

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Schlussbericht

Verbundprojekt: Leichtbau-Windturbine mit direktangetriebenem Nabengenerator

Förderkennzeichen: 0325423A

Projektlaufzeit: 10/2013 bis 03/2016

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Prof. Dr.-Ing. Friedrich Klinger

M.Eng. Florian Gräber; Dipl.-Ing. Lukas Müller;

M.Sc. Felix Kelberlau; Dipl.-Ing. Zhong Chen

Forschungsgruppe Windenergie der FITT gemeinnützige GmbH–Institut für

Technologietransfer an der Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes

Saarbrücken

31.08.2016

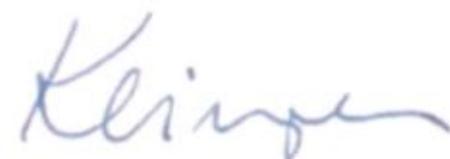
Schlussbericht zum Verbundprojekt:

„Leichtbau-Windturbine mit direkt angetriebenem Nabengenerator“

für den Zeitraum 10/2013 bis 03/2016

Zuwendungsgeber:	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie 10115 Berlin
Zuwendungsempfänger:	Forschungsgruppe Windenergie der FITT gemeinnützige GmbH– Institut für Technologietransfer an der Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes Altenkesseler Str. 17/D2, 66115 Saarbrücken
Projektträger:	Forschungszentrum Jülich
Förderkennzeichen:	0325423A
Laufzeit des Vorhabens:	10/2013 bis 03/2016
Umfang:	105 Seiten
Datum:	31.08.2016

Projektleiter
Forschungsgruppe Windenergie



Prof. Dr.-Ing. Friedrich Klinger

Geschäftsführer
FITT gGmbH an der Hochschule für Technik und
Wirtschaft des Saarlandes



Georg Maringer

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN	2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) Schlussbericht	
3. Titel Verbundprojekt: Leichtbau-Windturbine mit direkt angetriebenem Nabengenerator		
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Klinger, Friedrich; Prof. Dr.-Ing.; Projektleiter Gräber, Florian; M.Eng. Müller, Lukas; Dipl.-Ing. Kelberlau, Felix; M.Sc. Chen, Zhong; Dipl.-Ing.	5. Abschlussdatum des Vorhabens 31.03.2016	6. Veröffentlichungsdatum geplant
	7. Form der Publikation	
	9. Ber. Nr. Durchführende Institution	
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) Forschungsgruppe Windenergie, Fitt gGmbH Altenkessler Str. 17/D2 66115 Saarbrücken	10. Förderkennzeichen 0325423A	
	11. Seitenzahl 105	
	13. Literaturangaben	
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53107 Bonn	14. Tabellen 16	
	15. Abbildungen 106	
	16. Zusätzliche Angaben	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)		
18. Kurzfassung Das Konzept Nabengenerator wurde auf seine Vor- und Nachteile zum Design von direktangetriebenen Windturbinen untersucht. Da der Vielpolgenerator sich innerhalb der Rotornabe unterbringen lässt, ergibt sich ein kompakterer Antriebsstrang, da eine hochbelastete Flanschverbindung wegfällt und die Gewichtskräfte der Nabe und der Rotorblätter sich gleichmäßig auf die beiden Hauptlager verteilen. Es können alle Bauarten von Vielpolgeneratoren mit Außenläufer in diesem Konzept verwirklicht werden. Das gilt auch für die Kühlkonzepte des Generators. Es wurden verschiedene Vorschläge zur Kühlung erarbeitet, simuliert und zum Teil durch Messungen an einem Modell untersucht. Der Stator ist beim Nabengenerator-Konzept voll von der rotierenden Nabe umschlossen, so dass eine aus Korrosionsschutzgründen gewünschte Vollkapselung vorhanden ist, mit einer rotierenden Abdichtung am hinteren Hauptlager. Die Vollkapselung ermöglicht neben verschiedenen Ausführungen von Luftkühlsystemen auch eine Flüssigkeitskühlung des Stators und des Magnetrotors. Ein solches Kühlkonzept mit einer Trägerflüssigkeit wurde besonders untersucht. Dabei wird die Trägerflüssigkeit zur Kühlung der Statorwicklung herangezogen. Gleichzeitig wird die Flüssigkeit durch die Rotation der Nabe an deren Außenwänden durch Luftströmung wieder abgekühlt, so dass keinerlei Kühlkomponenten außerhalb der Nabe vorhanden sind. Die Generatorwicklung wird mit Zahnpulen aus Kupfer ausgeführt, nachdem auch eine Aluminiumwicklung untersucht wurde, die bei gleichen Anforderungen an den Wirkungsgrad aber keine Vorteile zu haben scheint. Die Hauptlager sind mit vorgespannten Wälzlagern ausgeführt und mit Fett geschmiert.		
19. Schlagwörter Windenergie, Windkraftanlage, Windturbine, Leichtbau, Direct Drive, Nabengenerator, Aluminiumguss		
20. Verlag	21. Preis	

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN	2. type of document (e.g. report, publication) Final Report	
3. title Joint Project: Wind turbine in lightweight design with hub integrated direct drive generator		
4. author(s) (family name, first name(s)) Klinger, Friedrich; Prof. Dr.-Ing. Gräber, Florian; M.Eng. Müller, Lukas; Dipl.-Ing. Kelberlau, Felix; M.Sc. Chen, Zhong; Dipl.-Ing.	5. end of project 2016/03/31	
	6. publication date planned	
	7. form of publication	
8. performing organization(s) (name, address) Forschungsgruppe Windenergie, Fitt gGmbH Altenkesseler Str. 17/D2 66115 Saarbrücken	9. originator's report no.	
	10. reference no. 0325423A	
	11. no. of pages 105	
12. sponsoring agency (name, address) Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) Alexanderstraße 3 10178 Berlin	13. no. of references	
	14. no. of tables 16	
	15. no. of figures 106	
16. supplementary notes		
17. presented at (title, place, date)		
18. abstract The advantages and disadvantages of the hub-integrated generator concept for the design of direct-drive wind turbines were investigated. Since the multi-pole generator might be integrated into the turbine's hub, a more compact drivetrain is the result because a highly stressed flange connection is omitted and the gravity loads of the hub and rotor blades are evenly distributed to both main bearings. All types of multi-pole generators with outer rotor can be realised with this concept. The same accounts for cooling concepts of the generator. Several proposals for the cooling concept were developed by numerical simulation and partly validated by model experiments. The stator of the hub-integrated generator is covered by the rotating hub with only one rotating sealing. Hence, a full encapsulation is given, that protects the stator from corrosion. It enables different air cooling systems or a liquid cooling for the stator and magnetic rotor. Such a cooling concept with heat transfer fluid was especially investigated. The fluid is used to absorb the heat of the stator windings. Simultaneously it is transported along the inner surface of the hub by its rotation where it is cooled down again by the surrounding air stream. No components of the cooling system are required outside of the hub. After the evaluation of aluminium windings with no advantages found when the same efficiency is demanded, concentrated copper windings are proposed for the generator. The main bearing should be realised with pre-tensioned grease lubricated roller bearings.		
19. keywords wind energy, wind turbine, lightweight design, direct drive, hub integrated generator, aluminium casting		
20. publisher	21. price	

Inhaltsverzeichnis

Berichtsblatt	
Document Control Sheet	
Inhaltsverzeichnis	A
Abbildungsverzeichnis	C
Tabellenverzeichnis	F
1 Kurzdarstellung des Vorhabens	7
1.1 Aufgabenstellung	7
1.2 Voraussetzung, Planung und Ablauf des Vorhabens	8
1.3 Wissenschaftlicher und technischer Stand	9
1.3.1 Windenergieanlagen mit doppelt gespeisten Asynchrongeneratoren	10
1.3.2 Anlagen mit Permanentmagnetsynchrongeneratoren	11
1.4 Benutzte Verfahren, Konstruktionen und Schutzrechte	14
1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen	15
2 Eingehende Darstellung des Vorhabens	17
2.1 Übersicht Anlagenkonzept	17
2.1.1 Technische Daten	21
2.1.2 Massenübersicht	23
2.2 Durchgängig profiliertes Rotorblatt	24
2.3 Pitchsystem	28
2.3.1 Aufgaben des Pitchsystems	28
2.3.2 Auslegung des Pitchsystems	28
2.3.3 Komponenten des Pitchsystems	30
2.3.4 Funktionsweise der Pitchhydraulik	34
2.4 Nabe mit Generatorrotor	36
2.4.1 Konstruktion	36
2.4.2 Rotor Bremse und Arretierung	38
2.4.3 Berechnung der Bauteil Wöhlerlinie mit Aluminium Gusswerkstoff	40
2.4.4 FEM Untersuchungen verschiedener Nabenvarianten	43
2.5 Generatorauslegung	51
2.5.1 Gewichtsvergleich Permanentmagnete und Rotor	52
2.5.2 Gewichtsvergleich Wicklung und Stator	52
2.5.3 Kostenschätzung für Rotor und Stator	53
2.5.4 Wirkungsgradbetrachtung der Konzepte	54

2.6	Statorsupport	56
2.6.1	Beschreibung	56
2.6.2	Abmessungen	57
2.6.3	Festigkeitsberechnungen	57
2.6.4	Beschreibung des Montagekonzepts	60
2.6.5	Druckplatten	63
2.7	Achse	67
2.7.1	Beschreibung der Achse	67
2.7.2	Dimensionierung	68
2.8	Hauptlagerung	70
2.8.1	Beschreibung	70
2.8.2	Lebensdauerberechnung	70
2.8.3	Schmierung und Abdichtung	71
2.9	Gondel	73
2.9.1	Aufgaben der Gondel	75
2.9.2	Schnittstellendefinition	75
2.9.3	Komponenten der Gondel	75
2.10	Kühlkonzept	83
2.10.1	Beschreibung des Kühlkreislaufs	83
2.10.2	Vorgehensweise zur Simulation des Kühlkreislaufs	84
2.10.3	Stator Kühlung mittels radialer Kühlschlitze	85
2.10.4	Rückkühlung	89
2.10.5	Zusammenfassung der Ergebnisse	91
2.10.6	Öltransport innerhalb der Nabe	93
2.10.7	Versuche am Prüfstand	95
2.10.8	Simulation der Prüfstandsversuche am 1:5 Modell	99
2.11	Prüfkonzept für den Betriebsfestigkeitsnachweis der Nabe	100
2.11.1	Prüfungsaufbau	100
3	Gegenüberstellung der Ergebnisse und Ziele	103
4	Die wichtigsten Positionen des Zahlenmäßigen Nachweises	103
5	Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit der Ergebnisse	104
6	Bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet an anderen Stellen	105
7	Erfolgte oder geplante Veröffentlichung des Ergebnisses	105

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Konzeptskizze für Nabengenerator mit verlängertem Blattanschluss (Quelle: FGWE an der HTW Saarland)	7
Abbildung 2: Darstellung der aktuell eingesetzten Triebstrangkonzeppte (Quelle: Fraunhofer IWES)	9
Abbildung 3: WEA mit aufgelöstem Triebstrang und doppelt gespeistem Asynchrongenerator (Quelle: Vestas V90)	10
Abbildung 4: Umrichterkonzept für einen doppelt gespeisten Asynchrongenerator (Quelle: The Switch)	10
Abbildung 5: Hybridanlage Multibrid-konzept von Areva Wind (Quelle: Multibrid)	12
Abbildung 6: Getriebelose Windenergieanlage von Vensys und Goldwind (Quelle: Goldwind)	13
Abbildung 7: Umrichterkonzept einer WEA mit Permanentmagnet-Synchrongenerator (Quelle: The Switch)	13
Abbildung 8: Errechnete Generatorwirkungsgrade für Windenergieanlagen (Quelle: Stephan Jöckel, TU Darmstadt)	14
Abbildung 9: Außenansicht der Turbine von unten	17
Abbildung 10: Außenansicht der Turbine von vorne	18
Abbildung 11: Ansicht von oben ins Innere der Turbine	18
Abbildung 12: Explosionsdarstellung der Turbine.....	19
Abbildung 13: Außenansicht, Rotorblätter in Parkposition	20
Abbildung 14: Außenansicht, Rotorblätter in Arbeitsposition	20
Abbildung 15: Übersicht der Massen der Turbine, Turmkopfmasse: 167,62 t.....	23
Abbildung 16: Aufteilung des Blattkörpers in Tragstruktur und Aerodynamische Verkleidung (Quelle: WINDnovation).....	24
Abbildung 17: Aerodynamische Verkleidung des Rotorblatts (Quelle: WINDnovation)	25
Abbildung 18: Bauteile der Aerodynamischen Verkleidung.....	25
Abbildung 19: Leistungsbeiwerte des Rotors für das modifizierte Rotorblatt (durchgezogen) und für das Referenzblatt (gestrichelt) (Quelle: WINDnovation)	27
Abbildung 20: Stationäre Leistungskurve des Rotors für das modifizierte Rotorblatt (farbig/durchgezogen) und für das Referenzblatt (gestrichelt) (Quelle: WINDnovation).....	27
Abbildung 21: Aufbau und Konzept des hydraulischen Pitchsystems	29
Abbildung 22: Komponenten des Pitchsystems mit Positionsnummern	30
Abbildung 23: Blattlager (1) der Firma Rothe Erde mit Bohrungen zum Anschluss des Pitchsystems	31
Abbildung 24: Pitchsteg mit Bolzen und Bolzensicherung	31
Abbildung 25: Befestigung der Zylinder am Pitchsteg und Montage im Blattlager	32
Abbildung 26: Hydraulik-Zylinder CM 250 CHCH 140/70 von Hydratech Industries	32
Abbildung 27: Befestigung der Zylinder an der Nabe.....	33
Abbildung 28: Hydraulische Kolbenspeicher (8)	33
Abbildung 29: Regelung der Hydraulikschaltung im normalen Betrieb, Verstellung aus dem Wind.....	34
Abbildung 30: Regelung der Hydraulikschaltung im normalen Betrieb, Verstellung in den Wind	35
Abbildung 31: Regelung der Hydraulikschaltung im Störfall	35
Abbildung 32: Nabe.....	36
Abbildung 33: Nabe Schnitt mit Öl-Einlass und Auslass	37
Abbildung 34: Nabe Schnitt mit Magnetrückschluss und Mannloch	37
Abbildung 35: Hauptabmessungen Nabe, Angaben in mm	38
Abbildung 36: Rotor Bremse und Arretierung	39
Abbildung 37: Anordnung Rotorbremse und -arretierung	39
Abbildung 38: Bauteil Wöhlerlinie.....	42
Abbildung 39: Nabe Version 1	46
Abbildung 40: Lagermodell mit Ersatzfedern.....	46
Abbildung 41: Kraft gegenüber Verschiebung in radiale Richtung	47

Abbildung 42: Spannungen mit Max. Mx Version 1	47
Abbildung 43: Spannungen mit Max. My Version 1	48
Abbildung 44: Nabe Version 2	48
Abbildung 45: Spannungen mit Max. Mx.....	49
Abbildung 46: Spannungen mit Max. My	49
Abbildung 47: Betriebsfestigkeitsuntersuchung mit einer Schadensumme von 0.44.	50
Abbildung 48: Spulen einer Verteilten Zweischichtwicklung mit jeweils fünf Windungen und zwei Drähten pro Leiter	51
Abbildung 49: Spulen einer Zahnspulenwicklung mit jeweils 18 Windungen und vier Drähten pro Leiter	51
Abbildung 50: Errechnete Wirkungsgrade von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium (DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)	54
Abbildung 51: Generatorlayout mit Zahnspulenwicklung, Angaben in mm	55
Abbildung 52: Blechschnitt des Statorblechs mit Schwalbenschwanznuten, Angaben mm	55
Abbildung 53: Darstellung des Statorsupports in verschiedenen Ansichten	56
Abbildung 54: Vergleichsspannung und Verformung des stehenden Statorsupports unter Schwerkräfteinfluss	58
Abbildung 55: Vergleichsspannung und Verformung des liegenden Statorsupports unter Schwerkräfteinfluss	58
Abbildung 56: Vergleichsspannung und Verformung des Statorsupports unter Einfluss des maximalen Generatormoments	59
Abbildung 57: Vergleichsspannung und Verformung des Statorsupports unter Einfluss ungleichmäßiger Magnetkräfte.....	59
Abbildung 58: Vergleichsspannung und Verformung des Statorsupports bei ungleichmäßiger Erwärmung ...	60
Abbildung 59: Schwalbenschwanzleisten am Außenradius des Statorsupports.....	61
Abbildung 60: Statorsupport vor der Bestückung mit Eisenblechen	61
Abbildung 61: Statorsupport mit Eisenblechen bestückt, vor dem Verspannen	62
Abbildung 62: Statorsupport nach dem Verspannen	62
Abbildung 63: Hauptabmessungen und Schnittdarstellungen des zusammengesetzten Statorsupports, Angaben in mm.....	63
Abbildung 64: CAD Abbildung der Druckplatten in verschiedenen Ansichten.....	64
Abbildung 65: Lastsituation für die Auslegung der Fingersheets	65
Abbildung 66: CAD Abbildung der angeschrägten Druckplatte	65
Abbildung 67: Spannungsverteilung im gestauchten Blechpaket	66
Abbildung 68: FE Modell zur Beurteilung der Spannungsverteilung im gestauchten Blechpaket	66
Abbildung 69: Achse und angeschlossene Komponenten	67
Abbildung 70: Hauptabmessungen der Achse	68
Abbildung 71: Darstellung der Maximalspannungen an der Achse im Extremlastfall	69
Abbildung 72: Darstellung der Verformung an der Achse im Extremlastfall	69
Abbildung 73: Gestaltung der Lagerstelle am Zylinderrollenlager	71
Abbildung 74: Gestaltung der Lagerstelle am Kegelrollenlager.....	72
Abbildung 75: Außenansicht Gondel, Durchmesser ca. 5 m, Länge ca. 7 m.....	73
Abbildung 76: Außenansicht Gondel.	74
Abbildung 77: Ansicht von oben ins Gondelinnere. Oberes Gehäuseeteil ausgeblendet	74
Abbildung 78: Schnittansicht Gondel mit Positionsnummern der Gondelbauteile	76
Abbildung 79: Ansicht von oben in Gondel mit Positionsnummern der Gondelbauteile. Positionen 6, 9, 14 ausgeblendet	76
Abbildung 80: Schnittansicht, Detail Windrichtungsnachführung, dargestellt mit Turm.....	78
Abbildung 81: Ansicht von oben auf die Gondel. Halter und Außengeräte, Zugang über obere Luke	79
Abbildung 82: Schnittansicht auf Servicekran. Pfeile zeigen mögliche Hub- und Fahrtrichtungen des Kettenzugs	80
Abbildung 83: Die Plattformen der Gondel und des Turmkopfs.	81

Abbildung 84: Schematische Darstellung des Kühlkreislaufs in einem Längsschnitt und den Querschnitten A und B	84
Abbildung 85: Darstellung der Vorgehensweise zur Simulation des Kühlkreislaufs	85
Abbildung 86: Querschnitt des vereinfachten Segments ohne Fluidraum	86
Abbildung 87: Seitenansicht des Halbsegments mit Fluidraum	87
Abbildung 88: Strömungslinien des Kühlmediums mit farblicher Darstellung der Geschwindigkeit	88
Abbildung 89: Konturplot der Temperatur in der Spule.....	88
Abbildung 90: Konturplot der Temperatur im Paket	89
Abbildung 91: Konturplot der Temperatur in Magneten	89
Abbildung 92: Strömungslinien um die Nabe	90
Abbildung 93: Konturplot der Temperatur an der Außenseite eines Nabendrittels	90
Abbildung 94: Schematische Darstellung des Kühlkreislaufs	91
Abbildung 95: Darstellung der Fließrichtung des Kühlöls.....	93
Abbildung 96: Ergebnis der CFD Simulation bzgl. des Fluidverhaltens innerhalb der Nabe	94
Abbildung 97: Aufbau des Prüfstands mit angetriebener Nabe und Lüfter, Nabenmodell 1	95
Abbildung 98: Grafische Darstellung einer Temperaturmessung durch Sensoren am Stator (Beispiel).....	96
Abbildung 99: Nabenmodell mit angegossenen Kühlrippen	97
Abbildung 100: Aufbau des Prüfstands mit angetriebener Nabe und Lüfter, Nabenmodell 2	97
Abbildung 101: Zusammenfassung von Eingangsdaten und Ergebnisse eines Versuchs	98
Abbildung 102: Vergleich der Ergebnisse der CFD Simulation mit Wärmebildern aus den Versuchen, Nabenmodell 1	99
Abbildung 103: Prüfling: Rotornabe ohne Kühlrippen (Nabenmodell 1) und Rotornabe mit Kühlrippen (Nabenmodell 2)	100
Abbildung 104: Prüfaufbau	101
Abbildung 105: Aufnahmekasten	101
Abbildung 106: Lastarm mit Unwuchterreger.....	102

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Zusatzmassen und –Massenträgheitsmoment aus der aerodynamischen Verkleidung des Wurzelbereichs	26
Tabelle 2: Kräfte und Momente an den Blattlagern.....	28
Tabelle 3: Stückliste Pitchsystem pro Rotorblatt	30
Tabelle 4: Auszug aus Extremlasten	44
Tabelle 5: Auszug aus den Betriebslasten	45
Tabelle 6: Aktive Rotor- und Magnetmasse von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)	52
Tabelle 7: Aktive Stator- und Wicklungsmasse von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)	52
Tabelle 8: Aktive Generatormasse von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW).....	52
Tabelle 9: Kostenschätzung für den Rotor mit Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)	53
Tabelle 10: Kostenschätzung für den Stator mit Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)	53
Tabelle 11: Errechnete Wirkungsgrade von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium (DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)	54
Tabelle 12: Hauptabmessungen des Statorsupports.....	57
Tabelle 13: Ergebnisse der Modalanalyse.....	60
Tabelle 14: Stückliste Gondel, Gesamtmasse 33.484 kg.....	77
Tabelle 15: Temperaturabhängige Materialeigenschaften SHC 632 von ExxonMobil	87
Tabelle 16: Aufwendungen.....	104

1 Kurzdarstellung des Vorhabens

1.1 Aufgabenstellung

Ziel des Verbundprojektes „Leichtbau-Windturbine mit direktangetriebenem Nabengenerator“ (Laufzeit 10.2013 bis 03.2016) ist die Erarbeitung eines Vorschlags für direktgetriebene Windturbinen im Bereich von 3 bis 6 MW mit weiterentwickeltem Triebstrang und innovativem Rotorkonzept, wodurch logistische Probleme durch extremen Leichtbau und Modularisierung minimiert werden sollen. Die neuartige Generatorbauweise ermöglicht weitere Innovationen sowohl bei einzelnen Komponenten als auch in der Auslegung des gesamten Systems.

Das Konzept für den grundsätzlichen Aufbau der geplanten Turbine mit einem sogenannten Nabengenerator ist in **Abbildung 1** skizziert.

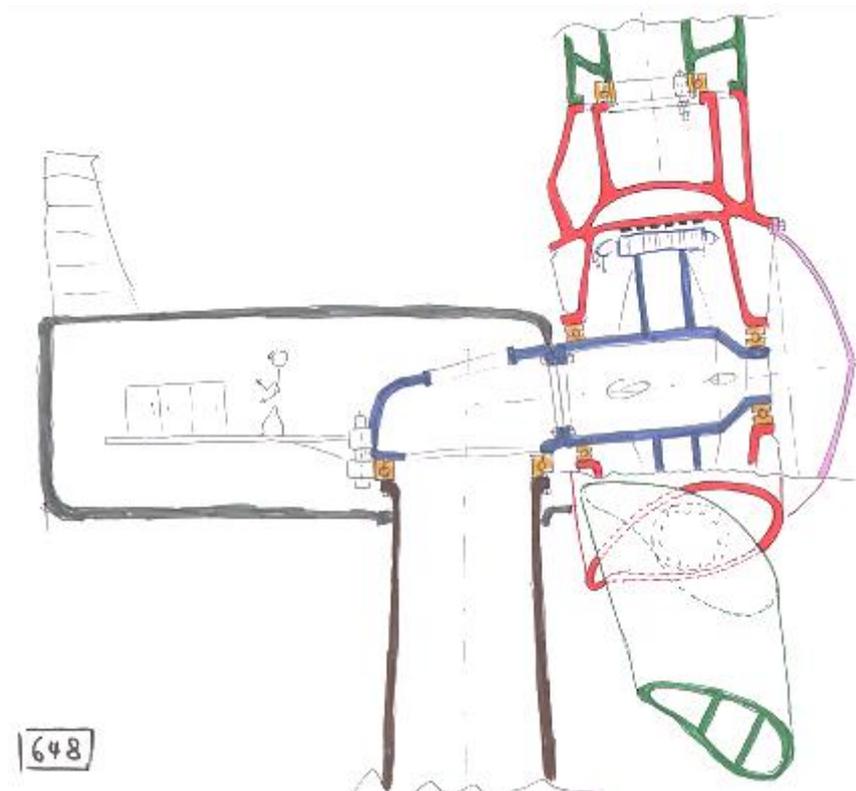


Abbildung 1: Konzeptskizze für Nabengenerator mit verlängertem Blattanschluss (Quelle: FGWE an der HTW Saarland)

Die Besonderheit liegt im Außenläufer-Vielpolgenerator, dessen Stator auf einer feststehenden Achse befestigt ist. Dieses Konzept hat sich z.B. bei Vensys/Goldwind Maschinen bewährt und wurde auch bei den neueren Siemens Direct-Drive Turbinen aufgegriffen.

Die Rotorblätter sind bei dem neuartigen Konzept jedoch im Gegensatz zu den oben aufgeführten Windenergieanlagen nicht auf einer Nabe angebracht, die vor dem Generator angeflanscht wird, sondern auf dem Außenläufer des Generators. Damit entfallen die Nabe und die Flanschverbindung zum Generatorläufer.

Ferner ist die Nabe um Rotorblattelemente radial erweitert, so dass der pitchbare Rotorblattenteil kürzer und die Belastungen auf das Pitchlager verringert werden. Diese Auslegung öffnet eine

Vielzahl von innovativen Möglichkeiten bei der Verwendung von alternativen Werkstoffen und dem Design der Rotorblatt-Pitchantriebe sowie bei der Auslegung von Sekundärsystemen wie z.B. der Kühlung. Außerdem erscheint eine solche Bauweise durch den gekapselten Generator und die erwartet geringe Turmkopfmasse besonders für Offshore-Einsatz geeignet.

Vergleiche bezüglich der Vor- und Nachteile dieses Konzepts gegenüber den heute marktüblichen Ausführungen sind inhärenter Teil des Vorhabens.

1.2 Voraussetzung, Planung und Ablauf des Vorhabens

Die fachliche Projektleitung wird von Herrn Prof. Dr.-Ing. Friedrich Klinger als Leiter der Forschungsgruppe Windenergie der Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes geleistet. Dabei wird er von einem Teilprojektleiter des Fraunhofer IWES unterstützt.

Die Forschungsgruppe Windenergie beschäftigt sich seit 1990 mit Direktantrieben und hat die wesentlichen Impulse für permanenterregte Außenläufermaschinen gegeben (Genesys, Vensys, Goldwind).

Die Forschungsgruppe Windenergie (FGWE) ist eine von vielen Forschungsgruppen des Institutes für Technologietransfer ([FITT gGmbH](#)) an der Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes ([htw-saar](#)).

Das Ziel der FITT gGmbH ist es, den Technologietransfer zwischen Wirtschaft und Wissenschaft in Kooperationsprojekten mit Unternehmen zu ermöglichen. Die FITT gGmbH übernimmt hierbei als gemeinnützige Institution die Projektkoordination und -abwicklung, die operative und technische Leitung hingegen verbleibt in der Forschungsgruppe Windenergie.

2010 hat die Forschungsgruppe Windenergie über die FITT gGmbH an der HTW des Saarlandes eine dementsprechende Projektskizze unter der Projektbezeichnung PT 41V5865 beim Projektträger Jülich eingereicht und wurde 2011 aufgefordert, einen Förderantrag zu stellen.

Nachdem eine Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik IWES auf dem Gebiet der Konzeptentwicklung innovativer Direktantriebe von beiden Seiten als zweckmäßig angesehen wurde, war eine gemeinsame Antragstellung für das Projekt Nabengenerator unter Federführung der FITT gGmbH ein logischer Schritt, die Forschungsaktivität zu bündeln.

Nach der Bewilligung des Forschungsvorhabens „Verbundprojekt: Leichtbau-Windturbine mit direktangetriebenem Nabengenerator“, Förderkennzeichen 0325423A, im September 2013 konnte mit der Projektlaufzeit im Oktober 2013 begonnen werden.

Im Februar 2015 wurde eine Umwidmung der Personalmittel von Pos. 0817 in Pos. 0812 beantragt, da im letzten Projektjahr mehr Mannmonate notwendig wurden, als im Antrag veranschlagt, so dass die beschäftigten Ingenieure bis zum Projektende eingesetzt werden. Durch die Umwidmung entsprach die Höhe der Personalmittel insgesamt weiterhin dem Zuwendungsbescheid.

Im August 2015 wurde eine kostenneutrale Verlängerung des Projektzeitraums bis 31.03.2016 erbeten, woraus sich auch ein neuer Mittelbedarf für 2015 und 2016 ergab.

1.3 Wissenschaftlicher und technischer Stand

Der Standard bei Windenergieanlagen während des vergangenen Jahrzehnts waren aufgelöste Triebstrangkonzepete mit mehrstufigen Getrieben, variabler Rotordrehzahl und doppelt-gespeisten Asynchrongeneratoren, vgl. **Abbildung 2**. Die Getriebe haben dabei mit drei bis vier Stufen relativ hohe Übersetzungsverhältnisse von bis zu 1:120, um schnell drehende Generatoren einsetzen zu können. Anlagen mit diesem Triebstrangkonzepet wurden von Vestas, Sinovel, GE Wind, Siemens und anderen gebaut.

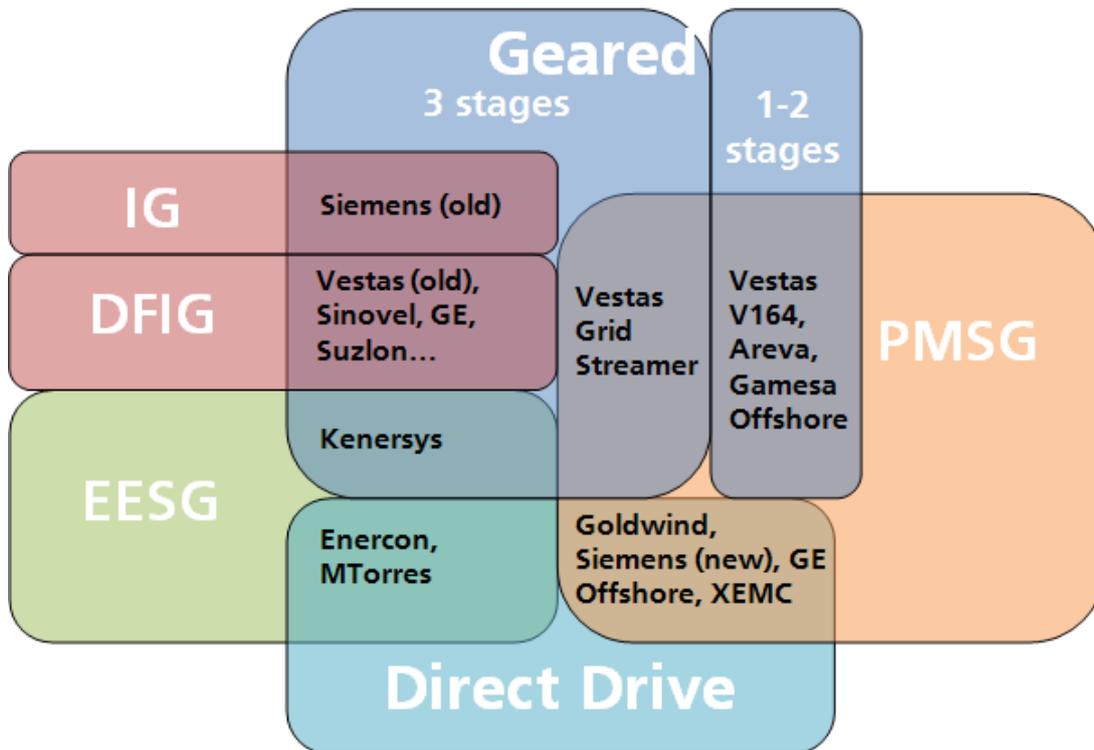


Abbildung 2: Darstellung der aktuell eingesetzten Triebstrangkonzepete (Quelle: Fraunhofer IWES)

- IG Induction Generator (Asynchrongenerator)
- DFIG Doubly-Fed Induction Generator (doppelt gespeister Asynchrongenerator)
- EESG Electrical Excited Synchronous Generator (elektrisch erregter Synchrongenerator)
- PMSG Permanent Magnet Synchronous Generator (Permanentmagnet Synchrongenerator)

Andere Anlagenhersteller setzten auf getriebe lose Triebstrangkonzepete, so entwickelte sich die Firma Enercon unter Verwendung eines langsam laufenden, elektrisch erregten Synchrongenerators zum Marktführer in Deutschland im Bereich der Onshore Anlagen.

Seit 2001 wurden von der Vensys Energy AG in enger Kooperation mit der Forschungsgruppe Windenergie an der HTW des Saarlands die getriebe lose Bauweise unter Verwendung eines langsam

laufenden Permanentmagnet-Synchrongenerators zur Serienreife gebracht. Diese Technik verwendet heute u.a. die Firma Goldwind, zurzeit einer der größten Windenergieanlagenhersteller weltweit. Auch der Hersteller Siemens setzt bei seinen aktuell modernsten Anlagendesigns auf dieses getriebelose Triebstrangdesign.

1.3.1 Windenergieanlagen mit doppelt gespeisten Asynchrongeneratoren

Abbildung 3 zeigt dieses aufgelöste Triebstrangkonzzept beispielhaft an einer Anlage des WEA-Herstellers Vestas. Eine derartige Anlage besteht aus einem Rotor mit Rotorblättern und Nabe (3), einer Hauptwelle (4), einem oder zwei Hauptlagern (14), einem Getriebe (6), einer schnell drehenden Welle (18) und einem doppelt gespeisten Asynchrongenerator (19). Außerdem enthält eine solche Anlage noch einen Umrichter und weitere elektrische Subsysteme.



Abbildung 3: WEA mit aufgelöstem Triebstrang und doppelt gespeistem Asynchrongenerator (Quelle: Vestas V90)

Das Umrichterkonzept und die Leistungselektronik einer solchen Anlage sind in **Abbildung 4** dargestellt. Das Umrichterkonzept zeichnet sich dadurch aus, dass der Stator direkt mit dem Netz verbunden ist, ein Teil (20-30 %) der mit einer entsprechenden Frequenz den Rotor speist, so dass eine variable Rotordrehzahl von $\pm 10\%$ der Generatorenendrehzahl möglich wird.

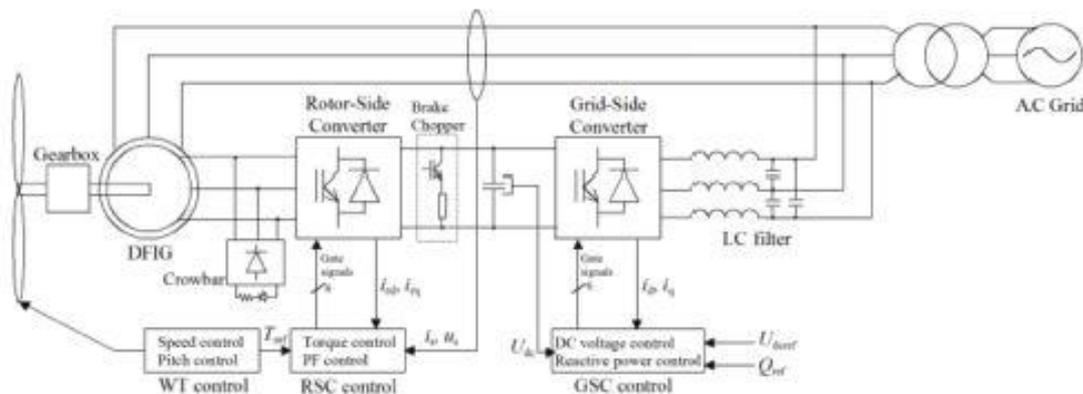


Abbildung 4: Umrichterkonzept für einen doppelt gespeistem Asynchrongenerator (Quelle: The Switch)

Trotz der langjährigen Erfahrung mit diesem Anlagendesign, bringt dieses Konzept aber eine Reihe von systeminhärenten Problemen mit sich.

Eine wichtige Fehlerursache bei Anlagen dieser Art ist die komplexe Eigendynamik des Antriebsstranges. Durch eine Vielzahl mechanischer Komponenten treten diverse parasitäre Kräfte und Momente auf, die zusammen ein Mehrfaches der Kräfte und Momente betragen können, die aerodynamisch und mechanisch zur Energieerzeugung notwendig sind.

Diese Kräfte und Momente und die mangelnde Kommunikation zwischen Komponenten- und Anlagenherstellern haben in der Vergangenheit vielfach zu Triebstrang- und Getriebeproblemen bis hin zu Ausfällen geführt.

Ein weiteres Problem mit Anlagen dieser Bauart ist die Notwendigkeit für relativ aufwendige Regelungstechnik um die gewünschte Fault-Ride-Through-Charakteristik zu erreichen. Die „Fault-Ride-Through Capability“ beschreibt die Fähigkeit einer Windkraftanlage mit Netzstörungen und -fehlern umzugehen ohne abschalten zu müssen. Diese Fähigkeit gewinnt mit stark zunehmender Nutzung und Einspeisung von Windenergie ins öffentliche Netz an Bedeutung, um beim Auftreten derartiger Störungen die Stabilität des Übertragungsnetzes und somit die Versorgungssicherheit zu bewahren.

1.3.2 Anlagen mit Permanentmagnetsynchrongeneratoren

Aufgrund der oben genannten komplexen Herausforderungen bei Windenergieanlagen mit mehrstufigen Getrieben und doppelt gespeisten Asynchrongeneratoren, speziell bei großen Turbinenleistungen (>3 MW), haben diverse Windenergieanlagenhersteller in den vergangenen Jahren Anlagen entwickelt, die von diesem „klassischen“ Konzept abweichen.

So haben eine Reihe von Herstellern Anlagen mit integrierten Antriebssträngen und lediglich ein oder zwei Getriebestufen entwickelt. Das Extrem in dieser Hinsicht bilden zurzeit die bereits einleitend genannten getriebelosen Anlagendesigns.

Anlagen mit ein- oder zweistufigen Getrieben bezeichnet man auch als Hybridanlagen, sie haben einen Generator der mittelschnell dreht. Getriebelose Anlagen hingegen benötigen einen langsam drehenden Generator, da dieser direkt mit dem Rotor der Windenergieanlage gekoppelt ist.

Eine ausgeführte Hybridanlage ist in **Abbildung 5** dargestellt. Bei der gezeigten Anlage handelt es sich um eine Anlage, die durch das Rendsburger Ingenieurbüro Aerodyn entwickelt wurde und nun von Areva Wind in Bremerhaven und WinWind in Finnland eingeführt wurde. Auf der linken Seite der **Abbildung 5** ist das Hauptlager zu erkennen, welches in das zweistufige Getriebe integriert wurde. Durch Integration des Generators in das Getriebegehäuse konnte ein sehr kompaktes Design verwirklicht werden (SCD – Super Compact Drive).

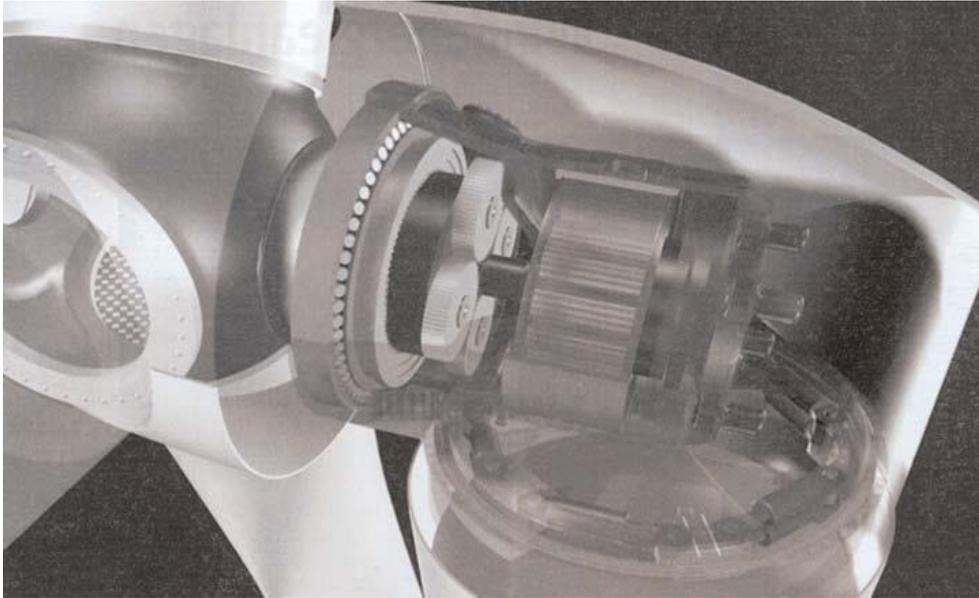


Abbildung 5: Hybridanlage Multibrid-konzept von Areva Wind (Quelle: Multibrid)

Getriebelose Anlagendesigns, speziell für offshore-Anwendungen, werden aktuell von vielen großen Anlagenherstellern angeboten. Dazu gehören z.B. Siemens, Goldwind, XEMC, Alstom und GE Wind. Wenige Hersteller setzen jedoch ausschließlich auf dieses Designkonzept (z.B. Goldwind).

Die auch mit „Direct-Drive“ bezeichneten Anlagentriebstränge weisen, wie in **Abbildung 6** dargestellt, systembedingt einen sehr einfachen Aufbau auf. Beim Standardkonzept für getriebelose Anlagen ist die Nabe (3) direkt mit dem Läufer des Generators (5) verbunden. Rotor und Generatorläufer benötigen bei einer derartigen Anlage nur ein Hauptlager, welches auf einer Achse (6) sitzt. Dieser Anlagenaufbau kann als sehr weit integriert bezeichnet werden.

Durch das einfache und systemimmanent mechanisch steife Antriebstrangkonzept ist die Eigendynamik des Antriebstranges vergleichsweise simpel und parasitäre Kräfte durch die strömungstechnischen Energiewandlungsprozesse am Rotor sind leichter zu beherrschen als beim aufgelösten Triebstrangdesign.

Beachtet werden müssen jedoch neuartige Anregungen und Belastungen, welche sich bis heute jedoch noch nicht als stark begrenzende Phänomene erwiesen haben (z.B. Generator-Cogging). Festzuhalten bleibt der vergleichsweise geringe Erfahrungshorizont mit dem Design und dem Betrieb großer getriebeloser Anlagen (>3 MW) mit Permanentmagnet Synchrongeneratoren hinsichtlich ihrer Zuverlässigkeit und Lebensdauer.

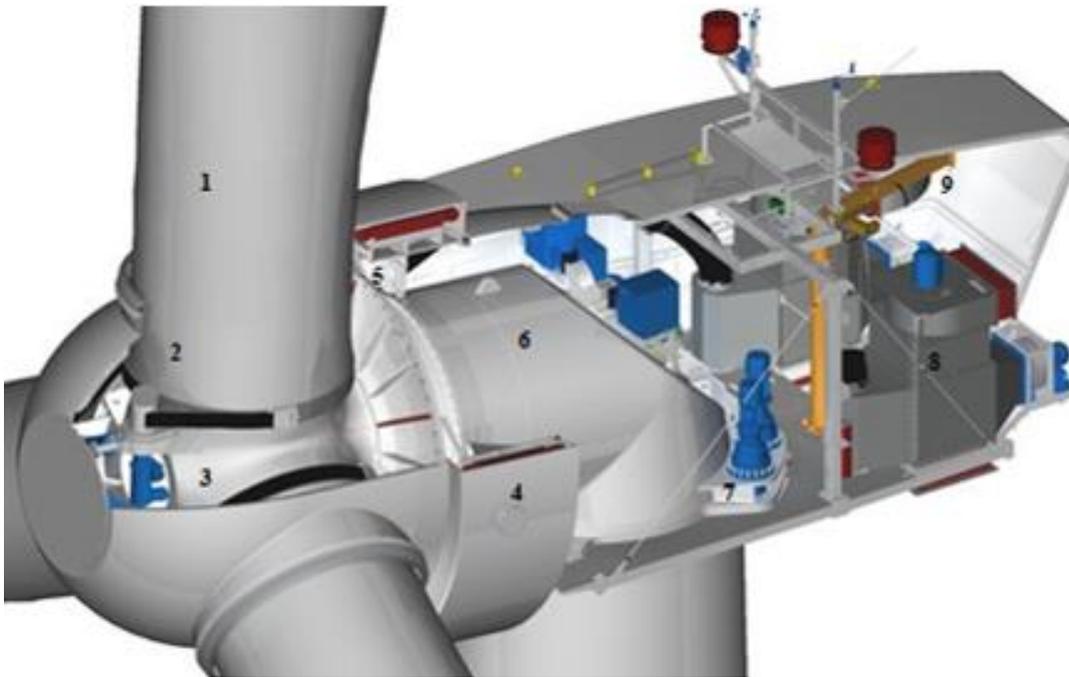


Abbildung 6: Getriebelose Windenergieanlage von Vensys und Goldwind (Quelle: Goldwind)

Als genereller Trend ist den aktuellen Neuentwicklungen gemein, dass sie anstelle von doppelt gespeisten Asynchrongeneratoren vermehrt, unabhängig von der Anzahl der integrierten Getriebestufen, Permanentmagnet-Synchrongeneratoren (PMSG) verwenden.

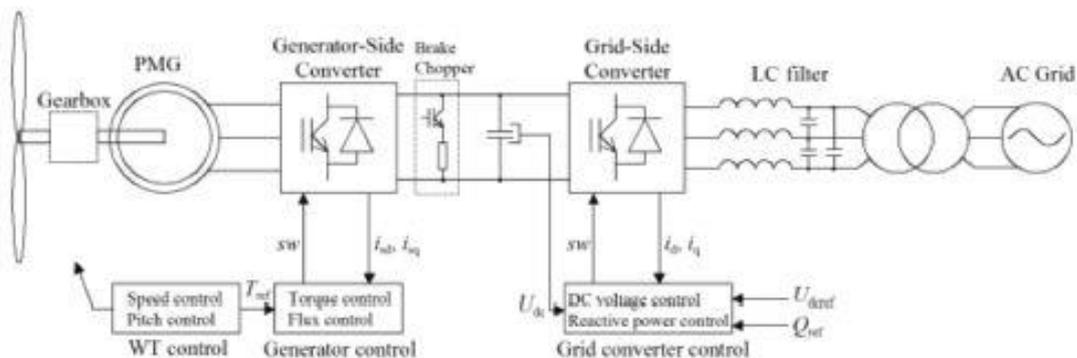


Abbildung 7: Umrichterkonzept einer WEA mit Permanentmagnet-Synchrongenerator (Quelle: The Switch)

Dies führt zu der in **Abbildung 7** dargestellten Umrichtertopologie. Hierbei kommen überwiegend Bipolartransistoren mit isolierter Gate Elektrode (IGBT) auf Nieder- oder Mittelspannungslevel zum Einsatz, die Umrichter sind auf die Anlagennennleistung hin zu bemessen (Vollumrichter).

Gegenüber dem Nachteil der höheren Umrichterkosten zeigt sich jedoch der Vorteil einer sehr guten Netzverträglichkeit und eines sehr guten Fault-Ride-Through Verhaltens.

Als weiterer Vorteil von getriebelosen Windturbinen mit Permanentmagnet-Synchrongeneratoren erweist sich das Potential für einen vergleichsweise hohen Triebstrangwirkungsgrad dieser Anlagen. **Abbildung 8** zeigt eine Übersicht über die Wirkungsgrade verschiedener Triebstrangvarianten. Es ist erkennbar, dass der Triebstrangwirkungsgrad im gesamten Anlagenbetriebsbereich bei einer getriebelosen PMSG Anlage, in **Abbildung 8** als „direct + PM“ bezeichnet, unter vergleichbaren Auslegungskriterien am höchsten ist.

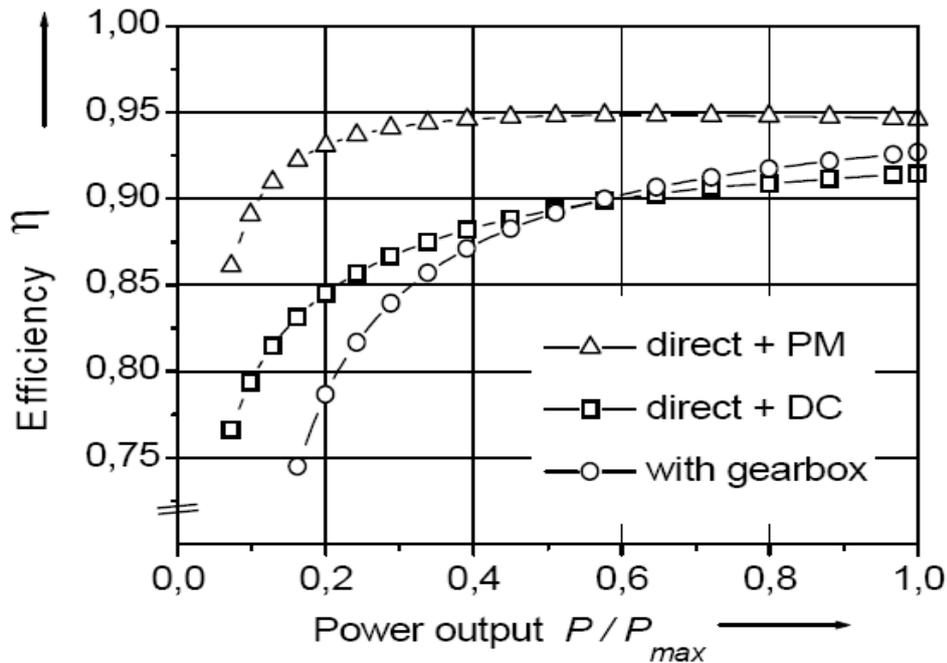


Abbildung 8: Errechnete Generatorwirkungsgrade für Windenergieanlagen (Quelle: Stephan Jöckel, TU Darmstadt)

Neben den oben aufgeführten Entwicklungen und Entwicklungstendenzen für Generatoren mit Permanentmagneten gibt es noch weitere Anlagen und Anlagenhersteller mit alternativen Technologien für getriebelose Anlagen. Besonders hervorzuheben ist hierbei der bekannte deutsche Hersteller Enercon, der seit mehreren Jahrzehnten getriebelose Anlagen mit elektrisch erregten Synchrongeneratoren herstellt.

Zurzeit gibt es jedoch seitens Enercon weder offizielle Bestrebungen noch sichtbare Aktivitäten in Richtung von speziellen Offshore-Anlagenentwicklungen.

Dieser Triebstrangtyp, in **Abbildung 8** als „direct + DC“ bezeichnet, besitzt jedoch im für die Anlagen relevanten Betriebsbereich einen niedrigeren Wirkungsgrad als getriebelose PMSG Anlagen, da Energie für die elektrische Erregung benötigt wird.

Ein weiterer Nachteil derzeitiger Anlagen mit elektrisch erregten Synchrongeneratoren in „Direct-Drive“-Ausführung sind die vergleichsweise großen Generatorabmessungen und die daraus resultierenden hohen Gondelgewichte.

1.4 Benutzte Verfahren, Konstruktionen und Schutzrechte

Es wurden keinerlei Konstruktionen, Verfahren oder Schutzrechte Dritter benutzt. Bei der Machbarkeitsstudie wurden eigene Konstruktionen verwendet.

Es besteht eine Anmeldung EP 1 394 406 B1, „Getriebelose Windturbine mit Vielpolgenerator“, aus dem Jahr 2003 von Erfinder Prof. Dr.-Ing. Friedrich Klinger, Veröffentlichung 2014.

1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Verbundpartner: Fraunhofer IWES Nordwest

Das Fraunhofer-Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik IWES, auch in der Kurzbezeichnung „Fraunhofer IWES“ genannt, ist eine Einrichtung der Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V. (FhG).

Das [Fraunhofer IWES Nordwest](#) sichert Investitionen in technologische Weiterentwicklungen im Bereich der Windenergie durch Validierung ab, verkürzt Innovationszyklen, beschleunigt Zertifizierungsvorgänge und erhöht die Planungssicherheit durch innovative Messmethoden im Bereich der Windenergie.

Es verfügt über einzigartige Prüfstände, Messinfrastruktur und Labore.

Die Kombination einer weltweit einmaligen Prüfinfrastruktur mit Methodenkompetenz zeichnet das IWES Nordwest als Forschungspartner für Unternehmen in aller Welt aus. Darüber hinaus hat das Fraunhofer IWES Nordwest langjährige Erfahrung bei der Konzeption von Steuerung für Windenergieanlagen und befasst sich intensiv mit dem elektrischen und mechanischen Teil des Triebstrangs von Windturbinen.

WINDnovation Engineering Solutions GmbH

Ein kritisches Strömungsverhalten an der neuartigen Nabe und Blättern sowie der diskontinuierliche Profilverlauf mit Profilsprung bei verstellten Blättern, lassen die Zusammenarbeit mit einem sehr erfahrenen Designbüro für Rotorblätter hier sinnvoll erscheinen und sichern die spätere Verwertbarkeit des Designs.

WINDnovation Engineering Solutions GmbH wurde im November 2007 gegründet. Die Gründer sind eine Gruppe erfahrener Ingenieure, die seit vielen Jahren in der Windenergie aktiv sind.

WINDnovation unterstützt seine Kunden aus aller Welt durch die effiziente Erarbeitung angepasster ingenieurtechnischer Lösungen. Mit einem Schwerpunkt auf der Entwicklung von Rotorblättern für Windturbinen, arbeiten die Ingenieure von WINDnovation auch in den Bereichen Lastberechnung, Controllerentwicklung, Zertifizierungen und plant seinen Tätigkeitsbereich auf die Entwicklung anderer Hauptkomponenten und Systemintegration auszuweiten.

WINDnovation kann durch seine umfassende Erfahrung bei der Auslegung von Rotorblättern aller Leistungsklassen sicherstellen, dass die Entwicklung der Rotorblattkontur (entscheidend für die aerodynamische Effizienz) und der Rotorblattstruktur (entscheidend für die strukturelle Sicherheit des Rotorblattes im gesamten Anlagenbetrieb) ohne nennenswerte Risiken durchgeführt werden kann.

Ernst Braun GmbH

Das IWES intern vorhandene theoretische Know-how bezüglich Generatorauslegungen soll durch externes anwendungsorientiertes Spezialwissen optimal ergänzt werden. Die Dr.-Ing. Ernst Braun

GmbH ist deutschlandweit der erfahrenste, OEM unabhängige Dienstleister im Bereich der Auslegung elektrischer Maschinen.

Die Dr.-Ing. Ernst Braun GmbH entwickelt rotierende elektrische Maschinen für mittelständische Betriebe und namhafte Weltfirmen. Ziel ihrer Auslegungen ist ein optimal angepasstes Betriebsverhalten unter Einbeziehung neuester Entwicklungstrends.

Das Leistungsspektrum umfasst:

- Elektrische Berechnung
- Mechanische Konstruktion
- Prüfung Elektrischer Maschinen
- FEM-Berechnung
- Fertigungsberatung
- Prototypenbau

Thoni Alutec GmbH

Die Firma Thoni Alutec GmbH ist Hersteller hochwertiger Aluminium-Gussteile. Ein Ziel dieser Entwicklung ist extremer Leichtbau, dazu sollen großformatige Aluminium-Gussteile mit in Betracht gezogen werden. So war die Zusammenarbeit mit einem Hersteller sinnvoll, der als Zulieferer von komplexen Bauteilen für die zivile und militärische Luftfahrt sowie für Schienen- und Straßenfahrzeuge Erfahrung hat. Dort wurde die Herstellung von Nabenbauteilen des Generators im Modellmaßstab in Auftrag gegeben, die für Betriebsfestigkeitsversuche und für Kühlversuche zur Verfügung standen.

Diese Teile sollen auch zu Demonstrationszwecken genutzt werden, um potentielle Turbinenhersteller anzusprechen, und diese auf technischen Konferenzen oder Messen zu zeigen. Dies ist auch deshalb notwendig, da in der Windbranche die Verwendung von Aluminiumlegierungen bei tragenden Bauteilen wenig beachtet wurde.

Rothe Erde GmbH

Die Firma Rothe Erde besitzt eine sehr große Kompetenz als Großlagerhersteller. Durch Zusammenarbeit mit diesem Hersteller soll die Verwertbarkeit der Ergebnisse für konkrete Produktentwicklungen sichergestellt werden.

2 Eingehende Darstellung des Vorhabens

2.1 Übersicht Anlagenkonzept

Im Vergleich zu herkömmlichen Turbinendesigns, entfällt hier die klassische Trennung zwischen Nabe, Antriebsstrang für die mechanische Kraftübertragung, Generator und Gondelstruktur. Bei diesem neuartigen Nabengeneratorkonzept verschmelzen diese klassischen Anlagenkomponenten zu einem hochintegrierten Triebstrang, welcher mit einer kleinstmöglichen Anzahl von Teilen verschiedene Funktionalitäten abbildet. Die Nabe und der Generatorläufer bilden eine Einheit, d.h. die übliche Flanschverbindung entfällt hier. Gleichzeitig besitzt die Nabe, wie bereits oben erläutert, mit ihrer Formgebung aerodynamische Eigenschaften eines Rotorblatteiles und bildet zugleich eine geschlossene Einheit um den gesamten Generator. Der gesamte Kraftfluss vom Rotor wird über die Nabenstruktur und die symmetrische Hauptlagerung in eine im Azimutlager abgestützte Achse abgeleitet.

Die folgenden Abbildungen zeigen Computeranimationen der Turbine des geplanten Nabengenerators.

Die Außenansicht von unten und von vorne in **Abbildung 9** und **Abbildung 10** zeigen die Nabe in dunkler Farbe mit den Rotorblattabschnitten, die Teil der Nabe sind. Dabei sind die Rotorblätter in Arbeitsstellung dargestellt.



Abbildung 9: Außenansicht der Turbine von unten



Abbildung 10: Außenansicht der Turbine von vorne

In **Abbildung 11** ist die obere Hälfte der Nabe und der Gondel entfernt, so dass der Stator des Generators sichtbar wird. Hier ist auch die, mit Kühlrippen versehene, Blattwurzel zu erkennen, die sich an das Rotorblatt anschmiegt.

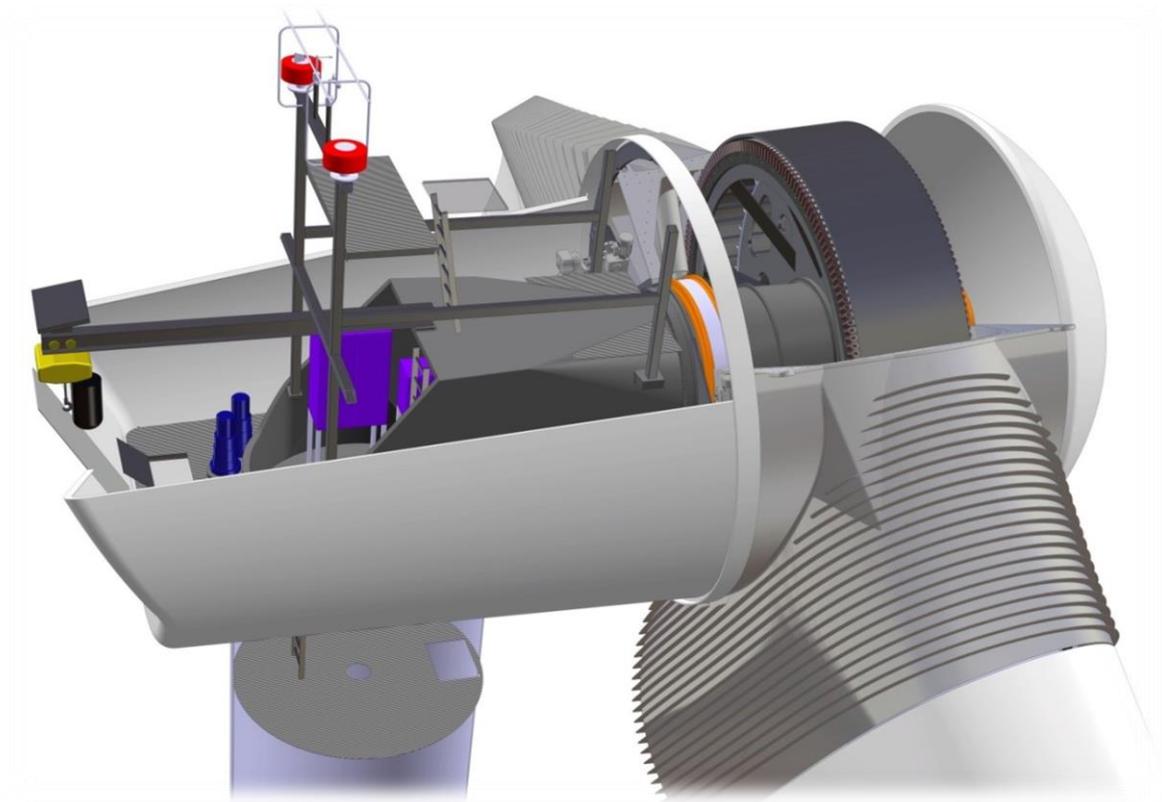


Abbildung 11: Ansicht von oben ins Innere der Turbine

Die Explosionsdarstellung in **Abbildung 12** lässt erkennen, dass die Nabe dreigeteilt ist und mit einem ungeteilten Trägerring für die Permanentmagnete drehfest verbunden ist. Auch das Gondelgehäuse ist dreigeteilt, der obere Teil mitsamt der Halterung mit den Außengeräten lässt sich für den Transport demontieren.

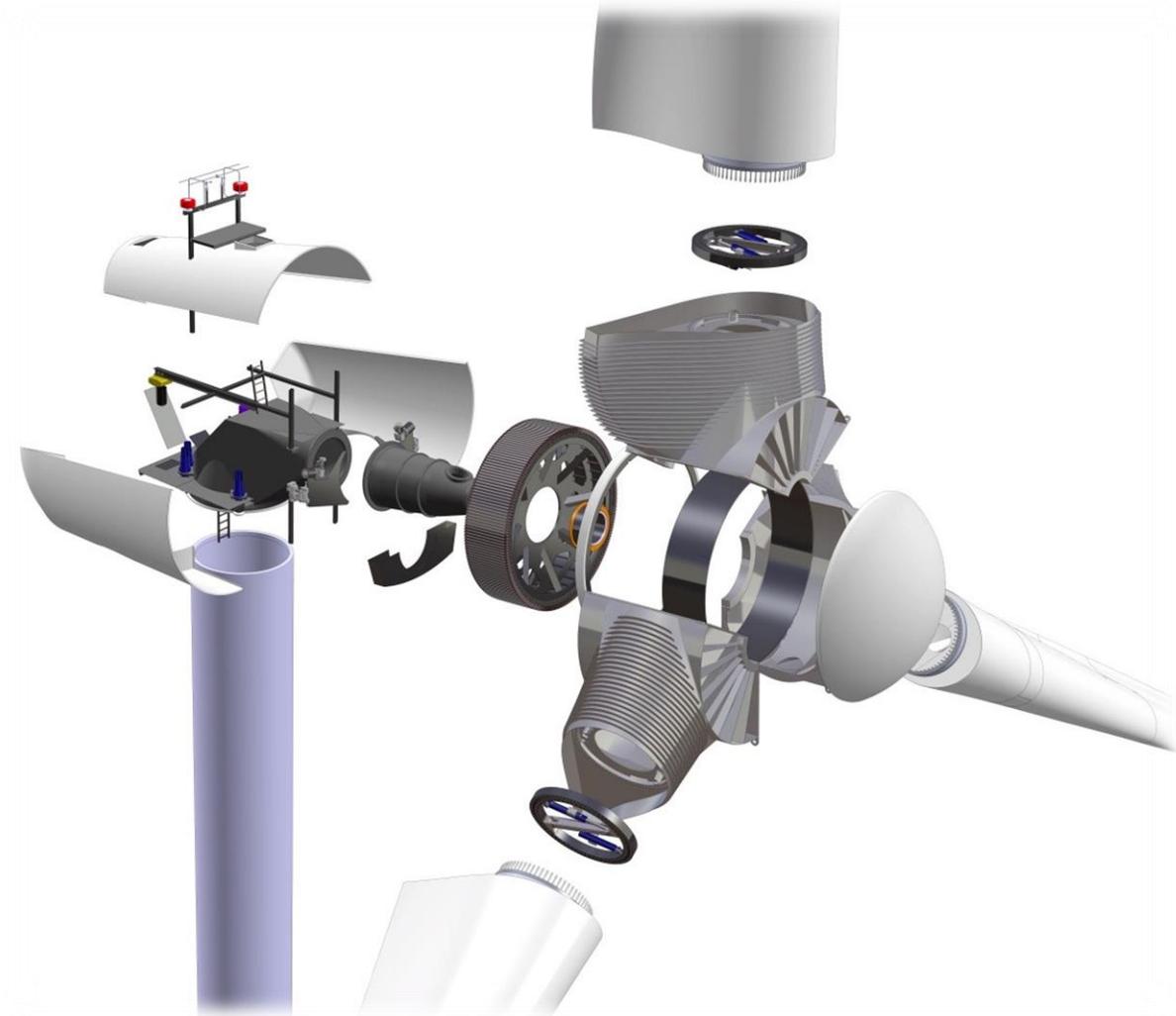


Abbildung 12: Explosionsdarstellung der Turbine

In dieser Darstellung sowie in **Abbildung 13** sind die Rotorblätter in die Fahnenstellung oder Parkposition gedreht, während in **Abbildung 14** die Rotorblätter in Arbeitsposition dargestellt sind.

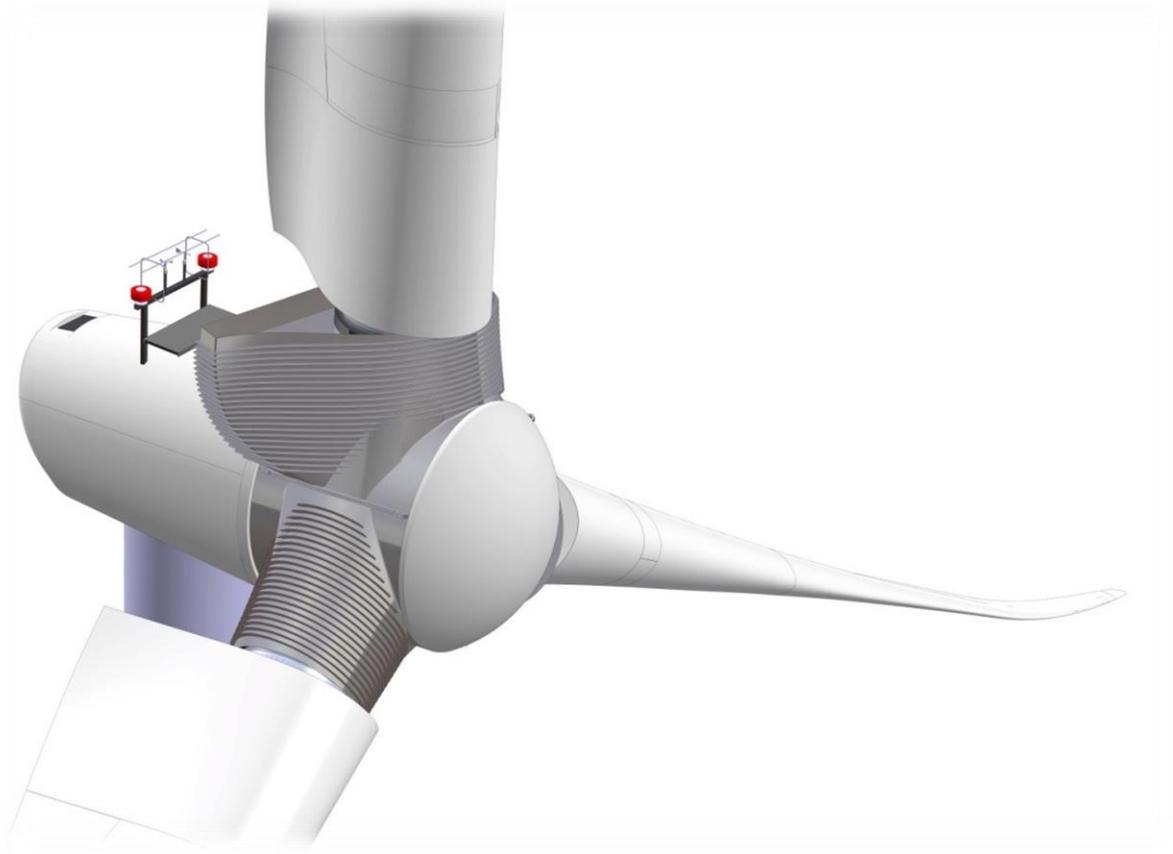


Abbildung 13: Außenansicht, Rotorblätter in Parkposition



Abbildung 14: Außenansicht, Rotorblätter in Arbeitsposition

2.1.1 Technische Daten

Allgemeine Daten

Bauart	Nabengenerator
Rotordurchmesser	120,9 m
Anzahl Rotorblätter	3
Nennleistung	3200 kW
Nennwindgeschwindigkeit	10,6 m/s
Blattspitzengeschwindigkeit	76 m/s
Cut-in Windgeschwindigkeit	3 m/s
Cut-out Windgeschwindigkeit	22 m/s
Lebensdauer	20 Jahre
Windklasse	IIIB
max. Außentemperatur	40 °C
Gesamtgewicht mit Rotor	167,62 t

Rotor

Fläche	11480 m ²
Rotorposition zum Turm	Luvläufer
Rotordrehrichtung (von vorne)	Uhrzeigersinn
Abstand Rotormitte zu Turmachse	5000 mm
Abstand Blattlager zu Nabenchse	4000 mm
Winkel Blattachse zu Rotorebene	3,5 °
Kippwinkel des Rotors	5 °
Material Rotornabe	Aluminium

Rotorblätter

Blattlänge	56,45 m
Vorbiegung	2000 mm
Durchmesser Bolzenkreis	2300 mm
Anzahl Bolzen M36	64
Gewicht eines Rotorblattes	13 t
Produktionsmethode	Vakuuminfusion
Material	GFK
Blitzschutz	Aluminiumrezeptoren
Rotorblattlager (Rothe Erde)	zweireihiges Vierpunktlager
Lageraußendurchmesser	2655 mm
Lagerhöhe	229 mm
Lagerschmierung	Fettschmierung
Rotorblattverstellung	hydraulisches Pitchsystem

Generator

Bauart	PMDD, Außenläufer
Wicklungssystem	Zahnspulen
Nennleistung	3430 kW
Spannung	747 V
Drehmoment	2730 kNm
Nenndrehzahl	12 rpm
Wirkungsgrad bei Nennleistung	93,51 %
Verluste Rotormagnete	9,84 kW
Verluste Rotoreisen	26,54 kW
Verluste Statorwicklung (bei 100°C)	160,98 kW

Verluste Statoreisen	25,15 kW
Generatorlänge	1200 mm
Generatöraußendurchmesser	5000 mm
Gewicht Aktivteile	30,23 t
Generatorkühlung	Ölkühlung mit integriertem Wärmetauscher

Gondel

Gewicht Gondel	33,48 t
Abstand Turmflansch zu Nabenmitte	2000 mm
max. Außendurchmesser Gondel	5200 mm
max. Länge Gondel	6970 mm
Material Gehäuse	GFK
Material Turmkopf	Stahlguss

Turm

Nabenhöhe	138 m
Länge Turm	136 m
Gewicht	1557 t
Bauart	Beton-Stahl Hybrid
Kopfdurchmesser	3000 mm
Fußdurchmesser	8400 mm

Umrichter

Position	Turmfuß
----------------	---------

Hauptlagerung

Prinzip	Fest-Los-Lagerung
Festlager	doppelreihiges Kegelrollenlager (SKF)
Loslager	Zylinderrollenlager (SKF)
Lagerabstand	3000 mm
Innendurchmesser Festlager	860 mm
Außendurchmesser Festlager	1120 mm
Innendurchmesser Loslager	1655 mm
Außendurchmesser Loslager	1950 mm

Azimutsystem

Prinzip	elektrisch
Anzahl Antriebe	6
Position Antriebe	Außenring
Azimutlager (Außenverzahnt)	zweireihiges Vierpunktlager
Anzahl Bremszangen	8

Rotorlock System

Rotorbremssystem (KTR)	elektromechanisch
Position Rotorbremse	hinter Generator
Bremsdurchmesser	4800 mm
Anzahl Bremszangen	2
max. Bremsmoment	6240 kNm
Rotorarretierungssystem (KTR)	elektromechanisch
Anzahl Rotorarretierung	2

2.1.2 Massenübersicht

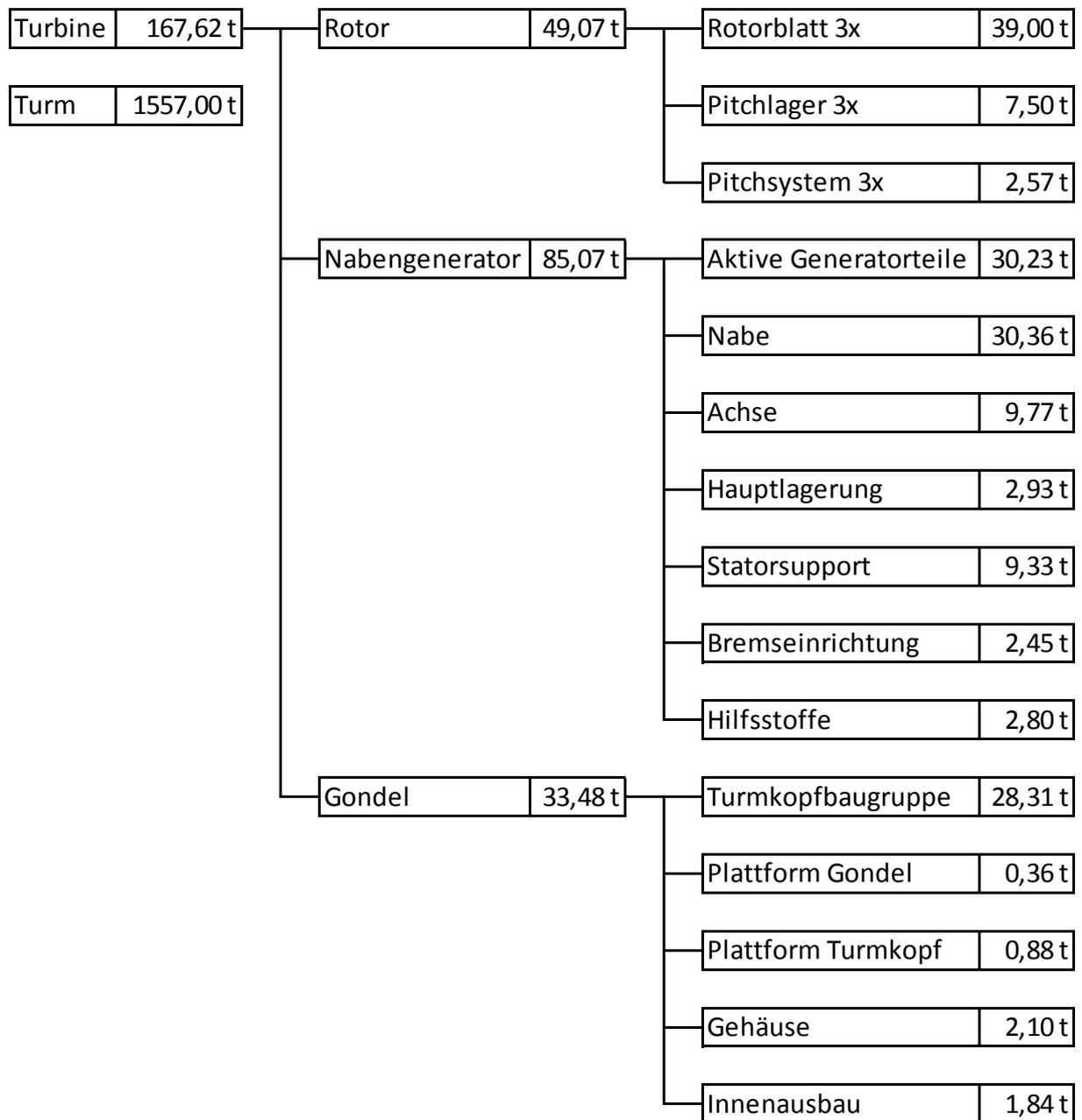


Abbildung 15: Übersicht der Massen der Turbine, Turmkopfmasse: 167,62 t

2.2 Durchgängig profiliertes Rotorblatt

Bei dem Konzept des Nabengenerators sitzen die Rotorblätter nicht auf einer vor dem Generator angebrachten Nabe, sondern direkt auf dem Generatorrotor, wodurch die Rotorblattanschlüsse von der Rotormitte aus weiter nach außen verschoben werden. Bei gleichbleibendem Rotordurchmesser verringert sich somit die Länge der Rotorblätter. Durch diese Kürzung der Rotorblätter sollen die Herstell- und Transportabmessungen sowie Gewichte des Rotorblattes reduziert werden. Ein feststehender Teil des Blattes wird zum Bestandteil des Generatorläufers und eignet sich für eine Ausführung in Aluminiumguss. Der äußere Teil des Blattes aus GFK wird dabei entsprechend verkürzt. Entscheidend ist jedoch, dass der Anschluss des Rotorblattes an die Nabe, also hier den Generator aerodynamisch optimiert wird.

Zusätzlich ergibt sich der Vorteil, dass die vergrößerte Blatattiefe im Nabenbereich nicht beim „Pitchen“ stört, weil dieser Teil des Rotorblattes Teil der Nabe ist und nicht mit gepitcht wird.

Der Rotorblatt-Designer WINDnovation Engineering Solutions GmbH übernahm die Aufgabe, ein bis zum wurzelseitigen Anschluss durchgängig profiliertes und aerodynamisch optimiertes Rotorblatt zu entwerfen. Basierend auf dem Referenzblatt WB588-3.0 wurden Modifikationen im Wurzelbereich bis zu einem Rotorradius von 15 m vorgenommen, wie in **Abbildung 16** dargestellt.

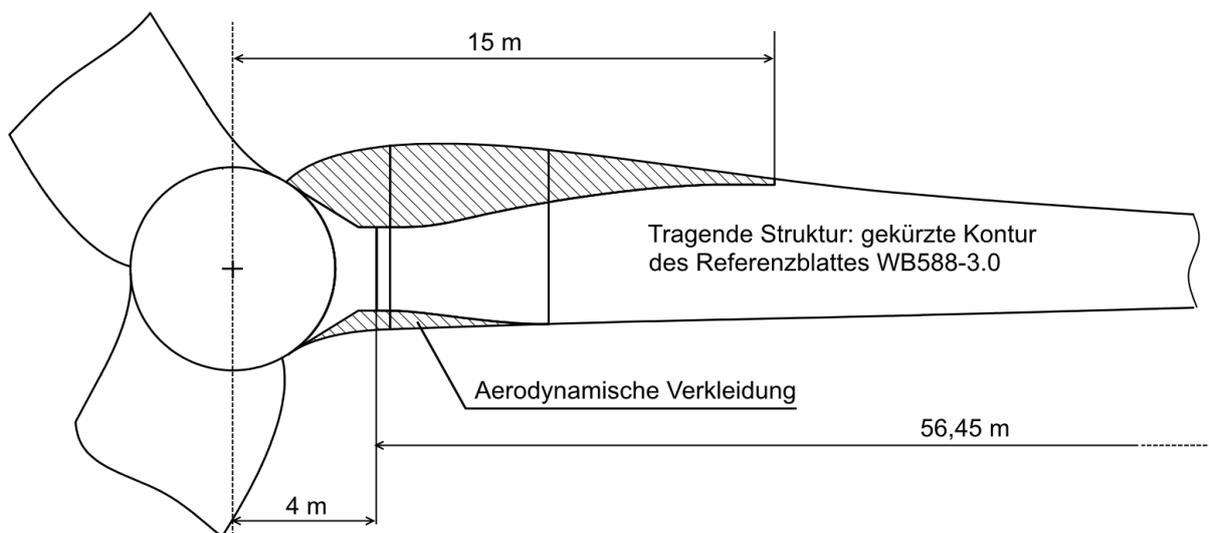


Abbildung 16: Aufteilung des Blattkörpers in Tragstruktur und Aerodynamische Verkleidung (Quelle: WINDnovation)

Die neue Rotorblattlänge des geänderten Rotorblattes WB588-FITT beträgt 56,45 m und ist damit um 2,35 m kürzer als das Referenzblatt WB588-3.0 mit 58,5 m Länge. Ursache ist der hier größere Nabenradius des Nabengenerators von 4 m, der um 2,35 m größer ist als eine herkömmliche vorgelagerte Kugelnabe. Der gesamte Rotordurchmesser bleibt mit 120,9 m also unverändert.

Um den Mehraufwand durch die Verkleidung des Blattkörpers zu begrenzen, wird diese in zwei Bereiche geteilt. Im äußeren Bereich wird das Profil der tragenden Struktur durch eine Hinterkantenverlängerung (1) weitergeführt, wie in **Abbildung 17** gezeigt.

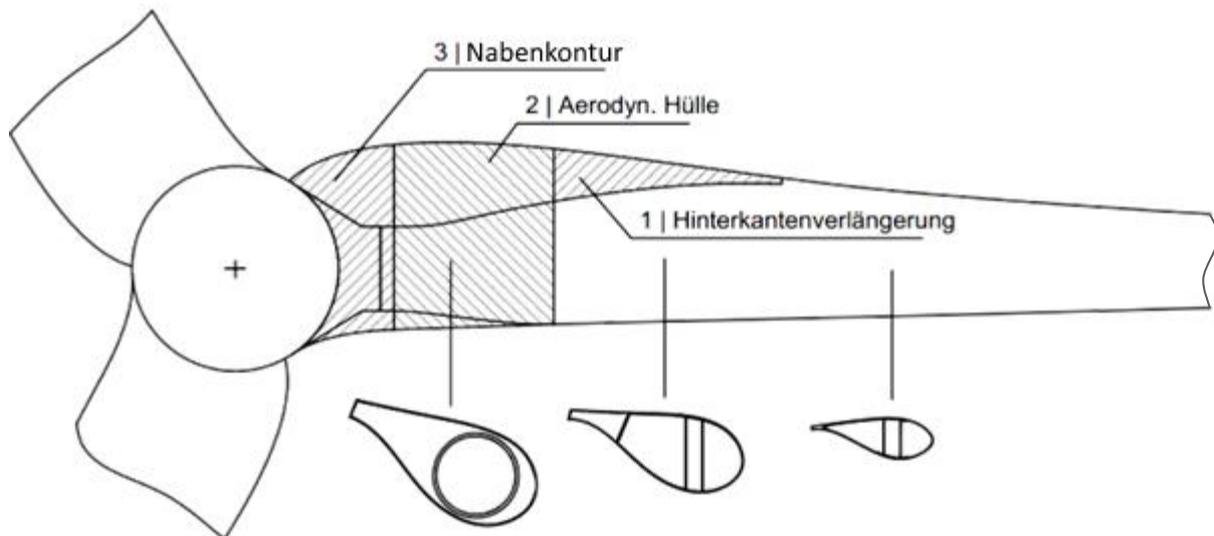


Abbildung 17: Aerodynamische Verkleidung des Rotorblatts (Quelle: WINDnovation)

Im wurzelnahen Bereich der Verkleidung wird die gesamte tragende Struktur von einer Vollverkleidung („aerodynamische Hülle“, 2) umfasst. Die Nabenkontur (3) führt die Profilierung des Rotorblattes bis auf das Nabengehäuse fort. Diese Kontur ist direkt an die Aluminiumgussnabe angegossen, wie in **Kapitel 2.4** gezeigt.

Weitere Bauteile sind eine Abschlussrippe, die den Anschluss der aerodynamischen Vollverkleidung mit dem Blattkörper realisiert und eine Rippe für den Übergang von Hinterkantenkasten auf Vollverkleidung, vergleiche **Abbildung 18**.

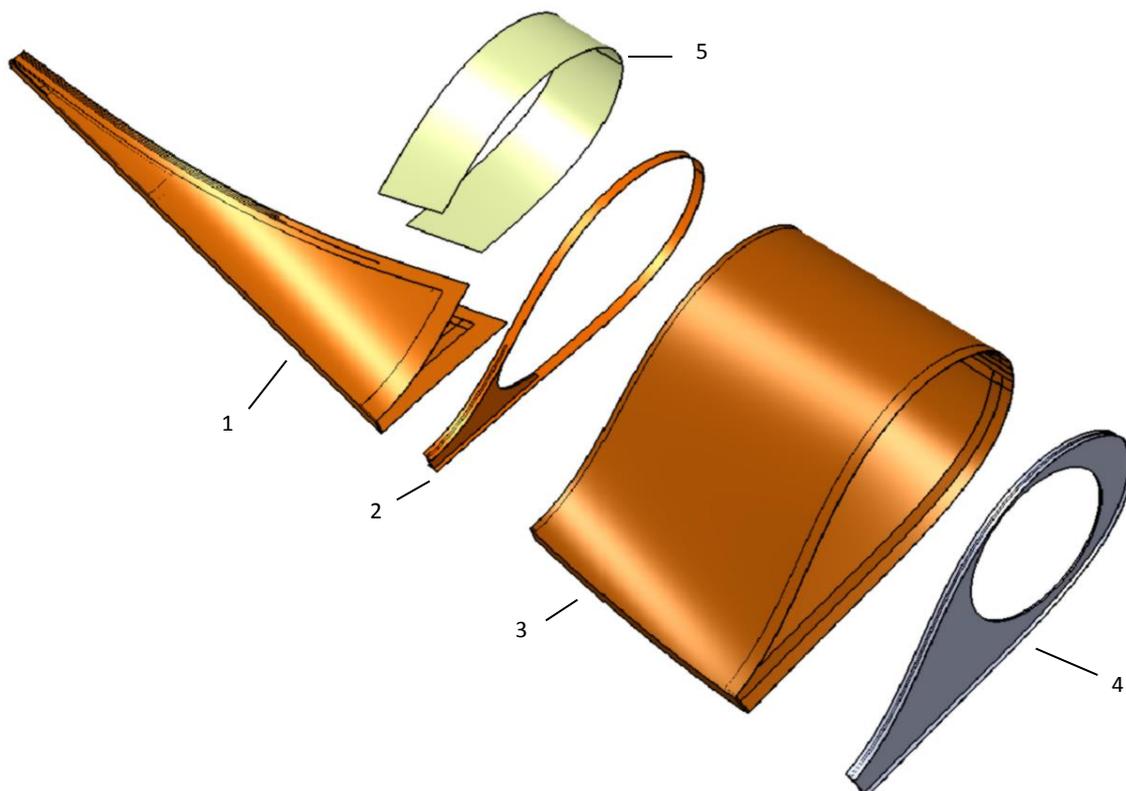


Abbildung 18: Bauteile der Aerodynamischen Verkleidung

In der folgenden **Tabelle 1** sind die Massen der einzelnen Bauteile summiert. Die gesamten Anbauteile wiegen gemäß der Strukturabschätzung etwa 1.045 kg, was immerhin etwa 8 % der gesamten Blattmasse ausmacht. Der relative Zuwachs des Massenträgheitsmoments ist verhältnismäßig klein, da sich die zusätzlichen Massen sehr wurzelnah befinden.

Tabelle 1: Zusatzmassen und –Massenträgheitsmoment aus der aerodynamischen Verkleidung des Wurzelbereichs

Pos.	Bauteil	Masse [kg]
1	Hinterkantenkasten	195
2	Übergangsrippe	55
3	Aerodynamische Hülle an der Blattwurzel	660
4	Abschlussrippe	135
Gesamt		1.045

Gesamtes zusätzliches Massenträgheitsmoment [kgm] | 4.470

Mit Hilfe dieser Anbauteile kann die gewünschte Profilierung des Wurzelbereichs unter Beibehaltung einer günstig geformten tragenden Struktur realisiert werden. Die Einbausituation der Anbauteile (hohe Belastungen und Verformungen in der tragenden Struktur) ist durch entsprechende Gestaltung berücksichtigt. Das technische Risiko der vorgeschlagenen Lösung wird als relativ gering eingeschätzt.

Der Zugewinn an Rotorleistung ist -verglichen mit anderen leistungssteigernden Maßnahmen – erheblich.

In **Abbildung 19** und **Abbildung 20** sind die Leistungsbeiwerte des Rotors für das Referenzblatt WB588-3.0 (schwarz/gestrichelt) und für das modifizierte Rotorblatt WB588-FITT (farbig/durchgezogen) über der Schnelllaufzahl dargestellt. Durch die Modifikation steigt der maximale Leistungsbeiwert von $c_{p_{max}} = 0,494$ auf 0,506. Die Berechnungen sind mit einem BEM-Code für gerade, ungestörte Anströmung ausgeführt.

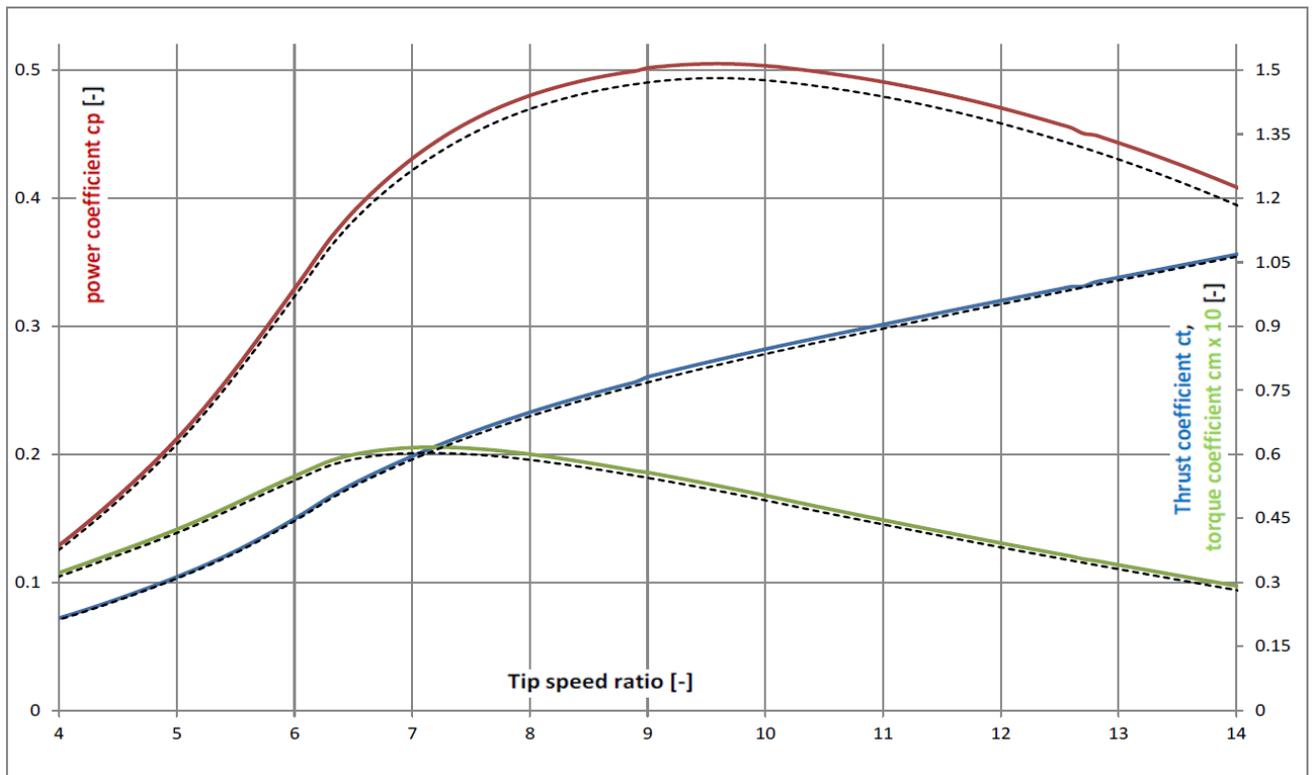


Abbildung 19: Leistungsbeiwerte des Rotors für das modifizierte Rotorblatt (durchgezogen) und für das Referenzblatt (gestrichelt) (Quelle: WINDnovation)

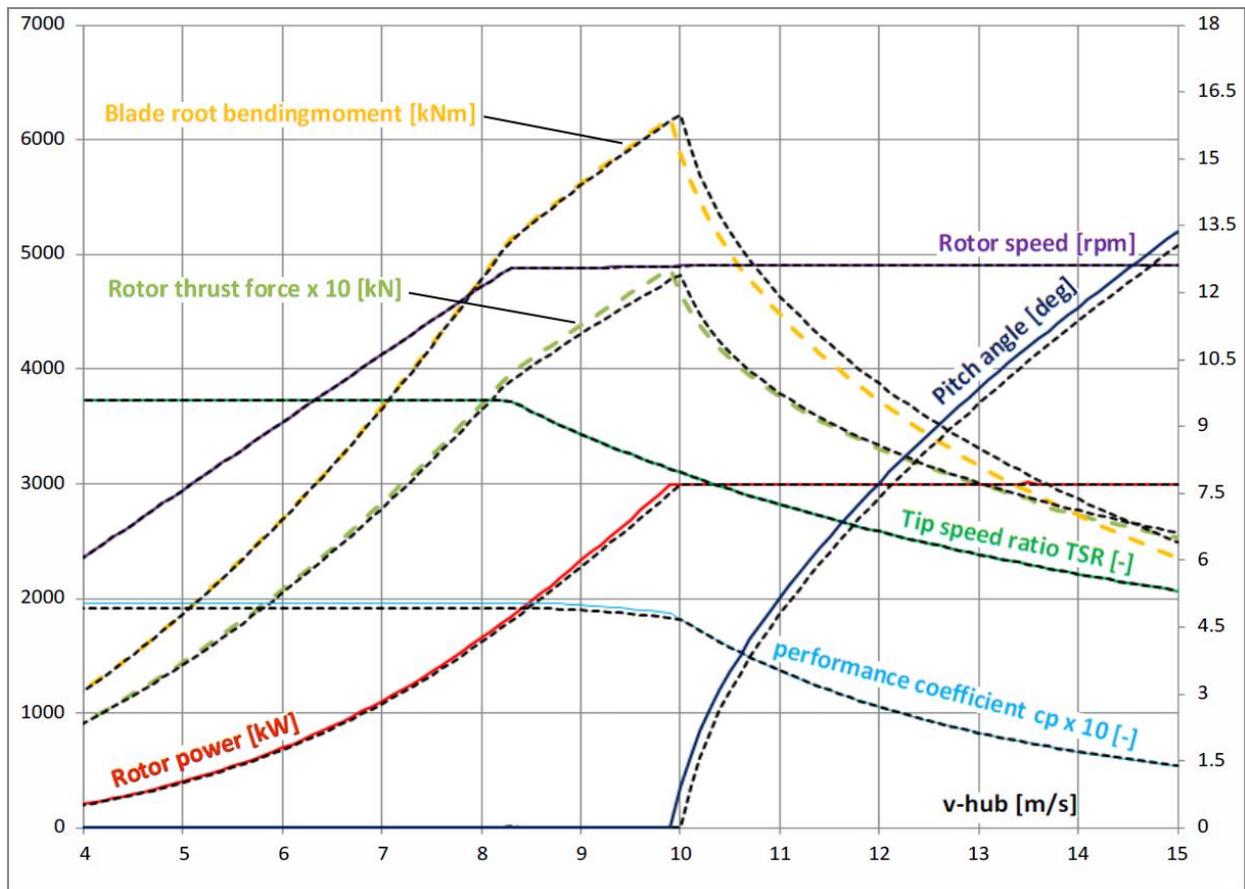


Abbildung 20: Stationäre Leistungskurve des Rotors für das modifizierte Rotorblatt (farbig/durchgezogen) und für das Referenzblatt (gestrichelt) (Quelle: WINDnovation)

2.3 Pitchsystem

Anfangs wurde eine Pitchverstellung mit Zahnriemen untersucht. Jedoch wurde zugunsten der Steifigkeit der Rotornabe der Flansch für das Blattlager geändert, so dass nun das Rotorblatt am Innenring und die Nabe am Außenring des Blattlagers befestigt sind. Somit entfällt die Möglichkeit des Einsatzes des vorher ausgearbeiteten Pitchsystems mit Zahnriemen. Für die Machbarkeitsstudie wurde als Alternative ein hydraulisches Pitchsystem mit zwei innerhalb des Blattlagers positionierten Verstellzylindern ausgelegt.

2.3.1 Aufgaben des Pitchsystems

Ein Pitchsystem überwacht und regelt den Anstellwinkel der Rotorblätter und steuert damit die Geschwindigkeit des Rotors. Bei geringeren Windgeschwindigkeiten sorgt der ideale Winkel von 0° für eine höhere Rotorgeschwindigkeit, bei höheren Windstärken reduziert die Pitchregelung die Last auf Rotorblätter und Struktur der Windenergieanlage. Darüber hinaus stellt das Pitchsystem die aerodynamische Bremse des Rotors dar, indem die Blätter auf Fahnenposition gefahren werden.

2.3.2 Auslegung des Pitchsystems

Nach der Auswahl geeigneter Blattlager wurde das Reibmoment für alle drei Rotorblätter mit jeweils zeitgleichen Lasten berechnet. Die Extremlasten stammen von Fraunhofer IWES. **Tabelle 2** zeigt die Daten des ausgewählten Blattlagers und die ausgewählten Lastfälle.

Tabelle 2: Kräfte und Momente an den Blattlagern

Daten Blattlager: Rothe Erde 092.60.2436_00.100414.d	
Außendurchmesser D_A	2.655 mm
Innendurchmesser D_I	2.174 mm
Laufkreisdurchmesser D_L	2.434 mm
Reibungskoeffizient μ (Typ KD600)	0,006
Lastfall: dlc1.1ntm14_seed6_yaw-8; Blade 1 Mz, Min	
Kippmoment M_K	10.657,00 kNm
aerodynamisches Moment M_Z (max)	-215,30 kNm
Axialkraft F_a (max)	524,40 kN
Radialkraft F_r (max)	408,30 kN
Reibmoment M_r (max)	155,85 kNm
Drehrichtung Rotorblatt	negativ, in Fahnenstellung
Maximales Moment M_{max}	371,15 kNm
Lastfall: dlc1.5eog22_glt5.25_az90_yaw8; Blade 3 Mz, Max	
Kippmoment M_K	8.954,00 kNm
aerodynamisches Moment M_Z (max)	118,70 kNm
Axialkraft F_a (max)	824,70 kN
Radialkraft F_r (max)	262,10 kN
Reibmoment M_r (max)	131,50 kNm
Drehrichtung Rotorblatt	positiv, in den Wind
Maximales Moment M_{max}	250,20 kNm

Das Reibmoment der Blattlager errechnet sich aus den Kräften und Momenten am Blattlager aus der Windbelastung und aus der Lagerreibung mit folgender Formel:

$$M_r = \frac{\mu}{2} (4,4 \cdot M_K + F_a \cdot D_L + 2,2 \cdot F_r \cdot D_L \cdot 1,73)$$

Unter Berücksichtigung der Drehrichtung des Pitchsystems zur Zeit des Lastfalls errechnet sich das Maximale Drehmoment M_{max} am Blattlager aus:

$$M_{max} = M_K \pm M_Z$$

Bei Drehung des Rotorblattes in Fahnenstellung, also aus dem Wind, muss das Pitchsystem ein maximales Drehmoment von 371 kNm überwinden, bei Drehung in den Wind muss ein maximales Drehmoment von 250 kNm überwunden werden.

Das Konzept des hydraulischen Pitchsystems ist in **Abbildung 21** gezeigt. Wegen den hohen Drehmomenten am Blattlager wurden zwei synchron arbeitende Hydraulikzylinder pro Rotorblatt verwendet.

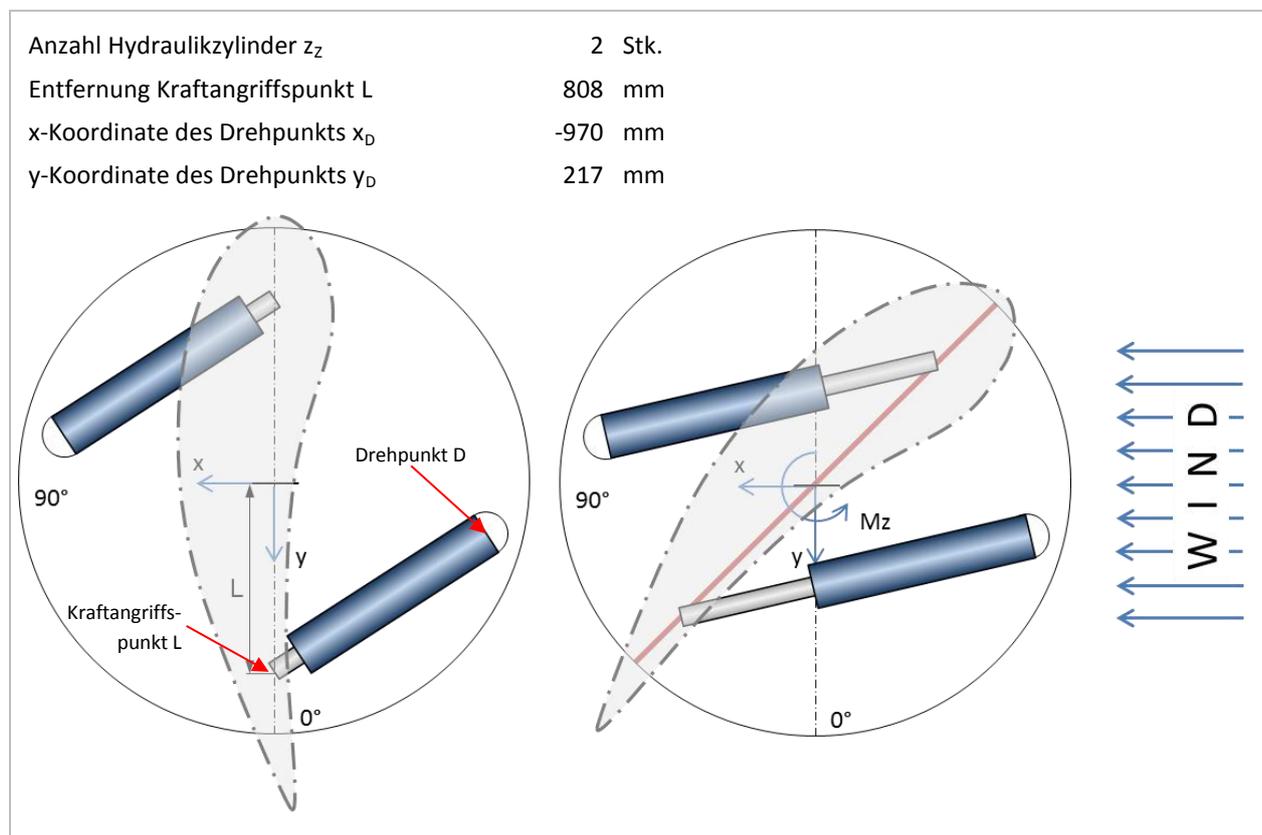


Abbildung 21: Aufbau und Konzept des hydraulischen Pitchsystems

Anhand der Position des Drehpunkts D und des Kraftangriffspunkts L der beiden Verstellzylinder wurden der erforderliche Zylinderhub und die erforderlichen Zylinderkräfte jedes Zylinders ermittelt, um die Rotorblätter in Fahnenstellung oder in Arbeitsstellung zu drehen.

Die Zylinder wurden innerhalb des Blattlagerinnenrings positioniert.

2.3.3 Komponenten des Pitchsystems

Die Komponenten des hydraulischen Pitchsystems sind in **Abbildung 22** dargestellt und werden im Folgenden eingehender erläutert.

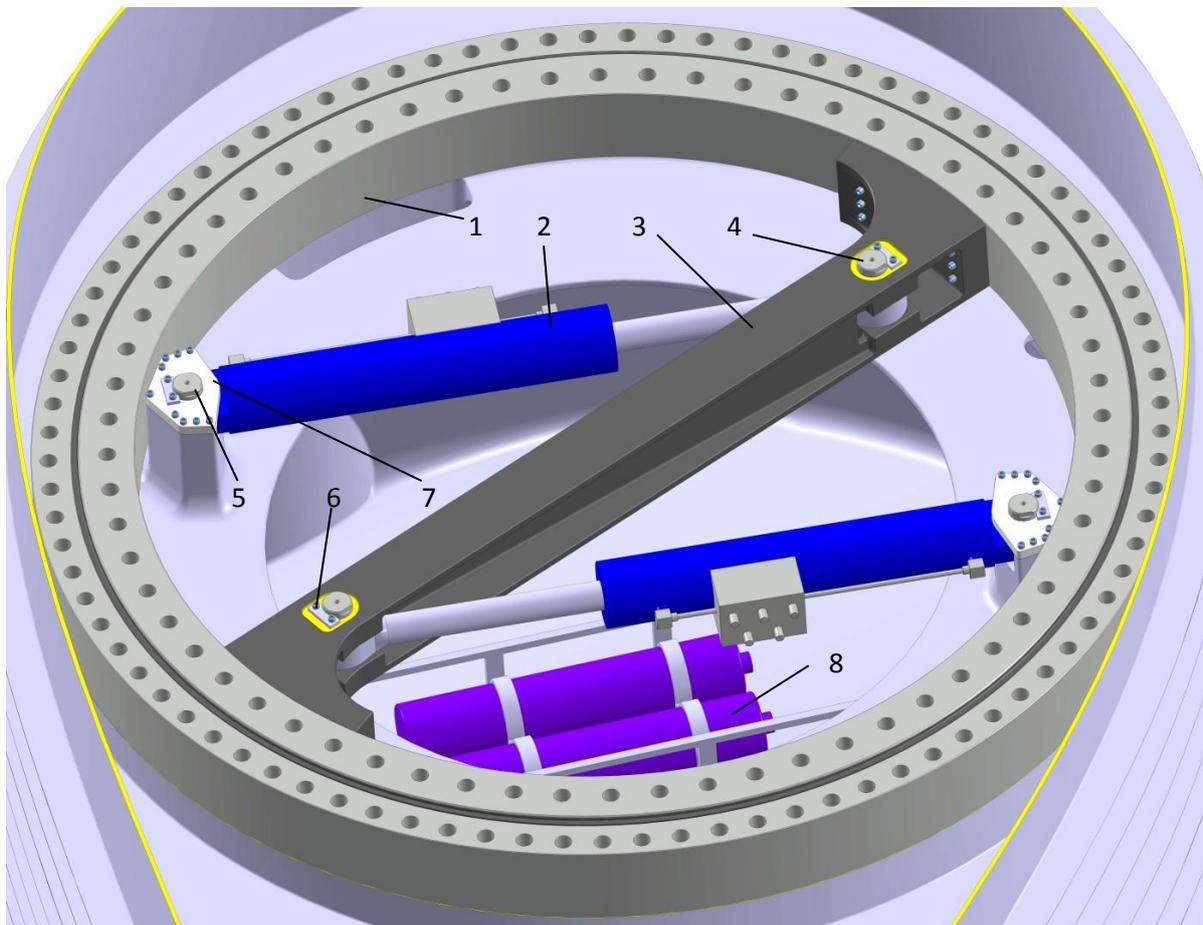


Abbildung 22: Komponenten des Pitchsystems mit Positionsnummern

Die Positionen der Stückliste in **Tabelle 3** entsprechen den Nummern in **Abbildung 22**. Das gesamte Pitchsystem für alle drei Rotorblätter wiegt ca. 10 t, woran die drei Blattlager mit je 2,5 t einen erheblichen Anteil haben.

Tabelle 3: Stückliste Pitchsystem pro Rotorblatt

Pos.	Bezeichnung	Stk.	Material/Typ	Masse [kg]
1	Rotorblattlager - Vierpunktlager	1	Rothe Erde 092.60.2436_00.100414.d	2.500
2	Hydraulikzylinder	2	CM250CHCH140/70x655HCBX	322
3	Pitch Steg	1	St	257
4	Bolzen Kolbenstange	2	St	14
5	Bolzen Zylinder	2	St	9
6	Bolzensicherung	4	St	1
7	Deckel der Schnittstelle Nabe	2	St	10
8	Hydraulikkolbenspeicher	2	St	163
	Verschraubungen, Kabel, Schläuche		St	80
	Gesamtmasse			3.355
	Gesamtmasse aller 3 Pitchsysteme			10.065

2.3.3.1 Blattlager



Abbildung 23: Blattlager (1) der Firma Rothe Erde mit Bohrungen zum Anschluss des Pitchsystems

Als Rotorblattlager wurde ein zweireihiges Vierpunktlager (1) der Firma Rothe Erde verwendet, das durch seine Bauart sowohl die radialen als auch die in hohem Maße eingebrachten axialen Lastkomponenten übertragen kann. Das Rotorblatt sitzt auf dem Innenring des Blattlagers mit einem Lochkreis von 2.300 mm, der Außenring ist an die Nabe geflanscht. Somit muss zum Verstellen der Rotorblätter der Innenring gedreht werden. Um die Linearbewegung der Hydraulikzylinder (2) auf das Blattlager zu übertragen muss der Pitchsteg (3) fest mit dem Innenring des Blattlagers verbunden werden. Hierzu werden an geeigneter Stelle Gewindelöcher in den Innenring des Lagers gebohrt, siehe **Abbildung 23**.

2.3.3.2 Pitchsteg

Der Pitchsteg (3) in **Abbildung 24** dient zum einen zur Übertragung der Linearbewegung des Zylinders auf den Innenring des Blattlagers, zum anderen verhindert der Steg die Verformung der Lagerringe und der Laufbahn durch die Belastung der beiden parallel geschalteten Zylinder.

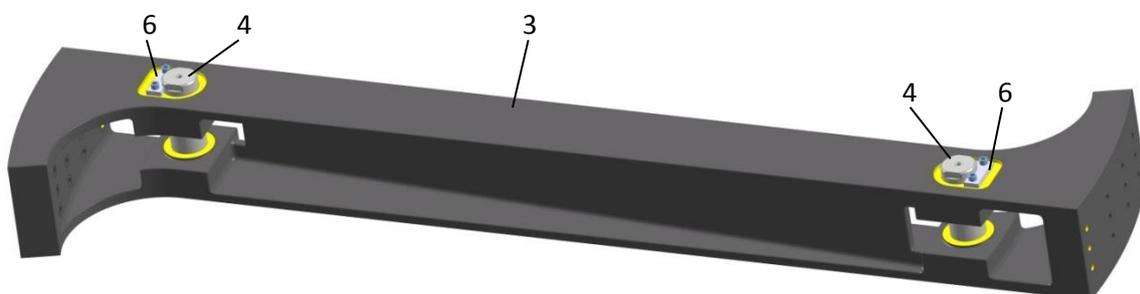


Abbildung 24: Pitchsteg mit Bolzen und Bolzensicherung

Abbildung 25 zeigt die Befestigung der Hydraulikzylinder am Pitchsteg. Die Kolbenstange des Hydraulikzylinders ist mit einem Gelenkkopf versehen. Dieser wird zwischen den entsprechenden

Bohrungen im Pitchsteg positioniert und mit einem Bolzen (4) fixiert. Der Bolzen wird mit der Bolzensicherung (6) am Steg montiert und so gegen axiale und radiale Bewegung gesichert.

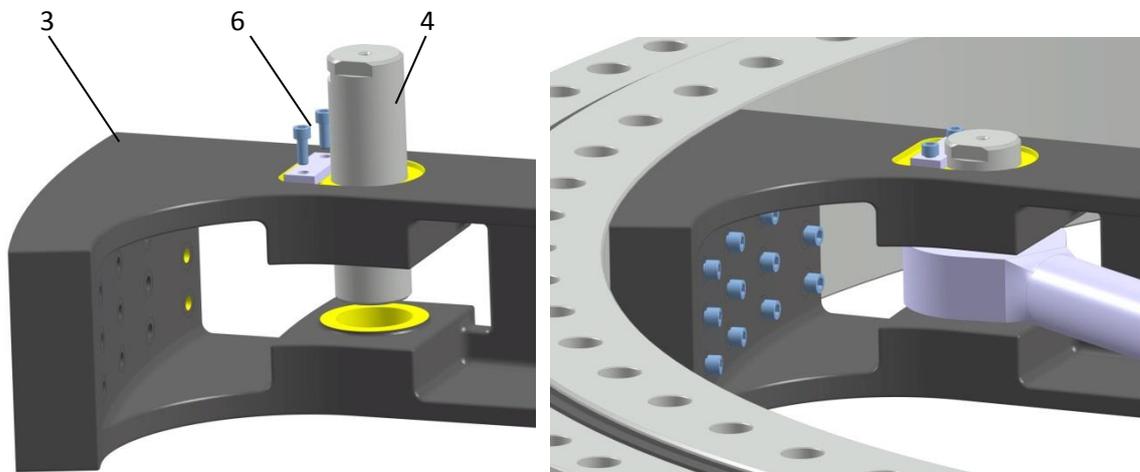


Abbildung 25: Befestigung der Zylinder am Pitchsteg und Montage im Blattlager

Der Pitchsteg wird im Innenring des Blattlagers positioniert und dort an beiden Enden angeflanscht.

2.3.3.3 Hydraulikzylinder

Die Kernkomponenten des Pitchsystems sind die beiden synchron arbeitenden Hydraulikzylinder (2). Der Hub des Kolbens wird in eine Schwenkbewegung des Blattlagerrings mit angeschlossenem Rotorblatt umgesetzt. Die Größe des Blattlagerrings lässt gerade noch den erforderlichen Hub für eine 90°-Schwenkbewegung zu, was eine Positionierung des Pitchsystems innerhalb des Blattlagers ermöglicht.

In dieser Konstruktion wurden Hydraulikzylinder der Firma Hydratech Industries verwendet mit Gelenklagern auf Kolben- und Stangenseite. **Abbildung 26** zeigt die Spezifikationen des Zylinders.

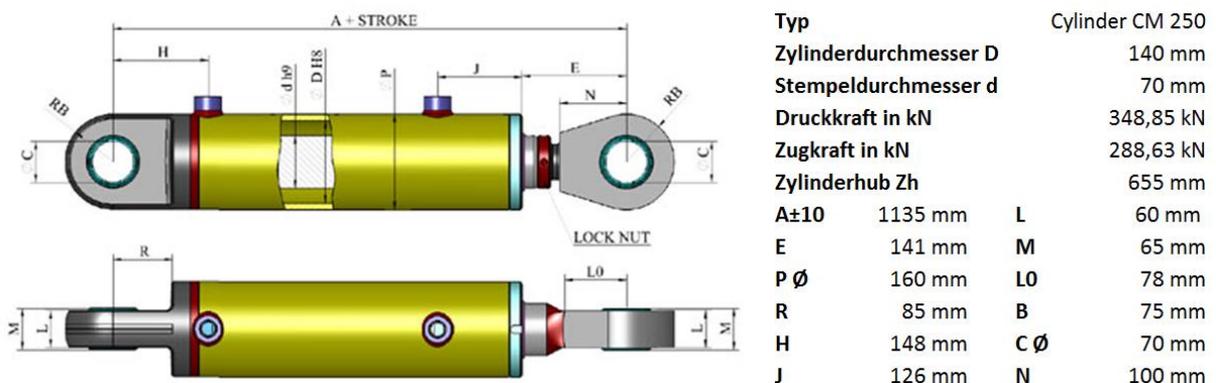


Abbildung 26: Hydraulik-Zylinder CM 250 CHCH 140/70 von Hydratech Industries

Entscheidend bei der Auswahl des Zylinders waren sowohl die Zugkraft als auch die minimale/ maximale Einbaulänge, um eine Positionierung innerhalb des Blattlagers zu ermöglichen.

2.3.3.4 Interface Nabe

Die Zylinderseite des Hydraulikzylinders ist ebenfalls mit einem Gelenklager versehen. Am Gussteil der Nabe ist die Aufnahme für den Zylinder angegossen und bearbeitet. **Abbildung 27** zeigt die Befestigung des Hydraulikzylinders an der Nabe. Das Gelenklager des Hydraulikzylinders wird über der entsprechenden Bohrung an der Nabe positioniert und mit einem Bolzen (5) fixiert. Der Bolzen wird wieder mit der Bolzensicherung (6) an dem Deckel (7) der Zylinderbefestigung festgesetzt. Der Deckel wird auf der Nabe festgeschraubt und hält so den Hydraulikzylinder in Position.

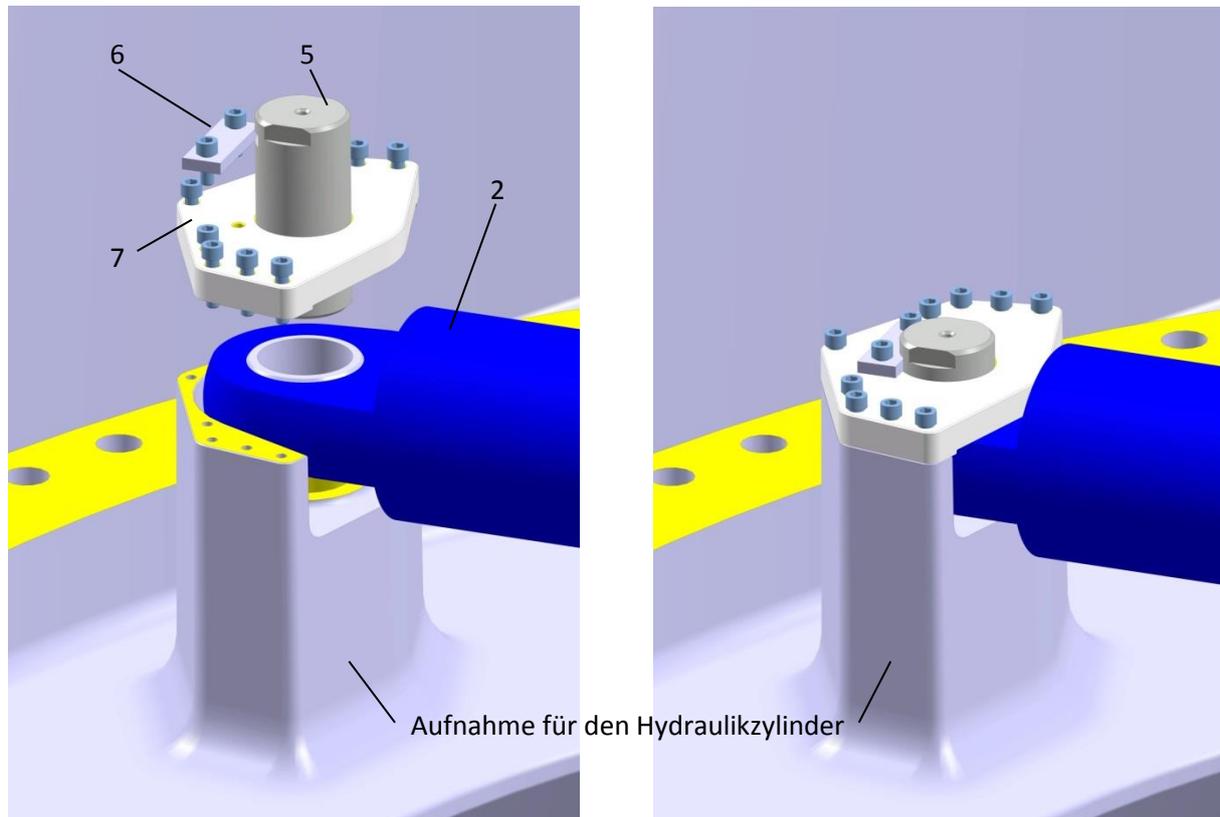


Abbildung 27: Befestigung der Zylinder an der Nabe

2.3.3.5 Hydrokolbenspeicher

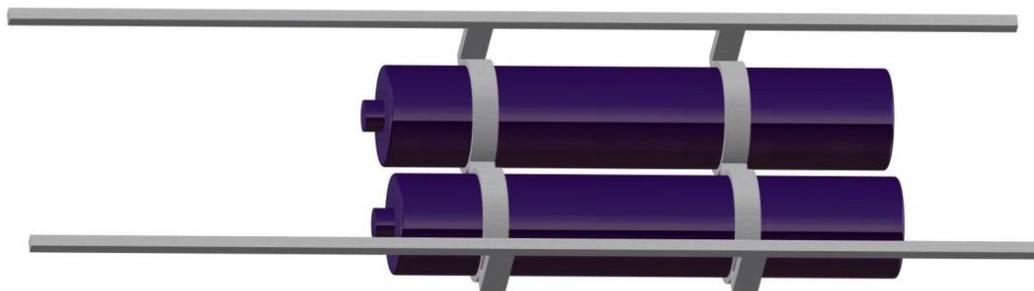


Abbildung 28: Hydraulische Kolbenspeicher (8)

Um im Versagensfall die aerodynamische Abbremsung gewährleisten zu können und die Anlage sicher zu stoppen, muss das Pitchsystem die komplette, für mindestens eine volle Schwenkbewegung

von 90° erforderliche Technik in der Rotornabe vorhalten. Als Energiespeicher wird hier je ein Kolbenspeicher (8) pro Zylinder verwendet. Diese verfügen über genug Kapazität für eine volle Schwenkbewegung und eine hinreichend hohe Lebensdauer. Die Kolbenspeicher werden in der Nabe unterhalb des Blattlagers montiert und in den hydraulischen Kreislauf integriert.

2.3.3.6 Hydraulikaggregat

Die Grundversorgung mit Drucköl für den Betrieb der Zylinder muss durch ein Hydraulikaggregat in der stehenden Gondel erfolgen. Die Ölzuleitung vom Hydraulikaggregat zu den drei Pitchsystemen erfolgt durch den Turmkopf und die stillstehende Achse des Nabengenerators über eine hydraulische Drehverbindung (Hydraulik-Schleifring) zu den auf der Nabe montierten, um die Maschinenachse rotierenden Hydraulikzylindern.

2.3.4 Funktionsweise der Pitchhydraulik

Einzelheiten zur Steuereinheit und zu dem hydraulischen Schaltplan konnten innerhalb der Projektlaufzeit nicht weiter untersucht werden. Anhand von **Abbildung 29** und **Abbildung 30** wird beispielhaft die Funktionsweise der Hydraulikschaltung eines hydraulischen Pitchsystems im normalen Betrieb erläutert, hier nur mit einem Hydraulikzylinder. **Abbildung 31** zeigt die Funktionsweise dieses Hydraulikschaltplans im Störfall.

2.3.4.1 Regelfall

Die Hydraulikpumpe befördert über das Rückschlagventil R1 einen Volumenstrom in das System. Im System wird hiermit unter anderem der Druckspeicher gefüllt, der im Störfall die Rotorblätter auf Fahnenstellung bringen wird. Das Schaltventil S1 ist im Betrieb ständig angezogen (stromlos geschlossen) und gibt somit einen Druck auf die Rückschlagventile R2 und R3, wodurch diese am Öffnen gehindert werden und somit die Stellung des Zylinders festhalten.

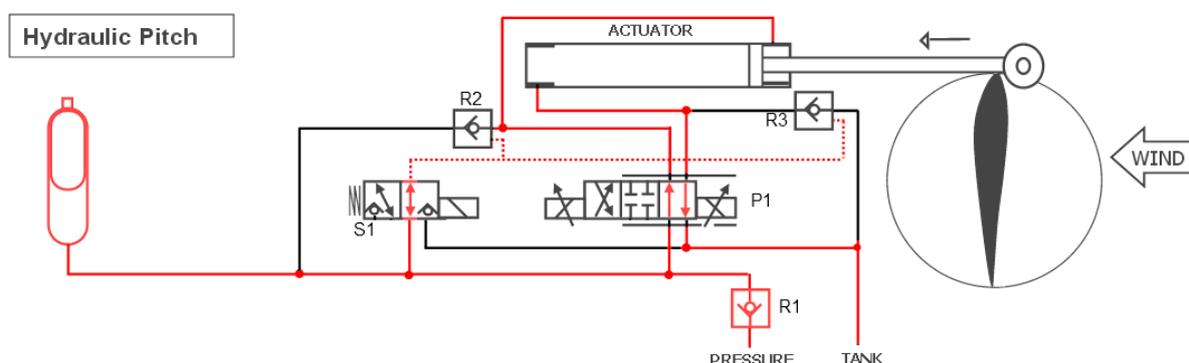


Abbildung 29: Regelung der Hydraulikschaltung im normalen Betrieb, Verstellung aus dem Wind

Um das Rotorblatt aus dem Wind zu drehen, muss der Kolben des Hydraulikzylinders eingezogen werden, d.h. das Proportionalventil P1 muss einen Ölstrom zur Kolbenseite des Zylinders freigeben. Gibt man so über das Proportionalventil P1 einen Ölstrom zum Verstellen des Zylinders frei, geben

die Rückschlagventile R2 und R3 dementsprechend den Rückflussweg in Richtung Tank vor. In diesem Fall muss das Öl über die Rückleitung durch das Proportionalventil P1 zum Tank fließen.

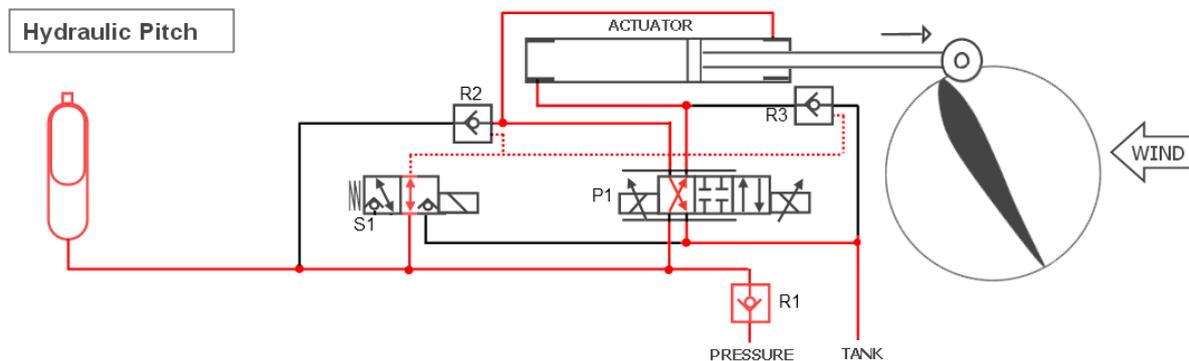


Abbildung 30: Regelung der Hydraulikschaltung im normalen Betrieb, Verstellung in den Wind

Um das Rotorblatt in den Wind zu drehen, muss der Kolben des Hydraulikzylinders ausgefahren werden. Das Proportionalventil P1 muss demnach einen Ölstrom zur Druckseite des Zylinders freigeben.

2.3.4.2 Störfall

Fällt beispielsweise der Strom aus (Pumpe fördert nicht mehr), dann wird das System aus dem Druckspeicher betrieben. Das Rückschlagventil R1 verhindert hierbei, dass Öl durch die Pumpe zurück in den Tank fließt. Das Schaltventil S1 ist geschlossen (Steuerdruck wird wegen Verbindung zum Tank abgebaut), die Rückschlagventile R2 und R3 sind offen und geben somit den Ölfluss frei. Der druckbeaufschlagte Hydraulikzylinder ist nun in der Lage, die Rotorblätter ohne Steuersignal und Pumpe in Fahnenstellung zu bringen.

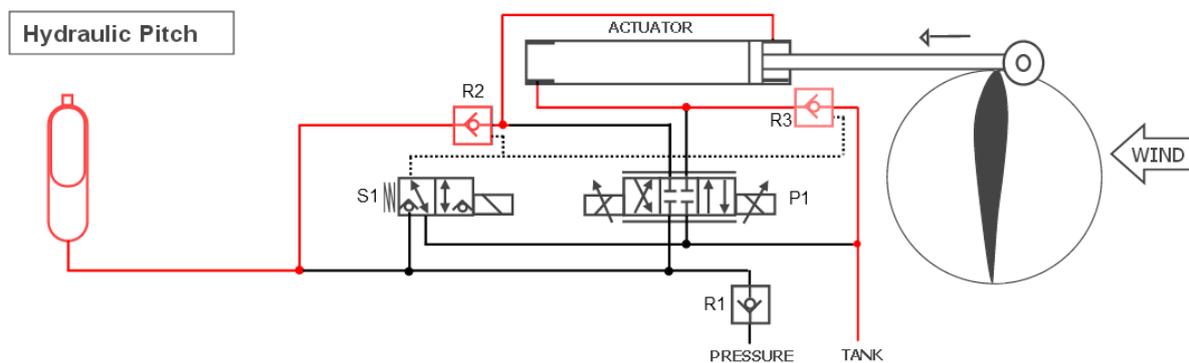


Abbildung 31: Regelung der Hydraulikschaltung im Störfall

Wenn nur das Schaltventil S1 defekt wäre, läuft das gleiche Szenario ab, allerdings wird der Druckspeicher in diesem Fall noch durch die Förderpumpe unterstützt.

2.4 Nabe mit Generatorrotor

Die Nabe ist eines der wichtigsten Bauteile einer Windenergieanlage. Sie bildet zusammen mit den Rotorblättern den Rotor, stellt andererseits aber auch die erste Komponente des Triebstrangs dar. Die Nabe überträgt die mechanische Leistung der Rotorblätter auf den Läufer des Generators und gehört zu den mechanisch höchstbelasteten Teilen der Windenergieanlage.

In diesem Forschungsprojekt hat das Bauteil Nabe eine noch weit größere Bedeutung. Bei dem Konzept des Nabengenerators bilden die Nabe und der Läufer des DirectDrive Generators eine Einheit, so dass die übliche Flanschverbindung entfällt. Die aerodynamisch geformte Rotorblattwurzel wurde in die Nabe integriert und bildet so einen wichtigen Teil der Generatorkühlung. Das Konzept des Nabengenerators führt zu einer stabilen, beidseitigen Lagerung des Generators und des Rotors mit den Rotorblättern und bildet zugleich eine hermetisch abgeschlossene Einheit mit dem Generatorstator.

Eine weitere Besonderheit ist die Verwendung von Aluminiumguss als Werkstoff für die Nabe. Der Aluminiumgusswerkstoff kombiniert gute Gieß- und Bearbeitbarkeit, reduziertes Gewicht und sehr gute Wärmeleitfähigkeit.

2.4.1 Konstruktion

Die in diesem Verbundprojekt entwickelte Nabe ist in **Abbildung 32** dargestellt. Die Nabe setzt sich aus drei baugleichen Teilen zusammen und wiegt etwa 29 t.

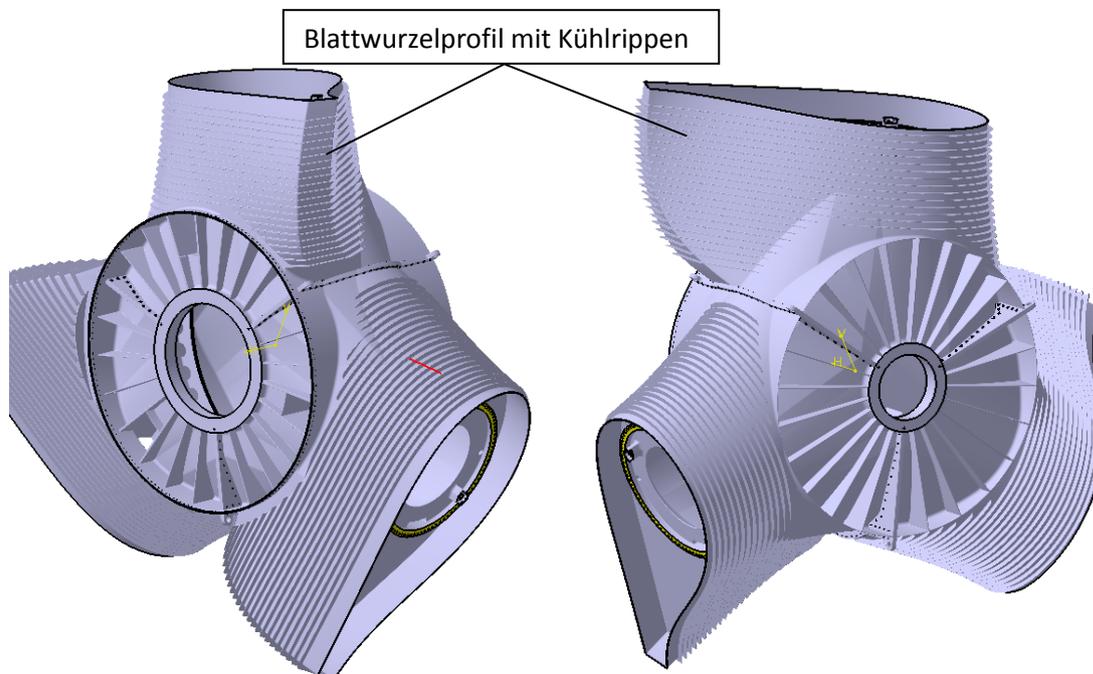


Abbildung 32: Nabe

Sie besteht im Wesentlichen aus einer tragenden, kegelförmigen Struktur, welche die Windlasten sowie das Gewicht der Rotorblätter gleichmäßig auf die Hauptlager verteilt. Ein aerodynamisch optimiertes Blattwurzelprofil ist direkt an die tragende Struktur der Nabe angegossen. Die

Profilierung soll die Windenergie im Bereich der Blattwurzel nutzen, um so die Rotorleistung der Windenergieanlage zu erhöhen und um die Funktion eines Wärmetauschers für das Kühlsystem zu übernehmen. Innen bildet das Blattprofil zusammen mit der tragenden Struktur der Nabe einen Hohlraum und außen wurde die Blattwurzel mit Kühlrippen versehen, vergleiche **Abbildung 33**.

Von den Aktivteilen des Generators erhitztes Kühlöl gelangt durch den Öleinlass in den Hohlraum und kühlt an den windgekühlten Wänden wieder ab. Durch den Ölauslass gelangt das Öl in eine Auffangwanne im Generatorraum.

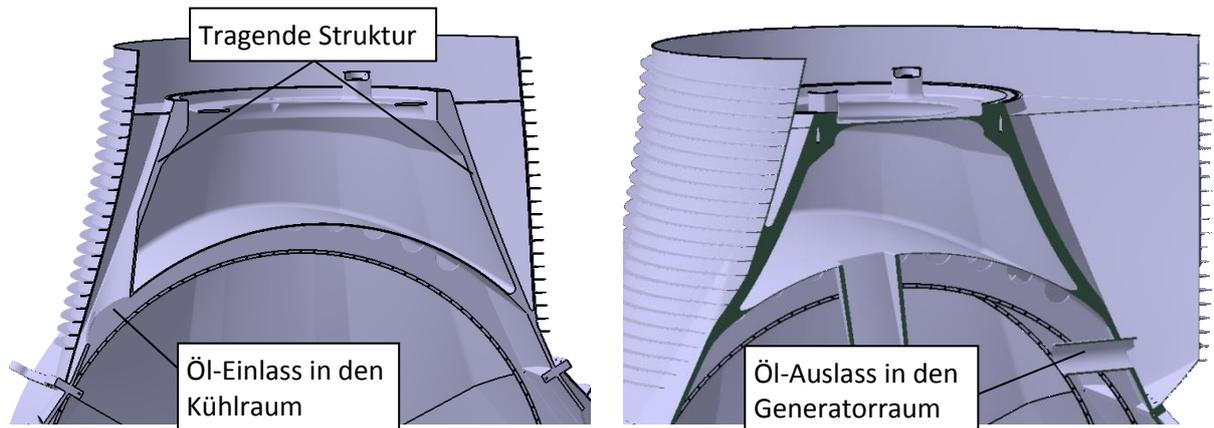


Abbildung 33: Nabe Schnitt mit Öl-Einlass und Auslass

Als Läufer eines permanentmagneterregten DirectDrive Generators muss die Nabe einen Magnetträger mit Permanentmagneten mitführen, wie in **Abbildung 34** dargestellt.

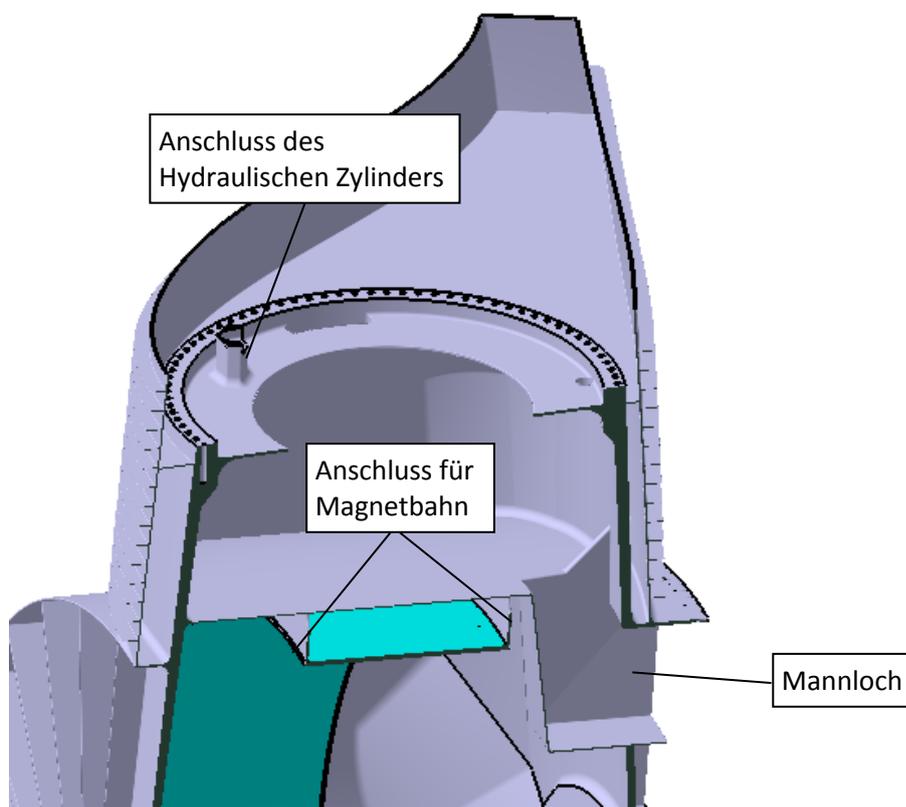


Abbildung 34: Nabe Schnitt mit Magnetrückschluss und Mannloch

Darüber hinaus trägt die Nabe die Blattlager und das Pitchsystem der Windenergieanlage. Auch muss der Bereich unter den Blattlagern zugänglich sein um die Rotorblätter zu montieren und das Pitchsystem und die Blattlager zu warten. **Abbildung 35** zeigt die Hauptabmessungen der Nabe. Der Abstand zwischen der Rotorachse und den Blattlagern beträgt 4m, wodurch die Herstell- und Transportabmessungen sowie Gewichte des Rotorblattes bei gleichbleibendem Rotordurchmesser reduziert werden sollen.

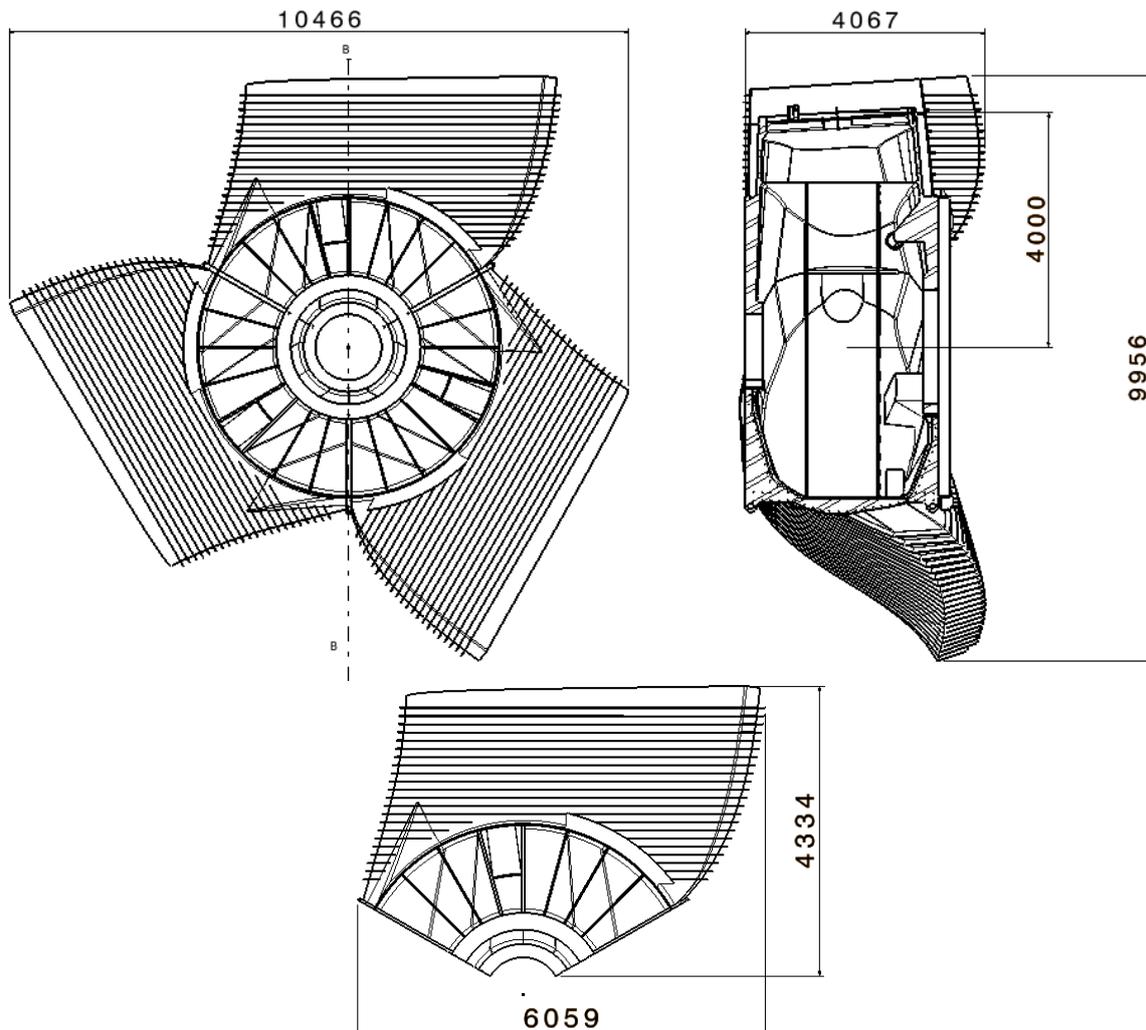


Abbildung 35: Hauptabmessungen Nabe, Angaben in mm

2.4.2 Rotor Bremse und Arretierung

Zwei elektromechanische Rotorbremser (in Farbe Orange) und Rotorarretierungen (in Farbe Blau) von der Firma KTR/EMB sind vorgesehen und waagrecht am hinteren Teil der Nabe am Radius von ca. 2.400 mm angeordnet (siehe **Abbildung 36**).

Das maximal zu übertragende Drehmoment (nach Angabe von WINDnovation) beträgt 3.500 kNm. Die Bremskraft der Rotor Bremse beträgt 300 kN und die der Rotor Arretierung 1.000 kN, so dass das maximale Bremsmoment sich zu 6.240 kNm ergibt und somit über dem erforderlichen Wert liegt.

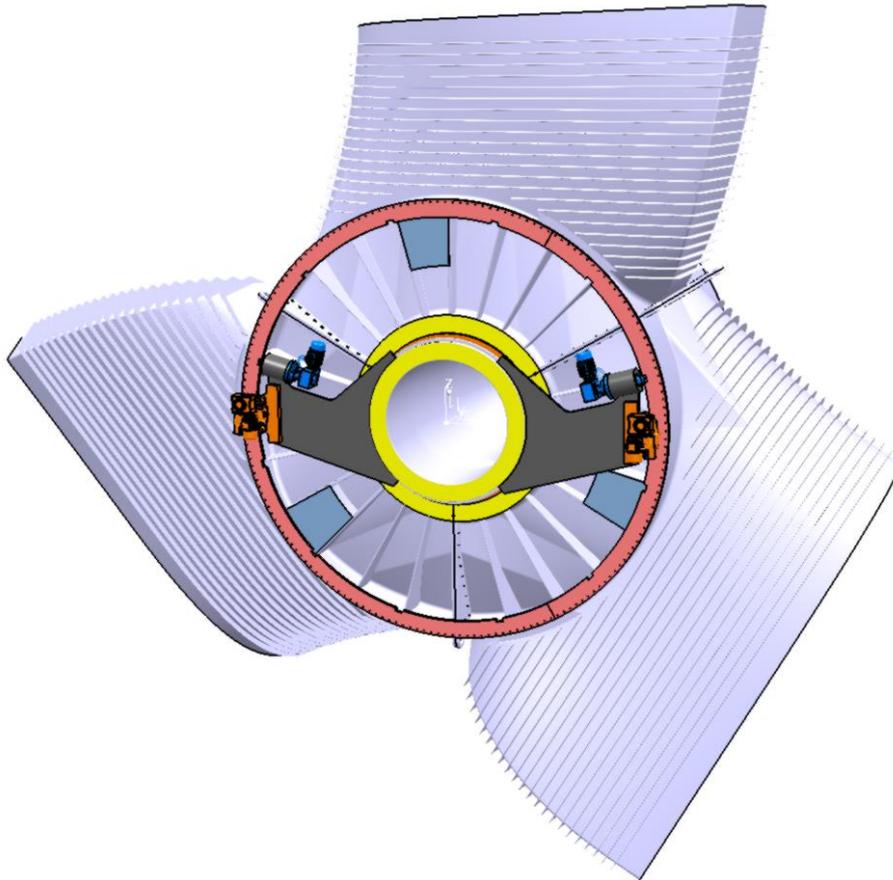


Abbildung 36: Rotor Bremse und Arretierung

Die Bremscheibe ist segmentiert und an der Nabe festgeschraubt. Rotorbremse und -arretierung werden jeweils gemeinsam an einer Stütze (in Farbe Grau) montiert, welche am hinteren Flansch der Achse befestigt sind, siehe **Abbildung 37**.

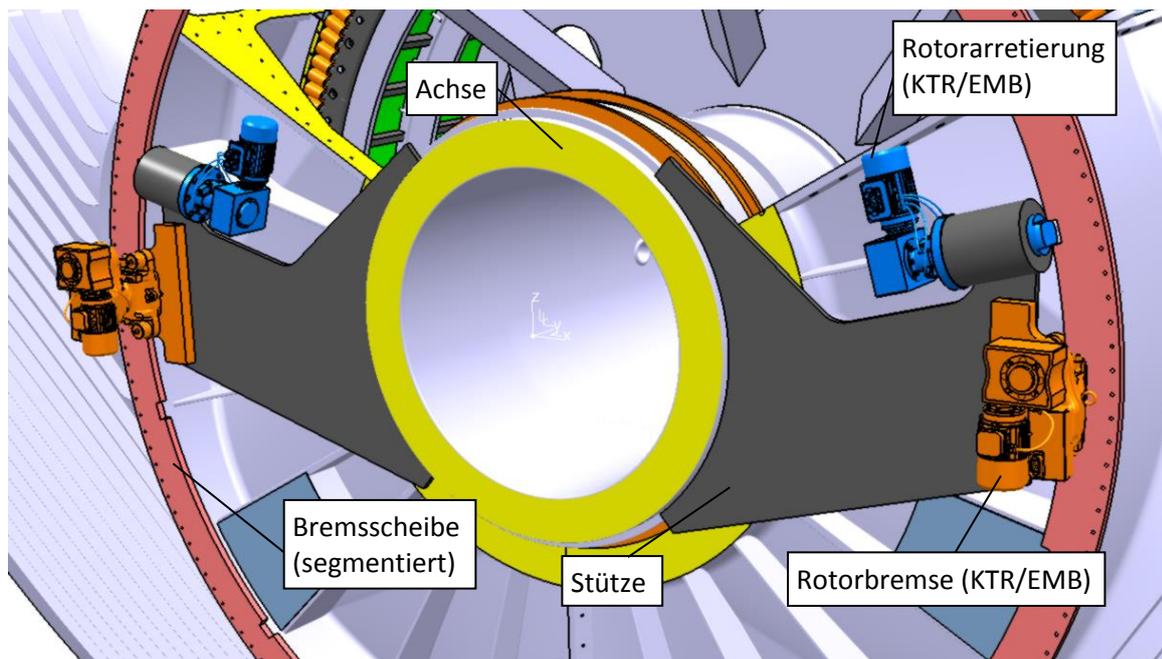


Abbildung 37: Anordnung Rotorbremse und -arretierung

2.4.3 Berechnung der Bauteil Wöhlerlinie mit Aluminium Gusswerkstoff

Die Berechnung der Bauteil-Wöhlerlinie mit Aluminiumgusswerkstoff wurde durchgeführt nach FKM Richtlinie, 6. Auflage 2012. Die Wöhlerlinie wurde nach „Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen“, Kapitel 4, ermittelt.

2.4.3.1 Bauteil-Normwert der Zugfestigkeit

Der Aluminiumgusswerkstoff besitzt folgende Festigkeitskennwerte:

$$\text{Zugfestigkeit } R_m = K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N}$$

R_m : Bauteil-Normwert der Zugfestigkeit

$K_{d,m}$: technologischer Größenfaktor

$$K_{d,m} = 1,1 \cdot (d_{\text{eff}} / 7,5 \text{ mm})^{-0,2} = 1,1 \cdot (30 / 7,5)^{-0,2} = 0,83$$

K_A : Anisotropiefaktor, für Alugusswerkstoff =1

$R_{m,N}$: Halbzeug- bzw. Probenstücknormwerte = 230 MPa

$$R_m = 0,83 \cdot 1 \cdot 230 = 190,9 \text{ MPa}$$

2.4.3.2 Bauteildauerfestigkeit

Die Bauteildauerfestigkeit für Aluminium σ_{AK} wird wie folgt berechnet.

$$\sigma_{AK} = K_{AK,\sigma} \cdot K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{W,K}$$

$K_{AK,\sigma}$: Mittelspannungsfaktor, wird in dieser Berechnung für Bauteil-Wöhlerlinie nicht behandelt, weil der Einfluss der Mittelspannung mit Mittelspannungsempfindlichkeit M berücksichtigt wird. Hier wird 1 eingesetzt.

$K_{E,\sigma}$: Eigenspannungsfaktor, für nicht geschweißte Bauteile gilt der Eigenspannungsfaktor $K_{E,\sigma}=1$

$\sigma_{W,K}$: Bauteilwechselfestigkeit

$$\sigma_{W,K} = \frac{\sigma_{W,zd}}{K_{WK,\sigma}}$$

$\sigma_{W,zd}$: Werkstoffwechselfestigkeit

$$\sigma_{W,zd} = f_{w,\sigma} \cdot R_m = 0,3 \cdot 190,9 = 57,27 \text{ MPa}$$

$f_{w,\sigma}$ ist der Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor, für Aluminiumgusswerkstoff 0,3

$K_{WK,\sigma}$: Konstruktionsfaktor

$$K_{WK,\sigma 1,2} = \frac{1}{n_{\sigma 1,2}} \cdot \left[1 + \frac{1}{K_f} \left(\frac{1}{K_{R,G}} - 1 \right) \right] \frac{1}{K_V \cdot K_S \cdot K_{NL,E}}$$

$$K_{WK,\sigma 3} = \left[1 + \frac{1}{K_f} \left(\frac{1}{K_{R,G}} - 1 \right) \right] \frac{1}{K_V \cdot K_S \cdot K_{NL,E}}$$

$K_{WK,\sigma 1,2}$: Konstruktionsfaktor für die Hauptnormalspannungen in den Richtungen 1 und 2 (an der Oberfläche)

$K_{WK,\sigma 3}$: Konstruktionsfaktor für die Hauptnormalspannungen in Richtung 3 (senkrecht zur Oberfläche)

n_{σ} : Stützzahl, wird in dieser Berechnung nicht behandelt, weil die tatsächlichen Kerbspannungen bei der Simulation berücksichtigt wurden. Hier wird 1 eingesetzt.

K_f : Konstante für Aluguss: 1,2

$K_{R,\sigma}$: Rauheitsfaktor für Normalspannung, für Gussstahl gilt:

$$K_{R,\sigma} = 1 - a_{R,\sigma} \cdot \lg(R_Z [\mu m]) \cdot \lg\left(\frac{2 \cdot R_m}{R_{m,N,\min}}\right)$$

$a_{R,\sigma}$: Konstante für Aluguss: 0,2

$R_{m,N,\min}$: Konstante für Aluguss: 133 MPa

R_Z : mittlere Rauheit der Oberfläche des Bauteils, für Gussteile 200 μm

Damit ergibt sich $K_{R,\sigma} = 0,79$

K_V als Randschichtfaktor und K_S als Schutzschichtfaktor werden in dieser Berechnung nicht berücksichtigt. Konstante $K_{NL,E}$, die das nicht linearelastische Spannungs-Dehnungsverhältnis von GG berücksichtigt, wird in dieser Berechnung auch nicht behandelt. Alle drei Faktoren werden mit 1 eingesetzt.

Damit ist $K_{WK,\sigma,123} = 1,22$

$$\text{Damit ist } \sigma_{WK} = \frac{\sigma_{W,zd}}{K_{WK,\sigma}} = \frac{57,27}{1,22} = 46,94 \text{ MPa}$$

und die Bauteildauerfestigkeit für Aluminium Gusswerkstoff AlSi7Mg0,3 beträgt

$$\sigma_{AK} = K_{AK,\sigma} \cdot K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{W,K} = 1 \cdot 1 \cdot 46,94 = 46,94 \text{ MPa}$$

2.4.3.3 Sicherheitsfaktor

Bei der Berechnung werden zerstörungsfreie Prüfung, regelmäßige Inspektion und Schadensfolgen als hoch angenommen. Daraus folgt ein $J_F = 1,25$ und $J_G = 1,4$

Damit ist der Gesamtsicherheitsfaktor

$$j_D = j_s \cdot \frac{j_F j_G}{K_{T,D}} = 1 \cdot \frac{1,25 \cdot 1,4}{1} = 1,75$$

2.4.3.4 Bauteildauerfestigkeit inkl. Sicherheitsfaktor

Die Bauteildauerfestigkeit inklusive Sicherheitsfaktor beträgt

$$\sigma_{AK}' = \frac{\sigma_{AK}}{j_D} = \frac{46,94}{1,75} = 26,82 \text{ MPa}$$

Mit diesem Wert ist die Bauteil-Wöhlerlinie definiert.

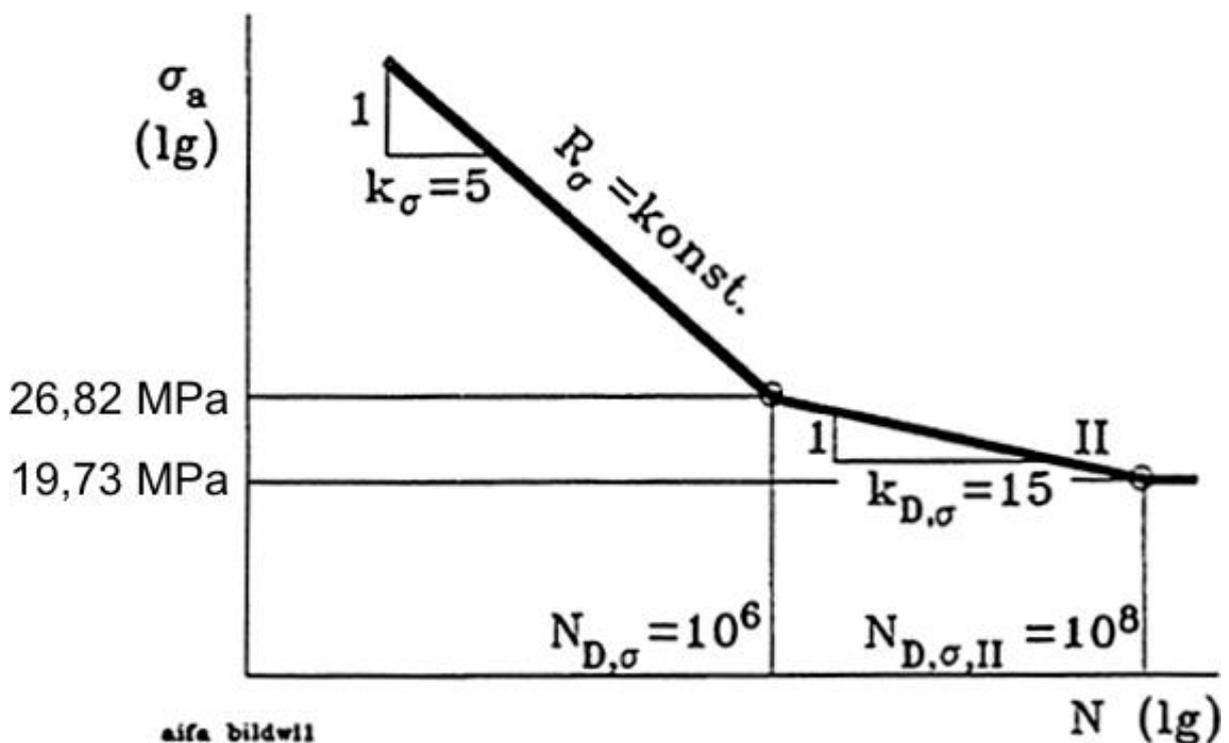


Abbildung 38: Bauteil Wöhlerlinie

2.4.3.5 Mittelspannungsempfindlichkeit

Die Mittelspannungsempfindlichkeit M , die in diesem Kapitel ermittelt wird, wurde nicht auf der Bauteilfestigkeitsseite berücksichtigt, sondern auf der Lastenseite in der Software angegeben.

Nach allgemeiner Definition ist

$$M = \frac{\text{Werkstoffwechselfestigkeit}}{\text{Werkstoffzugschwellfestigkeit}} - 1 = \frac{69}{50} - 1 = 0,38$$

Nach FKM-Richtlinie rechnet sich M zu:

$$M = a_M \cdot 10^{-3} \cdot R_m [\text{MPa}] + b_M$$

a_M und b_M sind Konstanten und betragen für Aluminium Guss 1,0 bzw. 0,2. Damit beträgt $M = 0,39$.

Falls 3 Segmente (nach Schütz) empfohlen sind, dann: $M = M_1 = 0,385$ und $M_3 = 0,385/3 = 0,128$

2.4.4 FEM Untersuchungen verschiedener Nabenvarianten

Die Festigkeitsuntersuchungen mit Finite-Elemente-Methode für die Nabe wurden durchgeführt mittels Ansys Workbench Version 15 für statische Festigkeit und LMS Virtual Lab Version 12 für Betriebsfestigkeit.

Bei den Untersuchungen wurde nur die tragende Struktur der Nabe modelliert. Die Gewindebohrungen, Radien, und Kühlrippen wurden weggelassen, damit kein unnötiger Rechenaufwand entsteht. Zur realistischen Lasteinleitung wurden vereinfachte Lagersteifigkeiten für die Blattlager modelliert. Um den Rotationsfreiheitsgrad der Nabe um die Rotorachse zu sperren wurde der Magnetrückschluss in Form eines Rings angebracht.

2.4.4.1 Extrem- und Betriebslasten

Die Extremlasten für Max. $M_x = 9.150 \text{ kNm}$ und Max. $M_y = 10.200 \text{ kNm}$ mit ihren zeitsynchronen Lasten an der Blattwurzel (markierte Zeile in **Tabelle 4**) wurden bei den statischen Untersuchungen verwendet, die Betriebslasten wurden für die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen verwendet.

Bei der Betriebsfestigkeitsuntersuchung wurden die 118 wichtigsten Lastzeitreihen berücksichtigt. Als Beispiel wird eine der 118 Lastzeitreihen in **Tabelle 5** dargestellt.

Tabelle 4: Auszug aus Extremlasten

Extreme value	Thrust force			Horizontal force			Blade longitudinal force			Blade bending moment			Blade bending moment		
	Fx-b			Fy-b			Fz-b			Mx-b			My-b		
	[kN]			[kN]			[kN]			[kNm]			[kNm]		
	Blade 1	Blade 2	Blade 3	Blade 1	Blade 2	Blade 3	Blade 1	Blade 2	Blade 3	Blade 1	Blade 2	Blade 3	Blade 1	Blade 2	Blade 3
Min (Fx-b)	-2,14E+02	-1,53E+02	-9,70E+01	-6,53E+01	-9,77E+01	1,70E+02	4,02E+02	6,98E+02	5,50E+02	8,22E+02	1,76E+03	-3,03E+03	-6,95E+03	-5,08E+03	-3,08E+03
Max (Fx-b)	3,01E+02	1,80E+02	1,72E+02	-1,62E+02	-6,95E+01	1,51E+02	4,29E+02	7,15E+02	5,34E+02	3,85E+03	1,69E+03	-2,44E+03	1,02E+04	6,10E+03	5,71E+03
Min (Fy-b)	4,73E+01	-2,90E+02	2,87E+01	-1,08E+02	-4,15E+01	1,28E+02	5,75E+01	3,46E+02	2,80E+02	2,59E+03	3,30E+02	-2,39E+03	1,43E+03	-5,98E+03	4,69E+01
Max (Fy-b)	1,56E+02	3,15E+02	1,22E+02	1,14E+02	-2,18E+02	4,08E+01	4,33E+02	5,10E+02	7,22E+02	-1,42E+03	4,78E+03	-2,44E+02	5,66E+03	9,84E+03	3,86E+03
Min (Fz-b)	-1,48E+01	-6,26E+01	-2,55E+02	1,17E+02	-1,05E+02	-6,81E+01	7,23E+02	5,06E+02	8,04E+02	-2,21E+03	1,63E+03	-8,72E+01	-1,46E+03	-2,89E+03	-9,20E+03
Max (Fz-b)	1,30E+02	1,77E+02	2,96E+02	1,32E+02	2,28E+01	-2,37E+02	6,89E+02	4,07E+02	5,94E+02	-2,34E+03	1,29E+02	5,29E+03	4,09E+03	6,00E+03	9,43E+03
Min (Mx-b)	1,23E+02	1,82E+01	1,62E+01	-3,56E+02	1,67E+02	1,56E+02	1,39E+01	1,47E+02	-9,57E+01	7,55E+03	-3,88E+03	-3,72E+03	2,97E+03	2,78E+01	1,06E+02
Max (Mx-b)	-4,51E+01	3,04E+01	-2,09E+01	3,13E+02	-1,17E+02	-1,03E+02	-1,60E+02	1,33E+02	3,04E+01	-7,41E+03	3,32E+03	4,20E+03	-1,79E+03	1,64E+02	-1,03E+03
Min (My-b)	3,37E+01	3,04E+00	6,60E+00	2,12E+02	-3,48E+02	1,22E+02	1,04E+02	-1,57E+02	9,21E+01	-4,15E+03	8,26E+03	-3,98E+03	2,40E+02	9,29E+01	-5,98E+02
Max (My-b)	3,11E+01	1,88E+01	9,21E+00	-8,81E+01	3,15E+02	-2,20E+02	9,40E+01	-1,38E+02	5,59E+01	3,10E+03	-7,67E+03	4,59E+03	9,95E+02	5,95E+02	3,51E+02
Min (Mz-b)	2,00E+01	1,29E+02	1,82E+02	6,55E+01	7,72E+01	-3,32E+02	6,91E+02	3,86E+02	5,14E+02	-1,81E+03	-1,75E+03	6,53E+03	-6,87E+02	3,20E+03	3,89E+03
Max (Mz-b)	1,40E+01	1,48E+01	5,38E+01	-1,76E+02	-1,42E+02	3,38E+02	5,88E+01	1,02E+02	-1,29E+02	3,56E+03	4,05E+03	-7,56E+03	2,74E+02	6,16E+02	8,17E+02
Min (Fx-b)	-4,24E+01	-2,97E+00	-1,77E+01	2,02E+02	-1,01E+02	-2,80E+01	-1,78E+02	8,92E+01	8,93E+01	-5,18E+03	2,83E+03	2,53E+03	-1,51E+03	-6,31E+02	-6,86E+02
Max (Fx-b)	1,65E+00	1,57E+02	4,93E+01	4,13E+01	5,47E+01	-1,62E+02	1,01E+03	7,57E+02	7,86E+02	-1,72E+03	-4,70E+02	2,11E+03	-2,13E+03	3,57E+03	-3,59E+02
Min (Fy-b)	-3,38E+01	-2,23E+01	1,06E+01	-2,14E+01	1,35E+02	-7,84E+01	8,44E+01	-1,79E+02	9,55E+01	1,51E+03	-3,30E+03	2,03E+03	-1,15E+03	-7,90E+02	6,69E+01
Max (Fy-b)	1,56E+02	1,46E+02	2,20E+02	1,75E+02	3,73E+01	5,10E+01	7,86E+02	9,63E+02	6,86E+02	2,33E+03	-1,42E+03	-5,78E+02	2,93E+03	2,41E+03	5,70E+03
Min (Fz-b)	3,18E+01	-1,61E+01	-2,36E+01	-5,60E+01	1,33E+01	7,63E+01	9,68E+01	8,12E+01	-1,78E+02	5,97E+02	1,10E+03	-1,66E+03	5,87E+02	-7,49E+02	-9,76E+02
Max (Fz-b)	1,76E+02	8,33E+01	8,74E+01	7,16E+01	-1,68E+02	-9,70E+01	7,41E+02	6,78E+02	9,55E+02	-6,17E+02	2,32E+03	1,24E+03	4,17E+03	4,03E+02	3,82E+02
Min (Mx-b)	-1,54E+01	-1,34E+01	-8,85E+00	3,09E+02	-2,70E+02	-3,08E+01	-1,20E+02	1,22E+02	-7,71E-01	-8,09E+03	6,25E+03	1,91E+03	-9,99E+02	-5,17E+02	-3,29E+02
Max (Mx-b)	-3,84E+01	5,68E+01	-3,14E-01	-2,62E+02	1,13E+02	1,81E+02	-1,06E+02	-5,34E+01	1,69E+02	8,48E+03	-4,28E+03	-4,09E+03	-1,79E+03	7,25E+02	-1,04E+03
Min (My-b)	3,11E+01	1,88E+01	9,21E+00	-8,81E+01	3,15E+02	-2,20E+02	9,40E+01	-1,38E+02	5,59E+01	3,10E+03	-7,67E+03	4,59E+03	9,95E+02	5,95E+02	3,51E+02
Max (My-b)	4,15E+01	-3,56E+01	7,59E-01	1,89E+02	-2,96E+02	1,34E+02	1,46E+02	-1,51E+02	1,81E+01	-4,10E+03	8,72E+03	-4,45E+03	7,56E+02	-1,46E+03	-6,23E+02
Min (Mz-b)	3,34E+01	-1,12E+01	-3,62E+01	-1,07E+02	-1,19E+02	2,64E+02	1,65E+02	-1,83E+01	-1,37E+02	2,93E+03	5,31E+03	-8,29E+03	5,21E+02	-9,08E+02	-2,19E+03
Max (Mz-b)	4,24E+01	-9,55E+00	-1,66E+01	1,08E+02	2,26E+02	-3,26E+02	4,54E+01	1,34E+02	-1,59E+02	-4,10E+03	-5,02E+03	9,15E+03	8,94E+02	-1,36E+03	-6,86E+02
Min (My-b)	-2,07E+02	-3,67E+01	-5,34E+01	-9,05E+01	-2,84E+01	8,83E+01	4,28E+02	6,66E+02	4,03E+02	4,76E+02	4,99E+02	-1,75E+03	-8,01E+03	-2,30E+03	-3,10E+03
Max (My-b)	3,01E+02	1,80E+02	1,72E+02	-1,62E+02	-6,95E+01	1,51E+02	4,29E+02	7,15E+02	5,34E+02	3,85E+03	1,69E+03	-2,44E+03	1,02E+04	6,10E+03	5,71E+03
Min (Mz-b)	-7,33E+01	-2,32E+02	-4,50E+01	1,22E+02	-1,10E+02	-4,16E+01	4,87E+02	4,72E+02	7,32E+02	-2,47E+03	1,03E+03	7,57E+02	-3,14E+03	-8,28E+03	-1,81E+03
Max (Mz-b)	1,35E+02	3,01E+02	1,64E+02	1,62E+02	-1,50E+02	-8,28E+01	5,23E+02	4,09E+02	6,98E+02	-2,62E+03	3,75E+03	1,84E+03	4,61E+03	9,97E+03	5,50E+03
Min (My-b)	-1,48E+01	-6,26E+01	-2,55E+02	1,17E+02	-1,05E+02	-6,81E+01	7,23E+02	5,06E+02	8,04E+02	-2,21E+03	1,63E+03	-8,72E+01	-1,46E+03	-2,89E+03	-9,20E+03
Max (My-b)	2,06E+02	1,38E+02	2,76E+02	-1,32E+02	1,63E+02	-8,22E+01	6,63E+02	5,89E+02	3,71E+02	2,78E+03	-2,58E+03	2,53E+03	6,97E+03	4,91E+03	9,77E+03
Min (Mz-b)	-9,43E+01	1,26E+02	8,09E+01	1,30E+01	7,56E+01	-1,87E+02	9,95E+02	7,88E+02	7,23E+02	-1,82E+03	-1,34E+03	2,92E+03	-4,99E+03	2,37E+03	1,04E+03
Max (Mz-b)	-6,19E+01	2,78E+01	-3,00E+00	-2,48E+02	5,35E+01	2,44E+02	-1,27E+02	-3,17E+01	1,65E+02	8,00E+03	-2,80E+03	-5,11E+03	-2,38E+03	-9,98E+00	-1,13E+03
Min (Mz-b)	1,31E+02	-3,31E+01	1,38E+02	-2,70E+02	1,02E+02	-1,20E+01	5,26E+02	7,15E+02	4,30E+02	5,04E+03	-3,60E+03	1,51E+03	2,56E+03	-2,95E+03	3,63E+03
Max (Mz-b)	3,54E+01	-5,84E+01	-2,59E+00	-2,25E+02	1,37E+02	1,08E+02	-1,18E+02	1,22E+02	-3,71E+00	5,09E+03	-3,48E+03	-1,65E+03	1,51E+03	-3,13E+03	-3,03E+02
Min (Mz-b)	1,31E+01	-1,40E+01	-1,16E+01	1,63E+02	7,72E+01	-2,99E+02	1,24E+02	-2,50E+00	-1,21E+02	-4,67E+03	-1,71E+03	6,35E+03	3,35E+02	-1,63E+02	2,48E+02
Max (Mz-b)	-1,57E+01	7,23E+00	-6,16E+01	8,82E+01	3,18E+01	-1,03E+02	-1,53E+02	1,44E+02	1,56E+01	-2,98E+03	-1,38E+03	4,40E+03	-1,20E+03	-3,07E+02	-2,38E+03

Tabelle 5: Auszug aus den Betriebslasten

Name	B1GLFX	B2GLFX	B3GLFX	B1GLFY	B2GLFY	B3GLFY	B1GLFZ	B2GLFZ	B3GLFZ	B1GLMX	B2GLMX	B3GLMX	B1GLMY
Unit	N	N	N	N	N	N	N	N	N	Nxm	Nxm	Nxm	Nxm
ArgUnit	s												
0	26439,3984	29756,1445	22792,6621	5291,20508	-101571,469	93451,8516	-35409,7266	125259,477	139406,828	-51487,1328	1951790,88	-1725719,63	894889,063
0,05	27286,1523	28788,6289	22546,625	2742,89502	-99907,6406	95447,2344	-35539,6914	128034	136752,219	2552,42749	1931465,38	-1755745,25	910790
0,1	28274,9453	28012,1211	21603,7461	-79,771729	-98250,3828	97334,0625	-35453,8086	130793,961	134133,047	57474,582	1910433,38	-1787121,88	930280,438
0,15	29327,2383	27517,916	22073,0859	-3163,46851	-96746,3047	98950,9844	-35262,6016	133562,688	131515,531	111599,234	1889331,5	-1820201,25	953445,125
0,2	30306,748	27374,8398	21671,457	-6365,35059	-95563,5469	100415,195	-35073,9063	136320,734	128850,063	162778,563	1870765	-1855392,5	976493,625
0,25	31012,9512	27493,8789	20628,3184	-9482,54883	-94691,8672	101706,242	-34912,2305	139024,828	126076,758	209467,297	1855612,5	-1890880,88	994200,75
0,3	31274,3633	27768,5879	20085,7891	-12452,3613	-93927,9141	102847,836	-34745,2813	141607,641	123168,43	253317,016	1841637,75	-1924997	1003380,19
0,35	31066,9824	28073,457	19726,3184	-15329,0352	-92962,8672	103976,531	-34522,7813	144007,641	120148,336	298673,5	1825105,5	-1957132,5	1003413,13
0,4	30473,6074	28370,1621	19526,875	-18219,2422	-91561,4375	105253,703	-34209,7305	146226,906	117086,398	350058,438	1802825,5	-1987808,88	997152,063
0,45	29788,9063	28628,4883	19361,4727	-21210,7383	-89641,6875	106708,844	-33793,9414	148327,531	114059,977	409533,563	1773241,38	-2017016,63	989974,188
0,5	29349,7051	28672,6055	19677,1445	-24279,6855	-87288,7109	108255,031	-33270,3594	150404,188	111107,938	475449,25	1736750	-2044061,5	988695,375
0,55	29289,1133	28605,4668	20227,3086	-27321,1582	-84715,9844	109728,414	-32619,9434	152523,75	108219,844	543916,563	1694992,5	-2067705,88	996907,5
0,6	29635,6699	28473,9063	21136,1758	-30259,0234	-82119,2031	110900,289	-31822,252	154698,578	105355,313	611280,063	1649056,88	-2086295,75	1015872,5
0,65	30424,0156	2849,7969	21948,4512	-33178,7227	-79570,3672	111715,094	-30878,0859	156886,609	102477,016	676984,625	1598749,88	-2100213,25	104477,016
0,7	31274,3633	28012,1211	22296,8008	-36228,3672	-77000,0156	112162,492	-29805,8281	159015,453	99012,188	72656,625	1542470,75	-2110181,016	107012,188
			23202,1758	-39622,5469	-75000,0156	111974,242	-28692,9766	161044,75	99012,188	72656,625	1479636,13	-2118885,016	107012,188
			22903,8008	-43361,4227	-75000,0156	111715,094	-27597,5664	162935,016	99012,188	72656,625	1411039,75	-2127080,016	107012,188
			22362,4766	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625	1339856,5	-2100213,25	107012,188
			21754,69	-47100,0156	-75000,0156	111974,242	-26550,5078	161044,75	99012,188	72656,625			

2.4.4.2 Version 1- Voruntersuchung

Bei der auf **Abbildung 39** dargestellten Version wird der Blattlagerinnenring an der Nabe festgeschraubt. Ein Mannloch wurde vorgesehen und dort eine Spannungsspitze erwartet.

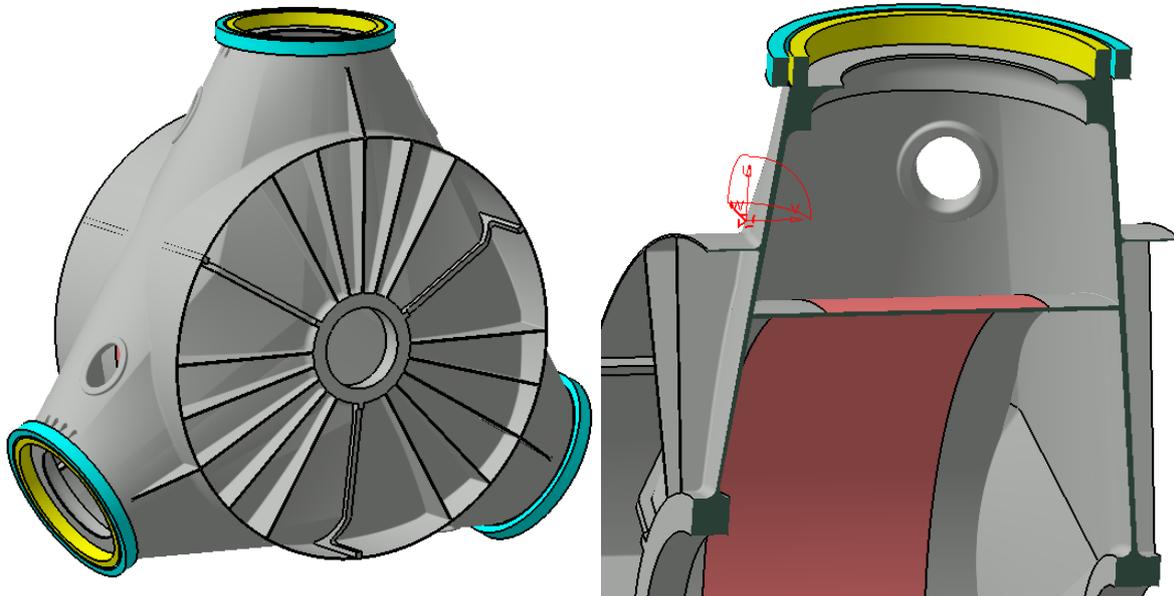


Abbildung 39: Nabe Version 1

Bei den Untersuchungen dieser Version wurde erstmals die Blattlagersteifigkeit berücksichtigt. Die Kontaktsteifigkeit eines einzelnen Wälzkörpers mit den Laufbahnen wird zuerst nach „Roark's formulas for stress and strain“, table 14.1 und item 4 ermittelt. Anschließend werden die Lagerringe und alle Wälzkörper abgebildet und die „globale“ Lagersteifigkeit in Kipp-, radialer und axialer Richtung berechnet. Die Wälzkörper wurden durch je zwei senkrecht aufeinander stehenden Federn mit Kontaktsteifigkeit ersetzt, siehe **Abbildung 40**.

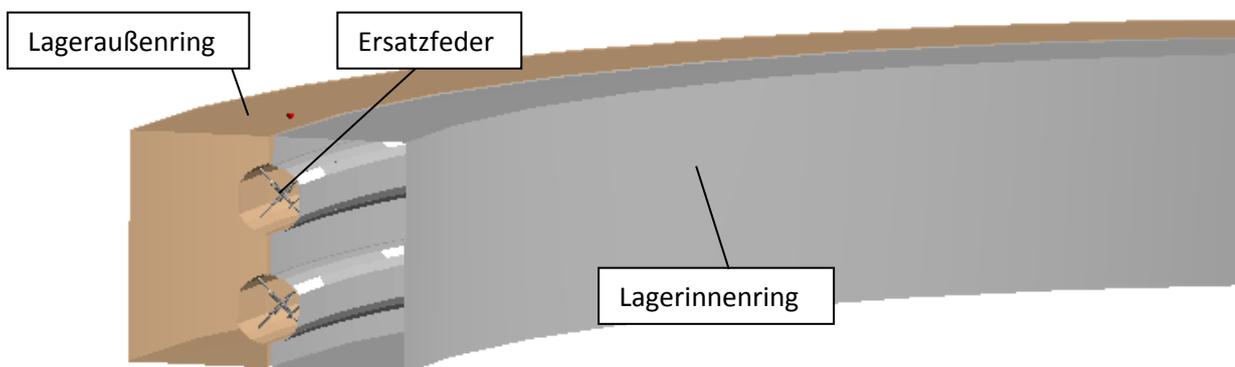


Abbildung 40: Lagermodell mit Ersatzfedern

Abbildung 41 zeigt als Beispiel die erforderliche Kraft gegenüber der Verschiebung in radialer Richtung.

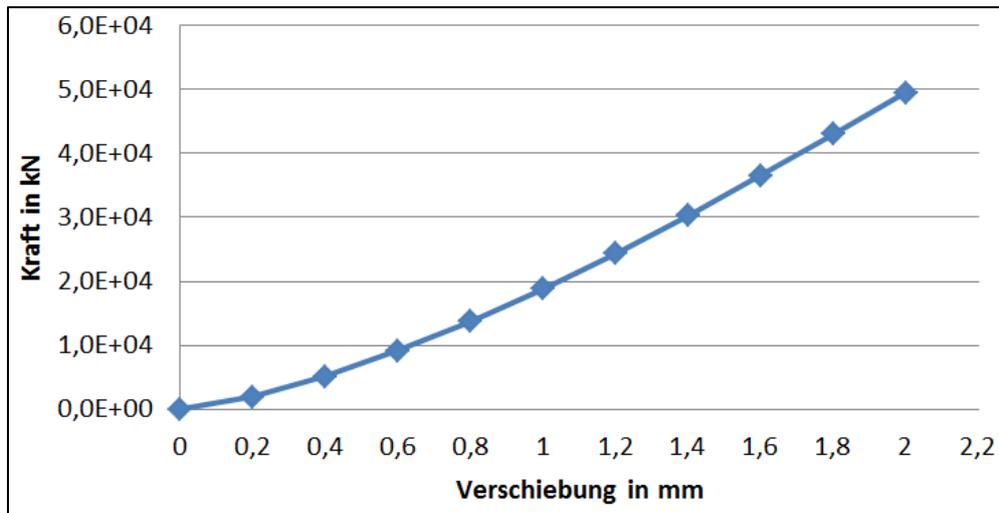


Abbildung 41: Kraft gegenüber Verschiebung in radiale Richtung

Abbildung 42 und **Abbildung 43** zeigen die Ergebnisse der FEM-Analyse. Die Spannungen in der Nabe unter Extrembelastungen durch Windkräfte am Blattlager sind bei der hier dargestellten Version 1 noch nicht zufriedenstellend.

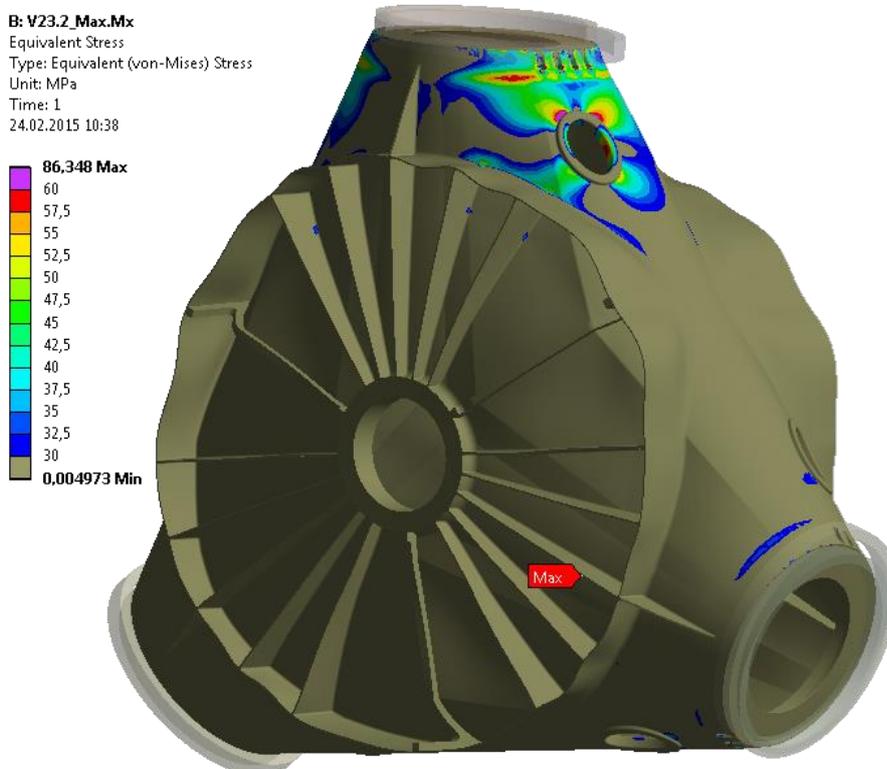


Abbildung 42: Spannungen mit Max. Mx Version 1

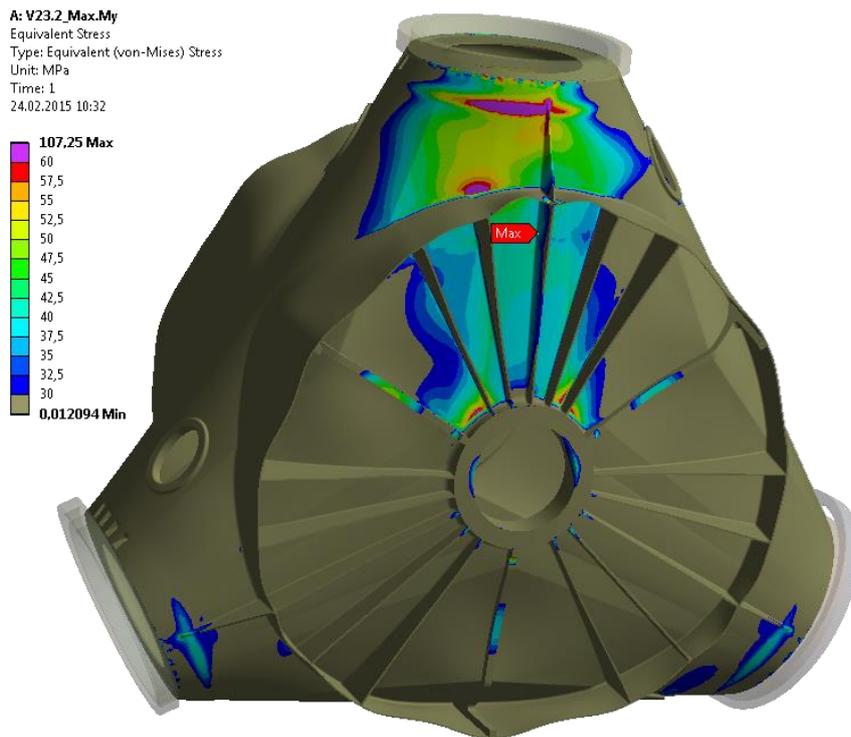


Abbildung 43: Spannungen mit Max. My Version 1

2.4.4.3 Version 2- Endversion

Mit der oben gezeigten Blattlageranordnung ist es nicht gelungen, die Spannung an der Nabe gering zu halten. Daher wurde der tragende Kegel vergrößert, an dem nun, im Gegensatz zur vorigen Version, der Blattlageraußenring montiert wird, vgl. **Abbildung 44**. So muss auf das vorher ausgearbeitete Pitchsystem mit Zahnriemenverstellung verzichtet werden, da der drehende Lagerring nun innen liegt. Stattdessen wurde ein hydraulisches Pitchsystem ausgelegt. Gleichzeitig wurde die Konstruktion der Nabe für eine Kühlung mit Öl konzipiert. Details über Ölverlauf und -rückkühlung sind in **Kapitel 2.10 Kühlkonzept** ausgeführt.

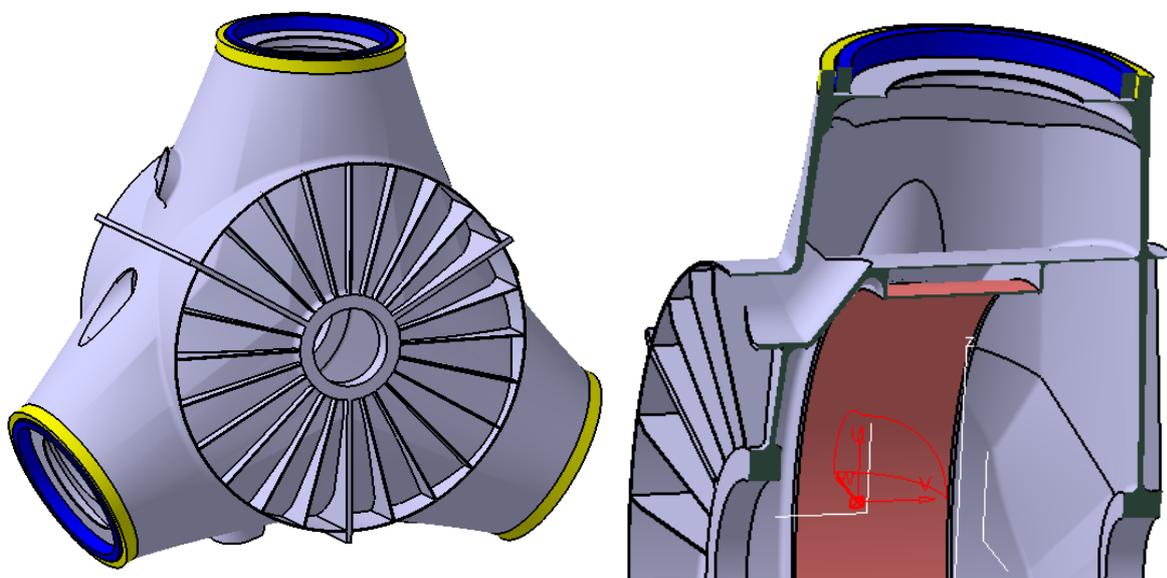


Abbildung 44: Nabe Version 2

Das Ergebnis der FEM-Analyse in **Abbildung 45** und **Abbildung 46** zeigt, dass die Spannungen in der Nabe unter Extrembelastungen durch Windkräfte an der Blattwurzel weiter gesunken sind und 30 MPa nur an wenigen Stellen überschreiten.

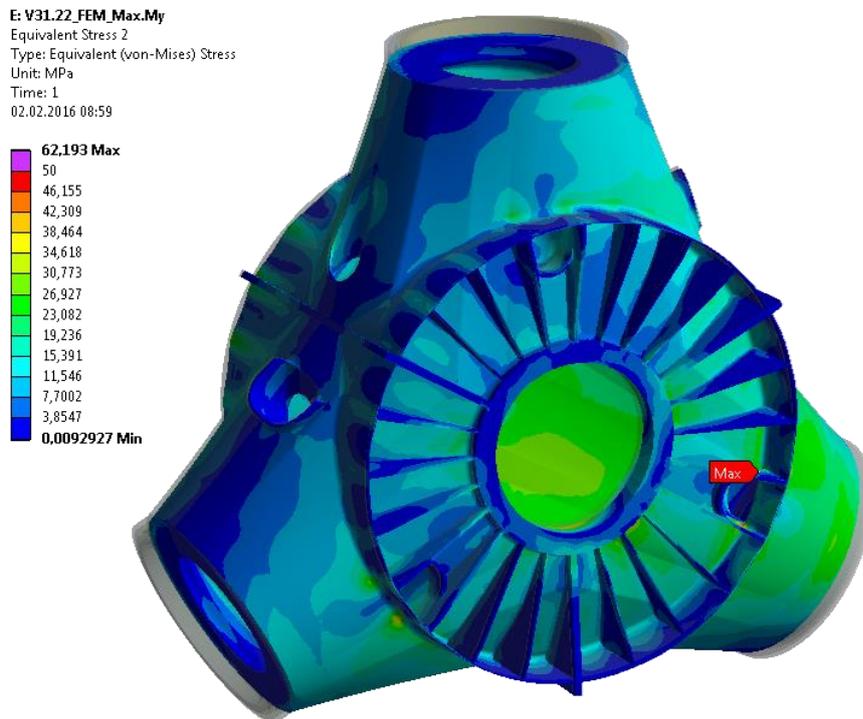


Abbildung 45: Spannungen mit Max. Mx

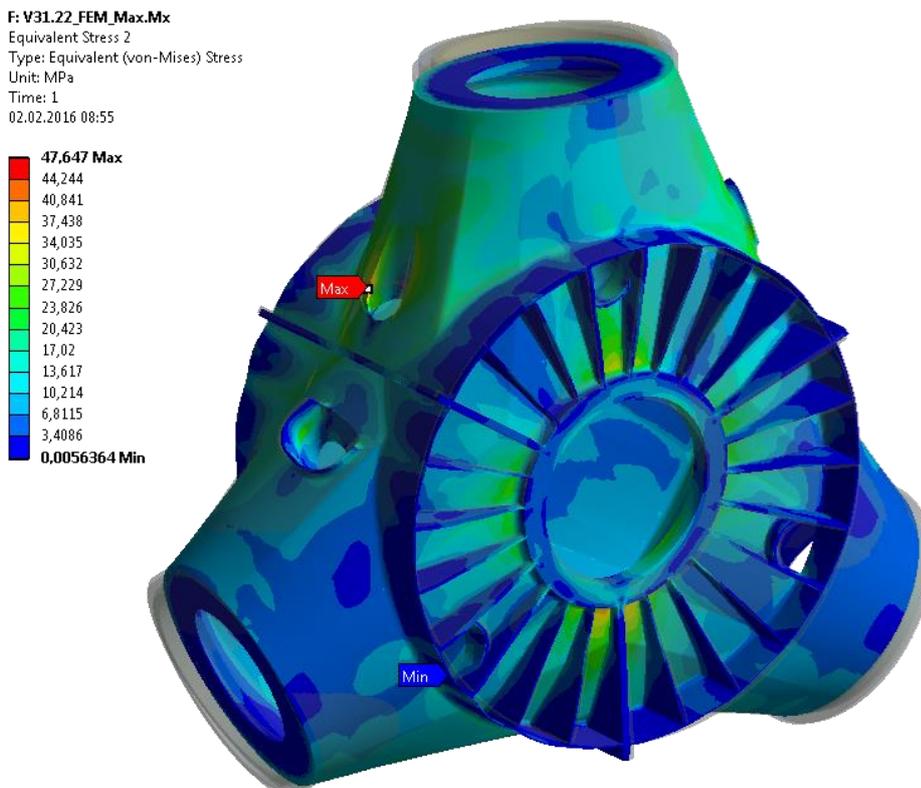


Abbildung 46: Spannungen mit Max. My

Darüber hinaus wurde eine Lebensdauerprüfung durchgeführt. Die Betriebsfestigkeitsuntersuchung wurde durchgeführt mit dem Softwarepaket LMS Durability der Firma Siemens. Dabei wurden die von Fraunhofer IWES zur Verfügung gestellten Lastzeitreihen und die Theorie der linearen Schadensakkumulation nach der Miner-Regel verwendet. Die Betriebsfestigkeitsuntersuchung ergab eine maximale Schadensumme von 0,44, vergleiche **Abbildung 47**.

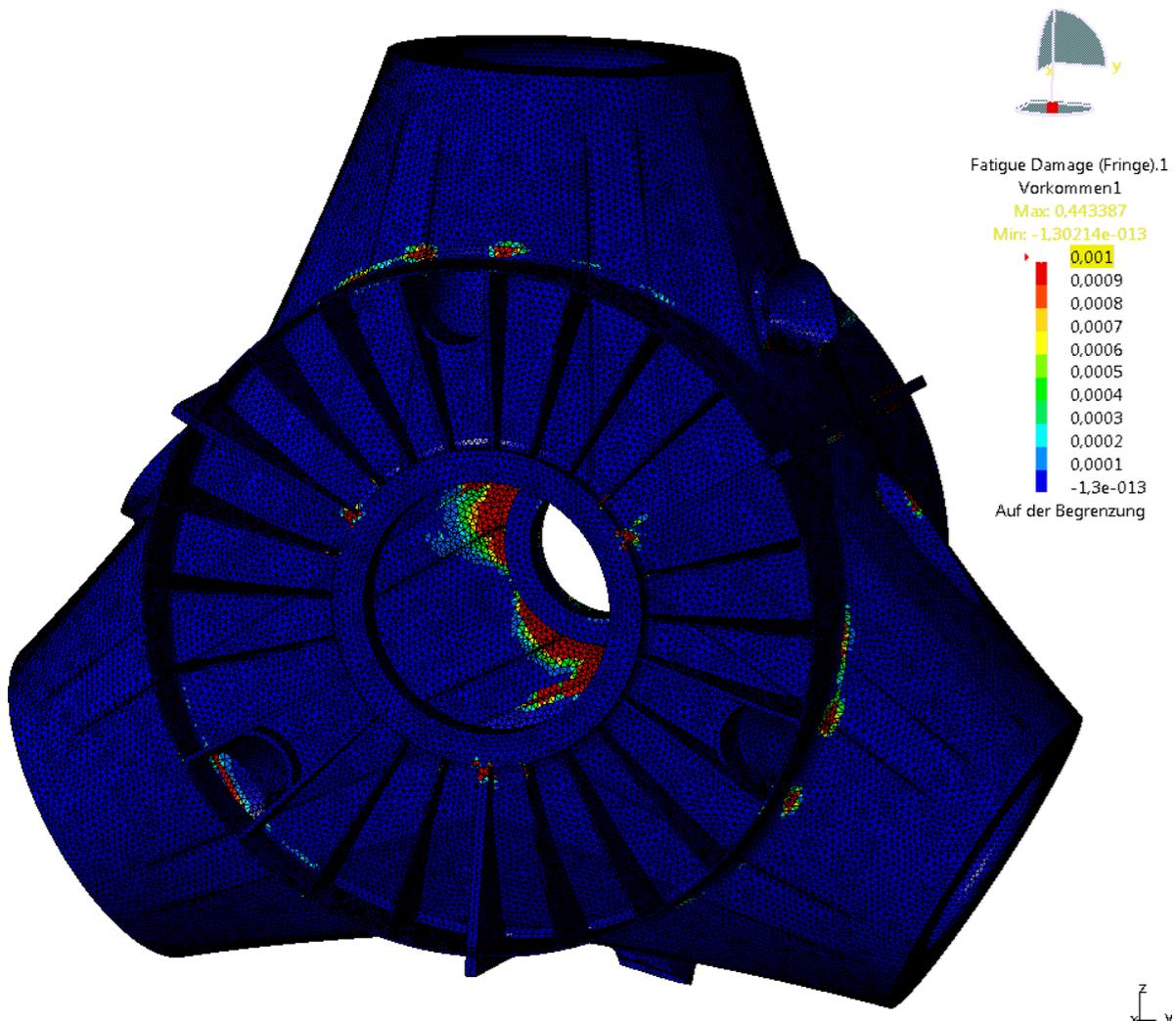


Abbildung 47: Betriebsfestigkeitsuntersuchung mit einer Schadensumme von 0.44.

2.5 Generatorauslegung

Verschiedene Wicklungsarten wurden für das Projekt Nabengenerator von unserem Verbundpartner Fraunhofer IWES und Dr. Braun im Hinblick auf Leichtbau und Wirkungsgrad untersucht. Ausgelegt wurde ein Synchrongenerator mit 3200 kW bei 12 U/min in Außenläuferbauweise mit Oberflächenmagneten. Die Ausgangsspannung bei warmer Maschine und Nennleistung beträgt 660 V. Im Leerlauf beträgt die Magnettemperatur 20 °C und im Lastpunkt 80 °C. Die Wicklungstemperatur im Nennpunkt wird mit 100 °C berücksichtigt. Der Rotoraußendurchmesser wurde auf 5 m festgelegt, der Luftspalt soll einseitig 5 mm betragen.

In die engere Auswahl sind drei Generatorkonzepte gekommen:

1. Verteilte Zweischichtwicklung (DW1) aus Kupferdraht und einer Eisen- und Magnetlänge von 1,5 m
2. Verteilte Zweischichtwicklung (DW2) aus Aluminium und einer Eisen- und Magnetlänge von 1,5 m
3. Zahnspulenwicklung (CW) aus Kupferdraht und einer Eisen- und Magnetlänge von 1,2 m

In **Abbildung 48** ist eine verteilte Zweischichtwicklung (DW1 und DW2) dargestellt. Eine Spule hat fünf Windungen und der Leiter besteht aus zwei Drähten.

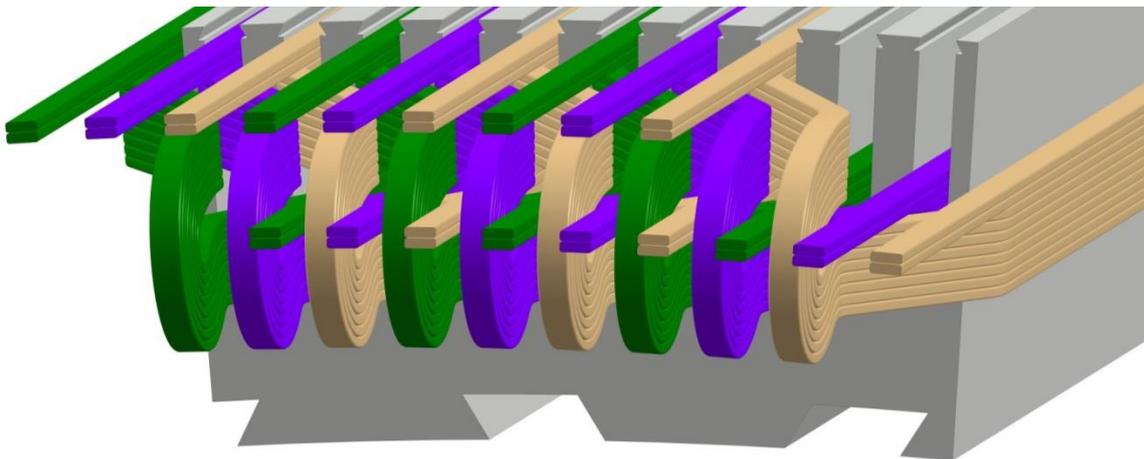


Abbildung 48: Spulen einer Verteilten Zweischichtwicklung mit jeweils fünf Windungen und zwei Drähten pro Leiter

Abbildung 49 zeigt eine Zahnspulenwicklung (CW) mit Kupferspulen aus vier Drähten pro Leiter und 18 Leiterwindungen pro Spule.

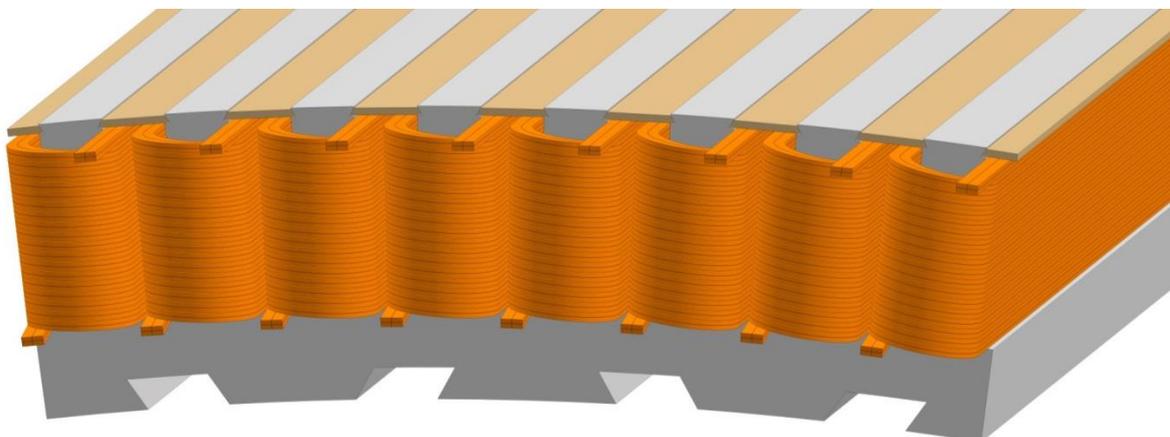


Abbildung 49: Spulen einer Zahnspulenwicklung mit jeweils 18 Windungen und vier Drähten pro Leiter

Im Folgenden werden alle drei Konzepte in Hinblick auf Gewicht, Kosten und Wirkungsgrad untersucht.

2.5.1 Gewichtsvergleich Permanentmagnete und Rotor

Durch die 20 % kürzere Magnetbahn der Zahnspulenvariante sind auch die Gewichte des Rotormagnetträgers und der Magnete um etwa 20 % geringer, vgl. **Tabelle 6**.

Tabelle 6: Aktive Rotor- und Magnetmasse von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)

Konzept	Gewicht Magnetträger [t]	Gewicht Magnete [t]	Gesamtgewicht Rotor[t]
DW1	7,29	2,59	9,88
DW2	7,29	2,59	9,88
CW	5,86	2,22	8,08

2.5.2 Gewichtsvergleich Wicklung und Stator

Tabelle 7 zeigt ein um ca. 25 % leichteres Eisenpaket für die Zahnspulenwicklung. Dies hängt vor allem ab von dem kürzeren Stator und von den weniger tiefen Nuten mit dünnerem Statorjoch.

Tabelle 7: Aktive Stator- und Wicklungsmasse von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)

Konzept	Gewicht Eisenpaket [t]	Gewicht Wicklung [t]	Gesamtgewicht Stator[t]
DW1	21,38	9,54	30,92
DW2	21,38	2,89	24,27
CW	15,70	6,45	22,15

Wicklungen aus Aluminium wiegen nur etwa ein Drittel einer vergleichbaren Kupferwicklung, allerdings lässt sich bei gleich bleibender Geometrie nur ein weit geringerer Generatorwirkungsgrad erzielen.

Durch das kürzere Statorpaket und die kürzeren Wickelköpfe ist das Gewicht der Zahnspulenwicklung weit geringer als das Gewicht der Verteilten Wicklung mit Kupfer.

Tabelle 8 zeigt das Gesamtgewicht der Aktivteile des Generators und die Gewichtsvorteile der einzelnen Konzepte.

Tabelle 8: Aktive Generatormasse von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)

Konzept	Aktive Generatormasse [t]	Gewichteinsparung [%]
DW1	40,80	-
DW2	34,15	-16,29
CW	30,23	-25,90

Mit einer Kürzung der Paketlänge des Generators von 1,5m auf 1,2 m und der Verwendung einer Zahnspulenwicklung reduziert sich die aktive Masse des Generators um fast 26 % auf ca. 30 t.

2.5.3 Kostenschätzung für Rotor und Stator

Aufgrund der Integration des Generators in die Nabe wurde als Sicherheit gegen Entmagnetisierung im Falle eines Kurzschlusses eine relativ hohe Magnettemperatur von 80 °C vorgegeben. Daher wurde für die Verteilte Wicklung auch eine sehr hohe Magnetgüte „UH“ ausgewählt. Aufgrund von niedrigeren Polzahlen und höherer Induktivität genügt für die Zahnspulenwicklung auch eine Magnetgüte „SH“ oder „H“, was sich zusammen mit der kürzeren Magnetbahn besonders im Magnetpreis zeigt.

Tabelle 9: Kostenschätzung für den Rotor mit Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)

Konzept	Gewicht Magnetträger [t]	Kosten Magnetträger [k€] 2 €/kg	Gewicht Magnete [t]	Kosten Magnete [k€]	Gesamtkosten Rotor [k€]
DW1	7,29	14,58	2,59 (N40 UH)	150,2 (58 €/kg)	164,78
DW2	7,29	14,58	2,59 (N40 UH)	150,2 (58 €/kg)	164,78
CW	5,86	11,72	2,22 (N38 SH)	79,92 (36 €/kg)	91,64

Die grob geschätzten Rotorkosten in **Tabelle 9** für die Zahnspulenwicklung entsprechen etwa der Hälfte der Kosten für die Ausführung als verteilte Zweischichtwicklung. Die grob geschätzten Kosten für die Aktivteile des Stators in Zahnspulenausführung sind etwa 30 % geringer als die Kosten für die Ausführung mit Verteilter Wicklung (DW1), da hier weit weniger Kupfer benötigt wird, vgl.

Tabelle 10.

Die Ausführung DW2 mit einer Verteilter Wicklung aus Aluminium bildet das günstigere Statorkonzept, jedoch entspricht der Wirkungsgrad eines solchen Generators nicht den Anforderungen.

Tabelle 10: Kostenschätzung für den Stator mit Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium(DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)

Konzept	Gewicht Eisenpaket [t]	Kosten Eisenpaket [k€] 2 €/kg	Gewicht Wicklung [t]	Kosten Wicklung [k€]	Gesamtkosten Stator [k€]
DW1	21,38	42,76	9,54 (Kupfer)	95,40 (10 €/kg)	138,16
DW2	21,38	42,76	2,89 (Aluminium)	8,67 (3 €/kg)	51,43
CW	15,70	31,40	6,45 (Kupfer)	64,50 (10 €/kg)	95,90

Auch bei der Betrachtung der Kosten der Aktivteile des Generators mit Zahnspulenwicklung erweist sich das Konzept CW als günstigere Lösung. Mit grob geschätzten Kosten von Rotor und Stator von etwa 187.500 € liegt die Zahnspulenvariante deutlich unter der Ausführung mit Verteilter Kupferwicklung mit ca. 303.000 €.

2.5.4 Wirkungsgradbetrachtung der Konzepte

Ein Vergleich der errechneten Wirkungsgrade der verschiedenen Konzepte bei Halblast und bei Volllast ist in **Tabelle 11** aufgezeigt und in **Abbildung 50** grafisch dargestellt. Durch Vergrößerung der Aluminiumwicklung könnte der Wirkungsgrad von Konzept DW2 weiter erhöht werden, wodurch jedoch die Kostenvorteile und die Gewichtsvorteile der Aluminiumwicklung verschwinden würden.

Tabelle 11: Errechnete Wirkungsgrade von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium (DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)

Konzept	Errechneter Wirkungsgrad bei Halblast [%]	Errechneter Wirkungsgrad bei Volllast [%]
DW1	95,99	94,32
DW2	94,70	91,83
CW	95,87	93,51

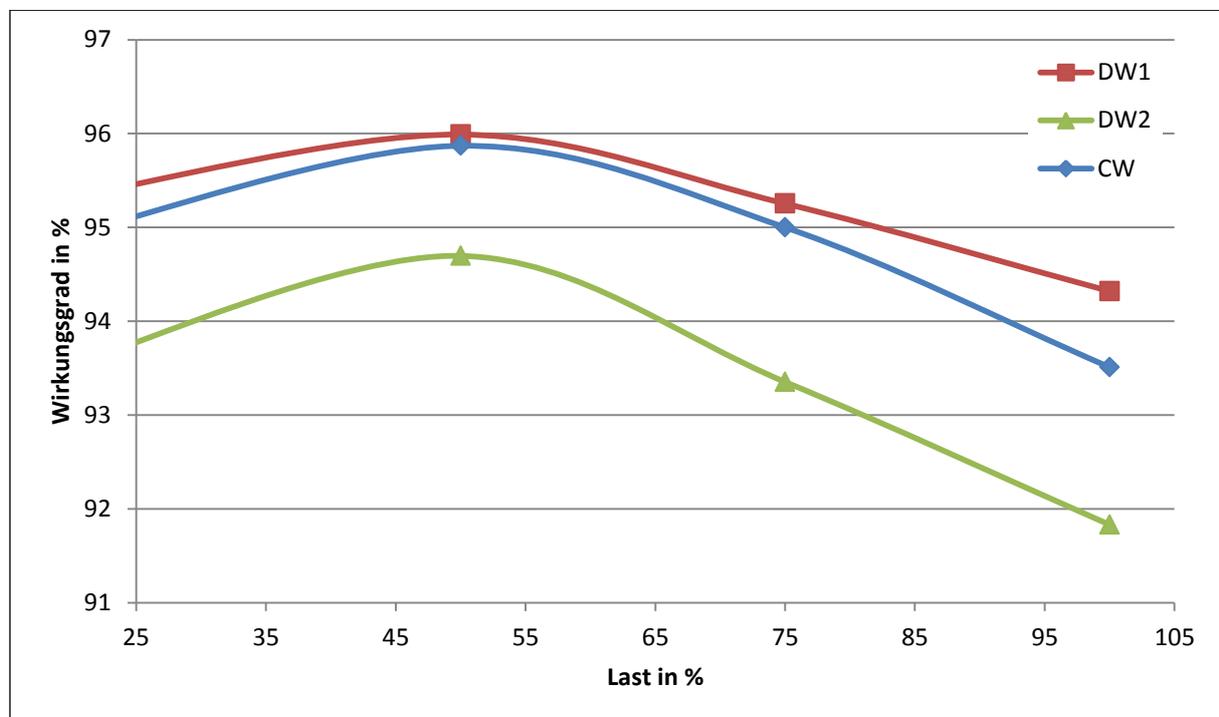


Abbildung 50: Errechnete Wirkungsgrade von Verteilter Wicklung mit Kupfer (DW1), mit Aluminium (DW2) und der kürzeren Zahnspulenwicklung mit Kupfer und 1,2 m Länge (CW)

Der ausgewählte Generator mit Zahnspulenwicklung ist in **Abbildung 51** dargestellt. Er besteht aus 192 Spulen und 176 Magnetpolen. Ein Magnetpol ist 70 mm breit, 20 mm hoch und 1200 mm lang.

Das Statorblech besteht aus 192 Nuten mit einer Tiefe von 126,7 mm und einer Breite von ca. 36 mm. Am Innendurchmesser ist das Statorblech mit Schwalbenschwanznuten versehen, um es formschlüssig mit dem Statorsupport zu verbinden, wie in **Abbildung 52** gezeigt.

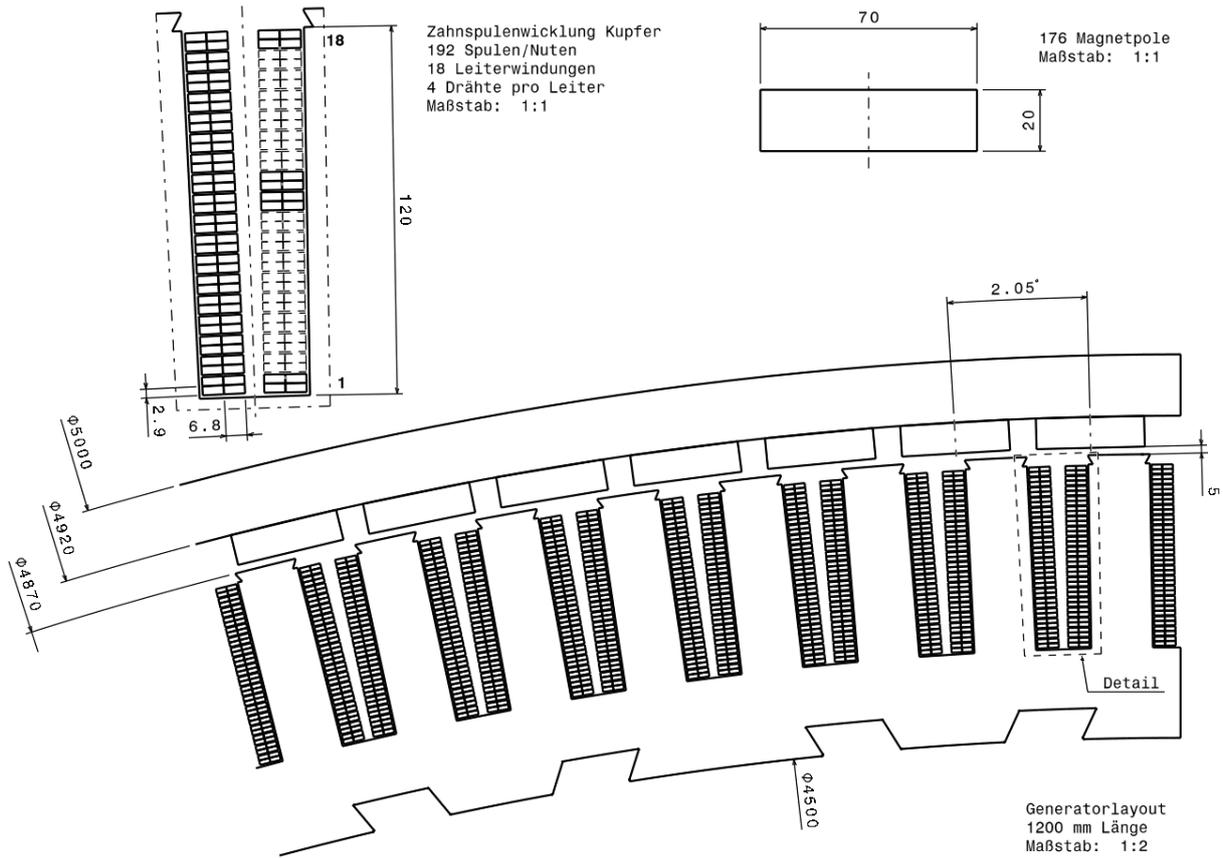


Abbildung 51: Generatorlayout mit Zahnspulenwicklung, Angaben in mm

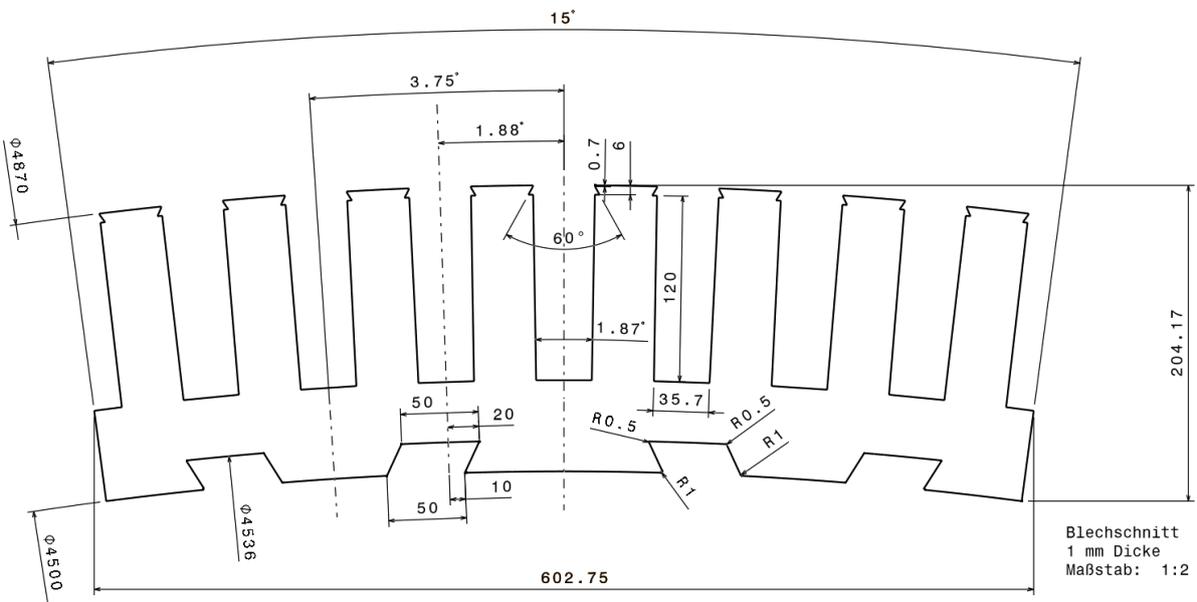


Abbildung 52: Blechschnitt des Statorblechs mit Schwalbenschwanznuten, Angaben mm

2.6 Statorsupport

2.6.1 Beschreibung

Der Statorsupport ist die Baugruppe, die das Blechpaket mit der Generatorachse starr verbindet und dadurch sowohl die Form als auch die Tiefe des Generatorluftspalts aufrechterhält. Daneben werden vom Statorsupport das Generatormoment, ein Teil der magnetischen Kräfte und das Eigengewicht des Stators übertragen. Die folgende **Abbildung 53** zeigt den Statorsupport in zwei verschiedenen Ansichten.

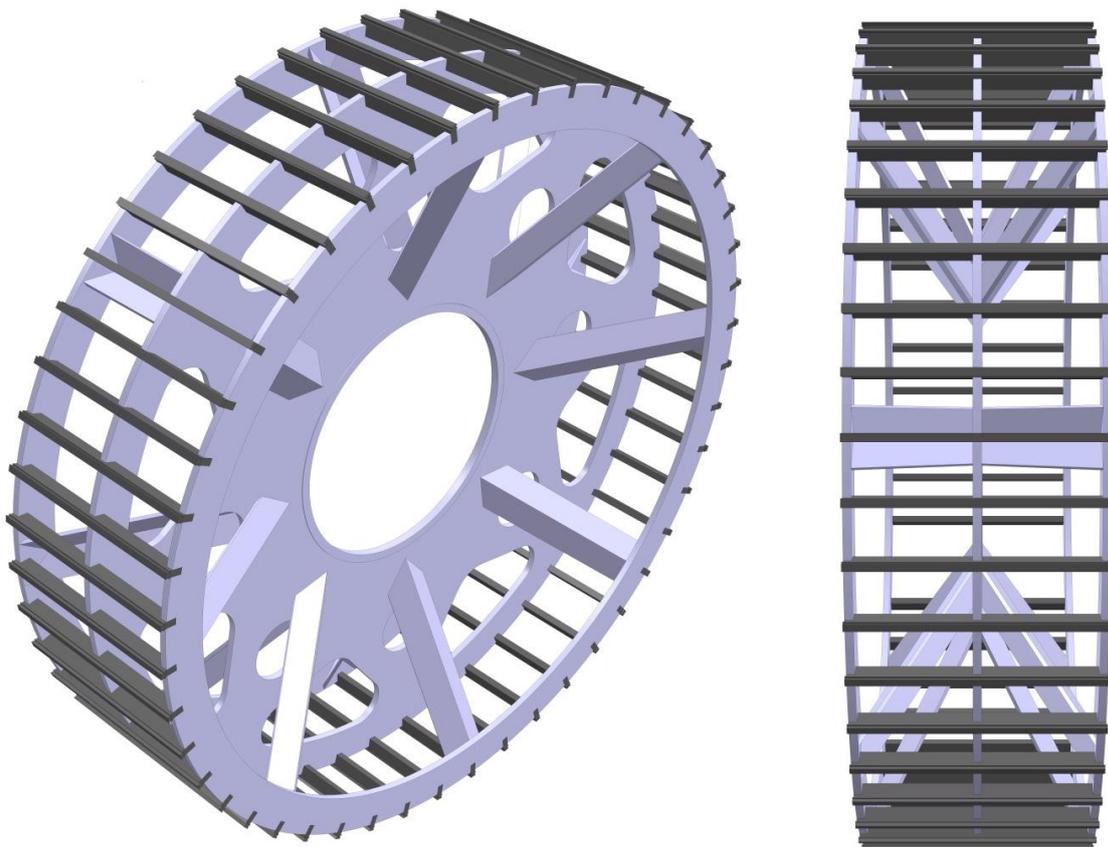


Abbildung 53: Darstellung des Statorsupports in verschiedenen Ansichten

Der Statorsupport ist ein Schweißteil und besteht aus einer tragenden Scheibe, die in ihrer Mitte über einen kreisrunden Ausschnitt verfügt, in den ein Ringflansch eingeschweißt ist. Dieser Ringflansch dient der Verbindung mit der Generatorachse. Des Weiteren befinden sich im äußeren, gering belasteten Bereich der Scheibe Ausparungen zur Gewichtsreduktion. Entlang des Außendurchmessers der Scheibe sind Aufnahmen für 48 Stege mit integrierten Schwalbenschwanzleisten angebracht, die der Ausrichtung und formschlüssigen Verbindung mit den Statorblechen dienen. An ihren beiden Enden werden die Stege von jeweils einem versteifenden Ring aufgenommen. Diese beiden versteifenden Ringe stützen sich über insgesamt 16 abgekantete Bleche an der tragenden Scheibe ab.

2.6.2 Abmessungen

Die Hauptabmessungen der Bestandteile des Statorsupport sind:

Tabelle 12: Hauptabmessungen des Statorsupports

Dimension	Abmessung
Stärke der Scheibe	40 mm
Stärke der Versteifungsringe	40 mm
Stärke der Stützbleche	20 mm
Außendurchmesser des Supports (ohne Blechpaket)	4.536 mm
Breite des Supports	1.200 mm
Innendurchmesser des Ringflansches	1.500 mm

Als Material wurde Baustahl S235JR ausgewählt.

Die Masse des Statorsupports beträgt 7.645 kg.

2.6.3 Festigkeitsberechnungen

2.6.3.1 Beschreibung der Lastfälle

Die Dimensionierung der Bestandteile der Statorsupportbaugruppe erfolgte durch numerische Simulation mithilfe der Finite-Elemente-Software ANSYS. Dazu wurde vom Statorsupport ein vereinfachtes Simulationsmodell entworfen. Im Modell sind das Blechpaket und die Wicklungen durch einen Ring repräsentiert, dessen Dichte so modifiziert wurde, dass dessen Masse der Summe der Massen von Blechpaket und Wicklungen entspricht.

Die folgenden Lastfälle wurden berechnet:

1. Eigengewicht stehend: Gravitationseinfluss auf den stehenden Statorsupport unter Berücksichtigung der Statormasse, bei waagrechtlicher Rotationsachse wie im Einbauzustand
2. Eigengewicht liegend: Gravitationseinfluss auf den liegenden Statorsupport unter Berücksichtigung der Statormasse, bei senkrechter Rotationsachse wie im Montagezustand
3. Generatormoment: Generatormoment in Höhe von 5.000 kNm auf den Außendurchmesser des Blechpakets aufgebracht
4. Magnetkraft: Magnetkraft, die auf den Statorsupport wirkt, wenn die Maße des Generatorluftspalts vom Ideal abweichen. Es wurde ein Luftspalt von 5 mm Höhe angenommen, der eine Exzentrizität von 2 mm und eine Ovalität von 2 mm aufweist.
5. Thermospannung: Zur Beurteilung der auftretenden Thermospannung wurde ein Temperaturgradient von 58 Kelvin zwischen Ringflansch und Blechpaket eingefügt.
6. Modalanalyse: Zusätzlich wurde eine Modalanalyse durchgeführt.

2.6.3.2 Beschreibung der FE Ergebnisse

- **Eigengewicht stehend**

Sowohl die auftretenden Spannungen, als auch die daraus resultierende Verformung des stehenden Stators sind als sehr gering zu beurteilen. Wie in **Abbildung 54** gezeigt beträgt die maximale Spannung 3,7 MPa, die Verformung beträgt im Luftspalt weniger als 0,02 mm.

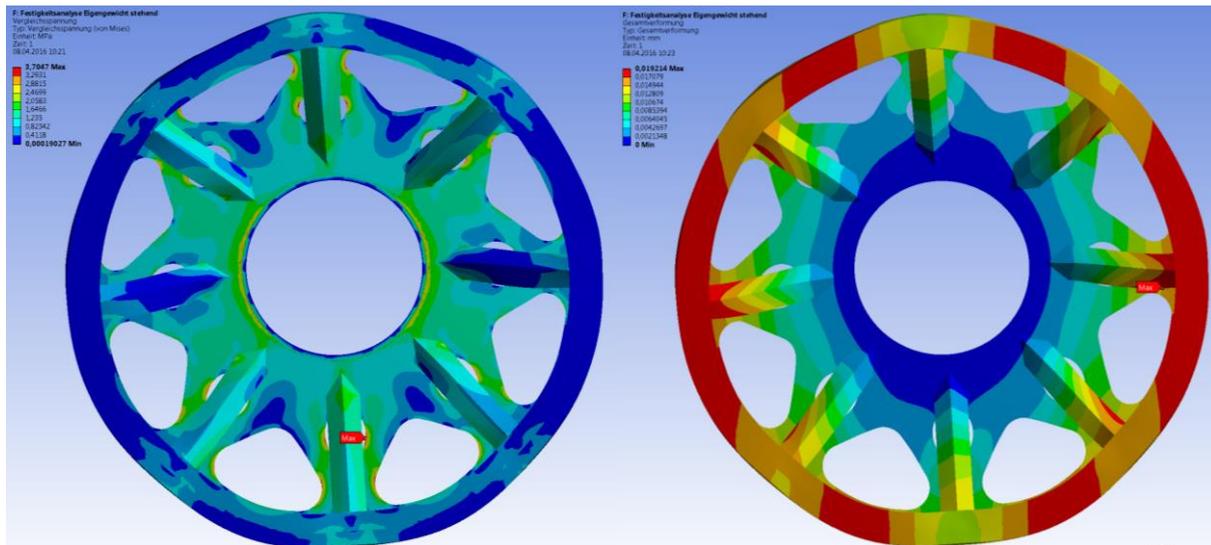


Abbildung 54: Vergleichsspannung und Verformung des stehenden Statorsupports unter Schwerkrafteinfluss

- **Eigengewicht liegend**

Die Belastung des Stators durch sein Eigengewicht ist im liegenden Zustand um ein Vielfaches höher als stehend. Dieser Belastungszustand tritt nur während des Montageprozesses, nicht jedoch im Betrieb des Generators auf. Die in **Abbildung 55** abzulesende maximale Vergleichsspannung von 27,242 MPa tritt bei langsamem Absenken des Stators auf. Ruckartiges Absetzen vergrößert die maximale Spannung. Die größte auftretende Verformung beträgt 0,2 mm.

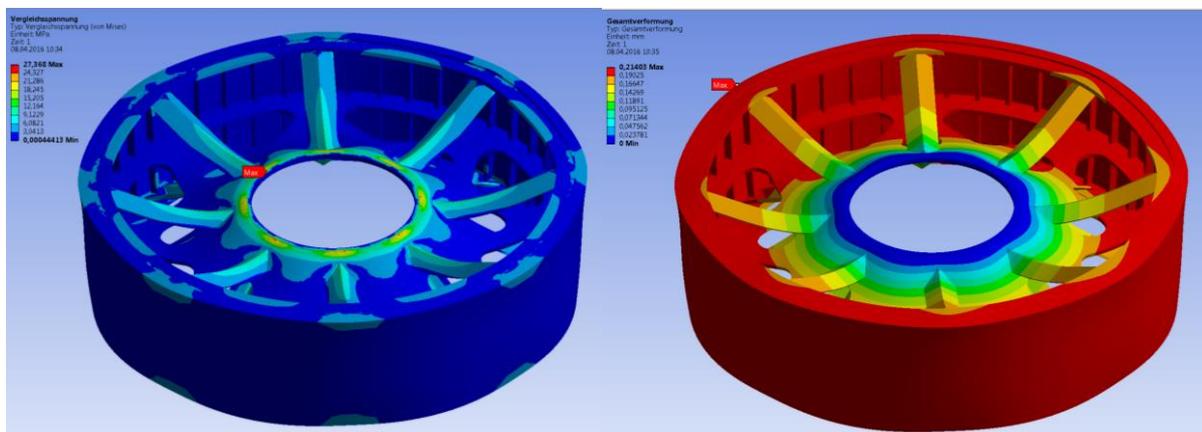


Abbildung 55: Vergleichsspannung und Verformung des liegenden Statorsupports unter Schwerkrafteinfluss

- **Generatormoment**

Im Betriebszustand des Generators wirkt auf den Statorsupport ein Drehmoment um die Drehachse. Zur Beurteilung der Eignung der gewählten Konstruktion wurden 5.000 kNm als Höhe dieses Drehmoments gewählt. Dieser Wert entspricht ungefähr dem doppelten Nenndrehmoment, das im Kurzschlussfall auftreten kann.

Die maximale Vergleichsspannung tritt am Übergang zwischen Scheibe und Ringflansch auf und beträgt gemäß **Abbildung 56** ca. 147 MPa. Besonderes Augenmerk ist in diesem Zusammenhang auf die Ausgestaltung der Schweißverbindung zwischen Scheibe und Ringflansch zu legen.

Wie in **Abbildung 56** rechts zu sehen ist, ist die auftretende Verformung in diesem Belastungszustand eine Verdrehung des Statorsupports entlang des Luftspalts von 0,7 mm. Sie kann vernachlässigt werden.

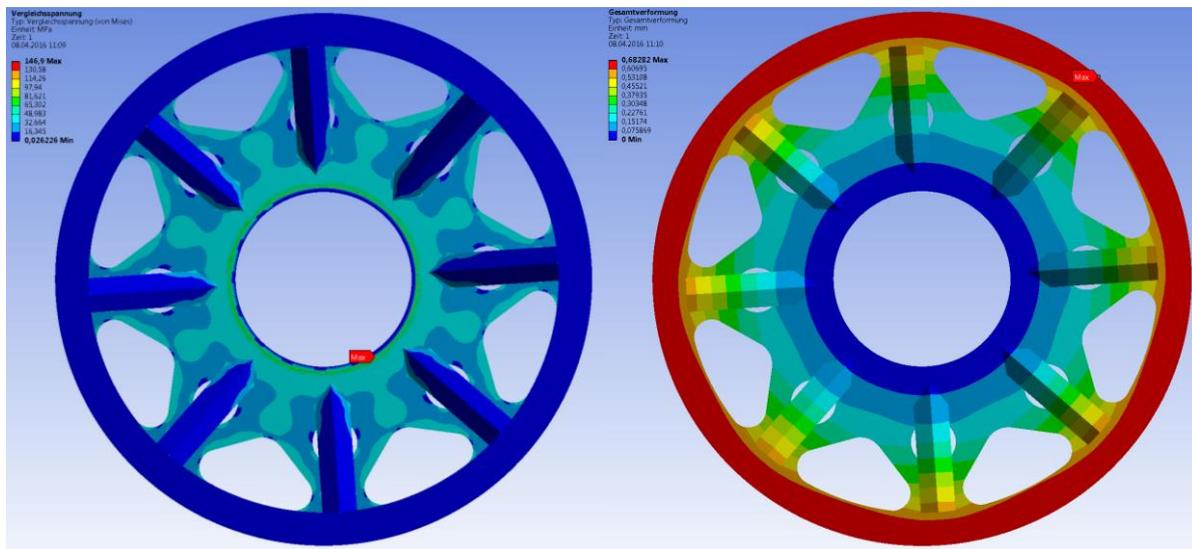


Abbildung 56: Vergleichsspannung und Verformung des Statorsupports unter Einfluss des maximalen Generatormoments

- **Magnetkraft**

Ausgehend von einer Luftspalthöhe von 5 mm wurden zur Ermittlung der Magnetkräfte eine Exzentrizität von 2 mm und eine Ovalität von ebenso 2 mm angenommen, so dass der geringste verbleibende Luftspalt 1 mm beträgt. Je kleiner der verbleibende Luftspalt ist, desto größer sind die auftretenden Magnetkräfte. Für Drehwinkelabschnitte von jeweils 1° wurden Zugspannungen in Höhe von 0,35 bis 0,41 MPa berechnet und im Modell auf die Oberfläche des Blechpakets aufgebracht.

Wie in **Abbildung 57** zu erkennen ist, resultieren aus der Magnetkraft Spannungen von bis zu 45,7 MPa und eine Gesamtverformung von bis zu 0,15 mm, die ihrerseits den Luftspalt weiter verformt.

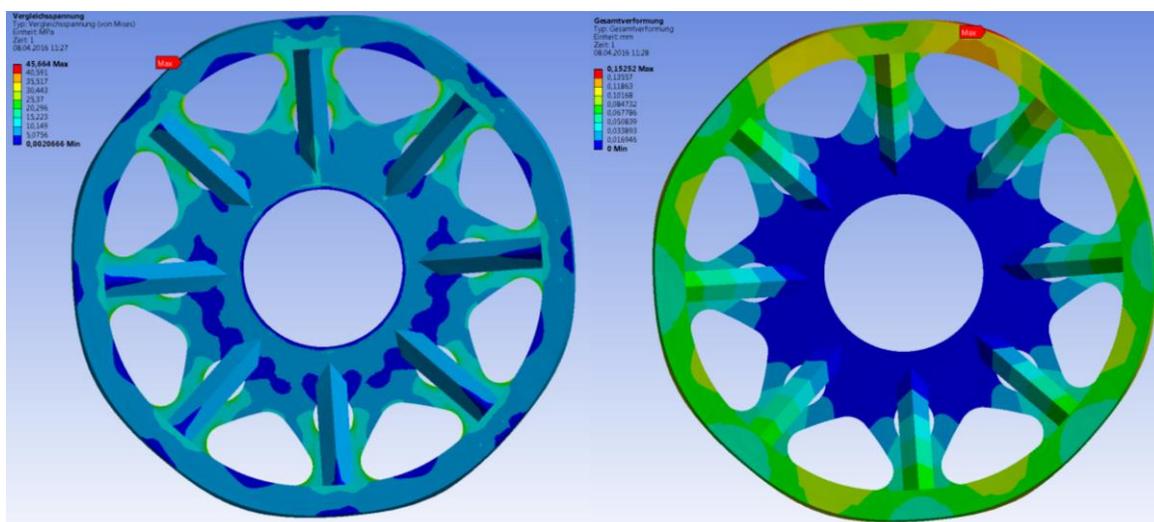


Abbildung 57: Vergleichsspannung und Verformung des Statorsupports unter Einfluss ungleichmäßiger Magnetkräfte

- **Thermospannung**

Um den Statorsupport bezüglich thermisch induzierter Belastung zu optimieren wurde ein Zustand simuliert, bei dem das Blechpaket an seiner Oberfläche 58 K wärmer ist, als der Ringflansch. Mit der gewählten Geometrie beträgt die maximale Spannung 168,4 MPa und die Ausdehnung am Luftspalt liegt zwischen 1,00 und 1,45 mm. Siehe hierzu **Abbildung 58**.

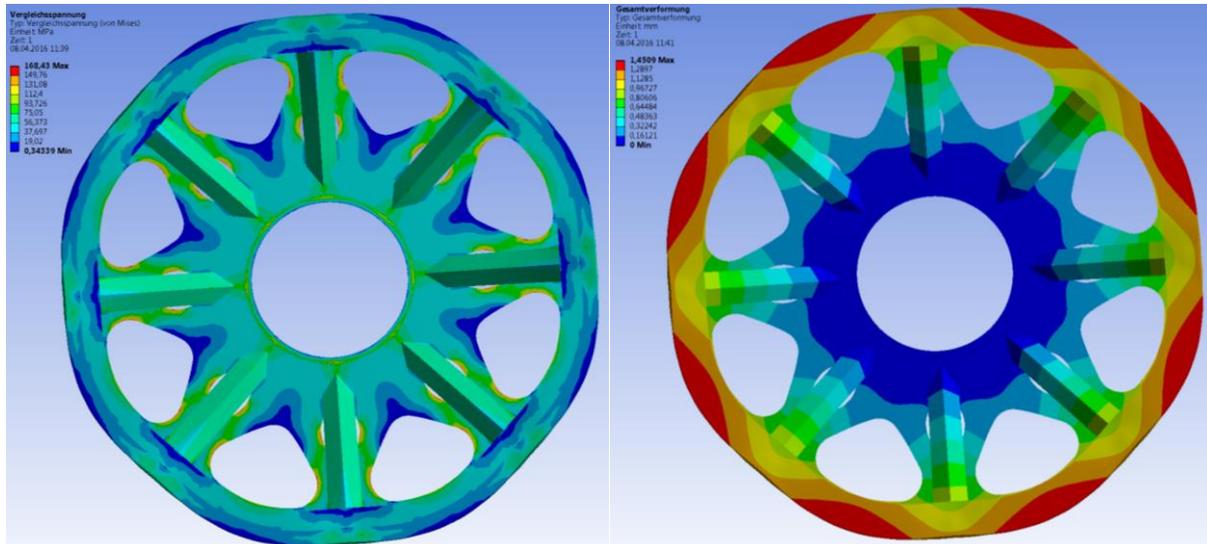


Abbildung 58: Vergleichsspannung und Verformung des Statorsupports bei ungleichmäßiger Erwärmung

- **Modalanalyse**

Die Ergebnisse der Modalanalyse sind in **Tabelle 13** aufgelistet.

Tabelle 13: Ergebnisse der Modalanalyse

Mode #	Frequenz	Beschreibung
1	14,5 Hz	Rotation um Z-Achse
2	14,5 Hz	Rotation um Y-Achse
3	34,8 Hz	Translation entlang X-Achse
4	49,0 Hz	Verwindung des Blechpakets
5	49,0 Hz	Verwindung des Blechpakets
6	63,7 Hz	Rotation um X-Achse

Alle weiteren Moden haben Eigenfrequenzen von über 100 Hz.

2.6.4 Beschreibung des Montagekonzepts

In die Aussparungen am Außendurchmesser der Scheibe und der Versteifungsringe werden Vierkanteisten eingelegt und anschließend verschweißt. Danach werden auf der Oberseite der Vierkanteisten Führungen in Schwalbenschwanzform auf Maß gefräst oder alternativ separate Schwalbenschwanzleisten aufgeschraubt. Außerdem werden die Stoßflächen der Leisten im inneren Bereich und die Außenflächen der Versteifungsringe gemeinsam so bearbeitet, dass eine ebene Planfläche entsteht. Diese dient später als Dichtfläche für die Ölräume unterhalb des Blechpakets. Im Bereich der Schwalbenschwanzführung reichen die Schwalbenschwanzleisten um 6 mm über diese

Planfläche hinaus. Die Schwalbenschwanzleisten dienen der Aufnahme der Bleche des Statorblechpakets und sind in **Abbildung 59** dargestellt.

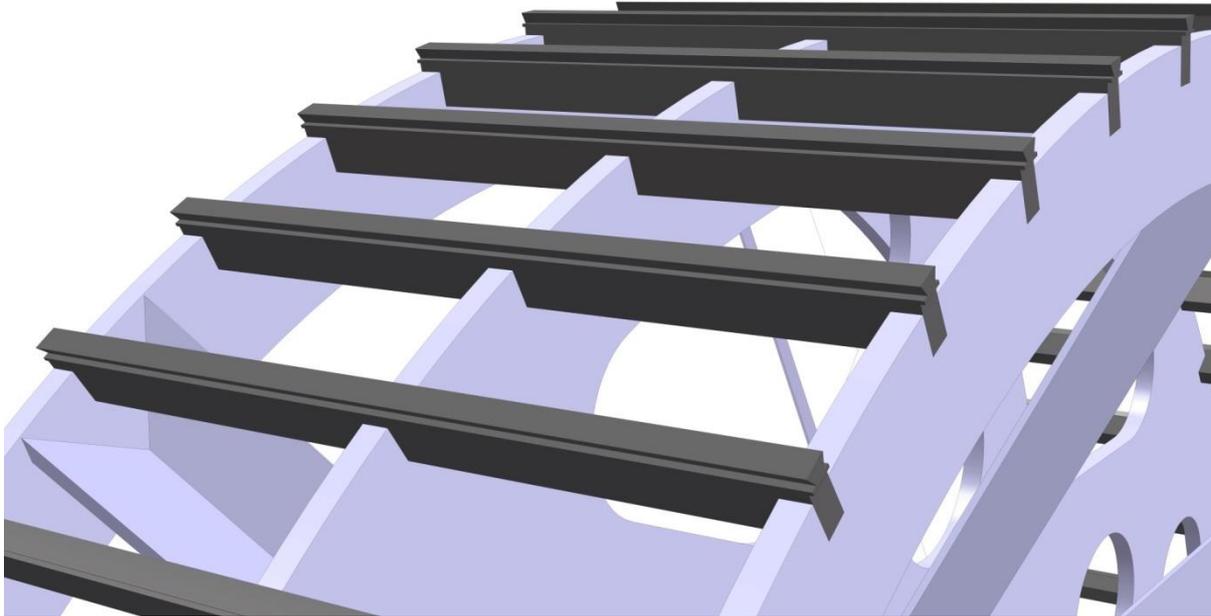


Abbildung 59: Schwalbenschwanzleisten am Außenradius des Statorsupports

Zur Bestückung mit Statorblechsegmenten wird die Statorsupportstruktur zuerst waagrecht auf die in einer Vorrichtung ringförmig ausgerichteten Druckplatten gelegt, vgl. **Abbildung 60**. Die überstehenden Enden der Schwalbenschwanzleisten versinken dabei in den größeren Bohrungen der Druckplatten.

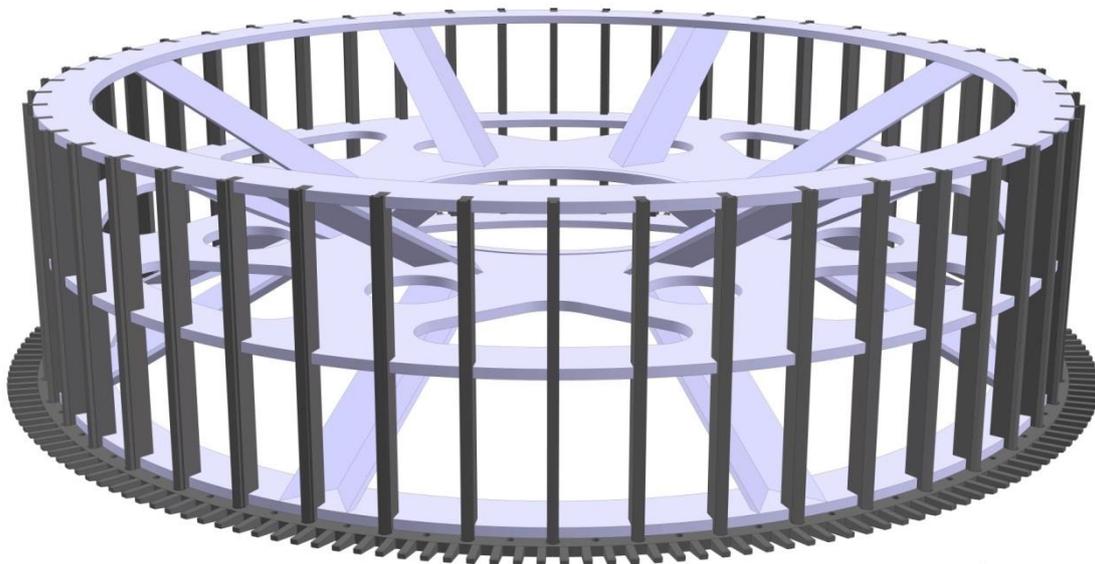


Abbildung 60: Statorsupport vor der Bestückung mit Eisenblechen

Im sich anschließenden Prozessschritt werden die Eisenblechsegmente zugeführt. Dabei wird zwischen zwei Lagen jeweils ein Versatz von $3,75^\circ$ in Umfangsrichtung der darunterliegenden Lage erzeugt. Das entspricht im Bogenmaß dem Abstand der benachbarten Schwalbenschwanznuten in den Blechsegmenten. Durch die versetzte Anordnung wird erreicht, dass die

Schwalbenschwanzleisten abwechselnd von links und von rechts mit den Blechen in Kontakt stehen. Die Ausrichtung der Bleche erfolgt mittels Spreiznadeln. Auf diese Weise wird eine maximale Einspannung der Schwalbenschwanzleisten erreicht. Bei Bedarf erfolgen mehrfach Zwischenpressungen, um beim Stapeln Hohlräume zwischen den einzelnen Blechlagen zu minimieren, siehe **Abbildung 61**.

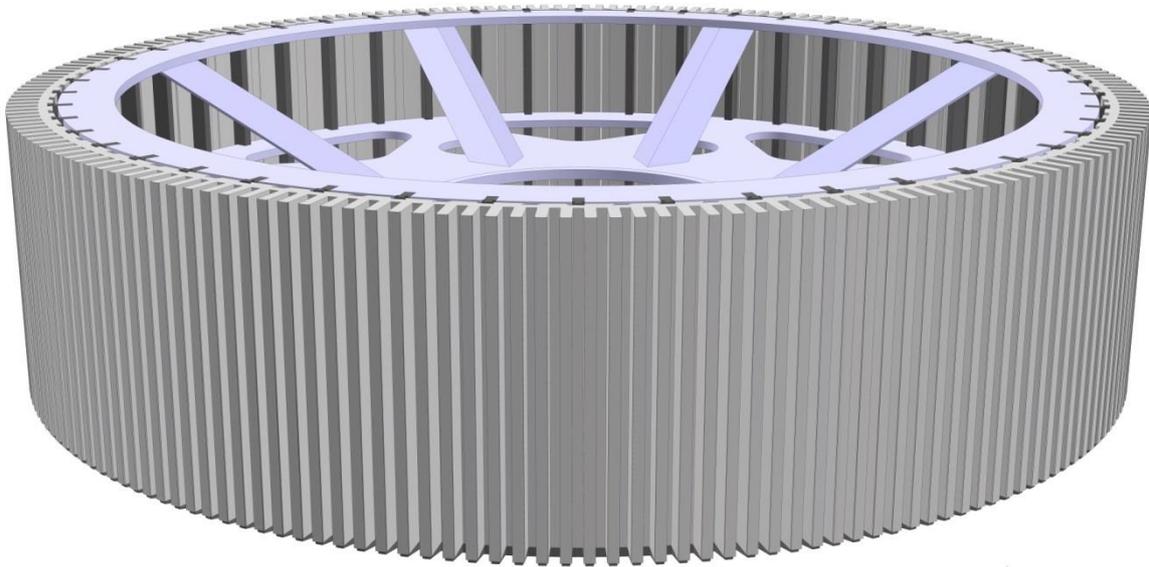


Abbildung 61: Statorsupport mit Eisenblechen bestückt, vor dem Verspannen

Ist die korrekte Lagenanzahl erreicht, werden die abschließenden Druckplatten aufgelegt, ausgerichtet, zusammengepresst und mithilfe der Gewindestangen fixiert, vgl. dazu **Abbildung 62**.

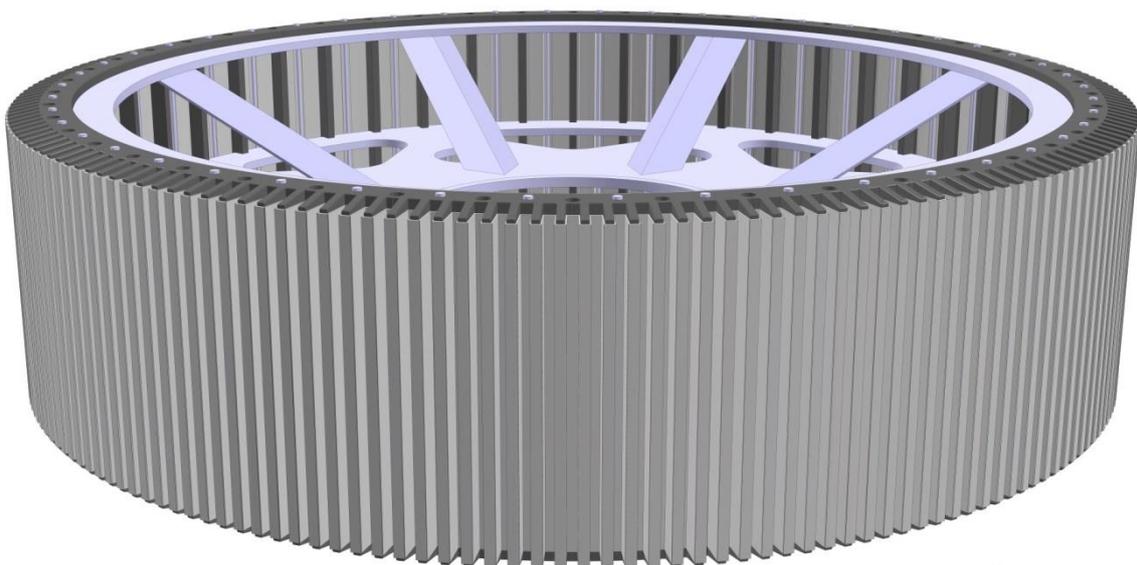


Abbildung 62: Statorsupport nach dem Verspannen

Auch hier versinken die überstehenden Enden der Schwalbenschwanzleisten in den größeren Bohrungen der Druckplatten.

Abbildung 63 zeigt neben einer Teilansicht zwei Schnittdarstellungen des Statorsupports mit fertig montiertem Blechpaket. **Schnitt A-A** zeigt den Bereich der Schwalbenschwanzleisten, um zu verdeutlichen, wie deren Enden von den Öffnungen in den Druckplatten aufgenommen werden. **Schnitt B-B** zeigt, wie das Blechpaket zwischen zwei einander gegenüberliegenden Druckplatten mittels Gewindestangen verspannt wird.

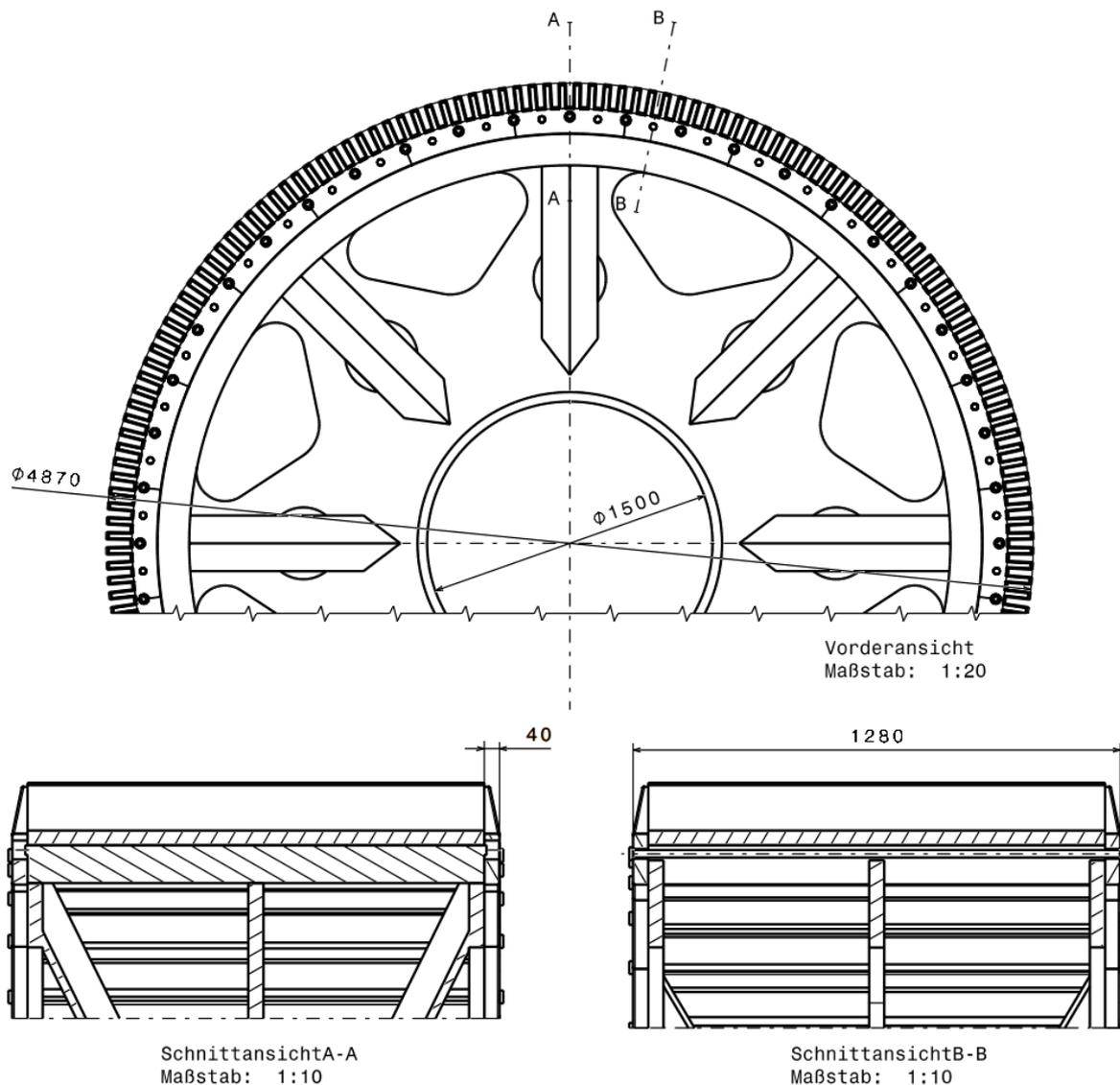


Abbildung 63: Hauptabmessungen und Schnittdarstellungen des zusammengesetzten Statorsupports, Angaben in mm

2.6.5 Druckplatten

Die in **Abbildung 64** dargestellte Druckplatte ist 40 mm stark und verfügt über acht Finger, die gegenüber der Grundplatte um 4 mm schräg vorstehen. Daneben befinden sich in jeder Druckplatte kleine Bohrungen zur Durchführung der Gewindestangen und große Bohrungen zur Aufnahme der überstehenden Enden der Schwalbenschwanzleisten. Aneinandergelegt bilden 24 dieser Druckplatten einen geschlossenen Ring. Bei der Montage wird das Blechpaket zwischen zwei dieser zusammengesetzten Ringe verpresst. Mit Gewindestangen werden die sich gegenüber liegenden

Druckplatten gespannt miteinander verbunden, so dass nach Beendigung des Pressvorgangs eine mittlere Spannung von 1 MPa im Blechpaket vorherrscht.



Abbildung 64: CAD Abbildung der Druckplatten in verschiedenen Ansichten

Um die Druckplatten lastgerecht zu dimensionieren wurde ein FE-Modell verwendet. In einem ersten Schritt erfolgte die Auslegung der Finger. Hierzu wurde davon ausgegangen, dass, um eine Auffächerung der Blechlagen zu vermeiden, die gesamte gewünschte Presskraft im äußeren Bereich der Bleche, also entlang der Wicklungsnuten aufgebracht wird. Mit den Annahmen einer Pressspannung von 1 MPa, einer Blechsegmentfläche von $0,072 \text{ m}^2$ und 8 Fingern pro Blechsegment folgt eine Kraft von 9 kN, die von jedem einzelnen Finger gemäß **Abbildung 65** flächig übertragen werden müssen. Es wurden Finger konstruiert, die in der Spitze 18,6 mm und im Fußbereich 40 mm stark sind. Daraus resultiert eine maximale Spannung von 222 MPa, die im Fußbereich auftritt. Die elastische Verformung der Fingerspitze liegt in dieser Dimensionierung bei 0,29 mm.

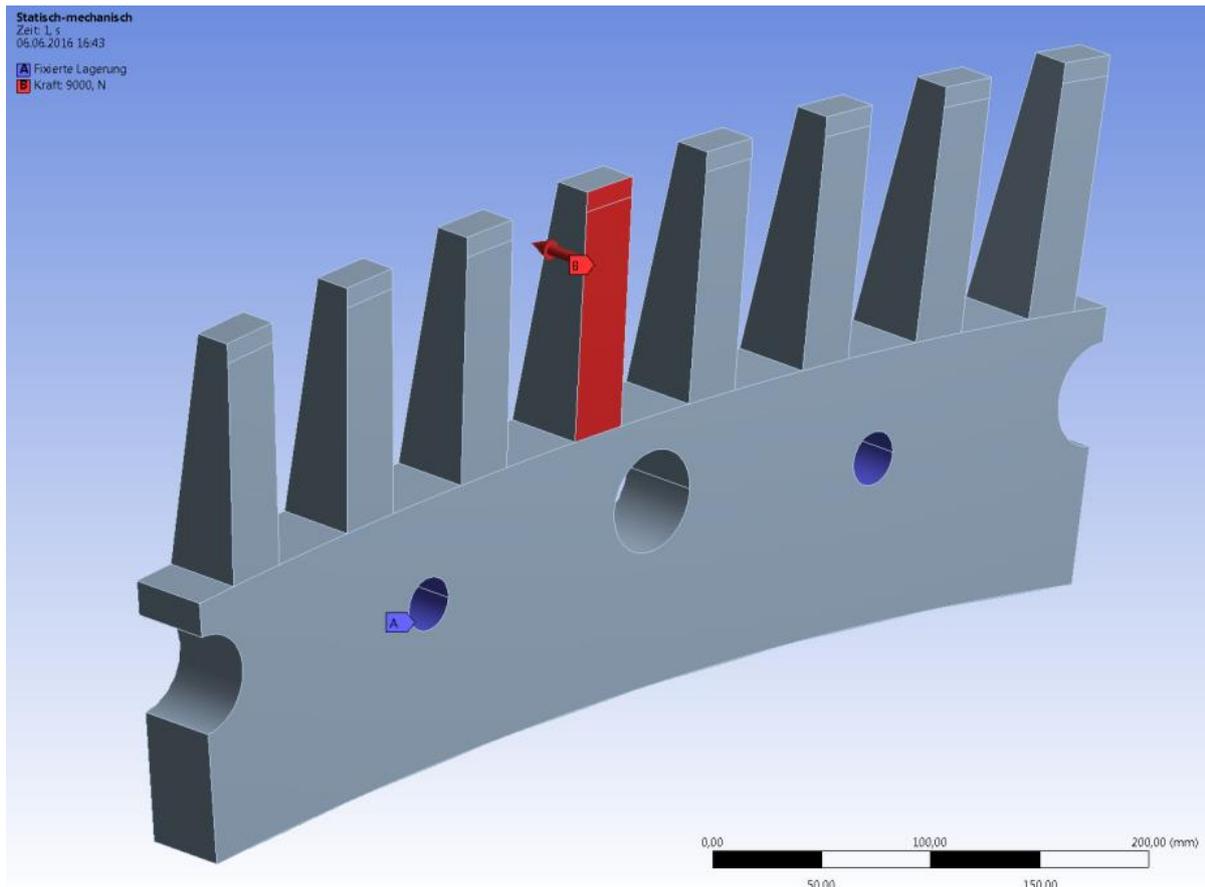


Abbildung 65: Lastsituation für die Auslegung der Fingersheets

Damit die Bleche im Bereich der Wicklungsnuten gleichmäßig gepresst werden, müssen die Finger gegenüber der Grundplatte in Richtung der Bleche schräg zulaufen, wie in **Abbildung 66** dargestellt. Zur Ermittlung dieser Schrägung wurde angenommen, dass das Blechpaket für eine Pressspannung von 1 MPa um 15 mm gegenüber dem ungepressten Zustand zusammengedrückt werden muss.

Dieser Federweg setzt sich zusammen aus den Stanzgraten, der Welligkeit der Bleche und der Nachgiebigkeit der Isolationsschichten sowie der Abstandsbleche für die Kühlkanäle. Durch jede der beiden Seiten werden somit 7,5 mm Stauchung benötigt. 3,75 mm davon werden im Bereich der Fingerspitze aufgebracht.

Zuzüglich des ermittelten Federwegs ergibt sich in diesem Fall eine Schrägung von rund 4 mm und das in **Abbildung 67** dargestellte Spannungsbild im Modell des Blechpakets. **Abbildung 68** zeigt die zugrunde liegende Lastsituation.

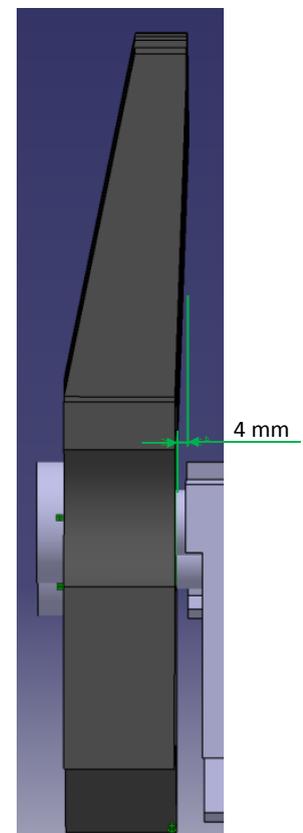


Abbildung 66: CAD Abbildung der angeschrägten Druckplatte

Zur Aufrechterhaltung der Spannung im Blechpaket werden die einander gegenüberliegenden Druckplatten durch Gewindestangen miteinander verbunden. Es wurden Stangen mit einem Kerndurchmesser von 24 mm ausgewählt. Die Dauerspannung liegt dann bei ungefähr 306 MPa.

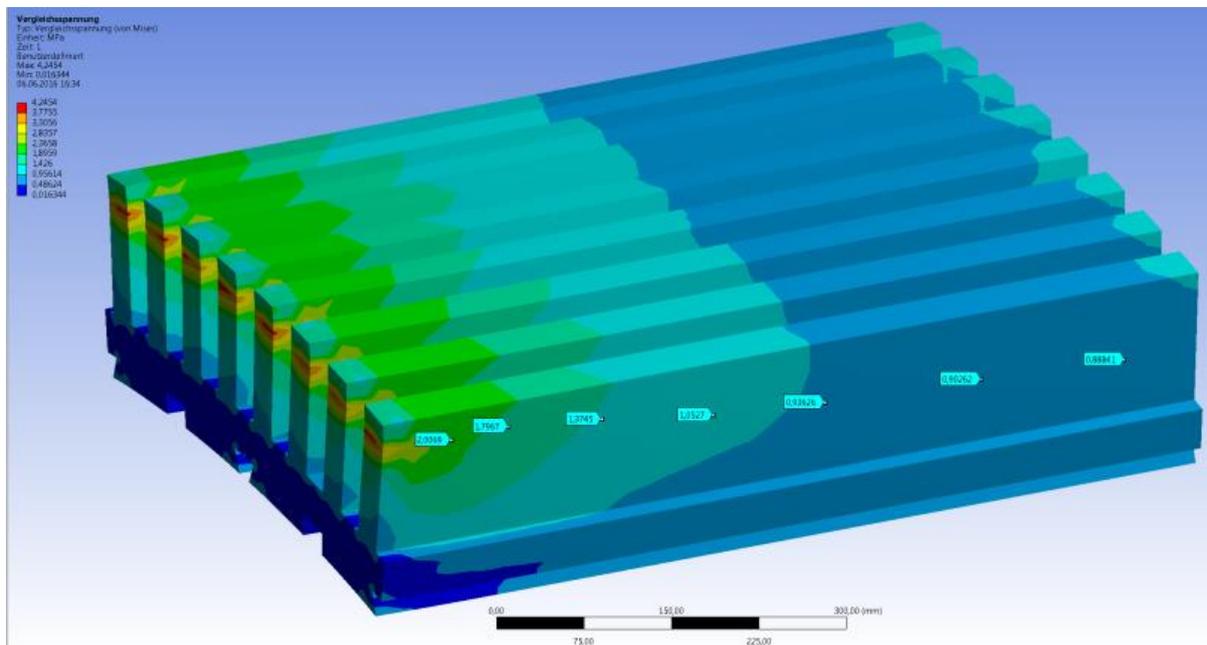


Abbildung 67: Spannungsverteilung im gestauchten Blechpaket

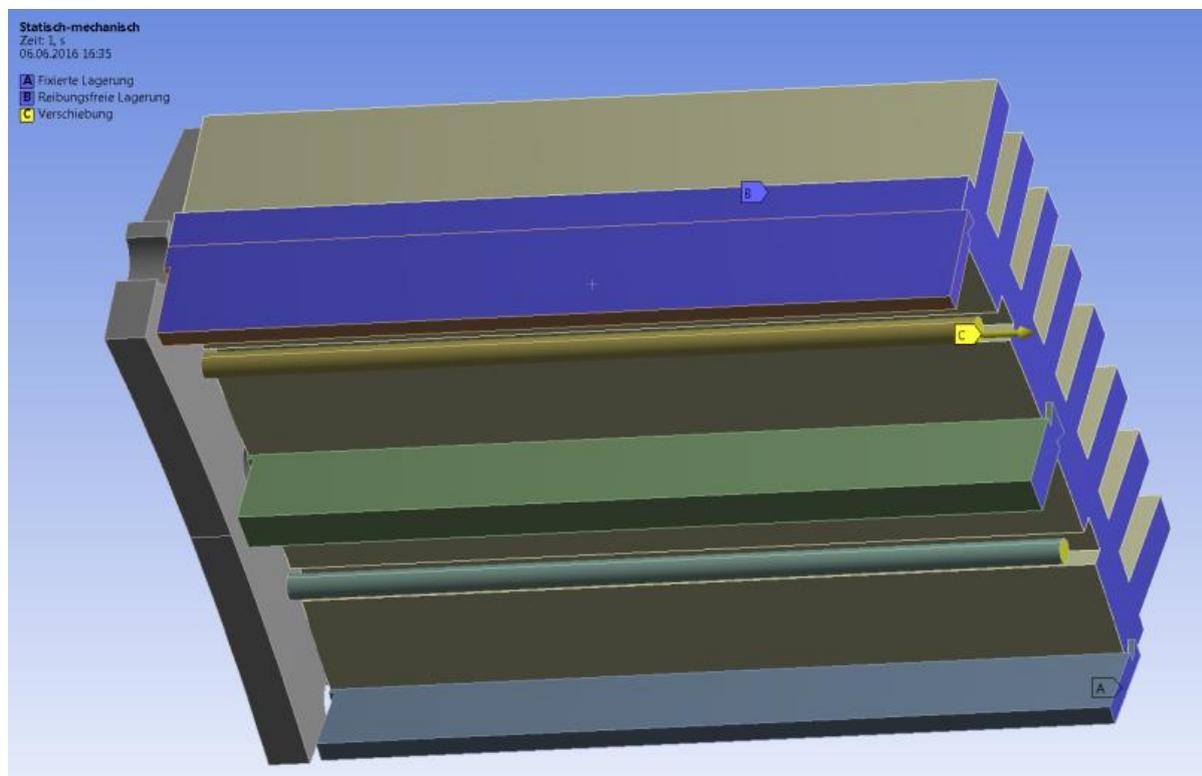


Abbildung 68: FE Modell zur Beurteilung der Spannungsverteilung im gestauchten Blechpaket

2.7 Achse

Die Achse ist eine der am höchsten beanspruchten Komponenten der Windkraftanlage. Sie nimmt die Schubkräfte und Biegemomente an den Lagerstellen und das Antriebsmoment über den Statorsupport auf und leitet diese Lasten in den Turmkopf ab.

2.7.1 Beschreibung der Achse

Abbildung 69 zeigt die Achse und die daran angeschlossenen Komponenten. Sie ist mit einem Flansch (1) am Turmkopf montiert und auf ihrer Oberfläche befinden sich die Lagerstellen, auf denen die feststehenden Innenringe der beiden Hauptlager (2, 5) sitzen. Außerdem ist der Statorsupport (3) mit der Achse verschraubt. An die Achse angeschraubt sind weiterhin eine Ölauffangwanne (8) und die Halterung für Rotorlock und Rotorbremse (6).

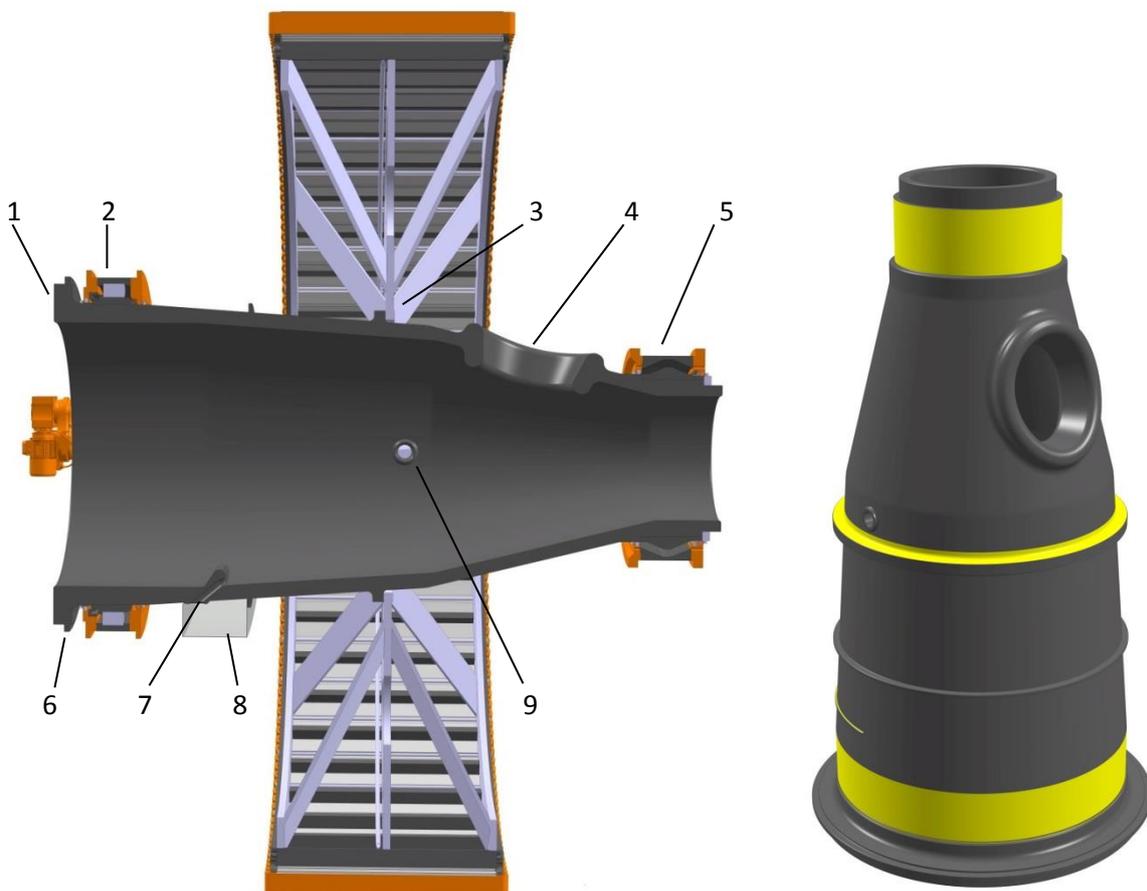


Abbildung 69: Achse und angeschlossene Komponenten

Im vorderen Bereich der Achse befindet sich ein Mannloch (4). Dessen Randbereich ist verstärkt. Das Mannloch muss mit einem Deckel abgedeckt werden, um Einströmen von Kühlöl ins Achseninnere zu verhindern. Eine absolute Dichtheit muss hier jedoch nicht gewährleistet sein, weil sich im hinteren Bereich der Achse auf dem Boden eine Öffnung (7) befindet, durch die eingetretenes Öl aus dem Inneren der Achse in die Ölauffangwanne herausfließen kann. Hinter dieser Öffnung befindet sich ein Damm der verhindert, dass Öl bis zum Turmkopf gelangt. Eine dritte Öffnung (9), die seitlich in der Wandung der Achse angebracht ist, dient der Durchführung der elektrischen Leitungen zur Anbindung nicht rotierender Komponenten und der Schläuche zur Versorgung des Stators mit Kühlöl.

Die Versorgung der Pitchantriebe erfolgt mittels eines Schleifringübertragers im vorderen Bereich der Achse (nicht dargestellt).

2.7.2 Dimensionierung

Abgesehen von den drei beschriebenen Öffnungen ist die Achse rotationssymmetrisch.

Die Hauptabmessungen der Achse sind in **Abbildung 70** gezeigt:

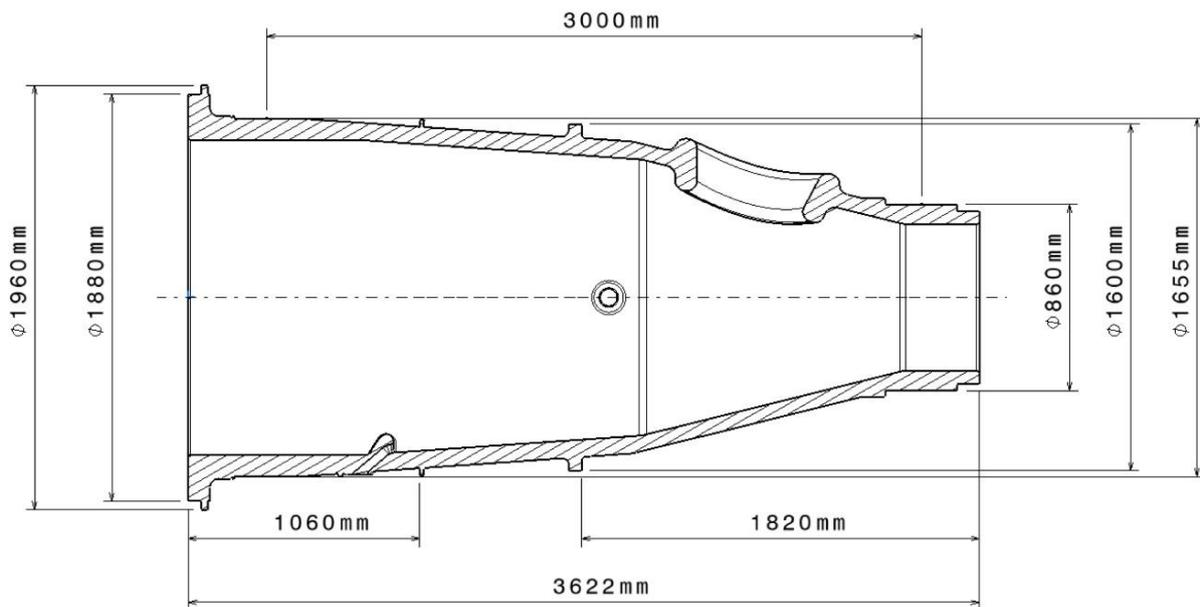


Abbildung 70: Hauptabmessungen der Achse

Lagerabstand: 3.000 mm

Innendurchmesser hinteres Loslager: 1.655 mm

Innendurchmesser vorderes Festlager: 860 mm

Innendurchmesser Statorsupportflansch: 1.508 mm

Die Achse ist ein Gussteil mit einer Länge von 3,6 m und einer Masse von 9,4 t. Die Wandstärke ist last- und fertigungsgerecht verteilt und beträgt im Mittel ungefähr 100 mm. Die zuvor genannten Durchbrüche im Achsenkörper führen zu Spannungsspitzen, die durch gezielte Aufdickung der Randbereiche minimiert werden.

Zur Dimensionierung der Achse wurden Maximallasten ermittelt und Lastrechnungen durchgeführt. Nachfolgende Lastannahmen wurden dafür zugrunde gelegt:

1. Maximales Generatormoment: 5.000 kNm (doppeltes Nennmoment)
2. Eigengewicht von Achse und Statorsupport (40 t)
3. Lagerkräfte: Loslager: 4.717 kN (nur vertikal), Festlager: 5.648 kN (vertikal: -5.581 kN, horizontal: 864 kN)

Abbildung 71 zeigt das Ergebnis einer Lastberechnung für den ungünstigsten Fall, dem gleichzeitigen Auftreten aller drei genannten Lastkomponenten. Die maximal auftretende Spannung beträgt in

diesem Fall 252 MPa. Wird die Verformung berechnet, ergibt sich eine Durchbiegung der Achse von 8,5 mm hauptsächlich um die Y-Achse. Siehe hierzu **Abbildung 72**.

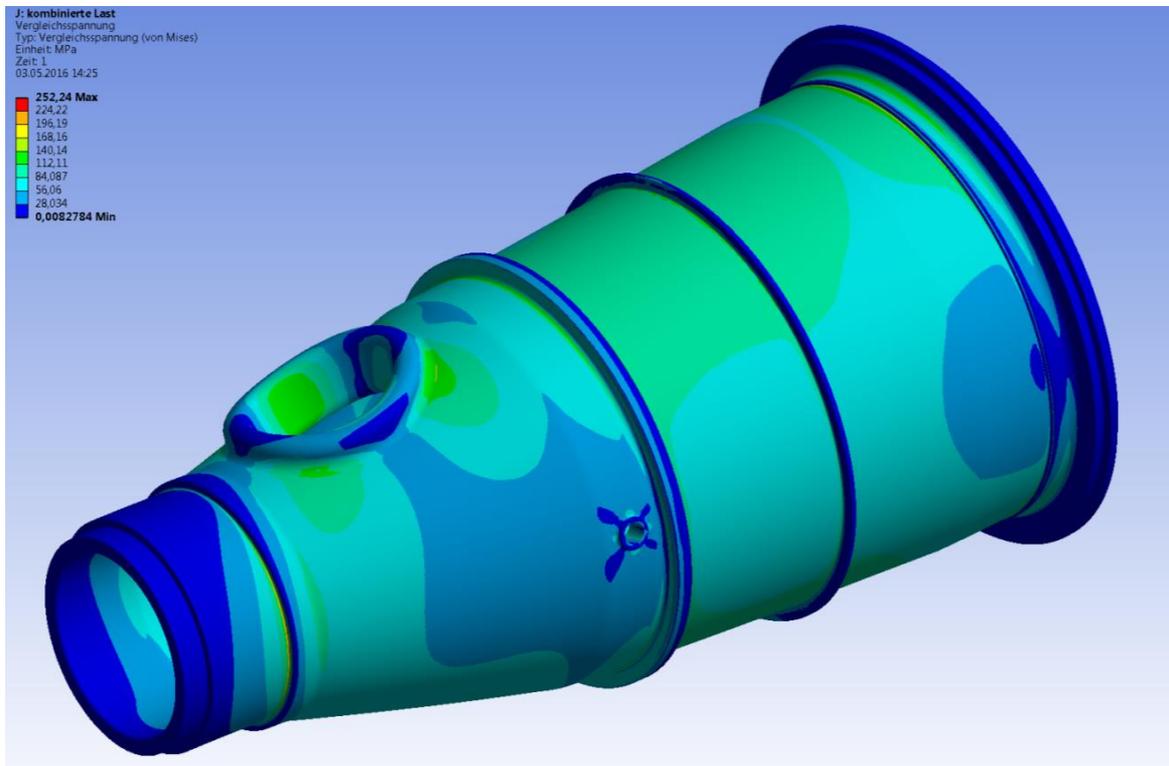


Abbildung 71: Darstellung der Maximalspannungen an der Achse im Extremlastfall

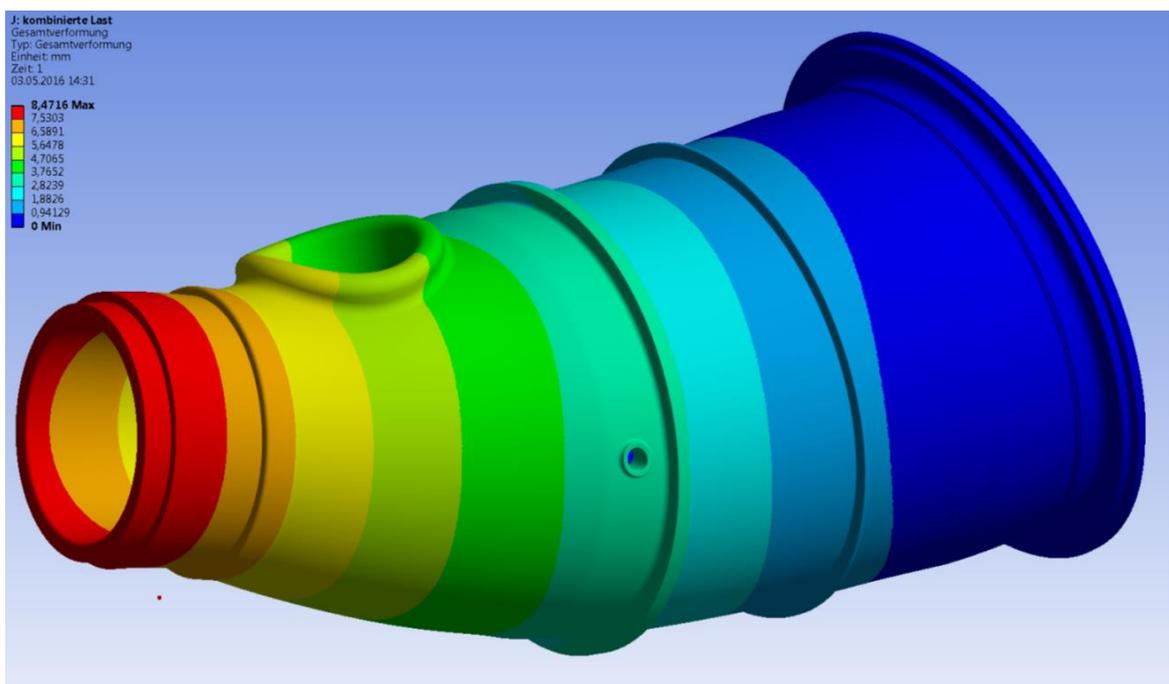


Abbildung 72: Darstellung der Verformung an der Achse im Extremlastfall

2.8 Hauptlagerung

Nach dem Stand der Technik sind entweder der Rotor mit den Rotorblättern oder der Läufer des Generators fliegend gelagert, was die Gefahr größerer Verformungen im Luftspalt des Generators mit sich bringt.

Das Konzept des Nabengenerators führt zu einer stabilen, beidseitigen Lagerung des Generators und des Rotors mit den Rotorblättern. Das Gewicht der drehenden Teile des Generators und der Rotorblätter verteilt sich gleichmäßig auf die beiden Hauptlager und halbiert damit die statische Last der Lager gegenüber den meisten anderen Lagerkonzepten.

Auf eine Lagerung mit so genannten Momentenlagern wird, aufgrund der höheren Kosten und der technischen Nachteile großer Lagereinheiten, bewusst verzichtet. Momentenlager werden inzwischen bei vielen Neuentwicklungen vorgesehen und wird auch bei den getriebelosen Siemensmodellen der 3 MW und 6 MW-Anlagenklasse verwendet. Allerdings sollte dieser Trend unter Kosten-, Gewichts- und Lebensdauer Gesichtspunkten kritisch betrachtet werden, obwohl die großen Lagerhersteller dieses Konzept für neue Anlagendesigns empfehlen und ihre Fertigung darauf eingerichtet haben.

Die Lagerabdichtungen sind die einzigen rotierenden Dichtstellen des Generators, so dass von einer gekapselten Bauweise für den Generator gesprochen werden kann.

2.8.1 Beschreibung

Die Hauptlagerung des Nabengenerators wird als Fest-Los-Lagerung ausgeführt. Das kleinere Festlager ist ein doppelreihiges Kegelrollenlager. Das größere Loslager ist ein Zylinderrollenlager. Der Schwerpunkt des Rotors befindet sich zwischen den beiden Lagerstellen, so dass sich die Gewichtskraft gleichmäßig auf beide Lager verteilt. Der große Lagerabstand verringert die Belastung der Lager durch das Biegemoment des Rotors.

Geometrische Daten der Lager:

Lagerabstand: 3.000 mm
 Bohrungsdurchmesser Loslager: 1.655 mm
 Außendurchmesser Loslager: 1.950 mm
 Bohrungsdurchmesser Festlager: 860 mm
 Außendurchmesser Festlager: 1.120 mm

2.8.2 Lebensdauerberechnung

Die Lebensdauer der Hauptlagerung wurde nach DIN ISO 281 berechnet. Datenbasis für die Lastannahmen sind die vorliegenden Lebensdauerlastdaten für das Rotorblatt WINDblade588-3.0 von WINDnovation (20140131_Fatigue WN). Dabei handelt es sich um Lastreihen mit einer Simulationsschrittweite von 50 ms für insgesamt 150 Lastfälle. Verwertet wurden die Kräfte und Momente bezogen der Rotornabe (GeneralData&HubLoads), wobei alle Biegemomente in Radialkräfte an den Lagerstellen umgewandelt wurden. Für jeden einzelnen Simulationszeitschritt wurde anschließend eine äquivalente Lagerlast jeweils für das vordere und hintere Hauptlager ermittelt. Durch arithmetische Mittelwertbildung dieser Werte ergibt sich eine dynamisch

äquivalente Lagerlast für jeden Lastfall. Unter Berücksichtigung der angenommenen Wirkdauer jedes Lastfalls konnten dann dynamisch äquivalente Lagerlasten für die gesamte Lebensdauer der Lager errechnet werden.

Dynamisch äquivalente Lagerbelastung:

Loslager: 746 kN

Festlager: 887 kN

2.8.3 Schmierung und Abdichtung

Obwohl die Versorgung der Hauptlager mit Schmiermittel auch feststehend erfolgen könnte, bietet es sich an, eine zentrale rotierende Fettschmiereinheit zu verwenden, die sowohl die Blattlager, als auch die Hauptlager versorgt.

Die Abdichtung der beiden Lagerstellen erfolgt durch eine Kombination aus Filzringen und V-Ringen. Zusätzlich werden Radialwellendichtringe an den beiden äußeren Lagerstellen verwendet.

Abbildung 73 und **Abbildung 74** zeigen die Gestaltung der Lagerstellen am Zylinderrollenlager und am Kegelrollenlager.

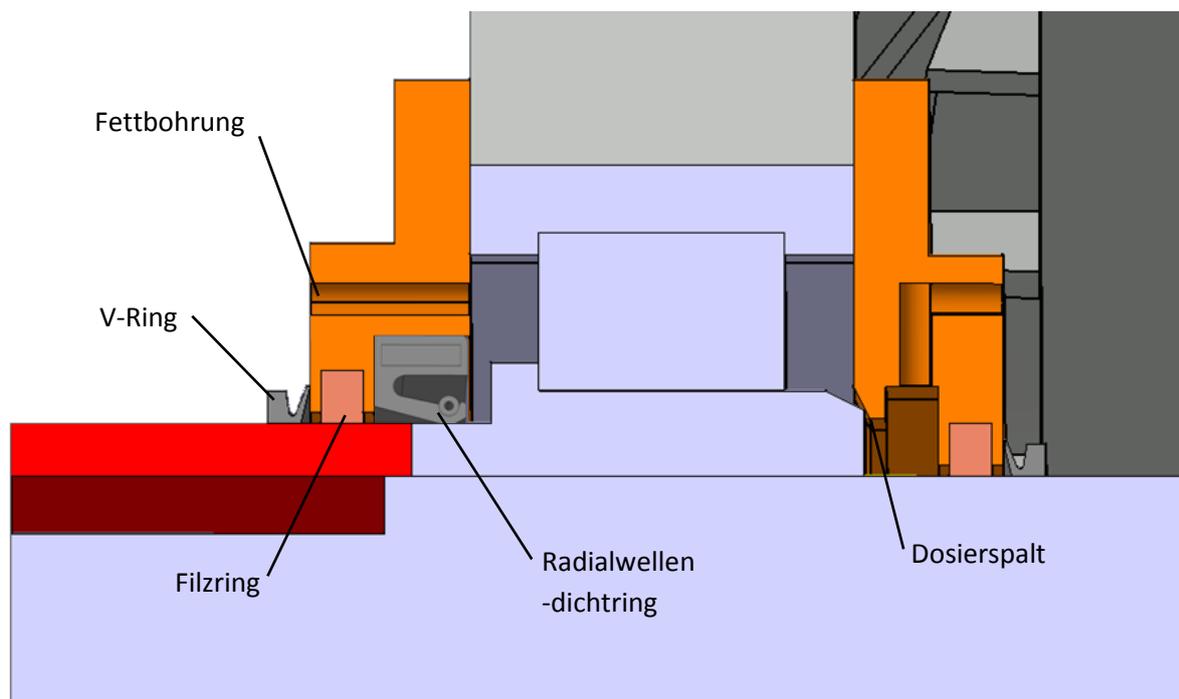


Abbildung 73: Gestaltung der Lagerstelle am Zylinderrollenlager

Besonders an die Abdichtung des hinteren Hauptlagers gegenüber der Umgebung werden hohe Anforderungen gestellt, damit keinesfalls Schmiermittel aus der Anlage austritt.

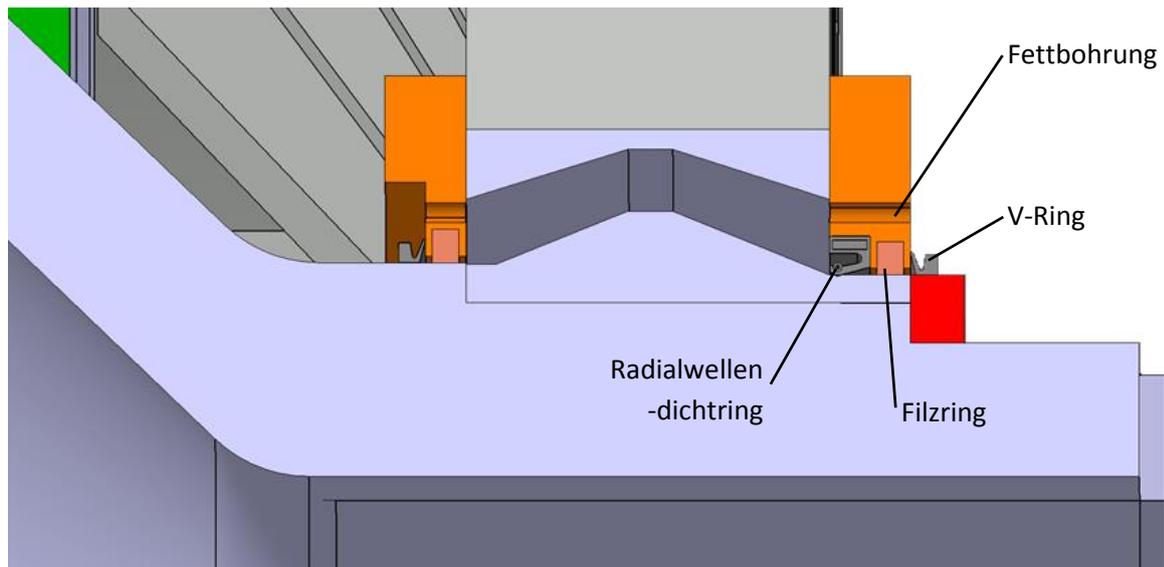


Abbildung 74: Gestaltung der Lagerstelle am Kegelrollenlager

Wenn das für die Kühlung des Generators im Innern der Nabe zirkulierende Öl über ausreichende Schmiereigenschaften verfügt, ist es denkbar, dass die Hauptlager über diesen Kreislauf geschmiert werden und eine separate Fettschmierung entfallen kann. In diesem Fall würde auch auf eine Abdichtung der Lagerstelle gegenüber dem Nabeninneren verzichtet.

2.9 Gondel

Die Gondel bildet zusammen mit dem Nabengenerator und den Rotorblättern den Maschinenkopf der WEA. Sie sitzt auf dem Turm und verbindet diesen mit dem Nabengenerator. Die begehbare Gondel besteht im Wesentlichen aus dem tragenden Gussteil Turmkopf und der Windrichtungsnachführung. Sie trägt elektrische, mechanische und hydraulische Komponenten, welche zum Betrieb der WEA benötigt werden. Ein GFK Gehäuse schirmt die zu schützenden Bauteile nach außen gegen Wettereinflüsse ab. Die nachfolgend dargestellte **Abbildung 75** und **Abbildung 76** zeigen verschiedene Außenansichten der Gondelkonstruktion, **Abbildung 77** gibt darüber hinaus einen Einblick ins Innere der Gondel.

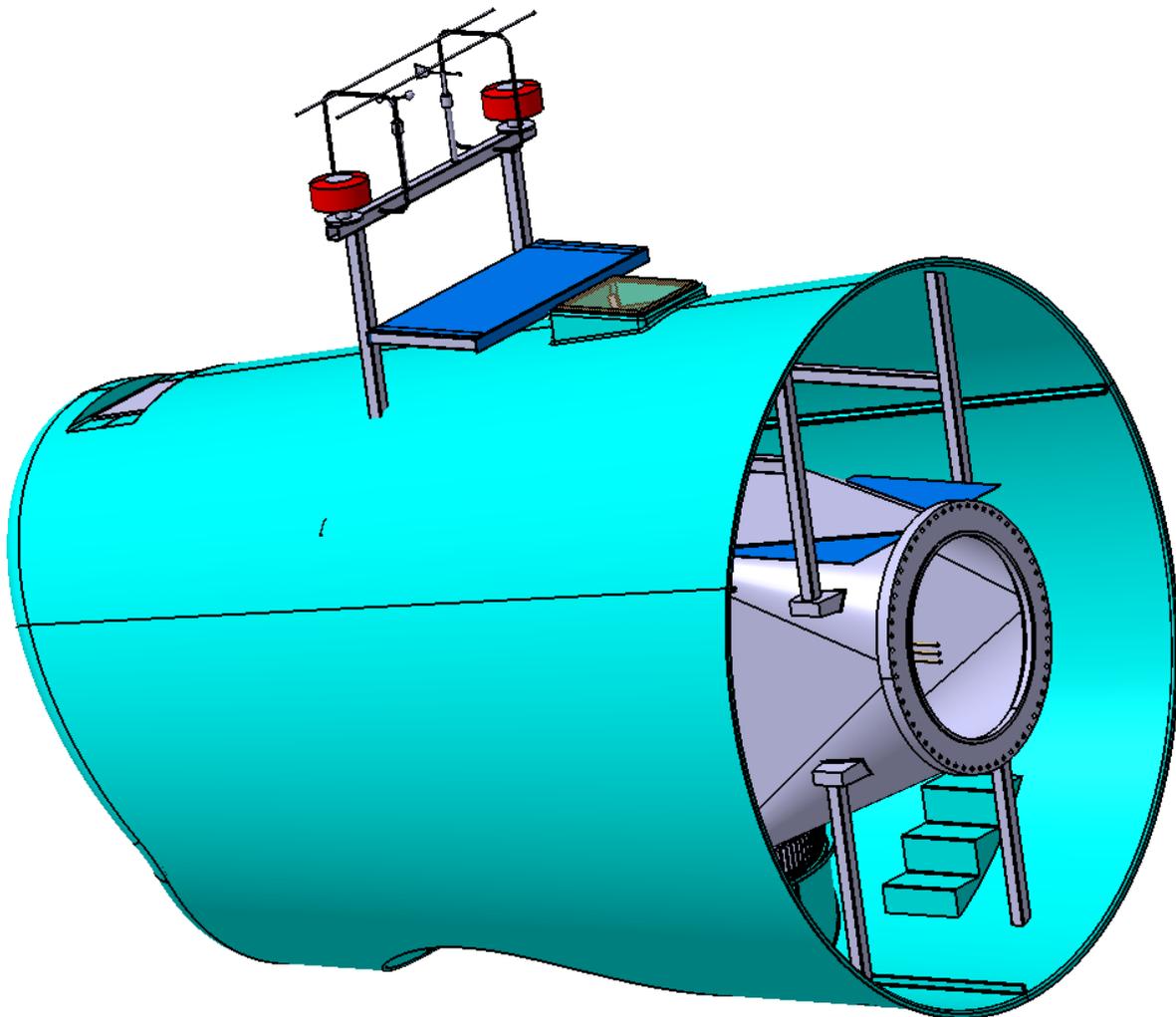


Abbildung 75: Außenansicht Gondel, Durchmesser ca. 5 m, Länge ca. 7 m.

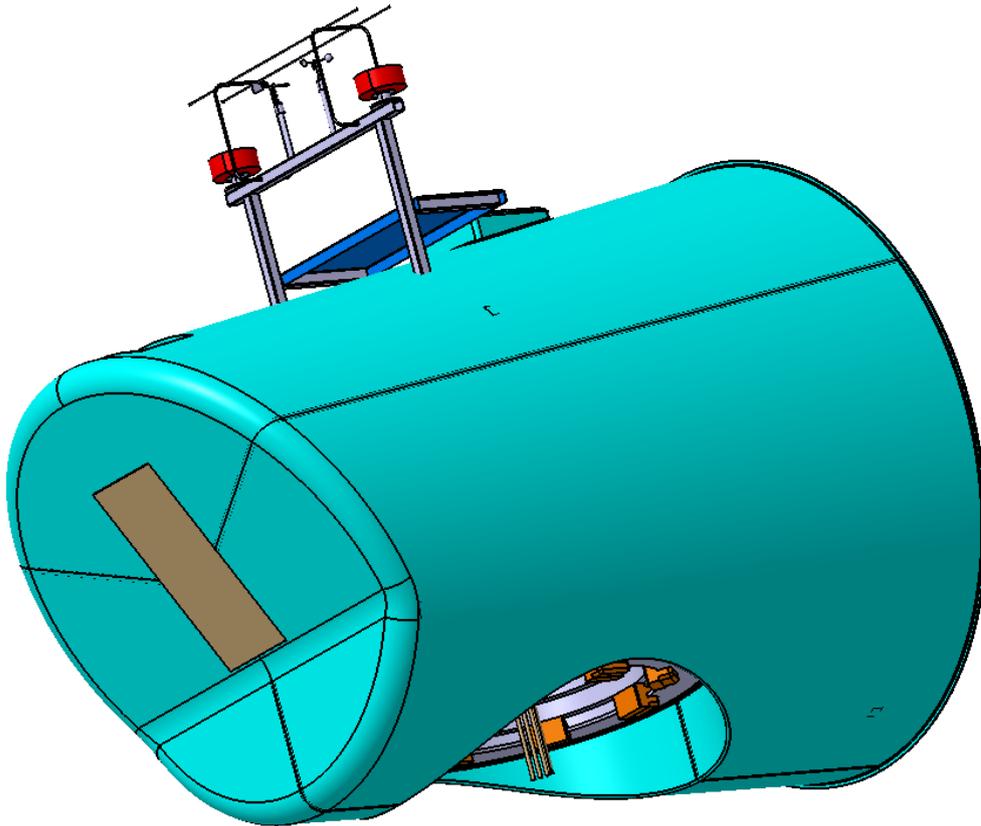


Abbildung 76: Außenansicht Gondel.

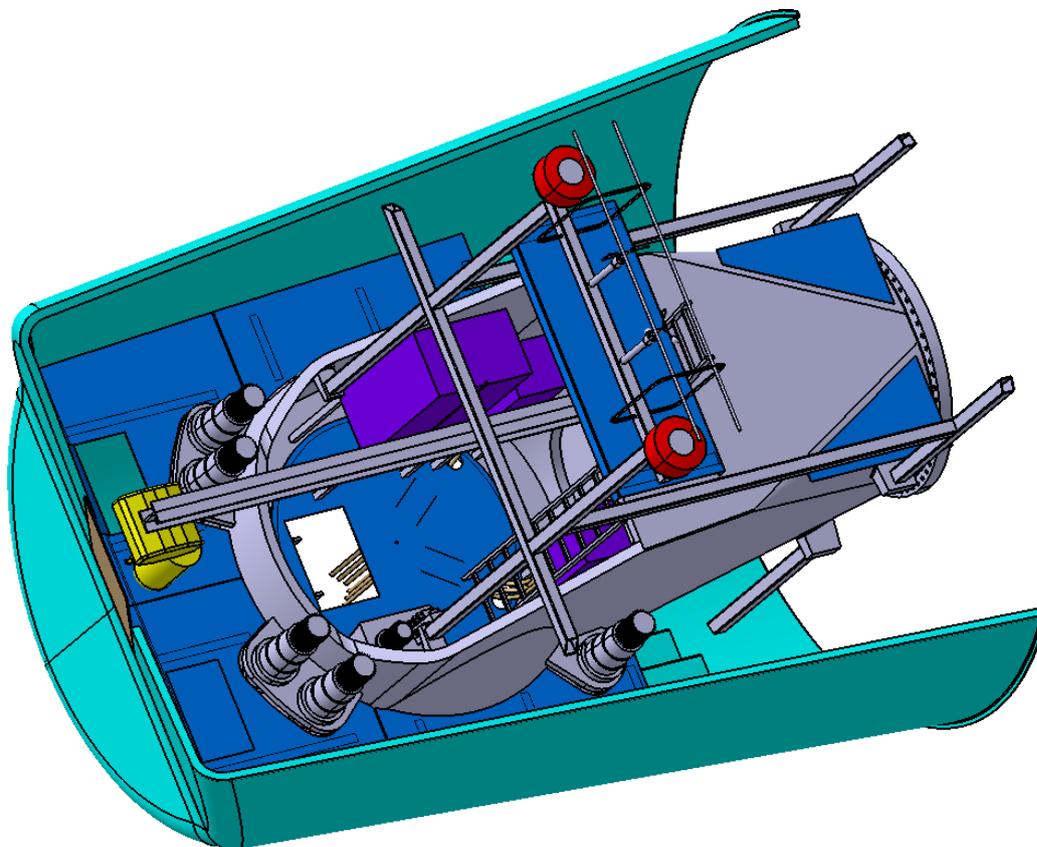


Abbildung 77: Ansicht von oben ins Gondelinnere. Oberes Gehäuseteil ausgeblendet

2.9.1 Aufgaben der Gondel

Die Baugruppe Gondel hat innerhalb der WEA folgende Hauptaufgaben:

- Weiterleiten der am Nabengenerator angreifenden Lasten aus Wind, Rotation und Gravitation in den Turm
- Windrichtungsnachführung um die Turmhochachse
- Fixieren des Maschinenkopfes in der Arbeitsposition oder einer gewünschten Serviceposition nach aktiver Windrichtungsnachführung
- Aufnahme der benötigten Außengeräte, wie Anemometer, Windfahne, Leuchten für Tag- und / oder Nachtkennzeichnung usw. und Servicemöglichkeit für diese Geräte
- Aufnahme der benötigten elektrischen Komponenten wie Steuerbox, Generatorschalter, Azimutantriebe, Servicekran usw. im Gondelinnern
- Aufnahme von Plattformen und Luken zur sicheren Begehbarkeit der Gondel und zur Erreichbarkeit der Komponenten für Service / Wartung
- Wetterdichte Einhausung der inneren Komponenten, Schutz vor Regen, Wind, UV Strahlung

2.9.2 Schnittstellendefinition

Vorgaben für die Gondel – Konstruktion

- | | |
|--|----------|
| • Äußerer Turmdurchmesser an Schnittstelle zur Gondel | 3.000 mm |
| • Senkrechter Abstand obere Turmflanschebene zu Nabenmitte | 2.000 mm |
| • Waagerechter Abstand Turmhochachse zu Nabenmitte, Overhang | 5.000 mm |
| • Lochkreisdurchmesser an Turmkopfflansch Achse | 1.800 mm |
| • Außendurchmesser Gondelgehäuse an Schnittstelle zu Generator | 5.200 mm |
| • Axialabstand Turmkopfflansch Achse zu Bund an Gondelgehäuse | 143 mm |
| • Achsneigung Maschinenachse, tilt angle | 5 ° |

2.9.3 Komponenten der Gondel

Alle Komponenten der Gondel sind in der Schnittansicht in **Abbildung 78** und in der Draufsicht in **Abbildung 79** dargestellt und werden im Folgenden eingehender erläutert.

Tabelle 14 zeigt die entsprechende Stückliste der Komponenten der Gondel.

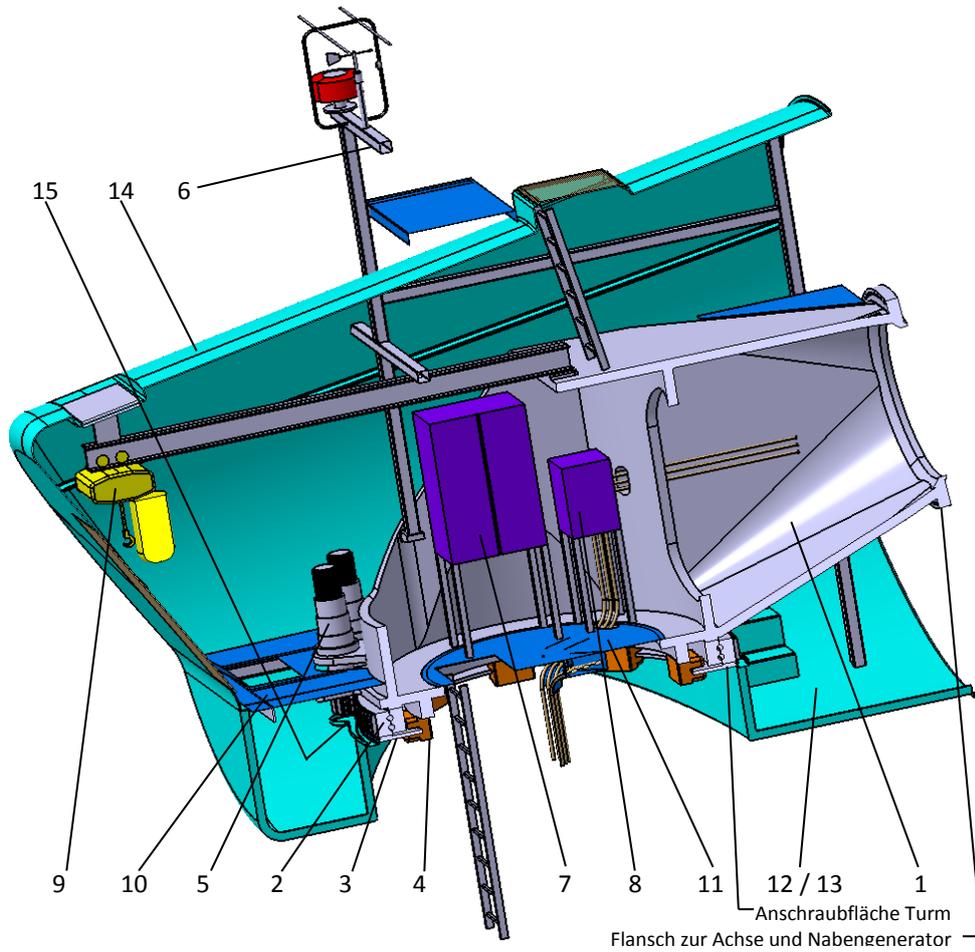


Abbildung 78: Schnittrandsicht Gondel mit Positionsnummern der Gondelbauteile

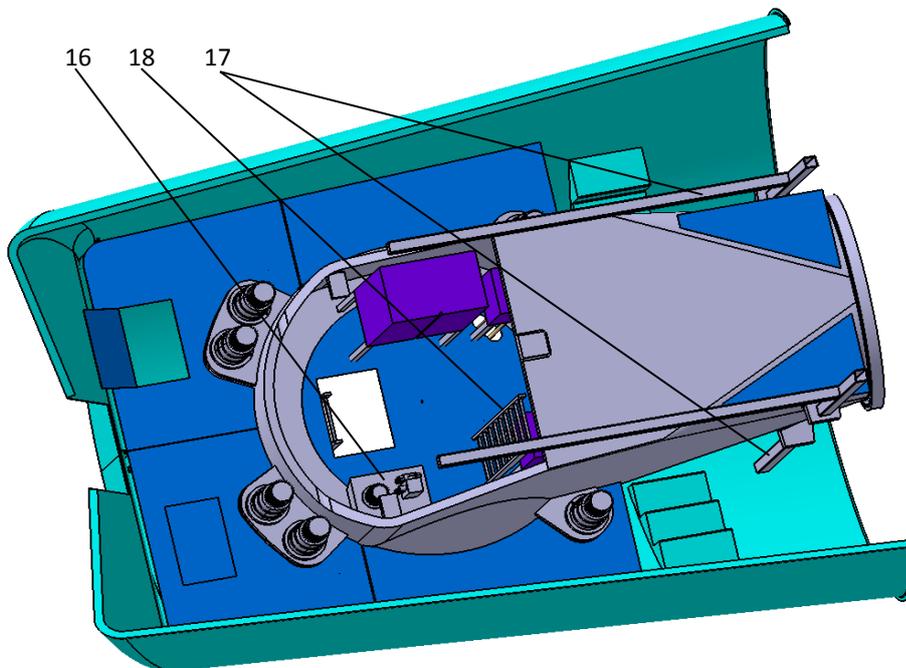


Abbildung 79: Ansicht von oben in Gondel mit Positionsnummern der Gondelbauteile. Positionen 6, 9, 14 ausgeblendet

Die Positionen der Stückliste entsprechen den Nummern in **Abbildung 78** und **Abbildung 79**.

Tabelle 14: Stückliste Gondel, Gesamtmasse 33.484 kg

Pos.	Bezeichnung	Stk.	Material	Masse [kg]
1	Turmkopf	1	EN-GJS-400-18-LT	21.376
2	Azimutlager	1	St	3.040
3	Bremsscheibe	1	St	760
4	Bremszange	8	-	99
5	Azimutantrieb	6	-	390
6	Halter Außengeräte	1	-	336
7	Steuerbox	1	-	474
8	Generatorschalter	2	-	96
9	Servicekran	1	-	492
10	Plattform Gondel	1	St	350
11	Plattform Turmkopf	1	St	94
12	Gehäuseboden rechts	1	GFK	438
13	Gehäuseboden links mit Tür hinten	1	GFK	458
14	Gehäuse Dach mit Luke	1	GFK	532
15	Fettwanne	1	GFK	12
16	Hydraulikaggregat	1	-	92
17	Verstrebung	1	St	272
18	Leiter	3	Aluminium	16
	Verschraubungen, Kabel, Schläuche			1.000
Gesamtmasse				33.484

2.9.3.1 Tragstruktur

Die Tragstruktur besteht im Wesentlichen aus dem Bauteil Turmkopf, dargestellt in **Abbildung 78** und **Abbildung 79**.

Der Turmkopf überträgt die Lasten vom Nabengenerator in den Turm. Der Nabengenerator mit Achse wird am seitlichen Flansch des Turmkopfs angeschraubt. Der Turmkopf wird mit Azimutlager und Bremsscheibe am oberen Turmflansch angeschraubt, wie in **Abbildung 80** zu erkennen ist. Er besitzt Anschraubflächen zur Befestigung von Azimutlager, Bremsen, Azimutantrieben, Plattformen, Gehäusehaltern und Leitern. Er bietet die Möglichkeit des Durchstiegs vom Turm in die Gondel, von der Gondel in den Nabengenerator und aus der Gondel zu den Außengeräten. Der Turmkopf besitzt Befestigungspunkte für Lastaufnahmemittel zum Anhängen des Turmkopfes oder der gesamten Gondel. Über seine obere Fläche ist es möglich, die Mannlöcher zur Begehung der Nabe zu erreichen.

2.9.3.2 Windrichtungsnachführung und Fettwanne

Die Windrichtungsnachführung, wie in **Abbildung 80** gezeigt, setzt sich zusammen aus dem Azimutlager (2), der Bremsscheibe (3), den Bremsen (4) und den Azimutantrieben (5).

Der verzahnte Außenring des Azimutlagers und die Bremsscheibe sind mit dem Turm umlaufend verschraubt. Der Turmkopf sitzt auf dem Innenring des Azimutlagers und ist mit diesem umlaufend verschraubt. Die Azimutantriebe sind mit dem Turmkopf verschraubt und greifen mit ihren Ritzeln in die Lagerverzahnung.

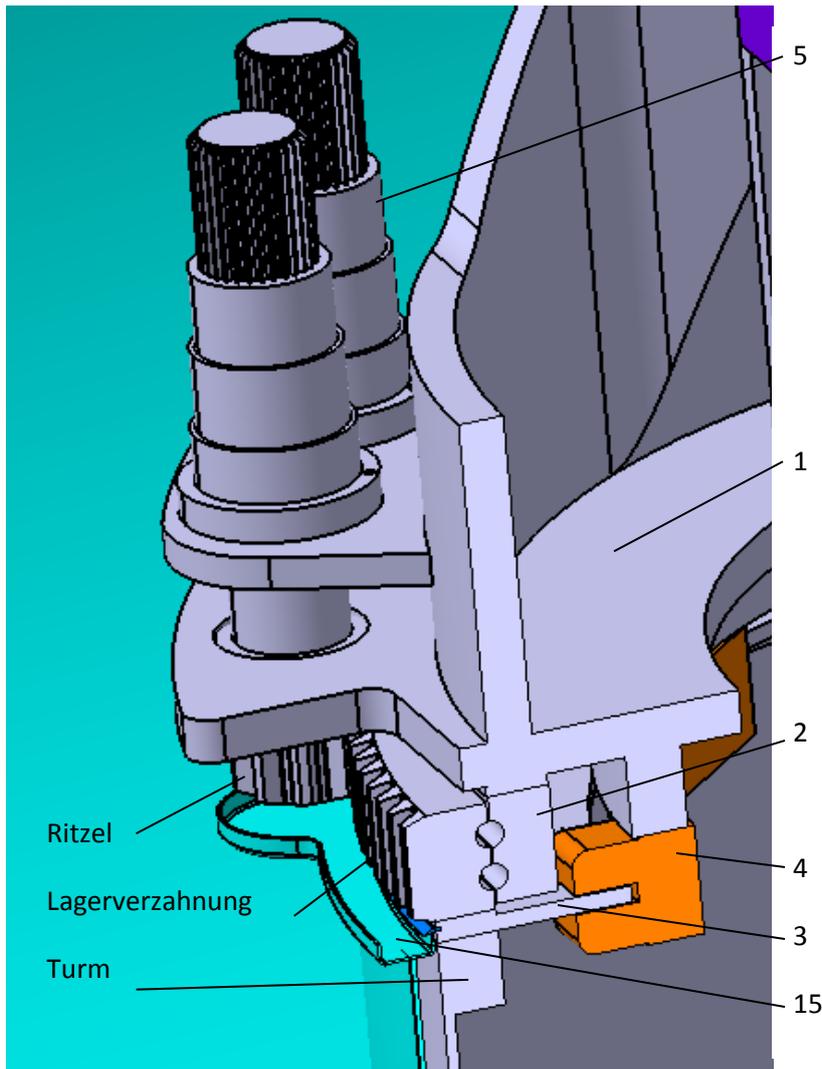


Abbildung 80: Schnittansicht, Detail Windrichtungsnachführung, dargestellt mit Turm.

Die Bremsen sind mit dem Turmkopf verschraubt, ihre Bremsbeläge umgreifen die Bremsscheibe. Die Bauteile Bremsscheibe und Außenring des Azimutlagers sind unbeweglich am Turm fixiert. Die Bauteile Turmkopf, Azimutantriebe, Innenring Azimutlager, Bremsen und die übrigen Bauteile der Gondel können bei Bedarf um die Turmhochachse gedreht werden.

Im Normalbetrieb ist die WEA in den Wind ausgerichtet, die Azimutantriebe stehen still und die Bremsen sind geschlossen. Somit sind Gondel und Generatorstator in Windrichtung fixiert, Rotorblätter und Generatorläufer drehen im Wind. Ändert sich die Windrichtung und die Nachführung muss diese Änderung ausgleichen, werden die Bremsen geöffnet und die Azimutantriebe beginnen gleichsinnig zu drehen. Somit kann sich der gesamte Maschinenkopf um die Turmachse drehen, bis der Rotor wieder optimal im Wind steht. Nun werden die Antriebe gestoppt, die Bremsen geschlossen und somit die Position fixiert.

Die Fettwanne (15) ist unterhalb der Lagerverzahnung und der Ritzel der Azimutantriebe mit dem Gondelgehäuse verschraubt. Sie kann von der Verzahnung abtropfendes Schmierfett aufnehmen und verhindert, dass dieses Fett in die Umwelt gelangt.

2.9.3.3 Halter Außengeräte (inkl. Geräte)

Die Halterung für die Außengeräte ist in **Abbildung 81** dargestellt. Er besteht aus einem Tragrahmen mit Plattform und mit Anschlussmöglichkeiten für die Nachtkennzeichnung, das Anemometer, die Windfahne und den Blitzfang.

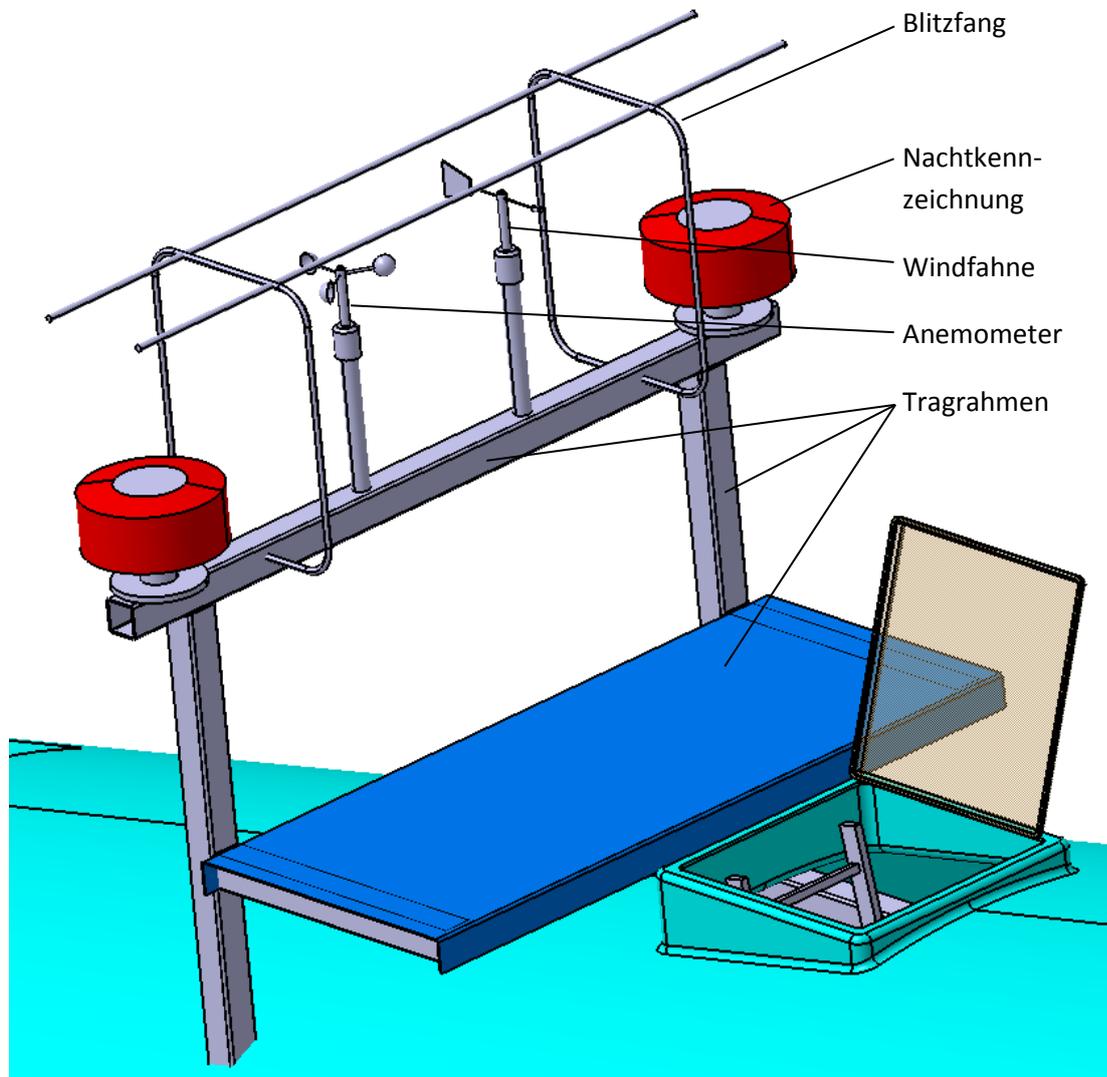


Abbildung 81: Ansicht von oben auf die Gondel. Halter und Außengeräte, Zugang über obere Luke

Der Halter Außengeräte wird wetterdicht durch das Gehäusedach ins Gondelinnere geführt und dort an der Tragstruktur befestigt. Die Zugänglichkeit des Halters ist gegeben durch die Dachluke und die am Halter befestigte begehbare Plattform. Der Halter bietet Aufnahmen zur Befestigung der benötigten Außengeräte (Bsp. Anemometer, Windfahne usw.). Die Kabelführung verläuft durch den hohlen Rahmen ins Gondelinnere. Der Blitzfang schützt die Außengeräte vor Beschädigung durch Blitzschlag.

2.9.3.4 Elektronik

Die Elektronik in der Gondel besteht im Wesentlichen aus der Steuerbox (7) und dem Generatorschalter (8), siehe **Abbildung 78**. In der Steuerbox werden alle elektrischen Anschlüsse aus Spannungsversorgung, Steuerungs- und Regelungstechnik aufgelegt, abgesichert und überwacht.

Über die Generatorschalter fließt der elektrische Strom, welcher von der WEA durch Ausnutzung der Windenergie im Generator erzeugt wird. Es müssen Kabel und Sicherungen mit entsprechenden Querschnitten verbaut werden. Die Schalter können den Generator elektrisch vom Rest der WEA abtrennen.

2.9.3.5 Servicekran

Der Servicekran bestehend aus dem eigentlichen Kettenzug und aus der Tragschiene, dargestellt in **Abbildung 82**.

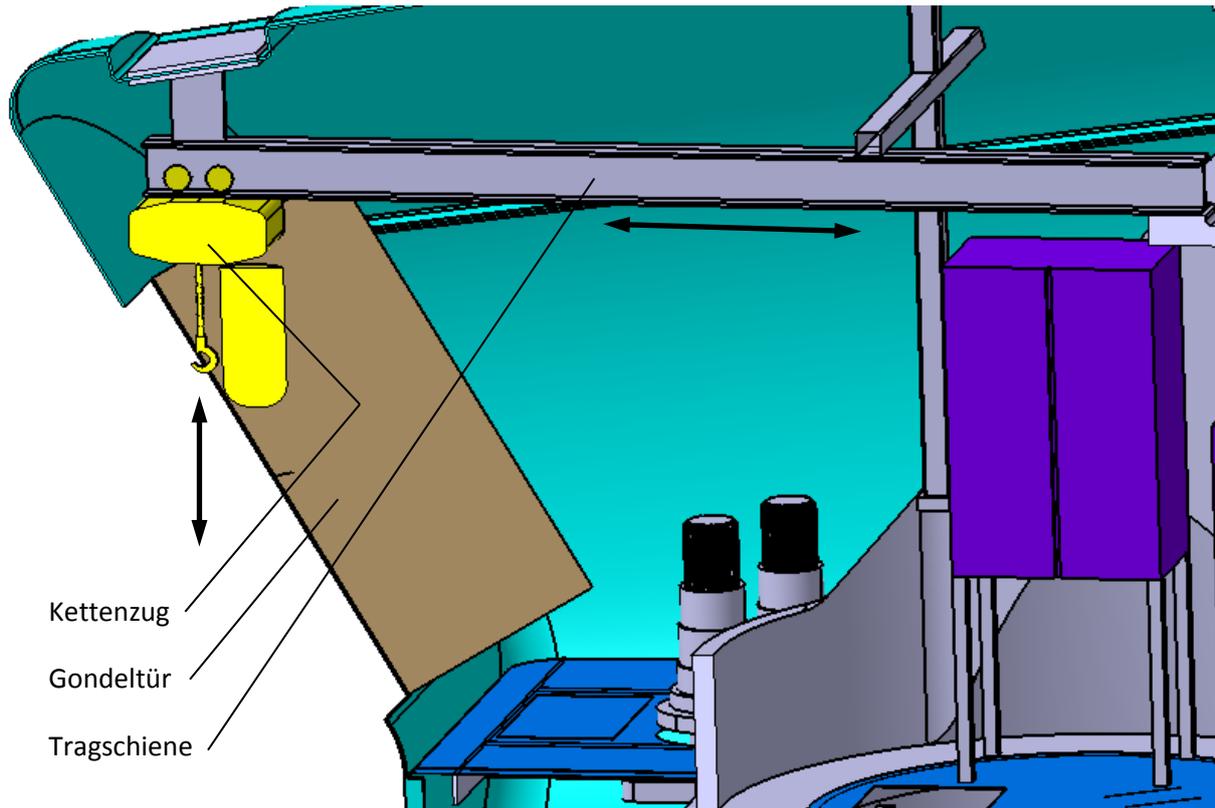


Abbildung 82: Schnittansicht auf Servicekran. Pfeile zeigen mögliche Hub- und Fahrrichtungen des Kettenzugs

Der Kettenzug kann im Gondelinnern von Hand oder elektrisch entlang der Tragschiene bewegt werden und Lasten transportieren. Auf der Rückseite der Gondel kann der Lasthaken des Kettenzugs durch die geöffnete hintere Gondeltür, außen am Turm vorbei zum Erdboden abgelassen werden, um bei Service-Einsätzen Material und Werkzeug auf und ab zu befördern. Der Kettenzug verfügt über entsprechend lange Ketten und einen Kettenspeicher.

2.9.3.6 Plattformen

Die Plattformen der Gondel (10) und die Plattform des Turmkopfs (11) sind in **Abbildung 83** gezeigt. Sie bestehen aus Riffelblechen und ruhen auf, am Turmkopf verschraubten, Blechträgern. Die Plattform Turmkopf besteht nur aus Riffelblech, die Auflage ist im Gussteil des Turmkopfs integriert. Die Plattformen dienen zum Begehen der Gondel und als Bauteilträger.

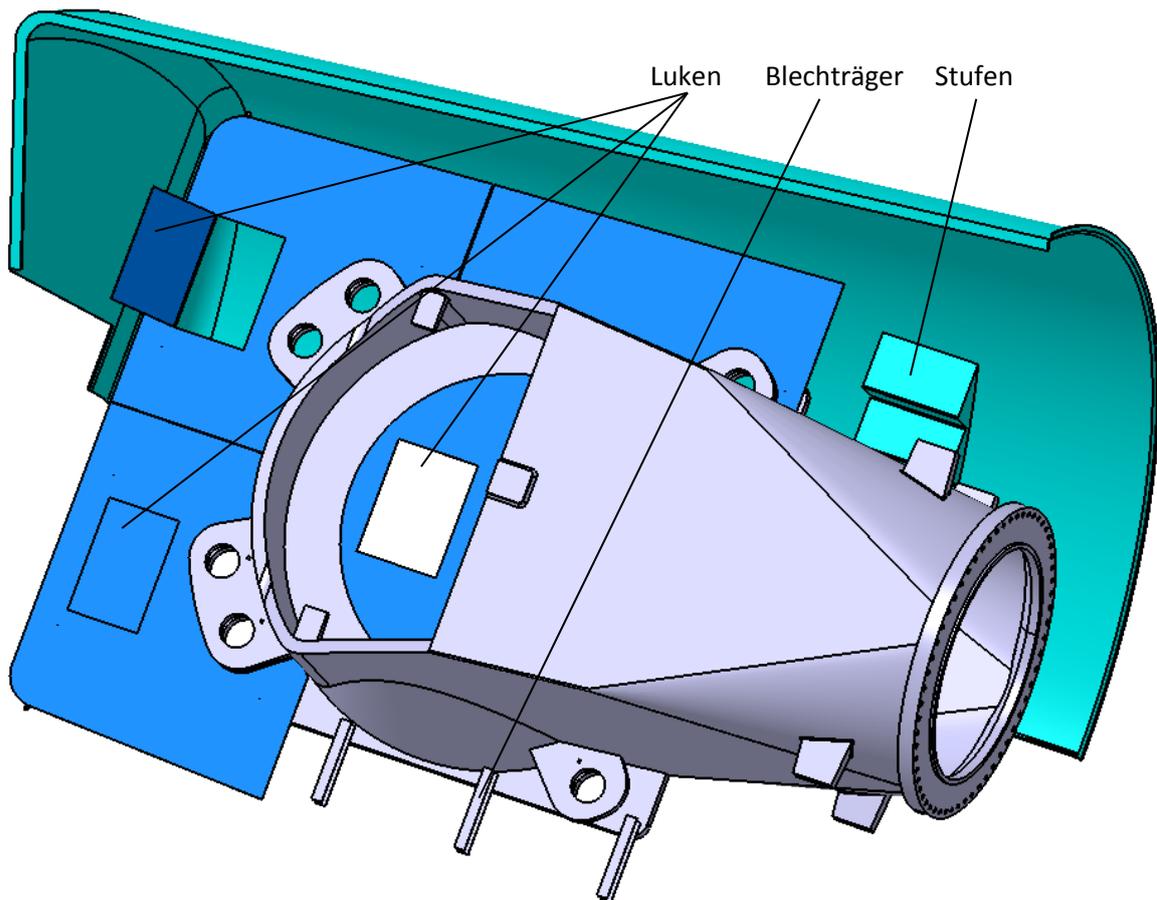


Abbildung 83: Die Plattformen der Gondel und des Turmkopfs.

Die Plattform Turmkopf (11) hat eine Luke zum Durchstieg in die Gondel bzw. in den Turm. Sie ist mit dem Turmkopf verschraubt und dient auch als Auflage für Bauteile wie Steuerbox, Generatorschalter, Hydraulikaggregat, Kabelhalter usw.

Die Plattform Gondel (10) besitzt Luken zum Durchstieg in den Gehäusekeller zur Kontrolle der Lagerverzahnung, der Ritzel und der Fettwanne. Die Bleche der Plattform werden gestützt von Trägern, welche mit dem Turmkopf verschraubt sind. Über die Plattform Gondel sind auch die Stufen der Gehäuseböden zu erreichen, um den vorderen unteren Teil der Gondel bzw. den Nabengenerator zu erreichen.

2.9.3.7 Gehäuse

Das Gehäuse besteht aus zwei Gehäuseböden und einem Gehäusedach und umschließt die Gondel wetterfest. Die 3 Gehäuseteile sind untereinander über Flansche verbunden. Das Gehäuse wird über Anschraubflächen mit der Verstrebung, mit der Plattform Gondel und mit dem Querträger des Halters Außengeräte verbunden. Diese Teile wiederum sind mit dem tragenden Turmkopf verschraubt. Das Gehäuse hat eine Dachluke zur Begehung des Halters Außengeräte und eine Tür auf der hinteren Seite, um mit dem Servicekran Material und Werkzeuge heben zu können.

Zum Transport kann das Gehäusedach zusammen mit der Halterung der Außengeräte demontiert werden.

2.9.3.8 Hydraulikaggregat

Das Hydraulikaggregat besteht aus einem Öltank, einer Motor–Pumpe–Einheit, Ventil- und Steuerblock und Druckspeichern. Es ist im Turmkopf gegenüber der Elektronik untergebracht, siehe **Abbildung 77**, Position 16.

Das Hydraulikaggregat versorgt das hydraulische Pitchsystem der Rotorblätter mit Drucköl. Das Aggregat ist in der Steuerbox angeschlossen. Die Ölzuleitung vom Aggregat zum Pitchsystem erfolgt durch Turmkopf und stillstehende Achse des Nabengenerators über eine Hydraulik–Drehdurchführung (Hydraulik Schleifring) zu den um die Maschinenachse rotierenden Pitchzylindern.

2.9.3.9 Verstrebung

Die inneren senkrechten Verstreben aus Hohlprofilen dienen zur Befestigung und Aussteifung des offenen Teils des Gondelgehäuses. Die waagerechten Streben verbinden den Halter Außengeräte mit den oberen senkrechten Verstreben. Sie dienen zur Aussteifung dieser Bauteile in Windrichtung und als Personenschutz bei Begehung der oberen Turmkopffläche.

2.9.3.10 Leitern

Die Leitern ermöglichen den Einstieg in die Gondel aus dem Turm, den Aufstieg auf die Oberseite des Turmkopfs und den Ausstieg aus der Gondel auf die Plattform des Halters Außengeräte. Sie sind jeweils am Turmkopf befestigt.

2.10 Kühlkonzept

Das vorgeschlagene Kühlkonzept ist einerseits riskant mit Hinblick auf mögliche Leckagen, andererseits bietet die Verwendung eines flüssigen Kühlmediums, aufgrund der um den Faktor 2 größeren spezifischen Wärmekapazität des flüssigen Kühlmediums gegenüber Luft, einen effizienteren Wärmetransport. Außerdem wird versucht, alle Kühlkomponenten in den Generator zu integrieren. Die folgenden Kapitel beschreiben die Simulationen der Generatorkühlung und der Rückkühlung des Öls, während in **Kapitel 2.11.6** über Messungen des Kühlkreislaufs an einem Modell des Nabengenerators im Maßstab 1:5 berichtet wird.

2.10.1 Beschreibung des Kühlkreislaufs

Der Generator verfügt über eine Nennleistung von 3.200 kW und im Nennbetrieb über einen elektrischen Wirkungsgrad von 93 %. Daraus ergibt sich die Forderung nach einem Kühlsystem, das zuverlässig eine Verlustleistung von 223 kW an die Umgebungsluft abführen kann.

Konventionelle Kühlsysteme für direktgetriebene Windenergiegeneratoren benötigen entweder separate Wärmetauscher, in denen das Kühlmedium (Luft oder ein Wasser-Glykol Gemisch) außerhalb der Gondel von der Umgebungsluft abgekühlt wird oder es wird Umgebungsluft direkt durch den Generator geführt und kann dort auf Dauer Schäden durch Feuchtigkeit, Verschmutzung oder Korrosion verursachen. Das untersuchte Kühlkonzept vermeidet die Nachteile beider Konzepte. Zum einen verbleibt das flüssige Kühlmedium ständig im Innern des Generators und es wird keine Umgebungsluft durch den Generator geleitet.

Das Kühlsystem ist in den Schnittdarstellungen auf **Abbildung 84** schematisch dargestellt und in **Abbildung 94** genauer skizziert. Im Generator befindet sich ein Mineralöl als Kühlmedium, das durch zwei hintereinander geschaltete Fördermechanismen in einem Kreislauf geführt wird.

Der erste Förderstrom dient der Generatorkühlung und fließt entlang der Wicklungen und Magnete, um deren Verlustwärme aufzunehmen. Dazu befindet sich im Generator ein Reservoir (1) mit Kühllöl, aus dem ein Fördervolumen in eine Ringleitung (2) abgepumpt wird. Aus der Ringleitung gelangt das Kühllöl durch radiale Schlitze im Statorblechpaket (3) in den Luftspalt (4). Dabei nimmt das Kühllöl die Verlustwärme des Generators auf und kühlt die Wicklungen und Magnete auf ein dauerhaft erträgliches Maß ab. Das erhitzte Öl entweicht anschließend aus dem Luftspalt und sammelt sich in einem Sumpf (5) am Nabengrund.

Aus diesem Sumpf speist sich der zweite Förderstrom, der der Rückkühlung des erhitzten Öls an der Außenwandung der Blattansätze dient. Durch die Drehung des Rotors und unter Schwerkrafteinfluss fließt das Öl durch die Blattansätze. An der Wandung der Blattansätze (6) kühlt sich das Öl ab und übergibt seine Energie an die Umgebung, da der Wind auf deren Außenseite entlangströmt. Damit der Wärmeübergang an die Umgebung gut funktioniert, ist die äußere Oberfläche der Blattansätze durch Kühlrippen (7) vergrößert. Anschließend entweicht das abgekühlte Öl durch Auslassrohre (8) wieder aus den Blattansätzen und sammelt sich in dem Reservoir (1), in dem es für einen erneuten Durchlauf vorgehalten wird.

Um den Kühlkreislauf zuverlässig aufrechtzuerhalten, müssen sich ungefähr 1.000 Liter Mineralöl im Umlauf im Nabennern befinden.

An die Abdichtung der Nabe gegenüber der Umwelt stellt die Ölkühlung gestiegene Anforderungen. Es gibt jedoch nur eine Dichtstelle, bei der eine Relativbewegung zweier Bauteile vorliegt. Diese befindet sich am hinteren Zylinderrollenlager. Alle anderen Dichtstellen sind statisch ausgeführt.

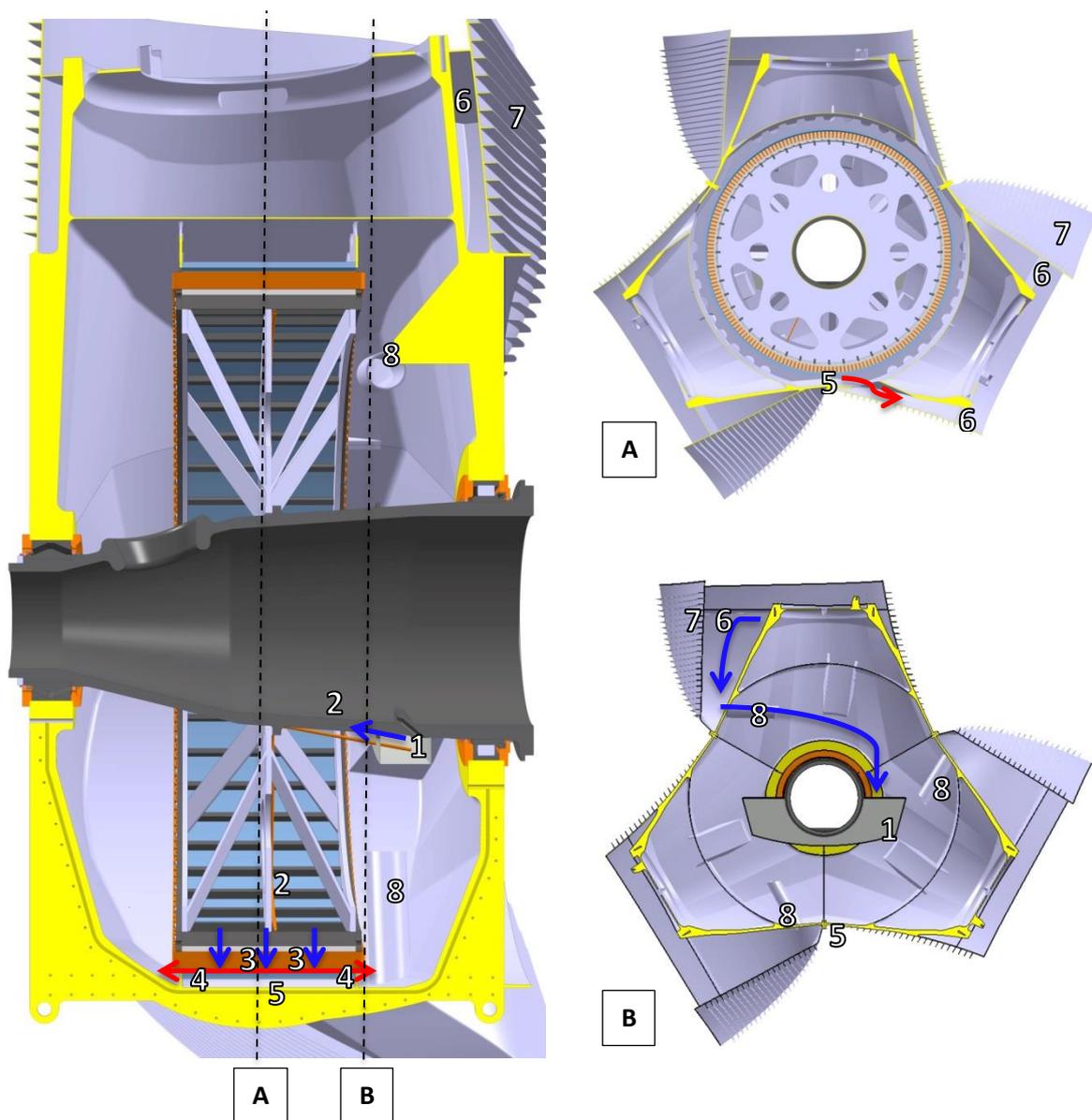


Abbildung 84: Schematische Darstellung des Kühlkreislaufs in einem Längsschnitt und den Querschnitten A und B

2.10.2 Vorgehensweise zur Simulation des Kühlkreislaufs

Die Simulation aller vorherrschenden Prozesse, die im vorigen Abschnitt beschrieben sind, gemeinsam in einem Modell zu berechnen, stellt sich als zu komplex heraus. Aus diesem Grund wird die Berechnung der gesamten Ölkühlung in drei vereinfachte Modelle unterteilt. Das Strömungsverhalten des Öls in der rotierenden Nabe wird ohne Wärmeübertragung berechnet, wozu lediglich die Betrachtung des Fluidraums vonnöten ist. Die Berechnung des Kühlkreislaufs unterteilt sich in die Berechnung der Generatorkühlung mittels radialer Kühlschlitze und in die Rückkühlung des Kühlöls durch Wärmeübertragung an die Umgebungsluft, vgl. **Abbildung 85**. Zur Berechnung der Generatorkühlung (Simulation A) dienen Massenstrom und Eingangstemperatur des Kühlöls als

variable Eingangsparameter. Eine konstante Verlustleistung wird zugeführt, so dass neben den Temperaturen in Wicklung und Magnete, die Austrittstemperatur des Kühllöls als relevante Größe resultiert. Wicklung und Magnete sollen zudem die zulässigen Temperaturwerte von 100 °C bzw. 80 °C nicht übersteigen. Der Wert der Ausgangstemperatur des Kühllöls wird in die Berechnung der Öl-Rückkühlung (Simulation B) übertragen und gleichmäßig auf die Innenseite der Nabe gelegt. Aufgrund der Umgebungsbedingungen durch Außentemperatur, Windgeschwindigkeit und Drehzahl fließt ein Wärmestrom einer bestimmten Leistung durch die Nabenwand. Wenn die Leistung des Wärmestroms aus Simulation B der zugeführten Verlustleistung aus Simulation A entspricht, kann von einem eingeschwungenen Zustand bei konstanten Randbedingungen ausgegangen werden, bei dem sich die Temperaturen des Generators nicht weiter verändern. Bis zu diesem Zustand werden die Iterationen unter Anpassung der variablen Parameter wiederholt.

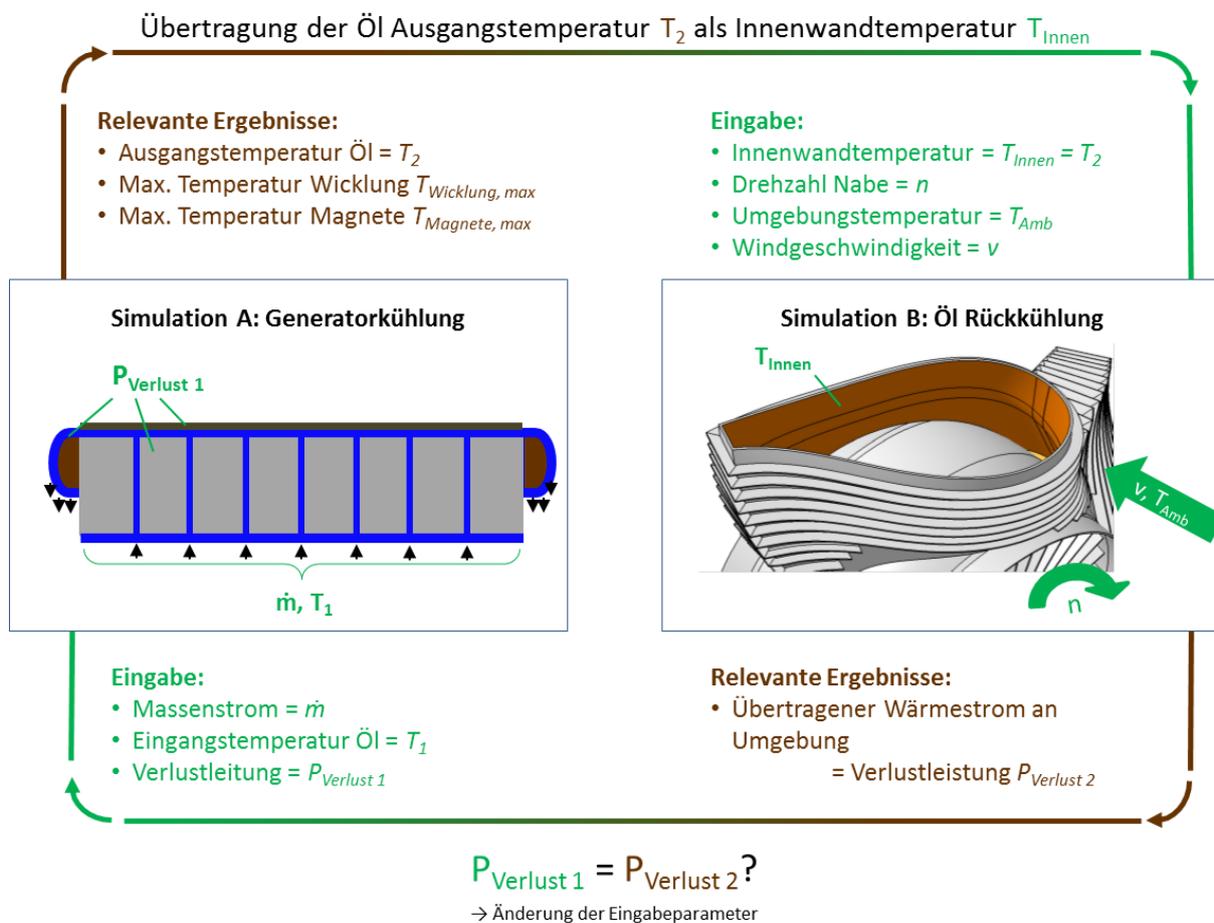


Abbildung 85: Darstellung der Vorgehensweise zur Simulation des Kühlkreislaufs

2.10.3 Stator Kühlung mittels radialer Kühlschlitze

Das Kühlmedium wird bei diesem Konzept durch im Paket befindliche radiale Schlitze gepumpt. Die Kühlflüssigkeit tritt daraufhin aus den Schlitzen aus, fließt durch den Luftspalt und letztendlich über die Wickelköpfe. Die radialen Kühlschlitze entstehen durch Abstandsstücke („Spacer“) zwischen den Paketblechen. Das Kühlmedium ist durch die Anordnung örtlich näher an den zu kühlenden Stellen, wodurch ein niedriges Temperaturniveau und eine konstante Temperaturverteilung erreicht werden. Die Berechnungen zeigen, dass auf axiale Kanäle hinsichtlich dieser Kriterien verzichtet werden kann, die zudem den Aufbau des Statorpakets weit komplexer gestalten würden.

2.10.3.1 Modellerstellung

Für CFD-Berechnungen wird ein vereinfachtes CAD Modell mit den Komponenten Statorpaket, Spule, Nutverschlusskeil, Magnetträger, Magnete und Fluidraum erstellt. Aufgrund der Rotations-Symmetrie ist die Betrachtung eines Segmentes ausreichend, wobei es sich um ein durch die Nutmitten getrennten Ausschnitt handelt, der im Querschnitt in **Abbildung 86** gezeigt ist.

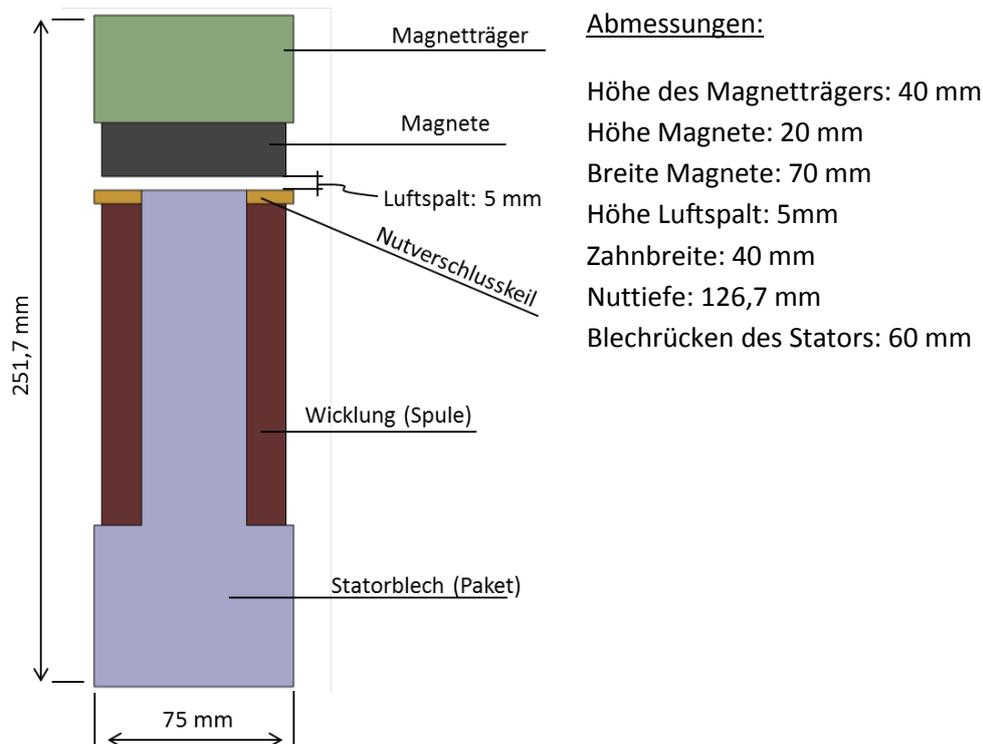


Abbildung 86: Querschnitt des vereinfachten Segments ohne Fluidraum

Aus Symmetriegründen genügt es die halbe Paketlänge mit einem Wickelkopf zu berechnen, vgl. den Längsschnitt gezeigt in **Abbildung 87**. Die in der Nut liegende Spule wird hier hinreichend vereinfacht als homogener und flacher Körper modelliert. Die Magnete sind als ein einziger Körper ohne Zwischenräume ausgeführt. Auf die Modellierung der Spacer wurde verzichtet. Variationen entstehen durch die unterschiedliche Breite und Anordnung der Schlitze. Den Komponenten wurden folgende Materialien zugewiesen:

Spule: Kupfer

Paket: Stahl

Magnetträger: Stahl

Magnete: NdFeB

Nutverschlusskeil: GFK

Fluid: SHC 632 (Mineralöl)

Isolationsschichten und Kontaktwiderstände sind durch anisotrope Wärmeleitfähigkeit in den einzelnen Komponenten berücksichtigt.

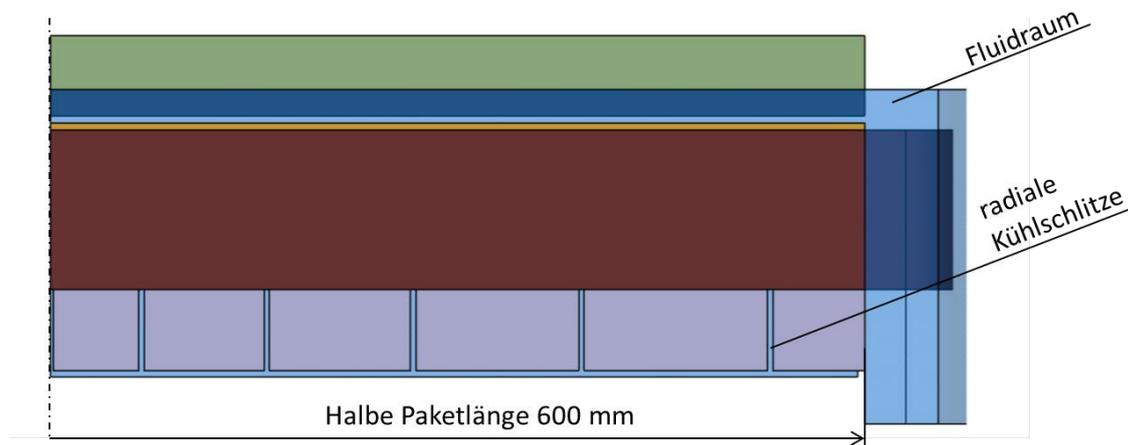


Abbildung 87: Seitenansicht des Halbsegments mit Fluidraum

2.10.3.2 Ermittlung der Eingabeparameter

Der Gesamtmassenstrom von 5,4 kg/s zur Kühlung des kompletten Generators ergibt sich aus der abzuführenden Verlustleistung von 223 kW, der spezifischen Wärmekapazität des Kühlmediums von 2,03 kJ/kgK und der vorgegebenen Temperaturerhöhung der Flüssigkeit um 20 K. Der Massenstrom pro Halbsegment von 0,014 kg/s ergibt sich anteilig zu $\frac{1}{384}$ aus dem Gesamtmassenstrom. Die Anzahl der Halbsegmente von 384 ergibt sich aus der Anzahl der Nuten von 192, multipliziert mit 2, da aus Symmetriegründen nur eine Hälfte berechnet wird. Dichte, Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität, etc. sind aus der **Tabelle 15** des gewählten Kühlmediums Exxon Mobil SHC 632 zu entnehmen. Die dem Modell zugewiesenen Einlass- und Auslassbereiche des Fluids (Inlet, Outlet) sind in **Abbildung 88** zu erkennen.

Berechnung des Massenstroms:

$$\dot{m}_{\text{Gesamt}} = \frac{P}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{223 \text{ kW}}{2,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 20 \text{ K}} = 5,4 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 387,5 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$\dot{m}_{\text{Halbsegment}} = \frac{\dot{m}_{\text{Gesamt}}}{\text{Anzahl Halbsegmente}} = \frac{5,4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{192 \cdot 2} = 0,014 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Tabelle 15: Temperaturabhängige Materialeigenschaften SHC 632 von ExxonMobil

Temperatur	Dampfdruck	Dichte	Spezifische Wärmekapazität	Wärmeleitfähigkeit	Dynamische Viskosität	Kinematische Viskosität	Prandl-Zahl
t	p	ρ_0	c_p	λ	η	ν	Pr
°C	mbar	kg/m ³	kJ/kgK	W/m ² K	mPa*s	mm ² /s	1
-10	0,000000	886	1,77	0,136	7476	8435	97432
0	0,000001	880	1,81	0,135	3237	3679	43285
20	0,00001	867	1,88	0,134	811	936	11403
40	0,0001	854	1,95	0,132	273	320	4033
60	0,000	841	2,02	0,131	114,3	136	1771
80	0,002	827	2,10	0,129	56,31	68,0	913
100	0,01	814	2,17	0,128	31,35	38,5	532
150	0,2	782	2,35	0,124	10,48	13,4	198
200	2	749	2,53	0,121	4,88	6,5	102
250	11	716	2,71	0,117	2,75	3,8	64
300	49	683	2,90	0,113	1,75	2,56	45
320	84	670	2,97	0,112	1,50	2,24	40

2.10.3.3 Ergebnisse

Die folgenden Abbildungen zeigen das Berechnungsmodell mit 11 radialen Schlitzen (pro Segment $5\frac{1}{2}$) à 4 mm Breite. Der Druckverlust pro Segment beträgt 12,35 mbar.

Abbildung 88 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung der Ölströmung mit den Ein- und Auslassbereichen des Fluids.

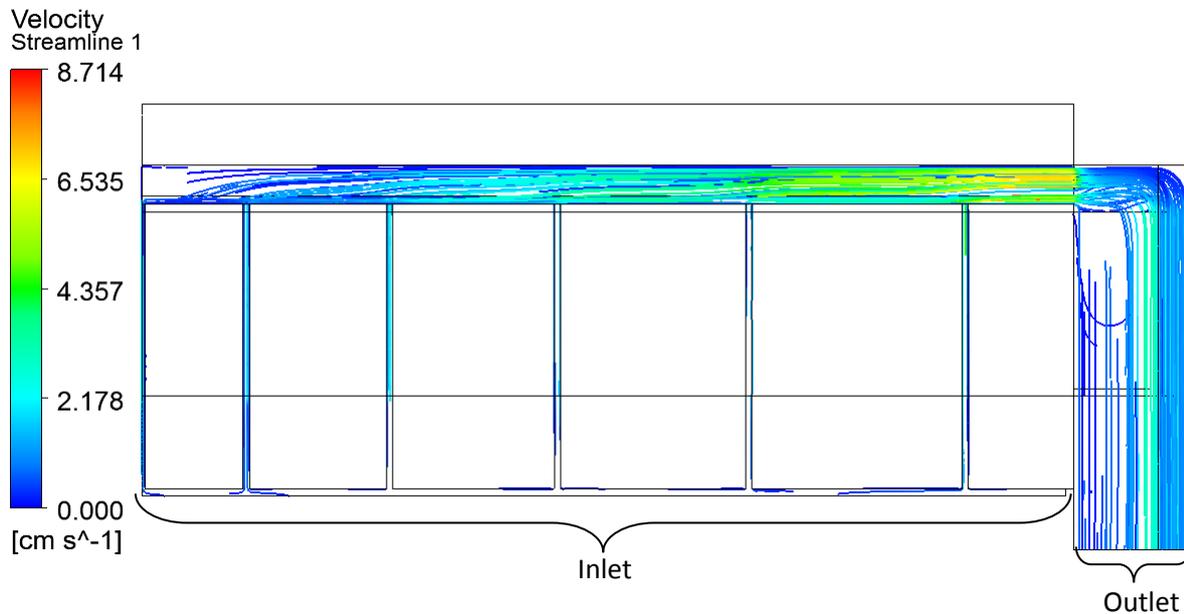


Abbildung 88: Strömungslinien des Kühlmediums mit farblicher Darstellung der Geschwindigkeit

Abbildung 89 und **Abbildung 90** zeigen die Temperaturverteilung in der Kupfer-Wicklung und in dem Statorpaket. **Abbildung 91** zeigt den Temperaturverlauf in den Magneten.

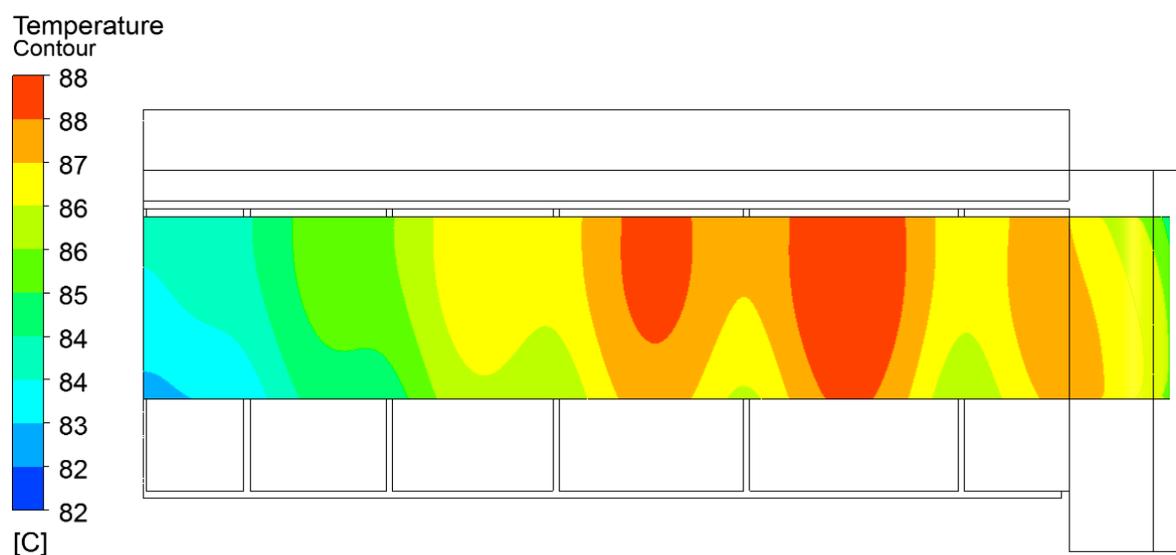


Abbildung 89: Konturplot der Temperatur in der Spule

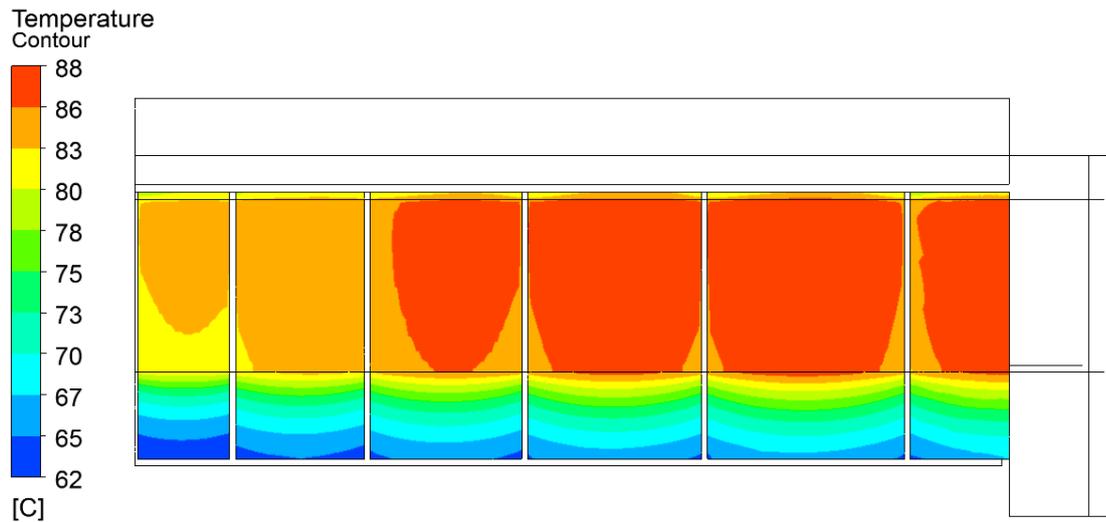


Abbildung 90: Konturplot der Temperatur im Paket

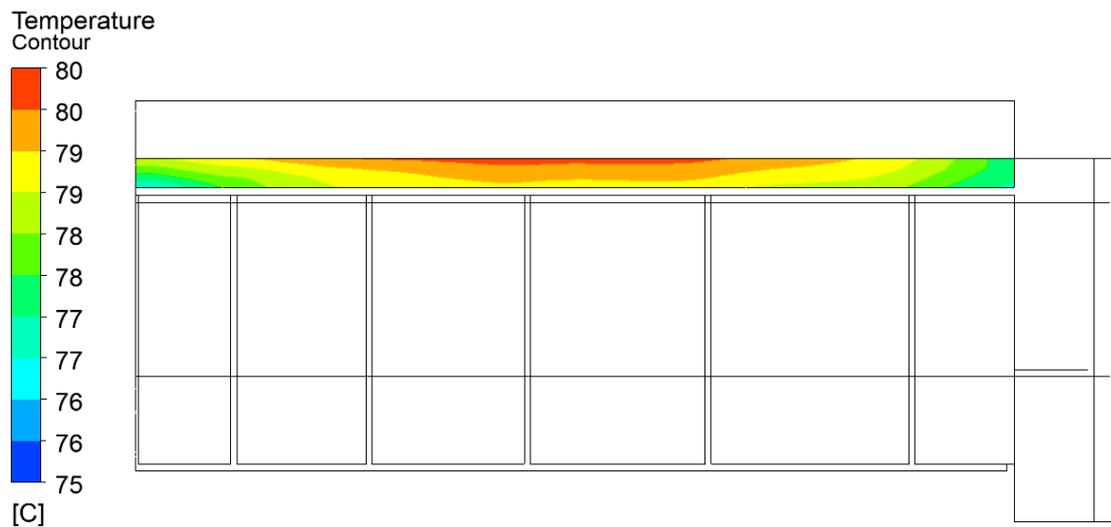


Abbildung 91: Konturplot der Temperatur in Magneten

2.10.4 Rückkühlung

Entsprechend der Beschreibung in **Kapitel 2.11.1** wird zur Vereinfachung statt eines Fluidraums eine konstante Temperatur, in diesem Fall 79 °C, auf die Innenseite der Nabe gelegt. Aufgrund der gewählten Umgebungsbedingungen resultiert ein Wärmestrom mit einer bestimmten Leistung durch die Nabenwand. Diese Leistung wird mit der eingebrachten Verlustleistung aus Simulation A verglichen. Dank der Rotationssymmetrie ist die Berechnung eines Nabendrittels ausreichend. Die Nabe rotierte mit 12 min^{-1} und wird axial mit einer Windgeschwindigkeit von 10,6 m/s und einer Außentemperatur von 40 °C angeströmt. Als Umgebungsbedingungen ist die maximal zulässige Außentemperatur 40 °C gewählt, bei der die Anlage ohne „derating“ betrieben werden kann. An der Blattwurzel sind 22 Kühlrippen mit einer Höhe von 90 mm, einer Breite von 4mm sowie einem Abstand von 122 mm angebracht, um eine ausreichende Kühlfläche zu garantieren.

Der Verlauf der Luftströmung um die mit Kühlrippen versehene Nabe ist in **Abbildung 92** dargestellt.

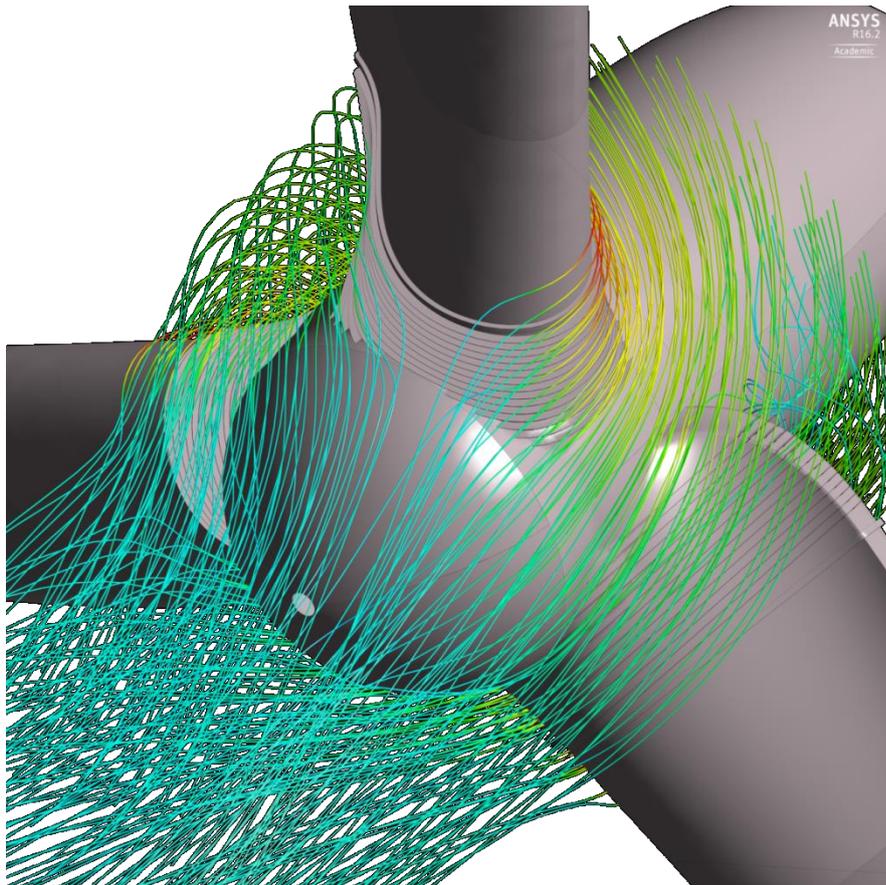


Abbildung 92: Strömungslinien um die Nabe

Abbildung 93 zeigt als Simulationsergebnis die Temperaturverteilung an der Nabe. Die von der Luft abgeführte Wärmeleistung beträgt 74 kW pro Nabendrittel, somit ca. 223 kW für die gesamte Nabe.

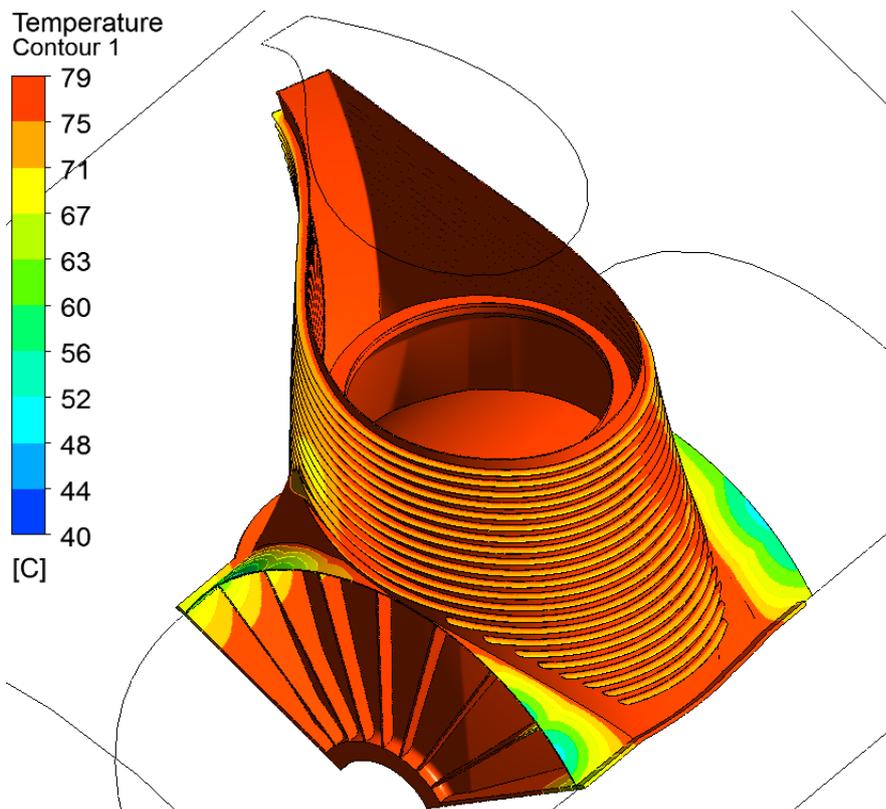
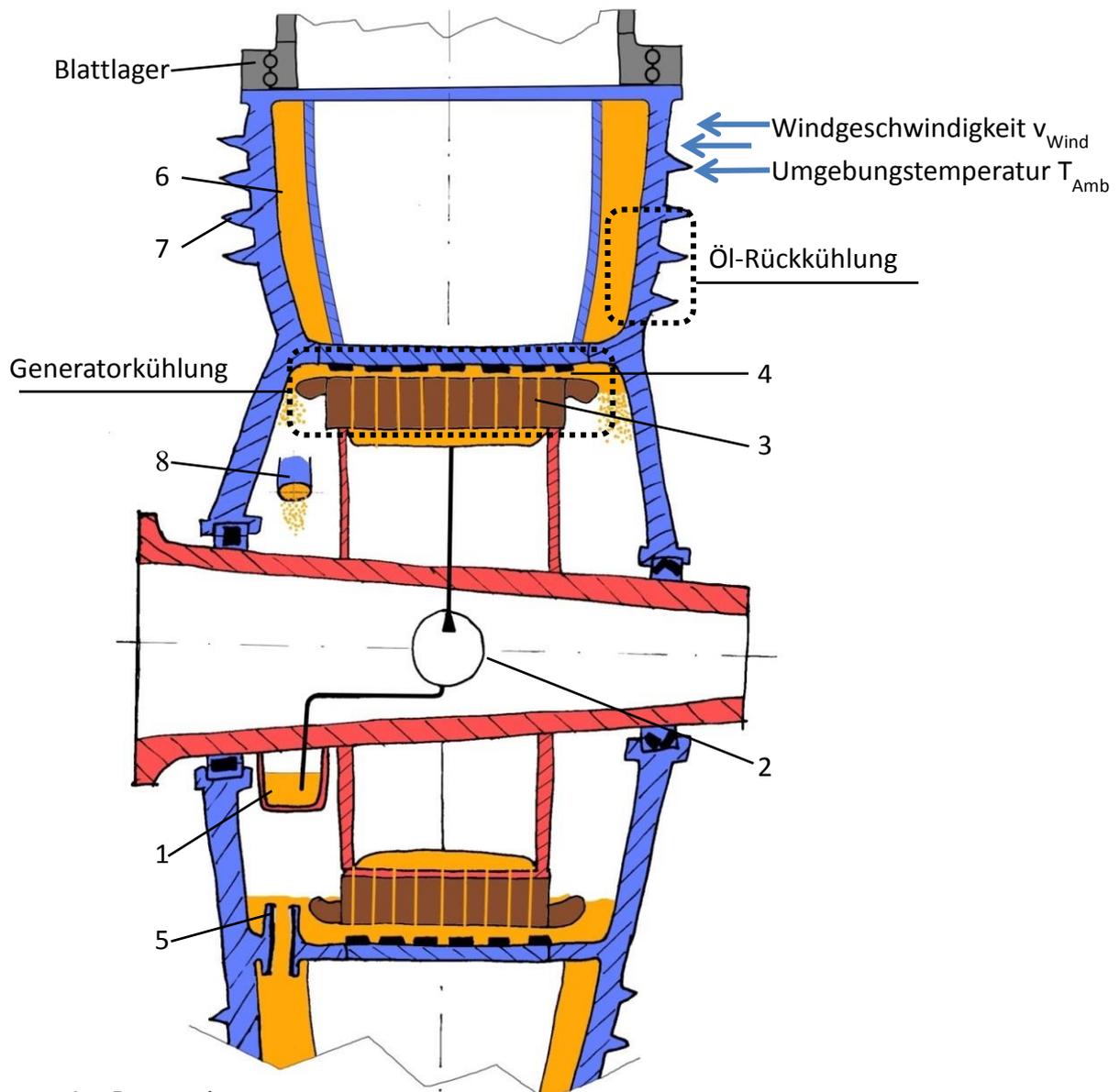


Abbildung 93: Konturplot der Temperatur an der Außenseite eines Nabendrittels

2.10.5 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Simulationsergebnisse aus den Berechnungen zur Generatorkühlung und Öl-Rückkühlung aus **Kapitel 2.11.2** und **2.11.3** sind im Folgenden zusammengefasst. **Abbildung 94** zeigt schematisch den Kühlkreislauf innerhalb der Nabe mit Markierung der simulierten Bereiche.



- 1 = Reservoir
- 2 = Ringleitung mit Pumpe
- 3 = radiale Kühlschlitze in Blechpaket
- 4 = Luftspalt
- 5 = Ölsumpf und Einlassrohr
- 6 = Wandung im Blattansatz
- 7 = Kühlrippen
- 8 = Auslassrohr

- rotierende Bauteile = ■
- feststehende Bauteile = ■
- Kühlöl = ■

Abbildung 94: Schematische Darstellung des Kühlkreislaufs

Bei einer Außentemperatur von 40 °C ergeben sich folgende Ergebnisse aus der Simulation:

Simulation der Generatorkühlung (Simulation A)

Eingabewerte:

- Zugeführte Verlustleistung $P_{Verlust\ 1}$ in Wicklung, Paket, Magnete und Magnetträger: 223 kW
- Eingangstemperatur Öl: $T_1 = 59\text{ °C}$
- Massenstrom $\dot{m} = 387\text{ l/min}$

Relevante Ergebnisse:

- Ausgangstemperatur Öl: $T_2 = 79\text{ °C}$
- Max. Magnettemperatur $T_{Magnet, max} = 80\text{ °C}$
- Max. Wicklungstemperatur $T_{Wicklung, max} = 88\text{ °C}$

Simulation der Öl-Rückkühlung (Simulation B)

Eingabewerte:

- Windgeschwindigkeit $v = 10,6\text{ m/s}$
- Umgebungstemperatur $T_{Amb} = 40\text{ °C}$
- Innenwandtemperatur $T_{Innen} = 79\text{ °C}$
- Drehzahl Nabe $n = 12\text{ min}^{-1}$

Relevante Ergebnisse

- Abgeführte Leistung an die Umgebung $\dot{Q} = 223\text{ kW}$ ($= P_{Verlust\ 2}$)

Bei einer Außentemperatur von 35 °C ergeben sich bei gleichbleibenden sonstigen Randbedingungen folgende Ergebnisse:

Simulation der Generatorkühlung (Simulation A)

Eingabewerte:

- Zugeführte Verlustleistung $P_{Verlust\ 1}$ in Wicklung, Paket, Magnete und Magnetträger: 223 kW
- Eingangstemperatur Öl: $T_1 = 54\text{ °C}$
- Massenstrom $\dot{m} = 387\text{ l/min}$

Relevante Ergebnisse:

- Ausgangstemperatur Öl: $T_2 = 74\text{ °C}$
- Max. Magnettemperatur $T_{Magnet, max} = 76\text{ °C}$
- Max. Wicklungstemperatur $T_{Wicklung, max} = 83\text{ °C}$

Simulation der Öl-Rückkühlung (Simulation B)

Eingabewerte:

- Windgeschwindigkeit $v = 10,6 \text{ m/s}$
- Umgebungstemperatur $T_{Amb} = 35 \text{ °C}$
- Innenwandtemperatur $T_{Innen} = 74 \text{ °C}$
- Drehzahl Nabe $n = 12 \text{ min}^{-1}$

Relevante Ergebnisse:

- Abgeführte Leistung an die Umgebung $\dot{Q} = 223 \text{ kW} (= P_{Verlust 2})$

2.10.6 Öltransport innerhalb der Nabe

Entsprechend der Beschreibung in **Kapitel 2.11.3**, wird das Kühlöl zur Rückkühlung durch die Blattansätze transportiert. Mit ANSYS CFX lassen sich Strömungen mit freier Oberfläche (Mehrphasensimulation) berechnen. Dies ist besonders in der rotierenden Nabe von Belang. Der Fluidraum und die Fließrichtung des Kühlöls sind in **Abbildung 95** dargestellt.

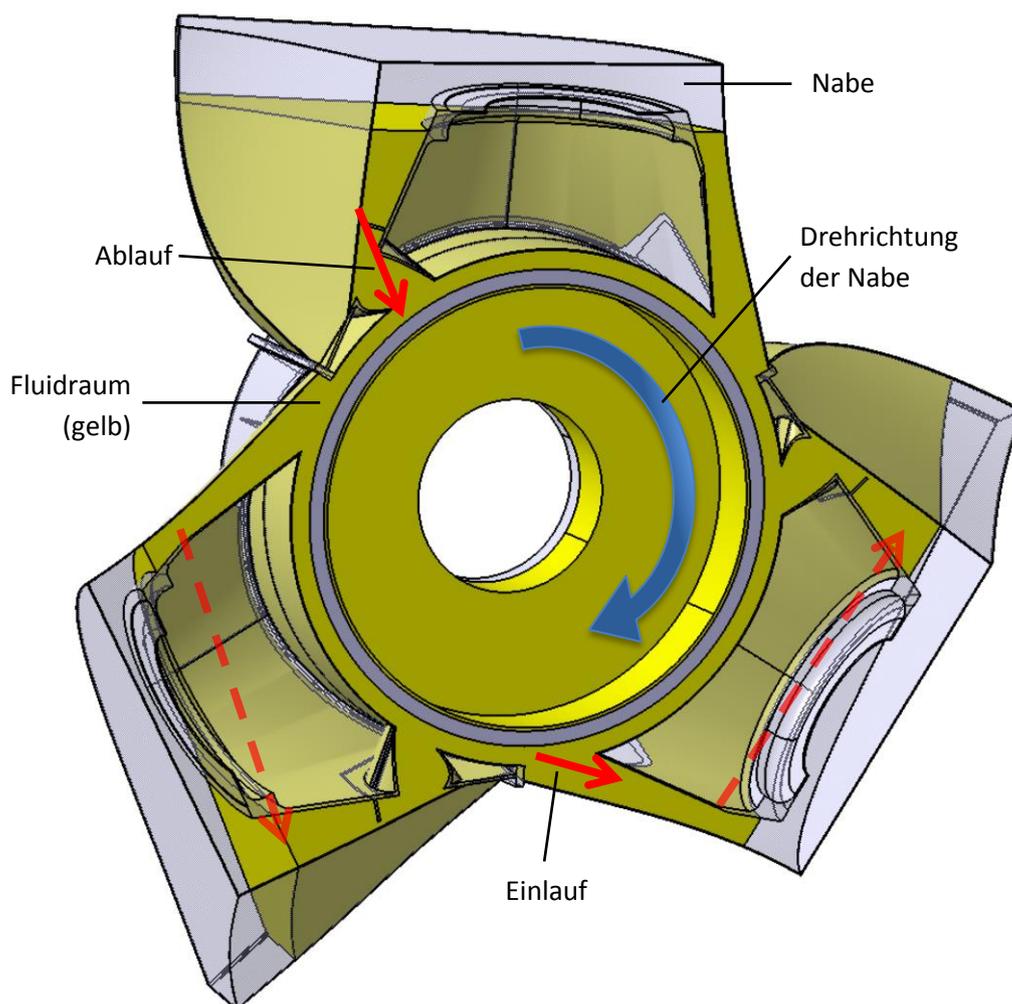


Abbildung 95: Darstellung der Fließrichtung des Kühlöls

Das erhitze Öl aus den Kühlschlitzen des Stators fließt durch einen Einlauf in die Blattwurzel. Danach wird das heiße Öl über die außenseitig mit Kühlrippen bestückten Blattwurzeln abkühlt und weiter durch den Ablauf wieder in den Generatorraum gespült. Der Innenraum der Nabe wird entsprechend der Ergebnisse strömungsgerecht konzipiert.

Abbildung 96 zeigt Ergebnisse einer CFD-Simulation der transienten Berechnung zu einem Zeitpunkt. Der rotierende Fluidraum ist zu 8 % mit Öl gefüllt, im Rest befindet sich Luft. Da hier keine Wärmeübertragung berechnet wird, ist es ausreichend lediglich den Innenraum der Nabe zur Simulation zu verwenden. Notwendige wichtige Einstellungen und Eingabeparameter in der genutzten Software ANSYS CFX sind:

- Eingeschaltete Gravitation (Buoyancy)
- Oberflächenspannung: $0,031 \text{ N/m}^1$
- Multiphase homogenous model: standard
- Heat transfer homogenous model option: none
- Surface Tension Model (aktiviert)

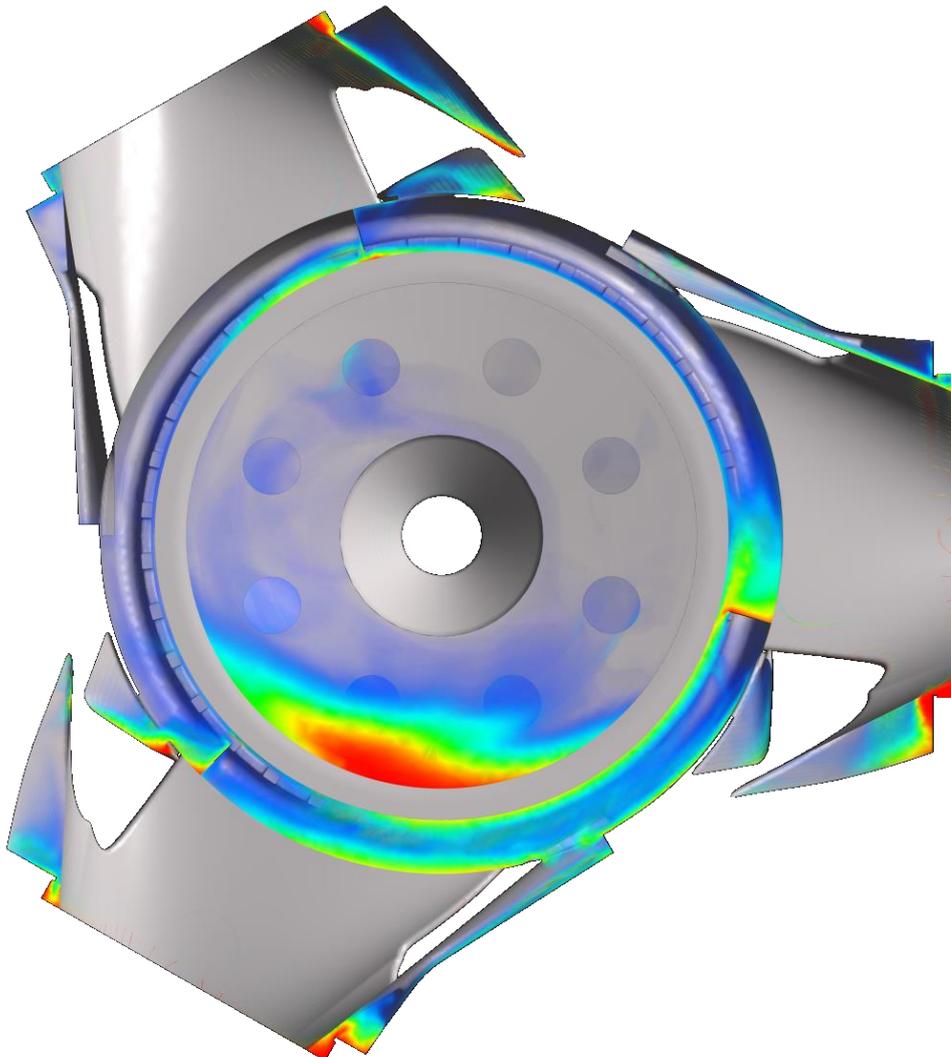


Abbildung 96: Ergebnis der CFD Simulation bzgl. des Fluidverhaltens innerhalb der Nabe

¹ Grenzflächenspannung Öl/Luft aus Technische Strömungsmechanik – Wolfgang Kümmel, 3. Auflage

2.10.7 Versuche am Prüfstand

Um die Kühlleistung der Ölkühlung anhand von Versuchen zu ermitteln, wurde das bereits vorhandene physische Modell des Nabengenerators verwendet. Es handelt sich dabei um ein 1:5 verkleinertes Modell, das über Turm, Turmkopf, Generator (inklusive Stator und Rotor) sowie eine dreigeteilte Nabe aus Aluminium verfügt. **Abbildung 97** zeigt das Versuchsfeld.

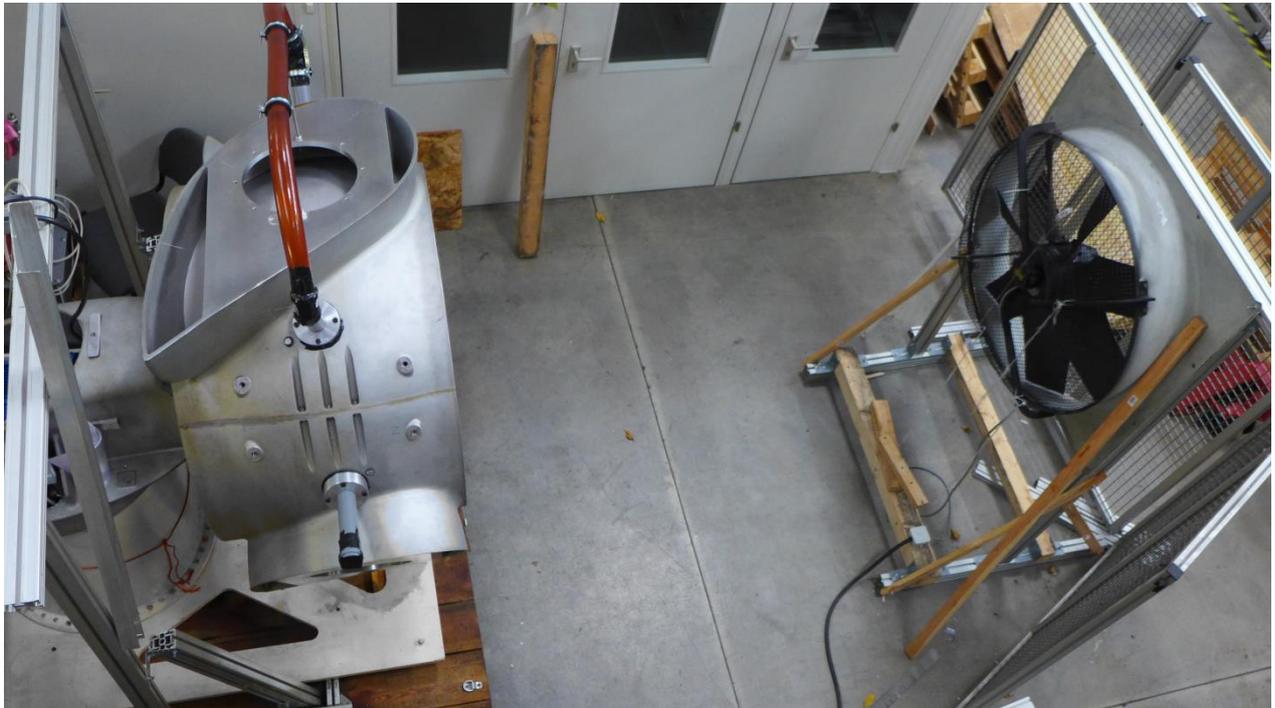


Abbildung 97: Aufbau des Prüfstands mit angetriebener Nabe und Lüfter, Nabenmodell 1

Die Wicklung des Generators ist an einen Transformator angeschlossen, der diese mit Gleichstrom versorgt. Die eingebrachte elektrische Leistung von maximal 7 kW ergibt sich aus dem herunterskalierten Wert der Verlustleistung in der Wicklung der 3,2 MW Anlage. Wegen des geometrisch 5-fach verkleinerten Modells beträgt der Skalierungsfaktor $1/5$. Zur Berechnung der Leistung geht der Skalierungsfaktor wiederum, entsprechend der Ähnlichkeitsgesetze, quadratisch ein:

$$P_{\text{Elekt. (Modell)}} = P_{\text{Verlust, Wicklung (3,2 MW)}} \cdot \left(\frac{1}{5}\right)^2 = 161 \text{ kW} \cdot \left(\frac{1}{5}\right)^2 = 6,5 \text{ kW}$$

Dabei erhitzt sich die Kupferwicklung, die wiederum durch das Öl abgekühlt werden soll. Zu Temperaturmessungen sind am gesamten Stator 46 Sensoren angebracht, die über Messaufnehmer die Temperaturen auf einem PC aufzeichnen, wie beispielhaft in **Abbildung 98** dargestellt.

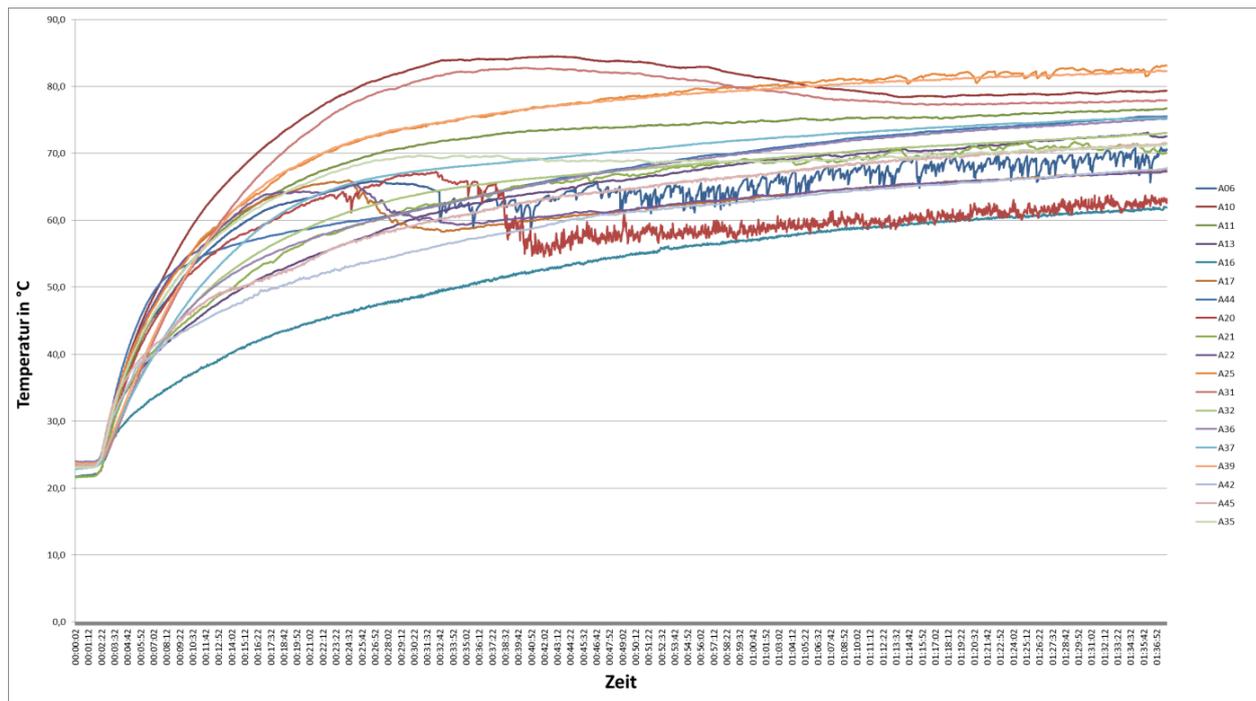


Abbildung 98: Grafische Darstellung einer Temperaturmessung durch Sensoren am Stator (Beispiel)

Bei ersten Vorversuchen wurde die Nabe demontiert und der erwärmte Stator mit Rohrleitungen unterhalb des Pakets, Spritzdüsen und mit freiem Übergießen gekühlt. Erste Erkenntnisse über die temperaturabhängigen Eigenschaften des Öls, sowie die Wärmeleitung im Stator konnten dadurch erlangt werden.

Bei Versuchen mit der rotierenden Nabe, wird diese über einen Getriebemotor und Kardanwelle angetrieben. Die Drehzahl der rotierenden Nabe des Modells ergibt sich aus der Betrachtung des Verhältnisses zwischen Zentrifugalkraft und Gravitation. Bei der vergrößerten Anlage stellt sich dieses Verhältnis bei einem bestimmten Radius ein, in diesem Fall dort wo das Kühllöl in der Nabe rotiert. Übertragen auf den verkleinerten Radius des Modells bei einer konstanten Gravitation, ergeben sich die einzustellende Winkelgeschwindigkeit und damit die Drehzahl.

$$\frac{F_{Zentrifugal(3.2MW)}}{F_{Gravitation}} = \frac{F_{Zentrifugal(Modell)}}{F_{Gravitation}} = \frac{\mathfrak{M} \cdot \omega_{Modell} \cdot r_{Modell}^2}{\mathfrak{M} \cdot g} \Rightarrow \omega$$

An der zusammengebauten Nabe wurden außenliegende Rohre befestigt, die das Öl im unteren Bereich aufnehmen, durch die Drehung nach oben befördern, sich über den Stator entleeren und diesen somit kühlen.

Neben der Kühlung wurden verschiedene Dichtmaterialien getestet, um die Leckage des Öls aus der Nabe zu unterbinden. Die Erkenntnisse aus den Versuchen und den CFD-Berechnungen über Kühlleistung, Strömungsverhalten und Abdichtung wurden in die Konstruktion einer neuen, ebenfalls aus Aluminium gegossenen Nabe übertragen, siehe **Abbildung 99**.

In diesem zweiten Modell sind bereits Kanäle vorhanden, die das Öl im unteren Bereich aufnehmen und durch die Blattansätze leiten.

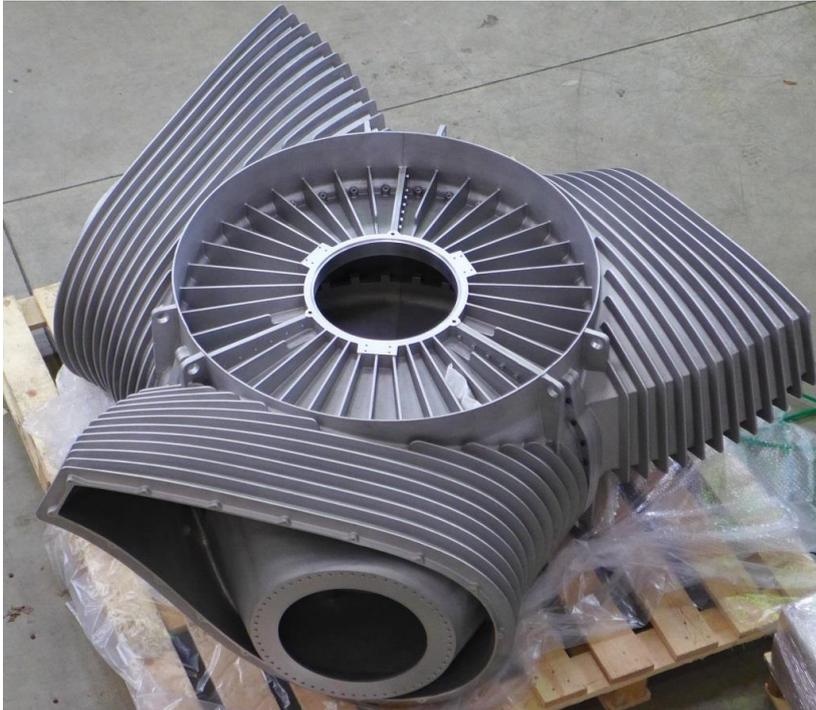


Abbildung 99: Nabenmodell mit angegossenen Kühlrippen

An den Blattansätzen sind außerhalb Kühlrippen mit Kontakt zur Umgebungsluft angebracht, die die Kühlleistung verbessern. Rotorblätter sind an den Blattansätzen nicht montiert, sondern Kunststoffdeckel die das Kühlöl am Austritt aus den Blattansätzen hindern. Eine definierte Anströmung wird durch einen Axialventilator erreicht. Die Temperatur der Wicklungen stabilisiert sich unterhalb der zulässigen, durch die Isolationsklasse vorgegebenen Temperatur. Das Versuchsfeld mit der neuen Nabenkonstruktion ist in **Abbildung 100** dargestellt:



Abbildung 100: Aufbau des Prüfstands mit angetriebener Nabe und Lüfter, Nabenmodell 2

Die Zusammenfassung der Ergebnisse eines durchgeführten Versuchs ist exemplarisch in **Abbildung 101** zu sehen.

MESSERGEBNISSE 1:5 MODELL (REDESIGN)

Versuchsbeschreibung: Durchführung mit Stahlring (1), kein Kühlkreislauf nach Außen (ohne Wärmetauscher), Lüfter max. Drehzahl, Schöpfbleche eingesetzt

Datum: 16. März 2016

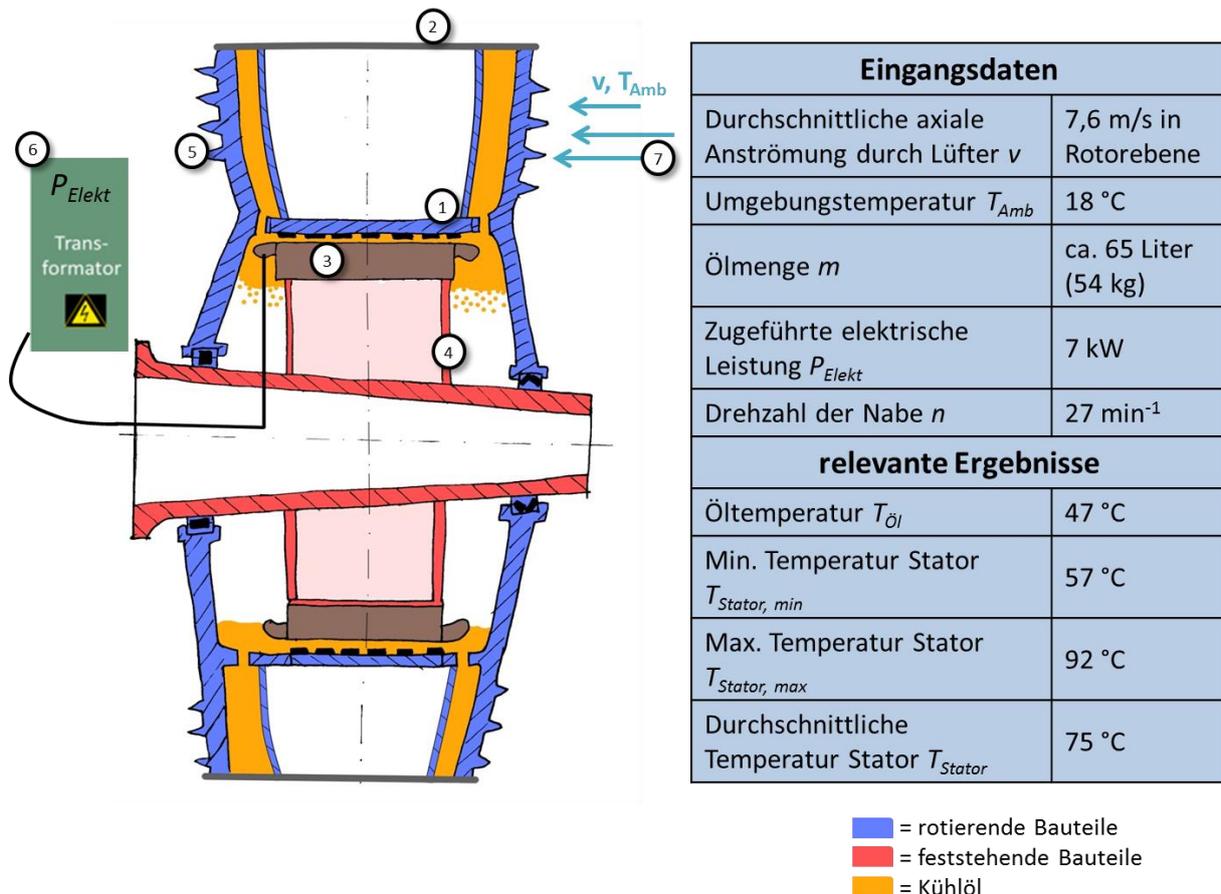


Abbildung 101: Zusammenfassung von Eingangsdaten und Ergebnisse eines Versuchs

Grundsätzliche Erkenntnisse der Versuchsdurchführung sind:

- Der Wärmeübergang von Wicklungen und Stator an das Öl als Kühlmedium ist gut, wenn eine ausreichende Benetzung gewährleistet werden kann.
- Die Wärmeabgabe von der Nabenoberfläche an die kühle Außenluft mittels Konvektion funktioniert im Modellmaßstab ausreichend gut.
- Viele Mechanismen zum Transport von Öl funktionieren aufgrund sich ändernder Viskosität bei verschiedenen Temperaturen unterschiedlich gut.
- Die Kühlwirkung verbessert sich durch Kühlrippen an der Nabenaußenwand erheblich.

2.10.8 Simulation der Prüfstandsversuche am 1:5 Modell

Zur Verifizierung der CFD Simulationen an der 3,2 MW Anlage werden bestimmte Prüfstandsversuche mit CFD Berechnungen verglichen, die anhand des verkleinerten 1:5 Modells durchgeführt wurden, wie beispielhaft in **Abbildung 102** gezeigt. Der gemessene Wert der Öltemperatur wird auf die Innenseite der Nabe eingebracht. Die Umgebungsbedingungen, bestimmt durch Drehzahl, Hallentemperatur und axiale Anströmung, werden ebenfalls aus den Messungen in die Simulation übertragen. Aus den Berechnungen resultiert eine übertragene Wärmeleistung von 7 kW durch die Nabenwand, welche der eingebrachten elektrischen Leistung am Prüfstand entspricht.

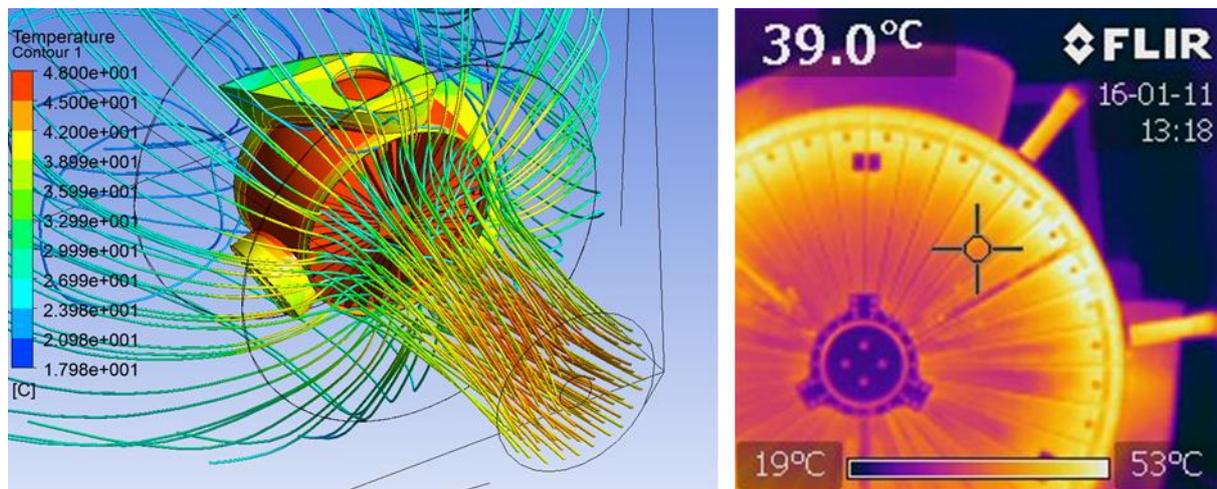


Abbildung 102: Vergleich der Ergebnisse der CFD Simulation mit Wärmebildern aus den Versuchen, Nabenmodell 1

2.11 Prüfkonzept für den Betriebsfestigkeitsnachweis der Nabe

Für den Betriebsfestigkeitsnachweis von Nabe/Rotor-Bauteilen aus Aluminiumguss war ein geeignetes Prüfkonzept zu entwickeln und konstruktiv umzusetzen. Die Aufgabe umfasste die Konzeption und Konstruktion eines Prüfstandes inklusive aller notwendigen Anbauteile zum Test der Rotornaben-Segmente. Zwei unterschiedliche Nabenkonfigurationen wurden konstruktiv vorbereitet, eine Ausführung ohne Kühlrippen (Nabenmodell 1) sowie ein Nabenmodell 2 mit Kühlrippen am Rotoranschluss, vgl. **Abbildung 103**.

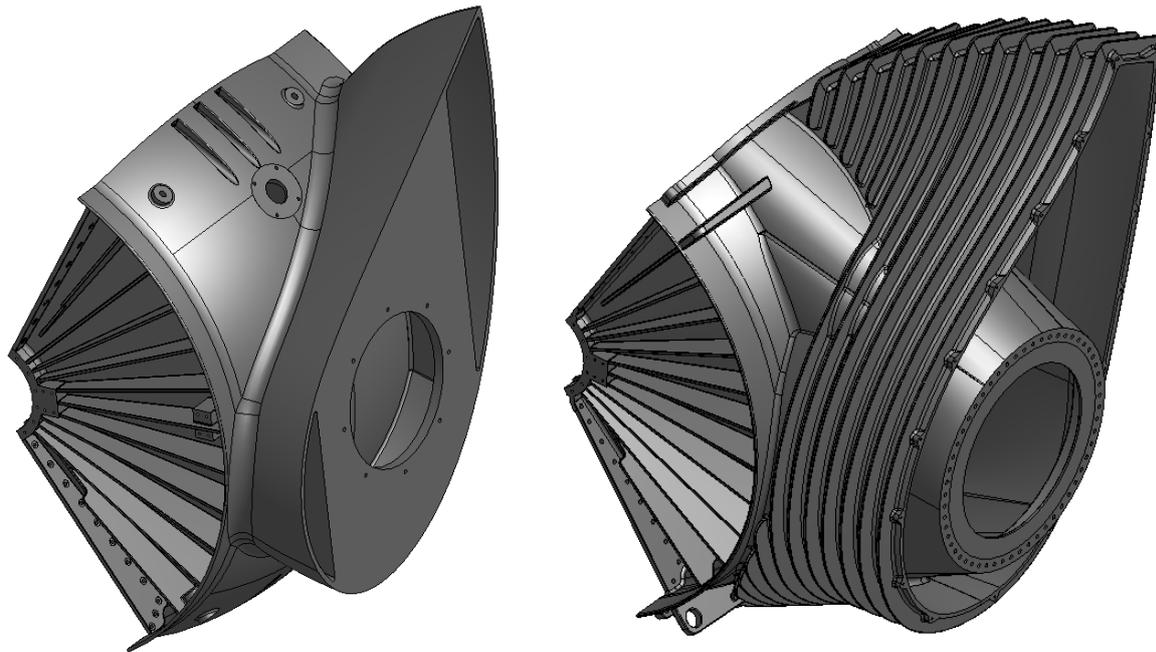


Abbildung 103: Prüfling: Rotornabe ohne Kühlrippen (Nabenmodell 1) und Rotornabe mit Kühlrippen (Nabenmodell 2)

Die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen wurden an das Institut IMA Dresden vergeben. Bis zum Projektende wurde dort der Prüfstand in Auftrag gegeben und das Prüfverfahren entwickelt. Die Prüfungsergebnisse werden erst nach Projektende vorliegen.

Das Testkonzept sieht vor, dass die Nabendrittel fest in eine Aufnahme geschraubt werden. Eine an einem 4 m langen Lastarm befestigte motorbetriebene Unwucht regt das System in verschiedenen Drehzahlbereichen / Frequenzen an.

2.11.1 Prüfungsaufbau

Der Prüfaufbau besteht aus 5 Hauptbaugruppen und ist in **Abbildung 104** dargestellt. Ein T-Nuten-spannfeld als Fundament (5) mit solider Masse zur Aufnahme aller im Test erzeugten Kräfte bildet die Basis. Darauf montiert wird ein speziell auf die Anforderungen zugeschnittener Aufnahmekasten (4), welcher durch wechselbare Flanschplatten beide Probengeometrien (3) tragen kann. Die Flanschplatten sind im 120°-Winkel angeordnet (Nabendrittel). Der Kasten beinhaltet des Weiteren zwei Lagerringe zur Stützung der Nabensitzlager. Anstelle des Rotorblattes wird ein 4 m langer Lastarm (2) angeflanscht. An dessen losem Ende sitzt ein E-Motor (1), der über eine exzentrisch rotierende Masse die Anregung des Prüfteils übernehmen kann.

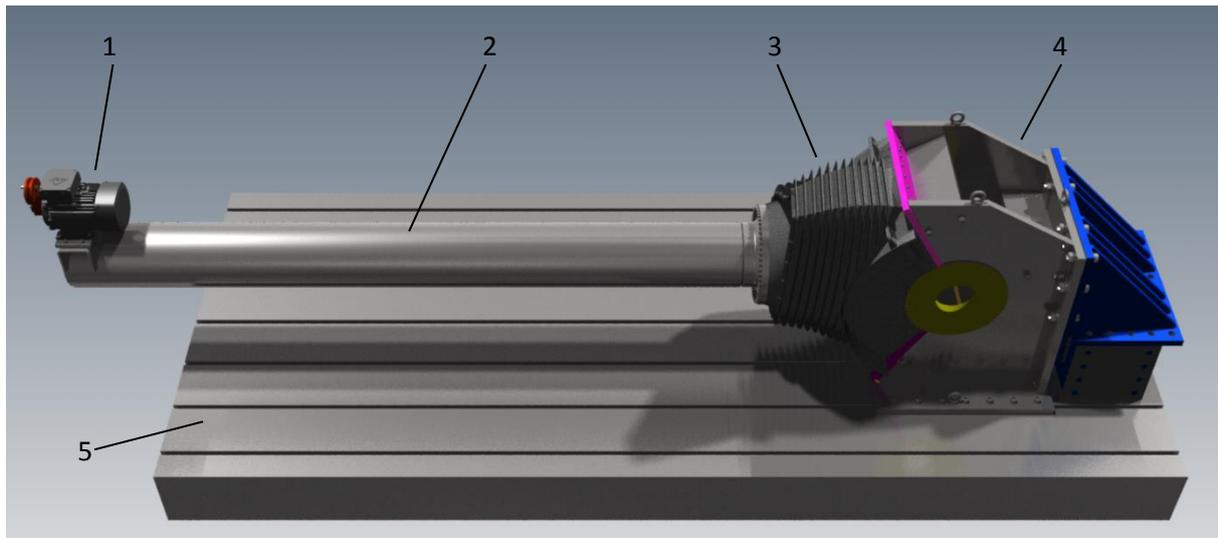


Abbildung 104: Prüfaufbau

2.11.1.1 Fundament

Das Fundament besteht aus einem T-Nutenspannfeld mit einer Kantenlänge von etwa 2 x 5 m. Die Befestigungen sind auf M20 Schrauben dimensioniert. Das gesamte Spannfeld ist luftgefedert zur besseren Absorption der eingeleiteten Schwingungen.

2.11.1.2 Aufnahmekasten

Der Aufnahmekasten, wie in **Abbildung 105** gezeigt, ist als geschraubte Konstruktion ausgeführt. Dabei werden allseitig bearbeitete Stahlplatten verstiftet und verschraubt. Eine Grundplatte bildet die Basis und stellt die Verbindung zum Fundament her. Auf dieser stehen eine vertikale Rückenplatte und zwei dem 120° Prüflingsanschlussprofil nachempfundene Wangen.

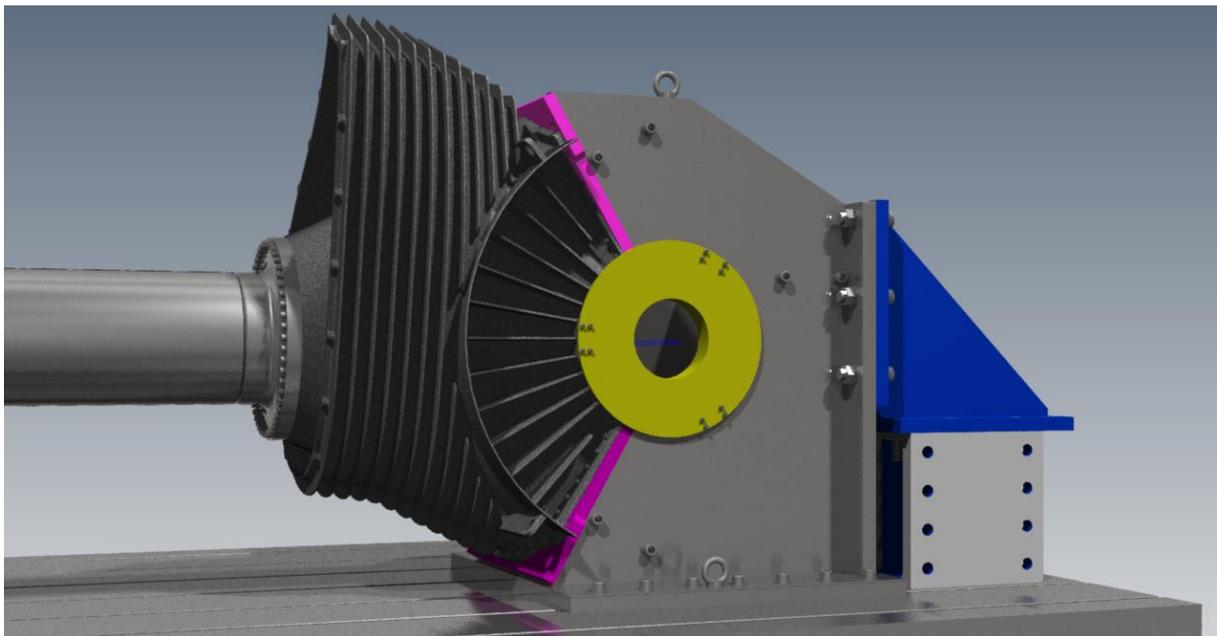


Abbildung 105: Aufnahmekasten

Da beide Prüflingsgeometrien unterschiedliche Flanschbohrbilder aufweisen, werden auf die Wangen für jede Probe speziell gefertigte Flanschplatten aufgesetzt. Des Weiteren müssen die Lagersitze der Nabensegmente im Test gestützt werden. Dafür werden Stahlringe in Form und Größe der originalen Lager in die Wangen eingeschraubt.

2.11.1.3 Lastarm

Der Lastarm besteht aus einem 4 m langen Stahlrohr (S355) mit einem Außendurchmesser von ca. 325 mm und einer Wandstärke von 8 mm. Die Verbindung zum Prüfkörper bildet ein Ringflansch mit einem Bohrbild à 56 Löcher D11 mm für Schrauben M10, vgl. **Abbildung 106**. Dieser Flansch ist für beide Prüflingsgeometrien passend. Am losen Ende wird zur Aufnahme des Unwuchterregers ein Sattel aufgeschweißt. Alle Schweißnähte in Größe, Form und Anordnung sind anhand der zu erwartenden Belastung ausgelegt.

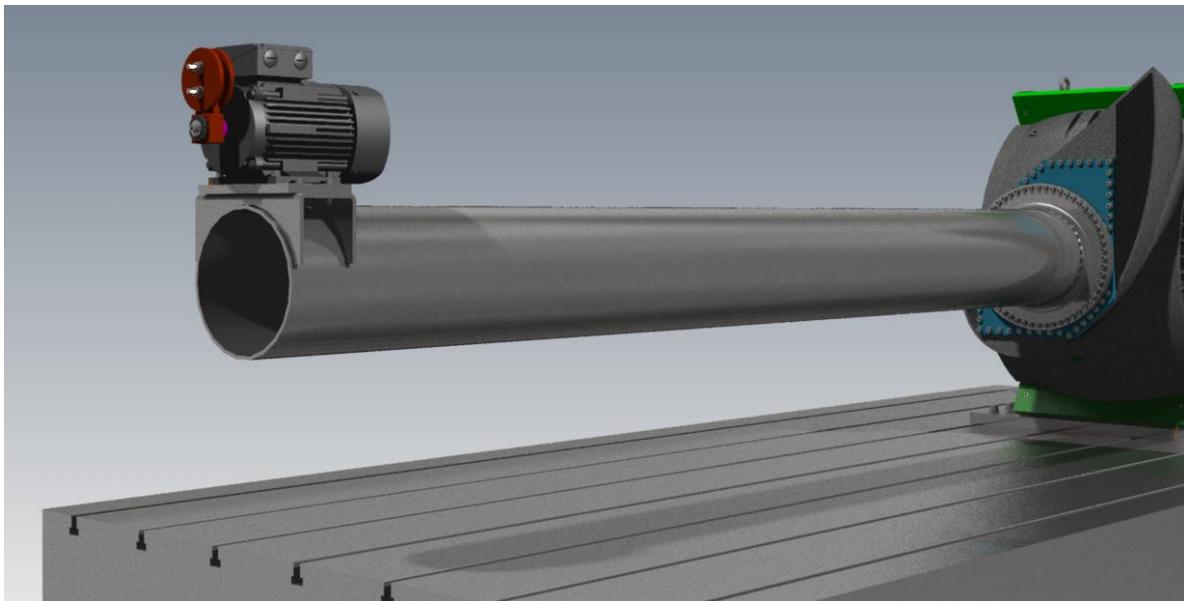


Abbildung 106: Lastarm mit Unwuchterreger

2.11.1.4 Unwuchterreger

Der Unwuchterreger besteht aus einem 4 kW Elektromotor, welcher mit einem definierten Gewicht mit konstanter Exzentrizität ausgerüstet ist (dies kann je nach Lastfall angepasst werden). Die Drehzahl ist durch die Verwendung eines Frequenzumrichters stufenlos regelbar. Die Maximaldrehzahl beträgt 2.900 U/min. Der E-Motor wird am losen Ende des Lastarmes auf dem dafür vorgesehenen Sattel montiert.

2.11.1.5 Sicherheitseinrichtungen

Zum Schutz gegen das Hineingreifen in die rotierende Unwucht bzw. zum Schutz vor eventuell wegfliegenden Teilen wird das freie Ende des Lastarmes inklusive des Unwuchterregers eingehaust. Diese Einhausung besteht aus geschlossenen Plattenelementen und soll als Würfel mit einer Kantenlänge von 1,5 m ausgeführt werden. Die freie Bewegung des Lastarms wird durch diese Sicherheitsmaßnahme nicht beeinträchtigt. Das Sicherheitskonzept wird durch Notastaster, Absperrungen und Warnschilder ergänzt.

3 Gegenüberstellung der Ergebnisse und Ziele

Ziel des Verbundprojektes „Leichtbau-Windturbine mit direktangetriebenem Nabengenerator“ (Laufzeit 10.2013 bis 03.2016) ist die Erarbeitung eines Vorschlags für direktgetriebene Windturbinen im Megawatt-Bereich mit weiterentwickeltem Triebstrang und innovativem Rotorkonzept. Die neuartige Generatorbauweise ermöglicht weitere Innovationen sowohl bei einzelnen Komponenten als auch in der Auslegung des gesamten Systems. Durch die Teilung der Rotorblätter sollten die Herstell- und Transportabmessungen sowie Gewichte des Rotorblattes reduziert werden.

Der Nabengenerator stellt eine neuartige Komponente für große Windenergieanlagen mit Direktantrieb dar, denn er integriert die bisher als Einzelkomponenten behandelten Baugruppen

- Vielpolgenerator mit Permanentmagnet-Außenläufer
- Rotornabe
- Pitchsystem
- Turbinenhauptlagerung
- Rotorbremse
- Rotorlock
- Generatorkühlsystem
- Schmiersystem

zu einem kompakten Bauteil, das werkseitig montiert und funktionsgeprüft zum Einsatzort transportiert und auf dem Turm oder die Tragstruktur von großen Windenergieanlagen montiert werden kann. Dies führt zu einer erheblichen Reduzierung der Transportkosten.

Im Bereich von Offshoreanlagen ist eine Montage und Funktionsprüfung in einer Kai-nahen Fertigungsstätte in Zukunft immer öfter verwirklicht, so dass die größeren Abmessungen und das größere Einzelgewicht des Nabengenerators hier nahezu keine Nachteile darstellen. Der Schiffstransport zum Windpark und die Montage der Anlage werden durch die hohe Integration beschleunigt und vereinfacht.

Die Integration der Bauteile führt zu überraschend einfachen Lösungen. So ist das Kühlsystem vollkommen im Nabengenerator untergebracht ohne Leitungs- und Wärmetauscherelemente von außerhalb.

4 Die wichtigsten Positionen des Zahlenmäßigen Nachweises

Die wichtigsten Positionen der Aufwendungen, die bei diesem Forschungsprojekt entstanden sind, sind in **Tabelle 16** aufgelistet. Eine detaillierte Auflistung der Aufwendungen ist dem zahlenmäßigen Nachweis der FITT gGmbH zu entnehmen.

Zu den wichtigsten Positionen des Zahlenmäßigen Nachweises gehören an erster Stelle die Personalkosten (0812, 0817), ohne die eine Durchführung des Forschungsvorhabens nicht möglich gewesen wäre. Sie machen etwa 50 % der bewilligten Aufwendungen aus.

Bei Position 835, Vergabe von Aufträgen, waren vor allem die Ausgaben für den Rotorblattentwickler WINDnovation von entscheidender Bedeutung, da deren Arbeit die Grundlage für alle

Lastberechnungen und Auslegungen der Komponenten des Nabengenerators geschaffen hat. Die Beschaffung der Aluminium-Gussteile von Thoni AluTec GmbH hat zum einen wichtige Kenntnisse über die Machbarkeit und die Konstruktion der Aluminium-Gussnabe geliefert, zum anderen wird die Lebensdauerprüfung der Gussteile weitere Hinweise zum Einsatz von Aluminium in Windturbinen aufzeigen.

Die Forschungsgruppe Windenergie der FITT gGmbH verfügt über keine staatlich finanzierte Grundausstattung für Forschung. Daher wurden Lizenzen für die FEM Analysesoftware ANSYS und 3D CAD Software Catia v5 sowie die entsprechende Hardware mit genügend Arbeits- und Rechenleistung angeschafft.

Tabelle 16: Aufwendungen

Kostenart	Geplante Aufwendungen (als % der bewilligten Aufwendungen)	Tatsächliche Aufwendungen (als % der bewilligten Aufwendungen)	Differenz zum Plan in %
Stand: 31.08.2016			
824 Personalausgaben	47,84 %	46,06 %	-1,78 %
834 Miete	2,88 %	2,88 %	0,00 %
835 Vergabe von Aufträgen	16,63 %	12,52 %	-4,11 %
843 Sonst. allg. Verwaltungsausgaben	28,74 %	25,57 %	-3,17 %
846 Dienstreisen	2,20 %	1,48 %	-0,72 %
850 Geräte	1,71 %	1,65 %	-0,06 %
Summe			-9,84 %

Die geplanten Aufwendungen für das Projekt wurden um etwa 10 % unterschritten, da beispielsweise die Untersuchungen zum anfangs angedachten Konzept des Drahtlagersystems zur Hauptlagerung der Turbine nicht weiter verfolgt wurden. Auch konnten durch die Modifikation eines Standard-Rotorblattes Kosten für eine Neuentwicklung eines geteilten Rotorblattes reduziert werden. Die Gussteile des Nabengeneratormodells konnten ebenfalls weit günstiger erworben werden.

5 Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit der Ergebnisse

Im Rahmen dieser Machbarkeitsstudie sind eine Reihe neuer Teillösungen entstanden, wie zum Beispiel das im Bereich der Windenergie neuartige geschlossene Kühlsystem, welches vollständig in den Nabengenerator integriert ist. Die Verlustleistung des Generators wird an ein Kühlmedium abgegeben, welches durch die Drehung des Nabengenerators an dessen Innenseite entlanggeführt wird. Über die äußeren Kühlrippen wird die Wärme schließlich an die Umgebungsluft abgegeben. Auf diese Weise wird eine zuverlässige und ausreichende Kühlung des Nabengenerators erreicht, bei der das Kühlmedium stets im Nabeninneren verbleibt und keine externen Wärmetauscher benötigt werden. Damit verringert sich der Wartungsaufwand und das Ausfallrisiko, da eine Reihe von Komponenten für einen aktiven Kühlkreislauf eingespart werden.

Auch die Verwendung von Aluminiumbauteilen ist ein interessanter Ansatz, um die immer weiter steigenden Massen neuer Windenergieanlagen über 3 MW zu reduzieren. Wie in **Kapitel 2.11** beschrieben, wurde in der Projektlaufzeit eine Prüfung für den Betriebsfestigkeitsnachweis der Aluminiumnabe im Modellmaßstab gestartet. Die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen wurden an das

Institut IMA in Dresden vergeben. Die Ergebnisse lagen bis Projektende noch nicht vor. Der Prüfstand dafür und das Prüfverfahren wurden von IMA entwickelt. Die INNOWIND Forschungsgesellschaft mbH wird die Kosten der Prüfung und des Abschlussberichts selbst tragen.

Die hergestellten Teile wurden auch zu Demonstrationszwecken auf technischen Konferenzen und Messen genutzt, um potentielle Turbinen- und Komponentenhersteller anzusprechen. Dies ist auch deshalb notwendig, da in der Windbranche die Verwendung von Aluminiumgusslegierungen bei tragenden Bauteilen wenig beachtet wurde.

Alle erarbeiteten Ergebnisse dieser Machbarkeitsstudie können als Vorstufe für eine Entwicklung einer neuartigen Windkraftanlage angesehen werden.

6 Bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet an anderen Stellen

Während der Projektlaufzeit (10/2013 bis 03/2016) wurden keine Neuentwicklungen von Windturbinen in Nabengeneratorbauart bekannt.

Der Argentinische Windturbinen-Hersteller IMPSA hat das Konzept des Nabengenerators bereits verwirklicht. Er bietet Turbinen dieser Bauart im Bereich von 1.5 MW bis 2.1 MW an. Der erste Prototyp *2.1-MW IMPSA Unipower IWP77* in Nabengeneratorbauweise wurde 2008/2009 in Argentinien errichtet. Die Produktion dieser Maschinen wurde schnell aufgrund einer Vielzahl von Ausfällen wieder eingestellt. Etwa ab 2012 hat IMPSA fast nur noch Turbinen der 1.5 MW Plattform von VENSYS in Lizenz gebaut.

7 Erfolgte oder geplante Veröffentlichung des Ergebnisses

Während der Projektlaufzeit wurde das Konzept des Nabengenerators mehrfach auf Fachmessen für Windenergie erläutert. Unser Verbundpartner Fraunhofer IWES hat 2012 ein von der Forschungsgruppe Windenergie entwickeltes 1:5 Modell des Nabengenerators auf der HUSUM Wind Messe ausgestellt. 2013 wurde das Nabengeneratordesign auf der EWEA 2013 in Wien, auf der Key Energy Messe in Rimini und auf der Hannover Messe 2013 vorgestellt. Auch auf der WindEnergy 2014 in Hamburg wurde das 1:5 Modell des Nabengenerators ausgestellt.

Auf der Hannover Messe 2016 wurde am Stand des Aluminiumguss-Herstellers Thoni Alutec GmbH das Modell des Nabengenerators mit den neu entwickelten Nabenbauteilen im Maßstab 1:5 als Exponat ausgestellt. In diesem Zusammenhang wurde auch das geförderte Forschungsprojekt erläutert und auf Flyern und Plakaten beschrieben.

Teilergebnisse, wie etwa das Konzept des Nabengenerators oder das der Ölkühlung, wurden möglichen Kunden präsentiert, um die wirtschaftlichen Erfolgsaussichten unserer Lösungen zu prüfen.

Es werden weitere Veröffentlichungen auf Konferenzen und Informationsveranstaltungen folgen.