

Konstruktion eines zweiwelligen Turbinenprüfstandes

am Institut für

Thermische Turbomaschinen und
Maschinendynamik an der TU - Graz

Diplomarbeit

von

Gerald Rath

Eingereicht im März 2013

am Institut für

Thermische Turbomaschinen und
Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz

Vorstand:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Betreuer:

Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Emil Göttlich

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am ...18.März 2013...



.....
(Unterschrift)

Kurzfassung

Gegenstand dieser Diplomarbeit ist die Konstruktion eines zweiwelligen Turbinenprüfstandes. Im Rahmen des DREAM – Projektes sollen am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik Übergangskanäle mit Stützrippen (Mid Turbine Frame) von der Hochdruckturbine auf die Niederdruckturbine untersucht werden. Der Prüfstand besteht aus dem Übergangskanal (Zwischendiffuser), der Niederdruckturbinenstufe, dem Lagerschild mit Rotorlagerung, dem Abluftgehäuse und der Verschiebeinheit. Die Niederdruckturbine ist auf einem verschiebbaren Stahlrahmen aufgebaut und wird an die bestehende Hochdruckturbine des ITTM angebaut. Somit kann der Flugtriebwerksabschnitt Hochdruckturbine – Übergangskanal – Niederdruckturbine nachgebildet werden.

Hauptaufgabe der Arbeit war es, einen zweiwelligen Turbinenprüfstand zu entwickeln und eine grundlegende Konstruktion für den nachfolgenden Bau des Prüfstandes zu erstellen. Konstruiert wurde der Prüfstand mit dem 3D-CAD Programm Pro/Engineer Wildfire 3.0.

Abstract

The objective of this diploma thesis was to design a double shaft turbine test rig. In the course of the DREAM project, intermediate ducts with supporting ribs (Mid Turbine Frame) that connect a high-pressure turbine with a low-pressure turbine were studied at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics (ITTM). The test rig consists of the intermediate ducts (inter stage diffuser), the low-pressure turbine, the bearing shield with rotor bearing, the exhaust casing and the slide unit. The low-pressure turbine is built on top of a shiftable steel frame and is connected to the existing high-pressure turbine of the ITTM. This construction simulates the aircraft engine section high-pressure turbine – intermediate duct – low-pressure turbine.

The main objective of this thesis was to design a double shaft turbine test rig and to develop a basic construction for the test rig. The test rig was engineered using the 3D-CAD program Pro/Engineer Wildfire 3.0.

1	Einleitung	1
2	Ausgangslage	5
2.1	Transsonische Versuchsturbine	5
2.2	Rahmenbedingungen	6
2.3	Vorgaben/Vorstellungen für den Prüfstand	7
2.4	Möglichkeiten für ein Update auf zweistufige NDT	8
2.5	Technische Auslegungsdaten	8
3	Konzeptfindung DREAM Prüfstand	9
3.1	Verschubeinheit.....	10
3.2	Rotorlagerung	11
3.3	Prüfstandskonzept.....	12
4	Detailentwurf	14
4.1	Verschubrahmen	14
4.2	Welle – Lagerung – Lagergehäuse	18
4.2.1	Rotorwellenlagerung	18
4.2.2	Einstufiger und Zweistufiger Rotor	24
4.3	Maschinendynamische Berechnung.....	27
4.3.1	Abschätzung der Eigenfrequenzen	27
4.3.2	Sensitivitätsanalyse der Einflüsse auf die Eigenfrequenzen	36
4.4	Lagerung	40
4.4.1	Lagerkräfte	40
4.4.2	Errechnete Lebensdauer.....	41
4.4.3	Lagerschmierung	43
4.5	Anbindung Rotorlagerung an die Verschubeinheit	45
4.5.1	Befestigung / Lagerschild	48
4.6	Strömungskanal	52
4.6.1	Geometrie, Sektoren	52
4.6.2	Übergangskanal – Segmente (Mid-Turbine Frames)	54
4.6.3	Leitschaufel – Segmente.....	55
4.6.4	Laufschaufel – Deckband, Spitzendichtungen	57
4.6.5	Aufbau des Strömungskanals	58
4.7	Drehvorrichtung.....	60
4.8	Abluftgehäuse	62
4.9	DREAM Prüfstand	63
5	Schnittstellen DREAM Prüfstand	64
6	Zusammenfassung.....	69
7	Anhang.....	71
7.1	Literatur	71
7.2	Abbildungen	72
7.3	Tabellen	74
7.4	Berechnungen.....	75
7.5	Daten zur Auslegung.....	88
7.6	Datenblätter.....	96
7.7	Inhaltsverzeichnis der beigelegten DVD.....	99

1 Einleitung

Der Anstieg der Rohölpreise, durch Spekulationen und politische Unsicherheiten in erdölfördernden Ländern, und damit einhergehend die Verteuerung des wichtigsten Flugtreibstoffes JET A-1 sowie der durch die Politik auferlegte Zwang CO₂ Emissionen drastisch zu reduzieren stellen die Luftfahrtindustrie vor neue Herausforderungen.

„Mit ACARE 2020 gibt es klare Vorgaben für die Luftfahrtindustrie, damit Flugzeuge sparsamer, sauberer und leiser werden. Denn die aktuellen Prognosen gehen von einem Wachstum des Flugverkehrs von vier bis fünf Prozent pro Jahr aus. Innerhalb von 15 Jahren wird sich der Flugverkehr nahezu verdoppeln.

Im Jahr 2002 hat die Industrie im Rat für Luft- und Raumfahrtforschung in Europa, ACARE (Advisory Council for Aeronautical Research in Europe), ihre Strategic Research Agenda (ACARE 2020) veröffentlicht: Bis zum Jahr 2020 sollen Flugzeuge 50 Prozent weniger Kraftstoff verbrauchen, 50 Prozent weniger Kohlendioxid (CO₂) und 80 Prozent weniger Stickoxid (NO_x) ausstoßen sowie den subjektiv empfundenen Lärmpegel halbieren.“ [MTU]

Aufgrund dieser Vorgaben für die Luftfahrtindustrie entstand das DREAM (validation of Radical Engine Architecture systems) Projekt
 DREAM ist ein Gemeinschaftsprojekt von 44 Partnern aus 13 Ländern und umfasst alle führenden europäischen Flugtriebwerkshersteller und Forschungseinrichtungen:



Abbildung 1: An DREAM beteiligte Partner

Im DREAM Projekt werden in verschiedenen Arbeitspaketen neue Triebwerkskonzepte erarbeitet und überprüft, welche wesentliche Treibstoffeinsparungen und damit verbundene verminderte CO₂ Emissionen sowie eine Reduzierung der Lärmemissionen versprechen.

Diese Zielsetzungen sollen durch Entwicklung und Tests von neuartigen „Open Rotor Concept“ Triebwerken und neuen innovativen Komponenten für diese open rotor Triebwerke erreicht werden, welche auch bei den konventionellen Turbofan Triebwerken eingesetzt werden.

In einem weiteren Arbeitspaket werden neue Spezifikationen und Erprobungen von alternativen Treibstoffen in kleineren Triebwerken durchgeführt, um sich von der Abhängigkeit von fossilen Flugtreibstoffen zu lösen.

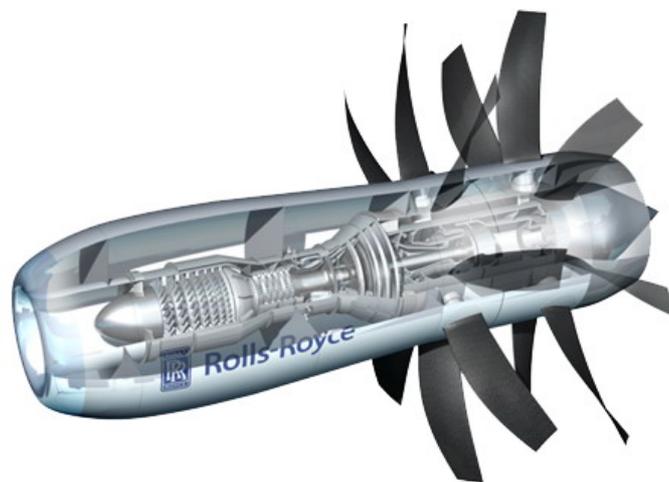


Abbildung 2: Über Getriebe angetriebener offener gegenläufiger Rotor

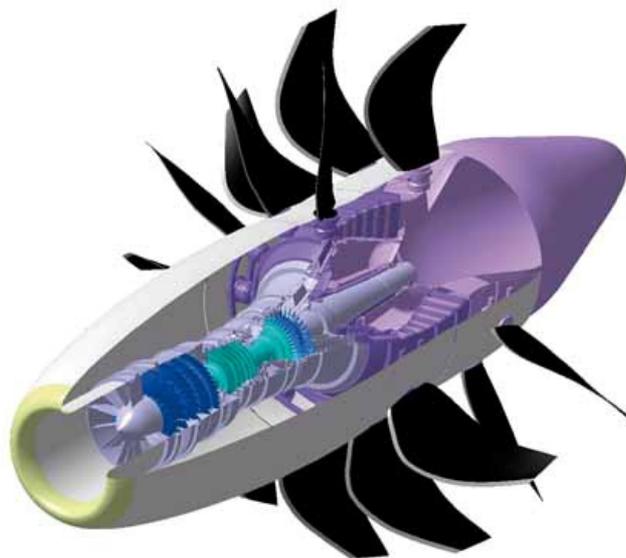


Abbildung 3: Direkt angetriebener offener Rotor

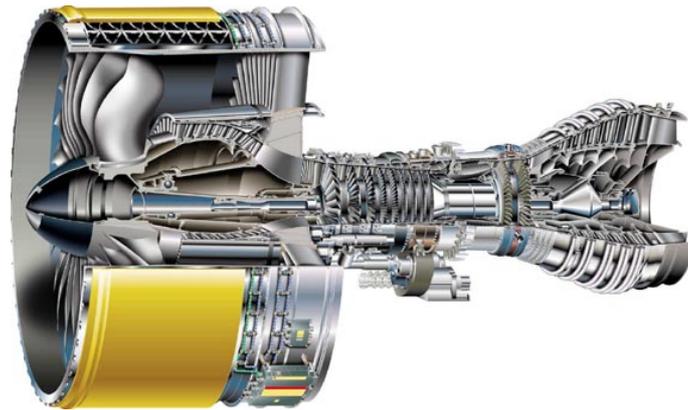


Abbildung 4: Turbofan Triebwerk GP7000 (MTU)

Um die geforderte Senkung der CO₂ - und Lärmemissionen von zivilen Flugtriebwerken zu erreichen, ist das DREAM Projekt in verschiedene Arbeitsbereiche gegliedert.

Das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (ITTM) ist im Arbeitsbereich „Innovative Systems“ untergebracht. Hierbei sollen neuartige Komponenten zur Gewichtsreduktion, Werkstoffbeschichtungen und ein neues Bauteildesign zur Geräuschreduktion beitragen.

Das ITTM arbeitet am Arbeitspaket „Novel Structure for Mid Frame“ mit. Dabei handelt es sich um den Übergangskanal (Zwischendiffuser) zwischen Hochdruckturbinen und Niederdruckturbinen. Dieses Zwischengehäuse MTF soll einerseits die Lagerung der Welle von der Hochdruck- und Niederdruckturbinen sowie die Triebwerksaufhängung übernehmen. Dadurch ist es möglich, die großen, schweren Gehäuse für die Wellenlagerungen am Ende der Niederdruckturbinen zu ersetzen und somit deutlich an Gewicht einzusparen.

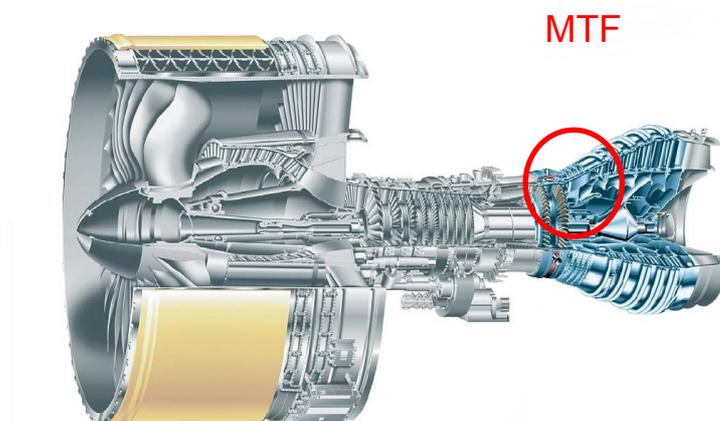


Abbildung 5: MTF im Triebwerk GP7200

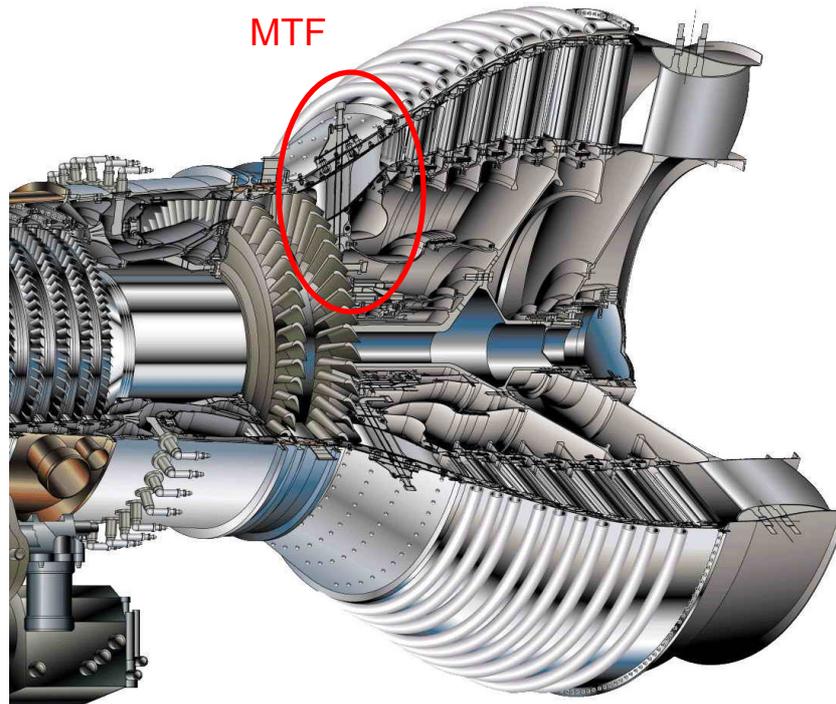


Abbildung 6: MTF nach HDT GP7200

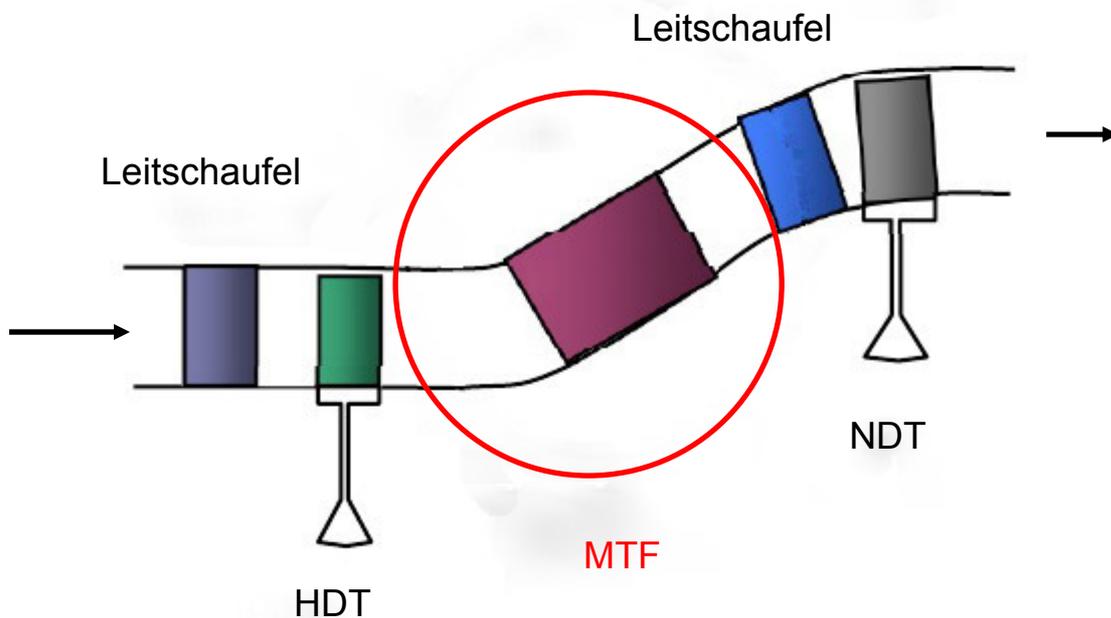


Abbildung 7: Schematische Anordnung MTF

Um die Geometrie des Strömungskanal und den Einfluss der darin befindlichen Stützrippen auf die Gasströmung zu überprüfen, soll am Institut ein Versuchsstand konstruiert und gebaut werden, der im Wesentlichen dem schematischen Aufbau,

siehe Abbildung 7, entspricht. Der grundsätzliche Aufbau des Prüfstandes besteht aus einer schnell laufenden Hochdruckturbine, Übergangskanal MTF und einer langsam laufenden Niederdruckturbine. Inhalt dieser Arbeit ist die Konzeption und Konstruktion eines zweiwelligen Turbinenprüfstandes für Versuche am Mid Turbine Frame.

2 Ausgangslage

Am ITTM stehen verschiedene Prüfstände für Versuche zu Verfügung. Ein transsonischer und subsonischer Turbinenprüfstand, Kaskadenprüfstände und ein Brennkammerprüfstand. All diese Versuchsstände werden mit Luft von der institutseigenen Verdichterstation angetrieben.

Die Verdichterstation befindet sich im zweiten Kellergeschoss des Institutsgebäudes, und besteht aus einem Schraubenverdichter und zwei Turboverdichter mit einer Anschlussleistung von 3 MW. Diese können in unterschiedlichen Kombinationen miteinander betrieben werden. Ein maximaler Massenstrom von 2.6 kg/s bis 16 kg/s, je nach Druckverhältnis, ist einstellbar.

2.1 Transsonische Versuchsturbine

Die transsonische Versuchsturbine ist eine stationär, mit kalter Luft und im offenen Kreislauf betriebene Anlage. Ein angebauter dreistufiger Turboverdichter wird als Bremse für die Turbinenstufe verwendet. Dieser kann bei Bedarf zusätzlich verdichtete Luft liefern und somit den Luftmassenstrom für die Turbine auf maximal 22 kg/s erhöhen.

Die Laufradscheibe der transsonischen Turbine ist einseitig (fliegend) gelagert und ermöglicht es so, an der Laufradscheibe Änderungen der Beschaufelung (Leit- und Laufschaufel) schnell und einfach durchzuführen. Die Gehäuseteile sind horizontal geteilt und für einen schnellen Versuchsaufbauwechsel modular aufgebaut. Die maximale Drehzahl der Turbine beträgt 11550 U/min.

Für Versuchsläufe mit unterschiedlichen Lastpunkten kann die verdichtete Luft von der Verdichterstation und wahlweise vom Bremsverdichter in einer Mischkammer der Versuchsturbine zusammengeführt werden und strömt durch die dahinter liegende Turbinenstufe. Nach dieser befindet sich das Abluftgehäuse mit Diffusor welches den Luftstrom in den Abluftkanal leitet, [Erhard, Marn].

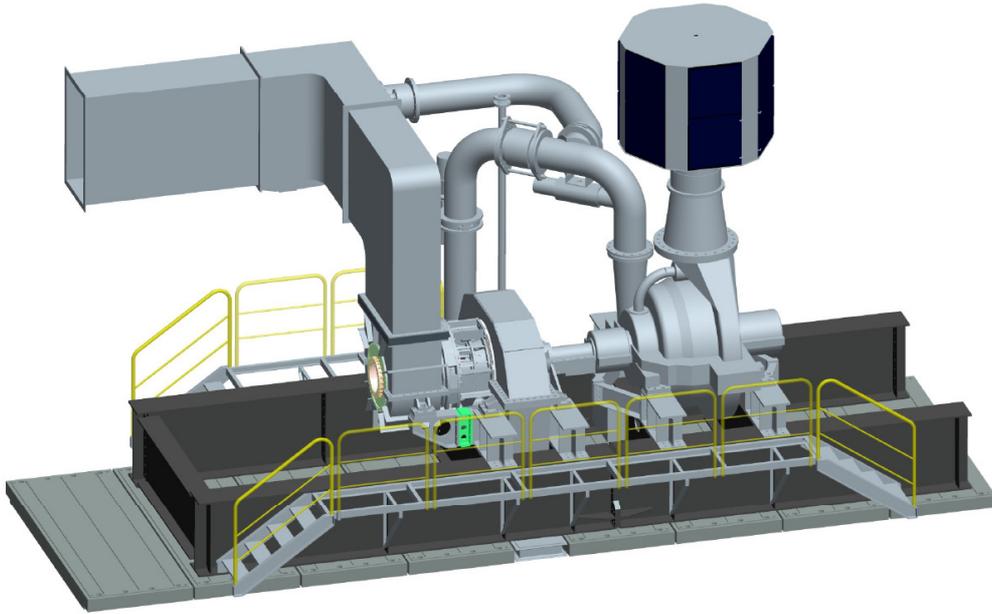


Abbildung 8: Transsonische Versuchsturbine

2.2 Rahmenbedingungen

Um die Einflüsse des MTF (Mid Turbine Frame) im Übergangskanal von Hochdruckstufe zur Niederdruckstufe untersuchen zu können und realitätsnahe Bedingungen zu schaffen, wird der Prüfstand an die bestehende transsonische Versuchsturbine angebaut. Die transsonische Versuchsturbine entspricht somit der Hochdruckturbinenstufe. Leitschaufel- und Laufschaufelgeometrien können an geänderte Betriebsbedingungen angepasst werden.

Hauptaufgabe ist ein Konzept für eine zweite langsam laufende Turbinenstufe mit einem relativ einfach austauschbaren Übergangskanal (MTF), von der Hochdruckturbine auf diese Niederdruckturbinenstufe, mit Abluftgehäuse zu finden.

Dadurch ergibt sich ein Versuchsaufbau, der einem Abschnitt eines konventionellen Flugtriebwerkes entspricht, bestehend aus Hochdruckturbine – Übergangskanal (Zwischendiffuser) - MTF – Niederdruckturbine, siehe Abbildung 7.

Die Konstruktion darf in den Abmessungen, einschließlich des Platzbedarfes für die Manipulation des Prüfstandes bei Revisionen oder Bauteil- Baugruppenwechsel, den verfügbaren Bauraum nicht überschreiten.

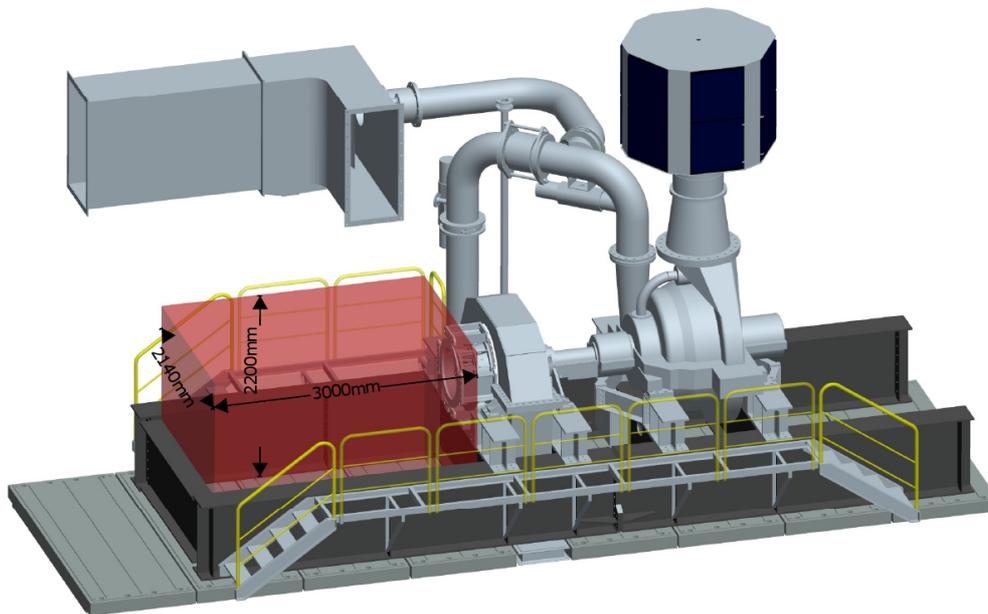


Abbildung 9: Verfügbarer Bauraum

2.3 Vorgaben/Vorstellungen für den Prüfstand

Durch etliche Gespräche, wurden einige Punkte diskutiert auf welche bei der Konzeption besonderes Augenmerk gelegt werden soll.

Unkomplizierter Austausch bzw. Änderung der Prüfstandskonfiguration
Aufbau des Prüfstandes auf das bestehende Fundament der transsonischen Versuchsturbine

Der Prüfstand soll möglichst einfach aufgebaut werden und einen unkomplizierten Wechsel der Prüfstandskonfiguration erlauben. Zu diesem Zwecke soll der DREAM-Prüfstand verschiebbar auf das bestehende Fundament der transsonischen Testturbine aufgebaut werden. In der Versuchshalle ist zwar ein Hallenkran installiert, jedoch aus Gründen der Flexibilität und da der Hallenkran auch für andere Prüfstände benötigt wird, soll ein Umbau bzw. das Trennen von der Hochdruckturbine ohne Hallenkran möglich sein.

Dies hat den großen Vorteil, dass man einfach Änderungen am DREAM-Prüfstand und an der Hochdruckturbine durchführen kann und eine Variation der Länge der MTF Setups möglich ist.

Es sollen, wenn möglich, bestehende Komponenten von anderen Prüfständen verwendet werden.

2.4 Möglichkeiten für ein Update auf zweistufige NDT

Da Fertigung, Aufbau und Inbetriebnahme eines solchen Versuchstandes erhebliche Kosten verursachen, soll ein vorausschauendes Prüfstandskonzept erstellt werden. Durch Anpassungen, Austausch oder Erweiterungen soll die Möglichkeit gegeben sein, weitere Versuchsprogramme mit dem Prüfstand abzuwickeln und somit eine längere Nutzungsdauer erreicht werden.

Für das DREAM Projekt wird an diesem Prüfstand eine Niederdruckturbinenstufe nachgebildet, d.h. nur eine Läuferscheibe mit Beschau felung.

Für nachfolgende Projekte, in denen eventuell zwei Niederdruckturbinenstufen untersucht werden sollen, besteht die Möglichkeit den Prüfstand auf zwei Stufen zu erweitern. Diese Option auf zwei Stufen muss vor allem in der Lagerauslegung und der Ausführung der Welle, bezüglich der Schwingungen, berücksichtigt werden.

2.5 Technische Auslegungsdaten

Diese wurden von der Firma MTU vorgegeben und sind in einem Übersichtsblatt zusammengefasst.

Die wichtigsten Kenndaten:

Massenstrom $m = 15,94 \text{ kg/s}$

Gruppenblock 1 (bestehende Hochdruckturbinen)

Drehzahl: $n = 11000 \text{ U/min}$

Leistung: $P = 1700 \text{ kW}$

Druckverhältnis: $p_1/p_2 = 3,15$

Gruppenblock 2 (zu konstruierende Niederdruckturbinen)

Nenn Drehzahl: $n = 3550 \text{ U/min}$

Leistung: $P = 462 \text{ kW}$

Druckverhältnis: $p_1/p_2 = 1,44$

Geometrie des Strömungskanals

schwarze Linie: Kontur von DREAM

zum Vergleich die türkise Linie: Kontur von AIDA (vorangegangenes Projekt)

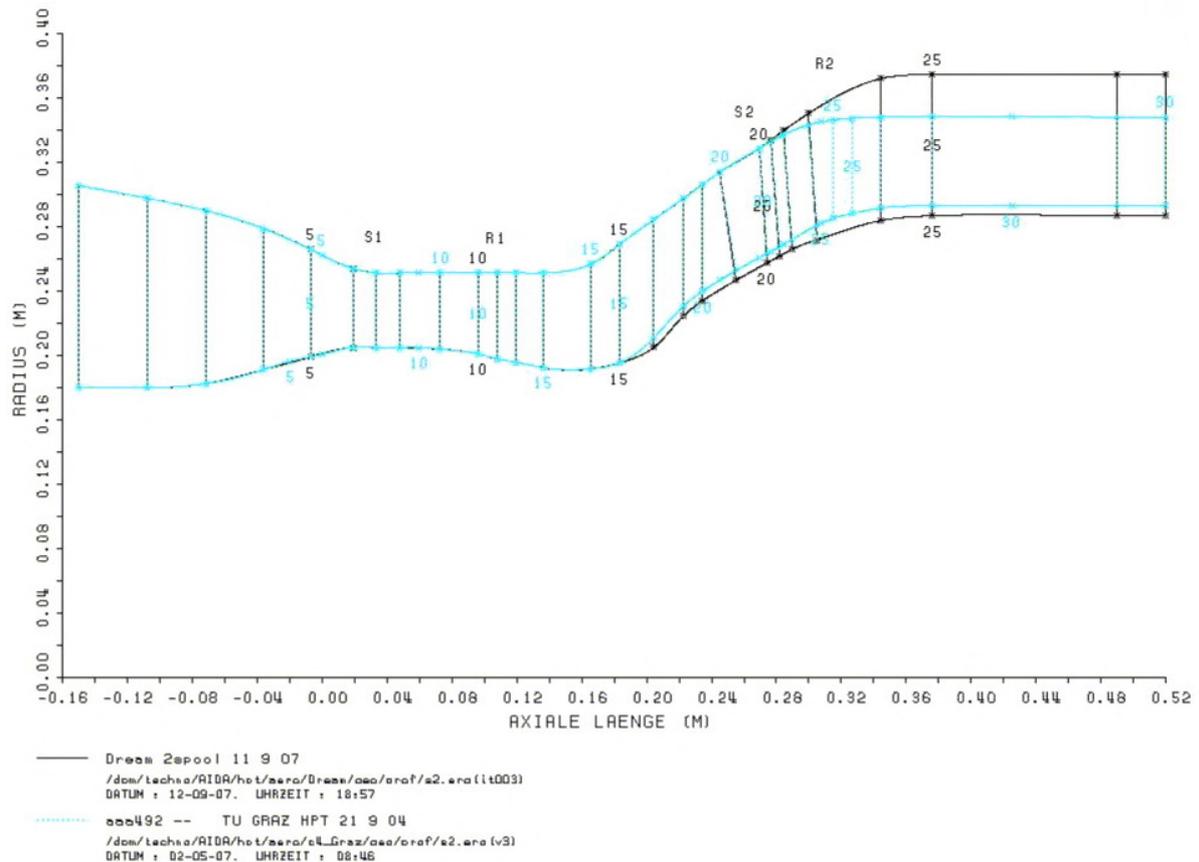


Abbildung 10: DREAM Strömungskanal

3 Konzeptfindung DREAM Prüfstand

Aus den groben Vorgaben, die in Kapitel 2 beschrieben wurden, und etlichen Gesprächen ist ein Grundkonzept entstanden.

Die Prüfstandserweiterung soll als gesamtes, die Niederdruckturbinenstufe und die Wasserwirbelbremse, an den transsonischen Turbinenprüfstand an- und abgebaut werden können. Es soll möglich sein, den gesamten NDT Prüfstand vom transsonischen Prüfstand abzukoppeln und wegzubewegen, um so an beiden Turbinenstufen eventuelle Modifikationen vorzunehmen.

Nachstehend soll Anhand von zwei Baugruppen die Vorgangsweise zur Konzeptfindung dargestellt werden. Ähnliche Ansätze zur Lösung von Anforderungen und Aufgabenstellungen begleiten immer wieder die Entwicklung dieses Konzepts.

3.1 Vershubeinheit

Übersicht Konzeptfindung Vershubeinheit:

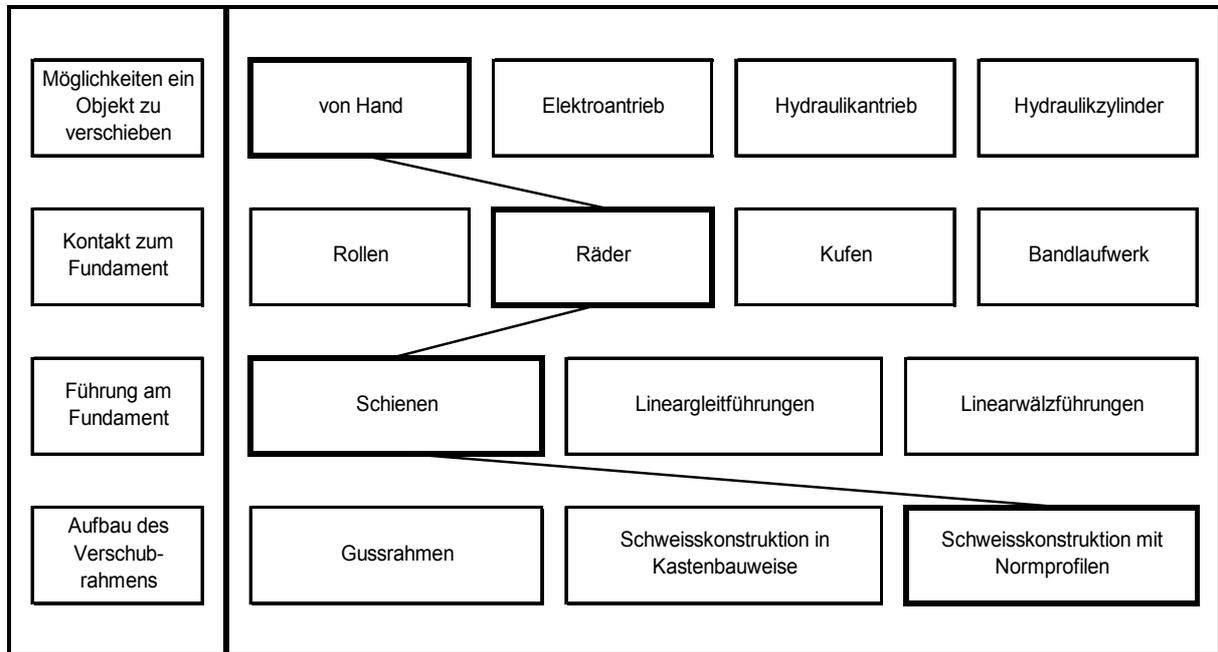


Abbildung 11: Morphologischer Kasten

Möglichkeiten, ein Objekt zu verschieben

Erfahrungen mit ähnlichen Versuchsständen zeigen, dass mit einer Demontage und Umrüstung des Prüfstandes nur in seltenen Fällen zu rechnen ist. Daher kann auf eine aufwendige Vershubeinheit verzichtet werden. Die Möglichkeit, bei Bedarf den Prüfstand von Hand zu verschieben, erschien hier als ausreichend. Die anderen Möglichkeiten wären natürlich komfortabler, aber der dazu notwendige Aufwand und die zusätzlichen Kosten wären zu hoch gewesen.

Kontakt und Führung am Fundament

Für den Kontakt zum Fundament bot sich als einfachste und kostengünstigste Lösung die Verwendung von Spurkranzrädern, ähnlich den Laufrädern, die beim Fahrgestell der Kranbrücke eines Hallenlaufkranes üblich sind. Mit Schienen, die am Fundament befestigt werden, ist eine Führung der Vershubeinheit in Verschieberichtung gegeben. Ein großer Vorteil ist dabei die hohe Tragfähigkeit der Räder bei niedrigen Kosten. Der Aufwand und die Kosten der weiteren Möglichkeiten wären zu hoch gewesen.

Aufbau des Verschubrahmens

Da auch Fertigungskapazitäten in der institutseigenen Werkstätte vorhanden sind, war das Ziel einen einfachen und in Eigenfertigung herstellbaren Verschubrahmen zu konstruieren. Als einfach herstellbare und kostengünstige Variante ergab sich eine Schweißkonstruktion mit genormten Stahlprofilen.

Eine Ausführung des Rahmens als Gusskonstruktion bzw. auch als Schweißkonstruktion in Kastenbauweise würde eventuell technische und

gestalterische Vorteile bringen, allerdings wären die Kosten für ein ausgeführtes Einzelstück viel zu hoch.

3.2 Rotorlagerung

Übersicht Konzeptfindung Rotorlagerung:

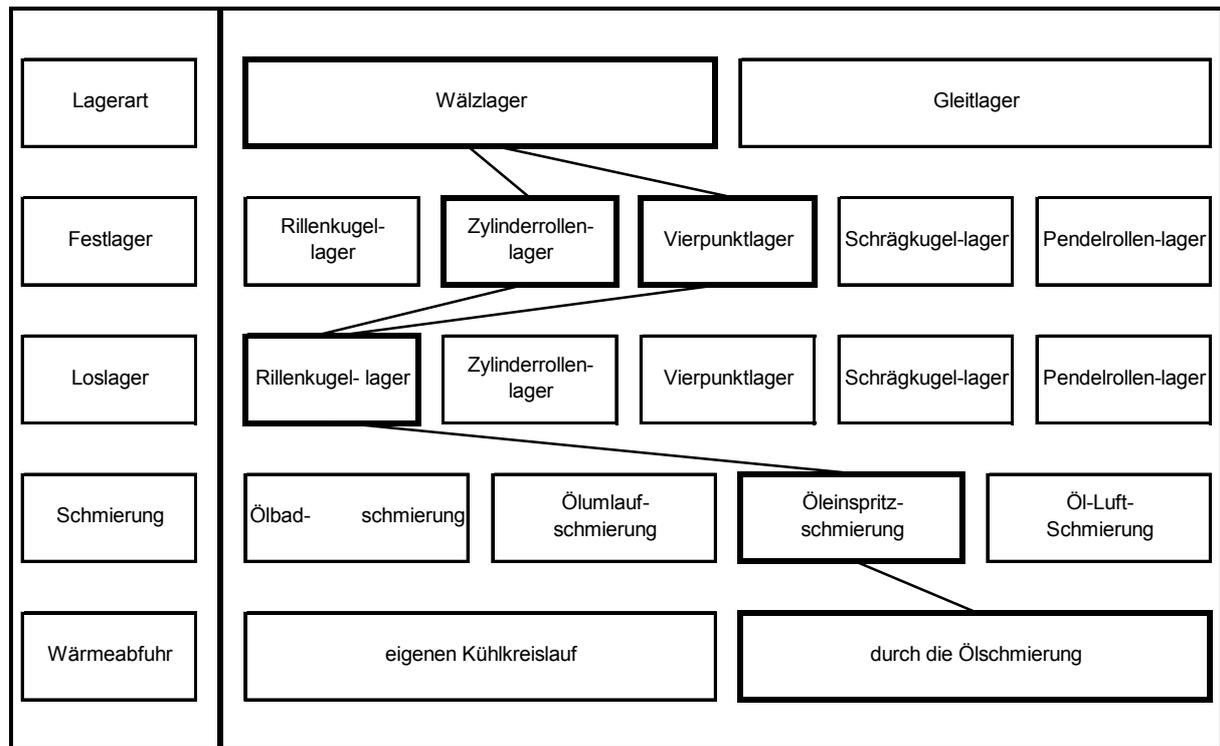


Abbildung 12: Morphologischer Kasten Rotorlagerung

Lagerart

Die transsonische Versuchsturbine und der Bremsverdichter sind aufgrund ihrer hohen maximalen Drehzahl, von 11550 U/min, mit Gleitlagern gelagert. Das notwendige Schmiersystem und deren Hilfsaggregate für die Schmierung der Gleitlager wurden nur für diese Turbine ausgelegt. Dadurch ist es nicht möglich, weitere Prüfstände mit Gleitlagerung an dieses Ölsystem hinzuzufügen. Diesem Sachverhalt zufolge, mussten als Rotorlager des DREAM Prüfstandes Wälzlager gewählt werden, da eine Erweiterung des bestehenden Ölsystems für eine Gleitlagerschmierung aus Kostengründen nicht möglich war.

Festlager

Die Auswahl des Festlagers hing von zwei Parametern ab, der Drehzahl und vom Axialschub des Rotors. Wobei auf die Drehzahl besonderes Augenmerk gelegt wurde, da diese für die Betriebsdrehzahl 3550 U/min und für die Überdrehzahl, d.h. für Lastabwurf bzw. Durchgehen der Turbine, bei 5500 U/min liegt. Für die hohe Drehzahl und die axiale Belastung wurde ein Vierpunktlager ausgewählt.

Es wurden zwei Varianten näher betrachtet. Die erste Variante mit einem Vierpunktlager, welches die Axialbelastung und die Radialbelastung aufnimmt. Die zweite Variante ist eine Kombination eines Vierpunktlagers und eines Zylinderrollenlagers, wobei das Vierpunktlager nur die Axialbelastung und das Zylinderrollenlager nur die Radialbelastung aufnimmt. Eine genauere Beschreibung der Lagerung und die endgültige Auswahl einer der Varianten erfolgen in Kapitel 4.

Loslager

Bei der Auswahl des Loslagers war die hohe Drehzahl von Bedeutung. Als Loslager wurde ein Rillenkugellager gewählt, da diese für sehr hohe Drehzahlen geeignet sind. Eine genauere Beschreibung hierzu erfolgt in Kapitel 4.

Schmierung und Wärmeabfuhr

Da hohe Drehzahlen vorherrschen, wird eine beträchtliche Menge an Reibungswärme freigesetzt. Diese Reibungswärme muss aus der Lagerstelle abgeführt werden. Ein geeignetes Schmierverfahren ist in diesem Fall eine Öleinspritzschmierung, da damit ein großer Teil der Reibungswärme abgeführt wird.

3.3 Prüfstandskonzept

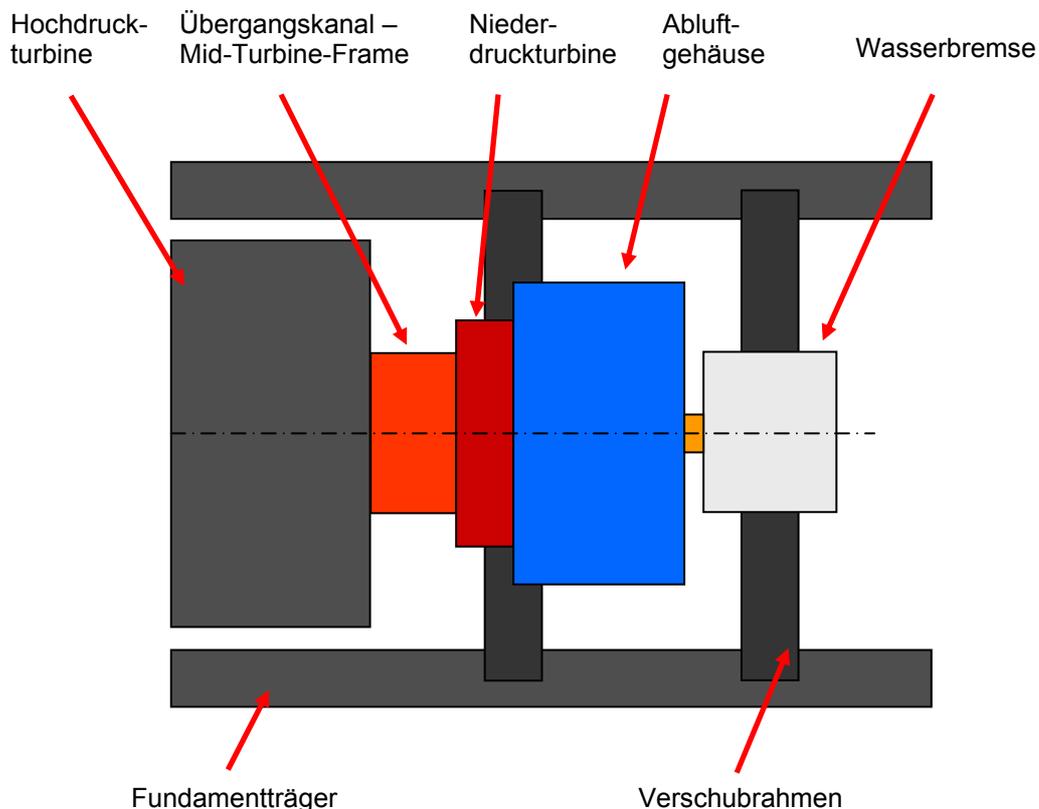


Abbildung 13: DREAM Konzeptskizze für Aufbau

Abbildung 13 zeigt die Gliederung des Prüfstandskonzepts in verschiedene Baugruppen. An die transsonische Versuchsturbine wird der DREAM Prüfstand, beginnend mit dem Mid Turbine Frame (MTF), angebaut. Danach folgt die Niederdruckturbinenstufe (NDT) mit Abluftgehäuse; am Ende die Wasserwirbelbremse, welche die Leistung der Turbine aufnimmt. Mid Turbine Frame, Niederdruckturbinenstufe mit Abluftgehäuse und Bremse sind auf dem Verschubrahmen montiert und können somit von der transsonischen Versuchsturbine weg geschoben werden.

Abbildung 14 zeigt den prinzipiellen Verlauf des Strömungskanals, sowie den Aufbau der fliegenden Lagerung der Rotorwelle mit einer Läuferscheibe. Nach der Hochdruckturbinenstufe (HDT) und vor dem Mid Turbine Frame (MTF) befindet sich die Trennebene, in der die Niederdruckturbinenstufe an die Hochdruckturbinenstufe angebaut wird.

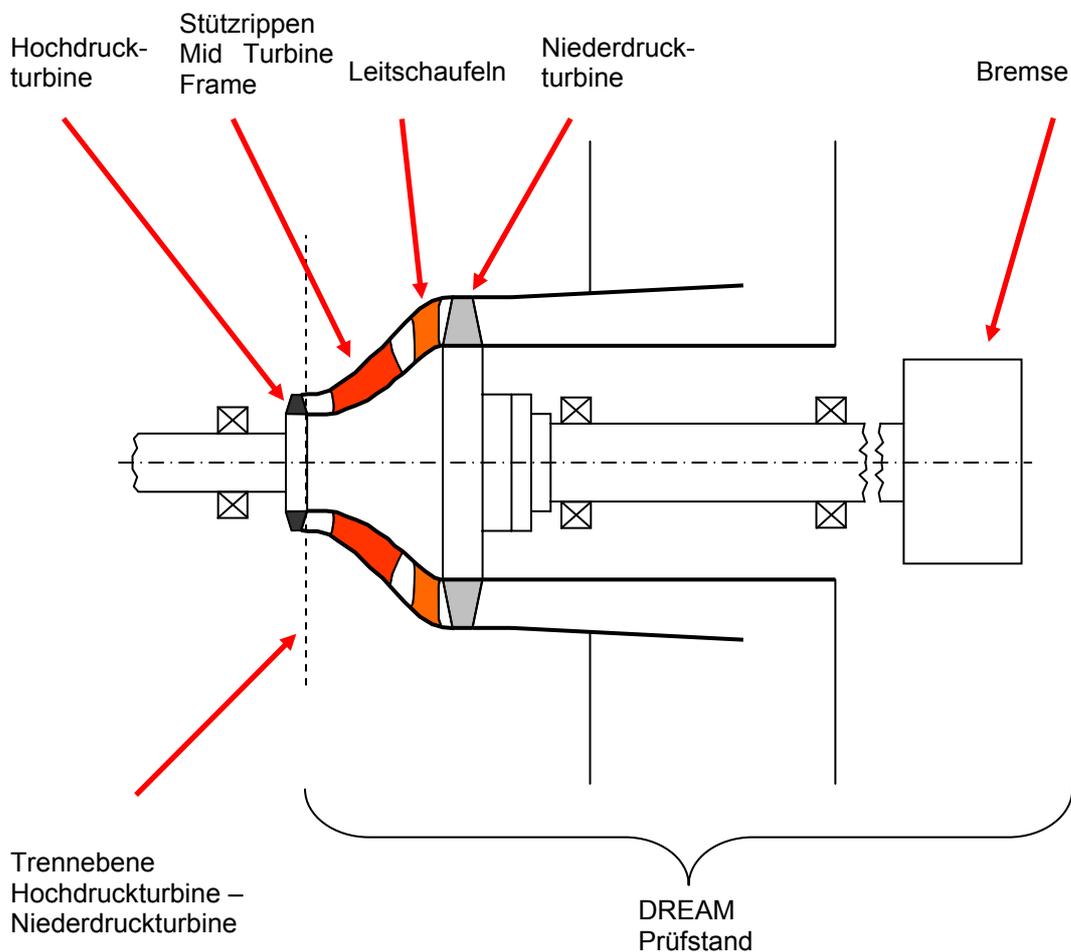


Abbildung 14: DREAM Konzeptskizze Prüfstand

4 Detailentwurf

4.1 Verschubrahmen

Der Verschubrahmen stellt die Verbindung vom Turbinenprüfstand zum Fundament her. Auf diesen Rahmen soll das gesamte Testrig, bestehend aus Turbinenstufe, Abluftgehäuse und Wasserwirbelbremse aufgebaut werden. Nachfolgend eine Zeichnung der Fundamentträger mit eingezeichneter Rotorachse sowie den Hauptabmessungen des zur Verfügung stehenden Bauraumes.

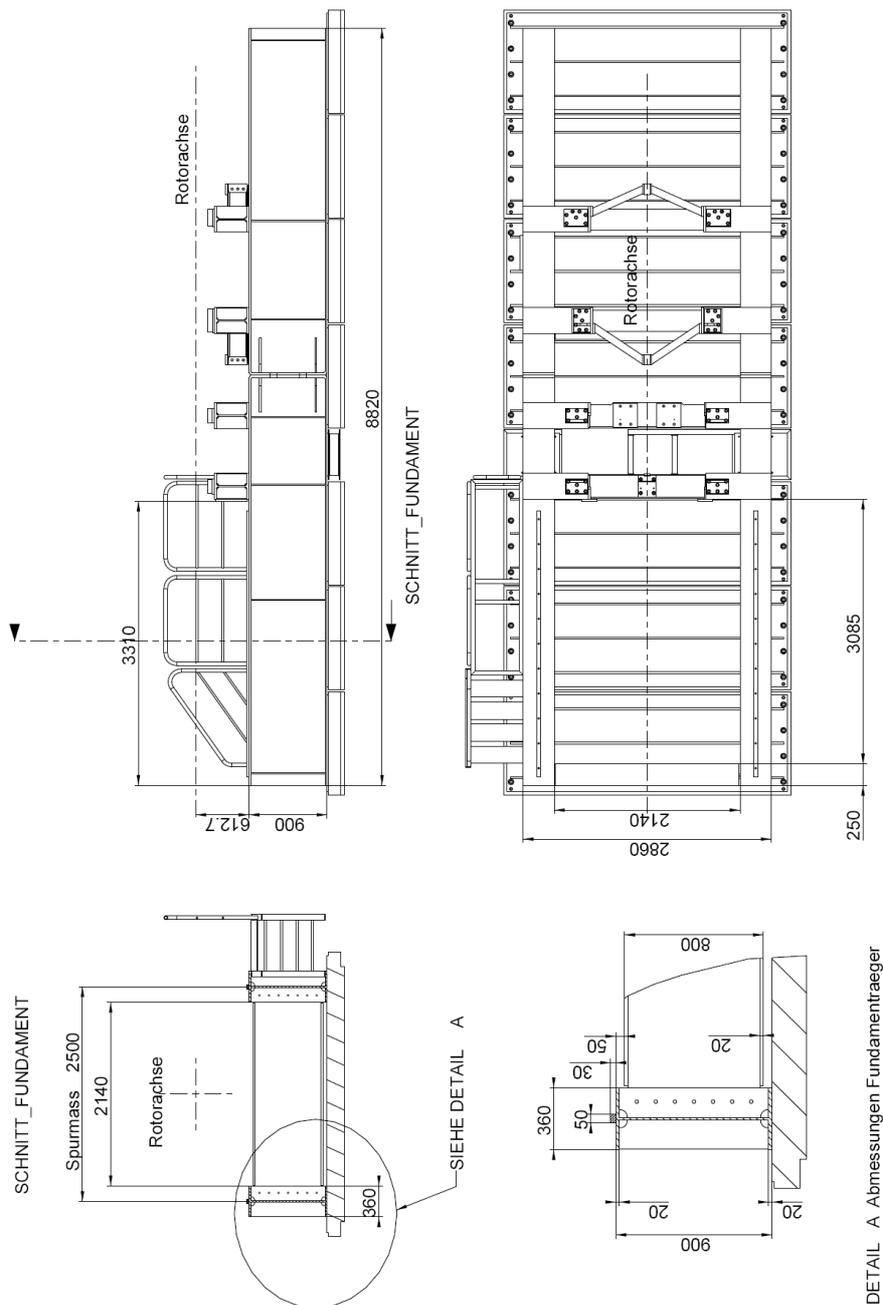


Abbildung 15: Zeichnung Fundamentträger

Den Detailentwurf mit dem Verschubrahmen zu beginnen mag hier nicht sinnvoll erscheinen, hat aber den Hintergrund, dass zu Beginn der Arbeit noch keine Auslegungsdaten und Geometriedaten für die Turbinenstufe vorlagen. Deshalb wurde damit begonnen, ein einfaches Gestell zu modellieren und dieses ins Fundamentmodell einzusetzen. Mit Hilfe des 3D CAD Software Pro/E ist es möglich, Baugruppen zu erstellen und diese später zu ändern. Die Verschiebeinheit ist eine eigene Baugruppe und wurde im Laufe der Konstruktion immer wieder an die Erfordernisse anderer Baugruppen angepasst. Ein ständiges Zusammenführen der einzelnen Baugruppen ermöglicht es, die Größe und Platzverhältnisse zu veranschaulichen, um frühzeitig kritische Bereiche oder Bauteilkollisionen zu erkennen.

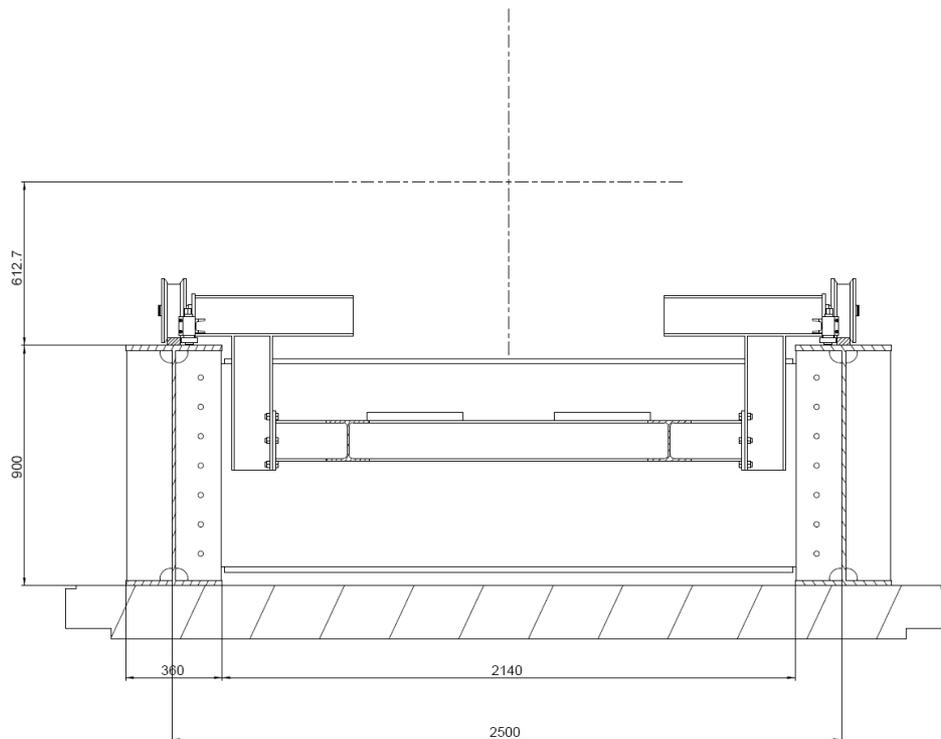


Abbildung 16: Erster Entwurf für den Rahmen

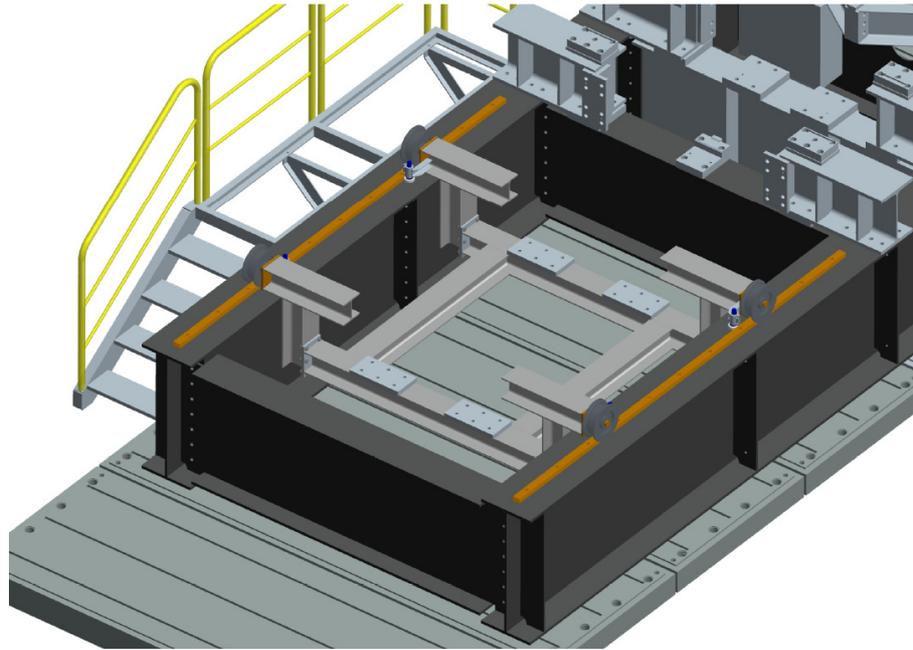


Abbildung 17: Erster Rahmenentwurf (teilw. geschraubt) in Modell eingefügt

Nach Überlegungen und bestimmen der Anschlusspunkte für die Aufnahme von Turbineneinheit und Wasserwirbelbremse, ergab sich eine reine Schweißkonstruktion mit Stahlprofilen. Die Weiterführung des Konzepts eines teilweise geschraubten Rahmens, welches Vorteile bei der Montage gebracht hätte, wäre in der Fertigung zu aufwendig bzw. nicht machbar gewesen.

Dieser Rahmen bzw. die Verschiebeinheit erlaubt es, den gesamten Versuchsstand, Turbineneinheit und Wasserwirbelbremse von der Hochdruckturbinenstufe weg zu schieben. Es ist dann möglich, wenn auch nur auf bescheidenem Raum, Änderungen am Mid Turbine Frame, am Strömungskanal oder an den Turbinenstufen vorzunehmen und die Länge des Zwischenkanals zu verändern.

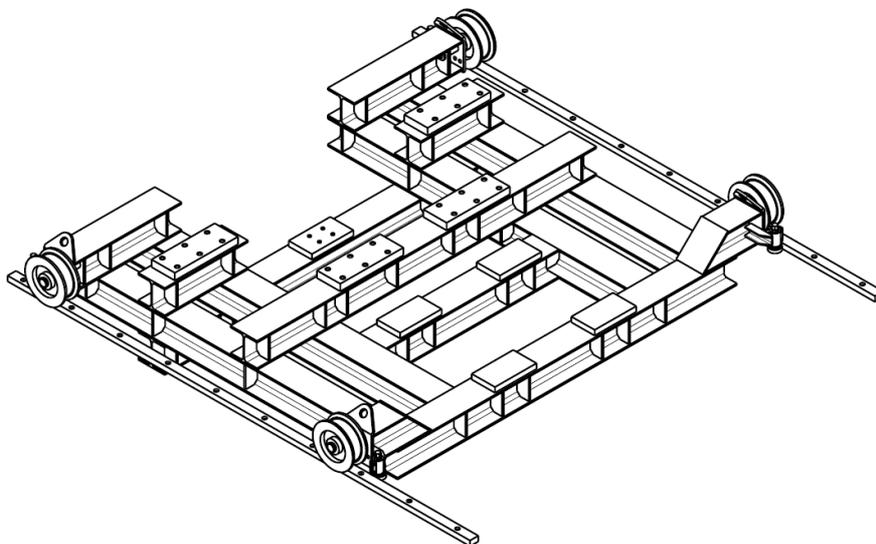


Abbildung 18: Verschiebrahmen

Abbildung 18 zeigt den Verschubrahmen. An den Fundamentträger müssen Kranschiene aufgeschraubt und zur Wellenachse der Hochdruckturbine parallel ausgerichtet werden, auf denen der Verschubrahmen mittels den Laufrädern verschoben werden kann.

Im vorderen Bereich sind die vier Aufnahmeplatten für die Konsolen auf denen der Prüfstand aufgesetzt wird, sowie die Aufnahme für die Zentrierung des Prüfstandes; dahinter die vier Aufnahmeplatten für die Wasserwirbelbremse.

Die seitliche Führung des Rahmens beim Verschieben erfolgt nicht durch die Spurkranzräder die auf den Achsen frei verschieblich sind, sondern mit exzentrisch eingespannten Führungslagern, die durch Verdrehen des Exzenters eine Feineinstellung quer zur Verschieberichtung ermöglichen, siehe Abbildung 19.

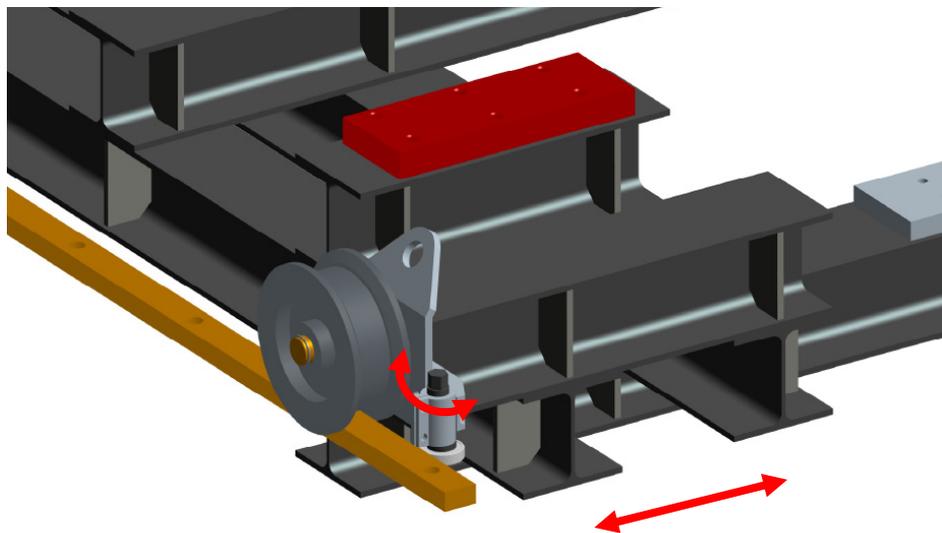


Abbildung 19: Feineinstellung quer zur Verschieberichtung

Ausführung der Entwurfskonstruktion

Die sieben Federfundamentplatten, auf denen der gesamte Prüfstand letztendlich steht, besitzen jeweils eine Tragfähigkeit von 2000kg / Element und sind in Abbildung 15 dargestellt. Damit die zulässigen Tragfähigkeiten der Federfundamentplatten nicht überschritten werden, soll bei der Konstruktion auf das Gesamtgewicht des Prüfstandes geachtet werden. Aus diesem Sachverhalt heraus wurde der Rahmen zum Grossteil mit Breitflanschträgern der Reihe HE-A 160 ausgeführt, diese besitzen eine entsprechende Tragfähigkeit bzw. Biegesteifigkeit bei geringem Gewicht. Dennoch beträgt das Gesamtgewicht des Verschubrahmens ca. 800 kg. Bei einer Ausführung mit Breitflanschträgern der Reihe HE-A 180, welche natürlich zu einer höhere Biegesteifigkeit des Rahmens geführt hätten, wäre das Gesamtgewicht schon auf ca. 930 kg angewachsen.

Da das Gewicht der Niederdruckturbine bzw. des Testaufbaues nur sehr schwer abzuschätzen war, fiel die Wahl auf die kleinere Trägertypen, um im laufenden Konstruktionsprozess die Tragfähigkeit der Federfundamentplatten nicht zu überschreiten.

4.2 Welle – Lagerung – Lagergehäuse

Rotorwelle und Lagerung mit Lagergehäuse bilden zusammen eine wichtige Baugruppe des Prüfstandes. Die Ausführung der Welle und Rotorscheibe, Wahl der Lager und Festlegen des Lagerabstandes haben wesentlichen Einfluss auf das Verhalten des gesamten Systems im Betrieb. Die Lage der kritischen Drehzahlen des Rotor-Welle-Lagerungs Systems hat besondere Bedeutung. Im Bereich der Biegekritischen Drehzahlen kommt es zur maximalen Durchbiegung der Welle und führt dadurch zu einer extremen Auslenkung der Rotorscheibe. Durch diese Auslenkung kann es zu einem Anstreifen der Laufschaufelspitzen bzw. des Deckbandes am Gehäuse kommen. Aus diesem Grund wurden die Abmessungen der Welle, Lagergröße, Lagerabstand in einem iterativen Prozess immer wieder angepasst und verändert, damit die kritischen Drehzahlen in einem bestimmten Sicherheitsabstand zur Betriebsdrehzahl und auch zur Überdrehzahl (Drehzahl beim „Durchgehen der Turbine“ bei Lastabwurf) liegen.

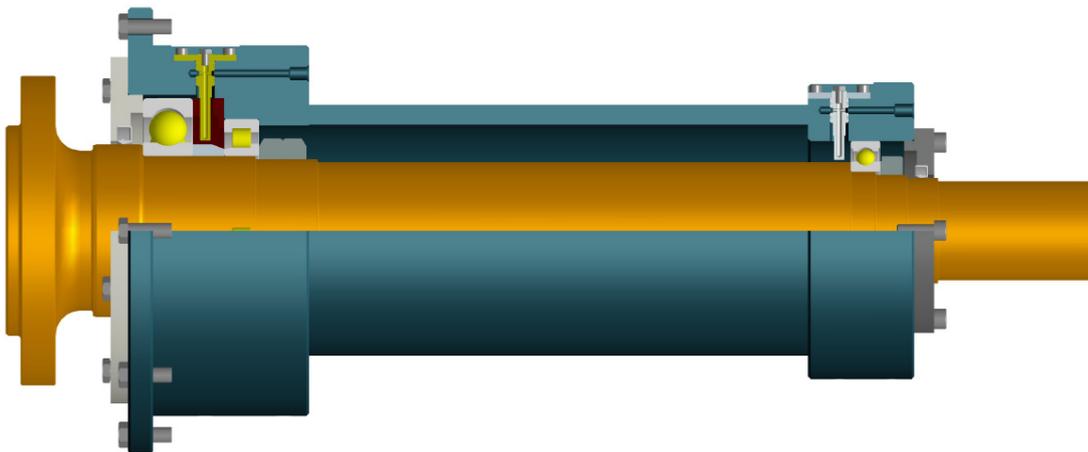


Abbildung 20: Rotorwelle – Lagerung – Lagergehäuse

4.2.1 Rotorwellenlagerung

Der Prüfstand wird an die bestehende Hochdruckturbinen angebaut damit der Aufbau bzw. Triebwerksabschnitt Hochdruckturbinen – Übergangskanal – Niederdruckturbinen nachgebildet werden kann. Aufgrund dieser Anordnung muss auch der Rotor, ähnlich dem Rotor der Hochdruckturbinen, fliegend gelagert werden, d.h. beide Lagerstellen befinden sich auf einer Seite der Rotorscheibe. Dies ermöglicht den leichten Austausch der Rotorscheiben beim Umbau von einem Testsetup zum nächsten.

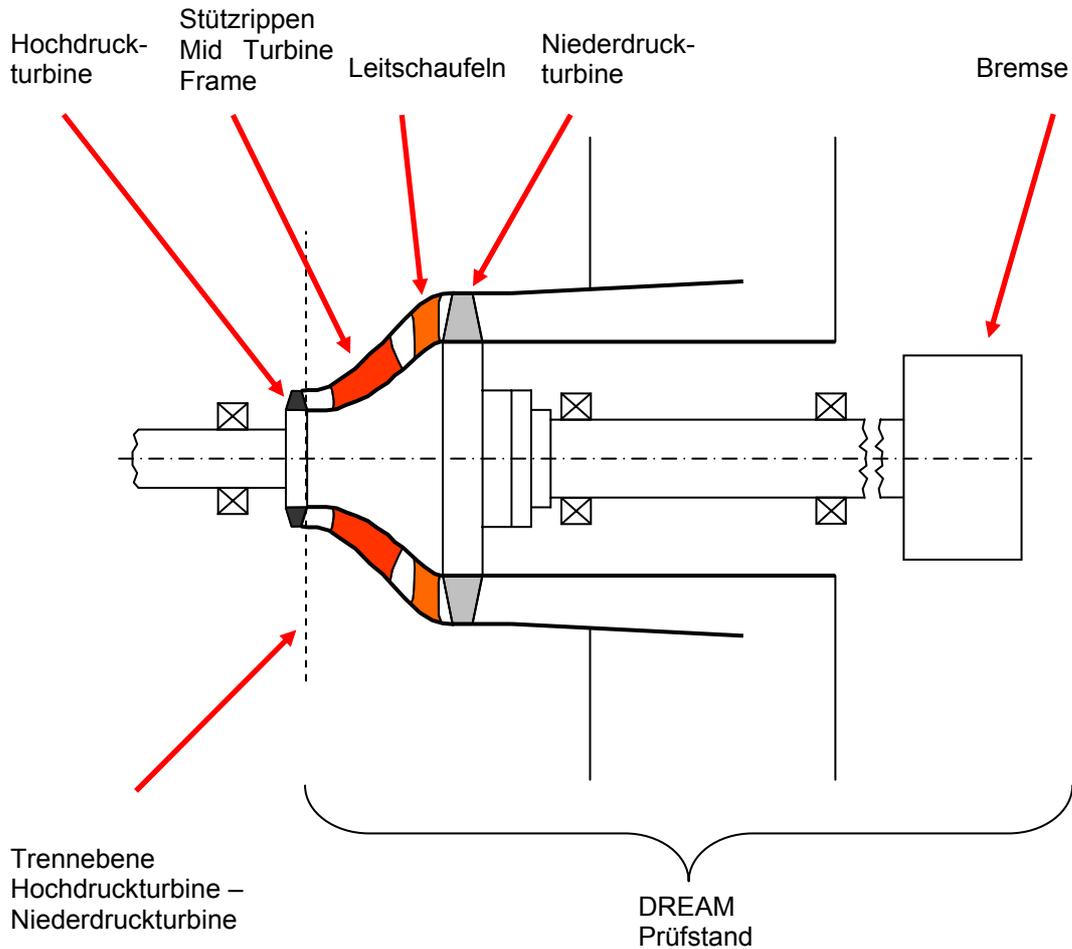


Abbildung 21: Konzeptskizze für Rotorlagerung

Die Abbildung 21 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Prüfstandes, Anordnung der Prüfstandsabschnitte bzw. Baugruppen und Lagerungsart. Die Rotorwelle verbindet die Läuferscheibe (mit den Turbinenschaufeln) über eine Kupplung mit der Leistungsbremse.

Nachfolgend werden einige Lagerungsvarianten mit ihren Vor- und Nachteilen beschrieben, um so den Weg bis zur letztendlichen Variante zu veranschaulichen. Die Lagerung soll nicht nur den Belastungen durch die einwirkenden Kräfte standhalten um die geforderten Betriebsstunden zu erreichen, es soll auch eine einfache Montage der Lager ohne aufwendige Spezialwerkzeuge möglich sein.

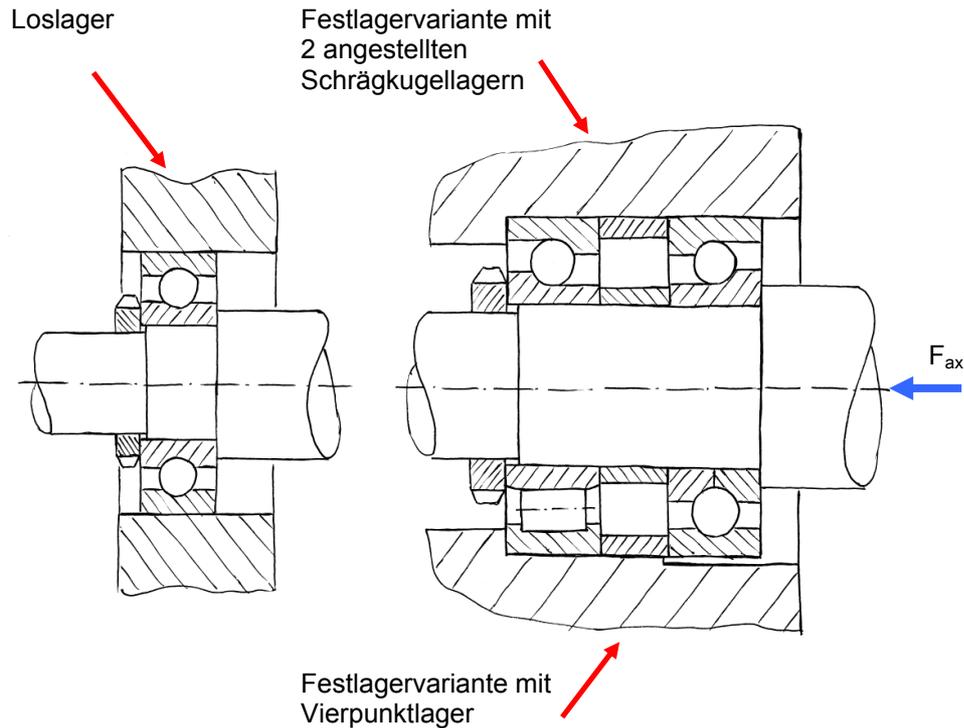


Abbildung 22: Skizze Rotorlagerungen (Festlager: oben mit zwei angestellten Schrägkugellagern, unten mit Vierpunktlager und Zylinderrollenlager; Loslager: Rillenkugellager)

Abbildung 22 oben, Lagerung des Loslagers mit einem Rillenkugellager, des Festlagers mit zwei angestellten Schrägkugellagern. Die Loslagerstelle mit dem Rillenkugellager nimmt rein radiale Kräfte auf, die Festlagerstelle soll radiale und axiale Kräfte aufnehmen.

Eine vorgespannte Lagerung hat den Vorteil, dass durch die definierte Vorspannkraft das Lagerspiel minimiert, eine höhere Steifigkeit, und ein geräuscharmer Lauf erreicht werden und die Führung der Welle genauer ist.

Aufgrund einer festen Vorspannung kommt es allerdings zu einer erhöhten Reibung, höherer Wärmeentwicklung und somit zu einer Reduzierung der maximalen Drehzahl. Darüber hinaus kommt es bei axialer Belastung zu einer Veränderung der Vorspannkraft. Übersteigt die axiale Belastung die maximale Abhebekraft - das ist die Kraft bei der die Vorspannung ihre Wirkung verliert - so ist die dauernde Berührung der Wälzkörper mit der Laufbahn nicht mehr gewährleistet. Dadurch kommt es zu Gleitbewegungen zwischen Wälzkörpern und Lauffläche und somit auch zu einem erhöhten Verschleiß, [FAG].

In weiterer Folge führt ein höherer Verschleiß zum Lagerversagen. Aus den erwähnten Gründen wurde die Lagerung mit fest vorgespannten Lagern nicht weiter verfolgt.

Abbildung 22 unten, Lagerung des Loslagers wiederum mit einem Rillenkugellager, des Festlagers jedoch mit einem Vierpunktlager zur Aufnahme der axialen Kräfte und einem Zylinderrollenlager zur Aufnahme der radialen Kräfte. Eine genauere Beschreibung dieser Lagerung erfolgt später in diesem Kapitel.

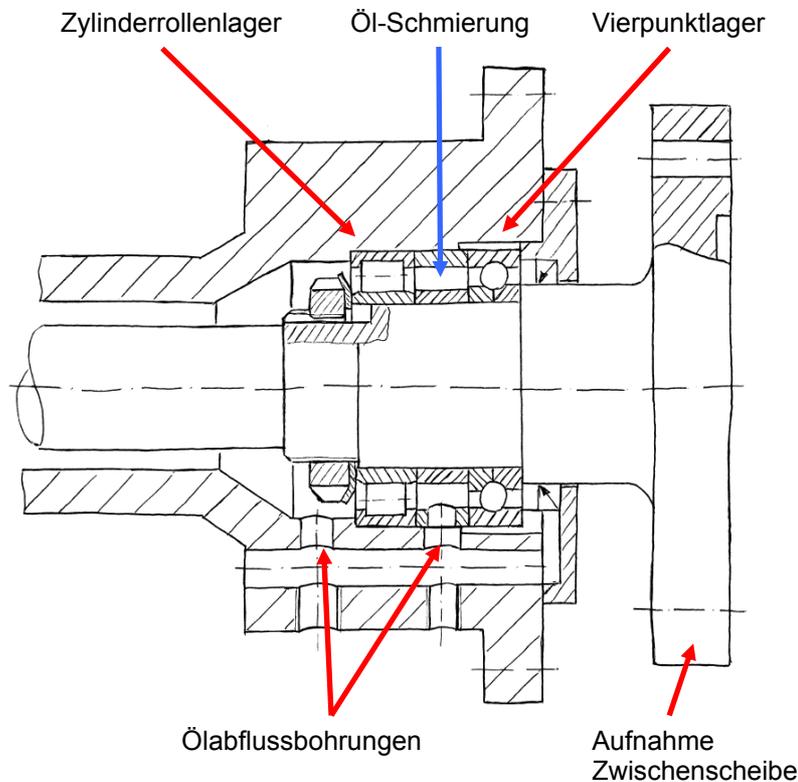


Abbildung 23: Skizze Rotorlagerung, Festlager (Vierpunktlager und Zylinderrollenlager), Position Öl-Schmierung und Verlauf von Ölabflussbohrungen

Abbildung 23 zeigt eine mögliche Ausführung des Festlagers mit einem Vierpunktlager zur Aufnahme der Axialenkräfte und einem Zylinderrollenlager zur Aufnahme der radialen Kräfte. Aufgrund der hohen Betriebsdrehzahl von 3550 U/min und einer maximalen Überdrehzahl von 5500 U/min muss nicht nur die Schmierung der Lager, sondern vor allem auch die Abfuhr der entstehenden Reibungswärme durch das Schmieröl sichergestellt werden. Diese Skizze zeigt Überlegungen zur Platzierung der Schmieröleinbringung sowie die Möglichkeit, durch Bohrungen im Lagergehäuse das erwärmte Schmieröl aus allen Ebenen zu sammeln und abzuführen.

Für die endgültige Ausführung der Lagerung wurden zwei Varianten näher betrachtet:

Variante 1 mit einem Vierpunktlager zur Aufnahme von axialen und radialen Kräften als Festlager und einem Rillenkugellager als Loslager.

Variante 2 mit einem Vierpunktlager zur Aufnahme von nur axialen Kräften und ein Zylinderrollenlager zur Aufnahme der radialen Kräfte in der Festlagerstelle, als Loslager wiederum ein Rillenkugellager.

Variante 1

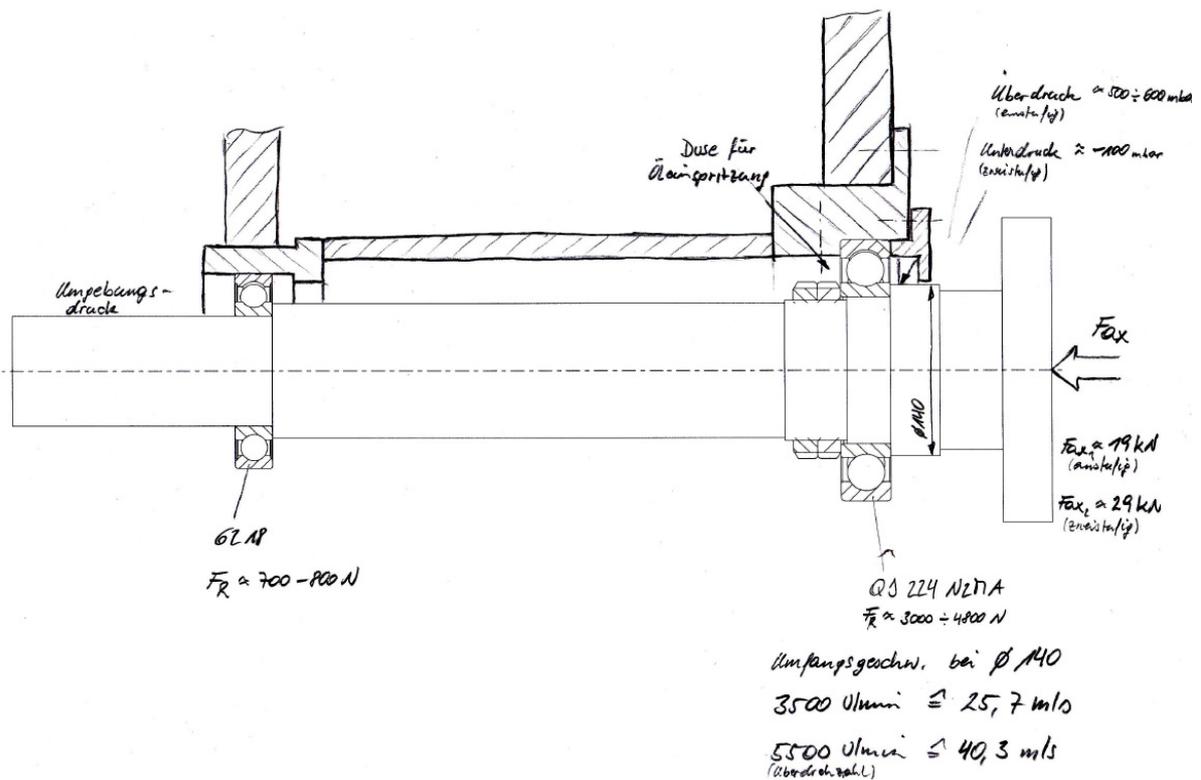


Abbildung 24: Lagerungsvariante 1

Die Variante 1 besteht durch ihren einfachen Aufbau. Als Loslager wurde ein Rillenkugellager, als Festlager ein Vierpunktlager gewählt. Das Loslager erfährt nur eine relativ geringe radiale Belastung und ist durchaus für hohe Drehzahlen geeignet.

Als Festlager wurde ein Vierpunktlager ausgewählt, welches sowohl die axialen Kräfte als auch die radialen Kräfte aufnimmt. Vierpunktlager können hohe axiale Kräfte sowie auch radiale Kräfte aufnehmen. Aufgrund dieser Eigenschaften macht es den Anschein als wäre ein Vierpunktlager, in der Anordnung siehe Abbildung 24, bestens als Festlager geeignet. Nach den einschlägigen Berechnungsvorschriften der Lagerhersteller wäre für diesen Prüfstand ein Vierpunktlager ausreichend, um bei geforderter Lebensdauer die axialen und radialen Kräfte aufzunehmen. Damit nun auch bei den hohen Drehzahlen die vorgegebene Lebensdauer erreicht wird, muss laut Lagerhersteller das Lager rein axial belastet werden. Aus diesem Grund wurde die Variante 1 nicht mehr weiter verfolgt, obwohl diese Ausführung mit einem Vierpunktlager als Festlager einen geringern Abstand zur Läuferscheibe ergibt. Dieser kürzere Abstand erhöht die Biegesteifigkeit der Welle und würde sich positiv auf die biegekritischen Drehzahlen des Systems auswirken.

Variante 2

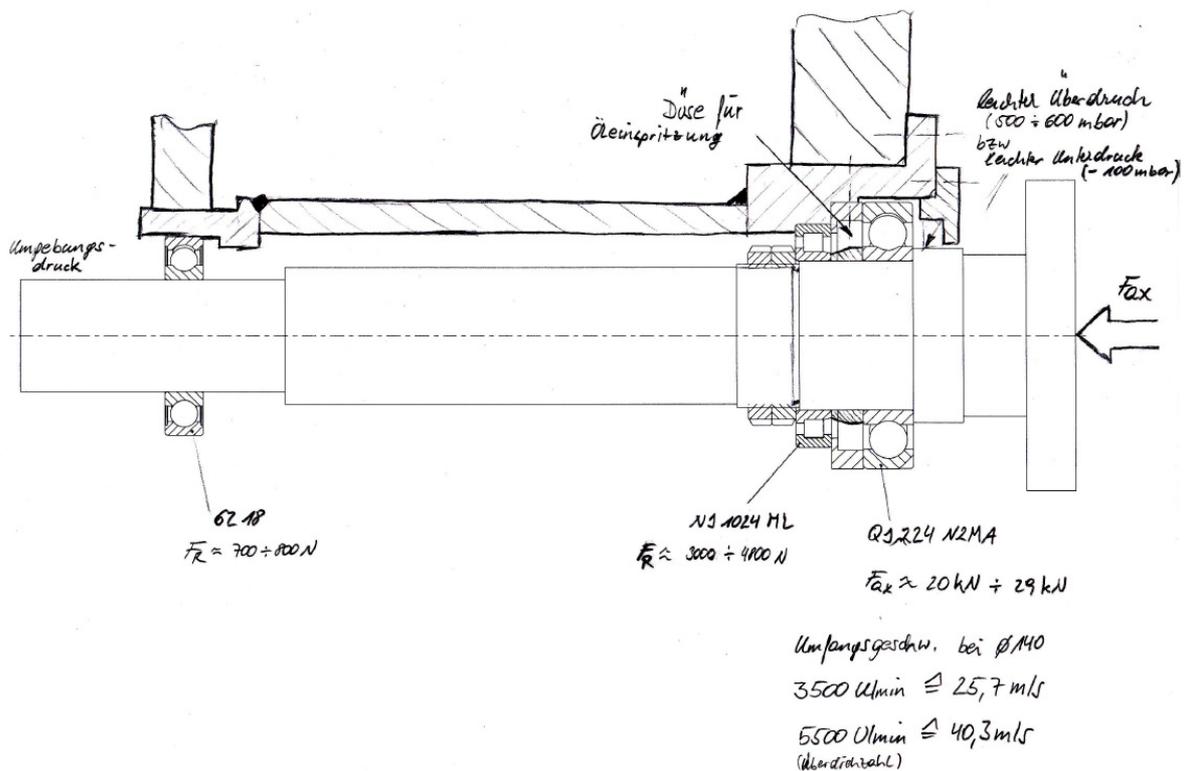


Abbildung 25: Lagerungsvariante 2

Der Aufbau der Variante 2 besteht aus einem Rillenkugellager als Loslager, gleich wie in Variante 1, und einer Kombination von einem Vierpunktlager mit einem Zylinderrollenlager als Festlager.

Hier wiederum nimmt das Rillenkugellager als Loslager nur radiale Kräfte auf. Im Festlager nimmt das Vierpunktlager, welches radial freigestellt ist, nur axiale Kräfte auf. Das daneben angeordnete zerlegbare Zylinderrollenlager nimmt die radialen Kräfte auf. Durch die radiale Freistellung des Vierpunktlagers ist sichergestellt, dass nur axiale Kräfte auf das Lager wirken und somit hohe Drehzahlen möglich sind. Die Kombination mit dem Zylinderrollenlager, welches aufgrund der Rollen eine höhere Lagersteifigkeit erreicht, hat einen positiven Einfluss auf die biegekritischen Drehzahlen. Die Lagerkombination wird mittels zwei gegeneinander gekonterten Wellenmuttern gesichert. Ein Sicherungsblech gegen das Lösen der Wellenmutter ist nicht vorgesehen, da die notwendige Nut in der Welle zu einer Schwächung in diesem Bereich führt.

Die Abdichtung der Lagerung nach außen erfolgt mittels Radialwellendichtringen. Diese schleifende Dichtung, die stillstehende Dichtlippe des Wellendichtringes drückt auf die umlaufende Welle, verlangt nach einer sehr feinen drallfrei geschliffenen Dichtfläche. Durch den großen Durchmesser der Dichtfläche am Festlager von 140mm ergibt sich bei einer Drehzahl von 3500 U/min eine Umfangsgeschwindigkeit von ca. 26 m/s und bei 5500 U/min eine Umfangsgeschwindigkeit von ca. 40 m/s. Bei diesen hohen Umfangsgeschwindigkeiten, die eine höhere Reibung und dadurch auch eine höhere Betriebstemperatur an der Dichtlippe verursachen, sollte der Dichtwerkstoff des Wellendichtringes eine erhöhte Temperaturbeständigkeit

aufweisen. Als geeigneter Dichtlippenwerkstoff könnte FKM (Fluorkautschuk) oder besser unter dem Namen „Viton“ bekannt, zum Einsatz kommen.

4.2.2 Einstufiger und Zweistufiger Rotor

Vordergründig soll der Prüfstand mit einer einstufigen Niederdruckturbinenkonzeptioniert werden, da für das Arbeitspaket im DREAM Projekt nur eine Niederdruckturbinenstufe vorgesehen ist.

Damit die Möglichkeit gegeben ist, eine zweite Niederdruckturbinenstufe hinzuzufügen, werden Welle und Lagerung bereits für zwei Turbinenstufen dimensioniert. Wobei eine Turbinenstufe aus einem stillstehenden Leitschaufelring und einer Rotorscheibe mit den Laufschaufeln besteht.

Für eine zweistufige NDT sind somit zwei Scheiben notwendig, wodurch sich die Masse des Rotors wesentlich erhöht. Diese beiden Auslegungsfälle müssen in der Lagerauslegung und vor allem in der Dimensionierung der Welle berücksichtigt werden.

4.2.2.1 Einstufiger Rotor

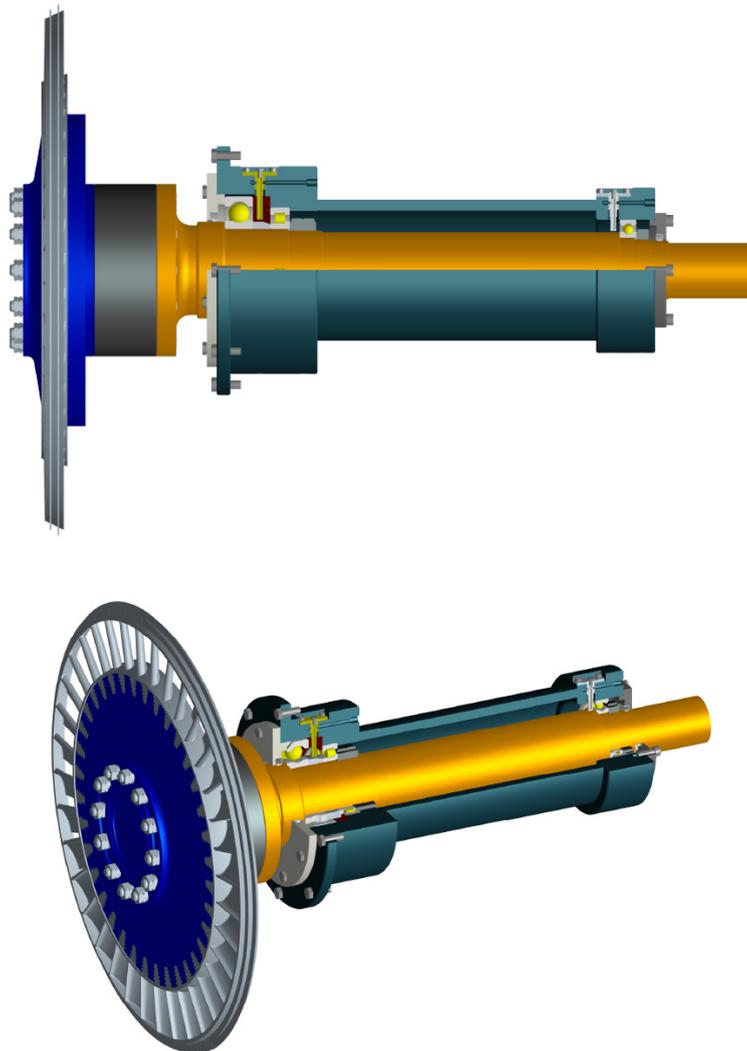


Abbildung 26: Einstufiger Rotor

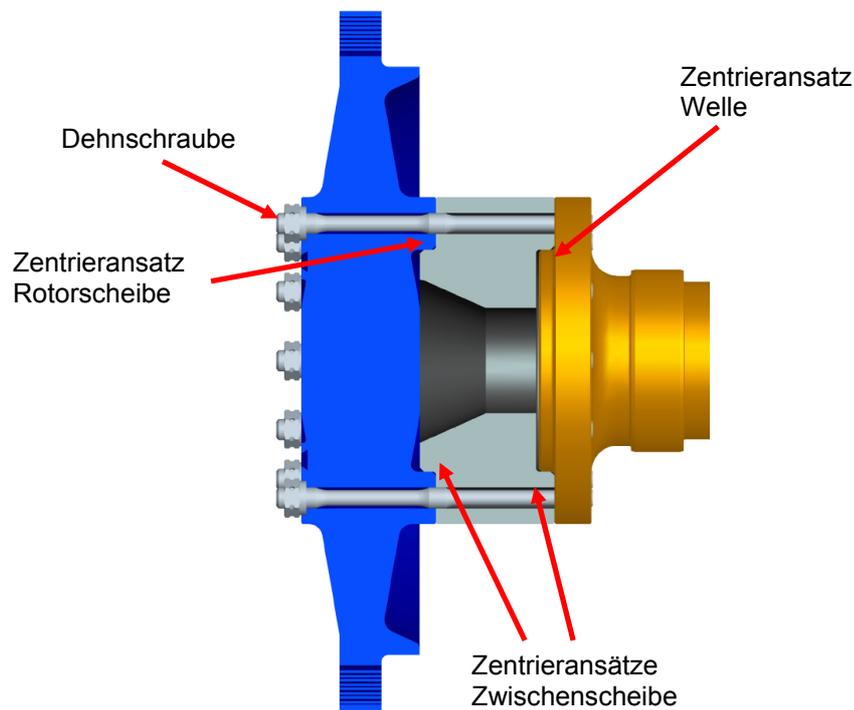


Abbildung 27: Zentrierung Welle –Zwischenscheibe - Rotorscheibe

Abbildung 26 zeigt den einstufigen Rotor mit Lagerung und Wellentunnel, Abbildung 27 die Zentrierung von Rotorscheibe, Dummy-Scheibe auf der Welle. Auf der Welle befindet sich ein Zentrieransatz auf dem eine Zwischenscheibe aufgeschoben wird. Auf dieser ist wiederum ein Zentrieransatz auf dem die Rotorscheibe aufgeschoben wird. Welle, Dummy-Scheibe und Rotorscheibe werden mit 12 M16x1 Dehnschrauben verspannt und somit mit der Welle verbunden.

4.2.2.2 Zweistufiger Rotor

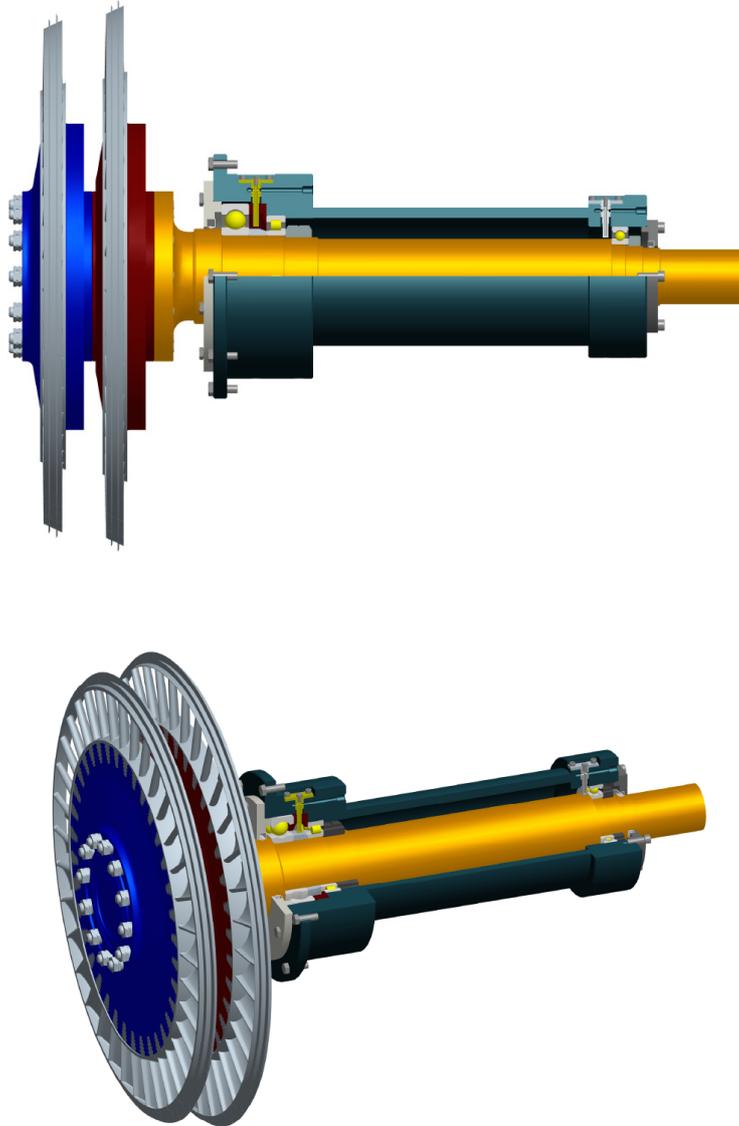


Abbildung 28: Zweistufiger Rotor

Abbildung 28 zeigt den zweistufigen Rotor. Die Zwischenscheibe wird durch die zweite Rotorscheibe ersetzt und somit stehen zwei Niederdruckturbinenstufen für solche Versuche bei Bedarf zur Verfügung. Dadurch kann der Nutzwert des Prüfstandes verbessert werden.

4.3 Maschinendynamische Berechnung

4.3.1 Abschätzung der Eigenfrequenzen

Da Maschinen meist aus einer Vielzahl von mehr oder weniger schweren und elastischen Bauteilen aufgebaut sind, ergibt sich ein schwingfähiges System. Die darin befindlichen Bauteile verhalten sich, je nach Ausführung, als Masse- oder als Federelement. Wird dieses schwingfähige System aus der Ruhelage gebracht und sich selbst überlassen, schwingt es mit der so genannten Eigenfrequenz. Fallen nun Eigenfrequenz und Erregerfrequenz zusammen, besteht die Gefahr der Aufschaukelung durch Resonanz, [Jericha].

Es ergeben sich kritische Drehzahlen, bei denen es zu Resonanz kommt und es können sich gefährliche Betriebszustände einstellen, die zu Schäden an der Maschine führen. Da eine vollständige Auswuchtung des Läufers nicht möglich ist, verbleibt eine Restunwucht, welche das System anregt.

Aus diesem Grund ist es wichtig, die Lage der Eigenfrequenzen zu kennen, um geeignete Maßnahmen zu setzen, damit die Betriebsdrehzahl nicht mit dieser zusammenfällt. Faktoren, die die Eigenfrequenzen beeinflussen, sind z.B. Lagerabstand, Wellendurchmesser, Lagertyp, Lagersteifigkeit, Dämpfung der Lager, Größe der rotierenden Massen.

Die Abschätzung der Eigenfrequenzen erfolgte mit dem am Institut entwickelten Rechenprogramm „Biegeschwing“. Dieses Programm ermöglicht die Berechnung von Biegeschwingungen und Torsionsschwingungen von Turbomaschinenläufern nach dem Verfahren der Übertragungsmatrizen, [Reitmayr].

Zur Berechnung der Eigenfrequenzen muss ein Eingabefile erstellt werden, in dem der Rotor in sinnvolle Abschnitte unterteilt wird. Diese Modellabschnitte können nun Lager mit entsprechenden Lagersteifigkeiten, Wellenstücke, Masseelemente usw. sein.

Eingabefile

		Anzahl										
		13										
1	Kupplung	Nr	M	kz	ky	dz	dy	Gl-Gegenl.	Teta y,z	Teta x	e	Epsilon
		3	3,48E+00	0,00E+00	0,00E+00	1,00E+02	1,00E+02	0,00E+00	6,15E-03	8,36E-03	0,00E+00	0,00E+00
2	Wellenstück	Nr	E	I	L	F	Dichte					
		2	2,10E+11	1,55E-06	1,81E-01	4,42E-03	7,89E+03					
3	Lager_RKL	Nr	M	kz	ky	dz	dy	Gl-Gegenl.	Teta y,z	Teta x	e	Epsilon
		3	0,00E+00	1,00E+09	1,00E+09	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
4	Wellenstück	Nr	E	I	L	F	Dichte					
		2	2,10E+11	3,22E-06	1,20E-02	6,36E-03	7,89E+03					
5	Wellenstück	Nr	E	I	L	F	Dichte					
		2	2,10E+11	7,19E-06	4,39E-01	9,50E-03	7,89E+03					
6	Wellenstück	Nr	E	I	L	F	Dichte					
		2	2,10E+11	8,59E-06	6,10E-02	1,04E-02	7,89E+03					
7	Lager_ZYL	Nr	M	kz	ky	dz	dy	Gl-Gegenl.	Teta y,z	Teta x	e	Epsilon
		3	0,00E+00	1,00E+09	1,00E+09	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
8	Wellenstück	Nr	E	I	L	F	Dichte					
		2	2,10E+11	1,02E-05	7,90E-02	1,13E-02	7,89E+03					
9	Wellenstück	Nr	E	I	L	F	Dichte					
		2	2,10E+11	1,89E-05	7,00E-02	1,54E-02	7,89E+03					
10	Wellenstück	Nr	E	I	L	F	Dichte					
		2	2,10E+11	1,92E-04	3,40E-02	4,91E-02	7,89E+03					
11	Wellenstück	Nr	E	I	L	F	Dichte					
		2	2,10E+11	1,92E-04	9,60E-02	4,91E-02	7,89E+03					
12	Wellenstück masselos	Nr	E	I	L							
		1	2,10E+11	1,77E-04	4,50E-02							
13	Scheibe 1 Anfangsunw.	Nr	M	kz	ky	dz	dy	Gl-Gegenl.	Teta y,z	Teta x	e	Epsilon
		3	106	0	0	100	100	0	2,0269008	3,9764478	0,000014	3,14159265

Abbildung 29: Excel Eingabefeld für einstufigen Rotor

4.3.1.1 Einstufig

Nachfolgend wird die Abschätzung der Eigenfrequenzen für den Auslegungsfall des einstufigen Turbinenläufers gezeigt. Die Vorgehensweise wurde natürlich mehrmals durchlaufen, um ein annehmbares Ergebnis zu erhalten. Dabei wurden Lagerabstand, Wellendurchmesser (dadurch wird zwangsweise auch die Größe des Lagers festgelegt), unterschiedliche Lagersteifigkeiten und Abstand vom Radiallager, im Festlager, zur Läuferscheibe variiert. Die Änderung der genannten Parameter beeinflussen die Steifigkeit des Systems und dadurch auch die Lage der Eigenfrequenzen.

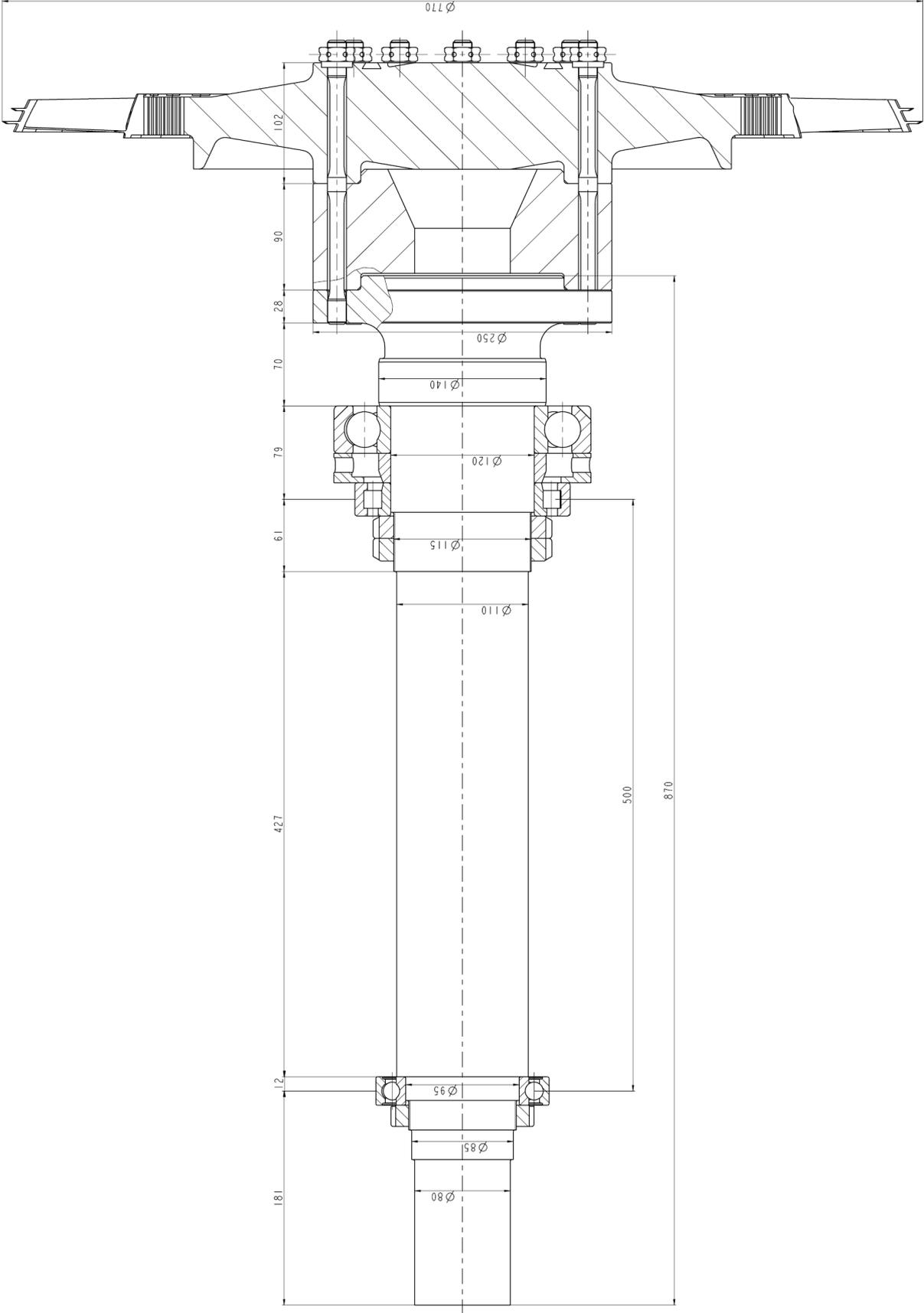


Abbildung 30: Abmaße von Welle, Scheibe, Position der Lager für Eigenfrequenzabschätzung einstufig

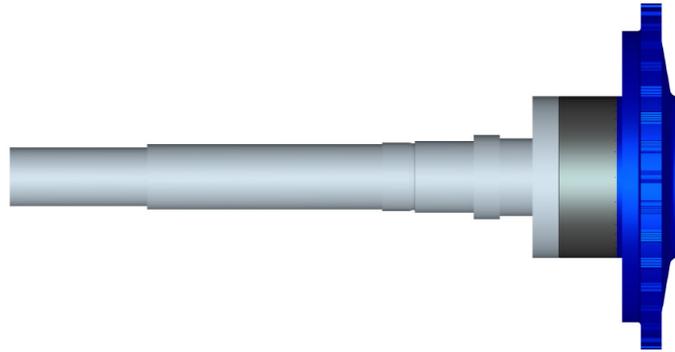


Abbildung 31: Welle, Zwischenscheibe, Rotorscheibe 1 (blau)

Abb. 31 zeigt das CAD-Modell von Welle, Zwischenscheibe und Läuferscheibe. Auf diesem Modell basierend wurde eine Unterteilung des Läufers vorgenommen und die entsprechenden Abmessungen der Elemente, Steifigkeiten der Lager und Masse der Läuferscheibe im Eingabefile eingetragen.

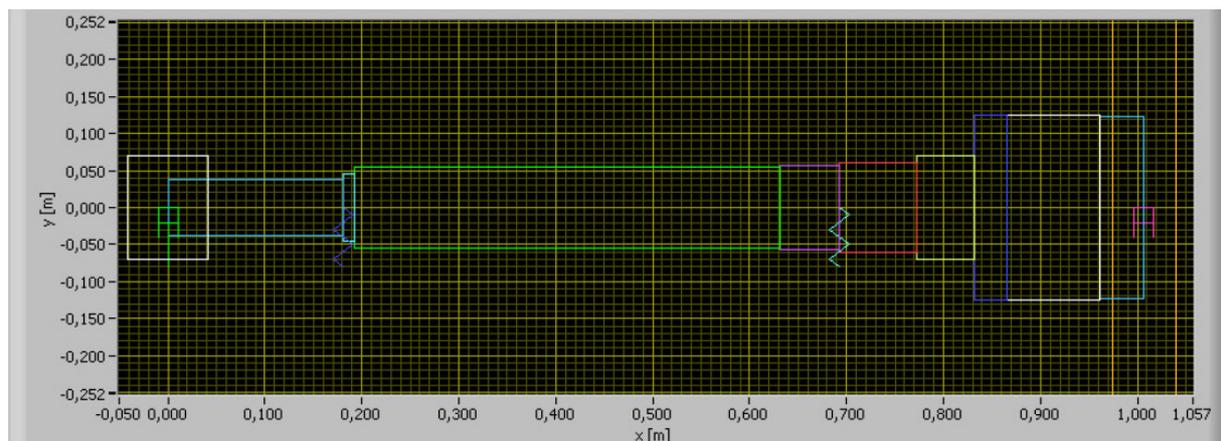


Abbildung 32: Modell zur Berechnung der Eigenfrequenzen

Mit den exportierten Ascii-Daten aus dem Excel Arbeitsblatt erstellt das Berechnungsprogramm für die Eigenfrequenzen ein graphisches Modell des maschinendynamischen Systems (siehe Abb. 32). Diese Darstellung dient in erster Linie der Überprüfung der eingegebenen Daten auf Richtigkeit und Vollständigkeit.

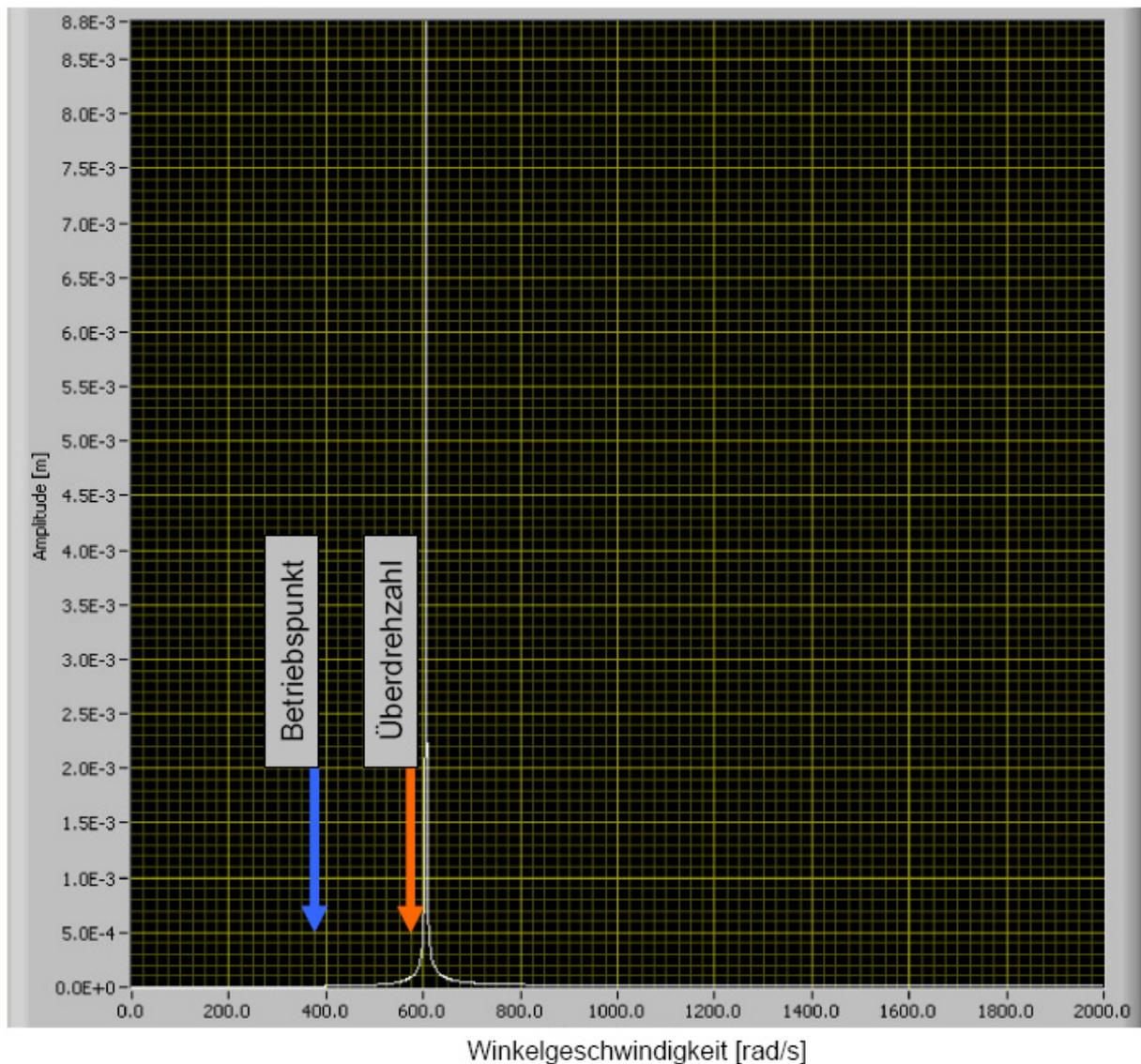


Abbildung 33: Ergebnis der Eigenfrequenzberechnung für einstufigen Rotor

Aus der Abbildung 33 vom Berechnungsprogramm kann die erste biegekritische Drehzahl von ca. 620 rad/s abgelesen werden, dies entspricht ca. 5920 U/min. Damit wäre für den Auslegungsfall des einstufigen Turbinenläufers ein unterkritischer Betrieb im Betriebspunkt (3550 U/min) und auch bei Überdrehzahl (5500 U/min bei Lastabwurf) gewährleistet. Für die Berechnung wurden die Abmaße aus Abbildung 30 herangezogen und eine Lagersteifigkeit von $1E+09$ N/m für beide Radiallager eingesetzt.

4.3.1.2 Zweistufig

Nachfolgend wird die Abschätzung der Eigenfrequenzen für den Auslegungsfall des zweistufigen Turbinenläufers gezeigt. Die Vorgehensweise wurde analog zum einstufigen mehrmals durchlaufen. Für die endgültige Festlegung von Welldurchmesser, Lagerabstand, Abmessungen der Welle sind die Ergebnisse aus Auslegungsfall 2 heranzuziehen, die vor allem durch die zusätzliche Masse der zweiten Laufradscheibe geprägt sind. Aufgrund der zweiten Läuferscheibe und daraus resultierenden höheren Masse ergibt sich somit eine Verschiebung der Eigenfrequenzen in Richtung niedrigerer Drehzahlen. Damit muss sichergestellt werden, dass die Eigenfrequenz des Systems in einem angemessenen Abstand zum Betriebspunkt des Prüfstandes liegt.

Weiters sei noch angemerkt, dass die Berechnungen der Eigenfrequenzen unter Vernachlässigung der Kreiselwirkung durchgeführt wurden. Eine Einbeziehung der Kreiselwirkung in die Berechnung würde zu einer Verbesserung, d.h. zu einer Verschiebung der Eigenfrequenzen in Richtung höherer Drehzahlen, führen, [Jericha].

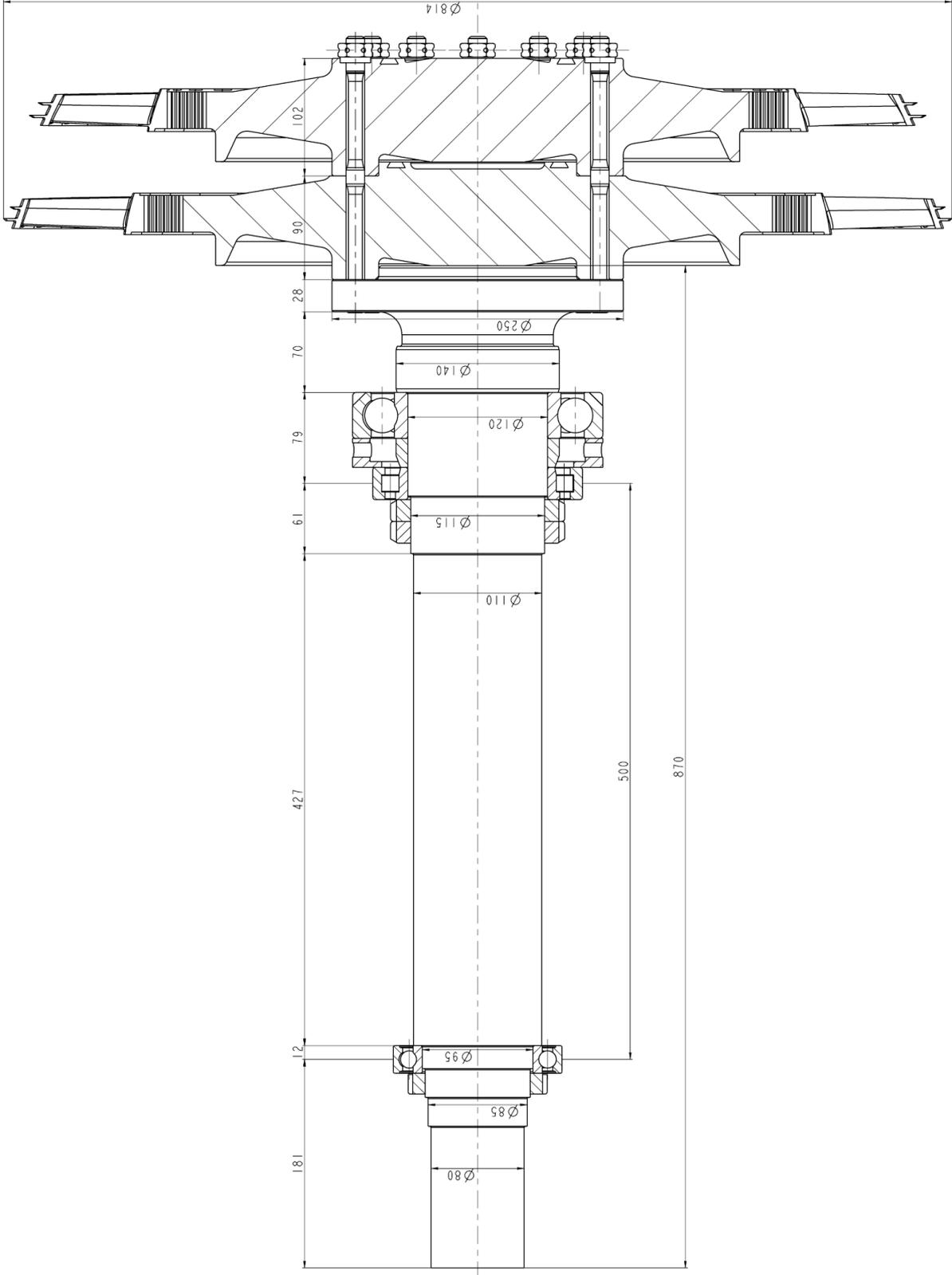


Abbildung 34: Abmaße von Welle, Scheiben, Position der Lager für Eigenfrequenzabschätzung zweistufig

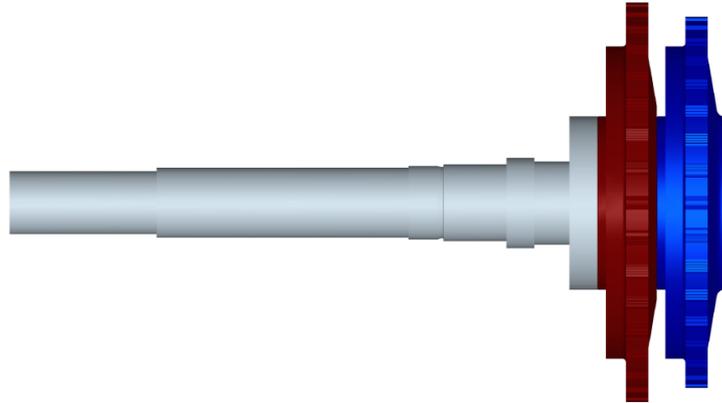


Abbildung 35: Welle, Rotorscheibe 2 (rot), Rotorscheibe 1 (blau)

Abb. 35 zeigt das CAD-Modell von Welle, Rotorscheibe 2 und Rotorscheibe 1. Mit diesem Modell wurde wiederum der Läufer in Abschnitte unterteilt und ein neues Eingabefile erstellt, welches sich durch den Wegfall der Zwischenscheibe und Hinzukommen einer zweiten Läuferscheibe und somit einer Erhöhung der rotierenden Masse unterscheidet.

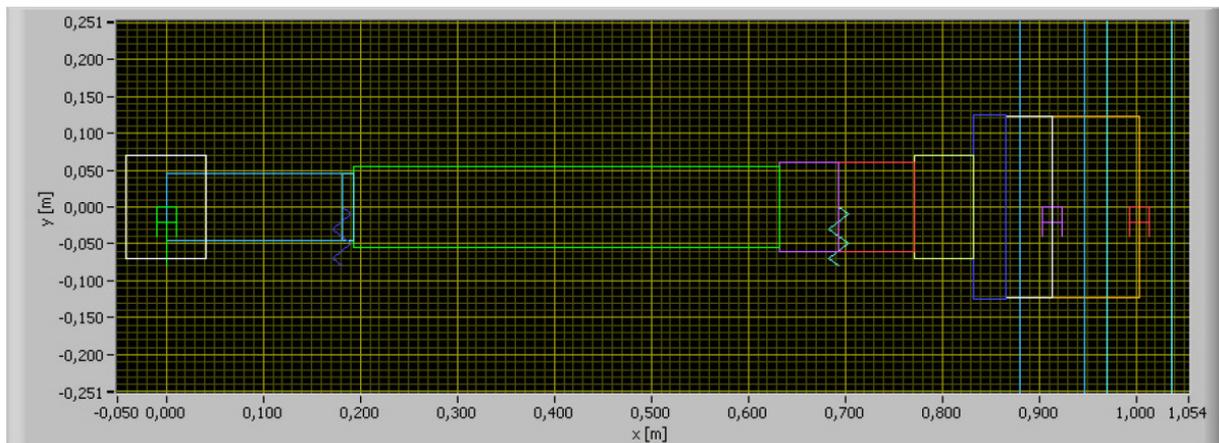


Abbildung 36: Modell zur Berechnung der Eigenfrequenzen

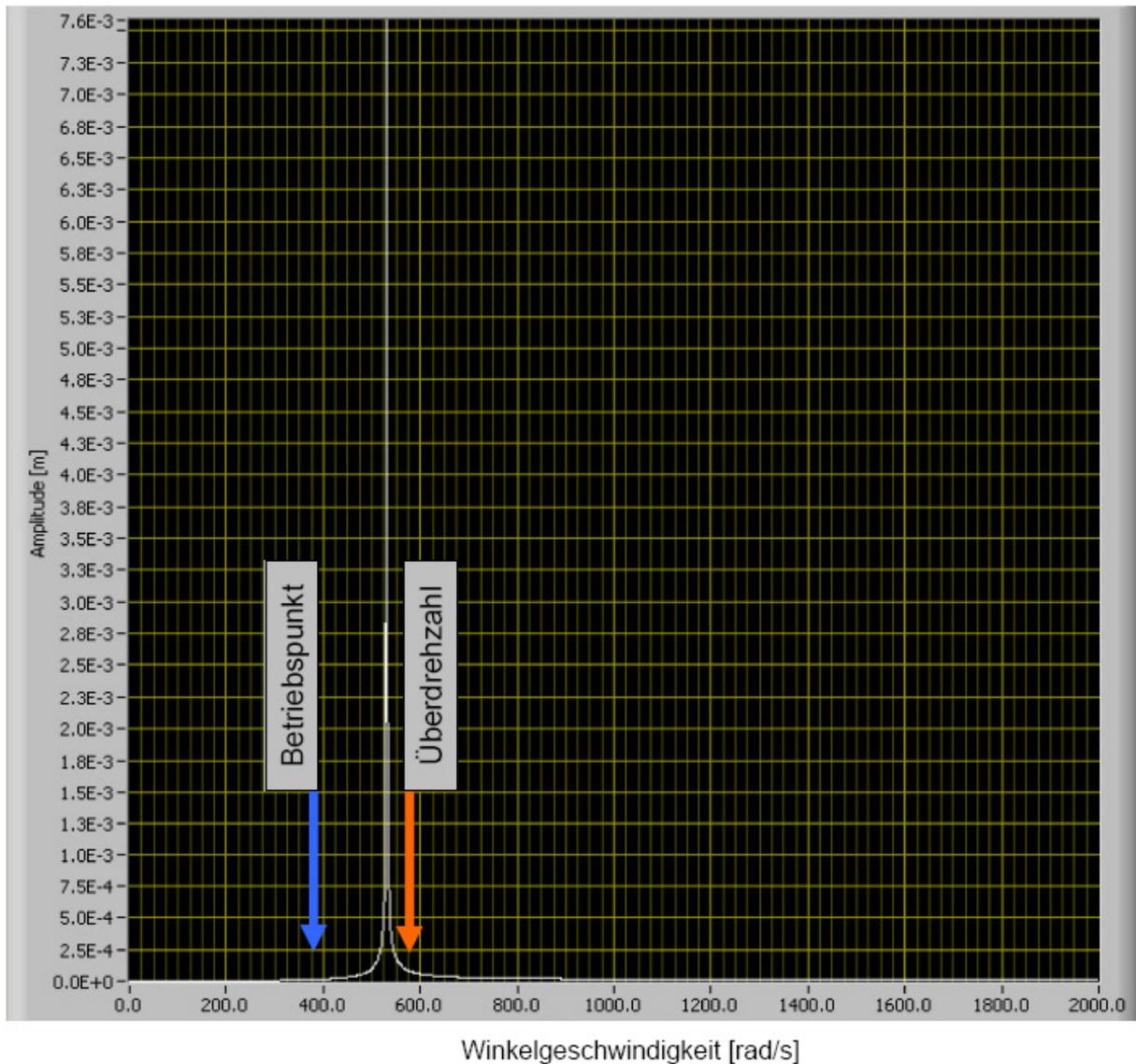


Abbildung 37: Ergebnis der Eigenfrequenzberechnung für zweistufigen Rotor

Aus der Abbildung 37 vom Berechnungsprogramm kann die erste biegekritische Drehzahl von ca. 535 rad/s, dies entspricht ca. 5108 U/min abgelesen werden. Für die Berechnung wurden die Abmaße aus Abb. 34 herangezogen und eine Lagersteifigkeit von $1E+09$ N/m für beide Radiallager eingesetzt. Damit wäre für den Auslegungsfall des zweistufigen Turbinenläufers ein unterkritischer Betrieb im Betriebspunkt (3550 U/min) gewährleistet. Jedoch bei Überdrehzahl (5500 U/min bei Lastabwurf) würde die 1. biegekritische Drehzahl durchfahren werden. Ein Überfahren der biegekritischen Drehzahl kann, im schlechtesten Fall, wenn im Resonanzbereich die Verweilzeit zu lange andauert, zu einer Aufschaukelung der Schwingungen des Turbinenläufers führen. Diese Aufschaukelung kann zu betriebsgefährdenden Zuständen führen, in denen die Auslenkungen am Läufer das Spaltmaß der Laufschaufeln überschreiten und ein Anstreifen der Spitzen der Beschaukelung am Außengehäuse zu Folge hat. Das kann zu einem erheblichen Schaden durch Zerstörung der Laufschaufeln und des Außengehäuses bis hin zu einem Totalschaden des Prüfstandsbaus führen.

Jedoch ist die Überdrehzahl mit 5500 U/min ein Annahme, welche mit einem entsprechenden Sicherheitsabstand vom Betriebspunkt gewählt wurde.

Für die letztendliche Konstruktion, bei der die exakten Massen der Läuferscheiben und deren Beschaukelung bekannt sind, sowie unter Berücksichtigung der Kreiselwirkung der Läuferscheiben, kann davon ausgegangen werden, dass auch der zweistufige Turbinenläufer bei Überdrehzahl im unterkritischen Bereich bleiben wird.

4.3.2 Sensitivitätsanalyse der Einflüsse auf die Eigenfrequenzen

Wie schon zuvor erwähnt, werden durch Variation von Lagerabstand, Wellendurchmesser und Lagersteifigkeiten die Eigenfrequenzen wesentlich beeinflusst.

Aufgrund des zur Verfügung stehenden Bauraumes, in dem eine Unterbringung des Abluftgehäuses und eine geeignete Anbindung an das Untergestell zu realisieren ist, war die Veränderung des Lagerabstandes nur bedingt möglich. Die Lagersteifigkeit ist durch die Bauart (Rollenlager oder Kugellager) zum Großteil vorgeben und kann nur in geringem Maße durch die Gestaltung der Lagerung beeinflusst werden.

In diesem Fall war der Haupteinflussfaktor die Wellensteifigkeit. Die Erhöhung der Wellensteifigkeit wird in erster Linie durch Vergrößern des Wellendurchmessers erreicht.

Nachfolgend werden für zwei verschiedene Wellendurchmesser - 100 mm und 110 mm - die Eigenfrequenzen jeweils für den einstufigen und zweistufigen Turbinenläufer dargestellt. Für die unterschiedlichen Fälle wurden Lagersteifigkeiten mit $1\text{E}+07$ N/m, $1\text{E}+08$ N/m, $1\text{E}+09$ N/m und $1\text{E}+10$ N/m eingesetzt.

Auslenkung Rotorscheibe einstufig

Wellendurchmesser 100mm

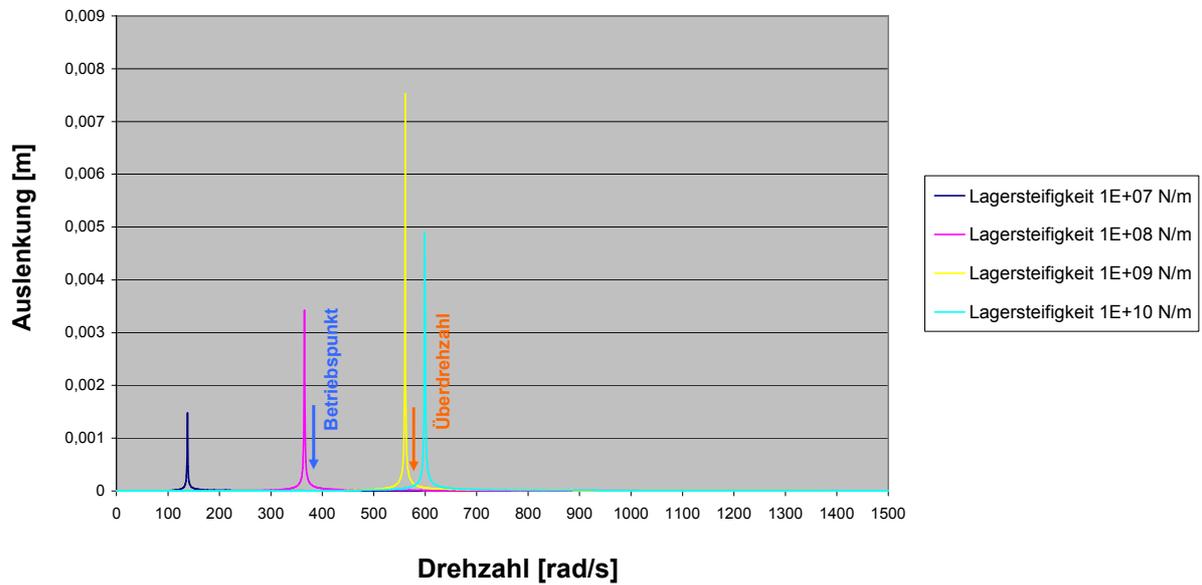


Abbildung 38: Einfluss verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen bei einem Wellendurchmesser von 100mm

In Abbildung 38 werden die Eigenfrequenzen bei verschiedenen Lagersteifigkeiten dargestellt. Gut erkennbar ist die Verschiebung der Eigenfrequenzen in Richtung höherer Drehzahlen durch Erhöhung der Lagersteifigkeit. Die ist vor allem sichtbar bei den Lagersteifigkeiten zwischen 1E+07 N/m bis 1E+08 N/m. Hingegen bei hohen Lagersteifigkeiten, zwischen 1E+09 N/m und 1E+10 N/m ist dieser Effekt wesentlich geringer.

Auslenkung Rotorscheibe einstufig

Wellendurchmesser 110mm

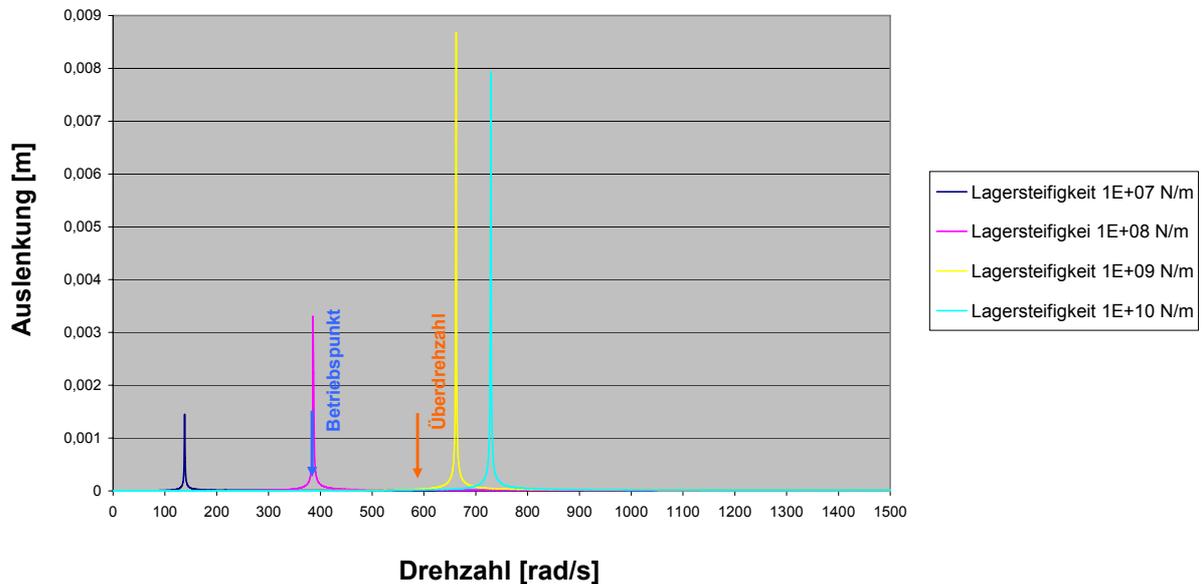


Abbildung 39: Einfluss verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen bei einem Wellendurchmesser von 110mm

Vergleicht man nun die Eigenfrequenzen mit den unterschiedlichen Wellendurchmessern - 100mm und 110mm - erkennt man, dass die Eigenfrequenzen bei den unteren Lagersteifigkeiten nahezu unverändert bleiben. Erst bei höheren Lagersteifigkeiten kommt es zu einer Verschiebung der Eigenfrequenzen nach oben. Deshalb müssen die Lagersteifigkeiten des Prüfstandes sehr große Werte haben. Dies erfordert neben den Wälzlagern außerdem eine sehr starre Unterkonstruktion.

Für den zweistufigen Läufer gelten dieselben Sachverhalte wie beim einstufigen Läufer. Jedoch liegen die Eigenfrequenzen beim zweistufigen Läufer aufgrund der höheren Masse durch die zweite Scheibe mit Beschaufelung bei etwas niedrigeren Drehzahlen.

Auslenkung 1. Rotorscheibe zweistufig

Wellendurchmesser 100mm

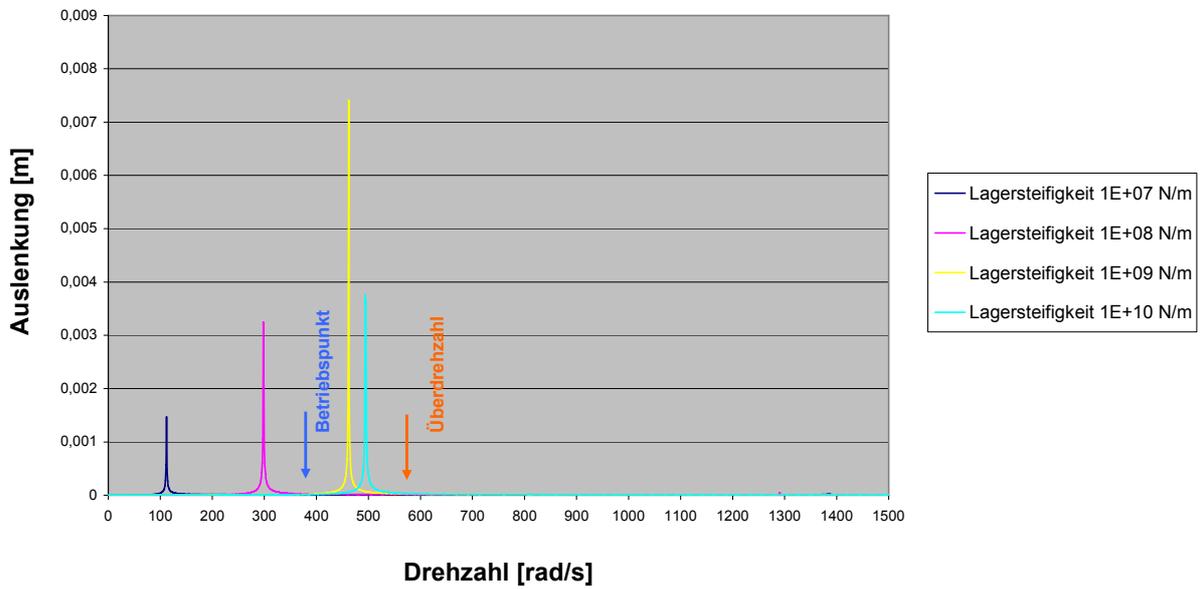


Abbildung 40: Einfluss verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen bei einem Wellendurchmesser von 100mm

Auslenkung 1. Rotorscheibe zweistufig

Wellendurchmesser 110mm

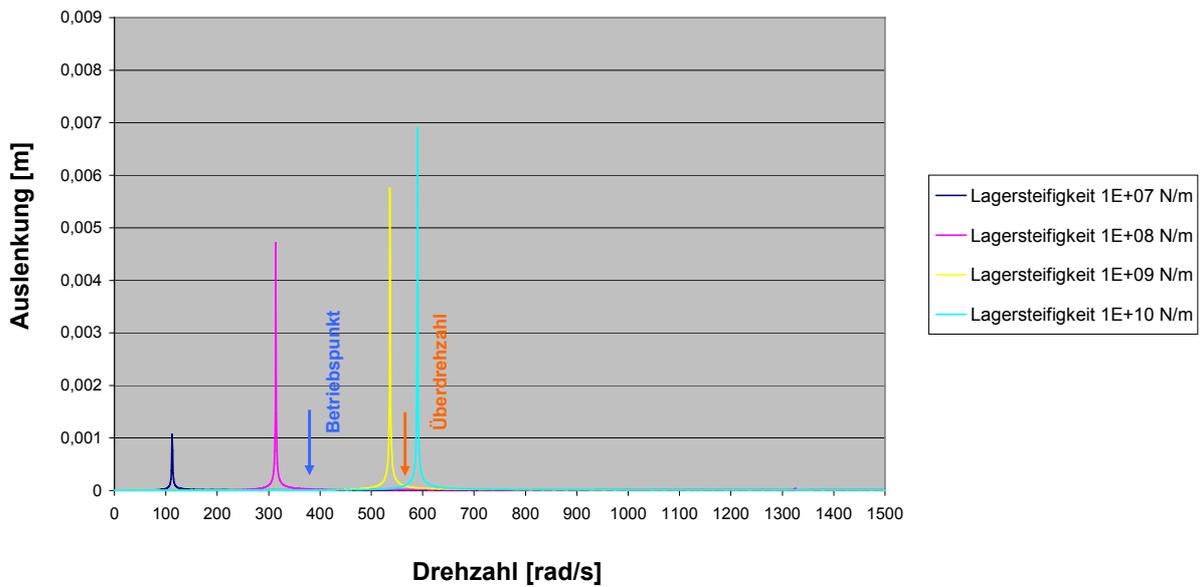


Abbildung 41: Einfluss verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen bei einem Wellendurchmesser von 110mm

4.4 Lagerung

Die Gestaltung von Festlagerstelle, Loslagerstelle, sowie die eingesetzte Lagerart wurden zuvor in verschiedenen Varianten bereits erläutert. In diesem Abschnitt wird auf die Dimensionierung, entsprechende Auswahl geeigneter Lager und die damit erreichbare Lebensdauer eingegangen. Weiters werden auch Anmerkungen zur Lagerschmierung angeführt.

4.4.1 Lagerkräfte

Der Axialschub bzw. die Axialkräfte entstehen durch das Druckgefälle über die Turbinenstufe und daraus unterschiedlichen Drücken vor und nach der Rotorscheibe bzw. Rotorscheiben. Weiters ergeben sich auch aufgrund der Reaktionskräfte der Beschau felung axiale Kräfte, die vom Festlager aufgenommen werden müssen.

Aufstellung der axialen Lagerkräfte aufgrund des Axialschubes für den Fall der einstufigen und zweistufigen Versuchsturbine.

Die Axialschubberechnung mit dazugehöriger Skizze findet sich im Anhang.

Tabelle 1 Aufstellung der Axialkräfte

Axialschub	
einstufiger Rotor	Axialschub [N]
Axialschub durch Beschau felung Stufe 1	9702
Axialschub durch die Rotorscheibe 1	9381
Axialschub gesamt	19083
zweistufiger Rotor	Axialschub [N]
Axialschub durch Beschau felung Stufe 1	9728
Axialschub durch die Rotorscheibe 1	9643
Axialschub durch Beschau felung Stufe 2	6023
Axialschub durch die Rotorscheibe 2	3552
Axialschub gesamt	28947

Die Radialkräfte der Lagerung ergeben sich aus den Massen der einzelnen Bauteile des Läufers (Welle, Rotorscheibe, Beschaufelung).

Aufstellung der radialen Lagerkräfte für den Fall der einstufigen und zweistufigen Versuchsturbine. Die Auflagerberechnung mit dazugehöriger Skizze findet sich im Anhang.

Tabelle 2 *Aufstellung der Radialkräfte*

Radialkräfte	
einstufiger Rotor	Radialkraft
	[N]
Radialkraft Festlagestelle Zylinderrollenlager	717
Radialkraft Loslagerstelle Rillenkugellager	2938
zweistufiger Rotor	Radialkraft
	[N]
Radialkraft Festlagestelle Zylinderrollenlager	1252
Radialkraft Loslagerstelle Rillenkugellager	4562

4.4.2 Errechnete Lebensdauer

Die Berechnung der Lebensdauer der Lager erfolgte nach dem Verfahren der nominellen Lebensdauerberechnung L_h , bei dem nur die Belastungen, die auf die Lager wirken eingehen. In der Praxis hängt die Lebensdauer aber von vielen weiteren Einflussfaktoren ab, welche in der modifizierten und erweiterten Lagerberechnung berücksichtigt werden. Bei günstigen Bedingungen kann bzw. wird die errechnete nominelle Lebensdauer L_h wesentlich übertroffen. Aus diesem Grund wurde zur ersten Abschätzung der Lagerlebensdauer nur das Verfahren der nominellen Lebensdauerberechnung herangezogen.

Es folgt eine Aufstellung der Lebensdauererwartungen der eingesetzten Lager, Auswahlkriterium der Lager waren 3500 Betriebsstunden für den Fall einer zweistufigen Niederdruckturbine mit einer Betriebsdrehzahl von 3550 U/min.

Tabelle 3 Lebensdauer der Lager

Festlagerstelle					
Axiallager					
Vierpunktlager		Axialkraft	Radialkraft	Drehzahl	Lebensdauer
Type	QJ 224 N2MA	[N]	[N]	[U/min]	Lh10 [h]
einstufige Turbine		19083	0		
Betriebsdrehzahl				3550	13085
Überdrehzahl				5500	8327
zweistufige Turbine		28947	0		
Betriebsdrehzahl				3550	3749
Überdrehzahl				5500	2386
Radiallager					
Zylinderrollenlager		Axialkraft	Radialkraft	Drehzahl	Lebensdauer
Type	NU 1024 ECML	[N]	[N]	[U/min]	Lh10 [h]
einstufige Turbine		0	2938		
Betriebsdrehzahl				3550	1614345
Überdrehzahl				5500	1027311
zweistufige Turbine		0	4562		
Betriebsdrehzahl				3550	372456
Überdrehzahl				5500	237017
Loslagerstelle					
Radiallager					
Rillenkugellager		Axialkraft	Radialkraft	Drehzahl	Lebensdauer
Type	6019	[N]	[N]	[U/min]	Lh10 [h]
einstufige Turbine		0	717		
Betriebsdrehzahl				3550	3335967
Überdrehzahl				5500	2122888
zweistufige Turbine		0	1252		
Betriebsdrehzahl				3550	627622
Überdrehzahl				5500	399396

4.4.3 Lagerschmierung

Um bei Betrieb die Reibung und den Verschleiß gering zu halten, ist eine ausreichende und funktionierende Schmierung notwendig. Der Schmierfilm auf den Oberflächen von Wälzkörpern, und Außen- und Innenring verhindert den metallischen Kontakt dieser und vermindert somit Reibung und Wärmeentwicklung in der Lagerstelle. Durch Einsatz einer Ölumlaufschmierung kann die Reibungswärme abgeführt und das erhitzte Öl in einem Kühler abgekühlt werden.

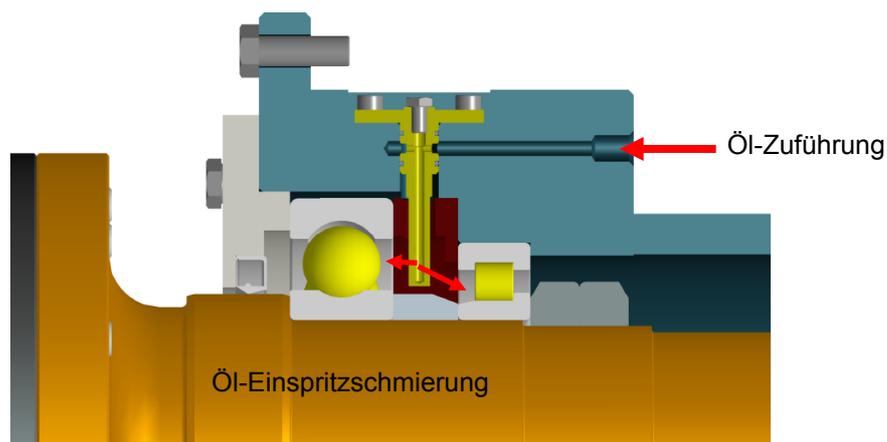


Abbildung 42: Öl-Einspritzschmierung Festlager

In Abbildung 42 die Möglichkeit einer Lagerschmierung dargestellt. Zwischen den beiden Lagern wird eine Öl-Düse von außen durch das Gehäuse geführt und befestigt. Über eine Zuführbohrung im Gehäuse und entsprechender Kanäle im Düsenstock wird durch zwei kleine Bohrungen im Kopf der Öl-Einspritzdüse Öl unter Druck in die Lager gespritzt. Hierbei ist zu beachten, dass der austretende Ölstrahl eine entsprechend hohe Austrittsgeschwindigkeit besitzen muss, um den durch die hohe Umfangsgeschwindigkeit der Lagerkäfige verursachten Luftpolster, durch Verwirbelung, zu durchdringen.

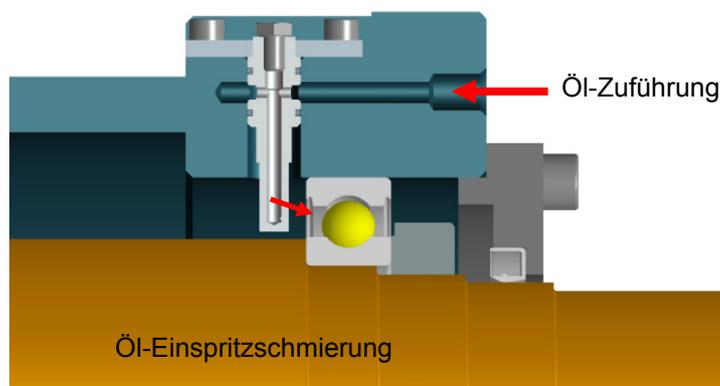


Abbildung 43: Öl-Einspritzschmierung Loslager

Auch bei der Loslagerschmierung, (Abbildung 43) wird das Öl über eine Ölbohrung im Gehäuse zur Öldüse geleitet, und am Ende der Düse unter Druck auf die Wälzkörper gespritzt.

Der Ölabbfluss bei den Lagerungen muss gewährleistet sein, um die entstehende Reibungswärme von den Lagern abzuführen und keinen zu hohen Ölspiegel im Lagergehäuse zuzulassen. Dazu sind an jeder Seite der Lager Bohrungen bzw. Nuten vorgesehen, damit das nach unten fließende Öl in eine Sammelbohrung im Gehäuse nach außen zum Öl-Aggregat gelangt. Für das Ölsystem kann auf bereits fertig zusammengestellte Öl-Versorgungen diverser Hersteller zurückgegriffen werden.

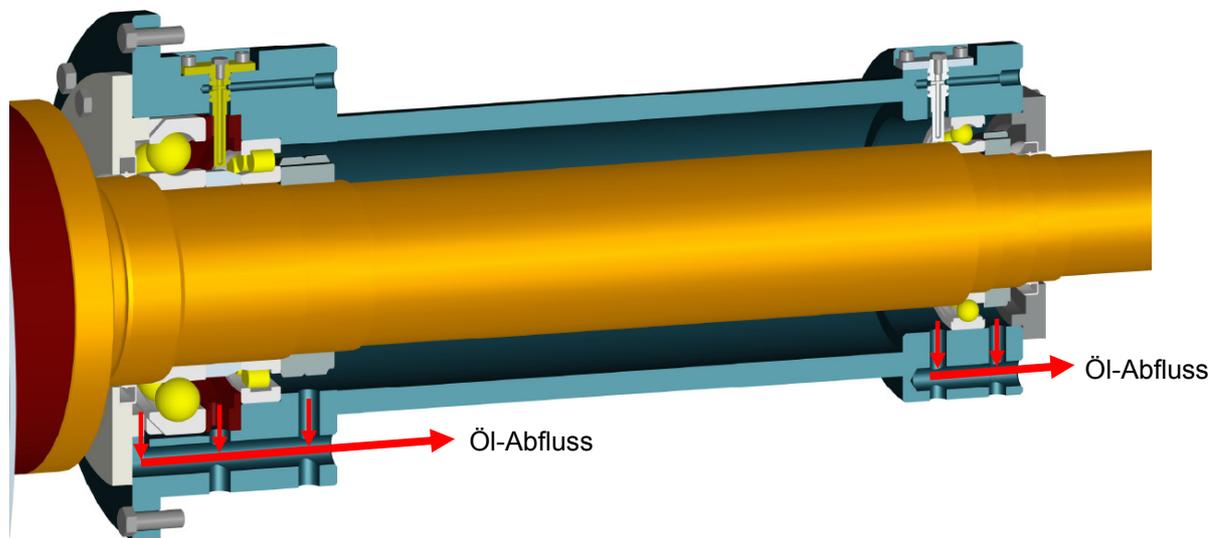


Abbildung 44: Ölabbflussbohrungen im Gehäuse

4.5 Anbindung Rotorlagerung an die Verschiebeinheit

Die auftretenden Kräfte, die durch die Niederdruckturbinenstufe auftreten, müssen über die Verschiebeinheit in die Fundamentträger eingeleitet werden. Dies erfolgt durch eine massive Stahlplatte, die mittels Stützrippen eine Verbindung zur Rotorlagerung herstellen. Dieses „Lagerschild“ und die Rotoraufnahme auf der Abtriebsseite stellt neben der Übertragung der Lagerkräfte auch die thermoelastische Zentrierung des Gehäuses sicher.

Die Rotorlagerung wird in die Aufnahme des Lagerschildes eingesetzt, die Verbindung des Wellentunnels zu den Auflagepunkten erfolgt durch 8 Stützrippen. Die Stützrippen leiten die auftretenden Kräfte durch den Strömungskanal in das Lagerschild und somit in die Auflage- und Stützpunkte. Im Bereich des Strömungskanals werden die Stützrippen mit einem strömungsmechanisch günstigen Profil versehen. Es wird auf den Stützrippen, welche einen rechteckigen Querschnitt haben, im Bereich des Strömungskanales ein Naca 18 Profil gefräst.

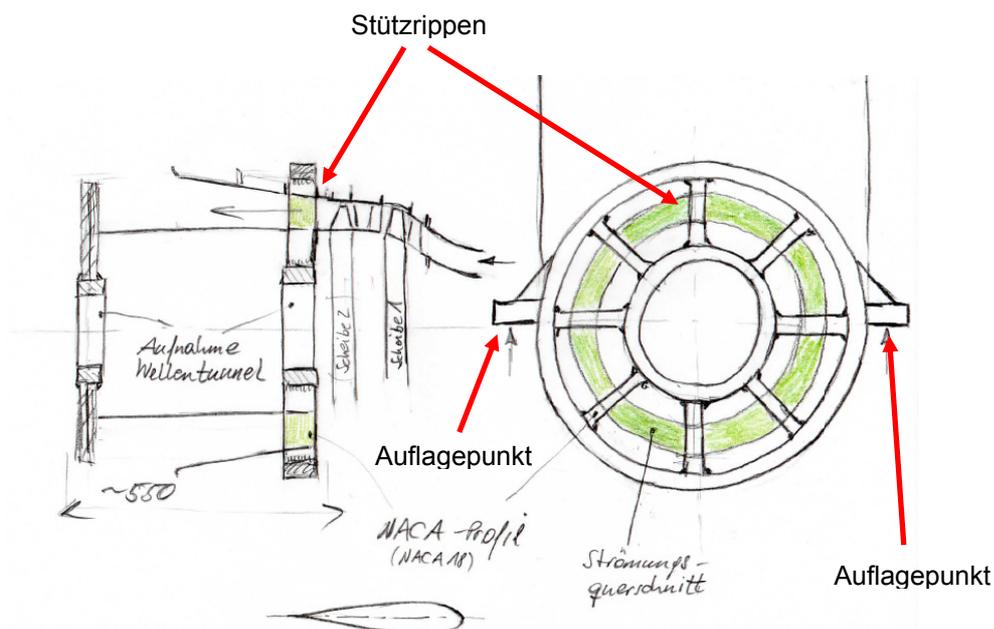


Abbildung 45: Skizze Strömungsquerschnitt, Aufnahme der Rotorlagerung im Lagerschild

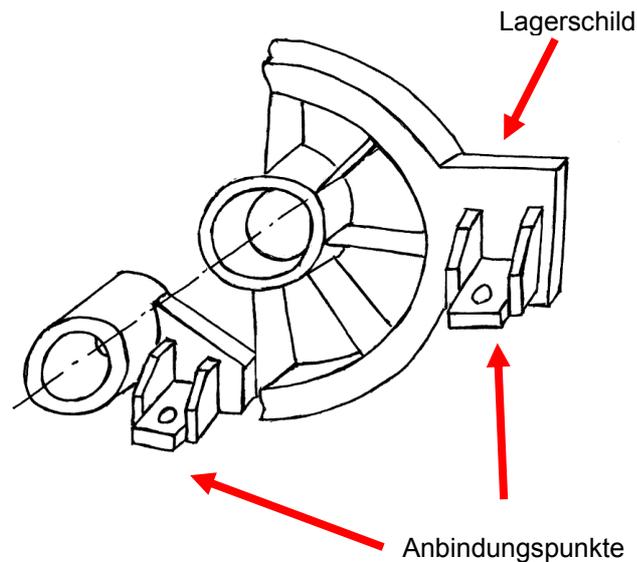


Abbildung 46: Skizze Anbindungspunkte an den Verschubrahmen

Abb. 46 zeigt einen Entwurf des Lagerschildes mit den Stützrippen und der Aufnahme des Wellentunnels, sowie die Anbindungspunkte zur Verschiebeinheit. Das Lagerschild und alle dazugehörigen Teile werden aus einfachen Brennschnitten aus Blechen als Schweißkonstruktionen ausgeführt, da eine Fertigung durch spanabhebende Bearbeitung aus dem Vollen bei diesen Abmessungen wirtschaftlich nicht mehr möglich ist.

Abbildung 47 zeigt das fertige Modell vom Lagerschild mit Hauptabmessungen.

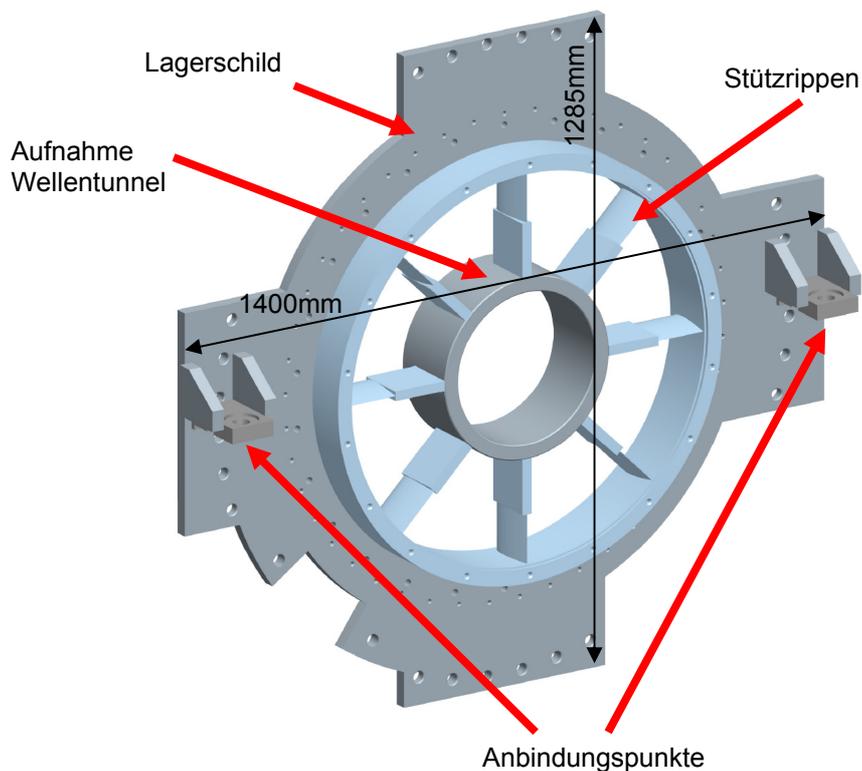


Abbildung 47: Modell Lagerschild

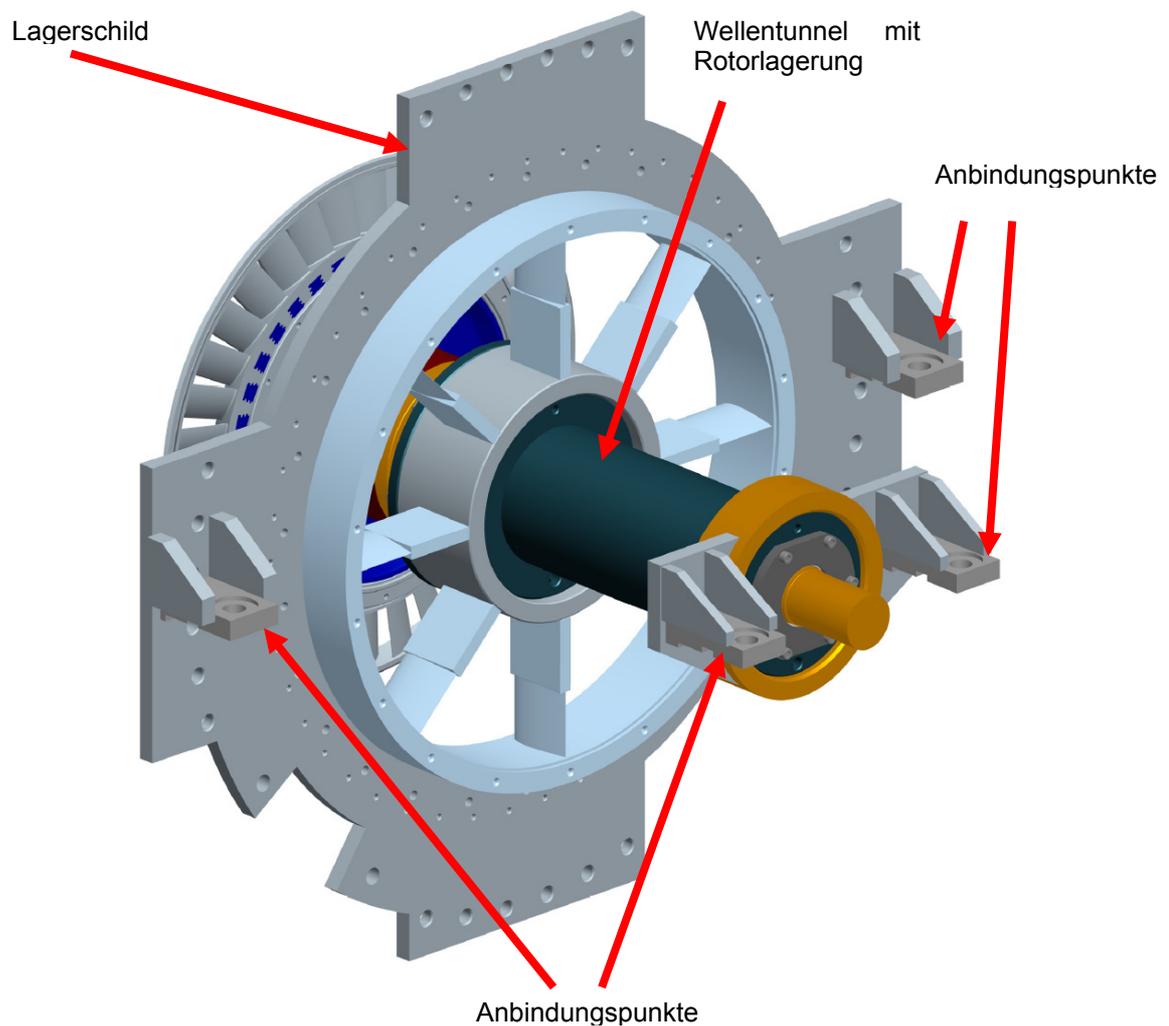


Abbildung 48: Modell Lagerschild mit Anbindungspunkten zur Verschiebeinheit

Die Abbildung 48 zeigt das Lagerschild mit eingesetztem Rotor sowie den Rotorträger auf der Abtriebsseite. Der Wellentunnel hat im Lagerschild seinen Fixpunkt und ist an dieser Stelle verschraubt. Im Rotorträger ist dieser gleitend gelagert. Der Wellentunnel kann sich ungehindert in Richtung Wasserwirbelbremse ausdehnen, und es kann dadurch zu keinen Verspannungen in der Rotorlagerung aufgrund von Wärmedehnungen kommen. Die gesamte Einheit wird an den vier Anbindungspunkten auf Konsolen, die auf den Verschiebrahmen geschraubt sind, befestigt.

4.5.1 Befestigung / Lagerschild

Durch das Lagerschild und den Rotorträger auf der Abtriebsseite werden die gesamten auftretenden Kräfte sowie das Gewicht der Turbine auf den Verschubrahmen und das Fundament der Hochdruckturbine übertragen. Durch die Erwärmung des Prüfstandes während des Betriebes einerseits durch die verdichtete Luft und andererseits durch die entstehende Reibungswärme in der Rotorlagerung muss an den Anbindungspunkten die Möglichkeit einer thermische Ausdehnung des Turbinengehäuses gegeben sein. Gleichzeitig muss die Konzentrizität des Niederdruckrotors zu den Gehäusen und der Hochdruckturbine gewährleistet werden.

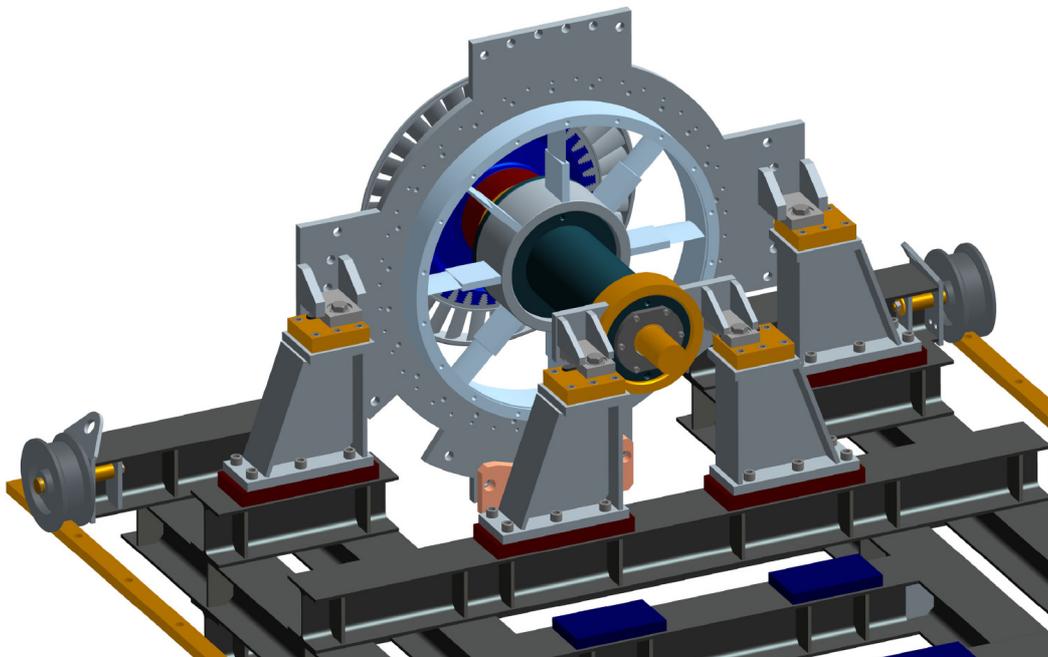


Abbildung 49: Lagerschild, Wellentunnel mit Rotorlagerung auf Verschiebeinheit aufgesetzt

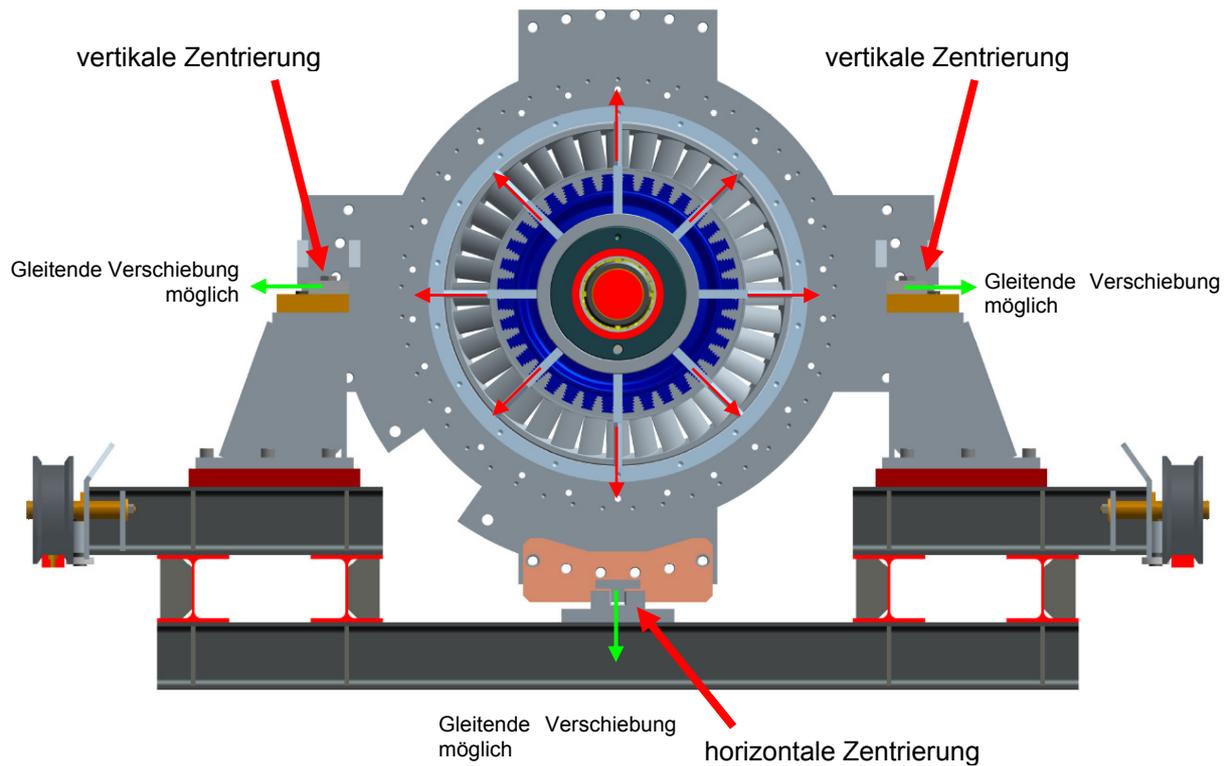


Abbildung 50: Thermoelastische Zentrierung

Das Lagerschild ist zentrisch gleitend in der Höhe der Rotorachse über Konsolen auf die Verschiebeinheit aufgeschraubt. Durch diese Anordnung kann sich das Turbinengehäuse thermisch frei ausdehnen ohne dabei die Lage der Rotorachse zu verändern. Die zentrische Ausdehnung ist aufgrund der kleinen Spaltmaße zwischen den Spitzen der Laufschaufeln und dem Turbinengehäuse sehr wichtig, da eine unsymmetrische Ausdehnung zu einem Anstreifen der Laufschaufeln am Gehäuse führen und auch ungewollte Spannungen in Bauteilen hervorrufen kann.

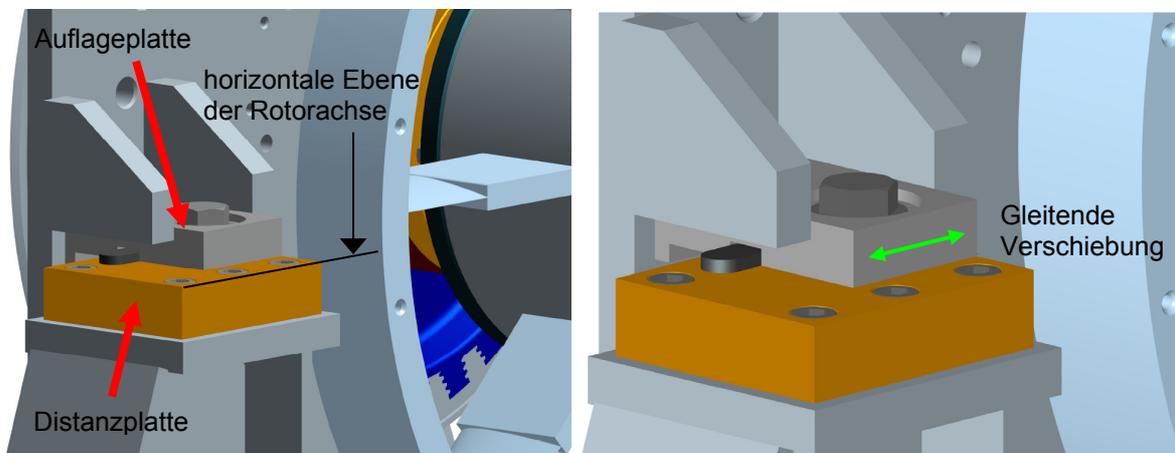


Abbildung 51: Horizontale Führung des Lagerschildes

Mithilfe der Distanzplatten muss die Niederdruckturbinen exakt auf Höhe der Hochdruckturbinen Rotorachse ausgerichtet werden. Dies kann entweder durch Abfräsen, Abschleifen oder durch Beilage von Paßplatten erreicht werden. In der Distanzplatte ist eine Nut quer zur Maschinenachse eingefräst, in der eine Paßfeder eingelegt wird. Darauf wird die Auflageplatte gesetzt und mit einer Schraube fixiert. Die Schraubenbefestigung darf jedoch nur so fest klemmen, dass eine gleitende Verschiebung zwischen Distanzplatte und Auflageplatte sichergestellt ist. Dies wird durch Einsetzen einer Distanzhülse, die um 0,1 mm länger ist als die Dicke der Auflage des Lagerschildes, erreicht.

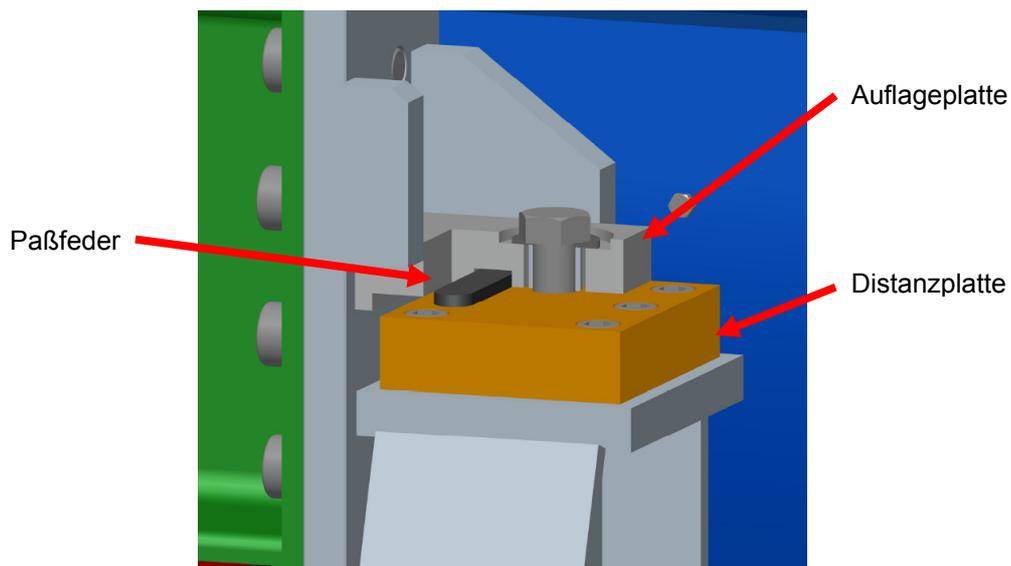


Abbildung 52: Schnitt thermoelastische Gehäusezentrierung

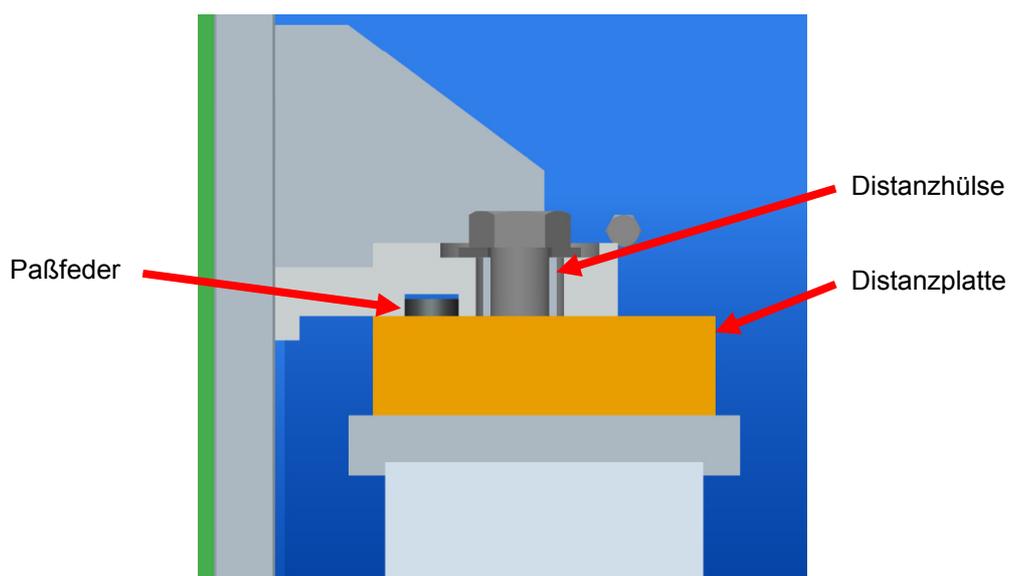


Abbildung 53: Distanzhülse in der Auflageplatte

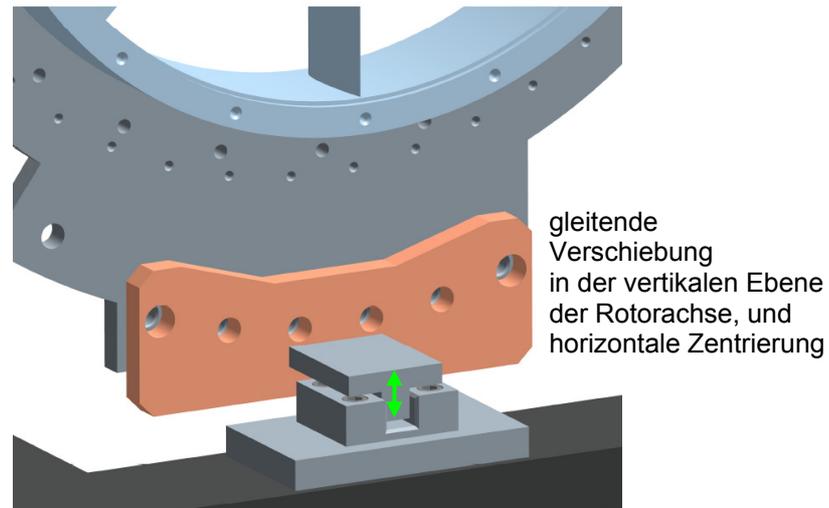


Abbildung 54: Vertikale Führung des Lagerschildes

Durch den Führungsstein im unteren Bereich des Lagerschildes wird die horizontale Zentrierung sichergestellt. Dadurch wird erreicht, dass sich das Turbinengehäuse symmetrisch nach beiden Seiten ausdehnt. Eine vertikale Verschiebung muss zugelassen werden, damit sich das Gehäuse (natürlich) auch vertikal symmetrisch ausdehnen kann. Eine entsprechend genaue Ausrichtung der Führung in vertikaler Rotorebene ist über die Passplatten bei der Montage vorzunehmen.

4.6 Strömungskanal

Im folgenden Abschnitt wird die Strömungsführung, beginnend vom Austritt aus der Hochdruckturbine bis zum Austritt aus der Niederdruckturbine, beschrieben. Die Kontur des Strömungskanals wurde von der Firma MTU vorgeben und entspricht dem eines realen Flugtriebwerkes. Die Durchmesser-Verhältnisse und Längen wurden auf die Leistung der Verdichterstation herunterskaliert, um vergleichbare Messergebnisse zu den realen Abmessungen zu erhalten.

4.6.1 Geometrie, Sektoren

Nachfolgend wurden in der vorgegebenen Kontur die einzelnen Abschnitte eingezeichnet. Diese bestehen aus dem Übergangskanal (Mid Turbine Frame) mit den Stützrippen, dem Bereich der Leitschaufeln und dem Bereich des Niederdruckrotors mit seinen Laufschaufeln.

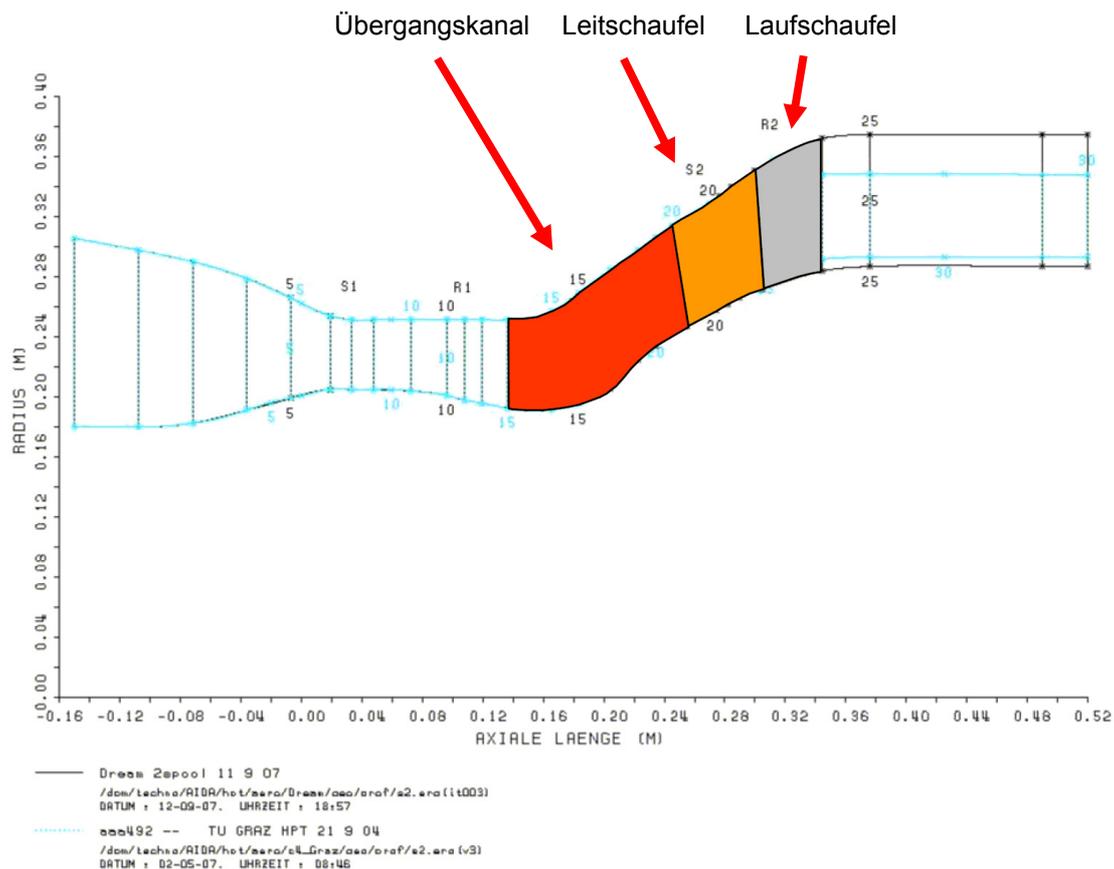


Abbildung 55: Skizze mit den Abschnitten MTF – Leitschaufel – Laufschaufel eingetragen

Die Abbildung 55 zeigt die Abschnitte der Kontur des Strömungskanals mit den jeweiligen axialen Erstreckungen sowie die dazugehörigen Naben- und

Spitzendurchmesser. Nachdem die Einteilung skizziert war, wurde damit begonnen, die Abschnitte konstruktiv und fertigungstechnisch sinnvoll zu gestalten. Grundgedanke dabei war, immer die Modularität des Prüfstandes, beim Aufbau des Strömungskanals alle Freiheiten offen zu halten, um zu einem späteren Zeitpunkt auch andere Geometrien bzw. Konturen zu ermöglichen.

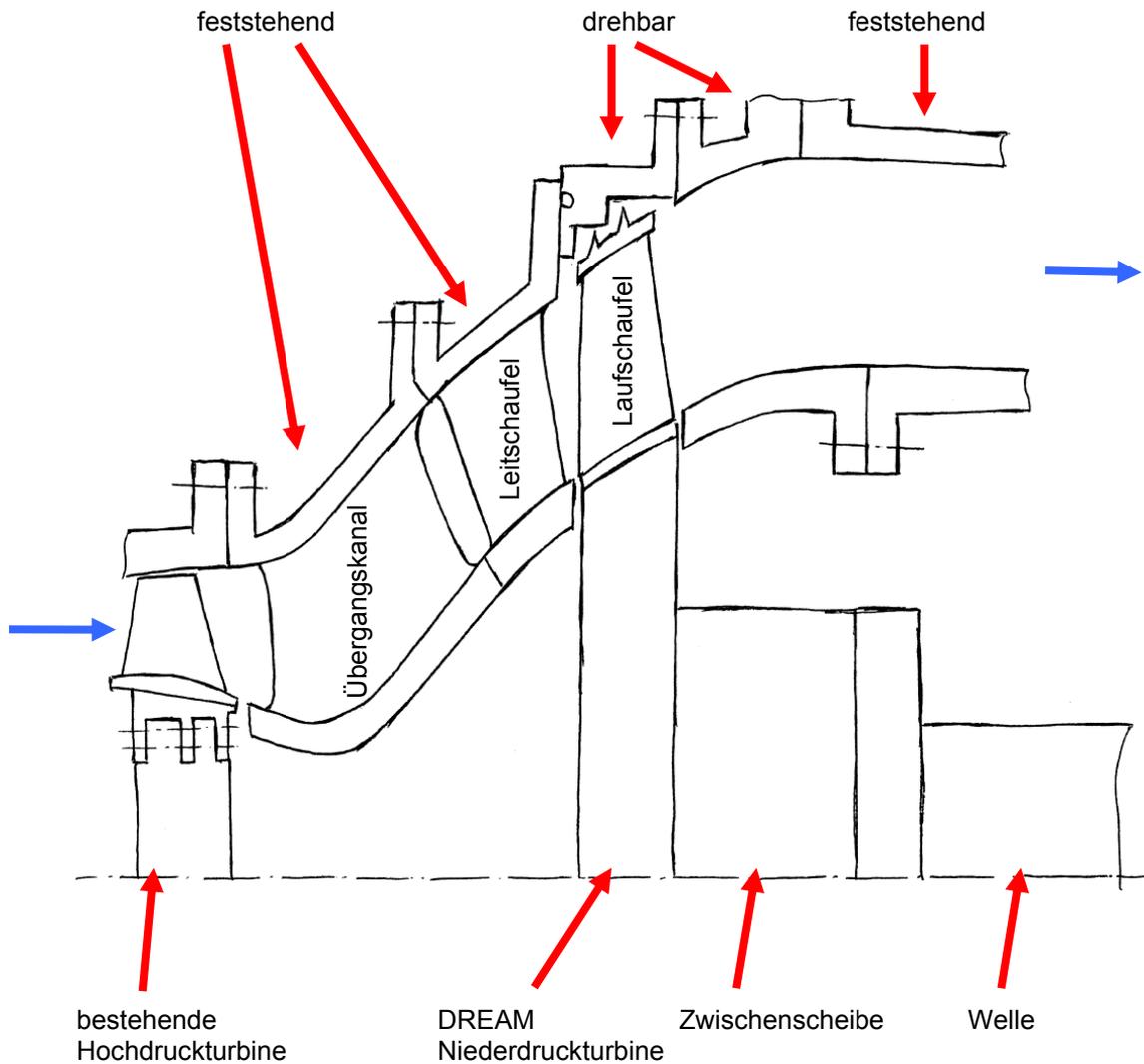


Abbildung 56: Skizze Einteilung des Strömungskanals in die einzelnen Abschnitte

In Abbildung 56 schon ersichtlich, die Aneinanderreihung und die Verbindungspunkte von den Abschnitten mit schraubbaren Flanschen. Gut erkennbar sind die Trennebene zur Hochdruckturbine, sowie die Aufteilung von feststehenden und drehbaren Gehäuseteilen.

4.6.2 Übergangskanal – Segmente (Mid-Turbine Frames)

Aus fertigungstechnischen Gründen wurde der Übergangskanal aus Segmenten aufgebaut. Jedes Segment besitzt eine Stützrippe (Strut), die Innen- und Aussenkontur des Strömungskanals, sowie die beiden Flansche zur Befestigung an der Hochdruckturbinenstufe und am Leitschaufelträger. Durch die geflanschte Ausführung können verschiedene Stützrippenformen und Strömungskanalgeometrien relativ einfach durch Ersetzen der Segmente getestet werden.

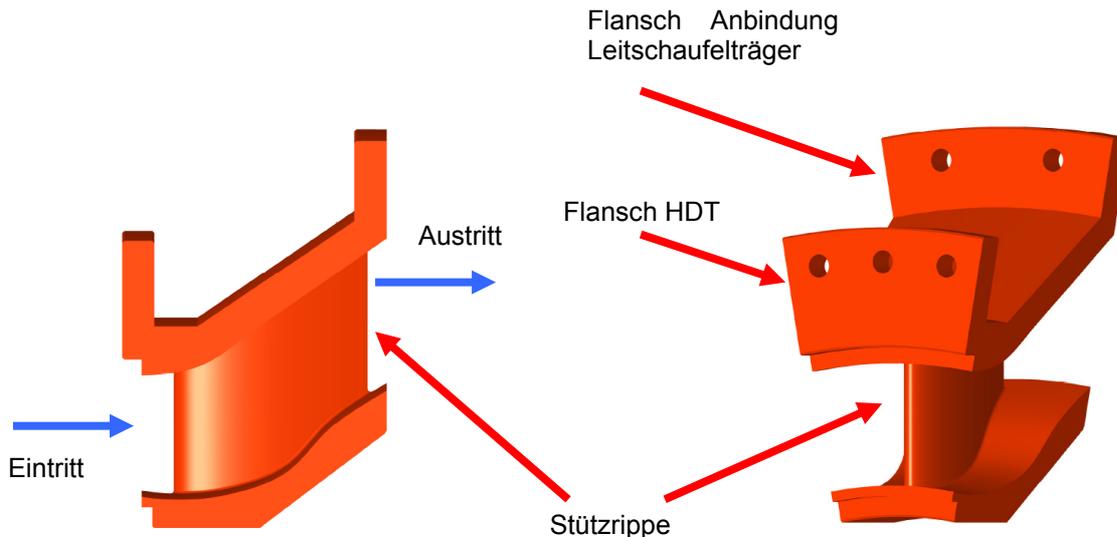


Abbildung 57: Mid Turbine Frame Segmente

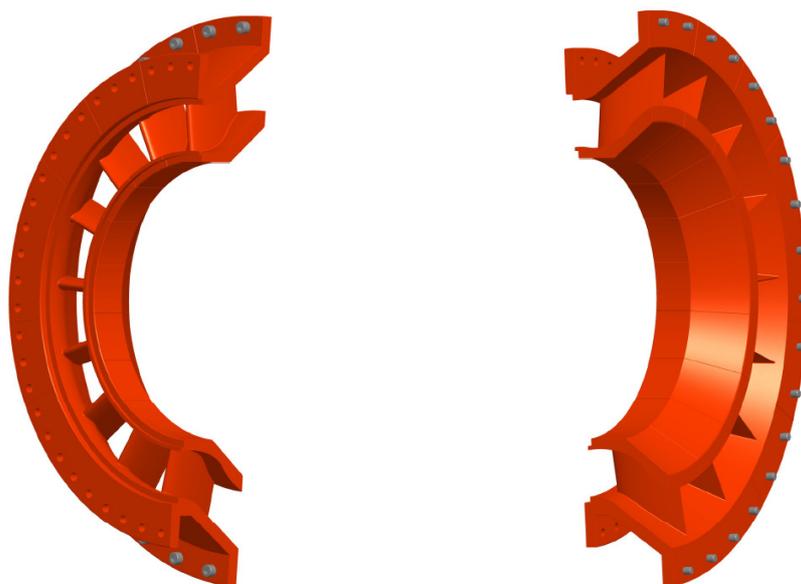


Abbildung 58: Mid Turbine Frame Segmente aneinandergereiht

Durch die Aneinanderreihung von 18 Segmenten ergibt sich der gesamte Übergangskanal von Hochdruckturbinenstufe zu Niederdruckturbinenstufe. Für das Modell wurden zur Veranschaulichung 18 Segmente mit jeweils einer geraden Stützrippe gewählt. Die tatsächliche Anzahl der Stützrippen und deren Profil und Drehung standen zum Zeitpunkt der Arbeit noch nicht fest. Die Anzahl und Form der Stützrippen sind natürlich einfach im Modell zu ändern.

4.6.3 Leitschaufel – Segmente

Die Leitschaufeln sind ähnlich dem der Segmente des Übergangskanals auch aus fertigungstechnischen Gründen einzeln ausgeführt und nicht, wie manchmal üblich, aus Schaufelgruppen bestehend. Diese besitzen eine Flanschfläche mit zwei Bohrungen mit denen die Schaufeln an den so genannten Leitschaufelträger geschraubt werden. Hier ist wiederum durch Austausch der Leitschaufelsegmente die Möglichkeit gegeben verschiedene Schaufelprofile und unterschiedliche Strömungskonturen zu testen.

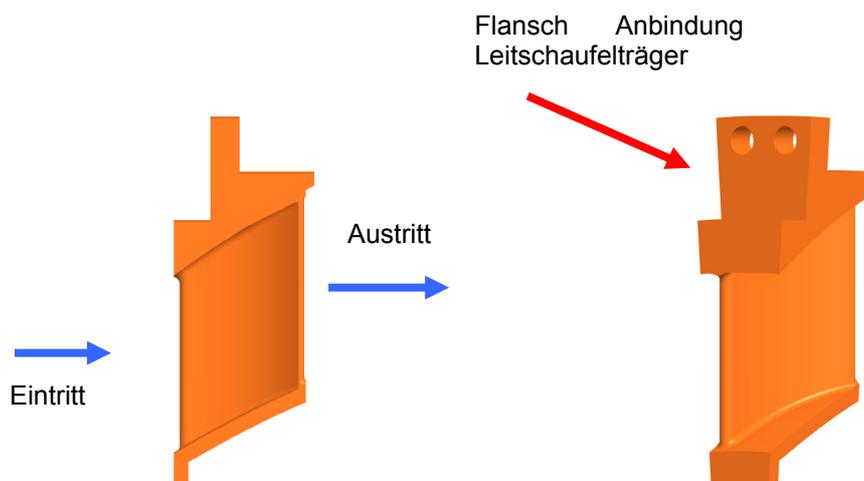


Abbildung 59: Leitschaufelsegmente

Am Leitschaufelträger werden die einzelnen Segmente des Übergangskanals (MTF), die Leitschaufeln und das Rotorgehäuse mit der abrasiven Beschichtung für die Spitzendichtung aufgeschraubt. Es ergibt sich eine kompakte Einheit des Strömungskanals und wird starr an den Anbindungsflansch der Hochdruckturbinen befestigt, siehe Abbildung 61. Die Planflächen der Segmente und die Flanschflächen können mit einem Dichtungswerkstoff oder Dichtungskleber abgedichtet werden.

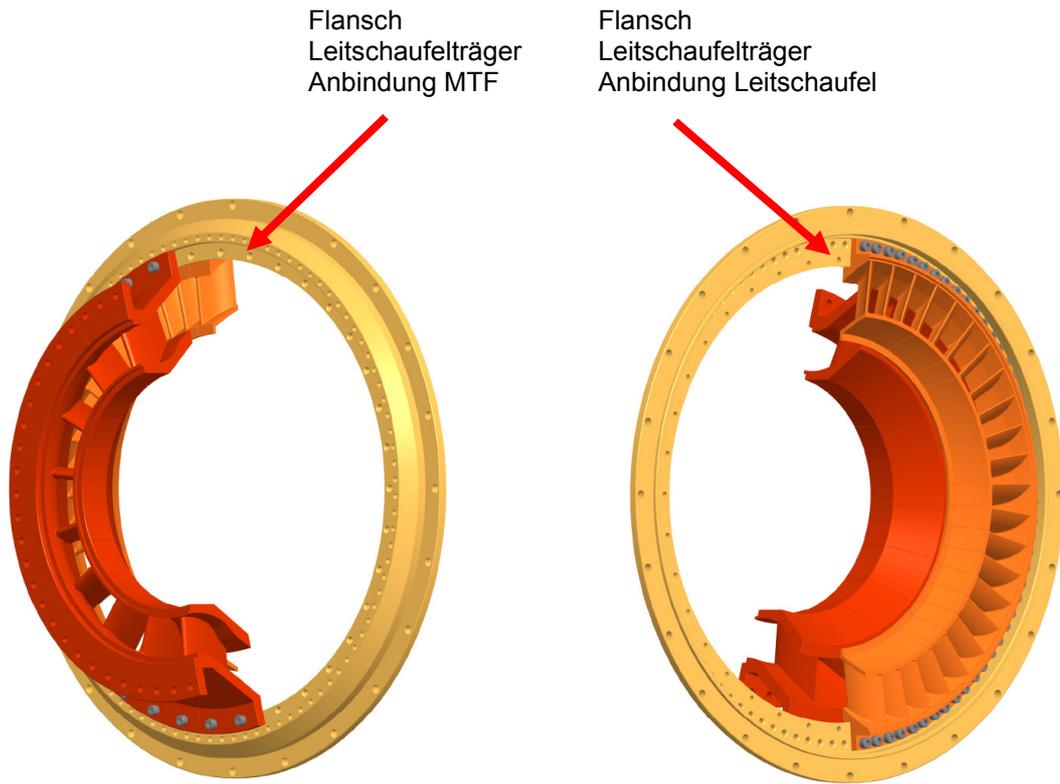


Abbildung 60: Leitschaufelsegmente in Leitschaufelträger eingeschraubt

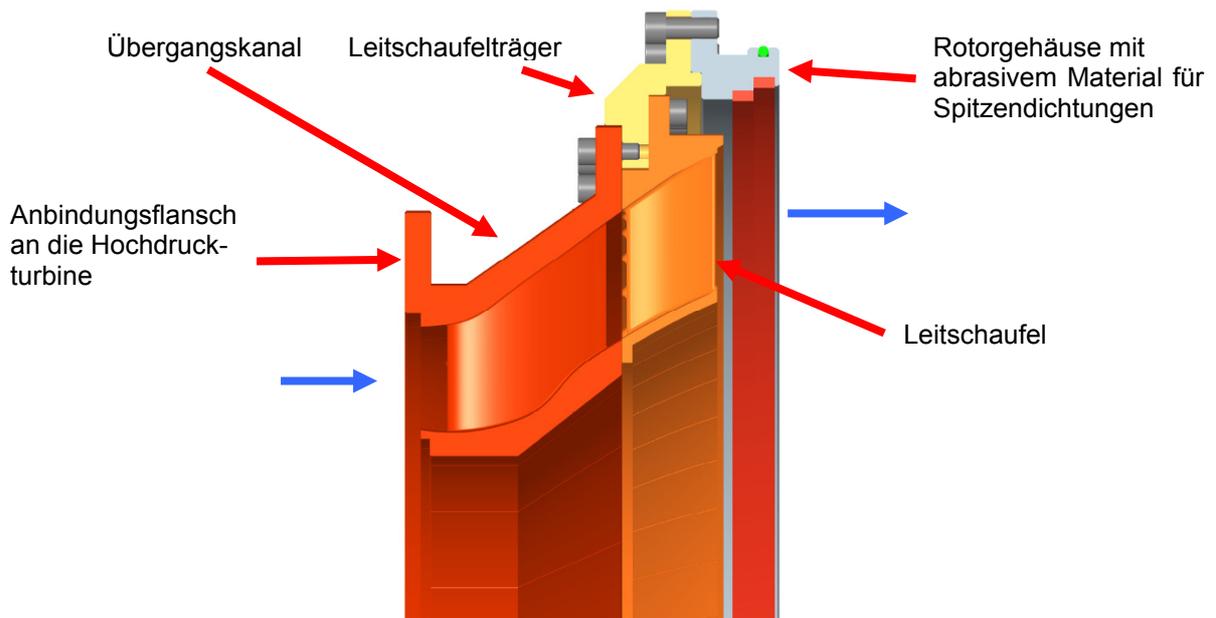


Abbildung 61: Übergangskanal – Leitschaufel – Leitschaufelträger - Rotorgehäuse

4.6.4 Laufschaufel – Deckband, Spitzendichtungen

Die Leitschaufeln werden, ähnlich wie in einem realen Triebwerk, eingesetzt, und mit Deckband und Dichtspitzen ausgeführt. Das Deckband und die Spitzen reduzieren die Strömungsverluste zwischen Laufschaufel und Rotorgehäuse und erhöhen somit den Wirkungsgrad der Turbinenstufe. Durch die Spitzen auf den Laufschaufeln ergibt sich ein Stufenlabyrinth, das Berührungslos zum Rotorgehäuse abdichtet. Die Spitzendichtungen können aus einem Waben- oder abrasiven weichen Material bestehen und schützen dadurch die Laufschaufeln vor Schäden durch Anstreifen.

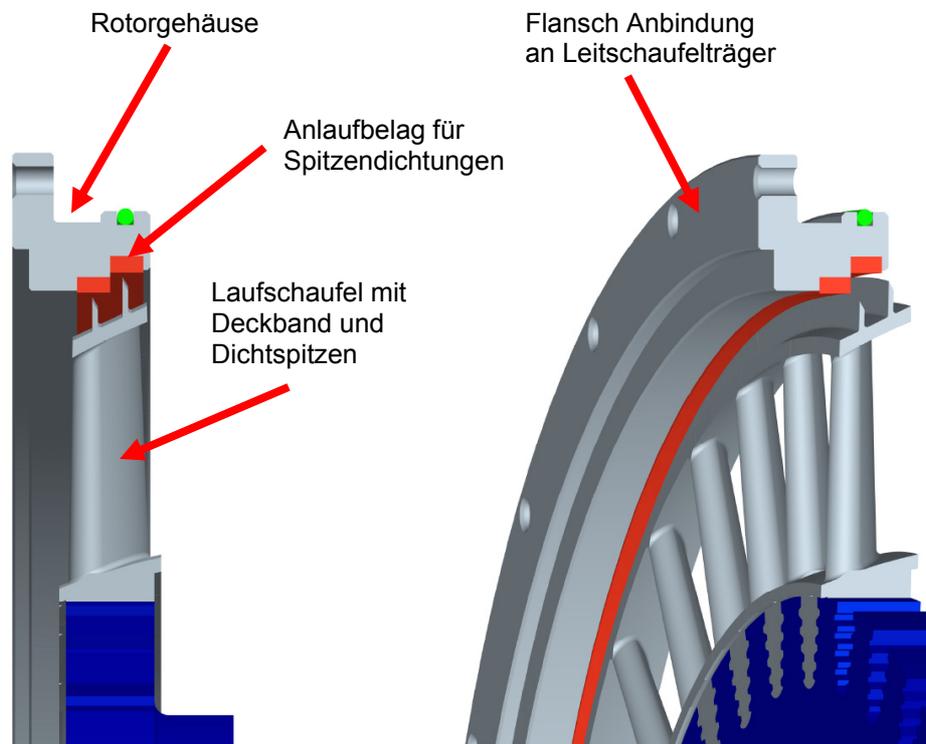


Abbildung 62: Deckband Laufschaufel und Spitzendichtungen

4.6.5 Aufbau des Strömungskanals

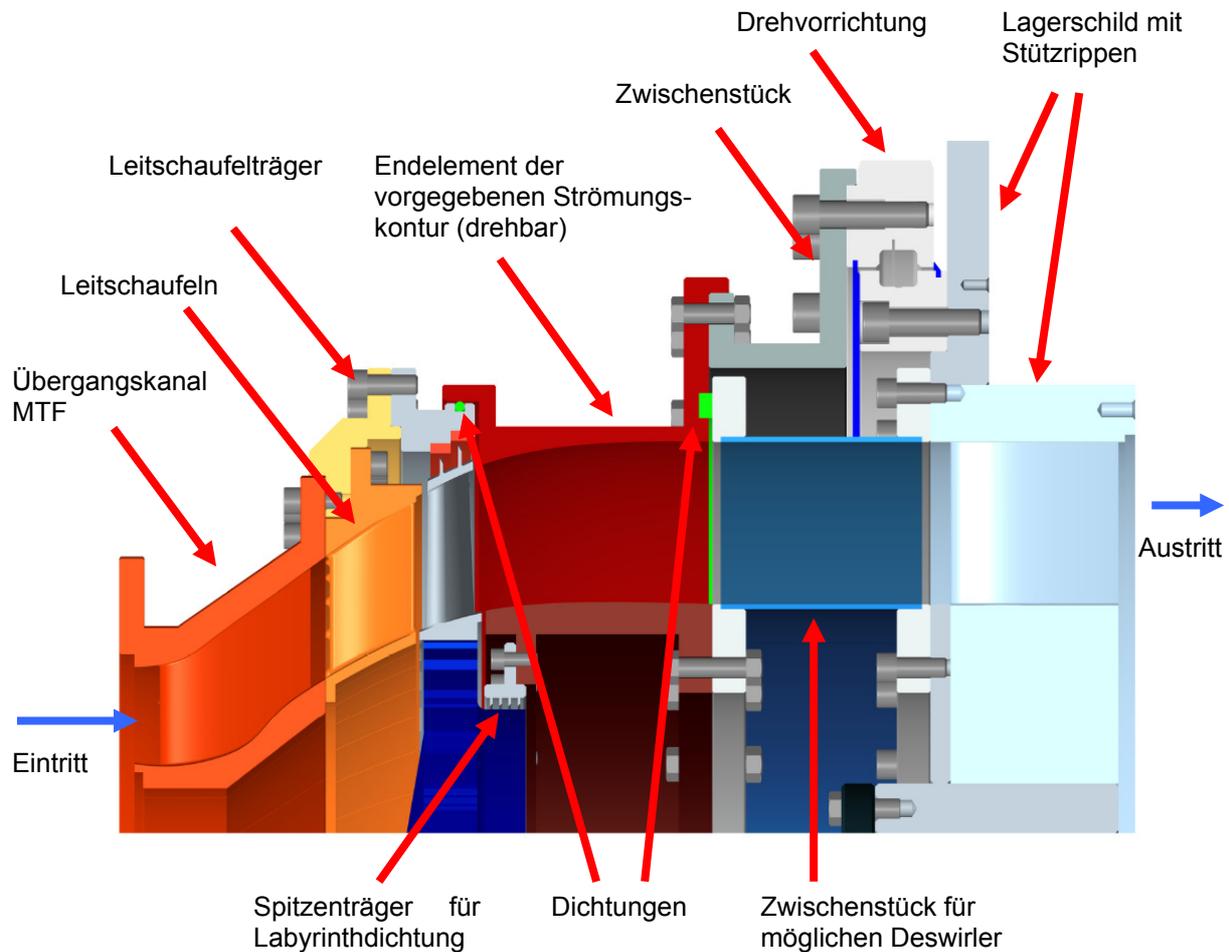


Abbildung 63: Strömungskanal DREAM Prüfstand

Der Strömungskanal beginnt mit dem Übergangskanal mit Stützrippen (Mid Turbine Frame). Die einzelnen Segmente des MTF (hellrot) sind zusammen mit den einzelnen Leitschaufeln (orange) auf dem Leitschaufelträger (gelb) aufgeschraubt. Der Leitschaufelträger mit den MTF Segmenten, den Leitschaufeln und den angeflanschten Rotorgehäuse (grau) bilden eine Einheit, die starr am Gehäuse der Hochdruckturbinen befestigt wird.

Nach der Niederdruckturbinenstufe befindet sich das drehbare Aussengehäuse des vorgegebenen Strömungskanals (rot). Diese ist drehbar über ein Zwischenstück mit der Drehvorrichtung am Lagerschild verbunden. In dieses drehbare Gehäuse werden Messsonden bzw. Sensoren eingebaut, mit denen entlang des Schaufelgitters Messungen ermöglicht werden (siehe Abbildung 64). Dadurch kann festgestellt werden, ob und welche Einflüsse die stehenden Stützrippen des MTF auf die Turbinenstufe haben.

Die Innenkontur des Strömungskanals ist nach der Turbinenstufe starr mit dem Lagerschild über ein Zwischenstück verbunden. Dieses Zwischenstück ermöglicht bei Bedarf den Einbau eines Deswirlers (um eine drallfreie Anströmung des Diffusors im Abluftgehäuse zu gewährleisten). Am Innengehäuse ist zusätzlich ein Spitzenträger,

angebaut, der den inneren Gehäuseraum zum Strömungskanal über eine Labyrinthdichtung zur Rotorscheibe abdichtet.

Das Endstück der äußeren Strömungskontur (rot) und der Zwischenring (schwarz) sind mit der Drehvorrichtung verschraubt. Der Innenring der Drehvorrichtung ist an das Lagerschild geschraubt, am Außenring werden die drehbaren Gehäuseteile befestigt. Über den Außenring kann das Gehäuse in die gewünschte Position gedreht werden

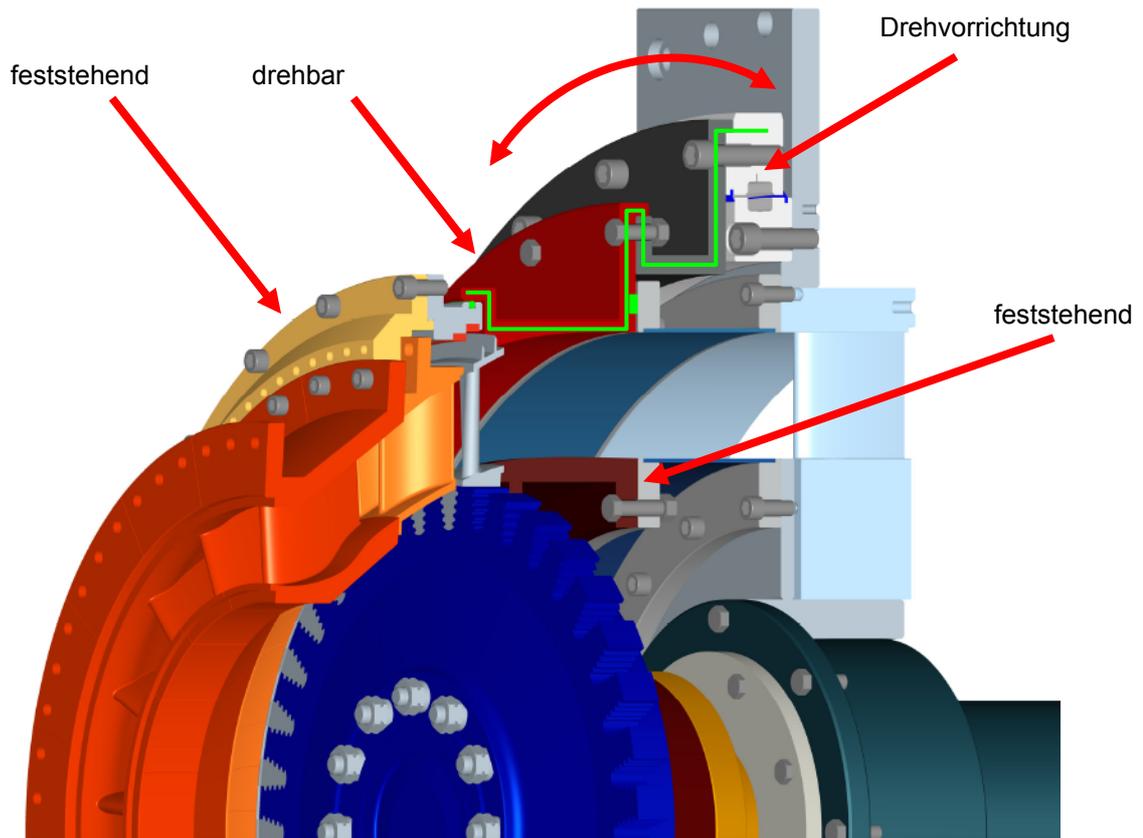


Abbildung 64: Feststehende und drehbare Gehäuseabschnitte

4.7 Drehvorrichtung

Als Drehelement wurde eine einbaufertige Drehverbindung der Firma Franke GmbH gewählt. Diese besteht im Wesentlichen aus dem Innen- und Außenring, den vier Kugellagern, den Wälzkörpern und dem Wälzkörperkäfig. Der Innenring wird an das feststehende Lagerschild geschraubt; der Außenring ist mit dem drehbaren Gehäuseteil verbunden. Über einen elektrischen Antrieb, der in die Geradverzahnung des Außenrings eingreift, wird das Gehäuse mit den Messinstrumenten in die gewünschte Position gedreht.

Type: LDL 66197V mit einem Teilkreisdurchmesser von 1100mm und einem Innendurchmesser von 880mm.

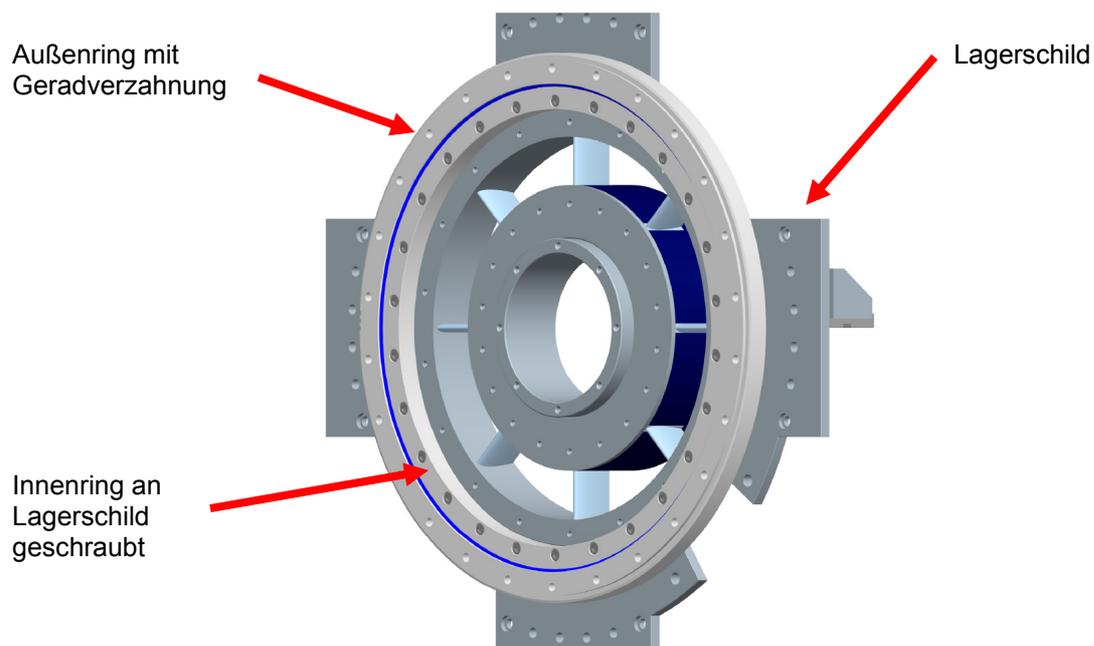


Abbildung 65: Drehvorrichtung an Lagerschild geschraubt

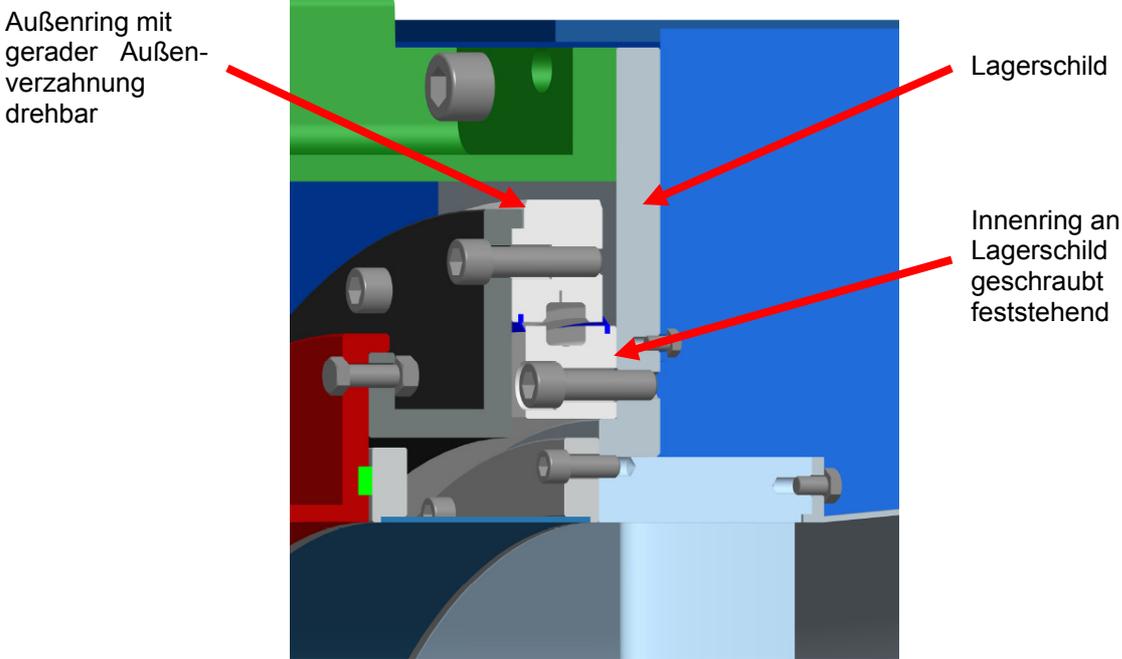


Abbildung 66: Drehvorrichtung

4.8 Abluftgehäuse

Das Abluftgehäuse dient dazu, die ausströmenden Luftmassen zu sammeln und in den Abluftkanal zu leiten. Das Gehäuse besteht aus einer einfachen Blechkonstruktion mit Versteifungsrippen und einem Anschlussflansch an den Abluftkanal und einem Anschlussflansch zum vorderen Lagerschild der Niederdruckturbinen.

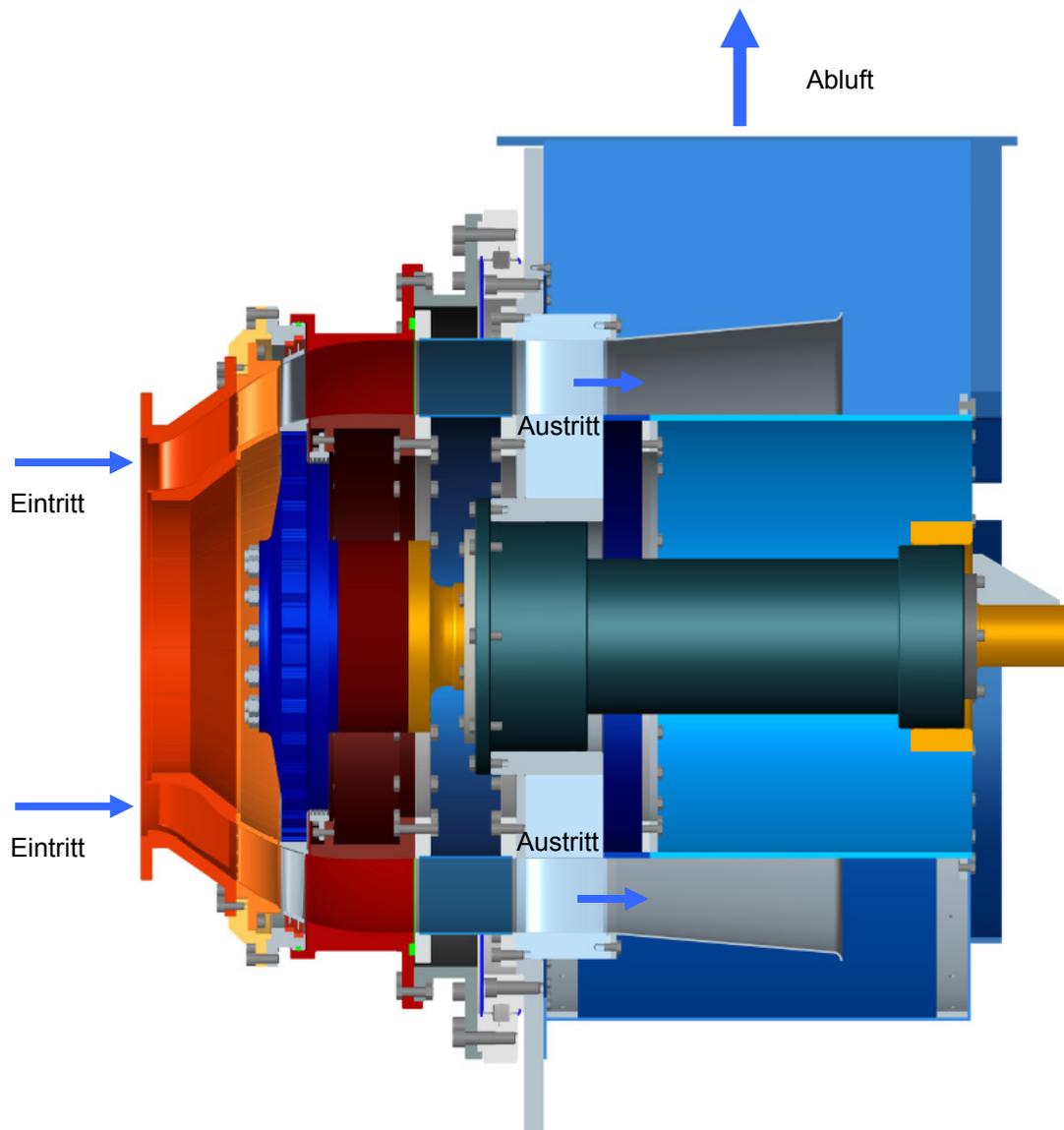


Abbildung 67: Strömungskanal - Abluftgehäuse

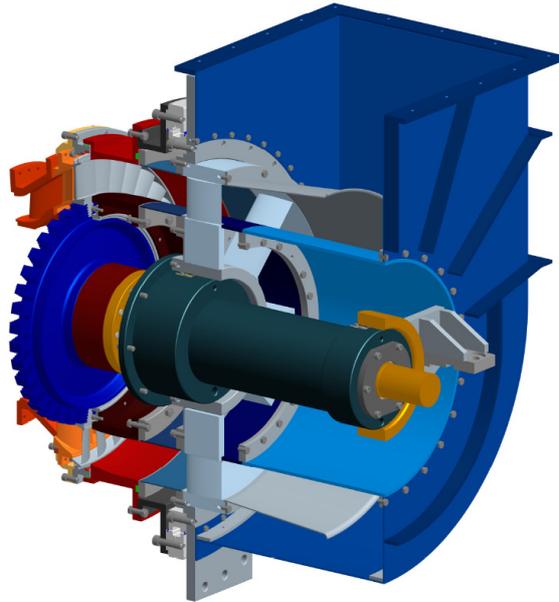


Abbildung 68: Abluftgehäuse

4.9 DREAM Prüfstand

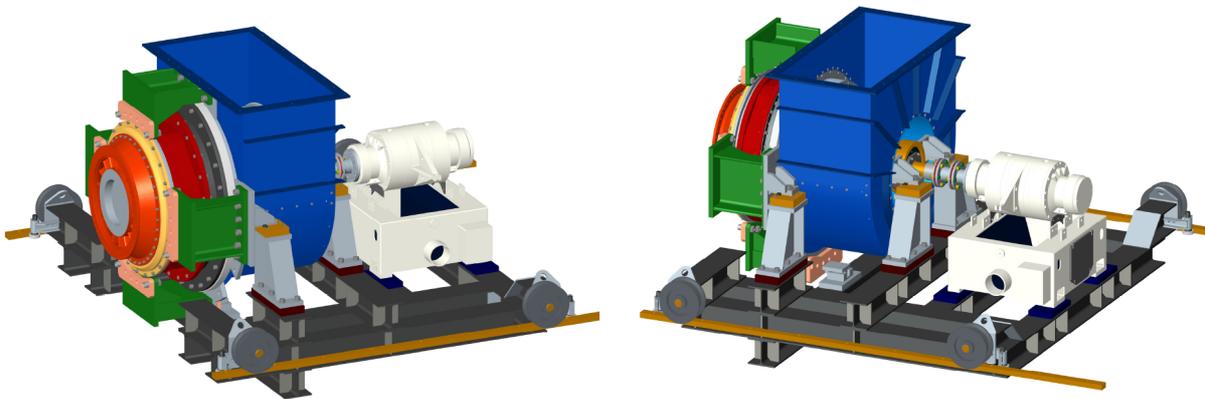


Abbildung 69: DREAM Prüfstand auf Verschiebeinheit mit Wasserwirbelbremse

Die Abbildung 69 zeigt den kompletten Prüfstand mit der DREAM Niederdruckturbinenstufe, Abluftgehäuse und Wasserwirbelbremse aufgebaut auf den Verschiebrahmen. Diese Einheit wird auf dem Fundamentrahmen der Hochdruckturbinenstufe aufgesetzt und mit dieser verbunden. Damit ergibt sich ein zweistufiger Turbinenprüfstand mit Hochdruck- und Niederdruckturbinen.

5 Schnittstellen DREAM Prüfstand

Anbindung an die Hochdruckturbin

Die Anbindung des DREAM Prüfstandes erfolgt durch vier Zwischenstützen (grün), welche an die bereits bestehenden Stützen geschraubt werden. Für einen exakten Zusammenbau sind die Zwischenstützen jeweils mit zwei Zentrierhülsen zusammengepasst. Um eine Anpassung des Abstandes zwischen DREAM Prüfstand und Hochdruckturbin bei der Montage zu ermöglichen, sind zwischen den Stützen (grau und grün) Passplatten (rosa) eingelegt, die dann auf die entsprechende Länge zugefräst bzw. zugeschliffen werden (siehe Abbildung 70 und 71). Durch Ersetzen der Passplatten durch längere Zwischenstücke bzw. durch Weglassen dieser, kann eine Änderung des Strömungskanal in axialer Richtung realisiert werden.

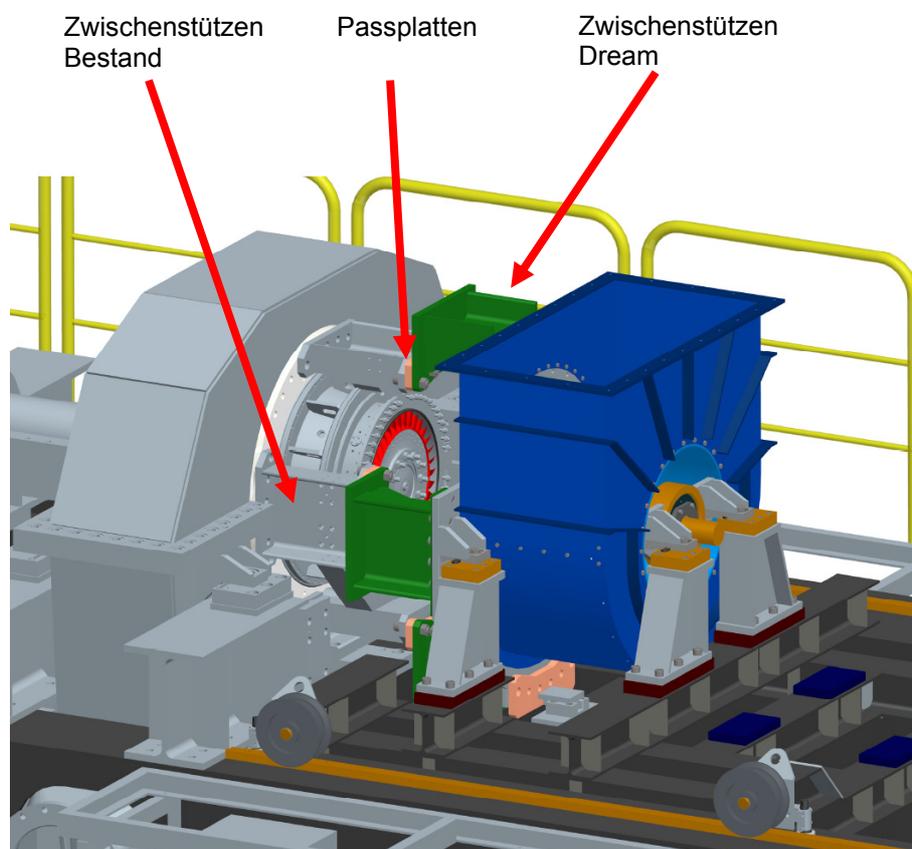


Abbildung 70: Anbindung an Hochdruckturbin

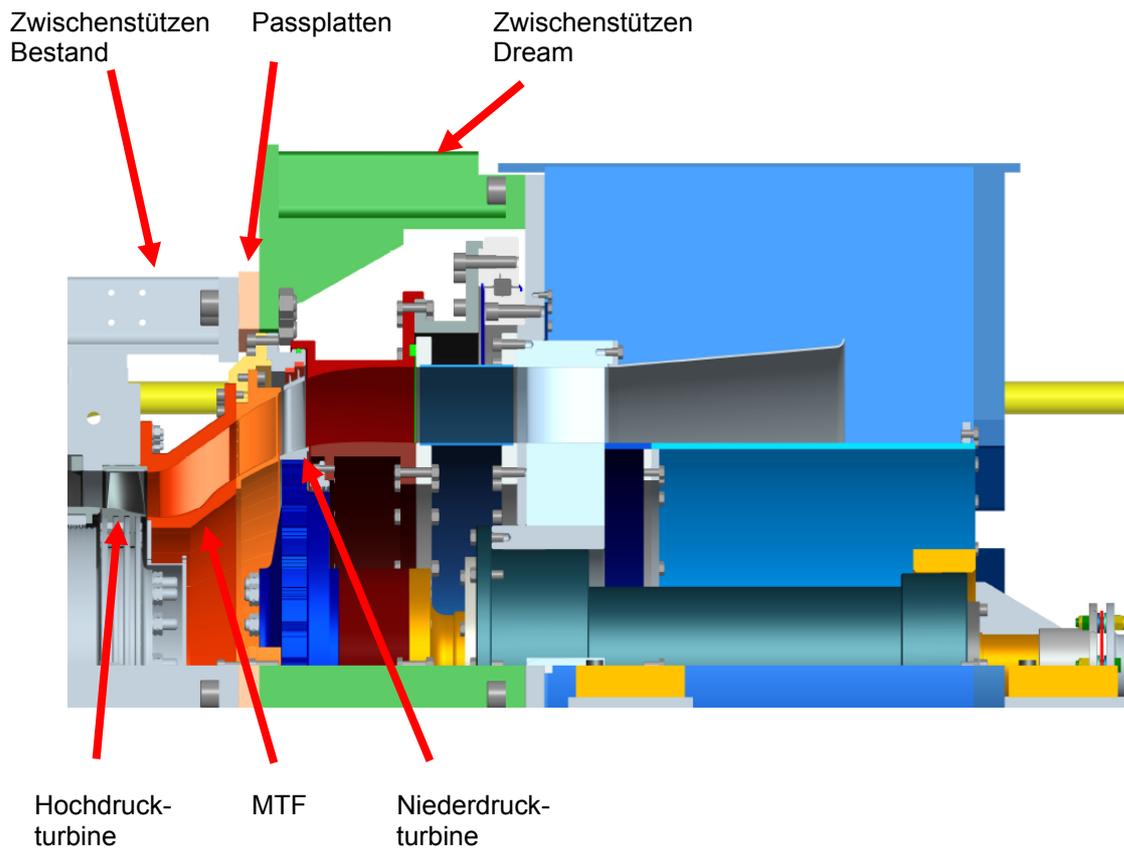


Abbildung 71: Strömungskanal Hochdruckturbine – MTF - Niederdruckturbine

Anbindung an die Wasserwirbelbremse

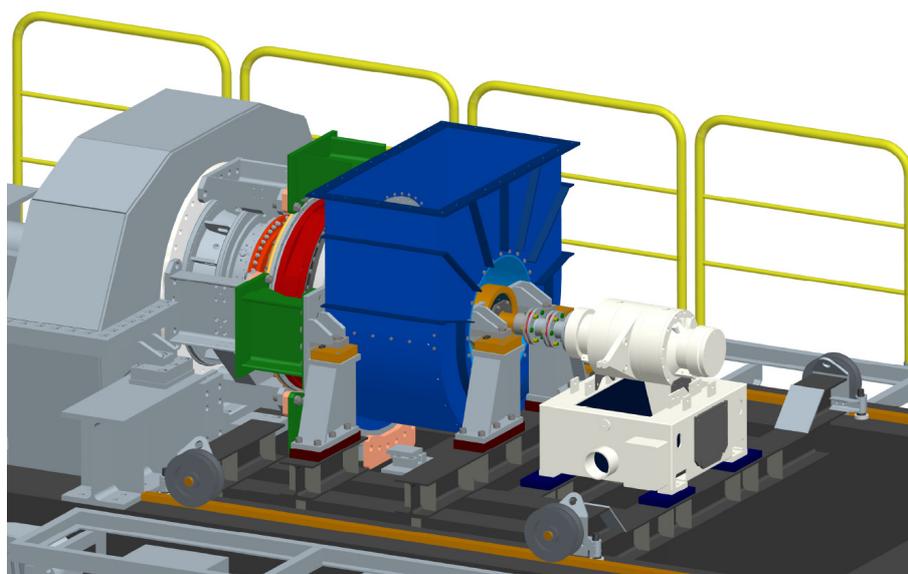


Abbildung 72: DREAM Prüfstand mit Wasserwirbelbremse

Der DREAM Prüfstand wird mit einer Ausgleichkupplung (Zweigelenkkupplung mit Lamellenpaketen) mit der Wasserbremse verbunden. Diese Kupplung kann auch Fluchtungsfehler der Achsen ausgleichen, die durch fertigungsbedingte Maßabweichungen bzw. Ausrichtfehler auftreten können.

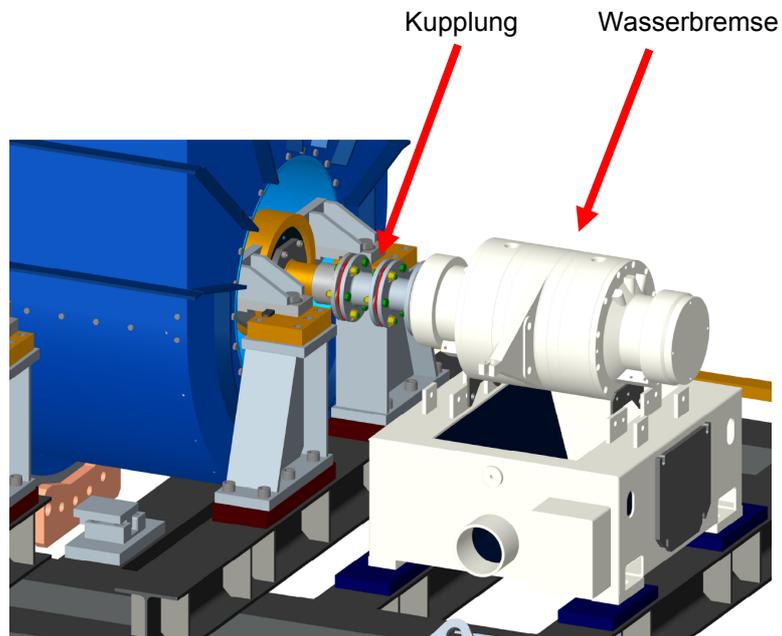


Abbildung 73: Verbindung DREAM Prüfstand mit der Wasserwirbelbremse über Kupplung

Anbindung an den Abluftkanal

Die Verbindung zum bestehenden Abluftkanal erfolgt mit einem elastischen Zwischenstück um die Übertragung von Schwingungen auf den Abluftkanal zu vermeiden. Es müssen lediglich kleine Änderungen (kürzen eines Luftkanals) am Abluftkanal vorgenommen werden, um den DREAM Prüfstand in den Abluftstrang zu integrieren.

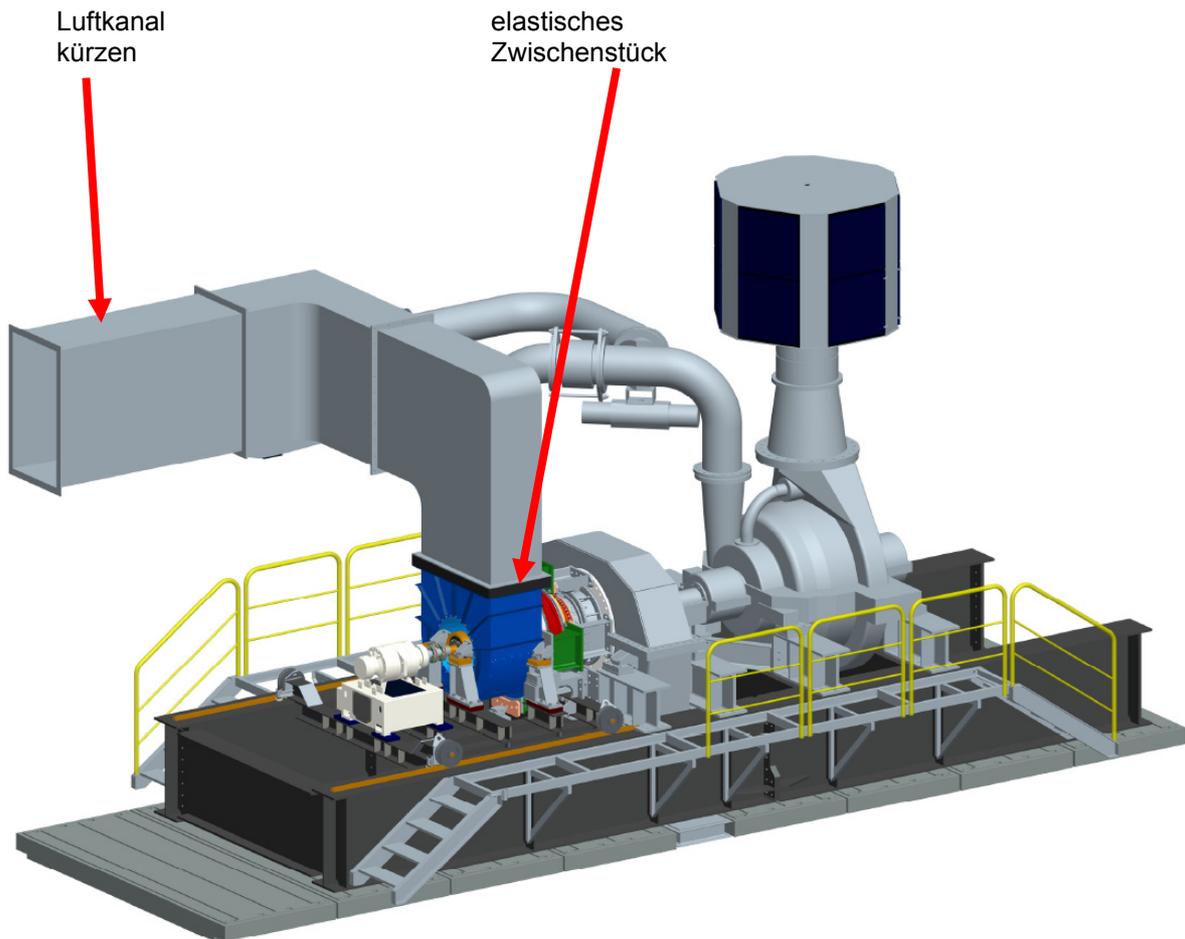


Abbildung 74: Anbindung an Abluftkanal

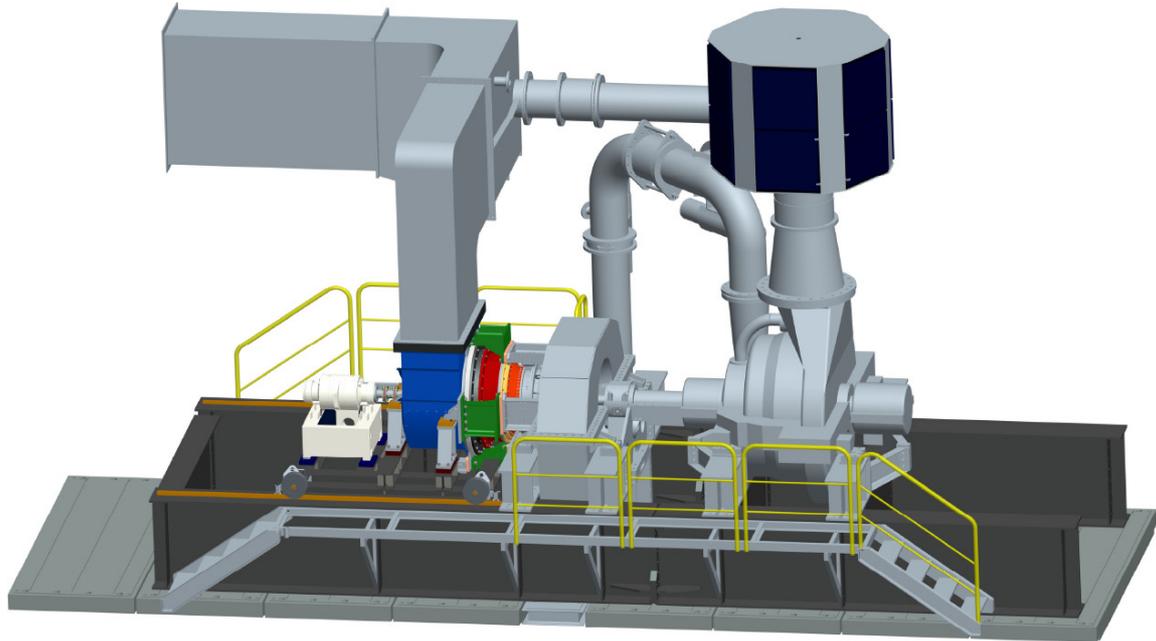
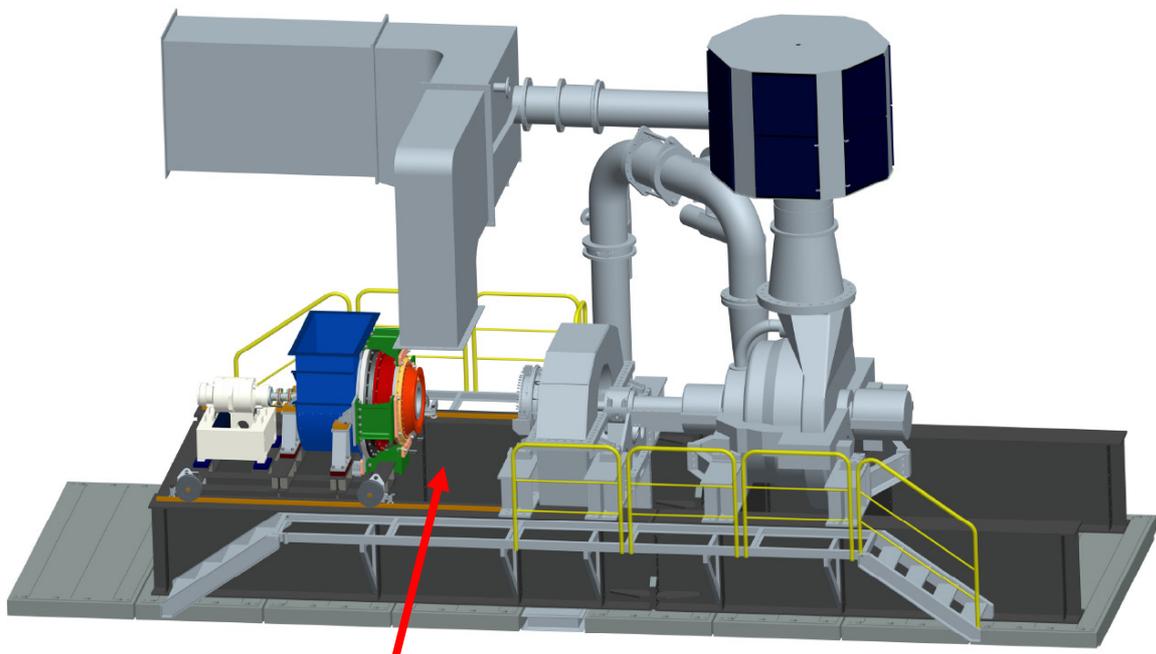
DREAM Prüfstand

Abbildung 75: DREAM Prüfstand an Hochdruckturbine angekoppelt



Zu Verfügung stehender
Manipulationsraum für
Umbauten

Abbildung 76: DREAM Prüfstand von Hochdruckturbine abgekoppelt

6 Zusammenfassung

Zweck des Prüfstandes

Mit dem DREAM Prüfstand sollen Übergangskanäle von der Hochdruckturbinenstufe auf die Niederdruckturbinenstufe aerodynamisch untersucht werden. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf die Interaktion mit den stromauf und stromab gelegenen Turbinenstufen. Dieser Übergangskanal (MTF) enthält Stützrippen, die eine tragende Funktion im Triebwerk haben und somit massiv ausgeführt sind. Das MTF soll in Zukunft im Triebwerk eine Lagerung der Hochdruckturbinenstufe und der Niederdruckturbinenstufe aufnehmen und die auftretenden Kräfte über die Stützrippen in die Triebwerksaufhängung einleiten.

Aufbau des Prüfstandes

Der gesamte Niederdruckturbinenprüfstand wurde auf einem Verschiebegerüst aufgebaut und ist somit verschiebbar auf den bestehenden Fundamentträger aufgesetzt. Damit ist es möglich den Prüfstand von der vorhandenen Hochdruckturbinenstufe weg zu schieben und Änderungen bzw. Wartungsarbeiten an der Niederdruckturbinenstufe vorzunehmen.

Die Konstruktion der Niederdruckturbinenstufe wurde für eine Turbinenstufe ausgearbeitet, jedoch die Rotorlagerung und Rotorwelle des Prüfstandes wurden für zwei Turbinenstufen ausgelegt.

Der Strömungskanal der Niederdruckturbinenstufe wurde modular aufgebaut, um möglichst viele Freiheiten für weitere Versuchsreihen mit unterschiedlichen Geometrien für den Übergangskanal, dessen Stützrippen und die Leitschaufeln der Niederdruckturbinenstufe zu bieten.

Der gezeigte Versuchsaufbau besteht aus einem Übergangskanal mit Stützrippen, der Niederdruckturbinenstufe, bestehend aus Leitschaufelring und Laufschaufeln, und danach einem drehbaren Außengehäuse zur Aufnahme von Messsensoren. Den Abschluss bildet ein Abluftgehäuse, das die Luftmengen sammelt und in den Abluftkanal leitet (siehe Abbildung 77).

Durch den abschnittswiseigen Aufbau der Konstruktion können Übergangskanal (MTF), Leitschaufeln, Rotorgehäuse sowie Innen- und Außengehäuse (nach der Niederdruckturbinenstufe) unabhängig von einander ausgetauscht werden. Auch eine Änderung der axialen Länge des Prüfstandes aufgrund einer neuen Kontur des Strömungskanals ist möglich. Mit Austausch der Paßplatten bei den Zwischenstützen kann die Länge zwischen Hochdruckturbinenstufe und Niederdruckturbinenstufe den Erfordernissen angepasst werden (siehe Abbildung 78).

Diese Konstruktion eines zweiwelligen Turbinenprüfstandes konnte am 24.04.2008 beim DREAM Kick-Off Meeting den Projektpartnern MTU und Volvo Aero präsentiert werden.

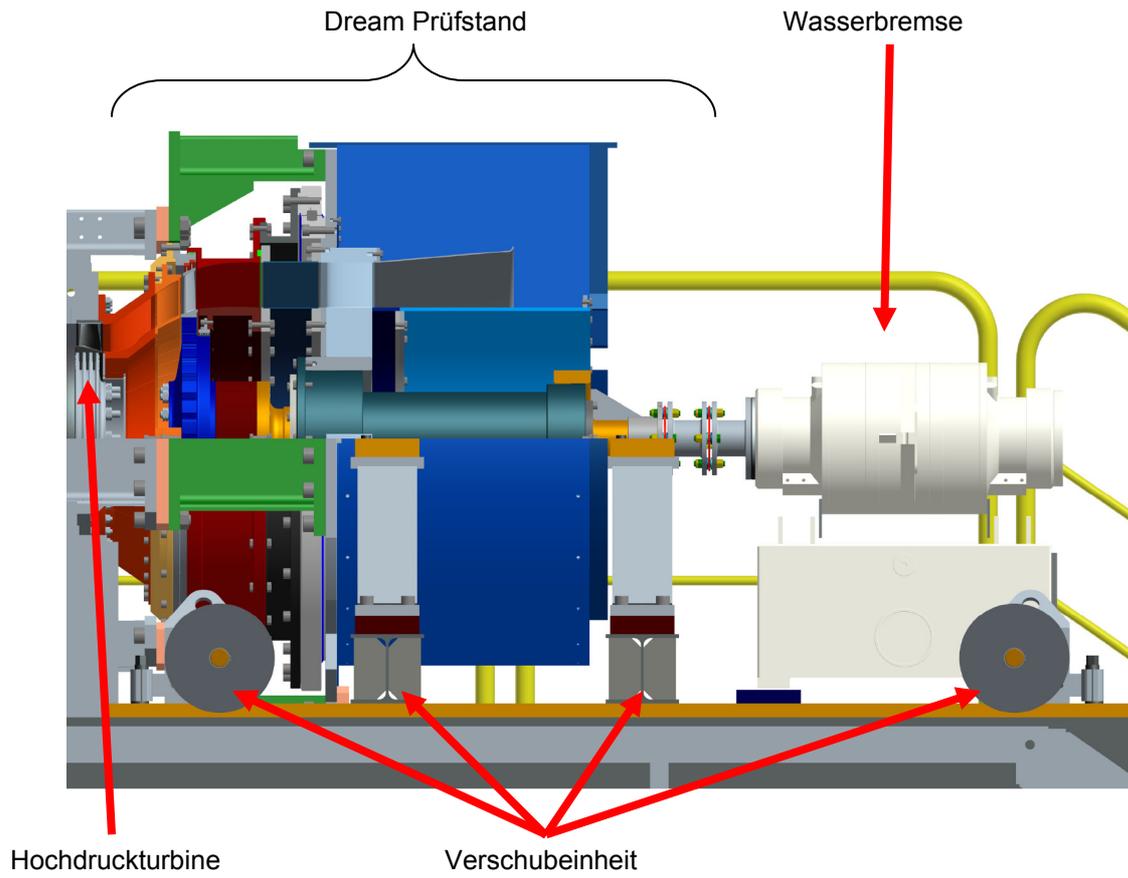


Abbildung 77: DREAM Prüfstand

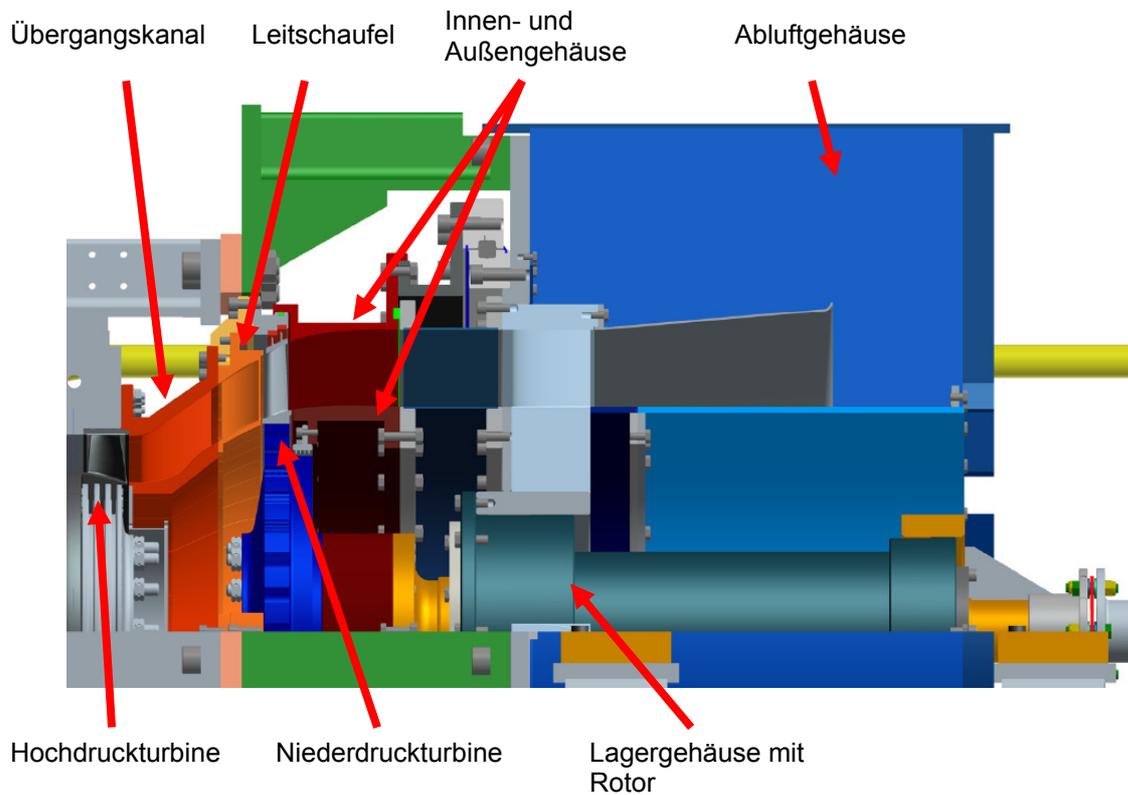


Abbildung 78: DREAM Abschnitte

7 Anhang

7.1 Literatur

Erhard, Johannes: Design, construction and commissioning of a transonic test-turbine facility. Dissertation, TU Graz, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2000.

FAG: Wälzlagerkatalog HR1. Schaeffler Technologies AG&Co. KG, 2006.

Jericha, Herbert: Maschinendynamik. Vorlesungsskriptum der TU Graz, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 1997.

Marn, Andreas: 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.

MTU: www.mtu.de, [Datum des Zugriffs: 03.01.2013]

Reitmayr, Herbert: Entwicklung eines Übertragungsmatrizenverfahrens zur Biegeschwingungsberechnung von Turbomaschinenläufern. Diplomarbeit, TU Graz, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2000.

SKF: <http://www.skf.com/de/products> elektronischer Wälzlagerkatalog der Firma SKF

Traupel, Walter: Thermische Turbomaschinen. Erster Band. 4. Auflage, Springer Verlag, Berlin.

UIUC Airfoil Data Site: http://www.ae.illinois.edu/m-selig/ads/coord_database.html, [Datum des Zugriffs: 02.03.2008]

7.2 Abbildungen

Abbildung 1:	An DREAM beteiligte Partner	1
Abbildung 2:	Über Getriebe angetriebener offener gegenläufiger Rotor	2
Abbildung 3:	Direkt angetriebener offener Rotor	2
Abbildung 4:	Turbofan Triebwerk GP7000 (MTU)	3
Abbildung 5:	MTF im Triebwerk GP7200.....	3
Abbildung 6:	MTF nach HDT GP7200	4
Abbildung 7:	Schematische Anordnung MTF	4
Abbildung 8:	Transsonische Versuchsturbine	6
Abbildung 9:	Verfügbarer Bauraum	7
Abbildung 10:	DREAM Strömungskanal	9
Abbildung 11:	Morphologischer Kasten	10
Abbildung 12:	Morphologischer Kasten Rotorlagerung.....	11
Abbildung 13:	DREAM Konzeptskizze für Aufbau	12
Abbildung 14:	DREAM Konzeptskizze Prüfstand.....	13
Abbildung 15:	Zeichnung Fundamentträger.....	14
Abbildung 16:	Erster Entwurf für den Rahmen.....	15
Abbildung 17:	Erster Rahmenentwurf (teilw. geschraubt) in Modell eingefügt ...	16
Abbildung 18:	Verschubrahmen.....	16
Abbildung 19:	Feineinstellung quer zur Verschieberichtung	17
Abbildung 20:	Rotorwelle – Lagerung – Lagergehäuse	18
Abbildung 21:	Konzeptskizze für Rotorlagerung	19
Abbildung 22:	Skizze Rotorlagerungen (Festlager: oben mit zwei angestellten Schrägkugellagern, unten mit Vierpunktlager und Zylinderrollenlager; Loslager: Rillenkugellager).....	20
Abbildung 23:	Skizze Rotorlagerung, Festlager (Vierpunktlager und Zylinderrollenlager), Position Öl-Schmierung und Verlauf von Ölabflussbohrungen	21
Abbildung 24:	Lagerungsvariante 1	22
Abbildung 25:	Lagerungsvariante 2	23
Abbildung 26:	Einstufiger Rotor	24
Abbildung 27:	Zentrierung Welle – Dummy - Rotorscheibe	25
Abbildung 28:	Zweistufiger Rotor.....	26
Abbildung 29:	Excel Eingabefeld für einstufigen Rotor.....	28
Abbildung 30:	Abmaße von Welle, Scheibe, Position der Lager für Eigenfrequenzabschätzung einstufig.....	29
Abbildung 31:	Welle, Zwischenscheibe, Rotorscheibe 1 (blau)	30
Abbildung 32:	Modell zur Berechnung der Eigenfrequenzen	30
Abbildung 33:	Ergebnis der Eigenfrequenzberechnung für einstufigen Rotor.....	31
Abbildung 34:	Abmaße von Welle, Scheiben, Position der Lager für Eigenfrequenzabschätzung zweistufig	33
Abbildung 35:	Welle, Rotorscheibe 2 (rot), Rotorscheibe 1 (blau)	34
Abbildung 36:	Modell zur Berechnung der Eigenfrequenzen	34
Abbildung 37:	Ergebnis der Eigenfrequenzberechnung für zweistufigen Rotor ..	35
Abbildung 38:	Einfluss verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen bei einem Wellendurchmesser von 100mm.....	37
Abbildung 39:	Einfluss verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen bei einem Wellendurchmesser von 110mm.....	38

Abbildung 40:	Einfluss verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen bei einem Wellendurchmesser von 100mm.....	39
Abbildung 41:	Einfluss verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen bei einem Wellendurchmesser von 110mm.....	39
Abbildung 42:	Öl-Einspritzschmierung Festlager	43
Abbildung 43:	Öl-Einspritzschmierung Loslager	43
Abbildung 44:	Ölabflussbohrungen im Gehäuse.....	44
Abbildung 45:	Skizze Strömungsquerschnitt, Aufnahme der Rotorlagerung im Lagerschild	45
Abbildung 46:	Skizze Anbindungspunkte an den Verschubrahmen.....	46
Abbildung 47:	Modell Lagerschild	46
Abbildung 48:	Modell Lagerschild mit Anbindungspunkten zur Verschiebeinheit	47
Abbildung 49:	Lagerschild, Wellentunnel mit Rotorlagerung auf Verschiebeinheit aufgesetzt	48
Abbildung 50:	Thermoelastische Zentrierung	49
Abbildung 51:	Horizontale Führung des Lagerschildes.....	49
Abbildung 52:	Schnitt thermoelastische Gehäusezentrierung.....	50
Abbildung 53:	Distanzhülse in der Auflageplatte.....	50
Abbildung 54:	Vertikale Führung des Lagerschildes	51
Abbildung 55:	Skizze mit den Abschnitten MTF – Leitschaufel – Laufschaufel eingetragen	52
Abbildung 56:	Skizze Einteilung des Strömungskanals in die einzelnen Abschnitte	53
Abbildung 57:	Mid Turbine Frame Segmente	54
Abbildung 58:	Mid Turbine Frame Segmente aneinandergereiht.....	54
Abbildung 59:	Leitschaufelsegmente	55
Abbildung 60:	Leitschaufelsegmente in Leitschaufelträger eingeschraubt.....	56
Abbildung 61:	Übergangskanal – Leitschaufel – Leitschaufelträger - Rotorgehäuse	56
Abbildung 62:	Deckband Laufschaufel und Spitzendichtungen	57
Abbildung 63:	Strömungskanal DREAM Prüfstand	58
Abbildung 64:	Feststehende und drehbare Gehäuseabschnitte	59
Abbildung 65:	Drehvorrichtung an Lagerschild geschraubt.....	60
Abbildung 66:	Drehvorrichtung	61
Abbildung 67:	Strömungskanal - Abluftgehäuse	62
Abbildung 68:	Abluftgehäuse	63
Abbildung 69:	DREAM Prüfstand auf Verschiebeinheit mit Wasserwirbelbremse	63
Abbildung 70:	Anbindung an Hochdruckturbine.....	64
Abbildung 71:	Strömungskanal Hochdruckturbine – MTF - Niederdruckturbine .	65
Abbildung 72:	DREAM Prüfstand mit Wasserwirbelbremse.....	65
Abbildung 73:	Verbindung DREAM Prüfstand mit der Wasserwirbelbremse über Kupplung	66
Abbildung 74:	Anbindung an Abluftkanal	67
Abbildung 75:	DREAM Prüfstand an Hochdruckturbine angekoppelt	68
Abbildung 76:	DREAM Prüfstand von Hochdruckturbine abgekoppelt	68
Abbildung 77:	DREAM Prüfstand.....	70
Abbildung 78:	DREAM Abschnitte	70
Abbildung 79:	Inhaltsverzeichnis DVD	99

7.3 Tabellen

Tabelle 1	Aufstellung der Axialkräfte	40
Tabelle 2	Aufstellung der Radialkräfte	41
Tabelle 3	Lebensdauer der Lager	42

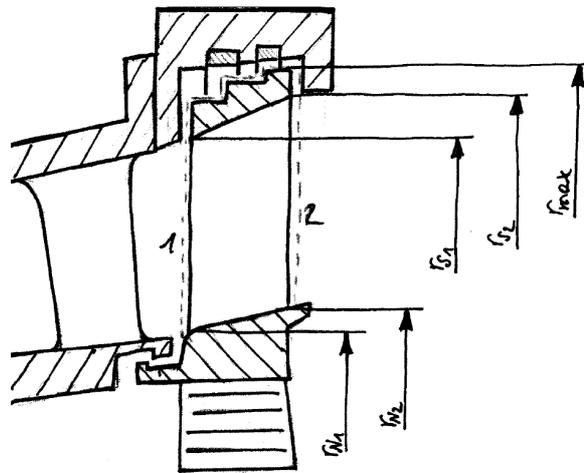
7.4 Berechnungen

Berechnung Axialschub

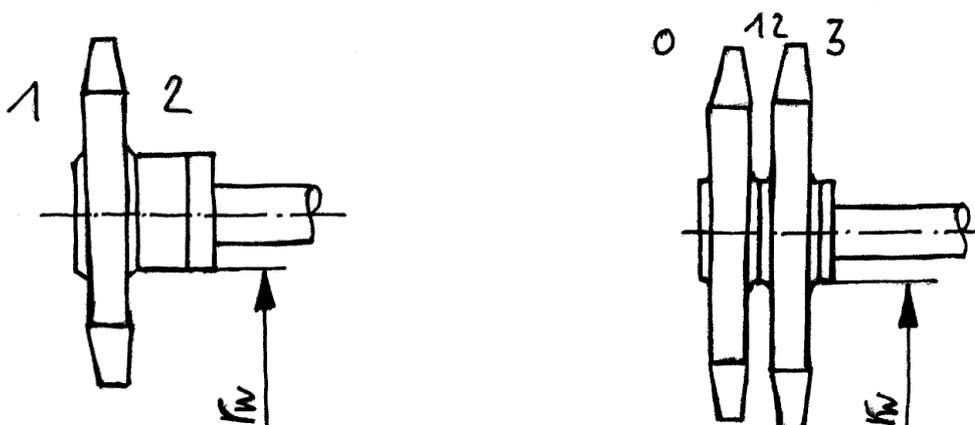
Skizze für die Abmessungen der Kontrollflächen für die Axialschubberechnung für eine Turbinenstufe, derselbe Sachverhalt gilt auch für zwei Turbinenstufen.

Berechnung nach Traupel, Band 1

Der Axialschub ergibt sich aus den auf die Rotorscheibe bzw. Rotorscheiben wirkenden statischen Drücken und der Änderung des axialen Impulsstromes über die Turbinenstufe, [Traupel].



Skizze zur Veranschaulichung der Abschnitte für eine bzw. zwei Turbinenstufen.



Axialschubberechnung für eine Turbinenstufe

Eine Stufe:	Medium: Luft	isentropen exp Kappa	1,4	Gaskonst ante RL	[J/kg K] 287,0583					
	Drücke	[bar]	Axial Geschw .	[Ma]	Axial Geschw .	[m/s]	Temp.	[K]	Dichte	[kg/m ³]
Eintritt:	p1	1,082	cz1	0,35006	cz1	125,796	T1	321,33	rho1	1,173
Austritt:	p2	0,757	cz2	0,32782	cz2	112,478	T2	292,93	rho2	0,901
Druckverhältnis p1/p2		1,43								

**Rotor - Radien
(Schaufel)**

	Naben radius	[m]	Spitzen radius	[m]	Deckband radius	[m]
Eintritt:	rN1	0,272	rS1	0,35066	rmax	0,382
Austritt:	rN2	0,284	rS2	0,3723		

**Rotor - Radien
(Scheibe - Welle)**

	Naben radius	[m]	Wellen radius	[m]
Eintritt:	rN1	0,272	rW1	0
Austritt:	rN2	0,284	rW2	0,12

Axialschub:

Beschaufelun	9702,42	[N]
Scheibe	9380,76	[N]
Gesamtschub	19083,19	[N]

Axialschubberechnung für zwei Turbinenstufen

Zwei Stufen: Medium: Luft
 Isentropen exp Kappa 1,4
 Gaskonstante [J/kg K] RL 287,0583

	Drücke	[bar]	Axial Geschw.	[Ma]	Axial Geschw.	[m/s]	Temp.	[K]	Dichte	[kg/m ³]
Eintritt 0:	p0	1,4	cz0	0,35006	cz0	125,796	T0	321,33	rho 0	1,518
Austritt 1:	p1	1,1	cz1	0,33	cz1	116,478	T1	310	rho 1	1,236
Eintritt 2:	p2	1,1	cz2	0,33	cz2	114,584	T2	300	rho 2	1,277
Austritt 3:	p3	0,9	cz3	0,31	cz3	105,830	T3	290	rho 3	1,081

Druckverhältnis: 1,56

**Rotor - Radien
(Schaufel)**

	Naben radius	[m]	Spitzen radius	[m]	Deckbandradius	[m]
Eintritt 0:	rN0	0,272	rS0	0,35066	rmax1	0,382
Austritt 1:	rN1	0,284	rS1	0,3723		
Eintritt 2:	rN2	0,29	rS2	0,382	rmax2	0,407
Austritt 3:	rN3	0,295	rS3	0,397		

**Rotor - Radien
(Scheibe - Welle)**

	Naben adius	[m]	Wellen radius	[m]
Eintritt 0:	rN0	0,272	rW0	0
Austritt 1:	rN1	0,284	rW1	0,12
Eintritt 2:	rN2	0,29	rW2	0,12
Austritt 3:	rN3	0,295	rW3	0,12

Axialschub:

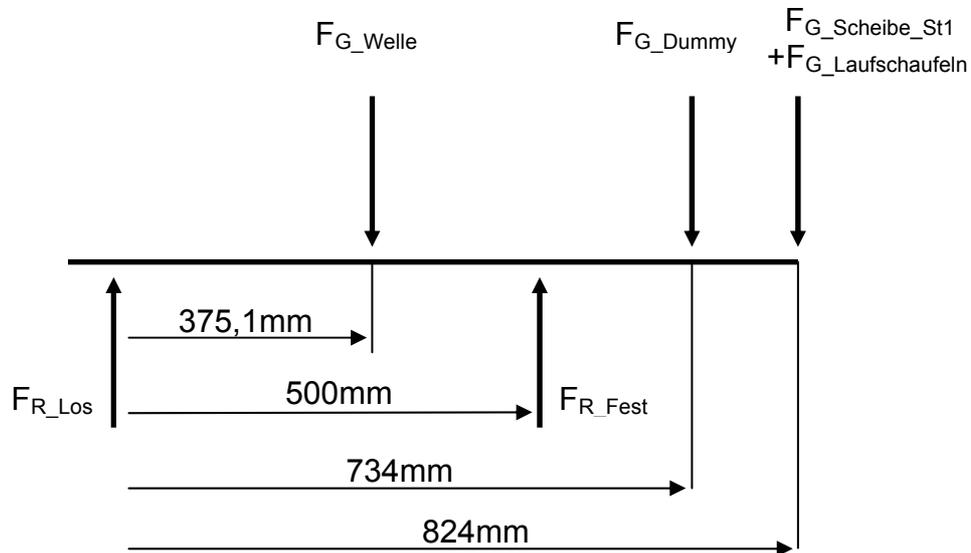
Stufe 1 9728,31 [N]
Stufe 2 6022,81 [N]

Scheibe 1 9643,43 [N]
Scheibe 2 3552,36 [N]

Gesamtschub 28946,91 [N]

Berechnung Lagerkräfte

Lagerkräfteberechnung für eine Turbinenstufe



Kräfteberechnung einstufige Niederdruckturbinenstufe

Welle	73,4 [kg]		F_{G_Welle}	720,05 [N]
Dummyscheibe	27,97 [kg]		F_{G_Dummy}	274,39 [N]
Scheibe	107 [kg]	ohne Beschaukelung	$F_{G_Scheibe_St1}$	1049,67 [N]
36 Laufschaufeln je Scheibe mit 0.5 kg/Stk	18 [kg]		$F_{G_Schaufeln}$	176,58 [N]

Lagerabstand 500 [mm]

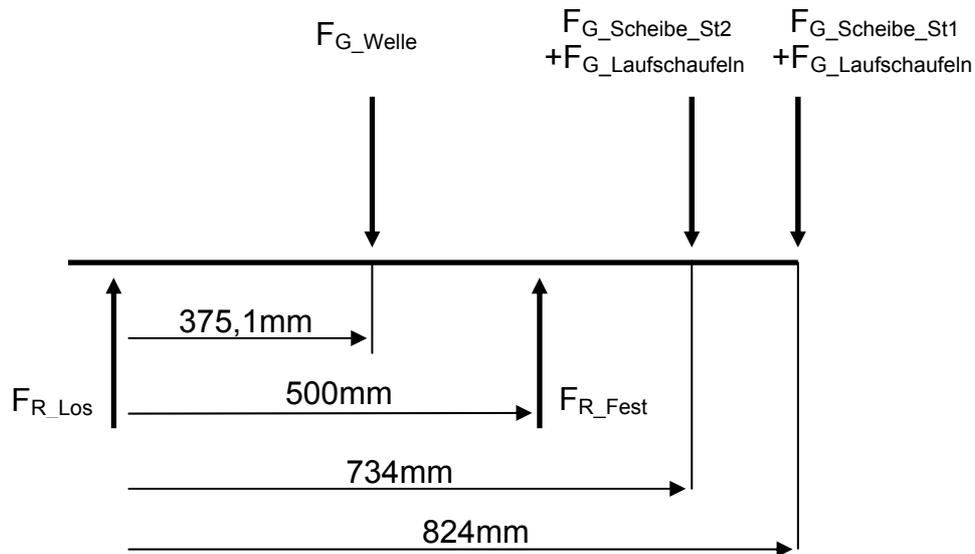
Längen (Bezug Lager Kupplungsseite)

zum Schwerpunkt Welle	357,1 [mm]
zum Lager Stufenseite	500 [mm]
zur Dummiescheibe	734 [mm]
zur Scheibe_ST1	824 [mm]

Lagerkraft F_{R_Fest} **2937,92 [N]**

Lagerkraft F_{R_Los} **717,23 [N]**

Lagerkräfteberechnung für zwei Turbinenstufen



Kräfteberechnung zweistufige Niederdruckturbinen

Welle	73,4 [kg]		F_{G_Welle}	720,05 [N]
Scheibe_ST1	107 [kg]	ohne Beschaukelung	$F_{G_Scheibe_St1}$	1049,67 [N]
Scheibe_ST2	121 [kg]	ohne Beschaukelung	$F_{G_Scheibe_St2}$	1187,01 [N]
36 Laufschaufeln je Scheibe mit 0.5 kg/Stk	18 [kg]		$F_{G_Schaufeln}$	176,58 [N]
Lagerabstand	500 [mm]			

Längen (Bezug Lager Kupplungsseite)

zum Schwerpunkt Welle	357,1 [mm]
zum Lager Stufenseite	500 [mm]
zur Scheibe_ST2	734 [mm]
zur Scheibe_ST1	824 [mm]

Lagerkraft F_{R_Fest}	4561,59 [N]
Lagerkraft F_{R_Los}	1251,70 [N]

Lagerberechnung

Die Lagerberechnung erfolgte nach den Vorgaben der Firma SKF [SKF]:
Vierpunktlager, Bohrungsdurchmesser 110mm

Lagertyp	QJ 222 N2MA	
Innendurchmesser	di	110 [mm]
Aussendurchmesser	da	200 [mm]
mittlerer Durchm.	dm	155 [mm]
stat. Tragzahl	C0	305 [kN]
dyn. Tragzahl	C	265 [kN]
Drehzahl	n	3500 [U/min]
Maximal Drehzahl	nmax	5500 [U/min]
Minimallastfaktor	ka	1 []
Lebensdauer Exponent	p	3 []

Mindest Axialbelastung

bei 3500 U/min	Fam	8,98 [kN]
bei 5500 U/min	Maximal Fam	22,17 [kN]

Vierpunktlager wird in Verbindung mit einem Radiallager verwendet und somit nur als Axiallager mit radialem Spiel im Gehäuse eingesetzt

Axialschub des Rotors

Für eine Turbinenstufe	Fax_Schub_1St.	19083,19 [N]
Für zwei Turbinenstufen	Fax_Schub_2St.	28946,91 [N]

Äquivalente Dynamische Lagerbelastung

Für eine Turbinenstufe		
äqu. Dyn. Lagerbelastung P		20419,01 [N]
Für zwei Turbinenstufen		
äqu. Dyn. Lagerbelastung P		30973,20 [N]

Nominelle Lebensdauer

		Betriebsdrehzahl	Überdrehzahl
		3500 [U/min]	5500 [U/min]
Für eine Turbinenstufe	L10h_1St.	10409 [h]	6624 [h]
Für zwei Turbinenstufen	L10h_2St.	2982 [h]	1898 [h]

Vierpunktlager, Bohrungsdurchmesser 120mm

Lagertyp	QJ 224 N2MA	
Innendurchmesser	di	120 [mm]
Aussendurchmesser	da	215 [mm]
mittlerer Durchm.	dm	167,5 [mm]
stat. Tragzahl	C0	340 [kN]
dyn. Tragzahl	C	286 [kN]
Drehzahl	n	3500 [U/min]
Maximal Drehzahl	nmax	5500 [U/min]
Minimallastfaktor	ka	1 []
Lebensdauer Exponent	p	3 []

Mindest Axialbelastung

bei 3500 U/min	Fax_min	11,69 [kN]
bei 5500 U/min	Fax_max	28,86 [kN]

Lager wird in Verbindung mit einem Radiallager verwendet und somit nur als Axiallager mit radialem Spiel im Gehäuse eingesetzt

Axialschub des Rotors

Für eine Turbinenstufe	Fax_Schub_1St.	19083,19 [N]
Für zwei Turbinenstufen	Fax_Schub_2St.	28946,91 [N]

Äquivalente Dynamische Lagerbelastung

Für eine Turbinenstufe		
äqu. Dyn. Lagerbelastung	P	20419,01 [N]
Für zwei Turbinenstufen		
äqu. Dyn. Lagerbelastung	P	30973,20 [N]

Nominelle Lebensdauer

		Betriebsdrehzahl	Überdrehzahl
		3500 [U/min]	5500 [U/min]
Für eine Turbinenstufe	L10h_1St.	13085 [h]	8327 [h]
Für zwei Turbinenstufen	L10h_2St.	3749 [h]	2386 [h]

Zylinderrollenlager (Festlagerstelle)

Zylinderrollenlager, Bohrungsdurchmesser 110mm

Lagertyp	NU 1022 ECML	
Innendurchmesser	di	110 [mm]
Aussendurchmesser	da	170 [mm]
mittlerer Durchm.	dm	140 [mm]
stat. Tragzahl	C0	166 [kN]
dyn. Tragzahl	C	128 [kN]
Drehzahl	n	3500 [U/min]
Maximal Drehzahl	nmax	5500 [U/min]
Referenzdrehzahl Öl	nr	4500 [U/min]
Minimallastfaktor	kr	0,1 []
Lebensdauer Exponent	p	3,333333333 []

Mindest Radialbelastung

bei 3500 U/min	Fr_min	1,786 [kN]
bei 5500 U/min	Fr_max	2,134 [kN]

Lagerbelastung des Radiallagers in der Festlagerstelle

Für eine Turbinenstufe	Peinst	2965 [N]
Für zwei Turbinenstufen	Pzweist	4571 [N]

Nominelle Lebensdauer

		Betriebsdrehzahl	Überdrehzahl
		3500 [U/min]	5500 [U/min]
Für eine Turbinenstufe	L10h_1St.	1343997 [h]	855271 [h]
Für zwei Turbinenstufen	L10h_2St.	317524 [h]	202061 [h]

Zylinderrollenlager, Bohrungsdurchmesser 120mm

Lagertyp **NU 1024 ECML**

Innendurchmesser	di	120 [mm]
Aussendurchmesser	da	180 [mm]
mittlerer Durchm.	dm	150 [mm]
stat. Tragzahl	C0	183 [kN]
dyn. Tragzahl	C	134 [kN]
Drehzahl	n	3500 [U/min]
Maximal Drehzahl	nmax	5500 [U/min]
Referenzdrehzahl Öl	nr	4000 [U/min]
Minimallastfaktor	kr	0,1 []
Lebensdauer Exponent	p	3,333333333 []

Mindest Radialbelastung

bei 3500 U/min	Fr_min	2,138 [kN]
bei 5500 U/min	Fr_max	2,588 [kN]

Lagerbelastung des Radiallagers in der Festlagerstelle

Für eine Turbinenstufe	Peinst	2938 [N]
Für zwei Turbinenstufen	Pzweist	4562 [N]

Nominelle Lebensdauer

		Betriebsdrehzahl	Überdrehzahl
		3500 [U/min]	5500 [U/min]
Für eine Turbinenstufe	L10h_1St.	1614345 [h]	1027311 [h]
Für zwei Turbinenstufen	L10h_2St.	372456 [h]	237017 [h]

Radiallager (Loslagerstelle)

Rillenkugellager, Bohrungsdurchmesser 90mm

Lagertyp einstufig	6018		Lagertyp zweistufig	6018	
Innendurchmesser	di	90 [mm]	Innendurchmesser	di	90 [mm]
Aussendurchmesser	da	140 [mm]	Aussendurchmesser	da	140 [mm]
mittlerer Durchm.	dm	115 [mm]	mittlerer Durchm.	dm	115 [mm]
stat. Tragzahl	C0	50 [kN]	stat. Tragzahl	C0	50 [kN]
dyn. Tragzahl	C	60,5 [kN]	dyn. Tragzahl	C	60,5 [kN]
Drehzahl	n	3500 [U/min]	Drehzahl	n	3500 [U/min]
Maximal Drehzahl	nmax	5500 [U/min]	Maximal Drehzahl	nmax	5500 [U/min]
Lebensdauer Exponent	p	3 []	Lebensdauer Exponent	p	3 []
Lebensdauer des Lagers			Lebensdauer des Lagers		
Betriebsdrehzahl	bei 3500 U/min		Betriebsdrehzahl	bei 3500 U/min	
axiale Belastung	Fa	0 [N]	axiale Belastung	Fa	0 [N]
Radiale Belastung	Fr	717,23 [N]	Radiale Belastung	Fr	1251,7 [N]
Äqu. Dyn. Lagerbelastung			Äqu. Dyn. Lagerbelastung		
	Fa/Co	0		Fa/Co	0
	e	0,24		e	0,24
Fa/Fr > e	Fa/Fr	0,00 [N]	Fa/Fr > e	Fa/Fr	0,00 [N]
	X	0,56		X	0,56
	Y	1,80		Y	1,80
	P	717,23 [N]		P	1251,70 [N]
L10h_1St.	2858048 [h]		L10h_2St.	537708 [h]	
Überdrehzahl	bei 5500 U/min		Überdrehzahl	bei 5500 U/min	
axiale Belastung	Fa	0 [N]	axiale Belastung	Fa	0 [N]
Radiale Belastung	Fr	717,23 [N]	Radiale Belastung	Fr	1251,7 [N]
Äqu. Dyn. Lagerbelastung			Äqu. Dyn. Lagerbelastung		
	Fa/Co	0		Fa/Co	0
	e	0,24		e	0,24
Fa/Fr > e	Fa/Fr	0,00 [N]	Fa/Fr > e	Fa/Fr	0,00 [N]
	X	0,56		X	0,56
	Y	1,80		Y	1,80
	P	717,23 [N]		P	1251,70 [N]
L10h_1St.	1818758 [h]		L10h_2St.	342178 [h]	

Rillenkugellager, Bohrungsdurchmesser 95mm

Lagertyp	6019	Lagertyp	6019
einstufig		zweistufig	
Innendurchmesser	di 95 [mm]	Innendurchmesser	di 95 [mm]
Aussendurchmesser	da 145 [mm]	Aussendurchmesser	da 145 [mm]
mittlerer Durchm.	dm 120 [mm]	mittlerer Durchm.	dm 120 [mm]
stat. Tragzahl	C0 54 [kN]	stat. Tragzahl	C0 54 [kN]
dyn. Tragzahl	C 63,7 [kN]	dyn. Tragzahl	C 63,7 [kN]
Drehzahl	n 3500 [U/min]	Drehzahl	n 3500 [U/min]
Maximal Drehzahl	nmax 5500 [U/min]	Maximal Drehzahl	nmax 5500 [U/min]
Lebensdauer Exponent	p 3 []	Lebensdauer Exponent	p 3 []
Lebensdauer des Lagers		Lebensdauer des Lagers	
Betriebsdrehzahl	bei 3500 U/min	Betriebsdrehzahl	bei 3500 U/min
axiale Belastung	Fa 0 [N]	axiale Belastung	Fa 0 [N]
Radiale Belastung	Fr 717,23 [N]	Radiale Belastung	Fr 1251,7 [N]
Äqu. Dyn. Lagerbelastung		Äqu. Dyn. Lagerbelastung	
	Fa/Co 0		Fa/Co 0
	e 0,24		e 0,24
Fa/Fr > e	Fa/Fr 0,00 [N]	Fa/Fr > e	Fa/Fr 0,00 [N]
	X 0,56		X 0,56
	Y 1,80		Y 1,80
	P 717,23 [N]		P 1251,70 [N]
L10h_1St.	3335967 [h]	L10h_2St.	627622 [h]
Überdrehzahl	bei 5500 U/min	Überdrehzahl	bei 5500 U/min
axiale Belastung	Fa 0 [N]	axiale Belastung	Fa 0 [N]
Radiale Belastung	Fr 717,2311 [N]	Radiale Belastung	Fr 1251,7 [N]
Äqu. Dyn. Lagerbelastung		Äqu. Dyn. Lagerbelastung	
	Fa/Co 0		Fa/Co 0
	e 0,24		e 0,24
Fa/Fr > e	Fa/Fr 0,00 [N]	Fa/Fr > e	Fa/Fr 0,00 [N]
	X 0,56		X 0,56
	Y 1,80		Y 1,80
	P 717,23 [N]		P 1251,70 [N]
L10h_1St.	2122888 [h]	L10h_2St.	399396 [h]

Versperrung durch Zwischenstützen

Berechnung der Versperrung des Strömungskanals durch die Stützrippen im Lagerschild.

Rippenprofil: NACA18

Versperrung des Strömungsquerschnittes durch Stützrippen im Lagerschild

Strömungskanal

Aussendurchmesser	750 mm
Innendurchmesser	574 mm
Kanalhöhe	88 mm

Strömungskanalfläche 183017 mm²

NACA 18 Profil

Profilbreite	18 % von der Länge
Profillänge	100 mm
Profilhöhe	88 mm

Anströmfläche 1 Rippe 1584 mm²

Anzahl der Rippen 8

Versperrung **6,92 %**

Eine Versperrung des Strömungskanals von knapp 7% durch die Stützrippen im Lagerschild ist akzeptabel bzw. stellt keine zu große Störung der Strömung dar.

Profildaten für Zwischenstützen

Für die Profilkontur der Zwischenstützen im Lagerschild sowie die Profilkontur der Zwischenstützen im Übergangskanal wurden die Längen/Breiten Verhältnisse eines NACA 18 Profils herangezogen. Die Geometriedaten stammen aus der UIUC Airfoil Coordinates Database, [UIUC Airfoil Data Site].

Profilgeometrie für ein NACA Profil

NACA 18

Profillänge 100 mm

Profillänge 90 mm

Koordinaten für das Profil

Koordinaten für das Profil

in x	in y	x	y	z	x	y	z
1	0,00189	100,000	0,189	0,000	90,0000	0,1701	0,0000
0,95	0,0121	95,000	1,210	0,000	85,5000	1,0890	0,0000
0,9	0,02172	90,000	2,172	0,000	81,0000	1,9548	0,0000
0,8	0,03935	80,000	3,935	0,000	72,0000	3,5415	0,0000
0,7	0,05496	70,000	5,496	0,000	63,0000	4,9464	0,0000
0,6	0,06845	60,000	6,845	0,000	54,0000	6,1605	0,0000
0,5	0,07941	50,000	7,941	0,000	45,0000	7,1469	0,0000
0,4	0,08705	40,000	8,705	0,000	36,0000	7,8345	0,0000
0,3	0,09003	30,000	9,003	0,000	27,0000	8,1027	0,0000
0,25	0,08912	25,000	8,912	0,000	22,5000	8,0208	0,0000
0,2	0,08606	20,000	8,606	0,000	18,0000	7,7454	0,0000
0,15	0,08018	15,000	8,018	0,000	13,5000	7,2162	0,0000
0,1	0,07024	10,000	7,024	0,000	9,0000	6,3216	0,0000
0,075	0,063	7,500	6,300	0,000	6,7500	5,6700	0,0000
0,05	0,05332	5,000	5,332	0,000	4,5000	4,7988	0,0000
0,025	0,03922	2,500	3,922	0,000	2,2500	3,5298	0,0000
0,0125	0,02841	1,250	2,841	0,000	1,1250	2,5569	0,0000
0	0	0,000	0,000	0,000	0,0000	0,0000	0,0000
0,0125	-0,02841	1,250	-2,841	0,000	1,1250	-2,5569	0,0000
0,025	-0,03922	2,500	-3,922	0,000	2,2500	-3,5298	0,0000
0,05	-0,05332	5,000	-5,332	0,000	4,5000	-4,7988	0,0000
0,075	-0,063	7,500	-6,300	0,000	6,7500	-5,6700	0,0000
0,1	-0,07024	10,000	-7,024	0,000	9,0000	-6,3216	0,0000
0,15	-0,08018	15,000	-8,018	0,000	13,5000	-7,2162	0,0000
0,2	-0,08606	20,000	-8,606	0,000	18,0000	-7,7454	0,0000
0,25	-0,08912	25,000	-8,912	0,000	22,5000	-8,0208	0,0000
0,3	-0,09003	30,000	-9,003	0,000	27,0000	-8,1027	0,0000
0,4	-0,08705	40,000	-8,705	0,000	36,0000	-7,8345	0,0000
0,5	-0,07941	50,000	-7,941	0,000	45,0000	-7,1469	0,0000
0,6	-0,06845	60,000	-6,845	0,000	54,0000	-6,1605	0,0000
0,7	-0,05496	70,000	-5,496	0,000	63,0000	-4,9464	0,0000
0,8	-0,03935	80,000	-3,935	0,000	72,0000	-3,5415	0,0000
0,9	-0,02172	90,000	-2,172	0,000	81,0000	-1,9548	0,0000
0,95	-0,0121	95,000	-1,210	0,000	85,5000	-1,0890	0,0000
1	-0,00189	100,000	-0,189	0,000	90,0000	-0,1701	0,0000

7.5 Daten zur Auslegung

Von der Fa. MTU zu Verfügung gestellt.

Daten der Turbinenstufe bzw. des Strömungskanals am Beginn der Arbeit (November 2007).

Datum: 12-09-2007 Zeit: 18:57:47 Bearbeiter: yae9315 SGV-Version: 2.0.23
Verzeichnis: /dpm/techno/AIDA/hpt/aero/Dream/geo/prof

Uebersichtsblatt
=====

Dokumentation:
m auf 15.94 kg sek abgesehen n red wie version 11

Systemblock

	TT	PT	MP	MPRED	LRED
	(K)	(bar)	(kg/s)	((kg K**.5)/ (s bar))	(kW/ (bar K**.5))
Syst.-Ein.	425.00	3.500	15.940	93.889	-30.014
Syst.-Aus.	292.93	0.758	15.940		

Arbeit	Leistung	dHT/TT1	PT1/PT2	P2/PT1	ETAS
(kJ/kg)	(kW)	(J/(kg K))	(-)	(-)	(%)
-135.85	-2165.66	-319.651	4.620	0.193	

Gruppenblock

g	Arbeit	Leistung	ETAS	MP am	N	NRED	A*N**2	HT/U**2	Cax/U	dPt/PT1	Ebenenr.	g
	abs. rel.	(kW)	(%)	Eintr.	(l/min)	((l/min)/ K**.5)	AS	(-)	(-)	(-)	von bis	
	(kJ/kg) (%)			(kg/s)			(s.u.)					
1	-106.83 78.639	-1702.898	89.383	15.940	-11000.0	-533.58	1.5386	-1.600	-0.637	0.6813	1 13	1
2	-29.02 21.361	-462.764	85.845	15.940	3550.0	198.04	0.3556	-1.852	0.124	0.3208	13 27	2

Stufenblock

s	Arbeit	Leistung	dHT/TT1	PT1/PT2	P2/PT1	ETAS	Vmean	Reak-V	Reak-P	Reak-H	HT/U**2	Cax/U	s
	abs. rel.	(kW)	(J/(kg K))	(-)	(-)	(%)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	
	(kJ/kg) (%)												
1	-106.83 78.639	-1702.90	-251.37	3.138	0.254		-0.562	0.450	0.346	0.452	-1.600	-0.637	1
2	-29.03 21.370	-462.76	-90.35	1.463	0.608		0.497	0.660	0.577	0.619	-2.105	0.885	2

Gitterblock

g	Typ	ZETA	Art	Mac1	Mac2	Umlenk	alpha1	alpha2	c2/c1	RE	Zweifel	Zw*NZ*b	alpha2	Mac2	Ebenenr.	g
				Maw1	Maw2		beta1	beta2	w2/w1		(-)	(mm)	(Grad)	(-)	von bis	
				(-)	(-)	(Grad)	(Grad)	(Grad)	(-)	(-)	E+5					
1	S	0.0770	1	0.145	0.993	68.36	90.00	158.36	6.2987	30.3712	0.285	550.3	-	-	5 9	1
2	R	0.1060	1	0.435	1.078	89.97	120.73	30.73	2.4104	13.8560	0.468	1071.4	71.57	0.582	9 13	2
3	S	0.0914	1	0.405	0.590	32.47	68.99	36.52	1.4391	8.4761	0.373	1096.4	-	-	19 23	3
4	R	0.0800	1	0.385	0.698	81.71	70.25	152.00	1.8249	5.6467	0.827	1829.3	127.19	0.414	23 24	4

1 Dream 2spool 11 9 07
Seite: 47

Datum: 12-09-2007 Zeit: 18:57:47 Bearbeiter: yae9315 SGV-Version: 2.0.23
Verzeichnis: /dpm/techno/AIDA/hpt/aero/Dream/geo/prof

I	IBETA	MBETA	Masse	z-Nabe	z-Geh.	r-Nabe	r-Geh.
			(kg/s)	(m)	(m)	(m)	(m)
1	1	0	15.940	-0.15000	-0.15000	0.18000	0.30568
2	0	0	15.940	-0.10800	-0.10800	0.18000	0.29788
3	0	0	15.940	-0.07200	-0.07200	0.18241	0.29023
4	0	0	15.940	-0.03600	-0.03600	0.19128	0.27896
5	0	0	15.940	-0.00700	-0.00700	0.19924	0.26598
6	-1	0	15.940	0.01900	0.01900	0.20506	0.25413
7	-1	0	15.940	0.03300	0.03300	0.20501	0.25136
8	-1	0	15.940	0.04800	0.04800	0.20500	0.25134
9	1	0	15.940	0.07264	0.07264	0.20400	0.25134
10	-2	0	15.940	0.09600	0.09600	0.20100	0.25134
11	-2	0	15.940	0.10800	0.10800	0.19800	0.25134
12	-2	0	15.940	0.11950	0.11950	0.19580	0.25134
13	2	0	15.940	0.13600	0.13600	0.19250	0.25134
14	0	0	15.940	0.16568	0.16568	0.19170	0.25697
15	0	0	15.940	0.18312	0.18312	0.19530	0.26902
16	0	0	15.940	0.20448	0.20448	0.20515	0.28470
17	0	0	15.940	0.22236	0.22236	0.22440	0.29752
18	0	0	15.940	0.23435	0.23435	0.23400	0.30638
19	0	0	15.940	0.25525	0.25525	0.24693	0.31426
20	-1	0	15.940	0.27423	0.26923	0.25753	0.32879
21	-1	0	15.940	0.28186	0.27686	0.26164	0.33428
22	-1	0	15.940	0.28949	0.28449	0.26605	0.34000
23	1	0	15.940	0.30500	0.30000	0.27200	0.35066
24	2	0	15.940	0.34444	0.34444	0.28400	0.37230
25	0	0	15.940	0.37605	0.37605	0.28700	0.37500
26	0	0	15.940	0.49000	0.49000	0.28700	0.37500
27	0	0	15.940	0.52000	0.52000	0.28700	0.37500

1
 Dream 2spool 11 9 07
 Datum: 12-09-2007 Zeit: 18:57:47 Bearbeiter: yae9315 SGV-Version: 2.0.23
 Verzeichnis: /dpm/techno/AIDA/hpt/aero/Dream/geo/prof

Seite: 48

Massengemittelte Werte:

I	IBETA	PT	PTR	P	TT	TTR	T
		(bar)	(bar)	(bar)	(K)	(K)	(K)
1	1	3.50000	4.86174	3.48776	425.00	464.88	424.59
2	0	3.50000	4.80637	3.48557	425.00	463.48	424.52
3	0	3.50001	4.75927	3.48216	425.00	462.29	424.40
4	0	3.50000	4.70966	3.47192	425.00	461.05	424.05
5	0	3.50010	4.66299	3.44966	425.00	459.86	423.30
6	-1	3.43898	3.98589	3.11839	425.00	442.57	413.65
7	-1	3.40699	2.83076	2.51775	425.00	403.70	390.79
8	-1	3.37307	2.46073	2.27967	425.00	389.43	381.21
9	1	3.31843	2.02512	1.77607	425.00	370.52	356.99
10	-2	2.76389	1.95833	1.67970	407.58	370.37	354.76
11	-2	2.07903	1.92268	1.61074	378.34	370.18	352.34
12	-2	1.25344	1.88928	0.95817	329.81	370.00	305.71
13	2	1.11536	1.84111	0.88808	321.33	369.68	301.34
14	0	1.11530	1.09573	0.92282	321.32	319.74	304.58
15	0	1.11482	1.09793	0.95589	321.33	319.96	307.73
16	0	1.11381	1.10227	0.96943	321.33	320.40	309.04
17	0	1.11218	1.10623	0.95534	321.33	320.86	307.91
18	0	1.11036	1.10802	0.96919	321.34	321.16	309.30
19	0	1.10777	1.10993	0.98748	321.34	321.52	311.14
20	-1	1.09743	1.07269	0.93249	321.34	319.21	306.98
21	-1	1.09358	1.04183	0.91568	321.34	316.96	305.72
22	-1	1.08969	1.03015	0.91950	321.34	316.30	306.36
23	1	1.08193	0.94713	0.85375	321.33	309.54	300.53
24	2	0.75745	0.93091	0.67341	292.93	310.40	283.36
25	0	0.75750	0.93383	0.67639	292.93	310.67	283.74
26	0	0.75755	0.93481	0.67355	292.93	310.76	283.41
27	0	0.75754	0.93474	0.67384	292.93	310.75	283.44

1
 Dream 2spool 11 9 07
 Datum: 12-09-2007 Zeit: 18:57:47 Bearbeiter: yae9315 SGV-Version: 2.0.23
 Verzeichnis: /dpm/techno/AIDA/hpt/aero/Dream/geo/prof

Seite: 49

Massengemittelte Werte:

I	IBETA	Macm	Mac	Maw	ALPHA	BETA	P/PT1 Na	P/PT1 Ge	dp/q Na	dp/q Ge
		(-)	(-)	(-)	(Grad)	(Grad)	(-)	(-)	(-)	(-)
1	1	0.07120	0.07120	0.69909	90.00	5.99	0.9964	0.9967		
2	0	0.07732	0.07732	0.68818	90.00	6.58	0.9961	0.9961	-0.0726	-0.1806
3	0	0.08600	0.08600	0.67967	90.00	7.39	0.9958	0.9956	-0.0826	-0.1334
4	0	0.10792	0.10792	0.67354	90.00	9.35	0.9921	0.9937	-0.8825	-0.4133
5	0	0.14499	0.14499	0.67155	90.00	12.57	0.9854	0.9883	-0.8528	-0.8746
6	-1	0.34287	0.37867	0.60254	114.90	34.98	0.8742	0.8870	-7.6648	-8.6327
7	-1	0.39172	0.67498	0.41367	144.49	73.49	0.6834	0.7326	-1.8343	-1.5718
8	-1	0.32779	0.77300	0.33041	154.94	93.84	0.6231	0.6808	-0.2126	-0.2111
9	1	0.36835	0.99341	0.43474	158.36	120.73	0.4364	0.5727	-0.5621	-0.3733
10	-2	0.47099	0.87795	0.47513	147.57	95.10	0.4362	0.5229	-0.0004	-0.1292
11	-2	0.43823	0.61711	0.51092	134.75	59.38	0.4561	0.4743	0.0684	-0.1743
12	-2	0.62694	0.63498	1.03774	82.69	37.29	0.2762	0.2514	-1.5895	-1.7769
13	2	0.55183	0.58188	1.07817	71.57	30.73	0.2785	0.2344	0.0303	-0.2202
14	0	0.49564	0.52841	0.50085	69.72	96.79	0.2880	0.2319	0.1774	-0.0341
15	0	0.44199	0.47551	0.45015	68.50	99.29	0.2918	0.2682	0.0861	0.4649
16	0	0.41960	0.45070	0.43333	68.74	103.10	0.2988	0.2771	0.1740	0.2140
17	0	0.44150	0.46792	0.46129	70.58	106.16	0.2570	0.2820	-1.2652	0.1511
18	0	0.41526	0.44149	0.44031	70.04	108.82	0.2633	0.2867	0.0854	0.1724
19	0	0.37822	0.40470	0.41107	68.99	112.60	0.2738	0.2921	0.1568	0.2435
20	-1	0.42671	0.48887	0.44315	63.66	101.97	0.2628	0.2620	-0.1996	-1.8189
21	-1	0.42342	0.51066	0.42722	56.83	95.22	0.2604	0.2663	-0.0408	0.0967
22	-1	0.39824	0.49798	0.40072	53.19	94.18	0.2465	0.2739	-0.2383	0.1960
23	1	0.35006	0.59010	0.38495	36.52	70.25	0.2150	0.2627	-0.4541	-0.3684
24	2	0.32782	0.41421	0.69820	127.19	152.00	0.1797	0.2041	-0.3695	-1.4737
25	0	0.31878	0.40653	0.69634	127.79	152.74	0.1867	0.1975	0.2488	-0.3570
26	0	0.32597	0.41346	0.70195	127.49	152.35	0.1893	0.1937	0.1227	-0.1525
27	0	0.32520	0.41275	0.70141	127.52	152.39	0.1892	0.1941	-0.0063	0.0136

Geometry Information

For starting purpose just take the AIDA HPT

ZNA~ axial position of Hub (Hub-Nabe)

RNA~ radial of Hub (Hub-Nabe)

ZGE~ axial position of Tip (Tip-Gehaeuse)

RGE~ radial position of Tip (Tip-Gehaeuse)

εKONTUR

INA= 27,

ZNA(1) = -0.150000, RNA(1) = 0.180000,
 ZNA(2) = -0.108000, RNA(2) = 0.180000,
 ZNA(3) = -0.072000, RNA(3) = 0.182410,
 ZNA(4) = -0.036000, RNA(4) = 0.191275,
 ZNA(5) = -0.007000, RNA(5) = 0.199240,
 ZNA(6) = 0.019000, RNA(6) = 0.205059,
 ZNA(7) = 0.033000, RNA(7) = 0.205011,
 ZNA(8) = 0.048000, RNA(8) = 0.205000,
 ZNA(9) = 0.072640, RNA(9) = 0.204000,
 ZNA(10) = 0.096000, RNA(10) = 0.201000,
 ZNA(11) = 0.108000, RNA(11) = 0.198000,
 ZNA(12) = 0.119500, RNA(12) = 0.195800,
 ZNA(13) = 0.136000, RNA(13) = 0.192500,
 ZNA(14) = 0.165680, RNA(14) = 0.191700,
 ZNA(15) = 0.183120, RNA(15) = 0.195300,

```
ZNA(16) = 0.204484, RNA(16) = 0.205154,
ZNA(17) = 0.222360, RNA(17) = 0.224400,
ZNA(18) = 0.234350, RNA(18) = 0.234000,
ZNA(19) = 0.255250, RNA(19) = 0.246933,
ZNA(20) = 0.274230, RNA(20) = 0.257531,
ZNA(21) = 0.281860, RNA(21) = 0.261635,
ZNA(22) = 0.289490, RNA(22) = 0.266055,
ZNA(23) = 0.305000, RNA(23) = 0.272000,
ZNA(24) = 0.344440, RNA(24) = 0.284000,
ZNA(25) = 0.376050, RNA(25) = 0.287000,
ZNA(26) = 0.490000, RNA(26) = 0.287000,
ZNA(27) = 0.520000, RNA(27) = 0.287000,
IGE= 27,
ZGE(1)  =-0.150000, RGE(1)  = 0.305680,
ZGE(2)  =-0.108000, RGE(2)  = 0.297880,
ZGE(3)  =-0.072000, RGE(3)  = 0.290230,
ZGE(4)  =-0.036000, RGE(4)  = 0.278961,
ZGE(5)  =-0.007000, RGE(5)  = 0.265982,
ZGE(6)  = 0.019000, RGE(6)  = 0.254131,
ZGE(7)  = 0.033000, RGE(7)  = 0.251363,
ZGE(8)  = 0.048000, RGE(8)  = 0.251336,
ZGE(9)  = 0.072640, RGE(9)  = 0.251336,
ZGE(10) = 0.096000, RGE(10) = 0.251336,
ZGE(11) = 0.108000, RGE(11) = 0.251336,
ZGE(12) = 0.119500, RGE(12) = 0.251336,
ZGE(13) = 0.136000, RGE(13) = 0.251336,
ZGE(14) = 0.165680, RGE(14) = 0.256975,
ZGE(15) = 0.183120, RGE(15) = 0.269025,
ZGE(16) = 0.204484, RGE(16) = 0.284700,
ZGE(17) = 0.222360, RGE(17) = 0.297520,
ZGE(18) = 0.234350, RGE(18) = 0.306377,
ZGE(19) = 0.245250, RGE(19) = 0.314259,
ZGE(20) = 0.269230, RGE(20) = 0.328790,
ZGE(21) = 0.276860, RGE(21) = 0.334276,
ZGE(22) = 0.284490, RGE(22) = 0.340000,
ZGE(23) = 0.300000, RGE(23) = 0.350661,
ZGE(24) = 0.344440, RGE(24) = 0.372300,
ZGE(25) = 0.376050, RGE(25) = 0.375000,
ZGE(26) = 0.490000, RGE(26) = 0.375000,
ZGE(27) = 0.520000, RGE(27) = 0.375000,
&END
IMAX= 27, KMAX= 11,
ZR(1,1) =-0.150000, RR(1,1) = 0.000000, IBETA(1) = 1, INSTR(1) = 0,
ZR(2,1) =-0.150000, RR(2,1) = 0.000000, IBETA(2) = 0, INSTR(2) = 0,
ZR(1,2) =-0.108000, RR(1,2) = 0.000000, IBETA(2) = 0, INSTR(2) = 0,
ZR(2,2) =-0.108000, RR(2,2) = 0.000000, IBETA(2) = 0, INSTR(2) = 0,
ZR(1,3) =-0.072000, RR(1,3) = 0.000000, IBETA(3) = 0, INSTR(3) = 0,
ZR(2,3) =-0.072000, RR(2,3) = 0.000000, IBETA(3) = 0, INSTR(3) = 0,
ZR(1,4) =-0.036000, RR(1,4) = 0.000000, IBETA(4) = 0, INSTR(4) = 0,
ZR(2,4) =-0.036000, RR(2,4) = 0.000000, IBETA(4) = 0, INSTR(4) = 0,
ZR(1,5) =-0.007000, RR(1,5) = 0.000000, IBETA(5) = 0, INSTR(5) = 0,
ZR(2,5) =-0.007000, RR(2,5) = 0.000000, IBETA(5) = 0, INSTR(5) = 0,
ZR(1,6) = 0.019000, RR(1,6) = 0.000000, IBETA(6) =-1, INSTR(6) = 0,
ZR(2,6) = 0.019000, RR(2,6) = 0.000000, IBETA(6) =-1, INSTR(6) = 0,
ZR(1,7) = 0.033000, RR(1,7) = 0.000000, IBETA(7) =-1, INSTR(7) = 0,
ZR(2,7) = 0.033000, RR(2,7) = 0.000000, IBETA(7) =-1, INSTR(7) = 0,
ZR(1,8) = 0.048000, RR(1,8) = 0.000000, IBETA(8) =-1, INSTR(8) = 0,
ZR(2,8) = 0.048000, RR(2,8) = 0.000000, IBETA(8) =-1, INSTR(8) = 0,
ZR(1,9) = 0.072640, RR(1,9) = 0.000000, IBETA(9) = 1, INSTR(9) = 0,
ZR(2,9) = 0.072640, RR(2,9) = 0.000000, IBETA(9) = 1, INSTR(9) = 0,
ZR(1,10) = 0.096000, RR(1,10) = 0.000000, IBETA(10) =-2, INSTR(10) = 0,
ZR(2,10) = 0.096000, RR(2,10) = 0.000000, IBETA(10) =-2, INSTR(10) = 0,
ZR(1,11) = 0.108000, RR(1,11) = 0.000000, IBETA(11) =-2, INSTR(11) = 0,
ZR(2,11) = 0.108000, RR(2,11) = 0.000000, IBETA(11) =-2, INSTR(11) = 0,
ZR(1,12) = 0.119500, RR(1,12) = 0.000000, IBETA(12) =-2, INSTR(12) = 0,
ZR(2,12) = 0.119500, RR(2,12) = 0.000000, IBETA(12) =-2, INSTR(12) = 0,
ZR(1,13) = 0.136000, RR(1,13) = 0.000000, IBETA(13) = 2, INSTR(13) = 0,
ZR(2,13) = 0.136000, RR(2,13) = 0.000000, IBETA(13) = 2, INSTR(13) = 0,
ZR(1,14) = 0.165680, RR(1,14) = 0.000000, IBETA(14) = 0, INSTR(14) = 0,
ZR(2,14) = 0.165680, RR(2,14) = 0.000000, IBETA(14) = 0, INSTR(14) = 0,
ZR(1,15) = 0.183120, RR(1,15) = 0.000000, IBETA(15) = 0, INSTR(15) = 0,
ZR(2,15) = 0.183120, RR(2,15) = 0.000000, IBETA(15) = 0, INSTR(15) = 0,
ZR(1,16) = 0.204484, RR(1,16) = 0.000000, IBETA(16) = 0, INSTR(16) = 0,
ZR(2,16) = 0.204484, RR(2,16) = 0.000000, IBETA(16) = 0, INSTR(16) = 0,
ZR(1,17) = 0.222360, RR(1,17) = 0.000000, IBETA(17) = 0, INSTR(17) = 0,
ZR(2,17) = 0.222360, RR(2,17) = 0.000000, IBETA(17) = 0, INSTR(17) = 0,
ZR(1,18) = 0.234350, RR(1,18) = 0.000000, IBETA(18) = 0, INSTR(18) = 0,
ZR(2,18) = 0.234350, RR(2,18) = 0.000000, IBETA(18) = 0, INSTR(18) = 0,
ZR(1,19) = 0.255250, RR(1,19) = 0.000000, IBETA(19) = 0, INSTR(19) = 0,
ZR(2,19) = 0.245250, RR(2,19) = 0.000000, IBETA(19) = 0, INSTR(19) = 0,
ZR(1,20) = 0.274230, RR(1,20) = 0.000000, IBETA(20) =-1, INSTR(20) = 0,
ZR(2,20) = 0.269230, RR(2,20) = 0.000000, IBETA(20) =-1, INSTR(20) = 0,
ZR(1,21) = 0.281860, RR(1,21) = 0.000000, IBETA(21) =-1, INSTR(21) = 0,
ZR(2,21) = 0.276860, RR(2,21) = 0.000000, IBETA(21) =-1, INSTR(21) = 0,
ZR(1,22) = 0.289490, RR(1,22) = 0.000000, IBETA(22) =-1, INSTR(22) = 0,
ZR(2,22) = 0.284490, RR(2,22) = 0.000000, IBETA(22) =-1, INSTR(22) = 0,
ZR(1,23) = 0.305000, RR(1,23) = 0.000000, IBETA(23) = 1, INSTR(23) = 0,
ZR(2,23) = 0.300000, RR(2,23) = 0.000000, IBETA(23) = 1, INSTR(23) = 0,
ZR(1,24) = 0.344440, RR(1,24) = 0.000000, IBETA(24) = 2, INSTR(24) = 0,
ZR(2,24) = 0.344440, RR(2,24) = 0.000000, IBETA(24) = 2, INSTR(24) = 0,
ZR(1,25) = 0.376050, RR(1,25) = 0.000000, IBETA(25) = 0, INSTR(25) = 0,
ZR(2,25) = 0.376050, RR(2,25) = 0.000000, IBETA(25) = 0, INSTR(25) = 0,
ZR(1,26) = 0.490000, RR(1,26) = 0.000000, IBETA(26) = 0, INSTR(26) = 0,
ZR(2,26) = 0.490000, RR(2,26) = 0.000000, IBETA(26) = 0, INSTR(26) = 0,
ZR(1,27) = 0.520000, RR(1,27) = 0.000000, IBETA(27) = 0, INSTR(27) = 0,
ZR(2,27) = 0.520000, RR(2,27) = 0.000000, IBETA(27) = 0, INSTR(27) = 0,
&END
```

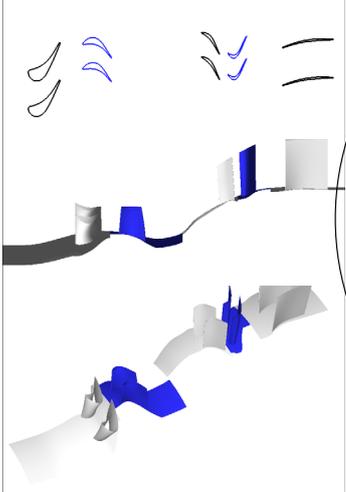
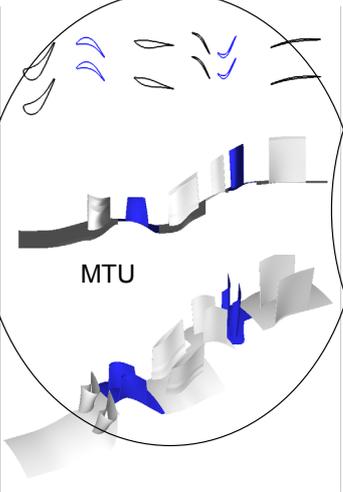
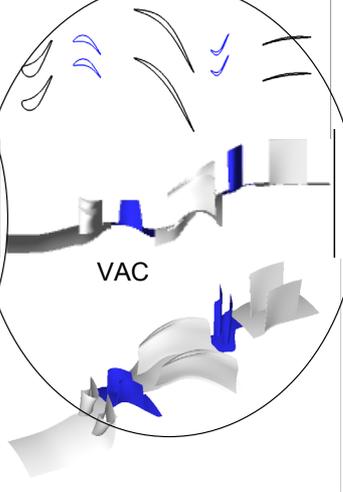
Daten der Turbinenstufe bzw. des Strömungskanals am Ende der Arbeit, diese wurden im Modell aktualisiert (April 2008).



WP 4.3: Innovative Turbine Mid Structure



Principal Configurations with 2 shafts

Interduct no struts	Mid Turbine Frame non turning struts	Turning Mid Turbine Frame turning struts, no LP Vane
	 <p style="text-align: center; margin-top: 10px;">MTU</p>	 <p style="text-align: center; margin-top: 10px;">VAC</p>

22 Feb 2008

Franz Malzacher TEAD

1



WP 4.3: Innovative Turbine Mid Structure



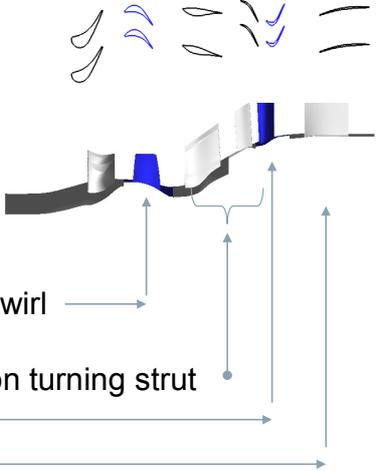
Test Rig Upgrade, Test Rig Capabilities

Testsite is able to cover the task?

First prelim. aero design done
 Pressure Ratio HPT: 2.7, LPT: 1.4
 Pt in~4 bar, Tt in 425K, massflow~18kg/sel
 speed 11000 RPM, Pt exit~1 bar
 Ma duct inlet ~0.48, Swirl inlet ~ 20 deg

Adaptation necessary:

- New HPT Blade for more engine like exit swirl
- flowpath for LPT
- 2 different MTF's and a LP Vane for the non turning strut
- LPT Blade for both configurations
- Deswirlers for pressure recovery



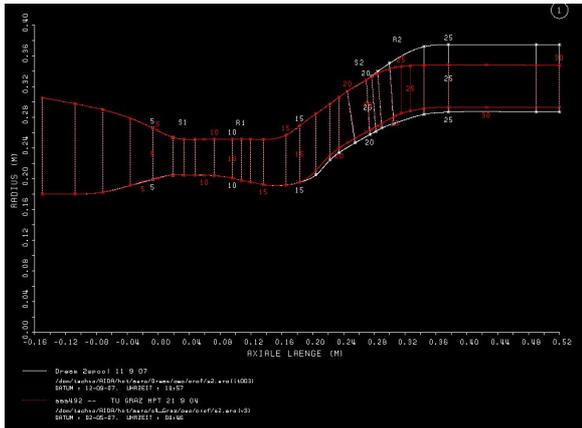
22 Feb 2008

Franz Malzacher TEAD

2



Dream 2 wellen Prüfstand
Ringraumvergleich AIDA C4 mit Dream Draft 1



weiß ist neu

Strömungskanal

Dream Configuration for innovative structure with turning MTF

5 April 2008

Dokumentation:

2 Rig Rig with turning strut for LPT counterrotating (speed HPT-11000/ LPT + speed~3550.0 (RPM))

Systemblock

	TT	PT	MP
	(K)	(bar)	(kg/s)
Syst.-Ein.	425.00	4.000	18.217
Syst.-Aus.	304.66	1.062	18.217

Arbeit	Leistung	dHT/TT1	PT1/PT2
(kJ/kg)	(kW)	(J/(kg K))	(-)
-121.47	-2212.90	-285.819	3.765

Gruppenblock

g	Arbeit		Leistung	MP am	N	NRED	HT/U**2	Cax/U	Plane	g
	abs.	rel.	(kW)	Eintr.	(1/min)	((1/min)/K**.5)	(-)	(-)	from	to
	(kJ/kg)	(%)		(kg/s)					(-)	
1	-95.75	78.825	-1744.298	18.217	-11000.0	-533.58	-1.433	-0.582	1	13
2	-25.72	21.175	-468.606	18.217	3550.0	195.35	-1.641	0.080	13	27

Stufenblock

s	Arbeit		Leistung	dHT/TT1	PT1/PT2	P2/PT1	ETAS	Vmean	Reak-V	Reak-P	Reak-H	HT/U**2	Cax/U
	abs.	rel.	(kW)	(J/(kg K))	(-)	(-)	(%)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)
	(kJ/kg)	(%)											
1	-95.75	78.825	-1744.30	-225.30	2.725	0.319	89.948	-0.594	0.343	0.260	0.334	-1.433	-0.582
2	-25.72	21.176	-468.61	-77.89	1.380	0.683	88.221	0.528	0.449	0.548	0.602	-1.850	0.742

Gitterblock

g	Typ	Art	Mac1	Mac2	turning	alpha1	alpha2	c2/c1	
		(-)	Maw1	Maw2	(Grad)	beta1	beta2	w2/w1	
		(-)	(-)	(-)	(Grad)	(Grad)	(Grad)	(-)	
1	S	0.0	1	0.144	1.013	68.37	90.00	158.37	6.4126
2	R	0.0	1	0.450	0.885	91.72	122.19	30.44	1.9748
3	S	0.0	1	0.422	0.581	53.40	84.34	30.92	1.4100
4	R	0.0	1	0.348	0.552	89.70	62.03	151.76	1.6223
5	S	0.0	1	0.271	0.224	28.60	118.63	90.00	0.8207

Geometry Information

For starting purpose just take the AIDA HPT

The following block explains the **annulus contour** which is basis for the streamline curvatrure code.

```
ZNA~ axial position of Hub (Hub-Nabe)
RNA~ radial of Hub (Hub-Nabe)

ZGE~ axial position of Tip (Tip-Gehaeuse)
RGE~ radial position of Tip (Tip-Gehaeuse)

&KONTUR
  INA= 24,
  ZNA(1)  =-0.150000, RNA(1)  = 0.180000,
  ZNA(2)  =-0.108000, RNA(2)  = 0.180000,
  ZNA(3)  =-0.072000, RNA(3)  = 0.182410,
  ZNA(4)  =-0.036000, RNA(4)  = 0.191275,
  ZNA(5)  =-0.007000, RNA(5)  = 0.199240,
  ZNA(6)  = 0.019000, RNA(6)  = 0.205059,
  ZNA(7)  = 0.033000, RNA(7)  = 0.205011,
  ZNA(8)  = 0.048000, RNA(8)  = 0.205000,
  ZNA(9)  = 0.072640, RNA(9)  = 0.204000,
  ZNA(10) = 0.096000, RNA(10) = 0.201000,
  ZNA(11) = 0.108000, RNA(11) = 0.198000,
  ZNA(12) = 0.119500, RNA(12) = 0.195800,
  ZNA(13) = 0.136000, RNA(13) = 0.192500,
  ZNA(14) = 0.165680, RNA(14) = 0.191700,
  ZNA(15) = 0.183120, RNA(15) = 0.195300,
  ZNA(16) = 0.204484, RNA(16) = 0.205154,
  ZNA(17) = 0.222360, RNA(17) = 0.224400,
  ZNA(18) = 0.234350, RNA(18) = 0.234000,
  ZNA(19) = 0.255250, RNA(19) = 0.246933,
  ZNA(20) = 0.305000, RNA(20) = 0.272000,
  ZNA(21) = 0.344440, RNA(21) = 0.284000,
  ZNA(22) = 0.376050, RNA(22) = 0.288000,
  ZNA(23) = 0.490000, RNA(23) = 0.288000,
  ZNA(24) = 0.520000, RNA(24) = 0.288000,
  IGE= 24,
  ZGE(1)  =-0.150000, RGE(1)  = 0.305680,
  ZGE(2)  =-0.108000, RGE(2)  = 0.297880,
  ZGE(3)  =-0.072000, RGE(3)  = 0.290230,
  ZGE(4)  =-0.036000, RGE(4)  = 0.278961,
  ZGE(5)  =-0.007000, RGE(5)  = 0.265982,
  ZGE(6)  = 0.019000, RGE(6)  = 0.254131,
  ZGE(7)  = 0.033000, RGE(7)  = 0.251363,
  ZGE(8)  = 0.048000, RGE(8)  = 0.251336,
  ZGE(9)  = 0.072640, RGE(9)  = 0.251336,
  ZGE(10) = 0.096000, RGE(10) = 0.251336,
  ZGE(11) = 0.108000, RGE(11) = 0.251336,
  ZGE(12) = 0.119500, RGE(12) = 0.251336,
  ZGE(13) = 0.136000, RGE(13) = 0.251336,
  ZGE(14) = 0.165680, RGE(14) = 0.256975,
  ZGE(15) = 0.183120, RGE(15) = 0.269025,
  ZGE(16) = 0.204484, RGE(16) = 0.284700,
  ZGE(17) = 0.222360, RGE(17) = 0.297520,
  ZGE(18) = 0.234350, RGE(18) = 0.306377,
  ZGE(19) = 0.245250, RGE(19) = 0.314259,
  ZGE(20) = 0.300000, RGE(20) = 0.350661,
  ZGE(21) = 0.344440, RGE(21) = 0.372300,
  ZGE(22) = 0.376050, RGE(22) = 0.380400,
  ZGE(23) = 0.490000, RGE(23) = 0.385800,
  ZGE(24) = 0.520000, RGE(24) = 0.385800,
&END
```

The following block explains the **position of the calculation planes** in the annulus for the streamline curvatrure code.

```
Intersection of Calc Planes Hub
Z~ axial position; R~ radial position

  INA= 27,
  ZNA(1)  =-0.150000, RNA(1)  = 0.180000,
  ZNA(2)  =-0.108000, RNA(2)  = 0.180000,
  ZNA(3)  =-0.072000, RNA(3)  = 0.182410,
  ZNA(4)  =-0.036000, RNA(4)  = 0.191275,
  ZNA(5)  =-0.007000, RNA(5)  = 0.199240,
  ZNA(6)  = 0.019000, RNA(6)  = 0.205059,
  ZNA(7)  = 0.033000, RNA(7)  = 0.205011,
  ZNA(8)  = 0.048000, RNA(8)  = 0.205000,
  ZNA(9)  = 0.072640, RNA(9)  = 0.204000,
  ZNA(10) = 0.096000, RNA(10) = 0.201000,
  ZNA(11) = 0.108000, RNA(11) = 0.198000,
  ZNA(12) = 0.119500, RNA(12) = 0.195800,
  ZNA(13) = 0.136000, RNA(13) = 0.192500,
  ZNA(14) = 0.162000, RNA(14) = 0.191336,
  ZNA(15) = 0.183120, RNA(15) = 0.195300,
  ZNA(16) = 0.204484, RNA(16) = 0.205154,
  ZNA(17) = 0.222360, RNA(17) = 0.224400,
  ZNA(18) = 0.234350, RNA(18) = 0.234000,
  ZNA(19) = 0.264250, RNA(19) = 0.252048,
  ZNA(20) = 0.274230, RNA(20) = 0.257485,
  ZNA(21) = 0.281860, RNA(21) = 0.261433,
  ZNA(22) = 0.289490, RNA(22) = 0.265168,
  ZNA(23) = 0.305000, RNA(23) = 0.272000,
  ZNA(24) = 0.344440, RNA(24) = 0.284000,
  ZNA(25) = 0.376050, RNA(25) = 0.288000,
  ZNA(26) = 0.490000, RNA(26) = 0.288000,
  ZNA(27) = 0.520000, RNA(27) = 0.288000,
```

Intersection of Calc Planes Tip
 Z~ axial position; R~ radial position

```

IGE= 27,
ZGE(1)  =-0.150000, RGE(1)  = 0.305680,
ZGE(2)  =-0.108000, RGE(2)  = 0.297880,
ZGE(3)  =-0.072000, RGE(3)  = 0.290230,
ZGE(4)  =-0.036000, RGE(4)  = 0.278961,
ZGE(5)  =-0.007000, RGE(5)  = 0.265982,
ZGE(6)  = 0.019000, RGE(6)  = 0.254131,
ZGE(7)  = 0.033000, RGE(7)  = 0.251363,
ZGE(8)  = 0.048000, RGE(8)  = 0.251336,
ZGE(9)  = 0.072640, RGE(9)  = 0.251336,
ZGE(10) = 0.096000, RGE(10) = 0.251336,
ZGE(11) = 0.108000, RGE(11) = 0.251336,
ZGE(12) = 0.119500, RGE(12) = 0.251336,
ZGE(13) = 0.136000, RGE(13) = 0.251336,
ZGE(14) = 0.162000, RGE(14) = 0.255408,
ZGE(15) = 0.183120, RGE(15) = 0.269025,
ZGE(16) = 0.204484, RGE(16) = 0.284700,
ZGE(17) = 0.222360, RGE(17) = 0.297520,
ZGE(18) = 0.234350, RGE(18) = 0.306377,
ZGE(19) = 0.259250, RGE(19) = 0.324151,
ZGE(20) = 0.269230, RGE(20) = 0.331011,
ZGE(21) = 0.276860, RGE(21) = 0.336115,
ZGE(22) = 0.284490, RGE(22) = 0.341077,
ZGE(23) = 0.300000, RGE(23) = 0.350661,
ZGE(24) = 0.344440, RGE(24) = 0.372300,
ZGE(25) = 0.376050, RGE(25) = 0.380400,
ZGE(26) = 0.490000, RGE(26) = 0.385800,
ZGE(27) = 0.520000, RGE(27) = 0.385800,

```

Position of the vane and blade inlet and exit (not directly on leading and trailing edge)

```

ZR(1,1)  =-0.150000, RR(1,1)  = 0.000000, System Inlet
ZR(1,5)  =-0.007000, RR(1,5)  = 0.000000, NGV Inlet
ZR(2,5)  =-0.007000, RR(2,5)  = 0.000000,
ZR(1,9)  = 0.072640, RR(1,9)  = 0.000000, NGV Exit~ Blade Inlet
ZR(2,9)  = 0.072640, RR(2,9)  = 0.000000,
ZR(1,13) = 0.136000, RR(1,13) = 0.000000, Blade Exit
ZR(2,13) = 0.136000, RR(2,13) = 0.000000,
ZR(1,14) = 0.162000, RR(1,14) = 0.000000, TMTF (Turning Mid Turbine Frame) Inlet
ZR(2,14) = 0.162000, RR(2,14) = 0.000000,
ZR(1,23) = 0.305000, RR(1,23) = 0.000000, TMTF (Turning Mid Turbine Frame) Exit~ LPT Blade Inlet
ZR(2,23) = 0.300000, RR(2,23) = 0.000000,
ZR(1,24) = 0.344440, RR(1,24) = 0.000000, LPT Blade Exit
ZR(1,25) = 0.376050, RR(1,25) = 0.000000,
ZR(1,26) = 0.490000, RR(1,26) = 0.000000,
ZGE(27)  = 0.520000,                               System exit

```

Radial distributions at streamline nbr.:1 with rel. Height: 0 (hub) .. 1.0 (tip)

```

k | XZH
|-----|
| (-)   |
|-----|

|-----|
1 | 0.0000
2 | 0.1192
3 | 0.2285
4 | 0.3311
5 | 0.4292
6 | 0.5246
7 | 0.6183
8 | 0.7116
9 | 0.8058
10 | 0.9017
11 | 1.0000

```

HPT Blade speed~ 11000.0 (RPM)

Machnumber- Inlet and Exit/ Turning/ Inlet Swirl, Exit Swirl

Maw1	Maw2	Umlenk	beta1	beta2	w2/w1	
(-)	(-)	(Grad)	(Grad)	(Grad)	(-)	
0.450	0.885	91.72	122.19	30.44	1.9748	average value
0.620	0.777	99.67	128.12	28.45	1.2245	
0.583	0.802	98.44	127.42	28.98	1.3344	
0.547	0.828	97.25	126.62	29.37	1.4576	
0.512	0.852	95.94	125.65	29.72	1.5926	
0.478	0.873	94.45	124.52	30.07	1.7392	
0.445	0.893	92.75	123.20	30.45	1.8988	
0.413	0.910	90.83	121.66	30.83	2.0740	
0.383	0.925	88.64	119.84	31.19	2.2697	
0.353	0.940	86.14	117.69	31.54	2.4901	
0.324	0.954	83.24	115.12	31.88	2.7421	
0.296	0.969	79.85	112.05	32.20	3.0324	

Duct Inlet Conditions

```

alpha2| Mac2
-----|-----
(Grad)| (-)
-----|-----
84.89 0.452 average value
-----|-----
79.60 0.377
81.08 0.393
82.08 0.410
82.92 0.425

```

83.81 0.440
 84.80 0.454
 85.84 0.468
 86.90 0.480
 87.91 0.492
 88.84 0.504
 89.63 0.516

TMTF start values

Mac1	Mac2	Umlenk	alpha1	alpha2	c2/c1	
(-)	(-)	(Grad)	(Grad)	(Grad)	(-)	
0.422	0.581	53.40	84.34	30.92	1.4100	average value
0.333	0.705	49.38	78.17	28.80	2.0436	
0.348	0.680	50.12	79.92	29.80	1.8938	
0.359	0.652	50.37	80.99	30.63	1.7673	
0.371	0.624	50.70	81.95	31.25	1.6439	
0.386	0.595	51.42	83.03	31.61	1.5134	
0.405	0.570	52.57	84.25	31.68	1.3868	
0.428	0.550	54.01	85.53	31.52	1.2711	
0.455	0.533	55.54	86.79	31.25	1.1628	
0.487	0.518	56.95	87.92	30.98	1.0615	
0.523	0.498	58.12	88.90	30.78	0.9533	
0.569	0.478	59.03	89.66	30.64	0.8482	

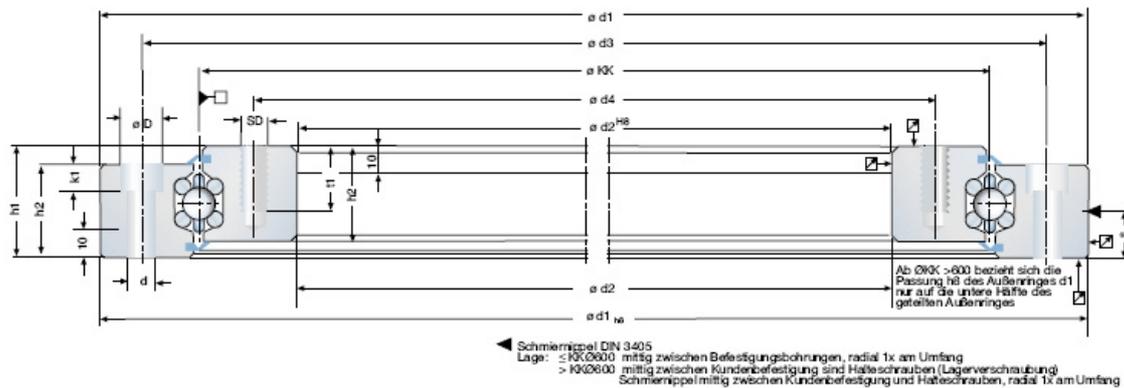
LPT rotating Blade speed~3550.0 (RPM)

Maw1	Maw2	Umlenk	beta1	beta2	w2/w1	
(-)	(-)	(Grad)	(Grad)	(Grad)	(-)	
0.348	0.552	89.70	62.03	151.76	1.6223	
0.472	0.526	106.53	46.02	152.55	1.1085	
0.447	0.536	103.12	49.15	152.27	1.1899	
0.419	0.545	99.60	52.44	152.04	1.2863	
0.391	0.552	96.08	55.77	151.85	1.3918	
0.363	0.556	92.55	59.17	151.72	1.5076	
0.338	0.559	89.27	62.34	151.61	1.6241	
0.317	0.560	86.38	65.15	151.53	1.7337	
0.299	0.560	83.61	67.87	151.48	1.8373	
0.282	0.559	80.69	70.78	151.47	1.9382	
0.264	0.555	76.66	74.86	151.52	2.0605	
0.248	0.553	72.10	79.52	151.63	2.1826	

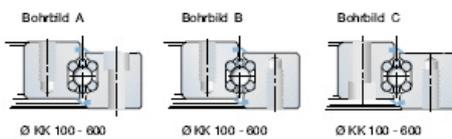
7.6 Datenblätter

Übersichtsblatt Drehvorrichtung

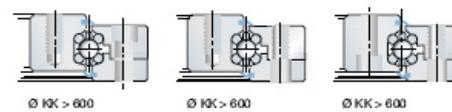
Drehverbindungen Serie LDL in Stahlausführung



Bohrbilder:



Ringausführungen:



Bestandteile:

- Massiver Innen- und Außenring
- Sonderlagerelement mit geschliffener Laufbahn
- Beidseitige Staubabdichtung
- Alternativ mit Innen- oder Außenverzahnung

Merkmale:

- Einbaufertiges Wälzlager
- Frei wählbare Werkstoffkombinationen bzw. Beschichtungen
- Frei wählbare Geometrie
- Frei wählbares Bohr Bild
- Frei wählbare Verzahnungen für alle Durchmesserbereiche
- Frei wählbarer KKØ bis max. 1600 mm
- Höchste Plan- und Rundlaufgenauigkeit bei max. Steifigkeit
- Werkseitig eingestellter Drehwiderstand
- Drehwiderstand von Spiel bis Vorspannung lieferbar
- Kundenspezifische Ausführung mit Integration des Lagerelementes möglich
- Komfortable Auslegung über unser Berechnungsprogramm
- Das Berechnungsprogramm erhalten Sie kostenlos im Downloadbereich unserer Homepage www.franke-gmbh.de. Gerne führen wir Berechnungen für Sie durch.

Schmierung:

- Mit Wälzlagerfett. Weitere Informationen auf Seite 44.
- Schmiermittelfreie Ausführung lieferbar

Temperaturbereich:

- Standard: Dauerbetrieb -30°C bis +80° C, kurzzeitig bis +100° C
- Sonder: Dauerbetrieb -30°C bis +180° C, (bei entsprechender Werkstoffwahl lassen Sie sich beraten.)

Einstellung:

- Werkseitig eingestellte Vorspannung, siehe Diagr. 1.

Umfangsgeschwindigkeit:

- Mit Dichtung max. 5 m/s
- Ohne Dichtung max. 10 m/s

Verzahnung:

- Standardverzahnung: siehe Seite 35
Sonderverzahnung: Zahnriemenverzahnung, Schneckenverzahnung, Schrägverzahnung, Lassen Sie sich von uns beraten.

Innen-/Außenringe	Laufringe	Wälzkörper	Käfig	Dichtung
Standard C45N	54SiCr6	100Cr6	PA12	NBR
Verzahnung: 42CrMo4V				
Sonder Alu AlZnMgCu05 Messing CuSn12 NiTi X50NiTi 8.10 Kunststoffe Magnesium Beschichtungen	Niro X12CrNi17 77 X7CrNi177 Durotherm 600F1450 Beschichtung: Conolec, ATC	Niro X45Cr13 PCM Keramik	Niro Bronze Hartgewebe Messing Teflon	Viton Teflon Labyrinth Wellendichtung Metallabdichtung

Tab.1 Werkstoffe

Zwischengrößen und Sonderlösungen auf Anfrage



Durchmesser		Bauhöhe			Befestigung							Anzahl		Tragzahl		Gewicht	Bestell-Nr.		
KK	d1	d2	h1	h2	d3	d4	D	d	k1	SD	t1	a	s	Cr	Cor	[kg]	Bohrbild		
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[Stück]	[kN]	[kN]		A	B	C
100	150	50	30	24	135	55	11	6,6	6,8	M6	15	6x	15,0	17	25	2,5	66401Y	66402Y	66403Y
150	200	100	30	24	185	115	11	6,6	6,8	M6	15	6x	15,0	18	40	3,7	73000Y	73001Y	73002Y
160	210	110	30	24	195	125	11	6,6	6,8	M6	15	6x	15,0	18	43	4,0	73003Y	73004Y	73005Y
170	220	120	30	24	205	135	11	6,6	6,8	M6	15	6x	15,0	19	46	4,2	73006Y	73007Y	73008Y
180	230	130	30	24	215	145	11	6,6	6,8	M6	15	8x	15,0	19	49	4,5	73009Y	73010Y	73011Y
190	240	140	30	24	225	155	11	6,6	6,8	M6	15	8x	15,0	20	51	4,7	73012Y	73013Y	73014Y
200	250	150	30	24	235	165	11	6,6	6,8	M6	15	8x	15,0	20	54	5,0	73015Y	73016Y	73017Y
210	260	160	30	24	245	175	11	6,6	6,8	M6	15	8x	15,0	21	57	5,2	73018Y	73019Y	73020Y
220	270	170	30	24	255	185	11	6,6	6,8	M6	15	8x	15,0	21	60	5,5	73021Y	73022Y	73023Y
230	290	170	34	27	270	190	15	9,0	9,0	M8	20	8x	17,5	24	64	7,7	73024Y	73025Y	73026Y
240	300	180	34	27	280	200	15	9,0	9,0	M8	20	8x	17,5	24	67	8,1	73027Y	73028Y	73029Y
250	310	190	34	27	290	210	15	9,0	9,0	M8	20	10x	17,5	25	70	8,4	73030Y	73031Y	73032Y
260	320	200	34	27	300	220	15	9,0	9,0	M8	20	10x	17,5	25	73	8,8	73033Y	73034Y	73035Y
270	330	210	34	27	310	230	15	9,0	9,0	M8	20	10x	17,5	25	76	9,1	73036Y	73037Y	73038Y
280	340	220	34	27	320	240	15	9,0	9,0	M8	20	10x	17,5	26	78	9,4	73039Y	73040Y	73041Y
290	350	230	34	27	330	250	15	9,0	9,0	M8	20	10x	17,5	26	82	9,8	73042Y	73043Y	73044Y
300	360	240	38	31	340	260	15	9,0	9,0	M8	20	12x	19,5	27	84	11,6	73045Y	73046Y	73047Y
310	370	250	38	31	350	270	15	9,0	9,0	M8	20	12x	19,5	27	87	12,0	73048Y	73049Y	73050Y
320	380	260	38	31	360	280	15	9,0	9,0	M8	20	12x	19,5	27	90	12,4	73051Y	73052Y	73053Y
330	390	270	38	31	370	290	15	9,0	9,0	M8	20	14x	19,5	28	93	12,8	73054Y	73055Y	73056Y
340	400	280	38	31	380	300	15	9,0	9,0	M8	20	14x	19,5	28	96	13,2	73057Y	73058Y	73059Y
350	410	290	38	31	390	310	15	9,0	9,0	M8	20	14x	19,5	28	99	13,5	73060Y	73061Y	73062Y
360	420	300	38	31	400	320	15	9,0	9,0	M8	20	14x	19,5	28	101	13,9	73063Y	73064Y	73065Y
370	430	310	38	31	410	330	15	9,0	9,0	M8	20	14x	19,5	29	105	14,3	73066Y	73067Y	73068Y
380	440	320	38	31	420	340	15	9,0	9,0	M8	20	14x	19,5	29	107	14,7	73069Y	73070Y	73071Y
390	450	330	38	31	430	350	15	9,0	9,0	M8	20	14x	19,5	29	110	15,1	73072Y	73073Y	73074Y
400	470	330	44	37	445	355	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	28	128	21,6	73075Y	73076Y	73077Y
410	480	340	44	37	455	365	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	28	133	22,1	73078Y	73079Y	73080Y
420	490	350	44	37	465	375	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	28	136	22,7	73081Y	73082Y	73083Y
430	500	360	44	37	475	385	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	29	139	23,2	73084Y	73085Y	73086Y
440	510	370	44	37	485	395	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	29	142	23,7	73087Y	73088Y	73089Y
450	520	380	44	37	495	405	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	29	144	24,3	73090Y	73091Y	73092Y
460	530	390	44	37	505	415	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	29	149	24,8	73093Y	73094Y	73095Y
470	540	400	44	37	515	425	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	29	152	25,4	73096Y	73097Y	73098Y
480	550	410	44	37	525	435	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	30	155	25,9	73099Y	73100Y	73101Y
490	560	420	44	37	535	445	18	11,0	11,0	M10	25	14x	22,5	30	158	26,4	73102Y	73103Y	73104Y
500	580	420	49	42	550	450	20	14,0	13,0	M12	30	14x	25,0	30	162	35,0	73105Y	73106Y	73107Y
510	590	430	49	42	560	460	20	14,0	13,0	M12	30	14x	25,0	30	165	35,7	73108Y	73109Y	73110Y
520	600	440	49	42	570	470	20	14,0	13,0	M12	30	14x	25,0	31	168	36,4	73111Y	73112Y	73113Y
530	610	450	49	42	580	480	20	14,0	13,0	M12	30	16x	25,0	31	171	37,1	73114Y	73115Y	73116Y
540	620	460	49	42	590	490	20	14,0	13,0	M12	30	16x	25,0	31	175	37,8	73117Y	73118Y	73119Y
550	630	470	49	42	600	500	20	14,0	13,0	M12	30	16x	25,0	31	178	38,5	73120Y	73121Y	73122Y
560	640	480	49	42	610	510	20	14,0	13,0	M12	30	16x	25,0	31	181	39,2	73123Y	73124Y	73125Y
570	650	490	49	42	620	520	20	14,0	13,0	M12	30	16x	25,0	32	184	39,9	73126Y	73127Y	73128Y
580	660	500	49	42	630	530	20	14,0	13,0	M12	30	16x	25,0	32	188	40,6	73129Y	73130Y	73131Y
590	670	510	49	42	640	540	20	14,0	13,0	M12	30	16x	25,0	32	191	41,3	73132Y	73133Y	73134Y
600	680	520	49	42	650	550	20	14,0	13,0	M12	30	16x	25,0	32	194	42,0	73135Y	73136Y	73137Y
620	710	530	53	45	670	570	20	14,0	13,0	M12	30	22x	29,0	75	330	56,9	66141A	66142A	66143Y
640	730	550	53	45	690	590	20	14,0	13,0	M12	30	22x	29,0	76	341	58,8	66144A	66145A	66146A
660	750	570	53	45	710	610	20	14,0	13,0	M12	30	22x	29,0	77	351	60,7	66147A	66148A	66149A
680	770	590	53	45	730	630	20	14,0	13,0	M12	30	22x	29,0	78	361	62,5	66150A	66151A	66152A
700	790	610	53	45	750	650	20	14,0	13,0	M12	30	22x	29,0	79	371	64,4	66153A	66154A	66155A
720	810	630	53	45	770	670	20	14,0	13,0	M12	30	22x	29,0	80	385	66,3	66156A	66157A	66158A
740	830	650	53	45	790	690	20	14,0	13,0	M12	30	24x	29,0	81	398	68,0	66159A	66160A	66161A
760	850	670	53	45	810	710	20	14,0	13,0	M12	30	24x	29,0	81	408	69,9	66162A	66163A	66164A
780	870	690	53	45	830	730	20	14,0	13,0	M12	30	24x	29,0	82	416	71,8	66165A	66166A	66167A
800	900	700	60	52	865	735	26	18,0	17,5	M16	35	24x	33,0	104	497	93,9	66168A	66169A	66170A
820	920	720	60	52	885	755	26	18,0	17,5	M16	35	24x	33,0	106	513	96,3	66171A	66172A	66173A
840	940	740	60	52	905	775	26	18,0	17,5	M16	35	24x	33,0	106	523	98,7	66174A	66175A	66176A
860	960	760	60	52	925	795	26	18,0	17,5	M16	35	24x	33,0	107	534	101,1	66177A	66178A	66179A
880	980	780	60	52	945	815	26	18,0	17,5	M16	35	24x	33,0	108	549	103,5	66180A	66181A	66182A
900	1000	800	60	52	965	835	26	18,0	17,5	M16	35	24x	33,0	109	560	105,9	66183A	66184A	66185A
920	1020	820	60	52	985	855	26	18,0	17,5	M16	35	24x	33,0	110	575	108,4	66186A	66187A	66188A
940	1040	840	60	52	1005	875	26	18,0	17,5	M16	35	24x	33,0	111	588	110,8	66189A	66190A	66191A
960	1060	860	60	52	1025	895	26	18,0	17,5	M16	35	26x	33,0	112	598	113,0	66192A	66193A	66194A
980	1080	880	60	52	1045	915	26	18,0	17,5	M16	35	26x	33,0	113	612	115,4	66195A	66196A	66197A
1000	1100	900	60	52	1065	935	26	18,0	17,5	M16	35	26x	33,0	113	623	117,8	66198A	66199A	66200A
1100	1200	1000	60	52	1165	1035	26	18,0	17,5	M16	35	30x	33,0	115	664	129,6	66386A	66387A	66388A
1200	1300	1100	60	52	1265	1135	26	18,0	17,5	M16	35	30x	33,0	121	747	141,6	66389A	66390A	66391A
1300	1400																		

Drehverbindungen

Serie LDL Stahlausführung mit Geradverzahnung

Zwischengrößen und Sonderlösungen auf Anfrage



Innenverzahnung										Außenverzahnung											
KK	Breite	Modul	Teilkreis	Zähnezahl	Z	d	zuläss.		Bestell-Nr.	Bohrbild			Teilkreis	Zähnezahl	d	zuläss.		Bestell-Nr.	Bohrbild		
							normal	max*		A	B	C				normal	max*		A	B	C
Ø	b	m	d02	Z	d2	d2	[KN]	[KN]		Ø	d01	d1	[KN]	[KN]		Ø	d01	d1	[KN]	[KN]	
100	19	2	40	20	50	2,9	5,8	66401W	66402W	66403W	160	80	160	1,9	3,8	66401V	66402V	66403V			
150	19	2	90	45	100	2,4	4,8	73000W	73001W	73002W	210	105	200	2,0	4,0	73000V	73001V	73002V			
160	19	2	100	50	110	2,4	4,7	73003W	73004W	73005W	220	110	210	2,0	4,0	73003V	73004V	73005V			
170	19	2	110	55	120	2,3	4,6	73006W	73007W	73008W	230	115	220	2,0	4,0	73006V	73007V	73008V			
180	19	2	120	60	130	2,3	4,6	73009W	73010W	73011W	240	120	230	2,0	4,0	73009V	73010V	73011V			
190	19	2	130	65	140	2,3	4,5	73012W	73013W	73014W	250	125	240	2,0	4,0	73012V	73013V	73014V			
200	19	2	140	70	150	2,2	4,5	73015W	73016W	73017W	260	130	250	2,0	4,0	73015V	73016V	73017V			
210	19	2	150	75	160	2,2	4,4	73018W	73019W	73020W	270	135	260	2,0	4,0	73018V	73019V	73020V			
220	19	2	160	80	170	2,2	4,4	73021W	73022W	73023W	280	140	270	2,0	4,0	73021V	73022V	73023V			
230	22	2	160	80	170	2,6	5,1	73024W	73025W	73026W	300	150	290	2,3	4,6	73024V	73025V	73026V			
240	22	2	170	85	180	2,5	5,1	73027W	73028W	73029W	310	155	300	2,3	4,6	73027V	73028V	73029V			
250	22	2	180	90	190	2,5	5,0	73030W	73031W	73032W	320	160	310	2,3	4,6	73030V	73031V	73032V			
260	22	2	190	95	200	2,5	5,0	73033W	73034W	73035W	330	165	320	2,3	4,6	73033V	73034V	73035V			
270	22	2	200	100	210	2,5	5,0	73036W	73037W	73038W	340	170	330	2,3	4,6	73036V	73037V	73038V			
280	22	2	210	105	220	2,5	5,0	73039W	73040W	73041W	350	175	340	2,3	4,6	73039V	73040V	73041V			
290	22	2	220	110	230	2,5	4,9	73042W	73043W	73044W	360	180	350	2,3	4,6	73042V	73043V	73044V			
300	26	3	228	76	240	4,6	9,1	73045W	73046W	73047W	372	124	360	4,1	8,1	73045V	73046V	73047V			
310	26	3	237	79	250	4,5	9,1	73048W	73049W	73050W	384	128	370	4,1	8,1	73048V	73049V	73050V			
320	26	3	249	83	260	4,5	9,0	73051W	73052W	73053W	396	132	380	4,1	8,1	73051V	73052V	73053V			
330	26	3	258	86	270	4,5	9,0	73054W	73055W	73056W	402	134	390	4,1	8,1	73054V	73055V	73056V			
340	26	3	264	88	280	4,5	8,9	73057W	73058W	73059W	414	138	400	4,1	8,1	73057V	73058V	73059V			
350	26	3	276	92	290	4,5	8,9	73060W	73061W	73062W	423	141	410	4,1	8,1	73060V	73061V	73062V			
360	26	3	288	96	300	4,4	8,9	73063W	73064W	73065W	432	144	420	4,1	8,1	73063V	73064V	73065V			
370	26	3	297	99	310	4,4	8,8	73066W	73067W	73068W	444	148	430	4,1	8,1	73066V	73067V	73068V			
380	26	3	306	102	320	4,4	8,8	73069W	73070W	73071W	456	152	440	4,1	8,1	73069V	73070V	73071V			
390	26	3	318	106	330	4,4	8,8	73072W	73073W	73074W	462	154	450	4,1	8,1	73072V	73073V	73074V			
400	32	3	318	106	330	5,4	10,8	73075W	73076W	73077W	483	161	470	5,0	10,0	73075V	73076V	73077V			
410	32	3	324	108	340	5,4	10,8	73078W	73079W	73080W	492	164	480	5,0	10,0	73078V	73079V	73080V			
420	32	3	336	112	360	5,4	10,8	73081W	73082W	73083W	504	168	490	5,0	10,0	73081V	73082V	73083V			
430	32	3	348	116	360	5,4	10,7	73084W	73085W	73086W	513	171	500	5,0	10,0	73084V	73085V	73086V			
440	32	3	357	119	370	5,3	10,7	73087W	73088W	73089W	522	174	510	5,0	10,0	73087V	73088V	73089V			
450	32	3	366	122	380	5,3	10,7	73090W	73091W	73092W	534	178	520	5,0	10,0	73090V	73091V	73092V			
460	32	3	378	126	390	5,3	10,7	73093W	73094W	73095W	546	182	530	5,0	10,0	73093V	73094V	73095V			
470	32	3	387	129	400	5,3	10,6	73096W	73097W	73098W	552	184	540	5,0	10,0	73096V	73097V	73098V			
480	32	3	396	132	410	5,3	10,6	73099W	73100W	73101W	564	188	550	5,0	10,0	73099V	73100V	73101V			
490	32	3	408	136	420	5,3	10,6	73102W	73103W	73104W	576	192	560	5,0	10,0	73102V	73103V	73104V			
500	35	3	408	136	420	5,8	11,6	73105W	73106W	73107W	594	198	580	5,5	10,0	73105V	73106V	73107V			
510	36	3	414	138	430	5,8	11,6	73108W	73109W	73110W	603	201	590	5,5	10,0	73108V	73109V	73110V			
520	35	3	426	142	440	5,8	11,6	73111W	73112W	73113W	612	204	600	5,5	10,0	73111V	73112V	73113V			
530	35	3	438	146	450	5,8	11,5	73114W	73115W	73116W	624	208	610	5,5	10,0	73114V	73115V	73116V			
540	35	3	444	148	460	5,8	11,5	73117W	73118W	73119W	636	212	620	5,5	10,0	73117V	73118V	73119V			
550	35	3	456	152	470	5,8	11,5	73120W	73121W	73122W	642	214	630	5,5	10,0	73120V	73121V	73122V			
560	35	3	468	156	480	5,7	11,5	73123W	73124W	73125W	654	218	640	5,5	10,0	73123V	73124V	73125V			
570	35	3	477	159	490	5,7	11,5	73126W	73127W	73128W	663	221	650	5,5	10,0	73126V	73127V	73128V			
580	35	3	486	162	500	5,7	11,5	73129W	73130W	73131W	672	224	660	5,5	10,0	73129V	73130V	73131V			
590	35	3	498	166	510	5,7	11,4	73132W	73133W	73134W	684	228	670	5,5	10,0	73132V	73133V	73134V			
600	35	3	507	169	520	5,7	11,4	73135W	73136W	73137W	693	231	680	5,5	10,0	73135V	73136V	73137V			
620	38	4	512	128	530	8,4	16,8	66141W	66142W	66143W	728	182	710	7,9	15,8	66141V	66142V	66143V			
640	38	4	532	133	560	8,4	16,8	66144W	66145W	66146W	748	187	730	7,9	15,8	66144V	66145V	66146V			
660	38	4	552	138	570	8,4	16,8	66147W	66148W	66149W	768	192	750	7,9	15,8	66147V	66148V	66149V			
680	38	4	572	143	590	8,4	16,7	66150W	66152W	66152W	792	198	770	7,9	15,8	66150V	66151V	66152V			
700	38	4	592	148	610	8,3	16,7	66153W	66154W	66155W	808	202	790	7,9	15,8	66153V	66154V	66155V			
720	38	4	612	153	630	8,3	16,7	66156W	66157W	66158W	828	207	810	7,9	15,8	66156V	66157V	66158V			
740	38	4	632	158	650	8,3	16,6	66159W	66160W	66161W	848	212	830	7,9	15,8	66159V	66160V	66161V			
760	38	4	648	162	670	8,3	16,6	66162W	66163W	66164W	868	217	850	7,9	15,8	66162V	66163V	66164V			
780	38	4	672	168	690	8,3	16,6	66165W	66166W	66167W	888	222	870	7,9	15,8	66165V	66166V	66167V			
800	45	5	680	136	700	24,8	24,1	66168W	66169W	66170W	920	184	900	11,7	23,4	66168V	66169V	66170V			
820	45	5	700	140	720	12,4	24,8	66171W	66172W	66173W	940	188	920	11,7	23,4	66171V	66172V	66173V			
840	45	5	720	144	740	12,4	24,8	66174W	66175W	66176W	960	192	940	11,7	23,4	66174V	66175V	66176V			
860	45	5	740	148	760	12,3	24,7	66177W	66178W	66179W	980	196	960	11,7	23,4	66177V	66178V	66179V			
880	45	5	760	152	780	12,3	24,7	66180W	66181W	66182W	1000	200	980	11,7	23,4	66180V	66181V	66182V			
900	45	5	780	156	800	12,3	24,6	66183W	66184W	66185W	1020	204	1000	11,7	23,4	66183V	66184V	66185V			
920	45	5	800	160	820	12,3	24,6	66186W	66187W	66188W	1040	208	1020	11,7	23,4	66186V	66187V	66188V			
940	45	5	820	164	840	12,3	24,5	66189W	66189W	66191W	1060	212	1040	11,7	23,4	66189V	66190V	66191V			
960	45	5	840	168	860	12,3	24,5	66192W	66193W	66194W	1080	216	1060	11,7	23,4	66192V	66193V	66194V			
980	45	5	860	172	880	12,3	24,5	66195W	66196W	66197W	1100	220	1080	11,7	23,4	66195V	66196V	66197V			
1000	45	5	880	176	900	12,2	24,4	66198W	66199W	66200W	1120	224	1100	11,7	23,4						

7.7 Inhaltsverzeichnis der beigelegten DVD



Abbildung 79: Inhaltsverzeichnis DVD