwendige Antriebsleistung zu gewährleisten. Diese 4 Betriebsarten waren:

- Betrieb bei konstanten Drehzahlen
- Drehzahlrampe nach oben
- Drehzahlrampe nach unten
- Auslaufen der NDT ohne Last

Konstante Drehzahlen Die Schwingungsmessung erfolgte bei mehreren konstanten, durch die Wasserbremse geregelten Drehzahlen der NDT. So wurden die Messungen sequentiell in einem Drehzahlbereich zwischen 3550 U/min und 330 U/min, bei einer Drehzahländerung in 50 U/min Schritten durchgeführt. Der entsprechende zeitliche Verlauf der Drehzahl ist in Abbildung 156 dargestellt.

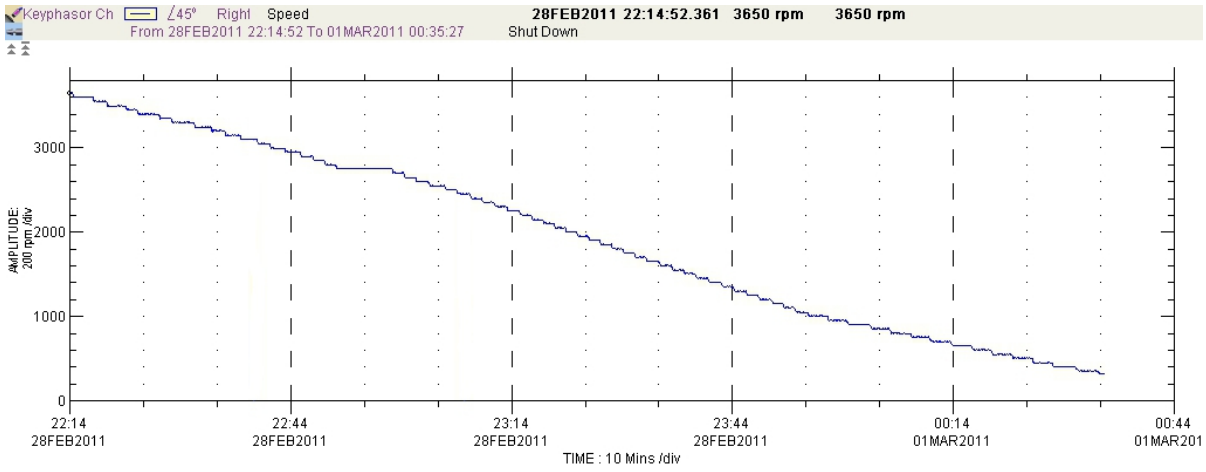


Abbildung 156: Drehzahlverlauf der NDT während der Messung bei stationären Drehzahlen

Drehzahlrampen nach oben und nach unten Schwingungsmessung während einer kontinuierlichen Drehzahlabsenkung von 3550 U/min auf 330 U/min und zurück in jeweils 120 s. Die Rampen wurden mit diesen Parametern in der Steuerung der Wasserbremse angelegt und automatisch ausgeführt. Die zeitlichen Verläufe der Drehzahl sind in den Abbildungen 157 und 158 dargestellt.

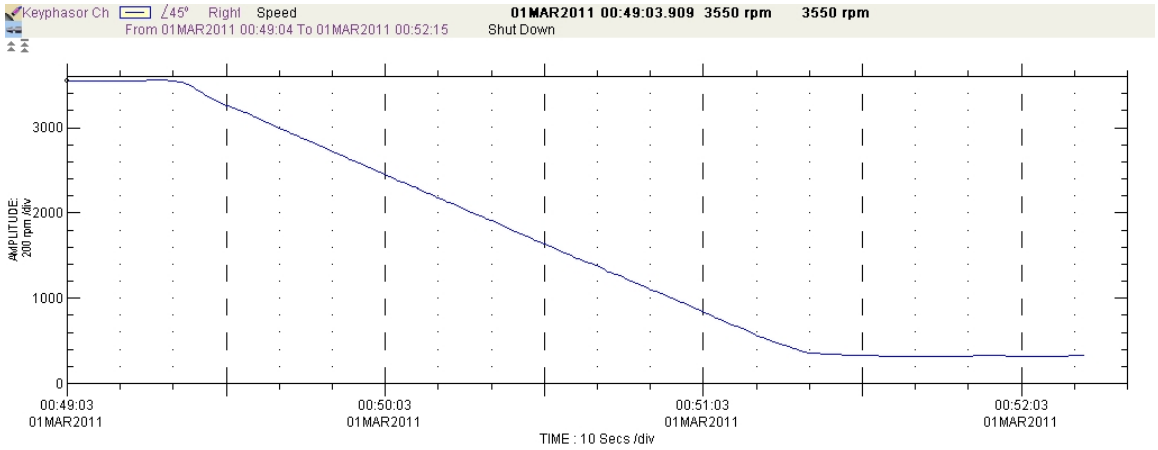


Abbildung 157: Drehzahlverlauf der NDT während der Messung bei einer abfallenden Drehzahlrampe

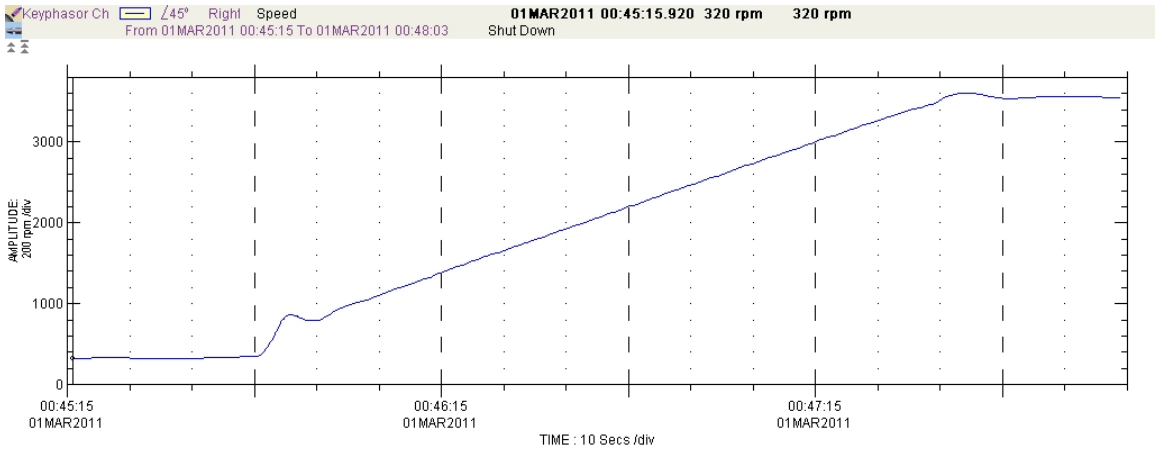


Abbildung 158: Drehzahlverlauf der NDT während der Messung bei einer ansteigenden Drehzahlrampe

Auslaufen der NDT ohne Last Bei einer Drehzahl der NDT von 3600 U/min wurde die gesamte Anlage auf herkömmliche Weise, durch rasches Zurücknehmen der Verichteranlagenleistung abgestellt. Dabei konnte der Rotor der NDT ohne Fremdeinfluss von 3600 U/min bis zum Stillstand auslaufen. Abbildung 159 zeigt den zugehörigen zeitlichen Drehzahlverlauf.

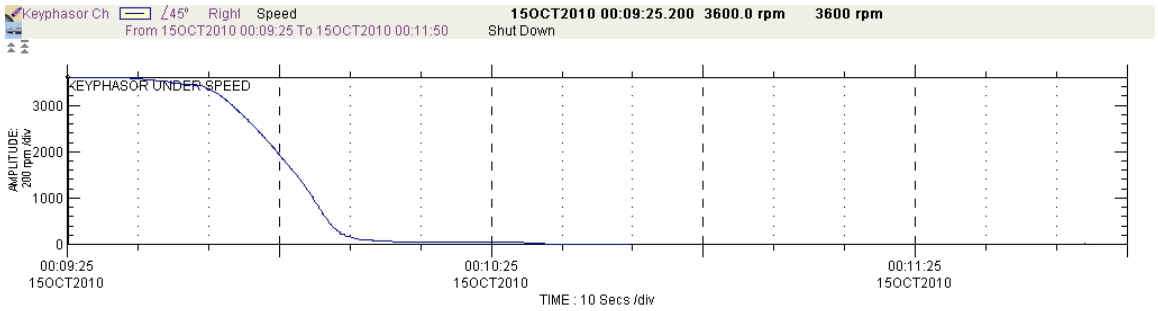


Abbildung 159: Drehzahlverlauf der NDT während der Messung bei einem lastlosen Auslauf des Rotors

Als Referenz und zur Kennzeichnung einer vollen Umdrehung wurde bei der Laservibrometermessung das Keyphasorsignal der ND Wellenüberwachung herangezogen.

7.2.3 Auswertung der Messungen

Nach dem Abschluss dieser 4 Messungen stand die Schwingungsinformation in Form digitaler zeitlicher Datenreihen der beiden Vibrometer $v_1(t)$ und $v_2(t)$ zur Verfügung. Zu einer wegen der besseren Übersicht bevorzugten Darstellung zeitperiodischer Signale wurde eine Transformation der Daten in den Frequenzraum durchgeführt. So erfolgte der Übergang zum $V_1(X)$ und $V_2(X)$ mit Hilfe einer durch $V_k(X) = \int_{-\infty}^{\infty} v_k(t)e^{iXt}dt$ definierten Fourier-Transformation, wobei V_k das mit dem Vibrometer k ($k = (1, 2)$) erfasste Frequenzspektrum der Schwinggeschwindigkeit und X der dazugehörige Frequenzvektor sind. Das aufgrund der Schwingungen der Vibrometer und der Anlagenstrukturen sowie der starken Dichtefluktuationen der Luft [11] im offenem Messquerschnitt stark vertretene Rauschen konnte durch eine Mittelung im Frequenzbereich $\overline{V_k} = \frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n} V_{k,j}$ abgesenkt werden. Wobei V_{kj} die Fourier-Transformierte eines mit Hilfe des Triggersignals ermittelten, eine ganzzahlige Anzahl von Umdrehungen beinhaltenden, Zeitvektors ist. Entgegen der Messung im Zeitbereich, wo die Auflösung mit steigender Abtastfrequenz feiner wird, ist für die Darstellung im Frequenzbereich die Länge des Frequenzvektors $X = \frac{x}{f_s}$, welche als Quotient aus der Anzahl der gesammelten Werte im Zeitbereich und der Abtastfrequenz gebildet wird, entscheidend. Je länger der Vektor X, um so feiner wird die Auflösung im Frequenzbereich, so daß für eine Auflösung von 1/10 Hz ein Signalzeitfenster von 10 s benötigt wird. Da für eine Mittelung mehrere solche Zeitfenster notwendig sind, wird eine entsprechend lange Messdauer benötigt, was bei Betriebspunkten mit konstanter Drehzahl keinen zusätzlichen Aufwand verursacht. Bei niedrigen Drehzahlen kann es erforderlich sein, die Aufnahmedauer weiter zu erhöhen, da die Zeitfensterlänge mit sinkender Drehzahl ansteigt. So beträgt die Dauer einer Umdrehung bei 3600 U/min 1/60 s, im unteren Drehzahlbereich bei 360 U/min sind es bereits 1/6 s. Dieser Effekt trat insbesondere bei der Auswertung der Messdaten, welche während des Auslaufs 3600 U/min - Stillstand gesammelt wurden, in Erscheinung. Während die Drehzahländerung bei einer Rampe moderat gewählt wurde, war der Drehzahlabfall im unteren Bereich des Auslaufs so schnell, dass immer weniger Zeitreihen bei vergleichbaren Drehzahlen zur Verfügung standen und das Rauschen unter 330 U/min dominiert hat. Aus diesem Grund wird bei industriellen Anwendungen eine kontinuierliche drehzahlproportionale Anpassung der Abtastfrequenz in die Hardware der Schwingungsmessung implementiert. In dem hier beschriebenen Fall würde eine solche professionelle Lösung den verfügbaren finanziellen Rahmen weit überschreiten und konnte daher für die Laservibrometermessungen nicht realisiert werden. Eine gute Alternative bietet die in diesem Fall angewendete nachträgliche softwaregestützte Datenverarbeitung an. Die Verarbeitung der während der instationären Betriebsarten (Rampe, Auslauf) gesammelten Daten erfolgte durch Anwendung einer Fensterfunktion auf die Zeitreihen ähnlicher Drehzahlen und eine anschließende Mittelung im Frequenzbereich. Entsprechend den Eigenschaften der Fourier-Transformation wurde abschließend aus dem gemittelten Schwinggeschwindigkeitsvektor mit Hilfe von $\overline{S_k(X)} = 1/2\overline{V_k}(0)\delta(X) + \frac{1}{j2\pi X}\overline{V_k}(0)$, was einer Integration im Zeitbereich entspricht, der Schwingweg berechnet.

Schwingungsdarstellung im zweiseitigen Spektrum Eine spektrale Darstellung der Schwingungsamplitude kann für mehrere Drehzahlen in Form eines sogenannten Wasserfall-Diagrammes dargestellt werden. Eine solche Darstellung bietet eine übersichtliche Wiedergabe des Schwingungsverhaltens im gesamten Betriebsbereich der Anlage. Der wesentliche Nachteil dieser Darstellung besteht aus der Verarbeitung der Information von einem einzelnen Geber bzw. Messgerät. Damit wird nur die Amplitude in der Schwingungsrichtung des Gebers erfasst und es liegt keine Information zur Größe des Maximalauschlages und seiner Phasenlage vor. Eine zweiseitige Darstellungsweise, das sogenannte „Full Spectrum“ verwendet die Information zweier Schwingungsaufnehmer und bietet damit eine vollständige Darstellung des Schwingungsverhaltens. Dieses zweiseitige Spektrum wurde 1993 durch die Bently Nevada Corporation eingeführt und stellte das einseitige Spektrum in den Hintergrund [9], [14]. Das zweiseitige Spektrum gibt eine Auskunft über die Amplitude und die Phase einer Schwingung, welche aus den Signalen beider Schwingungsaufnehmer ermittelt wird. Die Darstellung basiert auf dem elliptischen Verlauf der gefilterten, drehzahlsynchronen Zapfenbahnen. Eine solche Ellipse kann mit Hilfe von zwei gegenläufig rotierenden Zeigern beschrieben werden (Abbildung 160). Dadurch werden zwei Zapfendurchlaufrichtungen definiert: eine in der Drehrichtung der Welle (Gleichlauf (+)) und und eine in der entgegenge-

setzten Richtung (Gegenlauf (-)). Im zweiseitigen Spektrum, welches anschließend zur Darstellung der Messresultate verwendet wurde, sind diese beiden Zeiger dargestellt. Die Bestimmung der Gleich- und Gegenlaufkomponenten erfolgt mit Hilfe der komplexen Fourier-Transformation unter Verwendung der Signale beider Schwingungsaufnehmer. Das in der positiven Halbebene liegende Frequenzspektrum $R(X)$ wird gebildet mit: $\overline{R(X)} = \overline{S_1}(X) + i\overline{S_2}(X)$ mit $X > 0$, für jenes in der negativen Halbebene gilt: $\overline{R(X)} = \overline{S_1}^*(X) + i\overline{S_2}^*(X)$ mit $X \leq 0$ [14].

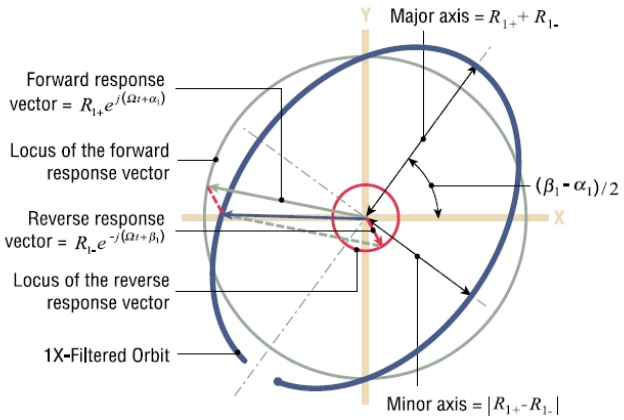
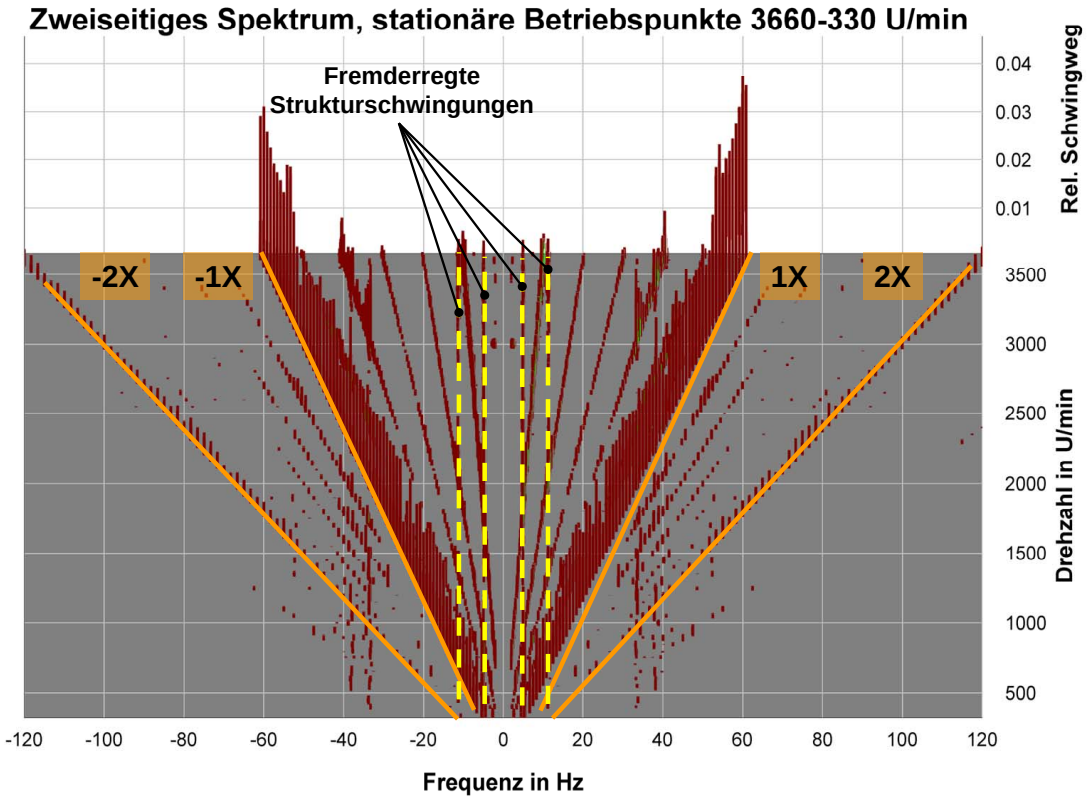


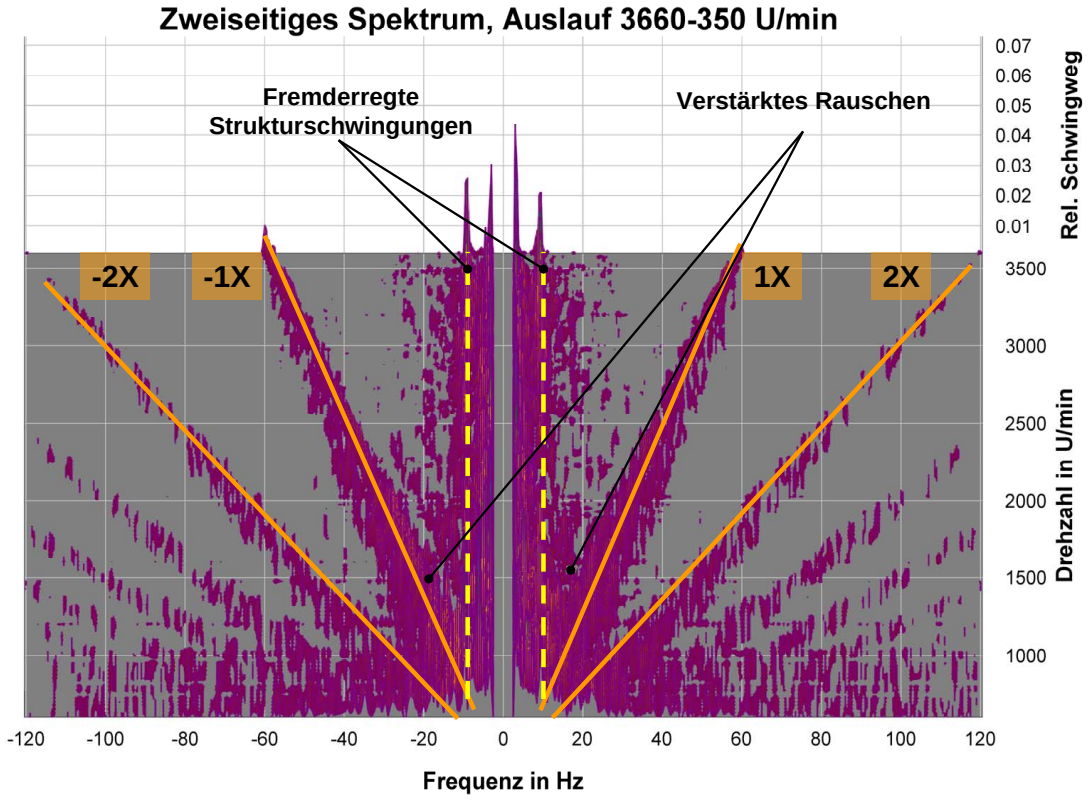
Abbildung 160: Darstellung des Gleich- und Gegenlaufes [9]

7.2.4 Messergebnisse

Abbildungen 161 (a), (b) und 162 (a), (b) zeigen die während der 4 Betriebsarten ermittelten Amplitudengänge der Schwingwege. Diese Darstellungsart hat den Vorteil, dass ein direkter Vergleich mit den Daten der Schwingungsüberwachung gebildet werden kann. Einen Nachteil stellt die Unterdrückung der hochfrequenten Anteile und das Hervorheben der niederfrequenten bei der für die Berechnung des Schwingweges angewendeten Integration dar. Aufgrund der diskreten Transformation ist die Darstellung der Schwingungsamplitude im Frequenzbereich nicht exakt. Aus diesem Grund handelt es sich in den Abbildungen 161 (a), (b) und 161 (a), (b) um bezogene Größen. Markiert sind die Verläufe der positiven und der negativen Drehzahlharmonischen (1X bzw. -1X), sowie jene der Doppelten (2X bzw. -2X). Zu sehen ist ein kontinuierlicher Anstieg der Amplitude mit steigender Drehzahl. In den Bildern 161 (a) und 161 (b), (c) sind Schwingungen bei konstanter Frequenz zu erkennen. Da die Frequenz dieser Schwingung konstant ist erfolgt die Haupterregung durch eine andere Quelle als der ND Rotor. Ihre Entstehung ist auf die Anregung der Vibrometer durch den aus dem für die Messung vorbereiteteten Gehäusespalt austretenden Freistrahl zurückzuführen. Die niederfrequenten konstanten Strukturen bei (4 und 8 Hz, Abbildungen 162 (a) und (b)) sind die Schwingungen des schweren Vibrometerkopfes auf der Tragbrücke, bei den höherfrequenten (35 und 40 Hz, Abbildungen 162 (a) und (b)) handelt es sich um jene der Tragwerkbrücke. Das in der Abbildung 161 (b) dargestellte Spektrum des Auslaufs der Turbine wurde bei einem anderen Aufstellungsprinzip der Vibrometer aufgenommen. Die Vibrometer wurden auf Stativen befestigt und hatten einen weichen Aufbau zu Folge.

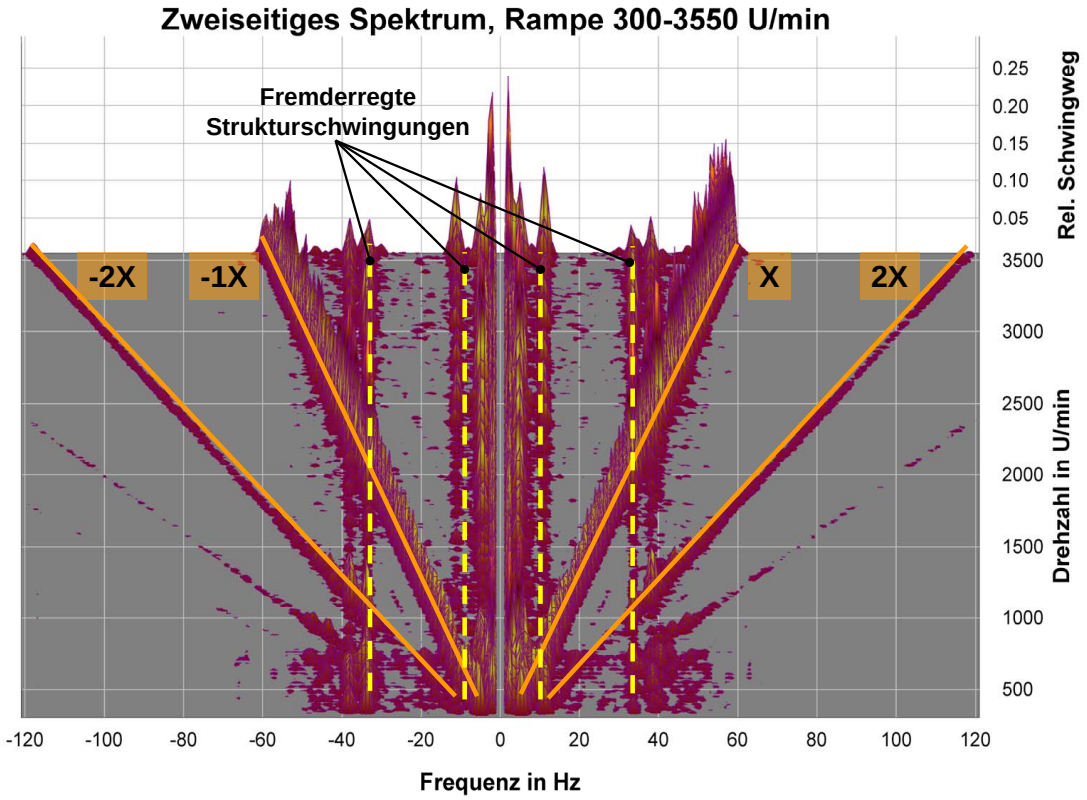


(a) Stationäre Drehzahlen

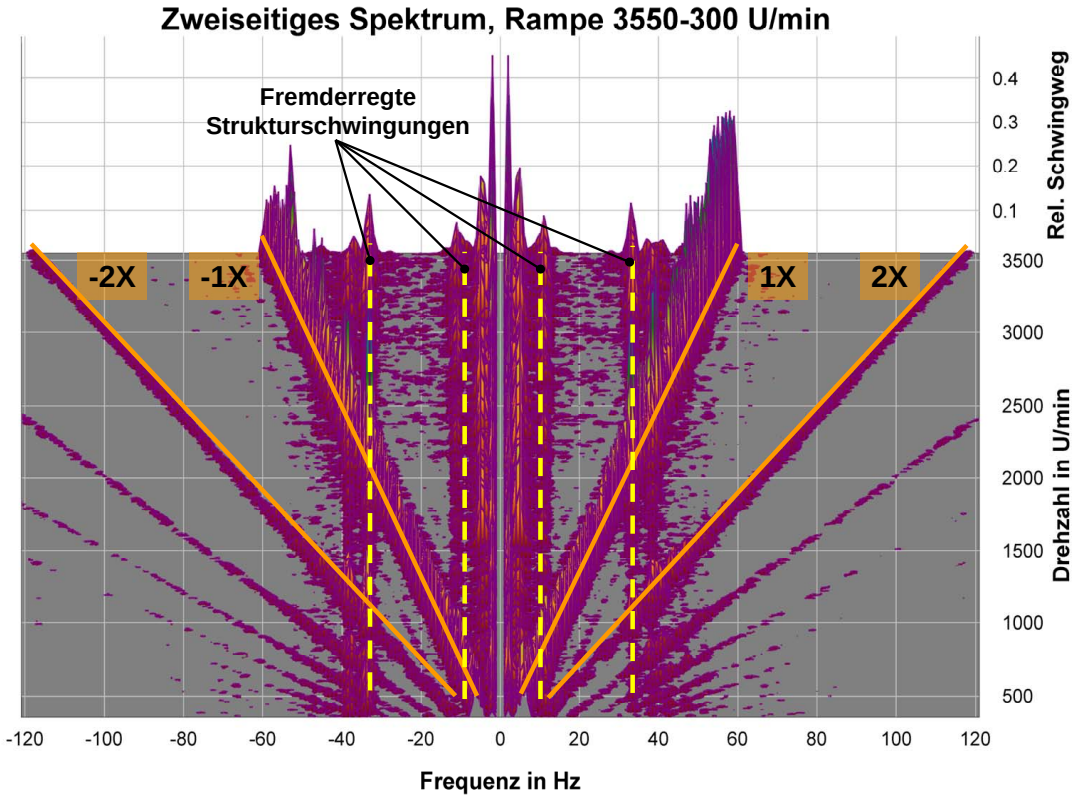


(b) Auslauf

Abbildung 161: Zweiseitiges Spektrum des Schwingweges (Vibrometer)



(a) Rampe ansteigend



(b) Rampe abfallend

Abbildung 162: Zweiseitiges Spektrum des Schwingweges (Vibrometer)

7.2.5 Validierung der Vibrometer-Messung mit Hilfe der Wellenüberwachung

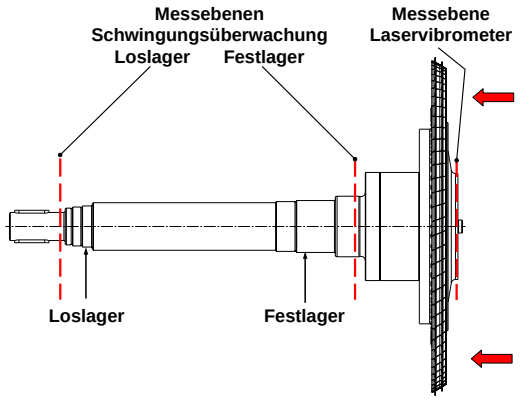


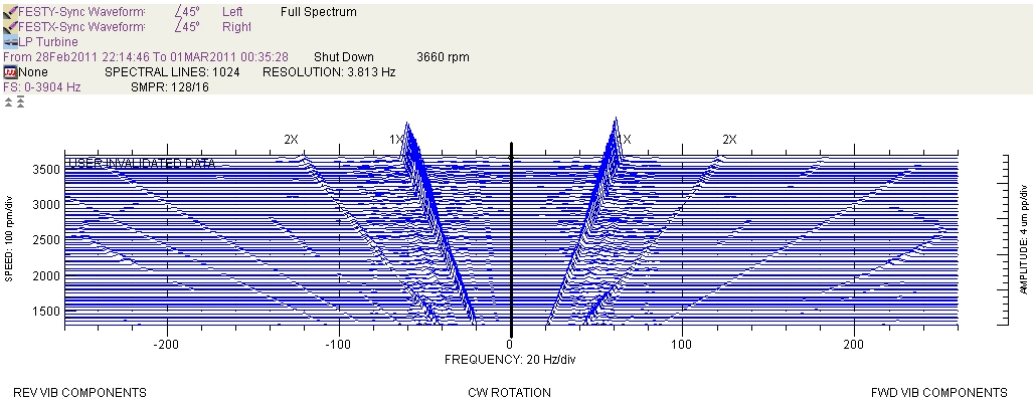
Abbildung 163: Messebenen der Wellenüberwachung und des Laservibrometers

Zur Validierung der Laservibrometermessung wurden die Schwingungsdaten der ND Welle mit Hilfe des Wellenüberwachungssystems zeitsynchron aufgezeichnet. Abbildung 163 zeigt die Messebenen der Wellenüberwachung und jene der Laservibrometermessung. Der wesentliche Unterschied dieser beiden Messarten ist der Bezugspunkt. Die Geber der Schwingungsüberwachung sind in den fest an den Wellentunnel angeschraubten Lagerdeckeln untergebracht. Bei der Messung werden somit nur die Verformungen der Welle sowie jene der Wälzlager und gegebenfalls das Lagerspiel registriert. Das kleine Gewicht der Geber und ein steifer Aufbau hat eine beabsichtigte hohe Eingenfrequenz des Messaufbaus zur Folge, um potentielle Störeinflüsse durch Eigenschwingungen der Geber zu eliminieren. Mit dem Laservibrometer wurden dagegen auch die Schwingungen des Fundamentes und die Verformungen der tragenden Strukturen sowie jene der Vibrometer-Aufstellung registriert.

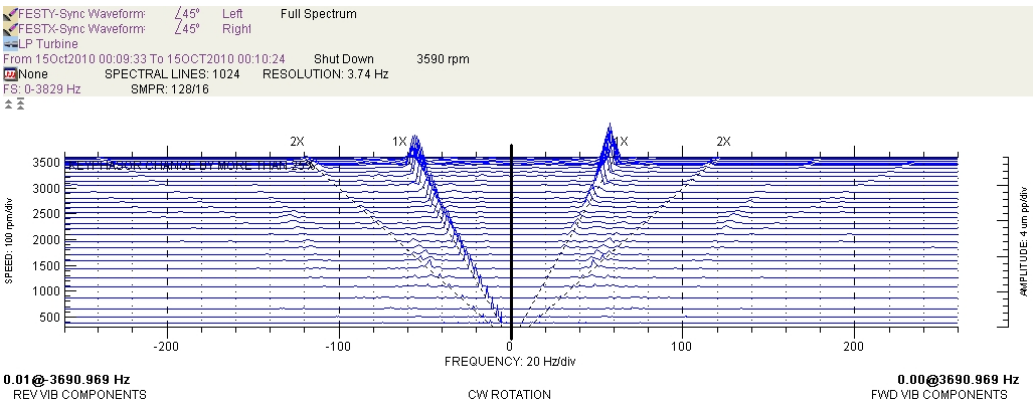
Die mit Hilfe der Wellenüberwachung aufgenommenen zweiseitigen Spektren für die stationären Messungen, den Auslauf und die beiden Rampen sind in den Abbildungen 164 (a)-(d) dargestellt.

7.2.6 Vergleich der Ergebnisse beider Messverfahren

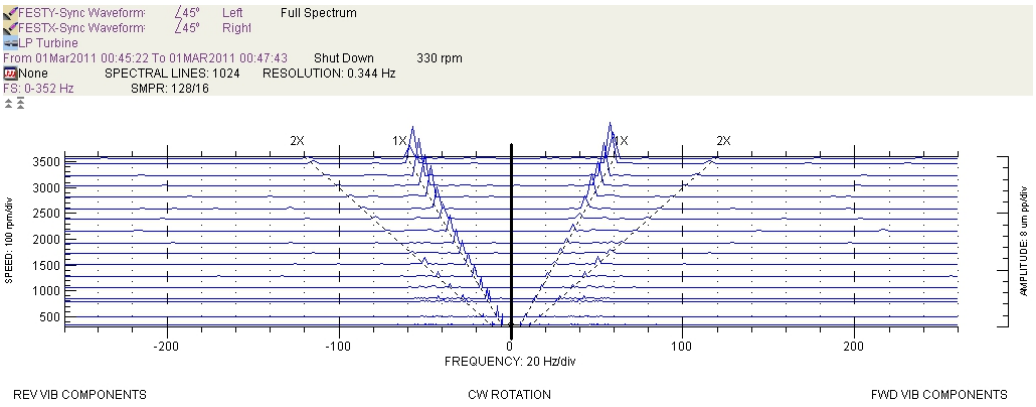
Sowohl die mit dem Laservibrometer gemessenen als auch jene mit Hilfe der Wellenüberwachung aufgenommenen Schwingungsspektren beim beidseitigen Durchfahren der Drehzahlrampe (Abbildungen 162 (a), (b) und 164 (c), (d)), weisen eine hohe qualitative Ähnlichkeit auf. Die Ähnlichkeit der Spektren untereinander zeigt ein reproduzierbares und hysteresefreies Schwingverhalten der ND Welle beim beidseitigen Anfahren der Rampe. Auch die bei stationären Drehzahlen durchgeführten Messungen (Abbildungen 161 (a) und 164 (a)) zeigen vergleichbare Resultate. Die Ähnlichkeit der mit beiden Messarten erstellten Amplitudenverläufe bestätigt die mit dem Laservibrometer erzielte Ergebnisse, sowie den Messaufbau. Der Auslauf der ND Welle wurde mit einem anderen, weicheren Messaufbau, bei dem die Montage der Laservibrometerköpfe auf Stativen erfolgte, aufgenommmen. Das Geschwindigkeitssignal konnte gut gefiltert werden und enstpricht den Erwartungen, während beim Wegsignal (Abbildung 161 (b)) die höherfrequenten Anteile unterdrückt wurden und so ein Anstieg der Amplitude mit sinkender Drehzahl vorgetäuscht wird.



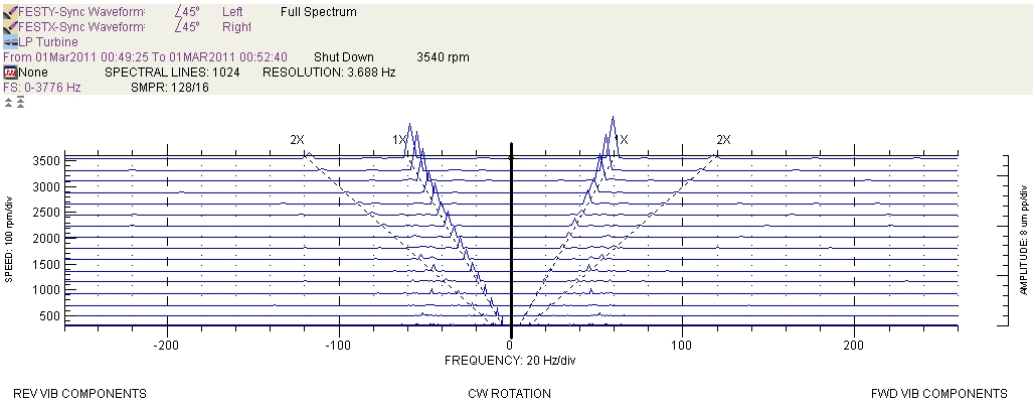
(a) Stationäre Drehzahlen



(b) Auslauf



(c) Rampe ansteigend



(d) Rampe abfallend

Abbildung 164: Zweiseitiges Spektrum des Schwingweges am Festlager (Schwingungsüberwachung)

7.3 Schwingungsverhalten der NDT bei verschiedenen Betriebszuständen und Vergleich mit den Resultaten der numerischen Berechnug

Wie bereits in Kapitel 6.2.1 gezeigt wurde weist die NDT im Betrieb eine niedrige Schwingungsamplitude von **10 µm** an der Loslagerseite und **8 µm** an der Festlagerseite auf, welche auch während eines längeren Aufenthaltes (bis zu 8 Std.) im Betriebspunkt aufrecht bleibt. Diese Aussage ist auch für den Betrieb in den anderen Betriebspunkten gültig. Abbildung 143, auf Seite 97 zeigt beispielhaft eine mit der NDT gefahrene Drehzahlrampe von 3550 U/min auf 800 U/min und bestätigt die oben gemachten Aussagen. Betrachtet man andere Betriebszustände wie das Anfahren und das Abstellen der Anlage und insbesondere die Messungen mit dem Vibrometer so steigt die Schwingungsamplitude auf bis zu 30 µm an. Abbildung 165 zeigt beispielhaft den Verlauf der Amplitude am Festlager beim Abstellen der Anlage nach einem längeren Betrieb im ADP.

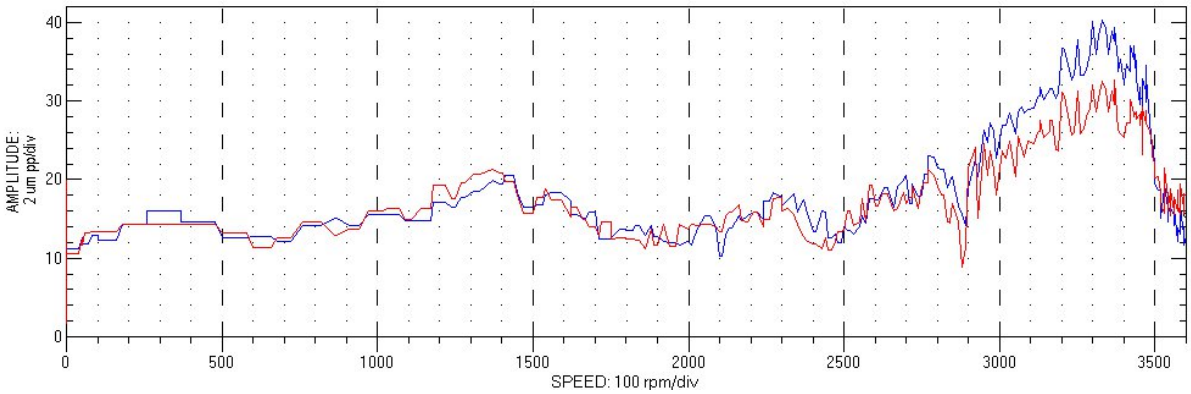


Abbildung 165: Verlauf der Schwingungsamplitude beim Auslauf der NDT

Die rote Linie entspricht dem Signal des linken Sensors, die blaue jenem des Rechten. Erkennbar ist der Anstieg der Amplitude nach dem Abstellen der Verdichter Anlage und dem Abfallen der NDT Drehzahl. Eine solche Amplitudenüberhöhung im Bereich zwischen 2500 U/min und 3500 U/min stimmt mit den Resultaten der Berechnung nicht überein, welche für eine derart steife Welle und Lagerung die Lage der I Eigenfrequenz im Bereich von 5156 U/min voraussagten. Betrachtet man die Angaben des Lagerherstellers (Tabelle 20) so liegt die statistisch mittlere Lagerlufttoleranz der verbauten Lager im Bereich von 35 µm an der Festlagerseite und 24 µm an der Loslagerseite und entspricht auch der beobachteten Amplitudenüberhöhung.

Tabelle 20: Mittlere Lagerluft der verbauten Lager [21]

Lager	Wellendurchmesser in mm	Lagerlufttoleranz in µm	mittlere Lagerluft
NJ 1024 M1	120	15-55	35
6019	95	12-36	24

Die niedrige Amplitude im Betrieb der Anlage entsteht durch die Versteifung der Lagerung und insbesondere durch eine spielfreie Führung im belasteten Vierpunktlager. Der Achsdruck beträgt im Betrieb der Anlage bis zu 12 kN im ADP und gewährleistet so eine Vorspannung der Lagerung und einen nahezu schwingungsfreien Betrieb der NDT im breiten Drehzahlband. Beim Hoch- bzw. beim Runterfahren der Anlage und insbesondere bei Versuchen mit offenen Gehäuseteilen ist der Achsdruck wesentlich geringer und der stabilisierende Effekt des Vierpunktlagers ist nicht mehr gegeben. Dabei kommen Schwingungsamplituden zustande welche im Bereich des Lagerspiels liegen.

Weder bei laseroptischer Schwingungsmessung noch mit Hilfe der Wellenüberwachung konnte eine ausgeprägte Resonanzerscheinung im Arbeitsbereich der NDT lokalisiert werden. Damit kann von einem unterkritischen Betrieb der NDT und einer korrekten Bemessung des Rotors und der Lagerung ausgegangen werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die in dieser Arbeit vorgestellte neue NDT wurde konstruiert, aufgebaut und in die transsonische Versuchseinrichtung des Institutes integriert. Seit der erfolgreichen Inbetriebnahme des Zweiwellenprüfstandes verfügt das Institut für Thermische Turbomaschinen der TU Graz über eine unikate Forschungseinrichtung zur Untersuchung von Turbinenströmungen bei triebwerksähnlichen Bedingungen. Die besonderen Merkmale der Anlage sind: ihre, durch die in der Kompressorstation komprimierte Luft, hohe Wellenleistung, Nutzung des Massenstromes des als Leistungsbremse verwendeten Verdichters, 2 Wellenstränge mit unabhängiger Drehzahlverstellung und ein modularer, leicht an die geforderten Bedingungen anpassbarer Aufbau. Diese Arbeit beschäftigt sich mit dieser neuen Niederdruckturbine und beschreibt den Weg von der Konstruktionphase über den Aufbau und die Inbetriebnahme der kompletten Anlage. Ein Sicherheitskonzept zum Schutz der empfindlichen Komponenten wurde erstellt und mit Hilfe einer Wellenüberwachung realisiert. Eine theoretische und experimentelle Untersuchung des Schwingungsverhaltens wurde durchgeführt und ein stabiler Betrieb des Rotors bestätigt. Anschließend an die Inbetriebnahmephase wurden auf dem Prüfstand im Rahmen der 400 betriebsstündigen Messkampagne „DREAM“, in den Jahren 2010-2011 zwei Zwischendiffusor-Konfigurationen unter Einsatz konventioneller und Sondenmesstechnik vermessen [20] und so die Projektpartner mit unikaten Messdaten versorgt. Der neue Prüfstand hat das Interesse der Industriepartner geweckt, was durch eine langfristige Auslastung mit Aerodynamik- und Akustikprojekten bestätigt wurde. Für einen besseren Vergleich der Messdaten mit den Ergebnissen der CFD Rechnung ist eine gleichmäßige Spitzenumströmung essentiell. Basierend auf den Resultaten der Spaltmessung ist eine Anfertigung eines exzentrischen Anlaufbelages geplant um einen konstanten Spalt im Betrieb der Turbine zu gewährleisten. Es steht also eine spannende Zukunft mit zahlreichen interessanten Forschungsergebnissen bevor.

Literaturverzeichnis

[1] Ainsworth, R. W. ; Schultz, D. L. ; Davies, M. R. D. ; Forth, C. J. P. ; Hilditch, M. A.: *A transient flow facility for the study of the thermofluid-dynamics of a full stage turbine under engine representative conditions.* ASME, 1988

[2] Antonov, S. S. ; Sadovnichij, W. N. ; Chernjakow, W.A.: *Harakteristiki raboty perehodnogo diffuzora mezhdu turbinnymi stupenjami pri peremennyh rezhimah raboty.* Teploenergetika No. 6, 1996

[3] Arroyo, O. C. ; Axelsson, L. U. ; Hall, U. ; Johansson, T. G. ; Larsson, J. ; Haselbach, F.: *Large-Scale Low-Speed Facility for Investigating Intermediate Turbine Duct Flows.* AIAA, 2006

[4] Bas, P. ; Mooren, A.: *Optimisation of the mixing chamber and intake of the test turbine at the institute of thermal turbomachinery and machine dynamics at Graz University of Technology.* Diplomarbeit, Katholieke Universiteit Leuven, 1996-1997

[5] Bauer, B.: *Detailkonstruktion, Montage, Dokumentation und Inbetriebnahme eines Akustikprüfstandes für Turbinen.* Diplomarbeit TU Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2008

[6] Bräunling, W.J.G.: *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme.* Springer, 2009

[7] Erhard, J.: *Design, Construction and Commissioning of a Transonic Test-Turbine Facility.* Dissertation TU Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2000

[8] Faustmann, C.: *Messgenauigkeit und Betriebsstabilität des Transsonischen Zweiwellenturbinenprüfstandes.* TU Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2012

[9] Goldman, P. ; Muszynska, A.: *Application of full spectrum to rotating machinery diagnostics.* Shaft Centerlines, 1999

[10] Göttlich, E.: *Research on the aerodynamics of intermediate turbine diffusers.* Progress in Aerospace Science, Vol. 47, pp. 249-279, 2011

[11] Hampel, B. ; Mayrhofer, N. ; Woisetschläger, J.: *Frequenzanalyse einer Turbinenschaufelgitterströmung mittels Laser-Vibrometer und holographischer Interferometrie.* GALA-Fachtagung Lasermethoden in der Strömungsmeßtechnik, 2002

[12] Kulhanek, G.: *Montageanleitung TTM.* TU Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2001

[13] Marn, A.: *On the Aerodynamics of Aggressive Intermediate Turbine Ducts for Competitive and Environmentally Friendly Jet Engines.* Dissertation TU Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2008

[14] Marn, A.: *Skriptum zur Vorlesung Rotordynamik.* TU Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2011

[15] Neumayer, F. ; Kulhanek, G. ; Pirker, H. P. ; Jericha, A. ; Seyr, A. ; Sanz, W.;: *Operational Behaviour of a Complex Transonic Test Turbine Facility.* ASME, 2001

[16] Pullan, G. ; Denton, J. D. ; Dunkley, M. J.: *An experimental and computational study of the formation of a streamwise shed vortex in a turbine stage.* ASME, 2003

[17] Pullan, G. ; Denton, J.D. ; Curtis, E.M.: *Improving the performance of a turbine with low aspect ratio stators by aft-loading.* ASME, 2006

[18] Rath, G.: *Konstruktion eines zweiwelligenTurbinenprüfstandes.* Laufende Diplomarbeit am Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, TU Graz, 2012

[19] Reithmeier, H.: *Entwicklung eines Übertragungsmatrizenverfahrens zur Biegeschwingungsberechnung von Turbomaschinenläufern.* Diplomarbeit TU Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2000

[20] Santner, C.: *Experimentalinvestigation of turning mid turbine frame designs.* Dissertation TU Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2012

[21] SKF: *Interaktiver Lagerungskatalog.* http://www.skf.com/portal/skf/home/products, Abfragedatum: 16.10.2008

[22] Sovran, G. ; Klomp, E. D.: *Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical or annular cross-section.* Fluid Mechanics of Internal Flow, 1967

Abbildungsverzeichnis

1 Entwicklung des weltweiten Flugverkehrsaufkommens 1970-2030 . . . 1
2 Treibstoffnachfrage 2000-2010 . . . 1
3 Entwicklung des Kraftstoffpreises 2003-2012 . . . 2
4 Modernes Turbofan-Triebwerk, GP 7000 . . . 3
5 Offenes Propfan-Triebwerk „UnDucted Fan“ . . . 3
6 MTF im Turbofan und im Propfan . . . 5
7 Versuchsabschnitt des Zweiwellenprüfstandes, TU St. Petersburg . . . 6
8 Versuchsabschnitt des „Gas Turbine Research Rig“, Cambridge Universität . . . 7
9 „Isentropic Compression Tube Annularer Cascade Facility“ . . . 7
10 Versuchsturbine der „Chalmers University of Technology“ . . . 8
11 Transsonische Versuchsturbine an der TU Graz (2001) . . . 9
12 Transsonische Versuchsturbine mit dem 1 1/2 Setup AIDA (2007) . . . 9
13 Versuchsturbine in der bisherigen 1 1/2 Stufen Konfiguration . . . 11
14 Umgesetztes Konzept des Zweiwellenprüfstandes in betriebsbereitem Zustand . . . 12
15 Umgesetztes Konzept des Zweiwellenprüfstandes in offenem Zustand . . . 13
16 Schienen der NDT nach der Montage . . . 14
17 Montierte NDT Schiene mit unterlegten Distanzblechen . . . 15
18 Horizontale Ausrichtung der linken Schiene . . . 15
19 NDT Rahmen nach Anlieferung . . . 16
20 Rahmen in betriebsbereitem Zustand . . . 17
21 NDT Gestell nach Zusammenbau und Aufstellung . . . 17
22 NDT Rahmen bestückt mit Rollen, Führungen und Konsolen . . . 18
23 CAD Modell der Führung . . . 18
24 Lagerung der ND Welle . . . 19
25 Wälzlager der ND Welle . . . 20
26 Distanzhülsen der Festlagereinheit, innen und außen . . . 21
27 Montage einer selbstsichernden Wellenmutter . . . 21
28 Fest- und Loslagerdeckel . . . 22
29 Wellentunnel vor und nach dem Zusammenbau . . . 22
30 Lagerung des Wellentunnels . . . 23
31 Fest- und Loslagerschild auf dem Rahmen . . . 24
32 Festlagerschild mit Wellentunnel und Drehkranz . . . 24
33 Festlagerschild vor dem Spanen bei der Firma FMT . . . 25
34 Führung und Lagerung des Festlagerschildes . . . 26
35 Nut und Feder in der Symmetrieebene der NDT . . . 26
36 Vermessung der NDT Position . . . 27
37 Anordnung der Messuhren am ND Rotor . . . 27
38 Vermessung HDT-NDT nach der Ausrichtung . . . 28
39 Schmieranlage der NDT . . . 29
40 Hydraulikplan der Lagerschmierung . . . 31
41 Düsen der Einspritzschmierung . . . 32
42 Ölversorgung der Lagerstellen . . . 32
43 Markierung der Spritzrichtung einer Spritzdüse . . . 33
44 Positionen der Spritzdüsen sowie der Anschlüsse im Wellentunnel . . . 33
45 Lage der Spritzdüsen der Festlagereinheit . . . 33
46 Druckbegrenzer und Geberübersicht . . . 34
47 Mengendrossel: Einstellung und Signalumformung . . . 35
48 Drehmomenten- bzw. Leistungsbereich DT 700 . . . 35
49 Messstellen der Wasserbremsanlage . . . 36
50 Kraftmessdose der Wasserbremse . . . 36
51 Aufstellung der Wasserbremse . . . 37
52 Messuhranordnung beim Ausrichten der Wasserbremse . . . 38
53 Wasserversorgung der Bremse . . . 38
54 Druckregler . . . 39
55 Kupplungsstrang der NDT . . . 40

56 Rotor und Stator des Drehmomentmessflansches . . . 40
57 Anordnung der Hauptkomponenten der neuen NDT . . . 42
58 Herr Paradiso (li) und Frau Santner (re) beim ersten Einbau des TMTF Unterteils . . . 43
59 Schnittansicht des 3D Modells des TMTF . . . 43
60 ND Laufrad . . . 44
61 Zwischenscheibe mit ND Rotor . . . 45
62 Dehnschrauben ND Rotor . . . 45
63 Traversierbare Gehäuseteile . . . 46
64 Präzisionsdrehverbindung . . . 46
65 Hilfstragring mit O-Ring . . . 47
66 Diffusor in geöffnetem Abluftgehäuse . . . 48
67 Innengehäuse . . . 49
68 Tragringe zur Befestigung des Innengehäuses . . . 49
69 Innenwand des Strömungskanals im Festlagerabschnitt . . . 50
70 Diffusornabe . . . 51
71 Abluftgehäuse . . . 51
72 Verschiebbares Abluftknie . . . 52
73 Verschiebbares Abluftknie, Blick aus der Werkstatt . . . 52
74 Turbinenprüfstand mit dem aufgestellten Containment . . . 53
75 Mögliche Schadensarten der NDT und ihre Ursachen . . . 54
76 Risikomatrix der NDT . . . 55
77 Flussdiagramm Warnung . . . 56
78 Kriterien Warnung und Alarm . . . 59
79 Module der Bently Nevada Wellenüberwachung . . . 59
80 Schwingungsaufnehmer der NDT . . . 60
81 Lage und Bezeichnung der Ebenen der Schwingungsmessung . . . 60
82 Keyphasornut am Gegenflansch der NDT . . . 61
83 Widerstandsthermometer Pt 100 mit Bajonettverschluß zur Messung der Lagertemperatur 61
84 Drehzahlmessung der NDT . . . 62
85 Schaltplan der Hochleistungs-Verdichteranlage . . . 65
86 Zum Anfahren der Betriebspunkte verwendete Fahrweisen . . . 67
87 Positionen der Messebenen . . . 67
88 Referenzierung der Messbäume in der Ebene A . . . 68
89 Ausführung der Messstellen für Totaldruck- und Totaltemperaturmessung . . . 69
90 Für die Kalibrierung angefertigte Sonden-Prototypen . . . 69
91 Totaldruckkoeffizient und Recovery Faktor der Sonden bei Ma=0,6 . . . 70
92 Koordinaten und Winkeldefinition . . . 70
93 CFD Resultate der Drallwinkelverteilung (α_z) in der Ebene C und F . . . 71
94 Resultate der Sondenmessung in der Anlage für (α_z) in den Ebenen C und F . . . 71
95 Totaldruckbaum der Ebene C . . . 72
96 Referenzierung der Messbäume in der Ebene C . . . 72
97 Totaldruckbaum für die Ebene F (nach dem ND Rotor) . . . 73
98 Referenzierung der Messbäume in der Ebene F . . . 73
99 Totaldruckbaum der Ebene F . . . 74
100 Typischer Verlauf der Betriebsgrößen während eines Versuches . . . 74
101 Luftpfade im Betrieb und die dazugehörigen Klappenpositionen . . . 75
102 Verteilung des Totaldruckes und der Totaltemperatur in der Ebene A (vor dem Eintritt in die HDT) . . . 76
103 Verteilung des Totaldruckes und der Totaltemperatur in der Ebene F (nach Austritt aus der NDT) . . . 77
104 Detailansicht einer Druckmessstelle . . . 78
105 Anordnung der Druckmessstellen in Diffusor . . . 78
106 Schnittansicht des Strömungskanals im Diffusorbereich . . . 78
107 Statischer Druckverlauf im Diffusor, Auslegungspunkt, Tag I . . . 79
108 Statischer Druckverlauf im Diffusor, Auslegungspunkt, Tag II . . . 79
109 Statischer Druckverlauf im Diffusor, Punkt ODP_1 . . . 79
110 Statischer Druckverlauf im Diffusor, Punkt ODP_2 . . . 79

111 Anlaufring . . . 80
112 HD-Rotor und Gehäuse . . . 80
113 Positionierung des Sensors im Gehäuse . . . 81
114 Positionierung des Anlaufringes im Gehäuse . . . 81
115 Umfangspositionen der Messstellen und des Zentrierstiftes . . . 81
116 Passstift für die Positionierung des Anlaufringes . . . 81
117 Montagewerkzeug für den Einbau der Sensoren . . . 82
118 Sensor im eingebauten Zustand . . . 82
119 Rotorgehäuse und umgebende Bauteile . . . 82
120 Rotorspalt im Stillstand . . . 83
121 Durchmesser des HD Gehäuses an 4 Positionen . . . 83
122 Kapazitiver Abstandssensor (MTU) . . . 84
123 Messposition . . . 84
124 Doppelpeaksignal einer Schaufel . . . 85
125 HD-Schaufel mit Kronenansenkung . . . 85
126 Spannungsverlauf während einer Umdrehung . . . 85
127 Kalibrierkurven der Sensoren 1 und 4 . . . 86
128 Spaltverlauf im Betrieb der Anlage . . . 87
129 Verlauf der Drehzahl, des Drehmomentes und der Leistung der HDT in den 3 Betriebspunkten . . . 88
130 Zeitlicher Verlauf des mittleren Spaltes, der HDT-Drehzahl und der Mischkammertemperatur 88
131 Zeitlicher Verlauf der diagonalen Spaltsumme . . . 89
132 Zeitlicher Verlauf des diagonal Spaltes, der HDT-Drehzahl und der Mischkammertemperatur 90
133 Zeitlicher Verlauf des diagonal Spaltes, der HDT-Drehzahl und der Mischkammertemperatur 90
134 Position des Wellenmittelpunktes in den Ebenen des Los- und Festlagers während des Versuches in ADP mit Bently Nevada Wellenüberwachung . . . 91
135 Messebenen der Schwingungs- und der Rotorspaltmessung . . . 91
136 Verlauf der Lagertemperatur . . . 92
137 Befestigung der Kompensationsunwuchten am Rotor . . . 93
138 Phasenfrequenzgang einer Schwingung bei Unwuchterregung . . . 94
139 Ortskurve der Wellenschwingung vor dem Wuchten des ND Rotors . . . 94
140 Kondensation des Abluft-Freistrahles beim Wuchten der HDT . . . 95
141 Erste Inbetriebnahme des Prüfstandes in der Zweiwellen-Konfiguration . . . 95
142 Temperaturverlauf der NDT Lager bei Betrieb im DP . . . 96
143 Schwingungsverhalten der NDT bei einer Drehzahlrampe 3550-800 U/min . . . 97
144 Schwingungsverhalten der NDT bei einer Drehzahlrampe 800-3550 U/min . . . 97
145 Modell des ND Rotors zur Ermittlung der Eigenfrequenz . . . 98
146 Numerisch ermittelter Amplitudegang und die I Eigenform bei starrer Lagerung . . . 98
147 Ersatzfeder-Modell der Wellenlagerung in der NDT . . . 99
148 Vernetztes FEM Modell zur Steifigkeitsermittlung der Lagerschilder der NDT . . . 100
149 Numerisch ermittelter Amplitudegang und die I Eigenform bei elastischer, isotroper Lagerung 100
150 Vorausgerechnete Lage der Eigenfrequenz bei verschieden steifer Lagerung des ND Rotors 101
151 Zwei Eigenfrequenzen als Resultat der Berechnung mit dem Modell einer orthotropen Lagerung . . . 102
152 Verlauf der Eigenfrequenz bei Variation der Lagersteifigkeit in X-Y Ebene, Steifigkeit in X-Z konstant . . . 102
153 Funktionsprinzip eines Laservibrometers . . . 103
154 Messanordnung zur Schwingungsmessung der ND Welle . . . 104
155 Messposition . . . 104
156 Drehzahlverlauf der NDT während der Messung bei stationären Drehzahlen . . . 105
157 Drehzahlverlauf der NDT während der Messung bei einer abfallenden Drehzahlrampe . . . 106
158 Drehzahlverlauf der NDT während der Messung bei einer ansteigenden Drehzahlrampe . . . 106
159 Drehzahlverlauf der NDT während der Messung bei einem lastlosen Auslauf des Rotors . . . 106
160 Darstellung des Gleich- und Gegenlaufes . . . 108
161 Zweiseitiges Spektrum des Schwingweges (Vibrometer) . . . 109
162 Zweiseitiges Spektrum des Schwingweges (Vibrometer) . . . 110
163 Messebenen der Wellenüberwachung und des Laservibrometers . . . 111

164 Zweiseitiges Spektrum des Schwingweges am Festlager (Schwingungsüberwachung) 112
165 Verlauf der Schwingungsamplitude beim Auslauf der NDT 113
166 Typenschild E-Motor der Förderpumpe 143

Tabellenverzeichnis

1 Übersicht der Betriebsparameter einiger ausgewählter Forschungseinrichtungen 5
2 Technische Daten der gewählten Lager 20
3 Technische Daten der gewählten Wellendichtringe 23
4 Geometrie der Spritzdüsen 32
5 Erforderlicher Öldruck sowie die Durchflussmenge an den Lagerstellen der ND Welle . . . 34
6 Zulässige Belastungen des Drehmomentflansches 41
7 Zulässige Belastungen der Membrankupplung 41
8 Ereignistabelle 58
9 Schwingungsgrenzwerte ND Welle 60
10 Temperaturgrenzwerte Lagerung NDT 62
11 Überlastungsüberwachung durch die Wasserbremse 64
12 Betriebspunkte der „DREAM“-Konfiguration 66
13 Einbaupositionen und Anzahlen der Messstellen aller Messbäume 67
14 Positionen der Messstellen Ebene A 68
15 Positionen der Messstellen Ebene C 72
16 Positionen der Messstellen Ebene F 73
17 Kalibrierwerte der Spaltmesssonden 86
18 Rückstände der eingebauten Sensoren 87
19 Steifigkeiten c der Wellenlagerung in Z Richtung, [c]=N/m 99
20 Mittlere Lagerluft der verbauten Lager 113

9 Anhang

OMV

Produktbeschreibung

OMV turb HTU 68

Produktnummer: 172240

OMV turb HTU 68 ist ein Turbinenöl aus speziell selektiertem Basisöl mit höchstem Luft- und Wasserabscheidevermögen.

Eigenschaften

OMV turb HTU 68 zeichnet sich durch höchste Oxidationsbeständigkeit, wirksamen Korrosionsschutz, Schaumfreiheit, verschleißhemmende Eigenschaften sowie neutrales Verhalten gegenüber Dichtungen aus. Das ausgesuchte Basisöl gewährleistet bestes Luftabscheidevermögen.

OMV turb HTU 68 wurde speziell für moderne Hochleistungsturbinen und lange Standzeiten entwickelt. Bei entsprechender Anwendung und regelmäßiger Öluntersuchung kann es jahrelang im Einsatz bleiben.

Anwendung

Entsprechend den Herstellervorschriften als Ölfüllung für Turbinen, Umlaufschmiersysteme und Hydrauliken, soferne keine Druckflüssigkeiten nach DIN 51 524-HLP bzw. VDMA 24318-HLP vorgeschrieben werden (für diese Fälle verweisen wir auf unsere OMV hyd HLP-Öle), Turbogebläse, Rotationsverdichter, Lager und Getriebe. Generell sollten Turbinenöle regelmäßig auf ihre Weiterverwendbarkeit untersucht werden.

Spezifikationen

DIN 51 506-VB und -VBL; DIN 51 515-L-TDP;DIN 51 517-CL; DIN 51 524-HL; VDMA 24 318–HL; SEB 181 222
Schadenskraftstufe DIN 51 354 – 02 - A/8,3/90 – M: 9
Spezifischer Verschleiß in Kraftstufe 8: 0,19 mg/kWh

Freigaben

Freigegeben von SIEMENS Energieerzeugung (KWU).

Technische Daten (typische Werte)

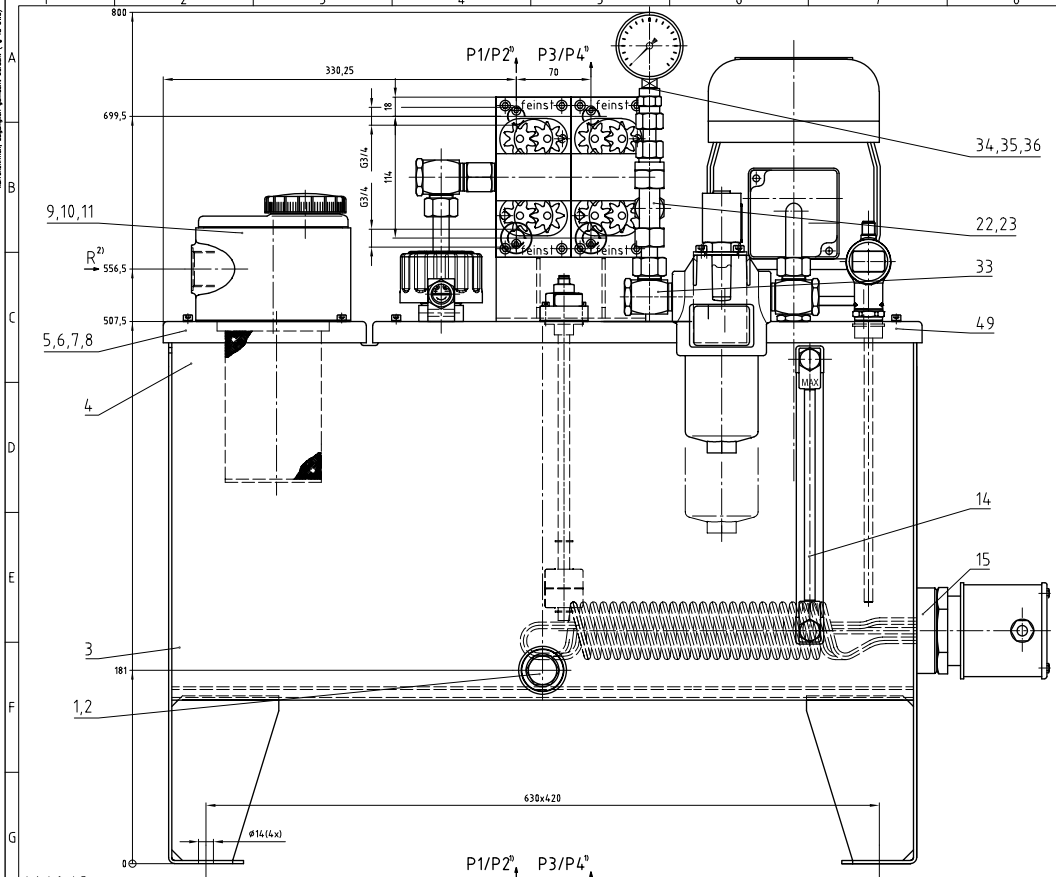
Eigenschaft	Einheit	OMV turb HTU 68
Dichte/15°C	[g/ml]	0,884
Flammpunkt	[°C]	>225
Pourpoint	[°C]	<-12
Viskosität/40°C	[mm²/s]	68
Viskosität/100°C	[mm²/s]	8,6

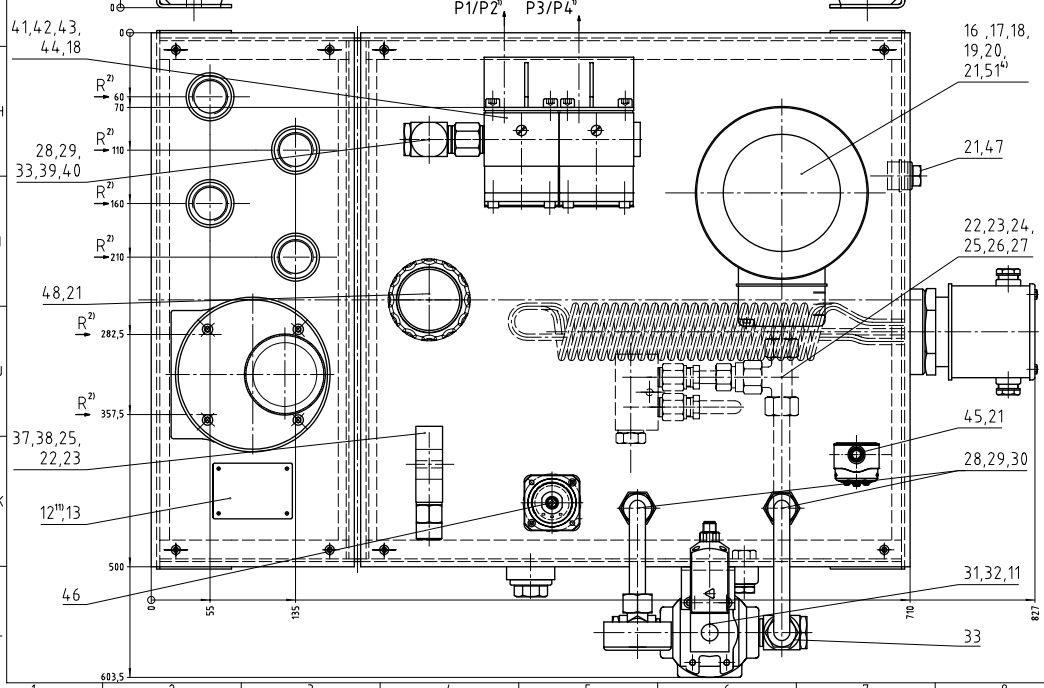
Ein Viskositäts-Temperatur-Diagramm stellen wir Ihnen bei Bedarf gerne zur Verfügung.

Sicherheit, Gesundheit, Umwelt

Hinweise zur Sicherheit und Gesundheit können Sie dem Sicherheitsdatenblatt entnehmen das Sie im Internet unter www.omv.com finden.

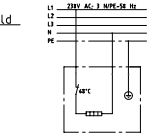
Gebrauchte Schmierstoffe und leere Gebinde müssen unter Beachtung der Umweltvorschriften entsorgt werden.





Heizung
179-990-541+263

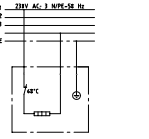
Schaltbild



Leistung:	1,0	kW
Oberflächenbelastung:	1,0	W/cm²
Thermostat einstellbar:	0 ... +120	°C
eingestellt auf:	+60	°C
Nennspannung:	230	VAC
Schaltleistung bis 400V:	16	A

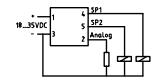
Heater
179-990-541+263

Circuit diagram



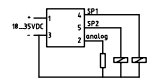
Power:	1,0	kW
Surface strain:	1,0	W/cm²
Thermostat adjustable:	0 ... +120	°C
adjusted to:	+60	°C
Rated voltage:	230	VAC
Switching power till 400V:	16	A

Elektronischer Temperaturschalter
179-990-755



Versorgungsspannung:	18 ... 35	VDC
Stromaufnahme:	max 35	mA
Anzeige:	4-stellig, LED, 7-Segment, rot	
Genauigkeit:	≤ ±1,0	°C
Analogausgang:	0 ... 10V; Bürde min 1kΩ 4 ... 20mA; Bürde ≤500Ω	
Schaltausgang:	PNP Öffner oder Schließer einstellbar	
Schaltstrom:	max 1,2	A
Schaltzyklen:	>100 Millionen	
Messbereich:	-25 ... +100	°C

Electronic temperature switch
179-990-755

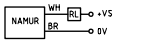


Supply voltage:	18 ... 35	VDC
Current consumption:	max 35	mA
Display:	4-digit, LED, 7-segment, red	
Precision:	≤ ±1,0	°C
Analog output:	0 ... 10V; load min 1kΩ 4 ... 20mA; load ≤500Ω	
Switching output:	PNP NC-contact or NO-contact adjustable	
Switching current:	max 1,2	A
Switching cycles:	>100 millions	
Effective range:	-25 ... +100	°C

Mengendrossel
24-2581-2656

Nennvolumenstrom einstellbar:	0,1 ... 4,4	l/min
eingestellt auf:	4,4	l/min
Proportionalitätsfaktor		
Ausgangssignal/Impuls:	9,3	ml
max Betriebsdruck:	16	bar

induktiver Sensor nach NAMUR

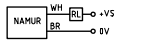


Nennbetriebsspannung:	8,2	V
Betriebsspannungsbereich:	5 ... 30	VDC
Stromaufnahme bedämpft:	< 1	mA
Stromaufnahme unbedämpft:	> 4	mA

Quantity choke
24-2581-2656

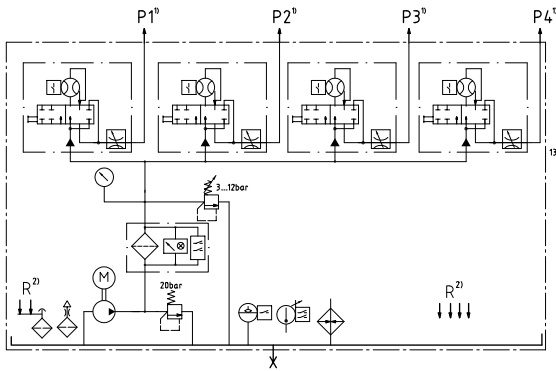
Rated volume flow adjustable:	0,1 ... 4,4	l/min
adjusted to:	4,4	l/min
Proportional factor		
Output signal/impuls:	9,3	ml
max operating pressure:	16	bar

Inductive sensor acc to NAMUR



Rated operating voltage:	8,2	V
Operating voltage range:	5 ... 30	VDC
Power consumption damped:	< 1	mA
Power consumption undamped:	> 4	mA

Hydraulikplan - hydraulic layout



1) P= Druckanschluss G3/4
2) R= Rücklauf G1
4) Saugrohr endet 15mm vor dem Behälterboden im Winkel von 45°
10) Bei Bestellung Spannung und Frequenz angeben. Betriebswerte gelten nur für die angegebene Spannung.
11) Mit Bestell-Nr., Technischen Daten und Behältereinhalt gekennzeichnet.
Schilderkennzeichnung Pmax= 3 ... 12bar
12) Bezogen auf eine Betriebsviskosität von 140mm²/s und einem Gegendruck von p=5bar.
13) Anzuwendende Schutzmaßnahmen für den bestimmungsgemäßen Betrieb:
"Funktionskleinspannung mit sicherer Trennung" (PELV)
Normen:
EN60204-1 / IEC60204-1
HD 60364-4-41/ DIN VDE 0100-410 / IEC60364-4-41
14) Die genaue Stromaufnahme ist dem jeweiligen Leistungsschild des Motors zu entnehmen.
Motordaten sind im Bedarfsfall zu erfragen!

1) P= Pressure port G3/4
2) R= return port G1
4) Suction pipe will end 15mm before bottem of reservoir. Pipe end must be sloped by 45°.
10) Please quote voltage and frequency when ordering. Operating data are only for specified voltage.
11) Name plate is marked with order no., technical data and reservoir capacity.
Label marking Pmax= 3 ... 12bar
12) Based on an operating viscosity of 140mm²/s and a back pressure of p=5bar.
13) Applicable protection measures for operation:
"Protective Extra Low Voltage" (PELV)
Standards:
EN60204-1 / IEC60204-1
HD 60364-4-41/ DIN VDE 0100-410 / IEC60364-4-41
14) For the exact power consumption please see power plate. Motor data are to be inquired if necessary!

Allgemeine Kenngrößen
143-012-270

Nennbehälterinhalt:	100		l
12) Förderstrom:	9,0	10,8	l/min
11) Max Gegendruck:	20		bar
Druckbegrenzungsventil			
11) einstellbar:	3 ... 12		bar
eingestellt auf:	12		bar
Betriebsviskosität:	50 ... 650		mm²/s
Öl auf Mineralöl- oder synthetischer Basis verträglich mit:			
Kunststoffen, NBR-Elastomeren, Kupfer u. Kupferlegierungen			
Umgebungstemperatur:	0 ... +40		°C
Mediumstemperatur:	0 ... +80		°C

Motor

10) Frequenz:	50	60	Hz
10) Nennspannung:	400	460	V
14) Stromaufnahme:	1,7	1,65	A
Nennleistung:	0,55	0,66	kW
Nenndrehzahl:	1440	1735	min⁻¹
Schutzart nach VDE 0530:	IP54		
Isolationsklasse:	F(B)		

General parameters
143-012-270

Reservoir capacity:	100		l
12) Output:	9,0	10,8	l/min
11) Max back pressure:	20		bar
Pressure regulating valve			
11) adjustable:	3 ... 12		bar
adjusted to:	12		bar
Operating viscosity:	50 ... 650		mm²/s
Oil based on mineral- or synthetic oils compliant with plastics, NBR- elastomeres, copper and copper alloys			
Ambient temperature:	0 ... +40		°C
Medium temperature:	0 ... +80		°C

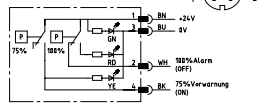
Motor

10) Frequency:	50	60	Hz
10) Rated voltage:	400	460	V
14) Power consumption:	1,7	1,65	A
Rated power:	0,55	0,66	kW
Rated speed:	1440	1735	min
Type of enclosure acc. to VDE 0530:	IP54		
Insulation class:	F(B)		

Druckfilter
169-460-263

Allgemeine Kenngrößen

Normfilter filter NG40 nach DIN24550



Kontaktdarstellung: Filter frei

1 elektrischer Schaltkontakt bei 75% und 100% des Ansprechdruckes.
1 grüne LED leuchtet ständig
1 gelbe LED leuchtet ab Erreichung von 75%
1 rote LED leuchtet ab Erreichung von 100% Δ p

Filterfeinheit abs.:	25	µm
Schmutzaufnahme ISO 16889:	18,6g bei 5bar	

Elektrische Verschmutzungsanzeige

Schaltart:	Schließer (75%) Öffner (100%)	
max Schaltspannung:	24	V
Elektroanschluß	Steckverbinder	
nach IEC 60947-5-2:	4-polig, M12x1	
max Schaltleistung:	15VA / 15W	AC/DC
Ansprechdruck (-10%):	Δp=5	bar

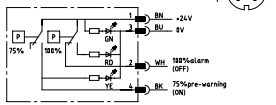
Ersatzteile

Filterelement:	169-400-255	
Reparatur-Dichtungssatz:	995-901-056	
Differenzdruckschalter:	176-200-012	

Pressure filter
169-460-263

General parameters

Standard filter NG40 acc.to DIN24550



Contakt picture: Filter free

1 electr. switching contact at 75% and at 100% of the cracking pressure.
1 green LED constantly lit
1 yellow LED lit from 75%
1 red LED lit from 100% Δp

Filter rating abs.:	25	µm
Contamretention cap. ISO 16889:	18,6g at 5bar	

Differential pressure switch

Type of indication:	NO-contact (75%) NC-contact (100%)	
Max switching voltage:	24	V
Electrical connector:	connector	
acc.to IEC 60947-5-2:	4-pin, M12x1	
Max switching output:	15VA / 15W	AC/DC
Switching pressure (-10%):	Δp=5	bar

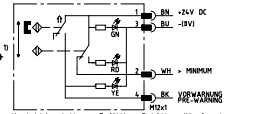
Spare parts

Filterelement:	169-400-255	
Repair set:	995-901-056	
Pressure switch:	176-200-012	

Füllstandsschalter
WS35-S30

Schwimmerschalter für min Füllstand mit Vorwarnung

Schaltbild DIN EN 60947/IEC947



Kontaktdarstellung: Gefüllter Behälter (Maximum)

LED_{GN} : Betriebsspannung
LED_{YE} : Vorwarnung
LED_{RD} : min. Füllstand

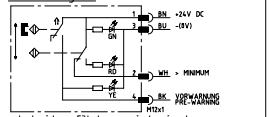
Ausgänge / Kontaktart:	1 Öffner 1 Schließer		
13) Betriebsspannung:	18 ... 30		VDC
max. Schaltstrom:	1,0		A
max. Schaltvermögen:	30		W
Steckverbindung:	M12x1		

Funktion:
Nach Absinken um ca. 6mm vom oberen Anschlagring schließt Kontakt 1-4. Nach Erreichen des min Flüssigkeitsspiegels öffnet Kontakt 1 -2.

level switch
WS35-S30

float switch for min lubricant level with pre-warning

circuit diagram DIN EN 60947/IEC947



contact picture: Filled reservoir (maximum)

LED_{GN} : power on
LED_{YE} : pre-warning
LED_{RD} : min level

Outputs / type of contact:	1 NC-contact 1 NO-contact		
13) Operating voltage:	18 ... 30		VDC
Max. switching current:	1,0		A
Max. breaking capacity:	30		W
Plug-in connector:	M12x1		

Function:
After approx. 6mm falling of the float underneath the upper stop ring, contact 1-4 closes. After reaching the minimum liquid level, contact 1-2 opens.

Abmessungen in mm / Dimensions in mm

Nicht tolerierte Maße dienen der Information!
Dimensions without tolerances are for information only!

Benennung/ Name	ZR-AGGR.M.BEH.	Bestell-Nr. / Order-No.	ZR90-BW101-S13
Bearb.	25.08.2009 SCHNOCKI	Dok-Art KUN Teildok. 000 Version 01	Z.-Nr./ DWG-No.
Gepr.	02.09.2009 LIPHISKI	Labor/Büro BLN Format DIN A1 quer	ZR90-BW101-S13+XXX
Bearb.		Status freigegeben	Maßstab/Scale 1:2.5
Sprache Language	PLM ENGLISCHE	Ersatz f. 250-296.45-140	BA-Nr. 951-130-171

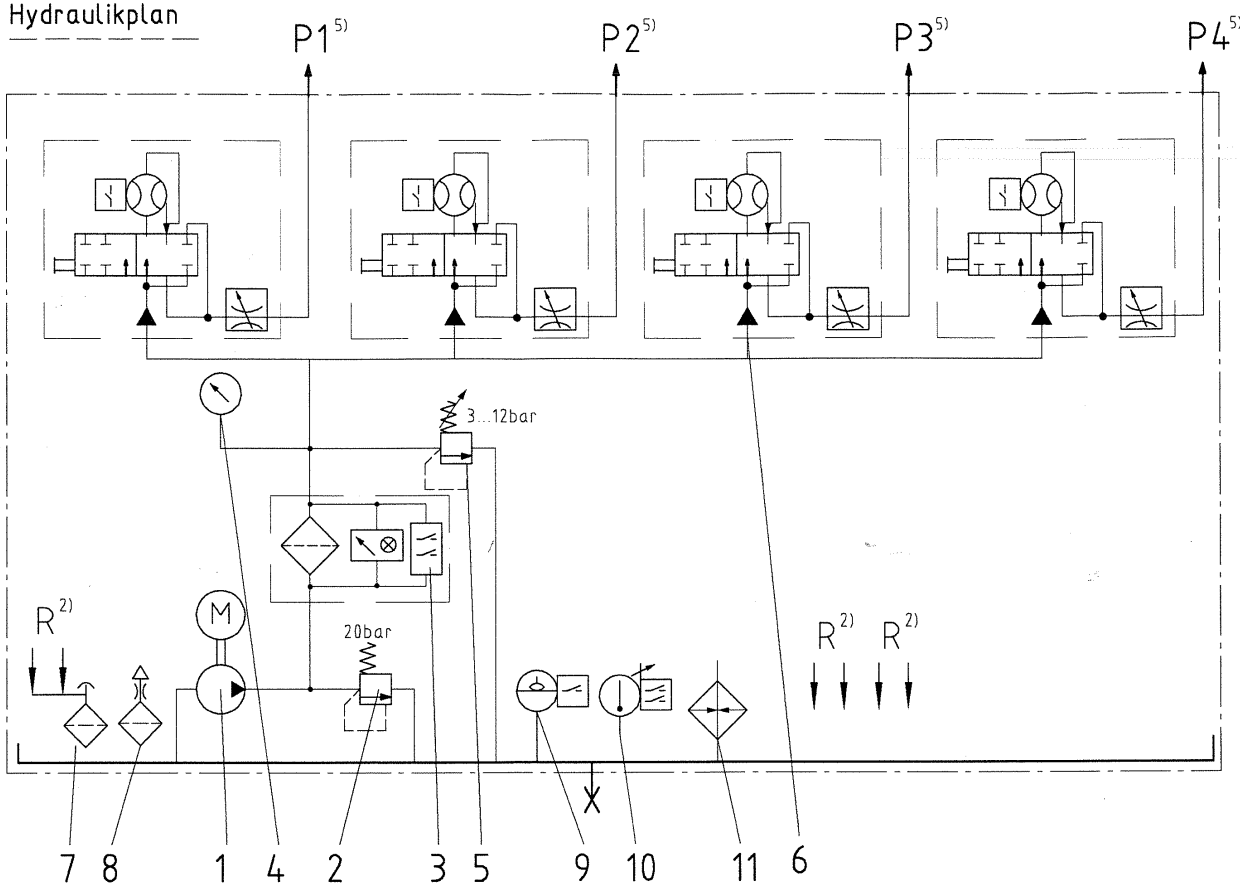
Originalformat: DIN A1

Steuerbereich

Diese Zeichnung darf ohne unsere Genehmigung weder kopiert oder vervielfältigt, noch dritten Personen, insbesondere Konkurrenzfirmen, zugänglich gemacht werden. (§ 18 UWG)

Originalformat: DIN A3

Hydraulikplan



1 Zahnringpumpenaggregat mit pmax=20bar
Q=9,0l/min (bei 140mm²/s und p=5bar); 0,55kW

2 Druckbegrenzungsventil zur Absicherung der Pumpe
fest eingestellt auf p= 20bar

3 Druckfilter 25µm; 75%/100% 2 Schaltpunkte; LED
M12x1 Anschluß

4 Manometer gedämpfte Ausführung Anzeigebereich 0...25bar

5 Druckbegrenzungsventil zur Einstellung des Systemdruckes
eingestellbar p= 3...12bar

6 Mengenbegrenzer SMD2 mit Feindrossel zur manuellen Einstelllung der Fördermenge Q=0,1...4,4l/min
Ein über einem der Zahnräder angebrachter NAMUR-Sensor erfasst die Umdrehungen (Impulsabnahme) der Zahnräder und somit die Durchflussmenge. Die vom NAMUR-Sensor aufgenommene Anzahl der Impulse (Durchflussmenge) ist abhängig von der Zahnraddrehzahl und der Einstellung der Drosselspindel sowie dem daraus resultierenden Volumenstrom.

Die Auswertung der einzelnen Volumenströme muß extern erfolgen (z.B. durch einen/mehrere Frequenzumrichter welche nicht im Lieferumfang enthalten sind))

7 Rücklauffilter und Einfüllstutzen

8 Belüftungsfilter für die Behälterbelüftung 10µm

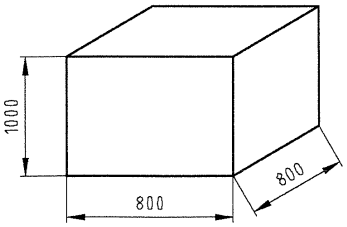
9 Schalter für den min Ölfüllstand mit Vorwarnung
elektr. Anschluß M12x1

10 Temperaturschalter mit analogem Schaltausgang
Regelbereich -25°C...+100°C mit 4...20mA

11 1 Heizung mit 1kW Leistung
incl. Sicherheitsthermostat eingestellt auf 60°C.

1) Bei Bestellung Spannung und Frequenz angeben
2) R= G1
3) We = Wassereingang G3/4
4) Wa = Wasserausgang G1
5) P= Druckanschluß G3/4
Achtung!
vom Kunden geforderte Mengen an den Abgängen
P1=2l/min; P2=2l/min; P3=1,5l/min; P4=1l/min
Es ist unbedingt darauf zu achten, dass die Summe aller Fördermengen ca 10% weniger ist als die Fördermenge der Zahnringpumpe (9l/min) ansonsten arbeiten die Drosseln nicht einwandfrei.
Änderung der Systemdrücke an den einzelnen Abgängen haben Fördermengenänderungen zur Folge.

Max. Maße



Behälterinhalt ca 100Liter.
Betriebsviskosität: 50 ... 650mm²/s; bei eingesetztem Öl ISOVG68 auf die Temperaturen achten.

Achtung: Öltemperatur im Behälter darf +80°C nicht überschreiten.
Regelung des Kühlers dahingehend berücksichtigen.
Aggregat ohne Steuerung.
Max Maße ca B/H/T 800/1000/800

Frequenzumformer und E-Steuerung gehören nicht zum Lieferumfang.
Jedes elektrische Bauteil funktioniert eigenständig. Jedoch verfügt das gesamte Aggregat über keine Steuerung,Regelung oder Logik.

CE

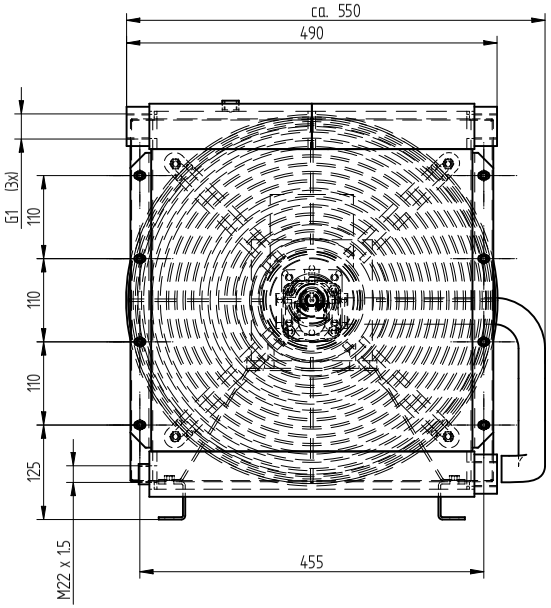
Abmessungen in mm / Dimensions in mm

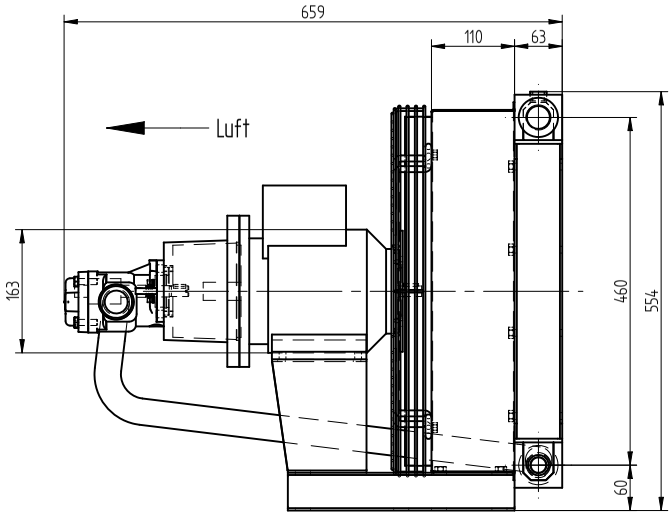
ANGEBOTSZEICHNUNG
Maßänderung vorbehalten.
Endgültige Bestell-Nr. wird bei Auftragseingang festgelegt.

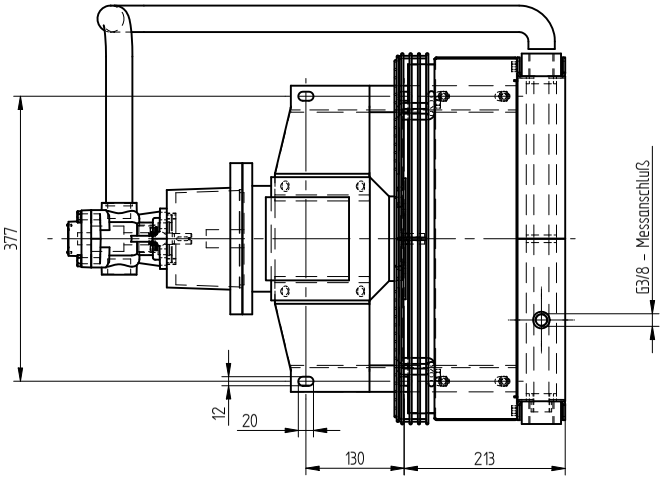
SKF

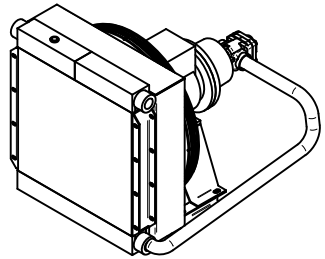
Benennung/ Name	ZP-AGGR.M.BEH.				Bestell-Nr. / Order-No.
Bearb.	22.07.2009 SCHIROCKI	Dok-Art ANG	Teildok. 000	Version 01	Z.-Nr./ DWG-No. 250-296.45+140
Gepr.		Labor/Büro BLN	Format DIN A3 quer		
Sprache Language	PLM_SPRACHE	Status freigegeben			Maßstab/Scale 1:1
Bearb.		Ersatz f.			BA-Nr.

Druck: 22.07.2009 | freigegeben | Version: 01 | ANG | ACAD | Stempelbereich









Typenschild Kühler:

HAINZL INDUSTRIESYSTEME
4021 LINZ - AUSTRIA, INDUSTRIEZEILE 56
TEL + 43 - (0)732 - 7892 , www.hainzl.at

Gerätebezeich.	NNK2		
Artikelnummer	276240		
Seriennummer	XXXXXX		
Kommissionsnr.	XXXXXX		
Datum	XXXXXX		
	Mantel		
Betriebsdruck	16		bar
max.Betriebsdruck	20		bar
max. Betriebstemp.	95		° Celsius
Prüfdruck	25		bar
Kd.-Komm.	XXXXXX		

HYDRAULIK ELEKTRONIK ELEKTROINSTALLATION

Fördervolumen= 36l/min
Kühlleistung ETD 40K = 18KW
Pumpe p max = 5bar
Viscosität max = 200cst
Motor: 1,1KW – 1400rpm – 230/400V 50Hz – 4,76A

And./ Rev.:	No. of Mod.:	Änderungsinhalt / Modification	Datum	Erstellt	Geprüft
			Ges. Prep. Geop. Check. 03.02.2009 Koi Nees		

Urheberschutz gemäß / Copyright according to ISO 16016

Allgemeintoleranzen: DIN-ISO 2768 -mK DIN EN ISO 13920 -AF

HAINZL INDUSTRIESYSTEME
Postfach 100, Industriezeile 56, A-4021 Linz
Tel.: 0732/7892, Fax:0732/7892-12

Maßstab : 15

Ersetzt durch / Replaced by

Entstanden aus / Derived from

Material / Material:

Kunde / Customer

Projekt / Project

Benennung / designation:
Kühlaggregat Nebenstrom
NNK2

Blatt / Sheet 1 von / of 1

Wärmebehandlung / heat treatment

Zeichnungsnummer / Änderung / Drawing No. / Revision
276240 00

Originalgrösse DIN A2

Checkliste und Protokoll für Fahrten mit der Versuchsturbine

INSTITUT FÜR THERMISCHE
TURBOMASCHINEN UND
MASCHINENDYNAMIK
A-8010 GRAZ, INFFELDGASSE 25

Taskname: ..... **Datum:** .....

Filename(n): .....

Personen: .....

Zweck der Versuchsfahrt: .....

Am Morgen vor dem Versuch:

Trennen Sicherheitskreis Kompressorstation	o
Heizung Öltanks Verdichteranlage ein	o
Heizung Öltank HDT ein bis ca. 35°C	o
Heizung Öltank NDT ein bis ca. 45°C	o

Vor dem Hochfahren der Versuchsturbine:

1 Stellung der Klappen im Keller (von der Verdichteranlage)

		Auf	Zu	OK
Immer:	Schieber STTF .	o	⊗	☐
	Schieber zu BK-.Prfstd.	o	⊗	☐
	Bypassklappe STTF (STTF Schaltschrank)	o	⊗	☐
FW 1:	SC20 (max. 2.85 bar abs. –> max. 9000 U/min)			ND - Schiene
		Auf	Zu	OK
	Klappenstellung: großer schwarzer Gussschieber	o	⊗	☐
	große schwarze Klappe	o	⊗	☐
	kleine schwarze Klappe	⊗	o	☐
FW 2:	SC14 (max. 2.85 bar abs. –> max. 6500 U/min)			ND - Schiene
		Auf	Zu	OK
	Klappenstellung: großer schwarzer Gusschieber	o	⊗	☐
	große schwarze Klappe	o	⊗	☐
	kleine schwarze Klappe	⊗	o	☐
				☐
FW 8:	SC20 und SC14 in Serie (max. 4.5 bar)			HD - Schiene
		Auf	Zu	OK
	Klappenstellung: große schwarze Gussschieber	⊗	o	☐
	große schwarze Klappe	o	⊗	☐
	kleine schwarze Klappe	o	⊗	☐
FW 9:	SC20 und E1 parallel und dazu SC 14 in Serie (max. 4.5 bar)			HD - Schiene
		Auf	Zu	OK
	Klappenstellung: großer schwarzer Gussschieber	⊗	o	☐
	große schwarze Klappe	o	⊗	☐
	kleine schwarze Klappe	o	⊗	☐

Kühlung: Kugelhahn in Kühluftleitung

	Auf	Zu	OK
Gekühlte Stufe	☒	o	☐
Ungekühlte Stufe	o	☒	☐

2 Sichtprüfung an der Ölversorgung der HD–Turbine auf Leckagen

	OK	Bemerkung
Ölleitung Druckleitung	☐	.....
Ölleitung Rücklaufleitung	☐	.....

Ölpegel in Rücklaufkammer ..... mm
Ölpegel in Saugkammer ..... mm

3 Kugelhahnstellung Keller

	Sollzustand		check
Kugelhahn vor Sicherheitsfilter	auf		o
Kugelhahn nach Sicherheitsfilter	auf		o
Kugelhahn Rückkühlleitung Öl-Wärmetauscher TTTF-HD Zulauf	auf		o
Kugelhahn Rückkühlleitung Öl-Wärmetauscher TTTF-HD Rücklauf	auf		o
Kugelhahn Druckluftleitung Steuerung Öl-Wärmetauscher	auf		o
Kugelhahn Druckluftversorgung ByPassKlappe STTF	auf		o
Wassertemperaturmessung auf DREAM umschalten	DREAM		o
Kugelhahn Wärmetauscher Wasserbremse Zulauf	auf		o
Kugelhahn Wärmetauscher Wasserbremse Rücklauf	auf		o
Kugelhahn Ablassleitung Wassertank		zu	o
Kugelhahn in Saugleitung vor Pumpe	auf		o
Bypassleitung der Wasserpumpe	stellung ca. 1 Uhr		o

Wasserstand im Tank (~ 590 mm Spiegelhöhe soll)

vor Versuch :_____ __ o
nach Versuch :_____ o

4 Kugelhahnstellung große Halle (Vorbereitung Wasserbremse)

	Sollzustand		check
Kugelhahn vor Druckregler TTTF Wasserbremse		zu	o
Kugelhahn nach Druckregler TTTF Wasserbremse	auf		o
Kugelhahn vor Druckregler STTF Wasserbremse		zu	o
Kugelhahn ByPass Wasserbremse	auf		o

Ölpegel im Öltank der NDT Schmieranlage ..... mm

5 Öltemperatur im Tank

HD-Turbine

	MIN (°C)	Ist (°C)	OK	Bemerkung
Öltanktemperatur	30		☐	.....

ND-Turbine

	MIN (°C)	Ist (°C)	OK	Bemerkung
Öltanktemperatur	45		☐	.....

6 Quittieren am Schaltpult

HDT Schrank	o
NDT Schrank	o

Steuerung/ Regelung Lampentest

HDT Schrank	o
NDT Schrank	o

* Hochfahren der Rechner und Starten der Software

Der genaue Ablauf ist auf der letzten Seite beschrieben

7 Funktionskontrolle Schnellabschaltung & Steuerung/ Regelung

Schnellabschaltung (Bently) HDT:

Umstecken Bently auf TTTF		☐	.....
Wellenbewegung Alarmwerte/Abschaltwerte	30/60	☐	.....
Lagertemperatur Alarmwerte/Abschaltwerte	90/110	☐	.....
Schnellschluß Grenzdrehzahl Modul 1	11500	☐	.....
Schnellschluß Grenzdrehzahl Modul 2	11500	☐	.....

Schnellabschaltung (Bently) NDT:

Wellenbewegung Alarmwerte/Abschaltwerte LL	50/70	☐	.....
Wellenbewegung Alarmwerte/Abschaltwerte FLL	50/60	☐	.....
Lagertemperatur Alarmwerte/Abschaltwerte	95/110	☐	.....
Schnellschluß Grenzdrehzahl Modul 1	3700/3900	☐	.....
Schnellschluß Grenzdrehzahl Modul 2	3700/3900	☐	

ADRE – Aufnahmebereit (store enable) o

8 Einschalten Wasserbremse:

O Change/check cables to TTTF from water brake to the electronic

X1	(W78)	o	ok
X3	(W5)	o	ok
X2.1 orange cable		o	ok
X2.2orange cable		o	ok
	Do not forget to ground this cable!		
W3		o	ok
W8		o	ok

O	Bremsenelektronik zuerst einschalten, dann erst Wasserpumpe[3]		
	Leistungsteil (unten) ein, „Ready“ Diode leuchtet	o	ok
	Wasserbremsenregelung ein (Abschalten erfolgt in umgekehrter Reihenfolge)	o	ok
	Einloggen mit der Auswahl „1“ → Operator	o	ok
O	„nullen“ der Kraftmessdose (F2)	o	ok
O	Menüpunkt 3.1 , Signalgenerator deaktiviert, Max. Drehzahl muss über der Drehzahl des Betriebpunktes liegen	o	ok
O	Menüpunkt 3.3.3.1, Max zulässige Werte höher als die des Betriebpunktes, bei überschreiten „keine aktion“	o	ok
O	Menüpunkt 3.4.5.1, Max zulässige Werte höher als die des Betriebpunktes, bei überschreiten „keine aktion“	o	ok
O	ON/OFF drücken zum Einschalten des Rreglers	o	ok
O	Ext/Int auf intern (Punkt im Kästchen)	o	ok
O	Regelungsmode α/n einstellen (F7)	o	ok

9 Einschalten der Wasserpumpe Bremsenkreislauf

STTF Steuerschrank einschalten	o
Wasserpumpe Bremsenkreislauf EIN	o

10 Einschalten der Ölpumpen

HD-Turbine:

Ölkühler schliessen	o
Hilfsölpumpe (Zahnradpumpe) fördert	☐
Hauptpumpe (Kreiselpumpe) ein und Hilfsölpumpe aus	☐
STARTBEREIT	◘
Klappe „GHH-Turbine“ schließen	☐
„Vordrall-GHH“ auf 0 stellen	☐

ND-Turbine:

Ölpumpe ein	☐

Einschalten Ölnebelabscheider (Grosse Halle)	o
Unterdruck in der Leitung auf 30 mbar einstellen	o

11 Versorgen der Wasserbremse mit Wasser

	Sollzustand		check
Kugelhahn vor Druckregler TTTF Wasserbremse sanft öffnen	auf		o
Kugelhahn nach Druckregler TTTF Wasserbremse	auf		o
Kugelhahn vor Druckregler STTF Wasserbremse		zu	o
Kugelhahn ByPass Wasserbremse sanft schliessen		zu	o

Versorgungsdruck der Wasserbremse (Manometer rechts) ca 0.5 bar o
Bei Bedarf nachjustieren 30er Schlüssel

12 Sichtprüfung an der Ölversorgung auf Dichtheit

HD-Turbine:

	OK	Bemerkung
Ölleitung Druckleitung	☐	.....
Ölleitung Rücklaufleitung	☐	.....

ND-Turbine:

	OK	Bemerkung
Ölleitung Druckleitung	☐	.....
Ölleitung Rücklaufleitung	☐	.....

13 Butterfly Klappe

Butterfly Klappe offen und fixiert ☐

14 Öldrücke in der Zuströmleitung im Keller

HD-Turbine:

	Druck (bar)
Nach KP	
Vor AF	
Nach AF	

KP...Kreiselpumpe
AF...Arbeitsfilter
SF...Sicherheitsfilter

Unterduck im Öltank .....

15 Öldruck und -volumenstrom am Verteilerblock zu den Gleitlagern

	Druck		Volumen			
	MIN	Ist (bar)	MIN (l/min)	Ist (l/min)	OK	Bemerkung
Turbine Loslager	0,6		15,4		☐	.....
Turbine Festlager	1,0		67,4		☐	.....
GHH Loslager	1,4				☐	.....
GHH Festlager	1,4				☐	.....

Ölvorlauftemperatur	°C

16 Öldruck und -volumenstrom am Verteilerblock zu den Wälzlagern

	Druck		Volumen			
	MIN	Ist (bar)	MIN (l/min)	Ist (l/min)	OK	Bemerkung
Axiallager I	2		1,1		☐	.....
Axiallager II	2		1,1		☐	.....
Radiallager_Fest	2		1,3		☐	.....
Radiallager_Los	2		0,9		☐	.....

	Druck (bar)
nach.Pumpe	

Öltanktemperatur	°C

17 STTF Schaltschrank

Overspeed Überbrückung „Ein“	o
Bypassklappe „Zu“ bis grüne Lampe aufleuchtet	o

INSTITUT FÜR THERMISCHE
TURBOMASCHINEN UND
MASCHINENDYNAMIK
A-8010 GRAZ, INFFELDGASSE 25

18 Weitere Kontrollpunkte

	OK
Schrittmotor einstecken + Enable	☐
Hallentore geschlossen	☐
Dachklappe geöffnet	☐
Store Enable bei ADRE	☐
Sperrluft aufdrehen	☐
Butterfly Klappe offen und fixiert	☐
STARTBEREIT	☒

Betriebsstunden	
Datum	
Uhrzeit	
Unterschrift	

Nicht vergessen Ölheizung aus und Ölkühler bei spätestens 75° Padtemperatur öffnen!
Ölheizung aus NDT!

Hochfahren der Versuchsturbine:

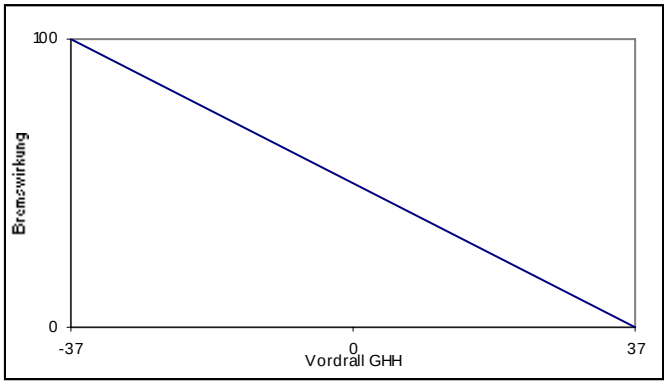
19 Ausgangsstellung GHH-Turbine und GHH-Abluft

	Auf	Zu	OK
Klappe GHH-Turbine	o	☒	☐
Klappe GHH-Abluft	☒	o	☐
Klappe Turb-Abluft	o	☒	☐

20 Vordrall GHH

	Soll-Stellung (%)	Wirkung	OK
Vordrall GHH	0	Bremse	☐

Wirkung des Vordrall GHH:



21 Verhalten ND-Turbine:

Drehzahl der NDT auf 500 begrenzen o
NDT lauft bei ca. 1.2-2 kg/s SC Massenstrom an.

22 Anströmen der Turbine durch die Verdichteranlage

Losbrechmoment HDT .....Nm

23 Bently Drehzahlüberwachung Quttieren /Reset

HDT Bently Overspeed Tachometer Quitt.
Kanal Y o
Kanal X o

NDT Bently RESET o

Overpeedüberbrückung STTF Schrank „Aus“ o

Ölkühler Auf o

24 Einregeln eines stabilen Betriebspunkts

! Gesperrte Bereiche beachten!

NDT Drehzahl auf 2600 U/min begrenzen.
Erreichte Betriebsdrehzahl HDT ≈ ..... U/min ☐
Klappe GHH-Abluft soweit schließen bis
Druckgleichheit erreicht ($p_{Überstr.} = p_{MK}$) ☐
Klappe GHH-Turbine öffnen ☐
Schließen der Klappe GHH-Abluft Δn HDT<10 U/min ☐
Achtung: Enddruck GHH → Pumpen

Stabiler Betriebspunkt bei ≈ .....U/min

! Gesperrte Bereiche beachten!

Ungünstige Drehzahlen:

HD: 5000 U/min I krit GHH
HD: 7500 U/min I krit HDT
HD: 8980-9930 U/min Schaufeln HDT

ND: 2700 U/min I krit NDT
ND: 2780-3070 U/min Schaufeln NDT

25 Klappenstellung bei Normalbetrieb

	Auf	Zu	OK
Klappe GHH-Turbine	☒	o	☐
Klappe GHH-Abluft	o	☒	☐

26 Steigerung der Drehzahl

	OK
durch Druck- u. Temperatursteigerung von der Verdichteranlage	☐

durch Vordrall GHH (zB. Vordrall GHH von 0 auf 27) ☐

Betriebsstunden	
Datum	
Uhrzeit	
Unterschrift	

Während des Betriebs der Versuchsturbine:

1 Öldrücke in der Zuströmleitung im Keller

	Druck (bar)
Nach KP	
Vor AF	
Nach AF	
Vor SF	entfällt
Nach SF	entfällt

KP...Kreiselpumpe
AF...Arbeitsfilter
SF...Sicherheitsfilter

2 Öldruck und -volumenstrom am Verteilerblock zu den Gleitlagern

	Druck		Volumen			
	MIN (bar)	Ist (bar)	MIN (l/min)	Ist (l/min)	OK	Bemerkung
Turbine Loslager	0,6		15,4		☐	.....
Turbine	1,0		67,4		☐	.....
GHH Loslager	1,4				☐	.....
GHH Festlager	1,4				☐	.....

Ölvorlauftemperatur	°C

Öldruck und -volumenstrom am Verteilerblock zu den Wälzlagern

	Druck		Volumen			
	MIN	Ist (bar)	MIN (l/min)	Ist (l/min)	OK	Bemerkung
Turbine Loslager	2		1,1		☐	.....
Turbine Festlager	2		1,1		☐	.....
GHH Loslager	2		1,3		☐	.....
GHH Festlager	2		0,9		☐	.....

	Druck (bar)
nach.Pumpe	

Öltanktemperatur	°C

3 Padtemperatur in den Gleitlagern

Steigt die Temperatur der Pads über 75°C -> Einschlalten des Ölkühlers

4 Bei ungewöhnlichen Geräuschentwicklungen

Bei ungewöhnlichen Geräuschen, die von der Anlage kommen und deren Grund nicht geklärt werden kann, sind folgende Punkte zu befolgen:
Vermindern der Drehzahl durch Verdichteranlage und durch teilweise öffnen der Klappe GHH-Abluft.
Nach Klärung der Gründe für die Geräuschentwicklung kann die Drehzahl wieder gesteigert werden.

Herunterfahren der Anlage:

1. Mit Vordrall GHH die Drehzahl verringern

(Vorsicht: Nicht Verdichteranlage ins Pumpen bringen)

	Soll-Stellung (%)	Wirkung	OK
Vordrall GHH	0	Bremsen	☐

2. Zurücknahme der Förderleistung der Verdichteranlage

3. Klappe GHH-Turbine und GHH-Abluft

	Auf	Zu	OK
Klappe GHH-Abluft	☒	o	☐
Klappe GHH-Turbine	☒	o	☐
NDT sanft mitbremsen			

Overspeed überbrücken „Ein“ bei n_{NDT} = ca. 200 U/min o
Erreichen des Stillstands der Versuchsturbine o

Wassertemperatur Wasserbremseaustritt <50°C o
Kugelhahn ByPass Wasserbremse öffnen sanft o
Kugelhahn vor Druckregler TTTF schließen sanft o

	Sollzustand		check
Kugelhahn vor Druckregler TTTF Wasserbremse		zu	o
Kugelhahn nach Druckregler TTTF Wasserbremse	auf		o
Kugelhahn vor Druckregler STTF Wasserbremse		zu	o
Kugelhahn ByPass Wasserbremse	auf		o

Wasser pumpe Bremskreislauf „Aus“ o
Overspeed Überbrücken „Aus“ o
Schlüssel STTF Schrank „Aus“ o

Bremsenelektronik ausschalten:

Wasserbremsenregelung „Aus“ (gelber on/off Knopf) o ok
Bremsenregler Ausstecken o ok
Leistungsteil (unten) ausschalten o ok

4. Kühlung der Gleitlager

	OK
Ölrückkühler einschalten	☐
Min. 10 Minuten Ölrückkühler ein	☐
Max. Lagertemperatur < 50°C	☐

5. Ausschalten der Ölpumpe

	OK
Ausreichendes Auskühlen der Gehäuse	☐
Hilfsölpumpe „Ein“, Hauptölpumpe „Aus“, Hilfsölpumpe „Aus“	o

6. Abspeichern der ADRE – Datei ☐

„close“ drücken, abspeichern in C:\adrewin\database\ttm2002

7. Not-Aus Verriegelung

	OK
Am Schaltschrank für die Verdichteranlage den Not-Aus Verriegelungs-knopf (orange) drücken	☐

8. Klappe GHH-Turbine und GHH-Abluft (Stillstand)

	Auf	Zu	OK
Klappe GHH-Abluft	☒	o	☐
Klappe GHH-Turbine	☒	o	☐

8. Sichtprüfung an der Ölversorgung auf Leckagen

	OK	Bemerkung
Ölleitung Druckleitung	☐	.....
Ölleitung Rücklaufleitung	☐	.....

.....

9. Schließen der Hähne im Kellergeschoß

	Auf	Zu	OK
Kugelhahn vor Sicherheitsfilter	o	☒	☐
Kugelhahn nach Sicherheitsfilter	o	☒	☐
Kugelhahn Druckluftleitung Versorgung	o	☒	☐

10. Zurückstellen der Klappen im Keller (von der Verdichteranlage)

	Auf (III)	Zu(I)	OK
Klappenstellung: großer schwarzer Gussschieber	o	☒	☐
große schwarze Klappe	☒	o	☐
kleine schwarze Klappe	o	☒	☐

Diese Klappenstellungen gewährleisten, daß bei Inbetriebnahme der Verdichteranlage die Versuchsturbine nicht durchströmt wird!

11. Schlüsselschalter bei Schaltschrank

	OK
Schalter auf Aus schalten	☐

INSTITUT FÜR THERMISCHE
TURBOMASCHINEN UND
MASCHINENDYNAMIK
A-8010 GRAZ, INFFELDGASSE 25

12. Weitere Punkte

	OK
Schließen der Sperrluft	☐

Betriebsstunden	
Datum	
Uhrzeit	
Unterschrift	

Zeit	Torque	Drehzahl	Leistung	p_{0MK}	T_{0MK}	Π	CS	mp

INSTITUT FÜR THERMISCHE
TURBOMASCHINEN UND
MASCHINENDYNAMIK
A-8010 GRAZ, INFFELDGASSE 25

Zeit	Torque	Drehzahl	Leistung	p_{0MK}	T_{0MK}	Π	CS	mp

INSTITUT FÜR THERMISCHE
TURBOMASCHINEN UND
MASCHINENDYNAMIK
A-8010 GRAZ, INFFELDGASSE 25

Zeit	Torque	Drehzahl	Leistung	p_{0MK}	T_{0MK}	Π	CS	mp

Starten der Anlagenüberwachung:

Hochfahren FTTMPC41 „Monitoring TTM Turbine“
- Anmelden als Administrator mit Institutspasswort
- Öffnen der am Desktop abgelegten Programme:
  - Data_AcqvisitionPSI_1.vi => Run
  - Data_AcqvisitionPSI_All.vi => Run
  - Twoshaftmain.vi => Run
  - clock.exe

Beenden:
- Messung => off
- TempSave => off
- SaveData
- Program => off

Starten der Bently und ADRE Soft- und hardware:

- Hochfahren FTTMPC27 „Bently PC“
- Anmelden als Administrator mit Institutspasswort
- Bently SW starten
- Connenct via Network ohne PW
- Open Data: DREAM
- Scchlüssel auf der Bently auf Program unschalten
- Download Data to the Rack
- Meldungen bestätigen
- Schlüssel auf “Run” umschalten

- ADRE Box einschalten
- Adre.sxp starten
- Quick connect
- Plot setting manager History
- Re click auf DREAM
- Open all plots
- Window: tile horizontal

Bei der Wasserbremseregeleinheit kann manchmal ein Fehler auftreten (rotes Licht leuchtet). Durch Quittieren bzw. Neustarten der Elektronik kann der Fehler quittiert werden

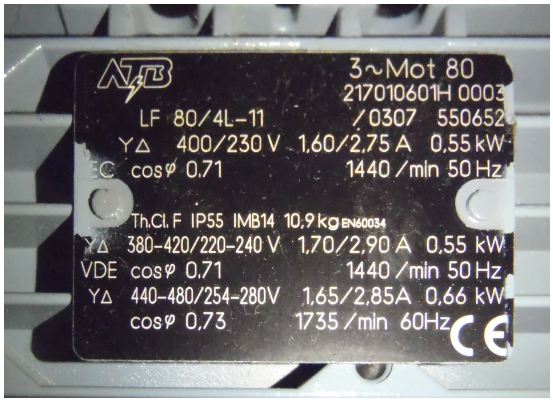


Abbildung 166: Typenschild E-Motor der Förderpumpe