



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Entwurf und Berechnung eines modularen Getriebes für Drehflügler

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN



DIPLOMARBEIT

Entwurf und Berechnung eines modularen Getriebes für Drehflügler

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung
des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing.)
unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand
Mitwirkung Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Kral
Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung, E307-02

eingereicht an der Technischen Univeristät Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften
von

MANUEL DELTEDESCO
Matrikelnummer 01427284

Wien, am 12.09.2022

Unterschrift

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eidesstatt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Wien, 12.09.2022



Unterschrift

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung dieser Arbeit nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Diplomarbeit unterstützt und motiviert haben.

Zuerst gebührt mein Dank Herrn Professor Michael Weigand, der meine Diplomarbeit betreut und begutachtet hat. Für die hilfreichen Anregungen und die konstruktive Kritik bei der Erstellung dieser Arbeit möchte ich mich herzlich bedanken.

Ebenfalls möchte ich mich bei meinen Kommilitonen bedanken, die mir mit viel Geduld, Interesse und Hilfsbereitschaft zur Seite standen. Bedanken möchte ich mich für die zahlreichen interessanten Debatten und Ideen, die maßgeblich dazu beigetragen haben, dass diese Arbeit in dieser Form vorliegt.

Abschließend möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mir mein Studium durch ihre Unterstützung ermöglicht haben und stets ein offenes Ohr für mich hatten.

Manuel Deltedesco

Wien, 12.09.2022

Abstract

Ziel dieser Diplomarbeit ist es, ein Hauptgetriebe eines neuen Drehflüglers mit einem maximalen Abfluggewicht von 3175kg zu konzipieren und mögliche Antriebsvarianten zu prüfen. Ein Getriebe für ein typisches Twin-Gasturbinen-Antriebssystem soll entwickelt werden, und darauf aufbauend, die Möglichkeit einer rein elektrischen Antriebslösung untersucht werden. Wie viele Elektromotoren sind hierfür notwendig und welche Energiespeichersysteme kämen in Frage?

Es ist gelungen, ein Getriebe passend anzugleichen und somit die Basis für alle zu prüfenden Antriebssysteme zu schaffen. Es erweist sich, dass der traditionelle Antrieb gut umsetzbar ist, wo hingegen die elektromotorische Ausführung einige Schwierigkeiten offenbart, und zwar nicht unbedingt beim E-Motor selbst, sondern vielmehr bei den Akkumulatoren.

Dieses Dokument macht deutlich, dass trotz existierender Technik und der Bestrebung hin zur klimaneutralen Fortbewegung, eine Realisierung kompliziert und problematisch bleibt.

Um das Hauptgetriebe eines Hubschraubers zu entwickeln, muss man zuerst die gesamte Materie kennen lernen. Man muss verstehen, wie ein Drehflügler funktioniert, wie dessen Aufbau und dessen Funktion sind und welche Aufgaben von ihm erfüllt werden. Mit dem gesamten Themengebiet befasst sich nur eine begrenzte Personengruppe. Die Informationen sind spärlich und schwer zugänglich, über das nötige Detailwissen verfügen nur wenige Insider. Diese Diplomarbeit beinhaltet eine Machbarkeitsstudie. Aus den erhaltenen Lösungsvorschlägen kann die Erkenntnis gewonnen werden, dass eine alternative Antriebslösung noch nicht zeitnahe realisiert werden kann. Es bleibt die Frage der Verwendungsmöglichkeiten aufgrund der beschränkten Leistungsdichte von Akkumulatoren. Die Durchführung gestaltet sich wie ein „Blindflug“ (der Pilot hat keine Sicht und muss sich auf seine Instrumente verlassen): man hat eine Idee, überprüft diese mit Hilfe des Berechnungsprogramms und hofft auf einen Erfolg.

Der Entwurf und die Berechnung eines modularen Getriebes für Drehflügler wurde ausschließlich für den Auftraggeber verfasst, sämtliche Anforderungen und Vorgaben seinerseits können erfüllt werden.

The aim of this diploma thesis is to design a main gearbox for a new rotorcraft with a maximum take-off weight of 3175kg and to examine possible propulsion variants. A gearbox for a typical twin gas turbine propulsion system is to be developed, and based on this, the possibility of an all-electric propulsion solution is to be investigated. How many electric motors are required for this and which energy storage systems could be considered?

It has been possible to suitably adapt a gearbox and thus create the basis for all the drive systems to be tested. It turns out that the traditional drive can be implemented well, whereas the electric motor version reveals some difficulties, not necessarily with the electric motor itself, but rather with the accumulators.

This document makes it clear that despite existing technology and the drive towards climate-neutral mobility, realization remains complicated and problematic.

In order to develop the main gearbox of a helicopter, one must first learn about the whole subject. It is necessary to understand how a rotorcraft works, what its structure and function are, and what tasks are performed by it. Only a limited group of people is involved with the entire subject. Information is rare and difficult to access, and only a few insiders have the necessary detailed knowledge.

This thesis contains a feasibility study. From the solution proposals obtained, it can be

concluded that an alternative drive solution cannot yet be realized in the near future. There remains the question of the possible applications due to the limited power density of accumulators. The implementation is like a "blind flight" (the pilot has no sight and has to rely on his instruments): one has an idea, checks it with the help of the calculation program and hopes for a success.

The design and calculation of a modular gearbox for rotorcraft was written exclusively for the client, all requirements and specifications on his part can be fulfilled.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Ziel der Arbeit	1
1.3	Vorgehen	2
2	Theoretische Grundlagen	3
2.1	Geschichtlicher Rückblick	3
2.2	Leistungsübertragung	4
2.3	Antriebssysteme	5
2.3.1	Kolbenmotoren	5
2.3.2	Wellenturbinen	6
2.3.3	Elektroantrieb	7
3	Design Prozess	10
3.1	Theoretischer Hintergrund	10
3.2	Konstruktionsanforderungen	10
3.2.1	CS27	11
3.2.2	Anforderungen an einen neuen Typ Hubschrauber	11
3.3	Konzeptionelle Gestaltung	12
3.4	Daten des Auftraggebers	13
3.4.1	Antrieb mit Twin Turbine	13
3.4.2	Antrieb mit Elektromotoren	14
3.5	HUMS	14
4	Modellierung und Berechnung	15
4.1	Ausgang der Auslegung	15
4.1.1	Twin-Turbinen-Antrieb	15
4.1.2	Elektro-Antrieb	16
4.2	Vorauslegung	17
4.3	Berechnungsprogramm	18
4.4	Grundlagen Berechnungsmodell	18
4.5	Untersuchte Modelle	20
4.5.1	Twin-Turbinen-Antrieb	20
4.5.2	E-Antrieb mit direkter Leistungseinbringung	22
4.5.3	E-Antrieb mit einer Stirnradstufe	23
4.5.4	E-Antrieb mit einer Planetenstufe	24
4.6	Erste Erkenntnisse	25

5	Elektroantrieb und Batteriespeicher	26
5.1	Elektroantrieb	26
5.2	Batteriespeicher	26
6	Fazit	28
6.1	Ergebnisse	28
6.2	Ausblick	29
6.2.1	SAF (Sustainable Aviation Fuels)	29
6.2.2	Speichermodule	30
	Literatur	33
	Abbildungsverzeichnis	35
	Tabellenverzeichnis	36
A		37
B		42
C		56
D		67

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

„Allround-Talent - Alleskönner - Hubschrauber“... heute sind Hubschrauber aus der Luftfahrt, bei Rettungseinsätzen zur Bergung Schwerverletzter, bei Katastrophen, bei Spezialtransporten (wie etwa auf Bohrinself), als „fliegender Kran“ und bei der Brandbekämpfung nicht mehr wegzudenken.

Ein Hubschrauber hebt sich, im Unterschied zu einem Flugzeug, aus dem Stand heraus selbst in die Lüfte, kann in jede beliebige Richtung fliegen, sich sogar um die eigene Achse drehen.

Ein Unternehmen aus der Ukraine ist an Herrn Professor Michael Weigand mit der Bitte herangetreten, ein Getriebe für einen neuen Hubschrauber zu entwickeln. Dieses Getriebe sollte mit modularen Bausteinen und zwei verschiedenen Antriebstechniken aufgebaut sein. Am Ende sollte es zwei Hubschrauber geben, einen, der mit einer klassischen Twin-Turbine angetrieben wird, der andere auf elektrische Weise. Seit dem Beginn meiner Tätigkeit als Freiwilliger Sanitäter im bodengebundenen Rettungswesen konnte ich konkrete Einblicke in die luftgebundene Rettung gewinnen, sodass in mir der Wunsch entstand, mich mit diesem Themengebiet eingehender auseinander zu setzen. Der Auftrag dieses Unternehmens konnte mein Interesse rasch gewinnen und soll nun als Grundlage für meine Diplomarbeit dienen.

1.2 Ziel der Arbeit

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll ein Hauptgetriebe für zwei verschiedene Antriebssysteme konzipiert werden, mit besonderem Augenmerk auf die möglichst niedrige Anzahl der unterschiedlichen Komponenten.

Ziel des Auftraggebers wäre es, ein Hauptgetriebe mit zwei verschiedenen Antriebsmöglichkeiten (entweder elektrisch mit E-Motoren oder klassisch mit zwei Gasturbinen) zu konzipieren, und dabei so wenig als möglich Komponenten zu variieren.

Es gilt, die Besonderheiten der E-Variante und deren mögliche Realisierung zu berücksichtigen. Schließlich sollen auch die wirtschaftlichen Aspekte der Konstruktion untersucht und dargelegt werden.

Eckdaten zur Gewichtsklasse, Leistung und möglichem E-Motor des Hubschraubers werden in Kapitel 3.4 genau angeführt.

1.3 Vorgehen

Die erhaltenen Eckdaten des Auftraggebers wurden sortiert und aufgearbeitet. Anschließend wurde nach einer passenden Turbine und einem geeigneten E-Motor gesucht. Es galt dann, ein Getriebe mit ähnlichen Leistungsdaten zu finden, welches geeignet angepasst werden kann. Weiters mussten, mit Hilfe von KISSsys, eine Modellierung und Berechnung vorgenommen werden.

Es wurden computerunterstützte Konzepte ermittelt, die gewonnenen Erkenntnisse wurden unter Berücksichtigung gewählter Normen, Verarbeitungsmethoden und der geforderten Richtlinien einer erneuten Überprüfung unterzogen. Jene Entwürfe, welche als vielversprechend galten, wurden auf ihre Realisierung hin überprüft. Die benötigten Bestandteile beider Antriebsvarianten wurden miteinander verglichen, Vor- und Nachteile dargelegt.

Es muss ermittelt werden, welche Komponenten für die Realisierung der elektrisch betriebenen Variante benötigt werden und wie weit eine Abweichung zur turbinen-angetriebenen Lösung vorliegt.

Der derzeitige Stand der Technik und die Entwicklung von Akkus sowie die Integration des vorgeschlagenen E-Antriebes werden eingehend beleuchtet.

Es gilt, die Einsatzmöglichkeiten eines elektrisch betriebenen Hubschraubers, welche derzeit noch beschränkt sind, zu erörtern und einen Ausblick für die Zukunft zu gewinnen. Im Laufe der Arbeit ergaben sich mehrere Argumente für einen Ausblick auf die neuesten Studien über Energiespeicher und alternative Kraftstoffe. Aus diesem Grund wurde in Kapitel 6 darauf näher eingegangen.

Es werden auch immer wieder Diskussionen darüber geführt, dass Getriebe überflüssig zu sein scheinen, was aber keineswegs der Fall ist. Für viele Anwendungen werden passende Zahnradpaare benötigt, um eine Anpassung an das vorliegende Problem zu ermöglichen.

Dank SAF's ist eine Reduktion der Abgase möglich, es ist aber keine emissionslose Lösung und es sind immer noch Turbinen am Verbrennungsprozess beteiligt. Nach wie vor gibt es einen Verbrennungsprozess, es wird weiterhin CO₂-Ausstöße und den durch die Turbinen erzeugten Lärm geben. „Lärm stresst und macht krank: Hohe Schallpegel führen zu einer dauerhaften Schädigung des Gehörs. Doch auch tiefere Pegel, etwa solche des Strassen-, Bahn-, oder Flugverkehrs können als unerwünschter und ungesunder Schall das seelische und körperliche Wohlbefinden beeinträchtigen.“ [BAF22]

„Lärm, definiert als unerwünschter Schall, ist ein Schadstoff, dessen Auswirkungen auf die Gesundheit lange vernachlässigt wurden.“ [BAF22]

Aus den angeführten Gründen ist diese Arbeit ein nicht ganz irrelevantes, wenn auch bereits mehrfach ausgereiztes Thema. Es bereitet den Weg für die noch in der Entwicklung stehenden Komponenten, zeitnahe - nach dem wünschenswerten Durchbruch - durchzustarten. Das Getriebe, das benötigt wird, steht bereit und die Umrüstung ist, dank der im Vorfeld getätigten Überlegungen, rasch vollzogen.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen

2.1 Geschichtlicher Rückblick

Drehflügler haben eine lange Geschichte, welche auf den chinesischen „hölzernen Vogel“ und den chinesischen Kreisel aus dem Jahre 400 vor Christus zurückgehen, auf den wissenschaftlichen Prinzipien Archimedes fundieren, und schließlich durch die ersten Ideen eines bemannten vertikalen Fluges durch Da Vinci (1483) fortgeführt wurden.

„Die Idee eines Vehikels, das senkrecht vom Boden abheben und schwerelos in der Luft schweben kann, wurde wahrscheinlich zur gleichen Zeit geboren, als der Mensch zum ersten Mal vom Fliegen träumte (Igor Ivanovitch Sikorsky).“ [Zhu21]

Die Idee eines Flugzeugs mit Senkrechtstart wird Leonardo Da Vinci zugeschrieben, wie seine Skizzen zeigen. Das Gerät besteht aus einer schraubenförmigen Oberfläche, die „mit einer Geschwindigkeit gedreht werden soll, sodass sich die Schraube durch die Luft bohrt und hochsteigt“.

1784 verwendeten Launoy & Biennu eine koaxiale Version des chinesischen Kreisels in einem Modell, das aus einem gegenläufigen Satz von Truthahnfedern bestand, welche von einer Schnur angetrieben wurden, die um ihren Schaft gewickelt und durch eine Armbrust gespannt waren.

Die Geschichte enthält Hunderte von gescheiterten Hubschrauberprojekten, die nur kurze, unkontrollierte Sprünge in die Luft machten. Es waren meist sperrige Apparate mit unausgereiften Steuersystemen und viel zu schweren Motoren.

Sechs grundlegende technische Probleme, die laut Igor Sikorsky die Versuche einschränkten:

- Das Verständnis der Aerodynamik des Vertikalflugs.
- Das Fehlen eines geeigneten Leichtbau-Motors.
- Geringes Gewicht der Struktur und des Motors, damit die Flugmaschine einen Piloten und eine Nutzlast tragen kann.
- Entgegenwirken der Drehmomentreaktion des Hauptrotors.
- Gewährleistung der Stabilität und der korrekten Steuerung des Fluggeräts, einschließlich Mitteln zur Beseitigung des ungleichen Auftriebs, der durch die vor- und rücklaufenden Blätter im Vorwärtsflug entsteht.
- Überwindung des Problems der Vibrationen.

Trotz der Verfügbarkeit von Motoren, die ein für Flüge ausreichendes Leistungsgewicht aufwiesen, gab es viele andere Probleme, die noch nicht gelöst waren. Daher konnten die ersten Hubschrauber nicht wirklich "fliegen", sondern nur "hüpfen" oder "springen" - auf einer geringen Höhe über der Erdoberfläche.

Etienne Oehmchen baute 1922 ein Gerät mit zwei Rotoren und acht Propellern; mit diesem Hubschrauber konnte er 1924 den ersten Kreisflug starten.

Wirklich bahnbrechend aber war der von Juan de la Cierva entwickelte Hubschrauber mit der Möglichkeit des „autogiros“, der Autorotation. Für alle weiteren Entwicklungen in diesem Bereich waren die drehbar gelagerten Rotorblätter mit verstellbarem Abstellwinkel Grundlage und Vorbild.

Heinrich Focke übernimmt in Deutschland die Lizenz für die Cierva- Autogiros, die jedoch immer noch nicht senkrecht starten konnten. Er engagiert sich für die Forschung und Weiterentwicklung und baut schlussendlich die FW-61, die zum ersten Mal senkrecht abheben kann.

2.2 Leistungsübertragung

Das Getriebe ist die Gesamtheit der Einheiten, die die Leistung vom Motor auf die Rotoren, die Steuergeräte und die Hilfsaggregate übertragen. Das Getriebe von Multirotor-Hubschraubern wird als Vorrichtung zur Synchronisierung der Drehzahlen der Hauptrotoren verwendet.

Die zehn Hauptbestandteile eines Hubschraubergetriebesystems sind

1. Hauptgetriebe
2. Triebwerksgetriebe
3. Zwischengetriebe zum Heckrotor
4. Heckrotor-Getriebe
5. Verbindungswellen (Hauptrotorwelle und Heckrotorantriebswelle) und Synchronisierungswellen
6. Wellenlagerhalterung mit Kippmulden
7. Ventilatoren des Ölkühlsystems
8. Antriebsvorschub, Verbindungs- und Freilaufkupplung
9. Hauptrotorbremse
10. Montagefüße

Es ist möglich, die Hubschraubergetriebe nach folgenden Kriterien zu klassifizieren ([Zhu21]):

- Funktionsprinzip basierend auf:
 - Dem Ineinandergreifen starrer (Zähne) oder flexibler Glieder (Kette),
 - Reibung (Riementrieb).
- Änderung der Winkelgeschwindigkeit:
 - Zahnräder, die die Geschwindigkeit erhöhen (Multiplikatorgetriebe),
 - Zahnräder, die die Geschwindigkeit verringern (Untersetzungsgetriebe).
- Wechsel der Getriebeübersetzung:
 - Getriebe mit konstanter Übersetzung,

- Getriebe mit stufenweiser Änderung des Übersetzungsverhältnisses,
- Getriebe mit stufenloser Änderung des Übersetzungsverhältnisses (Variatoren).
- Änderung der Drehrichtung:
 - Zahnräder mit gleicher Drehrichtung,
 - Zahnräder mit wechselnder Drehrichtung.
- Anzahl der Last- (Leistungs-) Übertragungswege auf Ein- und Mehrwege,
- Anzahl der Stufen, innerhalb derer das Übersetzungsverhältnis wechselt, bei ein- und mehrstufigen Getrieben.

Das Getriebe sollte die Anforderungen an die Zuverlässigkeit erfüllen, d.h. eine bestimmte Lebensdauer, gemessen in Flugstunden, oder eine bestimmte Ausfallwahrscheinlichkeit pro Flugstunde aufweisen.

Die Getriebekonfiguration sollte die Möglichkeit der Wartung und des Austauschs von Komponenten, gemäß den Wartungshandbüchern, bieten.

Bei Ausfall eines oder mehrerer Triebwerke eines mehrmotorigen Hubschraubers sollte die Leistung der in Betrieb befindlichen Triebwerke auf die Rotoren und andere Einrichtungen übertragen werden, die die Fortsetzung des Flugs und die Steuerung des Hubschraubers gewährleisten. Eine automatische Abschaltung eines beliebigen Triebwerks bei dessen Ausfall muss möglich sein.

Bei Ausfall aller Triebwerke ist es notwendig, den normalen Betrieb der Rotoren in die Autorotation zu schalten und die Funktion anderer Geräte aufrechtzuerhalten, die für die Steuerung des Hubschraubers im Sinkflug und bei der Landung erforderlich sind.

Die strukturell-kinematischen Konfigurationen des Übertragungssystems werden durch die Konfiguration des Hubschraubers sowie die Anzahl, die Art und die Lage der Triebwerke bestimmt.

2.3 Antriebssysteme

Die folgenden Triebwerkstypen sind in Hubschraubern eingebaut:

- Kolbenmotoren
- Wellenturbinen

2.3.1 Kolbenmotoren

Kolbenmotoren wurden vorwiegend in den ersten Helikoptermodellen bis in die 1970er- Jahre eingebaut, später wurden vor allem Sternmotoren verwendet. In der heutigen Zeit werden sie in kleineren Modellen wie Robinson R22 oder R44 eingebaut. Kolbenmotoren werden mittels Vorschubkupplungen angelassen und haben einen geringen Kraftstoffverbrauch. Die Drehgeschwindigkeit der Kolbenmotoren wird auf die Hauptrotoren mit einem Übersetzungsverhältnis von 7 bis 14 reduziert. Nachteilig wirken sich bei diesen Motoren das erhebliche Gewicht, bezogen auf die Leistung, sowie der hohe Zeitaufwand für die Wartung aus.

2.3.2 Wellenturbinen

Bei Wellenturbinen wird nur die Wellenleistung einer Arbeitsturbine über ein Getriebe zum Rotorantrieb eingesetzt. Das geringe Leistungsgewicht, das bei Hubschraubern wichtig ist und die Selbstkühlung der Turbinen sind einige der großen Vorteile gegenüber Kolbenmotoren. 1955 hob das erste Mal ein Turbinen-Hubschrauber (Aérospatiale SA-318) mit angemessenen Flugleistungen vom Boden ab. 1975 hatte der größte serienmäßige Hubschrauber der Welt (Mil-Mi-26) seinen ersten Flug.

Spezifische Merkmale von Gas-Turbinen-Motoren ([Zhu21]):

- Neben der Hauptturbine, die auf der gleichen Welle wie der Verdichter sitzt und diesen antreibt, verfügen die Turbowellentriebwerke über eine zweite Turbine (Nutzturbine). Diese Turbine befindet sich hinter der ersten Turbine und ist auf einer Welle montiert, die keine mechanische Verbindung mit der Verdichterwelle und der ersten (Kern-)Turbine hat.
- Die Welle der Abtriebsturbine ist über das Hauptgetriebe und die Abtriebswelle des Hauptgetriebes mit dem Hauptrotor verbunden.
- Beim Anlassen des Motors und beim anfänglichen Anstieg der Motordrehzahl bleibt die Abtriebsturbine zunächst stehen. Dies ist auf die große Trägheit des Hauptrotors zurückzuführen.
- Heiße Gase strömen durch die Schaufeln der Abtriebsturbine und setzen, wenn der Motor die erforderliche Leistung entwickelt, allmählich die Rotation der Abtriebsturbine und damit die Rotation des Getriebes und des Hauptrotors in Gang.
- Fällt das Triebwerk aus, bleibt die Welle mit dem Verdichter und der Kernturbine stehen. Der Hauptrotor und die Nutzturbine können sich jedoch im Hauptrotor-Autorotationsmodus weiterdrehen.

Die Hubschrauber-Turbotriebwerke können mit hinterem Abtrieb, mit vorderem Abtrieb oder mit parallelem Abtrieb der Welle zum Hauptrotor aufgebaut sein.

Im Gegensatz zu Kolbenmotoren haben Turbinen ein geringeres Gewicht pro Leistung (Verhältnis des Motorgewichts zu seiner maximalen Leistung), einen kleineren maximalen Querschnitt (Verringerung des Luftwiderstands), geringere Motorvibrationen, eine höhere Zuverlässigkeit und es sind weniger Arbeitsstunden für die Instandhaltung des Motors erforderlich. Nachteile der Turbomotoren gegenüber Kolbenmotoren sind die Notwendigkeit eines höheren Untersetzungsverhältnisses bei der Übertragung der Leistung auf den Hauptrotor (bis zu 80, bei Kolbenmotoren 7 bis 14), was ein komplexeres Übertragungssystem erfordert sowie der höhere Preis. [Zhu21]

Auf den Motor wirken die Gewichtskraft, die Strahlreaktionskraft aus den Gasen, die aus der Jet-Düse ausgestoßen werden, die Drehmomentreaktion des Hauptgetriebes (vom Hauptrotor) sowie das gyroskopische Moment ein.

2.3.3 Elektroantrieb

Der Elektromotor wurde bereits in den Dreißigern des 18. Jahrhunderts patentiert und als universelle Antriebsmaschine eingesetzt. Er galt, im Vergleich zu anderen Antriebssystemen, als energiesparend, sehr leise, vibrationsfrei und verlässlich. Bereits beim Start der Maschine steht beim Elektromotor das gesamte Drehmoment über einen hohen Drehzahlbereich zur Verfügung. Für die meisten Anwendungen ist ein Getriebe mit fester Übersetzung ausreichend. Aus physikalischer Sicht arbeitet der Elektromotor mit geringen Verlusten in Form von Reibung oder Wärme und hat einen Wirkungsgrad von über 90 Prozent. Trotzdem konnte er sich aber nicht gegenüber dem Verbrennungsmotor behaupten und durchsetzen, da die gespeicherte Energie in den Akkumulatoren nicht für eine akzeptable Reichweite sorgen kann.

Im Elektromotor wird elektrische in mechanische Energie umgewandelt. Es gibt verschiedenste Bauformen und Varianten dieses Motors, die jedoch alle sehr ähnlich konzipiert sind.

Die Drehbewegung des Elektromotors kommt durch die Lorentzkraft zustande, welche auf Anziehungs- und Abstoßungskräften mehrerer Magnetfelder basiert. Ein handelsüblicher Elektromotor setzt sich aus einem feststehenden Außenteil und einem sich drehenden Innenteil zusammen, die entweder beide elektrische Spulen besitzen oder aber ein Teil eine Spule besitzt und der andere Permanentmagneten. Je nach Stromrichtung ändert sich die Ausrichtung (Nordpol/Südpol) des Magnetfeldes, welches von der stromdurchflossenen Spule erzeugt wird: wenn der Strom durch die Spule in entgegengesetzter Richtung fließt, dann wird auch das Magnetfeld umgedreht. Dies bedeutet, dass eine kontinuierliche Drehung des Innenteils durch dauerndes Umschalten der Stromrichtung und angemessenes „Umpolen“ der Spulen während des Umlaufs erreicht werden kann.

Als Stator bezeichnet man einen magnetisch wirkenden, feststehenden Teil des Elektromotors, der sich meist außen befindet und mit dem Gehäuse verbunden ist, welches meist auch Träger der mechanischen Befestigungselemente ist.

Als Rotor bezeichnet man den rotierenden, magnetisch wirkenden Teil des Elektromotors, der die Motorwelle dreht und aus einer Welle, einer Spule sowie einem Anker besteht. Um den Anker, der ein Eisenkern ist, sind eine oder mehrere Rotorspulen gewickelt. Da das Eisen eines Magnetkerns eine Ausbuchtung in der Form eines Schuhs besitzt, wird es auch als „Polschuh“ bezeichnet. Ein Kommutator ist eine Scheibe mit elektrischen Anschlüssen, welche Segmente der Scheibe sind, die sich um die Rotorwelle dreht. Die Kommutatorscheibe polt die Spulen, die an die elektrischen Anschlüsse angeschlossen sind, während eines Umlaufs um. Über sogenannte „Bürsten oder Schleifkontakte“ ist der Rotor mit der elektrischen Quelle verbunden, welche für den Stromfluss durch denselben sorgt. Durch den Stromfluss wird der Rotor zu einem Elektromagneten mit einem Nord- und einem Südpol, wobei die entstehenden magnetischen Kräfte eine Drehung des Rotors bewirken. Aufgrund der Anziehung der Pole bewegt sich der Rotor um eine Vierteldrehung. Anschließend bleibt er stehen, da die unterschiedlichen Pole von Rotor und Stator nahe sind, sich somit anziehen und der Rotor dadurch nicht mehr weiter dreht. Um eine Weiterdrehung zu erreichen, müssen die Pole des Rotors und des Stators vertauscht werden. Tatsächlich können aber die Pole des Stators, welche hier als Dauermagnete fungieren, nicht einfach umgekehrt werden. Diese Rolle muss der sogenannte „Kommutator“ (Polwender) übernehmen.

Wenn man einen Rotor über den Kommutator an die Energiequelle anschließt und den Schalter schließt, bewegt sich dieser um eine Vierteldrehung bis die Pole von Rotor und Stator ganz nahe beieinander sind. An diesem Punkt wird der sogenannte „Totpunkt“ des Elektromotors erreicht, wo dann die beiden Pole des Elektromagneten vertauscht werden müssen, wofür der Kommutator zuständig ist. Daraufhin sind jeweils gleichnamige Pole nahe beieinander. Diese stoßen sich ab, und der Rotor dreht sich weiter. Der Kommutator muss dann wiederum, sobald die entgegengesetzten Pole von Stator und Rotor sich nahe sind, erneut ein Vertauschen der Pole durchführen. So kann eine kontinuierliche Bewegung des Rotors ermöglicht werden.

Gleichstrommotor (Kommutatormotor)

Bei einem Gleichstrommotor kann der Stator ein Dauermagnet mit Polschuhen sein; anstelle des Dauermagneten kann jedoch auch eine Fremderregung über eine Erregerspule eingesetzt werden. Wenn Strom über die Erregerspule geleitet wird, baut sich das Erregerfeld auf.

Dem Anker wird Strom über Schleifkontakte bzw. über einen segmentierenden Kommutator zugeführt. Bei Stromzufuhr an den Rotor entsteht ein Magnetfeld, das in Wechselwirkung mit dem Magnetfeld des Stators tritt. Dabei wird elektrische Arbeit in mechanische umgewandelt, indem sich der Anker um die eigene Achse dreht und über den sich mitdrehenden Kommutator die passenden Wicklungen in den Stromweg geschaltet werden. Wäre kein Kommutator in so einem Motor, dann würde sich der Anker so weit drehen bis die Magnetfelder des Rotors und des Stators gleichgerichtet sind: um einen Stillstand an diesem toten Punkt zu vermeiden, wird der Strom mit Hilfe des Kommutators in den Ankerspulen bei jedem Segment umgeschaltet. Der Kommutator setzt sich aus Metallsegmenten zusammen, die aufgrund schmaler Streifen nichtleitenden Materials, eine unterbrochene Kreis- und Zylinderfläche bilden. Ankerwicklungen werden an diesen Segmenten angeschlossen. Die Stromzufuhr erfolgt durch meist zwei, durch Federn angedrückte Kohlebürsten, die am Kommutator liegen. Bei jeder Drehung des Rotors kann die Stromrichtung durch Ankerwicklungen verändert werden, sodass jene Leiter in das Magnetfeld des Stators gelangen, bei denen der Stromfluss so gerichtet ist, dass ein Drehmoment entsteht.

Wechsel- und Drehstrommotoren

Sollte die Umdrehungszahl im Rhythmus des Wechselstromes erfolgen, kann auf einen Kommutator verzichtet werden. Das Magnetfeld des Rotors läuft mit und wird durch mehrere Faktoren erzeugt:

- durch einen elektrisch erregten Läufer (z.B. Erregersysteme für Synchronmaschinen oder Polräder);
- durch Magnetisierung eines Eisenkerns mit Polen (z.B. Schrittmotor, Reluktanzmotor);
- durch induzierte Ströme vom Erregerfeld in einer Kurzschlusswicklung (z.B. Asynchronmotor);
- durch Dauermagnete (z.B. elektrisch kommutierter Gleichstrommotor, Synchronmotor).

Genannte Motoren verfügen nur über ein geringes oder gar kein Anlaufmoment, benötigen somit eine Anlaufhilfe. Mithilfe von Wechselstrom können sie auch mit mehr als nur einer Phase selbst starten:

- Schrittmotoren und Reluktanzmotoren werden mit Wechselstrom und/oder mit mehreren Phasen, der frequenzverändert ist, betrieben, damit sie keine Schrittverluste erleiden.
- Kondensator- und Spaltpolmotoren produzieren zum Anlauf selbst ein Drehfeld/eine Hilfsphase aus einem einphasigen Wechselstrom.
- Synchronmotoren schwingen sich selber in „Tritt“ und benötigen deshalb eine Starthilfe.
- Drehstrommotoren werden mit Drehstrom begetrieben, welcher aus drei, um 120° phasenverschobenen, Wechselspannungen besteht und somit ein Drehfeld erzeugt.

Anwendungen

Der Einsatz von Elektromotoren kann geregelt oder ungeregelt sein. In vereinzelt Fällen werden unregelmäßige Drehstrommotoren mit Stern-Dreieck-Umschaltungen eingesetzt, welche aber nur zum Lösen primitiver Antriebsaufgaben geeignet sind. Da aber im Alltag meist anspruchsvollere Antriebsprobleme vorliegen, müssen die Elektromotoren durch eine Regelung gesteuert werden. Leistungselektronische Stellglieder sind bei größeren Leistungen zwischen Elektromotor und Regelung nötig. Das Zusammentreffen der beiden und das Bilden einer funktionellen Einheit wird als „Elektroantrieb“ bezeichnet.

Ursprünglich kamen Elektromotoren als Antrieb von Straßenbahnen, später dann als Universalantrieb über Riementriebe bei mechanischen Webstühlen zum Einsatz. In den darauffolgenden Jahren wurden unzählige Industriezweige durch Fließbänder mit Elektromotoren ausgestattet.

Im Verkehrswesen wurden zuerst Elektro-Lokomotiven, elektrische Bahnen, später Elektrokarren und Gabelstapler mit Elektromotoren betrieben. In der heutigen Zeit gibt es bereits Elektroautos mit leistungsfähigen Akkus, die in der Zukunft die Verbrennungsmotoren voraussichtlich verdrängen werden.

Durch die Weiterentwicklung der Leistungselektronik konnten wartungsfreie, günstigere Asynchronmotoren eingesetzt werden.

Aus verschiedenen Maschinen, Robotern, Haushaltsgeräten und Automaten sind Elektromotoren heute wegen ihrer Emissionslosigkeit, Leistungsstärke, geringem Platzbedarf, niedriger Kosten und unkomplizierter Wartungsarbeiten nicht mehr wegzudenken.

Leider konnten sich die Elektromotoren bis heute nicht als universelles Antriebssystem durchsetzen, da die Reichweite noch begrenzt ist und die Ladezeit zu lange dauert.

Kapitel 3

Design Prozess

3.1 Theoretischer Hintergrund

Bei der Herstellung eines Flugzeuges oder Hubschraubers müssen zahlreiche anspruchsvolle, aber auch gegensätzliche Anforderungen angeglichen werden, um im Rahmen des Entwurfsprozesses ein Gerät, das eine entsprechende Nutzlast tragen kann, leicht aber trotzdem stark sowie zuverlässig und rentabel ist, zu entwerfen. Die Technik des Konstruktionsprozesses ist sehr genau, iterativ, bei der Konfiguration wird jedes Teil der Struktur genau und detailliert überprüft. Teilweise regeln internationale Luftfahrtbehörden den Entwurfsprozess unter Berücksichtigung einiger Kriterien wie Umweltfaktoren, Sicherheit, finanzielle Aspekte, computer-gestütztes Design, Gewicht, Struktur, Antrieb, Konzeption sowie Phasen des Entwurfs.

Die drei Hauptphasen dieses Entwurfsprozesses umfassen den konzeptionellen, den vorläufigen und den Detail-Entwurf.

3.2 Konstruktionsanforderungen

Die Anordnung der Konfiguration (Verwendung eines einzelnen Rotors oder eines koaxialen Rotors), die Größe, das Gewicht und die Leistung müssen in der Konzeptionsphase festgelegt werden.

In besagter Phase soll zunächst die Frage beantwortet werden, ob ein kostengünstiger Drehflügler gebaut werden kann, der den Anforderungen gerecht wird. Trifft dies nicht zu, muss eine Lockerung der Anforderungen geklärt werden.

Die allgemeinen Anforderungen für den konstruierten Hubschrauber sind in den offiziellen Anforderungen aufgeführt:

- Vereinigte Staaten von Amerika: (FAR-Federal Aviation Regulations)(Part 27, Part 29),
- Europäische Union: (CS - Zertifizierungsspezifikationen) (CS-27, CS-29),
- Russische Föderation: (AP - Luftfahrtregeln) (AP-27, AP-29).

Sie umfassen allgemeine Anforderungen an die Sicherheit während des Fluges, für bestimmte Flugleistungen, an die Stabilität und Steuerbarkeit, an die Festigkeit und Steifigkeit, an die Hubschrauberstruktur, Teilsysteme und Einheiten.

Betriebliche Anforderungen für Hubschrauber eines bestimmten neuen Typs, Anforderungen an die Leistung, Stabilität und Steuerbarkeit stellen besondere Anforderungen dar.

3.2.1 CS27

Die in der Luftfahrt existierenden Normen und Richtlinien gelten als die Härtesten in der Technik. Drehflügler unter 3175kg fallen unter die Zertifizierungsspezifikationen und annehmbaren Mittel zur Erfüllung der Anforderungen für kleine Drehflügler (CS-27). [EASa]

Eine Neu-Zertifizierung eines Hubschraubergetriebes bedarf sehr viel Zeit und einer eventuellen Anpassung bzw. Erweiterung der Spezifikation, um die jeweiligen Änderungen oder Neuigkeiten einzubeziehen, was bis zu 20 Jahre in Anspruch nehmen kann. Deshalb greift man gerne auf bestehende, bereits zertifizierte Getriebe zurück und modifiziert diese geringfügig.

Die CS-27 beinhaltet, laut Buch 1, folgende Zertifizierungsspezifikationen: Anwendbarkeit, Gewichtsgrenzen, Grenzwerte für Drehzahl und Anstellwinkel des Hauptrotors, Leistungsdaten für das Durchstarten, Gleitleistung, Steigflug, Flugeigenschaften wie Flugsteuerung, Manövrierfähigkeit, Stabilität, Bodenresonanz, Schwingungen und Vibrationen, Bedingungen für Notlandungen, Flugbelastungen, Systemlasten und Bodenlasten, Ermüdungsbewertung, Auslegung und Konstruktion (kritische Teile, Werkstoffe, Verbindungselemente, Inspektionsvorschriften), Triebwerke, Rotorantriebssystem, Kraftstoffsystem, Kühlung und Ölsystem, Ausrüstung (Autopilot, Flugschreiber, Flug- und Navigationsinstrumente), Betriebsgrenzen. [EAS21]

In Buch 2 werden annehmbare Mittel zur Erfüllung der Anforderungen bei kleinen Drehflüglern angeführt (Gierbedingungen, Giermanöver, Notwasserung und Schwimmfähigkeit in Notfällen, Modellversuchverfahren für die Auftriebsstabilität). [EAS21]

3.2.2 Anforderungen an einen neuen Typ Hubschrauber

Die besonderen Anforderungen an einen Hubschrauber eines bestimmten neuen Typs werden vom künftigen Kunden oder vom Konstruktionsunternehmen, unter Berücksichtigung der Anforderungen potenzieller künftiger Kunden, entwickelt.

Zu den besonderen Anforderungen an einen Hubschrauber eines bestimmten neuen Typs gehören:

- Beschreibung des künftigen Betriebs
- besonders detaillierte Flugleistung
- besonders detaillierte Wartbarkeit
- Grad der Herstellbarkeit
- besonders detaillierte wirtschaftliche Merkmale
- Lebensdauer des Hubschraubers und seiner Teilsysteme
- klimatische Betriebsbedingungen (Temperatur, Feuchtigkeit usw.)
- Art der Last
- Masse der Last
- Abmessungen der Last
- Flugreichweite
- Höhe bei Start und Landung

- maximale Höhe des Schwebefluges
- maximale Fluggeschwindigkeit
- Reisegeschwindigkeit im Flug
- usw.

3.3 Konzeptionelle Gestaltung

Eine ausgereifte Konzeptskizze enthält:

- den ungefähren Rotor (Aufbau, Struktur, Material),
- Flügel- und Leitwerksgeometrien,
- die Form des Rumpfes,
- die internen Positionen der Hauptkomponenten wie
 - Motor,
 - Getriebe,
 - Cockpit, Nutzlast/Passagierraum,
 - Fahrwerk,
 - Kraftstofftanks.

Die Konzeptskizze kann zur groben Abschätzung der Aerodynamik und des Gewichtsanteils, im Vergleich zu früheren Projekten, verwendet werden.

Diese Ergebnisse werden verwendet, um eine erste Schätzung des erforderlichen Gesamtgewichts und des Treibstoffgewichts für die Erfüllung des Entwurfsauftrags vorzunehmen, was als „Sizing“ bezeichnet wird.

3.4 Daten des Auftraggebers

Folgende Daten wurden vonseiten des Auftraggebers für eine erste Getriebeauslegung übermittelt.

3.4.1 Antrieb mit Twin Turbine

Höchstzulässiges Abfluggewicht des Hubschraubers

Das maximal zulässige Abfluggewicht (MTOW, maximum take off weight) beläuft sich auf 3000kg bis 3200kg.

Turbinen

- Anzahl: 2 Stück GTE AI-450M (JSC Motor Sich)
- Drehzahl der Abtriebswelle: 6.000 U/min
- Drehrichtung: im Uhrzeigersinn beim Blick auf den Flansch des Hauptgetriebes
- Pferdestärken: Start 450 PS; Take-off 30min - 495 PS; Take-off 2,5min - 600 PS
- Die Achse des Abtriebsflansches (zum Eingang des Getriebes hin) ist horizontal
- Gewicht: ca. 110kg pro Stück

Hauptrotor

- Leistung: 800 PS
- Drehzahl: 380 U/min
- Drehrichtung: im Uhrzeigersinn - mit Blick von oben auf den Hubschrauber
- Der Winkel zwischen der Motorachse und der Hauptrotorwellenachse beträgt 95° (die Motorachse ist horizontal, die Rotorachse ist vor dem Flug geneigt)

Heckrotor

- Er besteht vorerst nur aus einem Heckgetriebe.
- Leistung des Heckgetriebes: 70% - 50 PS; 25% - 75 PS; 5% - 100 PS
- Drehzahl der Heckwelle: 3827 U/min
- Drehzahl des Heckrotors: 1960 U/min
- Position: rechts in Flugrichtung
- Drehrichtung des Heckrotors: im Uhrzeigersinn - mit Blick nach rechts in Flugrichtung

3.4.2 Antrieb mit Elektromotoren

Der E-Motor des Unternehmens YASA, speziell jener der 750R Serie, wird vom Auftraggeber vorgeschlagen. Leistungsdaten zur YASA 750R Serie wie das konstante Drehmoment, die konstant gelieferte Leistung von 70kW, die Hauptabmaße des E-Motors und das Gewicht (35kg) sind im Datenblatt (Anhang A) genauer einzusehen.

3.5 HUMS

In den 1960er- Jahren ereigneten sich mehrere große Hubschrauberabstürze beim Transport von Offshore-Ölbohrinseln in der Nordsee. Analysen haben gezeigt, dass das Fehlen einer effizienten Bordausrüstung, die das Auftreten und die Entwicklung von Fehlern erkennen und kontrollieren sowie potenzielle Ausfälle vorhersagen könnte, einer der Hauptgründe für diese Abstürze war. Dies galt insbesondere für die komplexesten und am häufigsten ausfallenden Teile des Hubschraubers - das Getriebe und die Triebwerke. Daher wurden in den USA ab Mitte der 1960er- Jahre neue Systeme zur Kontrolle des Zustands der Drehflügelstruktur entwickelt. Diese Systeme wurden später als Health and Usage Monitoring Systems (HUMS) bezeichnet.

Jedes Unternehmen, das Hubschrauber entwickelt, entwirft ein HUMS-Konzept entsprechend seiner eigenen Bedürfnisse oder Kundenanforderungen. Daher gibt es keine zwei identischen HUMS auf der Welt. Es gibt jedoch ein gewisses gemeinsames Grundlayout, das Folgendes umfasst:

- ein System zur Datenerfassung und -aufzeichnung während des Fluges,
- eine Software für die automatische Analyse der gewonnenen Informationen,
- eine Datenbank am Boden, die Statistiken über Ausfälle und Empfehlungen für die Wartung liefert.

Kapitel 4

Modellierung und Berechnung

4.1 Ausgang der Auslegung

Auf Anraten von Professor Weigand dient folgendes Getriebe (FS108), aufgrund seiner ähnlichen Leistungsdaten zu den erhaltenen Angaben, als Grundlage für das weitere Vorgehen.

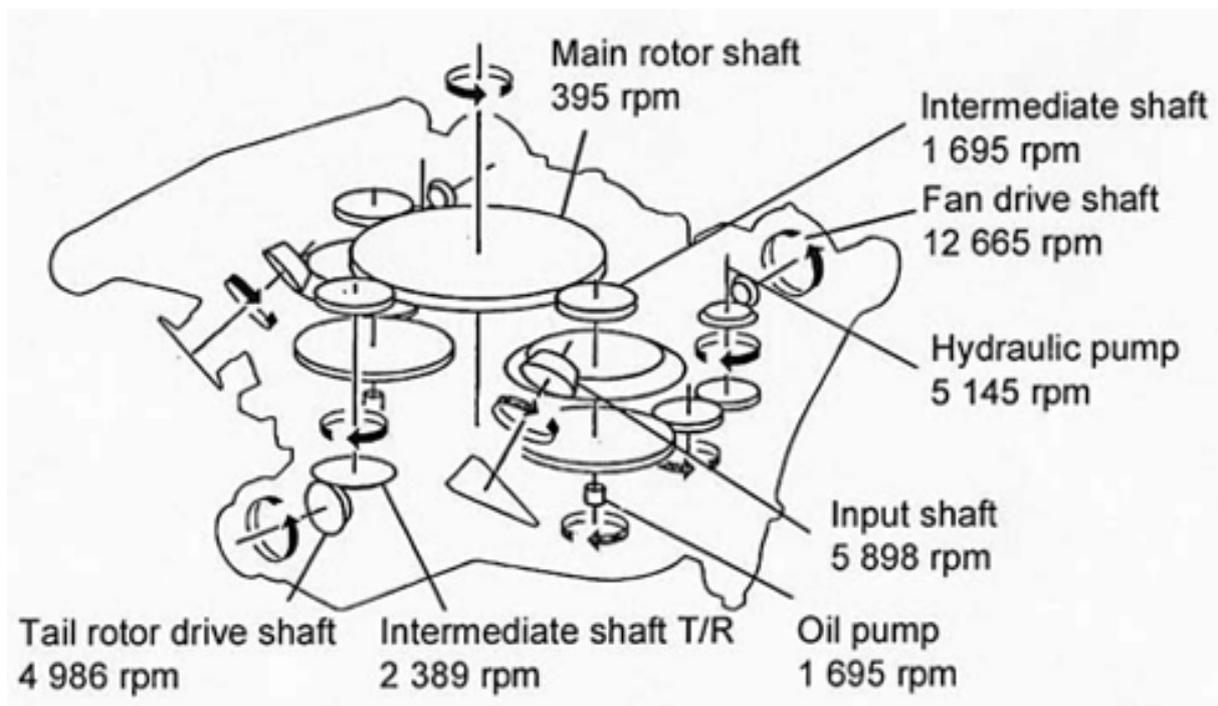


Abbildung 4.1: FS108 ([DE])

4.1.1 Twin-Turbinen-Antrieb

Der Auftraggeber gibt ein MTOW von bis zu 3200kg an, was den Vorgaben zur Übergrenze der Zertifizierungsspezifikationen für kleine Drehflügler (CS-27) mit 3175kg entspricht. Somit ist das Arbeiten nach jenen Normen und Richtlinien vorgesehen. Bei der Turbinenauswahl gilt es, anhand der benötigten Leistung und des geforderten bzw. einzuhaltenden Gewichtes, eine passende Turbine auszuwählen. Die Entscheidung fiel auf die Pratt & Whitney Canada PW207D-Wellenturbine mit einer Leistung von 426kW und einem Gewicht von 114kg. Diese ist aufgrund ihrer passenden Leistungsdaten und ihrer ho-

hen Zuverlässigkeit der Pratt & Whitney Canada PW 206 und der Arriel Turbomeca 1E2 mit 516kW und einem Gewicht von 126kg vorgezogen worden. Was die Drehrichtung des Hauptrotormastes und des Kegelrades zwischen "input- und intermediate shaft" betrifft, müssen diese im Berechnungsmodell an die vorliegenden Angaben angepasst werden. Das angesprochene Kegelrad muss dafür abgedreht werden. Was die Drehrichtung des Heckrotors betrifft, so muss eine Flexibilität erhalten bleiben, indem beim Heckrotorgetriebe über die Stellung des Zahnrades der Kegelradstufe eine Änderung erzielt werden kann. Eine Möglichkeit bei einer Gewichtsreduktion könnte die Verwendung einer Wildhaber-Novikov-Verzahnung (Kreisbogenverzahnung) zwischen "main rotor shaft" und "intermediate shaft" sein.

Für die folgende Grobauslegung werden nur folgende shafts berücksichtigt:

- Main rotor shaft
- 2x Input shaft
- 2x Intermediate shaft
- Intermediate shaft T/R
- Tail rotor drive shaft

4.1.2 Elektro-Antrieb

Das oben genannte und angepasste Getriebe soll auch als Basis für die elektrisch angetriebene Variante gelten. Ziel dieser Arbeit ist es, ein modulares Getriebe zu entwerfen, welches mit so wenig als möglich Aufwand umgebaut werden kann, bzw. dass so viel als möglich vom klassisch angetriebenen Getriebe bereits in der Herstellung für die E-Variante verwendet werden kann. In Betracht gezogen werden soll ein E-Motor der Firma YASA, aus der 750R Serie mit einer kontinuierlichen Leistung von 70kW und einem Gewicht von 37kg.

Beide gewählten Turbinen erbringen eine Leistung von 852kW, von denen am Hauptrotor 588kW ankommen. Letztere Leistung muss auch von einem oder mehreren E-Motoren erbracht werden. Der E-Motor von YASA müsste folglich bei einem Wirkungsgrad von 95% mindestens eine Leistung von 618kW erbringen, was einer E-Motoren-Anzahl von neun entspricht (630kW). Betrachtet man das Eigengewicht der zwei Pratt & Whitney Canada Turbinen (228kg) und das der neuen E-Motoren (333kg), muss zusätzliches Gewicht kritisch betrachtet werden. E-Motoren werden abhängig von ihrer Bauweise und dem vorhandenen Platzangebot, unterhalb oder oberhalb des Hauptrotorrades angebracht. Die Motoren werden in Dreier-Bündeln zusammengefasst und leiten so an drei Stellen Energie in das Hauptrotorrad ein. Es gilt zu überprüfen, ob die Drehrichtung, wie bei einem konventionellen Motor einfach durch Änderung des Kabelanschlusses, elektrisch geändert werden kann. Es müssen Überlegungen angestellt werden, ob die Leistung direkt, über eine Stirnradstufe oder mittels einer Planetenradstufe eingeleitet werden kann. Diese drei Ansätze stünden uns zur Verfügung und bilden die Grundlage für unser weiteres Vorgehen. Im Vergleich zum Turbinen-betriebenen Hubschrauber mit zwei Stellen der Energiezufuhr (input shaft 1 & 2), steht die E-Variante mit Dreier-Motorenbündeln und drei Punkten der Energieaufnahme.

4.2 Vorauslegung

Bei dem als Basis dienendem Getriebe wurden nicht nur Zahnradaten und Übersetzungen angepasst, sondern auch die Lage und Drehrichtung der Eingangswelle und des darauf befindlichen Kegelrades. Somit können die Vorgaben des Auftraggebers erfüllt werden, eine erste Vorauslegung ist dadurch möglich geworden.

	Stufe 1		Stufe 2		Stufe 3	
	Kegelrad 1	Kegelrad 2	Stirnrad 3	Stirnrad 4	Stirnrad 4	Stirnrad 5
z	23	80	31	140	140	29
Schrägungslage	links	rechts	rechts	links	links	rechts
Rotationssinn	linksdrehend	linksdrehend	linksdrehend	rechtsdrehend	rechtsdrehend	linksdrehend
P [kW]	426	426	426	588	588	426
n [U/min]	6000	1725	1725	382	382	1844
i	3,4783		4,5161		0,2071	

Tabelle 4.1: Vorauslegung Teil 1

	Stufe 4		Stufe 5		Stufe 6	
	Kegelrad 6	Kegelrad 7	Stirnrad 4	Stirnrad 8	Stirnrad 9	Stirnrad 10
z	48	23	140	31	80	23
Schrägungslage	rechts	links	links	rechts	rechts	links
Rotationssinn	linksdrehend	linksdrehend	rechtsdrehend	linksdrehend	linksdrehend	linksdrehend
P [kW]	426	426	588	426	426	426
n [U/min]	1844	3848	382	1725	1725	6000
i	0,4792		4,5161		3,4783	

Tabelle 4.2: Vorauslegung Teil 2

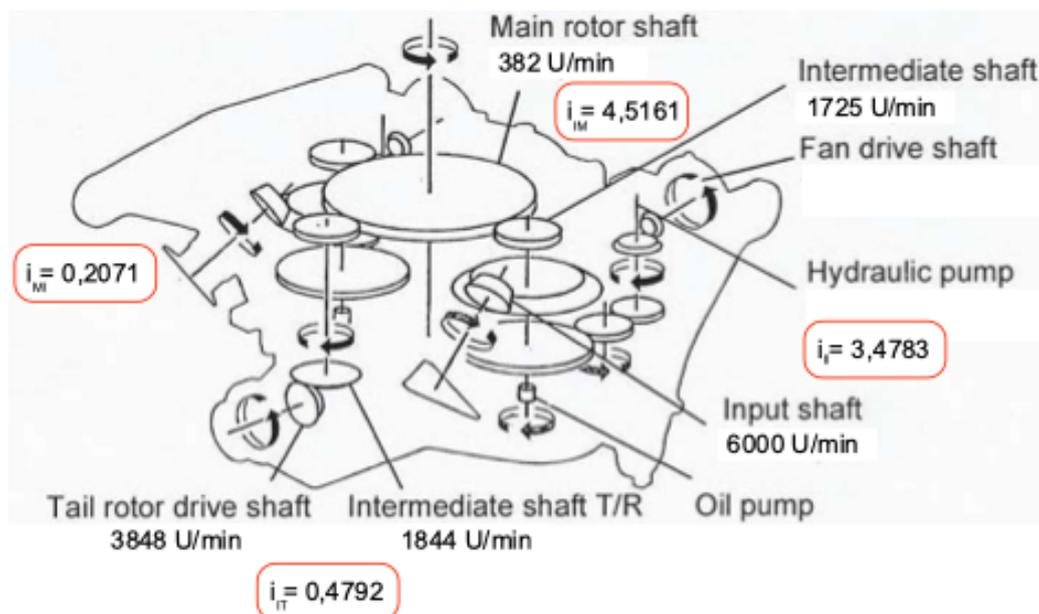


Abbildung 4.2: FS108 angepasst

So könnten die Daten des abgeänderten und den Anforderungen angepassten Getriebes aussehen. Dies gilt es mit Hilfe von KISSsys/KISSsoft zu überprüfen.

4.3 Berechnungsprogramm

Die Programme KISSsoft und KISSsys wurden zur Modellierung und Berechnung dieser Aufgabe herangezogen. Diese komplexen Berechnungsprogramme bieten eine Vielzahl an Optimierungsmöglichkeiten, eine Auslegung nach weltweit geltenden Berechnungsnormen sowie einen modularen Aufbau des gesamten Getriebes. Aufgrund der händisch angefertigten Vorauslegung werden bei dieser Arbeit die Daten schrittweise eingegeben, deren Zusammenspiel sowie deren Abhängigkeiten angegeben. Weiters mussten Bearbeitungsverfahren, Berechnungsmodelle, Schmierstoffe und Normen ausgewählt und angeführt werden. Sobald das Grundgerüst eines Getriebemodells steht, kann - nach reiflichen Überlegungen und weiteren noch zu prüfenden Vorschlägen - eine genauere Anordnung begonnen werden. Die Berechnung kann ausgeführt werden und bei Auftreten von Problemen und Schwierigkeiten Abänderungen vorgenommen werden.

4.4 Grundlagen Berechnungsmodell

Mit den Daten des Herstellers, den getätigten Überlegungen und der händischen Auslegung konnten spezifische Modelle erstellt und genauere Berechnungen und Auslegungen gemacht werden.

Die dafür angenommenen bzw. ausgewählten Normen, Materialien und Schmierungen sind in Tabelle 4.3 angegeben.

Normen, Materialien und Schmierungen		
Stirnradpaar	Werkstoff	18CrNiMo7-6
	Schmierung	Öl-Einspritzschmierung Mobil AGL ISO-VG 68 (10,3mm ² /s bei 100°C)
	Zahndickentoleranzen	DIN 3967 cd25
	Achsabstandstoleranz	ISO 286:2010
	Festigkeitsberechnung	ISO 6336 Methode B ISO/TS 6336-20/21 ISO/TS 6336-22 ISO/TS 6336-4
Kegelradpaar	Werkstoff	18CrNiMo7-6
	Schmierung	Öl-Einspritzschmierung Mobil AGL ISO-VG 68 (10,3mm ² /s bei 100°C)
	Zahndickentoleranzen	DIN 3967 cd25
	Achsabstandstoleranz	ISO 286:2010
	Festigkeitsberechnung	ISO 10300; 2014, Methode B1 ISO/TS 6336-20/21 ISO/TS 6336-22 ISO/DTS 10300-4 (draft)
	Herstellungsverfahren	Schleifen, Festigkeitsstrahlen Geschliffen/hartverzahnt Wälzender Prozess (Abwälzschleifen)
Wellenberechnung	Festigkeitsberechnung	DIN 743:2012 Zeitfestigkeit (10.000h)
	Lastkollektive	keine
Wälzlager	Lebensdauerberechnung	2500h
	Schmierstoff	Mobil AGL ISO-VG 68 (10,3mm ² /s bei 100°C)
	Anordnung Input shaft 1	Kupplung, Zyl.-Lager, 4-Punkt-Lager, Kegelradritzel, Zyl.-Lager
	Anordnung Input shaft 2	Kupplung, Zyl.-Lager, 4-Punkt-Lager, Kegelradritzel, Zyl.-Lager
	Anordnung Intermediate shaft 1	Zyl.-Lager (Loslager), Zahnräder, Zyl.-Lager (Festlager)
	Anordnung Intermediate shaft 2	Zyl.-Lager (Loslager), Zahnräder, Zyl.-Lager (Festlager)
	Anordnung Intermediate shaft T/R	Zyl.-Lager, Zahnrad, 4-Punkt-Lager, Zyl.-Lager; Kegelrad
	Anordnung Main rotor shaft	Kupplung, Zyl.-Lager (Loslager), Zahnrad, 4-Punkt-Lager, Zyl.-Lager (Festlager)
	Anordnung Tail rotor drive shaft	Schräggugellager in O-Anordnung, Kegellager

Tabelle 4.3: Normen, Materialien und Schmierungen

4.5 Untersuchte Modelle

Der Grundgedanke dieser Arbeit ist, ein Getriebe für all die angedachten Anwendungen zu entwerfen. Dies führt zu einem modularen Getriebe, welches durch das Austauschen einiger Bausteine an das elektrisch angetriebene Modell adaptiert werden kann. Bei den E-Antriebs-Lösungen bleiben das Haupttrad des Rotormastes und die Abtriebsseite des Heckrotors im Grundaufbau gleich, die Antriebsseite muss je nach Modell angepasst werden.

Genauer bedeutet dies, ein komplettes Getriebe für den klassischen Antrieb zu modellieren, Abhängigkeiten im Zusammenspiel der Zahnräder zu vergeben, Drehrichtungen der Wellen zu definieren, An- und Abtriebe vorzusehen, die übertragenen Leistungen anzugeben und mittels einer Berechnung, durch die Software KISSsys, diese zuvor getätigten Überlegungen und Definitionen zu prüfen.

Es wurden vier Modelle, welche im Anschluss kurz beschrieben werden, genauer betrachtet.

4.5.1 Twin-Turbinen-Antrieb

Als Erstes wurde das über zwei Gasturbinen angetriebene Getriebe modelliert und einer kinematischen Grobauslegung unterzogen. Hierfür wurde das zuvor händisch kalkulierte, nur unter Berücksichtigung der Übersetzungsverhältnisse, aufgestellte Getriebe herangezogen und in KISSsys übertragen. Dieses Getriebe verfügt über zwei Antriebe (zwei Turbinen) und über zwei Abtriebe (Hauptrotor und Heckrotor).

Es soll nun als Grundlage für die anschließenden E-Modelle dienen, die Abtriebsseite des Heckrotors bleibt, wie bei allen E-Antriebs-Lösungen, unberührt.

Einen Auszug der Berechnung zu dieser Lösung befindet sich in Anhang B.

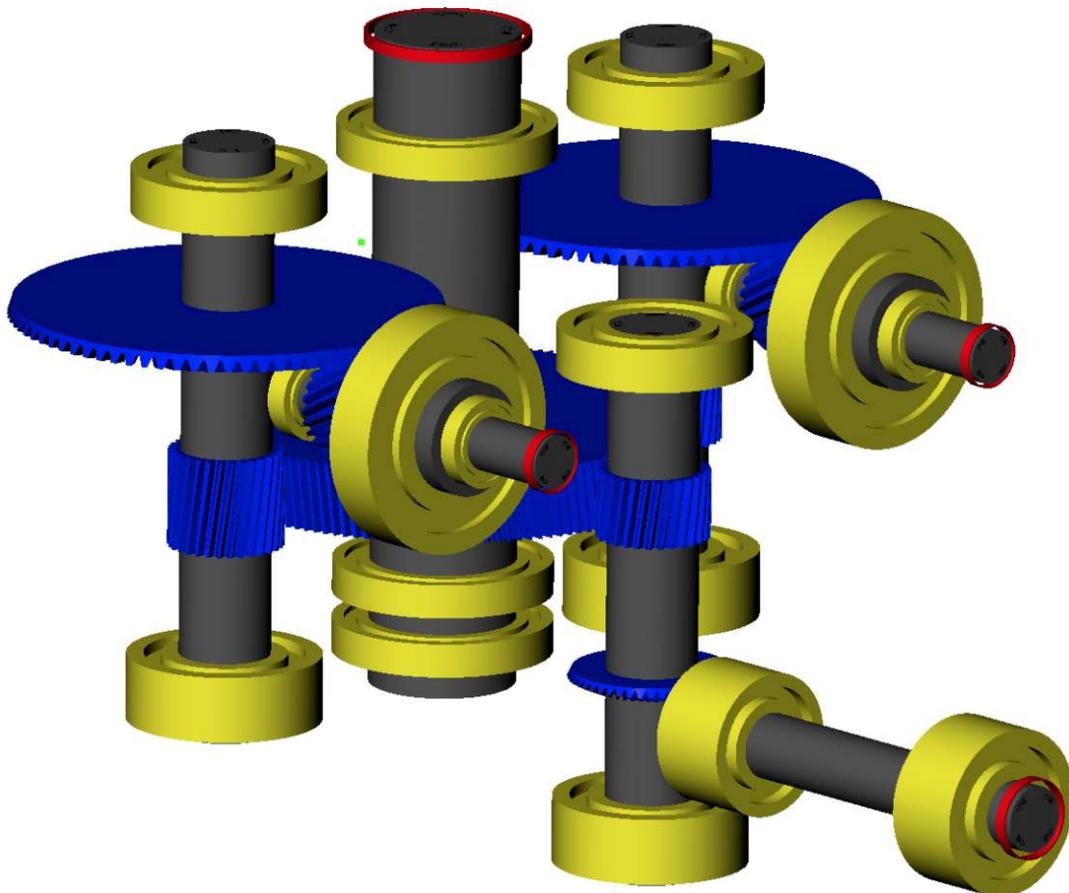


Abbildung 4.3: Twin-Turbinen-Antrieb (Ansicht 1)

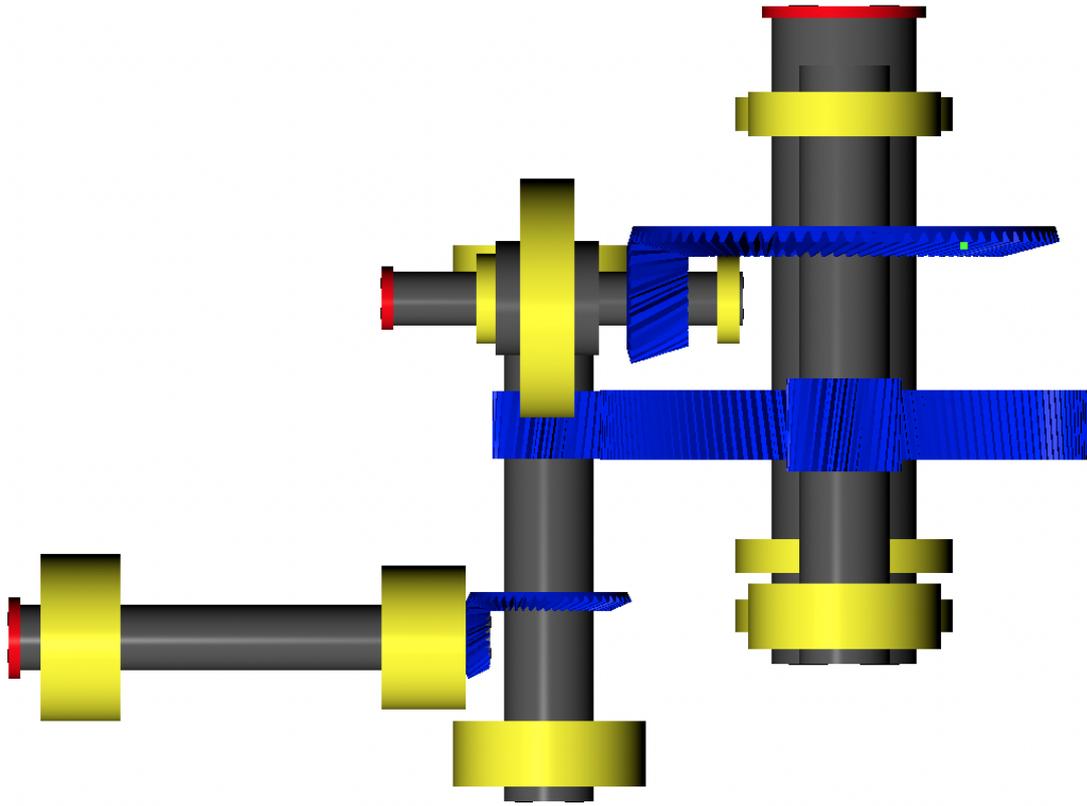


Abbildung 4.4: Twin-Turbinen-Antrieb (Ansicht 2)

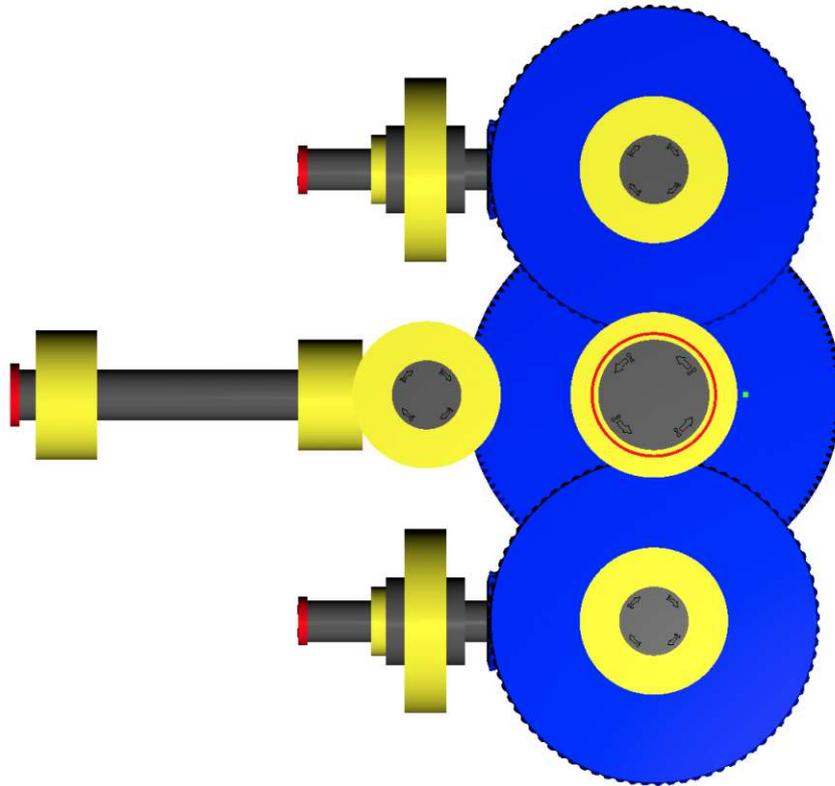


Abbildung 4.5: Twin-Turbinen-Antrieb (Ansicht 3)

4.5.2 E-Antrieb mit direkter Leistungseinbringung

Bei den elektrischen Antriebsmodellen wird der Motor von oben aus eintreiben, er wird also oberhalb vom Getriebe, und nicht wie im Vergleich zu den beiden Turbinen beinahe waagrecht, von vorne, positioniert. Hierbei wird die Ausgangswelle eines E-Motoren-Paketes mit einem Zahnrad versehen und kann somit das Hauptrotorzahnrad antreiben. Jenes Zahnrad wird an die zu realisierende Übersetzung angepasst und gilt somit als austauschbarer Baustein. Dies geschieht an drei Stellen. Der Grundaufbau ist derselbe wie bei der Twin- Turbinen-Variante.

Eine Übersetzung von $i = 8,5526$ wird hier realisiert, um von der Drehzahl des E-Motors (3250 U/min) auf die geforderte Hauptrotordrehzahl zu kommen (382 U/min).

Einen Auszug der Berechnung zu dieser Lösung befindet sich in Anhang C.

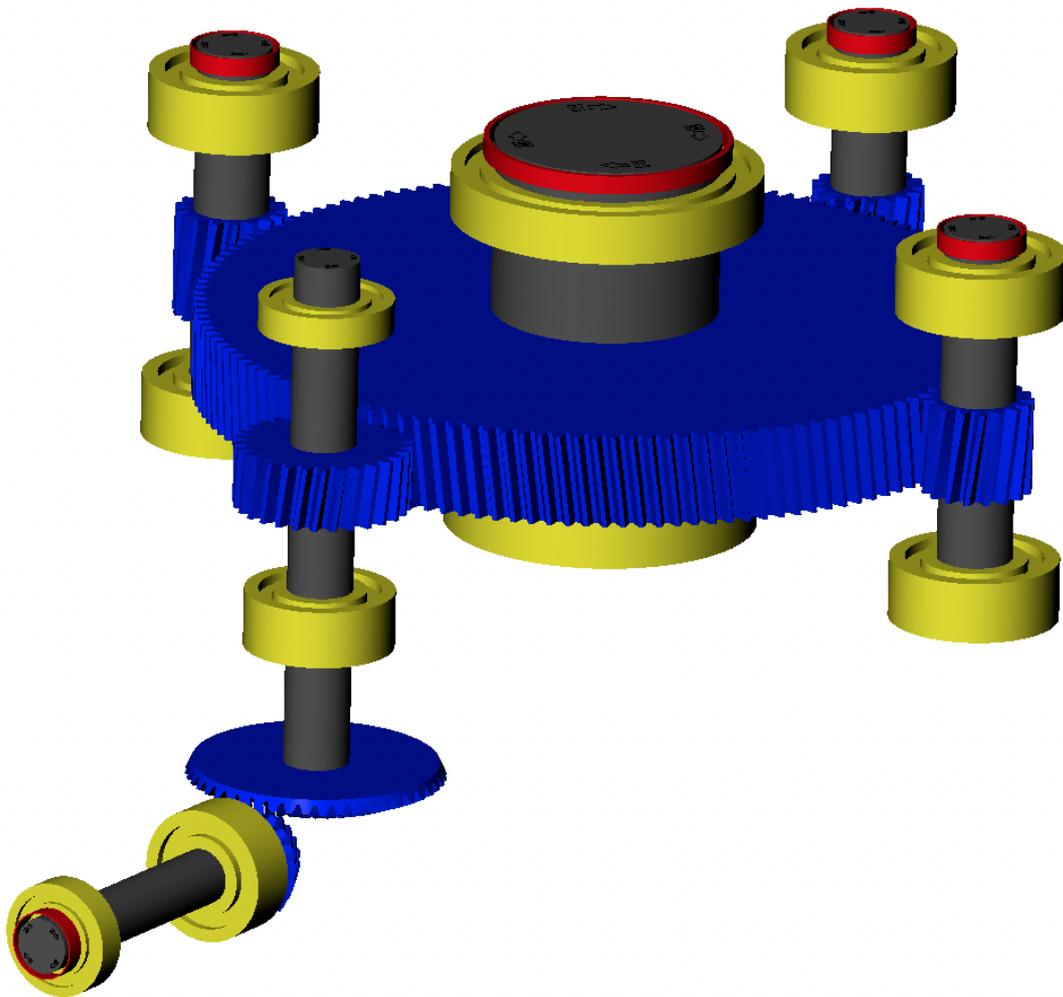


Abbildung 4.6: E-Motor mit direkter Leistungseinbringung

4.5.3 E-Antrieb mit einer Stirnradstufe

Der Grundaufbau dieser Lösung entspricht dem Getriebe mit Turbinen-Antrieb, zusätzlich wird ein viertes Ritzel am Hauptrotorzahnrad angebracht. Dieses besitzt dieselben Zahnradaten wie die Ritzel der „intermediate shafts 1 + 2“. Zusätzlich werden Stirnradstufen zwischen den Antrieben und den drei genannten Ritzeln eingefügt. Diese realisieren eine Übersetzung von $i=1,8841$ (von 3250 U/min auf 1725 U/min und dann auf ungefähr 380 U/min).

Einen Auszug der Berechnung zu dieser Lösung befindet sich in Anhang D.

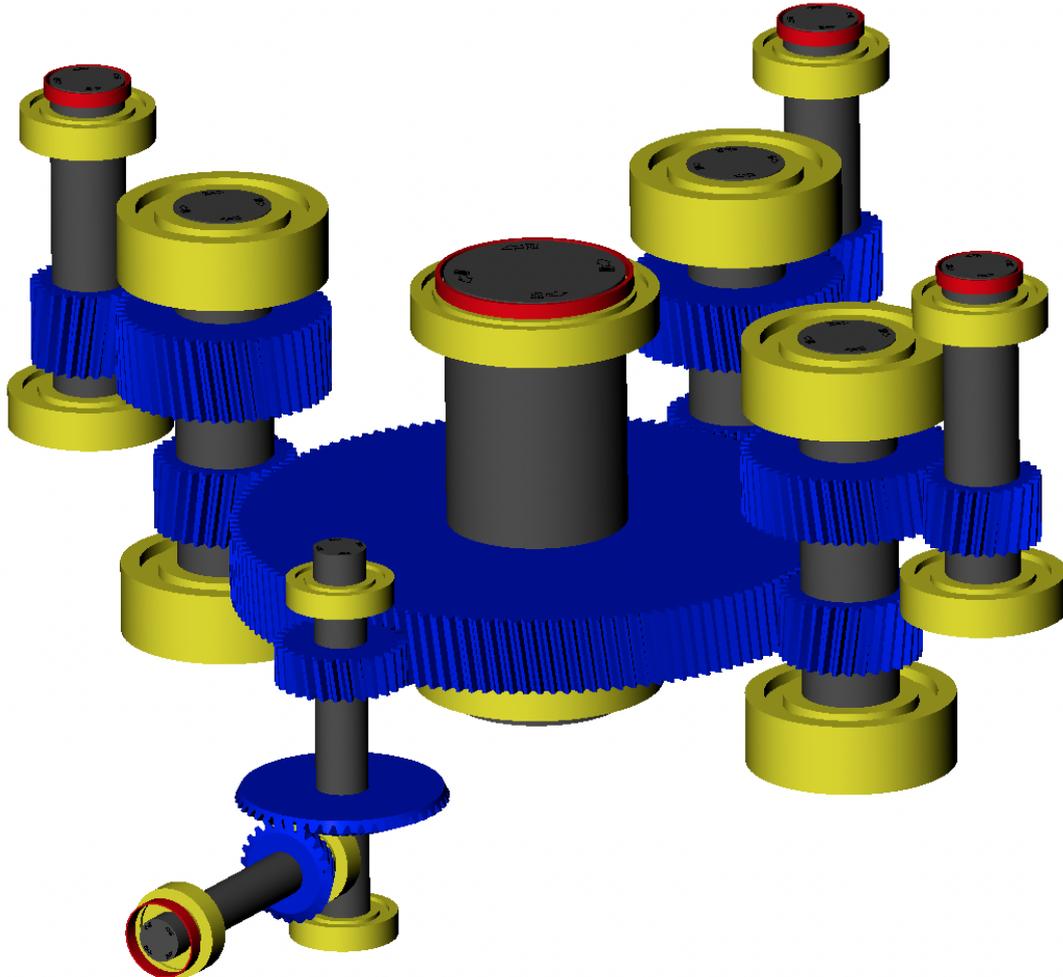


Abbildung 4.7: E-Antrieb mit einer Stirnradstufe

4.5.4 E-Antrieb mit einer Planetenstufe

Auch hier bleibt das Getriebe des Twin-Turbinen-Antriebes die Basis des Modells, nur die Antriebsstufen werden abgeändert und entsprechend angepasst. Die Planetenstufe sollte ebenfalls als Zwischenstufe dienen und eine Übersetzung von $i=1,8841$ (von 3250 U/min auf 1725 U/min und dann auf ungefähr 380 U/min) ermöglichen.

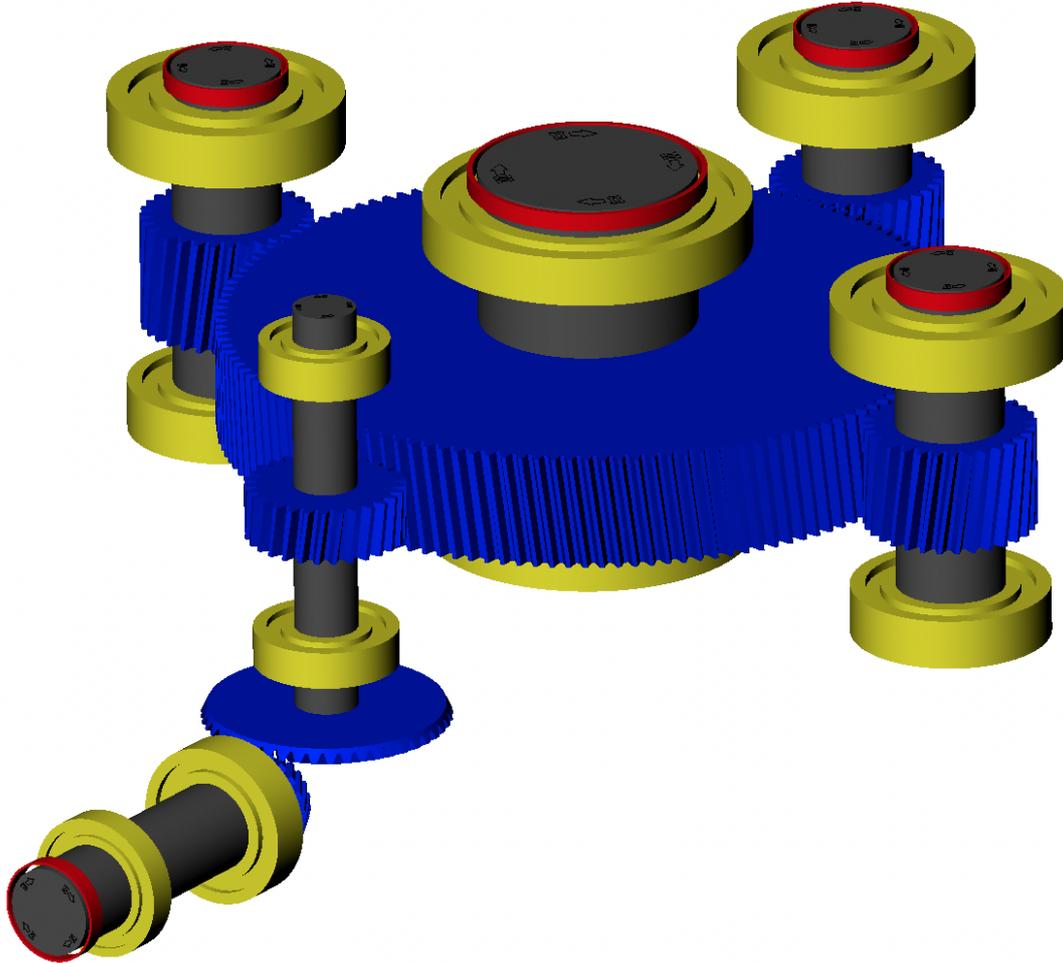


Abbildung 4.8: E-Antrieb mit einer Planetenstufe

4.6 Erste Erkenntnisse

Das „Basis-Getriebe“ lässt sich einfach und effektiv anpassen, und laut den ersten Berechnungen, auch problemlos umsetzen. Die sich einstellenden Werte, Übersetzungsverhältnisse, Drehzahlen entsprechen denen der händischen Auslegung.

Die Variante mit dem direkten Eintrieb, ohne zusätzliche Zahnradstufen, nur mit einem angepassten Zahnrad, gilt als annehmbare Lösung, auch wenn Teile am Getriebe getauscht werden müssen. Dafür ist sie sicherlich platzsparender und einfacher. Für die Stirnradstufe spricht, dass sie komplett unabhängig vom Rest angebaut werden kann und das Getriebe sozusagen unangetastet bleibt. Nur ein Getriebe für beide Antriebssysteme wäre vonnöten.

Nach vielen Versuchen und eingehenden Recherchen musste leider festgestellt werden, dass eine Planetenstufe dieser Bauform (Antrieb: Sonnenradwelle, Abtrieb: Steg, das Hohlrad steht still) eine Mindestübersetzung von $i=2,2$ besitzt und somit nicht realisierbar ist. Dies geht aus [DE, S.27 a)] hervor.

Kapitel 5

Elektroantrieb und Batteriespeicher

5.1 Elektroantrieb

Der YASA 750 R ist ein Axialfluss- Elektromotor der zweiten Generation. Eine hohe Drehmoment- und Leistungsdichte, die einfache Integration, die hohe Festigkeit und Steifigkeit sowie sein optimiertes mechanisches Design zeichnen diesen Motor besonders aus. Aufgrund folgender Eigenschaften wie dem Spitzendrehmoment von 790Nm, den Drehzahlbereich von 0-3250 U/min, Spitzenleistungen von 200kW, niedriger Drehzahl bei hohem Drehmoment eignet sich dieser Elektromotor ideal für Traktions-, Stromerzeugungs-, mobile Erzeugungs- und Hydraulikzusatzanwendungen.

Die durchgehende Wellenmontage, welche stapelbar ist für mehr Leistung und Drehmoment, eine Spitzenleistungsdichte von mehr als 5kW/kg, ein erstklassiges Drehmoment und Leistungsdichte, sowie integrierte Positions- und Temperatursensoren zählen zu den wichtigsten Konstruktionsmerkmalen dieser Motoren.

5.2 Batteriespeicher

Für die elektrisch angetriebene Variante benötigt man eine Leistung von 618kW. Neun E-Motoren der Firma YASA aus der 750R Serie liefern eine konstante Leistung von 630kW, was somit ausreichend ist. Mit Hilfe der Akkus kann der E-Motor elektrische Leistung in mechanische umwandeln. Der entscheidende Faktor hierbei ist nicht unbedingt die Leistung an und für sich, sondern die Leistung mal Zeit, pro Kilogramm (kWh/kg). Diese Art der Leistungsangabe wird als Leistungsdichte bezeichnet und ist ausschlaggebend für diese Art von Anwendungen.

Einige Daten von bestehenden E-Autos (04.2021 maximal möglich):

Eine 75kWh-Batterie mit den neuen und größeren Rundzellen wiegt ungefähr 478kg (dies entspricht dem Akku des Tesla-Einstiegsmodells). Mit der gegebenen Kapazität und dem Gewicht des Autos ergibt sich eine Energiedichte von ca. 157Wh/kg – ein typischer Wert für gute, moderne Lithium-Ionen-Akkus.

Ein 200kWh-Akku käme damit auf ein Gewicht von rund 1.275kg. Als maximal, mit aktueller Technik erzielbare Energiedichte für Lithium-Ionen-Akkus, sind 240Wh/kg. Damit wöge der 200kWh-Akku dann noch gut 833kg. [Ste20]

Für den betrachteten Helikopter in dieser Arbeit würde dies bedeuten, dass bei einer Leistungsdichte von 240Wh/kg und einer Leistung von 630kWh nur die Akkus schon ein Gewicht von 2625kg hätten. Dieses Gewicht müsste bereits Teil des Abfluggewichtes von 3175kg sein, was nicht möglich ist, da für den Rest des Helis nur mehr 550kg übrig bleiben würden.

Auch die volumetrische Energiedichte für den Riesen-Akku ist limitiert, sprich das Platzangebot dafür

ist zu gering.

Bei der Energiedichte sind große Sprünge nur mit anderen Materialien (z.B. Lithium-Schwefel) oder mit Festkörper-Batterien (kein flüssiges Elektrolyt) möglich, was allerdings nicht in den nächsten ein bis zwei Jahren zu erwarten ist.

50 Prozent Steigerung bei der Energiedichte wären nötig, um den 200kWh-Akku bei einem vertretbaren Gewicht von gut 830kg zu halten.

Kapitel 6

Fazit

6.1 Ergebnisse

Das Drehflüglergetriebe, das durch zwei Pratt & Whitney -Canada- PW207D-Wellenturbinen mit je 426kW angetrieben wird, konnte erfolgreich angepasst und adaptiert werden. Das diesem Getriebe als Basis dienende Getriebe FS108, mit ähnlichen Leistungsdaten, Zahnradaten, Übersetzungen und Aufbau konnte gezielt an das vorliegende Problem angepasst werden. Somit wird eine rasche und unkomplizierte Zertifizierung ermöglicht, da eine zertifizierte Referenz vorhanden ist.

Das realisierte Getriebe besteht aus dem Rad des Hauptrotors, welches die Hauptachse bildet, von der aus direkt über die Hauptrotorwelle der Hauptrotor des Hubschraubers angetrieben wird. Neben den beiden Eintrieben durch die beiden Turbinen (95°-Winkel zur Senkrechten, waagrecht mit einer 5° Neigung nach unten), gibt es den zentralen Abtrieb des Heckrotors, welcher waagrecht nach hinten führt. Die Abtriebe für die Kühlung, Öl-Pumpen und weitere Gerätschaften wurden bei dieser Arbeit nicht näher betrachtet, da sie keinen direkten Einfluss auf das Hauptgetriebe haben. Die angedachten Schmierstoffe und verwendeten Berechnungsnormen sind in der Tabelle 4.3 genau aufgelistet. Zusätzlich sind dort Angaben zu ausgewählten Materialien und der Anordnung der verwendeten Lager und Zahnräder.

Es wurden passende Turbinen ausgewählt, welche die Leistungsanforderung erfüllen, aber auch ein geringes Gewicht aufweisen. An jenem gilt es sich bei der elektrisch angetriebenen Variante zu orientieren.

Für die geforderte Leistung werden neun E-Motoren des Unternehmens YASA der 750R- Serie, welche zu Dreier-Päckchen zusammengeschlossen werden, benötigt. Das bedeutet, dass an drei Stellen, jeweils drei E-Motoren Leistung einbringen, um die gewünschte Antriebsleistung des Hauptrotors und des Heckrotors zu ermöglichen.

Die Aufgabe bestand darin, das Getriebe, welches durch zwei Turbinen angetrieben wird, so wenig als möglich zu verändern, aber es an die elektrische Antriebsvariante anzupassen. Folglich musste der Antriebsstrang, jene Verbindung zwischen E-Motor und dem Zahnrad des Hauptrotormastes, neu konzipiert werden. Drei mögliche Lösungen wurden modelliert, berechnet und überprüft.

Die Getriebelösung mit einem Planetengetriebe zwischen Antrieb und Hauptrotorzahnrad ist auf Grund des benötigten Übersetzungsverhältnisses nicht umsetzbar.

Bei der direkten Eintriebsvariante werden die beiden Antriebsstränge des Twin-Turbinen-Getriebes entfernt und durch drei Zahnräder ersetzt, welche direkt, mit jeweils drei Motoren, an drei Stellen am Haupttrahler eintreiben.

Beim Modell mit der Zahnradstufe besteht der Eintriebsstrang aus demselben Zahnrad am Hauptrotorrad wie bei der Turbinenlösung, aber am Ende der Zahnradwelle ist eine Stirnradverzahnung angebracht,

welche die benötigte Übersetzung vom E-Antrieb realisiert.

Die angeführten Modelle, bis auf jenes mit der Planetengetriebestufe, sind realisierbar und wurden auf deren Umsetzung hin überprüft. Die beiden übrigen Varianten benötigen einen Austausch und einen zusätzlichen Antriebsstrang, was einen Mehraufwand für beide Modelle bedeutet. Aus diesem Gesichtspunkt würde sich die direkt antreibende Variante empfehlen.

Die mit mehreren E-Motoren angetriebene Getriebelösung bedarf einer genaueren Betrachtung der Platzmöglichkeiten im Drehflügler für den E-Antrieb, der benötigten Batteriespeicher und des zusätzlichen Abfluggewichtes. Dadurch können die genaue Positionierung des Antriebes sowie die Verteilung der Akkumulatoren festgelegt werden.

6.2 Ausblick

In der Arbeit wurden Turbinen ausgewählt, ein passendes Getriebe für die geforderten Angaben entwickelt, verwendete Berechnungsnormen angeführt und eine Grundlage für das weitere Vorgehen, mit Hilfe der Berechnungssoftware KISSsys, gelegt. Nun gilt es, Gerätschaften wie Kühlung, Öl-Pumpen usw. anzudenken, die erforderlichen Zertifizierungsschritte einzuleiten, um ein solches Getriebe in Umlauf bringen zu können.

Die zum Zeitpunkt des Verfassens der vorliegenden Diplomarbeit herrschenden wirtschaftlichen Entwicklungen und Rahmenbedingungen könnten eine zeitnahe Entwicklung neuer Speichermodule gefährden und deutlich verzögern.

Trotz alledem gibt es vielversprechende und zukunftsweisende Studien im Bereich der Batterien und nachhaltiger Flugtreibstoffe.

6.2.1 SAF (Sustainable Aviation Fuels)

Eine Nutzung nachhaltiger Flugkraftstoffe (SAF) ist derzeit noch nicht konsequent gegeben, effektivere Markteinführungsmechanismen wären erforderlich, um die Treibhausreduzierung im Tagesgeschäft zu etablieren. In der EU wird eine Treibhaus-Reduzierungsverpflichtung analysiert, welche sich schrittweise von 2% im Jahr 2023 auf 10% im Jahr 2030 an den Zielen der RED II (Erneuerbare-Energie-Richtlinie (EU) 2018/2001) orientiert. Laut diesen Berechnungen wird der verpflichtend indizierte SAF-Bedarf die zukünftigen SAF-Produktionsmengen möglicherweise übersteigen. Flugbenzinpreise werden um 5 bis 45% (bei einem Flugbenzinpreis von 550€/t) ansteigen. Durch die aus SAF-Verpflichtungen resultierenden Kosten können die zusätzlichen Treibstoffkosten nicht mehr gedeckt werden. SAFs sind nachhaltige Kraftstoffe, die die Klimawirkung der Luftfahrt signifikant reduzieren und per „drop-in“ (ohne Anpassung der Infrastruktur des Flugzeuges und des Triebwerkes) in der bestehenden Flotte eingesetzt werden können. Zudem sind es synthetische Kraftstoffe, welche aus erneuerbarer Energie und CO₂ erzeugt werden, bei deren Herstellung vorwiegend Biomasse verwendet wird. SAF von Air bp wird derzeit aus gebrauchtem Speiseöl mit tierischen Abfallfetten hergestellt.

Power-to-Liquid gilt als vielversprechendes Herstellungsverfahren synthetischer SAFs, bei der CO₂ als Rohstoff verwendet wird und -je nach Herstellungsverfahren- die CO₂-Bilanz um 80% und mehr verbessert werden kann. Bis zum Jahr 2050 dürfte sich die Anzahl der Fluggäste auf über acht Milliarden erhöhen, weshalb unbedingt eine Verringerung der Kohlenstoffemissionen erzielt werden muss (mittels SAF wären dies bis zu 80%).

SAF kann bis zu 50% mit herkömmlichem Dieselmotorkraftstoff gemischt werden, ohne dass Änderungen an der Betankungsindustrie oder an den Flugzeugen vorgenommen werden müssen. Jedes kerosinbetriebene Flugzeug kann also SAF verwenden. Derzeit ist SAF, aufgrund niedriger Verfügbarkeit nachhaltiger

Rohstoffe und kontinuierlicher Entwicklung neuer Produktionstechnologien, sehr teuer (zwischen 950€/t und 1.015€/t). Zudem gibt es wenig Akzeptanz (aufgrund der hohen Kosten) für die Produktion von SAFs. Dies könnte durch Investitionen in fortschrittliche Technologien sowie durch Investitionen in die Entwicklung nachhaltiger und skalierbarer Rohstoffoptionen, fortschrittliche biogene sowie synthetische Verfahren mit hoher Nachhaltigkeit gesteigert werden.

Bis zum Jahr 2023 werden die Testkampagnen mit der A350 und der A319neo und deren Forschungsprogrammen ECLIF3 und VOLCAN fortgesetzt. [Air21a] [Air21b] Für die A380 ist nur ein Zeitfenster von zwei Wochen vorgesehen, in dem so viel als möglich Daten über das gesamte Flugzeug gesammelt werden sollten. Eine erste Testphase konzentriert sich auf das Verhalten des Außenbordmotors bei 100%igem SAF und die APU-Tests (auxiliary power unit bzw. Hilfsturbine). In der zweiten Phase wird der Kraftstofftyp am Innentriebwerk und seinen Auswirkungen auf die Kraftstoffmessung geprüft. Es gilt, das Verhalten von Triebwerk und Treibstoffsystem bei 100%igem SAF über mehrere Flüge hinweg zu analysieren und somit eine große Anzahl an wertvollen Daten zur Ergänzung der Forschungsprogramme sammeln zu können. Am Ende der zweiwöchigen Testphase wird die A380 MSN1 renoviert, damit die Testfähigkeit wieder hergestellt werden kann und sie in einen ZEROe-Demonstrator zur Testung der Wasserstoffverbrennungstechnologie in den nächsten Jahren umgewandelt werden kann. [Air22]

Beim Projekt ECLIF3 wird die Dassault Falcon 20E des DLR als Verfolgungsflugzeug eingesetzt, um Echtzeitbeobachtungen durchzuführen. [DLR21] Die Falcon ist sehr robust, kann auch bei Gewittern oder nur 30m hinter leistungsstarken Jets wie dem A350 fliegen und kann insgesamt 1100kg wissenschaftliche Instrumente transportieren. Die aktuelle Aufgabe der Falcon besteht darin, Emissionen eines A350-Testflugzeugs, das von Rolls-Royce Trent XWB-Triebwerken angetrieben wird und mit 100%igem SAF betankt sind, zu messen. Die zahlreichen Sonden und Sensoren der Falcon können genügend Emissionsdaten erfassen und zur Analyse des Verhaltens und seiner Leistung (dieser unvermischte Typ wird nicht mit fossilen Kraftstoffen vermischt) an die wissenschaftlichen Instrumente an Bord weiterleiten. Bei der Flugerprobung der A350 können direkte und indirekte Treibwerkemissionen charakterisiert werden. Erste Beobachtungen ergaben, dass unverschnittenes SAF einen positiven Einfluss auf die Flugzeugemissionen haben kann. Erste Studienergebnisse werden voraussichtlich gegen Ende 2023 veröffentlicht werden können. [Air21a]

6.2.2 Speichermodule

Einem Pool von Wissenschaftlerinnen des National Institute for Material Science ist es gelungen, eine neuartige Lithium-Luft-Batterie mit rekordverdächtigter Energiedichte von mehr als 500Wh/kg herzustellen. Damit hat dieser Akku fast die doppelte Energiedichte der Batterie, die in einem Tesla Model 3 eingebaut wird. Laut einigen Recherchen handelt es sich um eine Batterie mit der höchsten bisher erreichten Energiedichte und der längsten Zyklenlebensdauer. Zudem kann dieser Akku bei Raumtemperatur geladen und wieder entladen werden. [Dav22] [BSF⁺20]

Trotz steigender Nachfrage an Lithium-Ionen-Batterien (LIBs) können diese, aufgrund ihrer begrenzten theoretischen Energiedichte, den Anforderungen moderner Energiespeicher nicht mehr gerecht werden. Herkömmliche LIBs werden seit 1991 eingesetzt, entsprechen aber nicht mehr dem aktuellen Bedarf fortschrittlicher Energiespeicher (Flugobjekte, Fahrzeuge der nächsten Generation usw.). Aufgrund ihrer sehr hohen theoretischen Eigendichte (zwei- bis fünfmal höher) sind Lithium-Luft-Batterien (LABs) dazu prädestiniert, die wiederaufladbaren Batterien der Zukunft zu werden. Allerdings ist die tatsächliche Energiedichte von LABs wegen der überschüssigen Menge an Elektrolyten in der Zelle deutlich niedriger als jene bei LIBs. [MOYU22]

Eine typische LAB setzt sich zusammen aus einer Li-Metall-Folie, einem Separator, einem Li-Ionen-

leitenden nicht-wässrigen Elektrolyt, einer porösen Kohlenstoffelektrode und einer Gasdiffusionsschicht. Durch das Vorhandensein inaktiver Komponenten (Separator, Stromkollektor, Elektrolyt in der praktischen LAB-Zelle) ist die Energiedichte der Zelle, im Vergleich zum theoretischen Wert, erheblich. Zur Abschätzung der praktischen Energiedichte einer LAB müssen jedoch Auswirkungen verschiedener Parameter auf die Energiedichte genau verstanden werden. Diese Dichte wird definiert, indem die während des Entladevorganges abgegebene Energiemenge durch das Gesamtgewicht der Zellkomponenten geteilt wird.

In den letzten Jahrzehnten wurden in der LAB-Technologie, insbesondere bei der Entwicklung stabiler Elektrolyten gegen reaktive Sauerstoffspezies, hierarchisch poröser Kohlenstoffelektroden sowie der Schutzschicht von Lithiummetallelektroden, bedeutende Fortschritte erzielt. Auch wenn die herausragende Zyklenleistung von LABs bestätigt ist, konnte deren Kommerzialisierung bisher noch nicht erreicht werden.

In wenigen Studien wurde die Leistung von LABs auf Zellebene mit entsprechenden Parametern und unter praktischen Bedingungen bewertet. Die meisten aktuellen Fallstudien beschränken sich auf die Bewertung einzelner Komponenten auf Materialebene. Es zeichnen sich beträchtliche Lücken zwischen Wissenschaft und Industrie bei der Forschungstätigkeit für wiederaufladbare Batterien der künftigen Generation ab. [MOYU22]

Der Lithium-Luft-Akku hat eine Größe von vier bis fünf Zentimetern, besteht aus zehn gestapelten Zellen, ist umweltfreundlich, hat eine lange Lagerfähigkeit, neigt zu weniger Ablagerungen an den Anoden beim mehrfachen Ladevorgang und führt zu deutlich weniger Bränden und Explosionen im Vergleich zu Lithium-Ionen-Akkus. Die Lithium-Luft-Batterie könnte idealerweise in Mobiltelefonen, Elektroautos, ja vielleicht sogar in elektrischen Passagierflugzeugen zur Anwendung kommen, falls die Technologie im Handel zugelassen wird.

Die Zahl 500 Wh/kg wird von IngenieurInnen als besonders signifikant und als kritischer Punkt betrachtet, an dem elektrische Passagierflugzeuge nahezu geräuschlos und nachhaltig effizient möglich werden. Da die Lithium-Ionen-Akkus, die im Umlauf sind, zu groß und zu schwer sind, um eine große Distanz vollelektrisch fliegen zu können, ist immer noch eine gewisse "Reichweitenangst" bei Elektrofahrzeugen gegeben. Lithium-Luft-Batterien könnten die Reichweite beträchtlich erhöhen. Sie enthält aber eine hohe Anzahl an schweren aktiven Komponenten, die nicht direkt an den Prozessen der Batterie beteiligt sind. Es gilt, leistungsfähigere Batteriematerialien zur Erhöhung der Zyklenlebensdauer zu entwickeln. Man geht von einer Marktreife der Batterie frühestens ab den 2030er- Jahren aus.

„Eine neuartige Akkutechnologie mit der Bezeichnung „Spatial Atom Layer Deposition (SALD)“ soll Elektroautos künftig weit mehr als 1000km und möglicherweise sogar mehr als 2000km Reichweite verschaffen. Das Verfahren ist von den deutschen Fraunhofer-Instituten, der größten Organisation für angewandte Forschung in Europa, und der staatlichen niederländischen Forschungseinrichtung The Netherlands Organisation (TNO) gemeinsam entwickelt worden. Die Vermarktung zur industriellen Massenfertigung obliegt der eigens dazu gegründeten Firma SALD BV in Eindhoven.“ [Mic20]

„Spatial Atom Layer Deposition“ bezeichnet ein patentiertes Verfahren, im industriellen Maßstab Beschichtungen aufzutragen, die so dünn sind wie ein einziges Atom. SALD-Akkus sollen auf ähnlich großem Bauraum nicht nur dreimal mehr Reichweite für Elektroautos als heutige Batteriezellen ermöglichen, sondern auch fünfmal schneller geladen werden können, teilt die SALD BV mit. Damit könnte ein E-Auto binnen zehn Minuten zu etwa 80 Prozent und in 20 Minuten vollständig geladen werden. Das Unternehmen will eigenen Angaben zufolge bereits Gespräche mit mehreren Automobilherstellern führen, konkrete Namen werden allerdings noch nicht genannt. Die neue Akkugeneration soll frühestens 2022/23 in E-Autos eingesetzt werden können, erklärt CEO Frank Verhage.

„Experten der niederländischen Organisation für Angewandte Naturwissenschaftliche Forschung (TNO) entwickeln am Forschungsinstitut Holst Center in Eindhoven einen revolutionären Batterietyp, der auf 3D-Technologie und Festkörperschichten basiert. Im Vergleich zu den derzeit verwendeten „flüssigen“ Lithiumbatterien sollen diese „3D-Festkörper-Dünnschichtbatterien“ leichter und sicherer sein. Sie sollen in kürzester Zeit aufgeladen sein und eine lange Produktlebensdauer aufweisen, teilt TNO mit. Ein Prototyp soll nun zeigen, dass diese vielversprechende Technologie funktioniert und für die Massenproduktion geeignet ist.“ [Mic20]

Die Suche nach dem passenden Akku wird uns somit die nächsten Jahre noch begleiten, es gibt aber bereits einige kleine Erfolge, wie der Siemens-Elektromotor SP-260 DP, der 2015 in eine 330LE verbaut wurde. Dieses besondere Exemplar hat ein Gewicht von 50kg und leistet 260kW, ein Weltrekord.

Literaturverzeichnis

- [Air21a] AIRBUS: An A350 fuelled by 100(2021). <https://www.airbus.com/en/newsroom/stories/2021-03-an-a350-fuelled-by-100-saf-just-took-off>
- [Air21b] AIRBUS: This A319neo is the latest to test 100 (2021). <https://www.airbus.com/en/newsroom/stories/2021-10-this-a319neo-is-the-latest-to-test-100-saf>
- [Air22] AIRBUS: First A380 powered by 100skies. (2022). <https://www.airbus.com/en/newsroom/press-releases/2022-03-first-a380-powered-by-100-sustainable-aviation-fuel-takes-to-the>
- [BAF22] BAFU: *Gesundheitliche Auswirkungen von Lärm (Schweizer Bundesamt für Umwelt BAFU)*. <https://www.bafu.admin.ch/bafu/de/home/themen/laerm/fachinformationen/auswirkungen-des-laerms/gesundheitliche-auswirkungen-von-laerm.html>.
Version: 2022
- [BNK21] BULLERDIEK, Nils ; NEULING, Ulf ; KALTSCHMITT, Martin: A GHG reduction obligation for sustainable aviation fuels (SAF) in the EU and in Germany. Version: 5 2021. <http://dx.doi.org/10.1016/J.JAIRTRAMAN.2021.102020>. Pergamon, 5 2021. – Forschungsbericht. – 102020 S.. – ISSN 0969-6997
- [bp21] BP: *What is sustainable aviation fuel (SAF) and why is it important? | News and views | Air bp*. <https://www.bp.com/en/global/air-bp/news-and-views/views/what-is-sustainable-aviation-fuel-saf-and-why-is-it-important.html>. Version: 7 2021
- [BSF⁺20] BILLS, Alexander ; SRIPAD, Shashank ; FREDERICKS, William L. ; SINGH, Madalsa ; VISWANATHAN, Venkatasubramanian: Performance Metrics Required of Next-Generation Batteries to Electrify Commercial Aircraft. Version: 2020. <http://dx.doi.org/10.1021/ACSENERGYLETT.9B02574>. American Chemical Society, 2020. – Forschungsbericht. – 663–668 S.. – ISSN 23808195
- [Dav22] DAVID, Vetter: How This Tesla-Busting Battery Could Be The ‘Holy Grail’ For Electric Flight. (2022). <https://www.forbes.com/sites/davidrvetter/2022/02/01/how-this-tesla-busting-battery-could-be-the-holy-grail-for-electric-flight/?sh=8b9082631d39>
- [DE] DOLESCHEL, Andreas ; EMMERLING, Stefan: The EC135 Drive Train Analysis and Improvement of the Fatigue Strength / Eurocopter Deutschland GmbH. – Forschungsbericht
- [DLR21] DLR: 100 Prozent nachhaltiger Kraftstoff zeigt Perspektive für Passagierflugzeuge - DLR Portal. (2021). https://www.dlr.de/content/de/artikel/news/2021/04/20211129_100-prozent-saf-kraftstoff-zeigt-perspektive-fuer-passagierflugzeuge.html

- [EASa] EASA: CS-27 Amendment 9 - Rotorcraft chip detection systems and Rotorcraft occupant safety in the event of a bird strike | EASA. <https://www.easa.europa.eu/document-library/certification-specifications/cs-27-amendment-9>. – Forschungsbericht
- [EASb] EASA: Sustainable Aviation Fuel | EASA. <https://www.easa.europa.eu/light/topics/sustainable-aviation-fuel>
- [EAS21] EASA: Certification Specifications, Acceptable Means of Compliance and Guidance Material for Small Rotorcraft. 2021. – Forschungsbericht
- [EUR21] EUROPEAN, COMMISSION: *Proposal for a REGULATION OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL on ensuring a level playing field for sustainable air transport*. https://ec.europa.eu/transport/themes/mobilitystrategy_en. Version: 7 2021
- [Hen21] HENRICH, Isabel: Kurz erklärt: Sustainable Aviation Fuels | MTU AEROREPORT. In: *AeroReport Das Luftfahrtmagazin der MTU Aero Engines* (2021), 8. <https://aeroreport.de/de/good-to-know/kurz-erklart-sustainable-aviation-fuels#>
- [Mic20] MICHAEL: Neuartiger Akku soll E-Autos mehr als 1000 km weit bringen | Elektroauto-News.net. In: *Elektroauto-News.net* (2020). <https://www.elektroauto-news.net/2020/neuartiger-akku-soll-e-autos-mehr-als-1000-km-weit-bringen>
- [MOYU22] MATSUDA, Shoichi ; ONO, Manai ; YAMAGUCHI, Shoji ; UOSAKI, Kohei: Criteria for evaluating lithium–air batteries in academia to correctly predict their practical performance in industry. Version: 3 2022. <http://dx.doi.org/10.1039/D1MH01546J>. The Royal Society of Chemistry, 3 2022. – Forschungsbericht. – 856–863 S.. – ISSN 2051–6355
- [Mü98] MÜLLER, Herbert W.: *Die Umlaufgetriebe*. Bd. 28. Band 28. Springer Berlin Heidelberg, 1998. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-58725-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-58725-2>. – ISBN 978–3–642–63698–1
- [Ste20] STEGMAIER, Gerd: Akku mit 200 kWh: Kommt das Tesla Model S mit 1.000 km Reichweite? | AUTO MOTOR UND SPORT. (2020). <https://www.auto-motor-und-sport.de/tech-zukunft/alternative-antriebe/batterie-200-kwh-tesla-model-s-mit-1000-km-reichweite/>
- [YASa] YASA: *750 R Electric Motors Product Sheet*. www.yasa.com
- [YASb] YASA: *High Power Electric Car Motor | High Torque E-Motor | Yasa 750* | YASA. <https://www.yasa.com/products/yasa-750/>
- [Zhu21] ZHURAVLEV, Vladimir: Rotorcraft design and the influence on the gear box design. 2021. – Forschungsbericht

Abbildungsverzeichnis

4.1	FS108 ([DE])	15
4.2	FS108 angepasst	17
4.3	Twin-Turbinen-Antrieb (Ansicht 1)	20
4.4	Twin-Turbinen-Antrieb (Ansicht 2)	21
4.5	Twin-Turbinen-Antrieb (Ansicht 3)	21
4.6	E-Motor mit direkter Leistungseinbringung	22
4.7	E-Antrieb mit einer Stirnradstufe	23
4.8	E-Antrieb mit einer Planetenstufe	24

Tabellenverzeichnis

4.1	Vorauslegung Teil 1	17
4.2	Vorauslegung Teil 2	17
4.3	Normen, Materialien und Schmierungen	19

Anhang A

YASA 750R Series E-Motors

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

YASA



750R Series E-Motors

YASA designs and manufactures motors and generators that are the smallest and lightest in their performance class. Based on YASA's unique Yokeless and Segmented Armature topology, the motors use less materials more efficiently to provide higher torque and power densities than any comparable motor or generator.

The YASA 750R series motor / generators are lower-speed, high-torque motors optimised for direct drive traction and propeller propulsion as well as diesel engine hybridisation and generation applications.

The series has been developed from the proven YASA 750 and feature a revised mechanical design for easier installation and integration, including additional mechanical strength and rigidity.

YASA 750R Series:

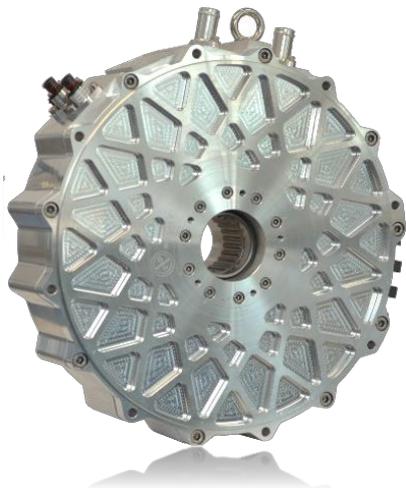
	YASA 750R 10.5T	YASA 750R 21T
Peak Torque	790 Nm @ 450 A _{RMS}	790 Nm @ 225 A _{RMS}
Peak Power @ 700 V _{DC}	200 kW	100 kW
Peak Power @ 400 V _{DC}	110 kW	55 kW
Speed	0 – 3250 rpm	0 - 2500 rpm
Continuous Torque	Up to 400 Nm	
Continuous Power	Up to 70 kW	
Peak Efficiency	>95%	
Mass	37 kg	

- Peak power density >5 kW/kg
- Dimensions just 368mm (D) x 98mm (L)
- Through-shaft mounting, may be stacked for increased torque and power
- Integrated position and temperature sensors

*The YASA 750R series is available in a range of torque, power and mechanical configurations.
Please call +44 (0) 1865 952100 or email sales@yasa.com to discuss your requirements.*



YASA 750R 10.5T

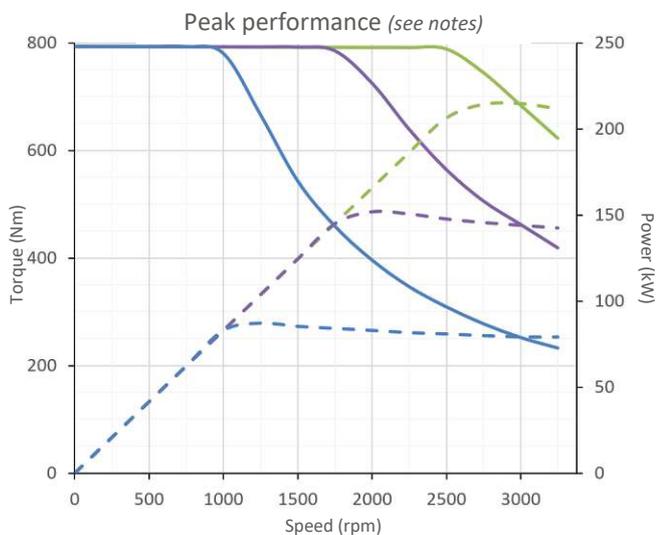
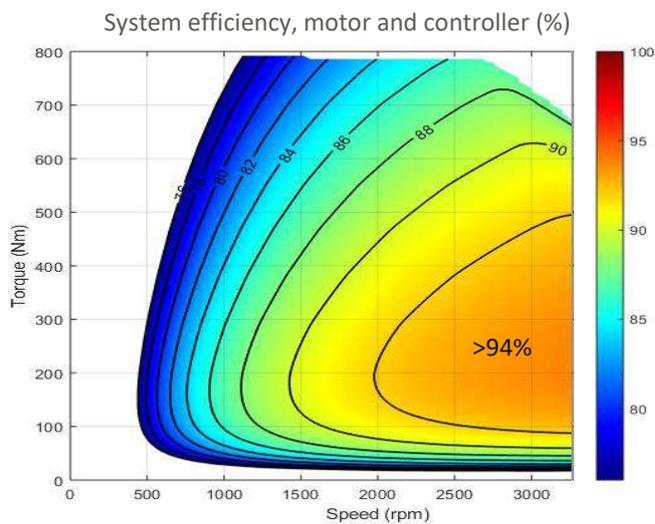
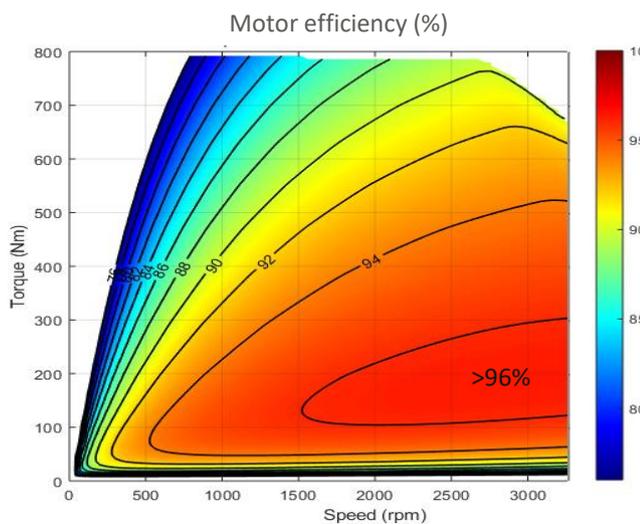


The YASA 750R 10.5T is the versatile backbone of the 750R series and offers high torque in a lightweight sealed package. The 10.5T model is the first choice for simplified integration into automotive, off-road, marine and aerospace direct drive propulsion and diesel hybridisation programs.

Key Performance Characteristics

Peak Torque @450 A	up to 790 Nm
Continuous Torque	up to 400 Nm
Peak Power @700V	200 kW
Continuous Power	up to 70 kW
Maximum Speed	3250 rpm

Example Electrical Performance with 800V controller@ 450A_{RMS} : 750R 10.5T



Peak performance	
Torque	Power
700V
500V
300V

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.





YASA-750R 21T

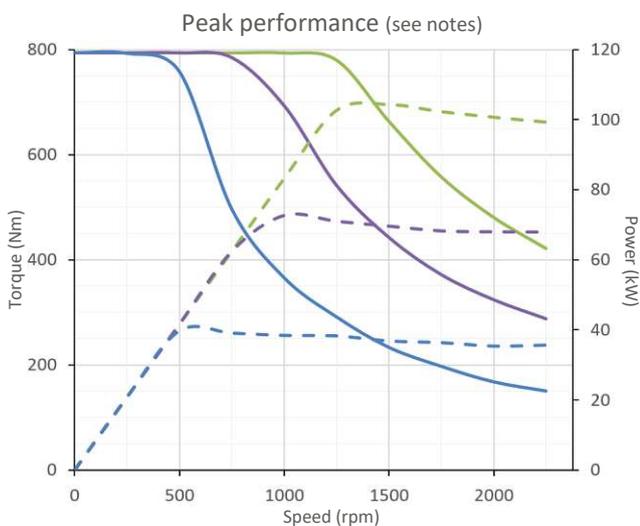
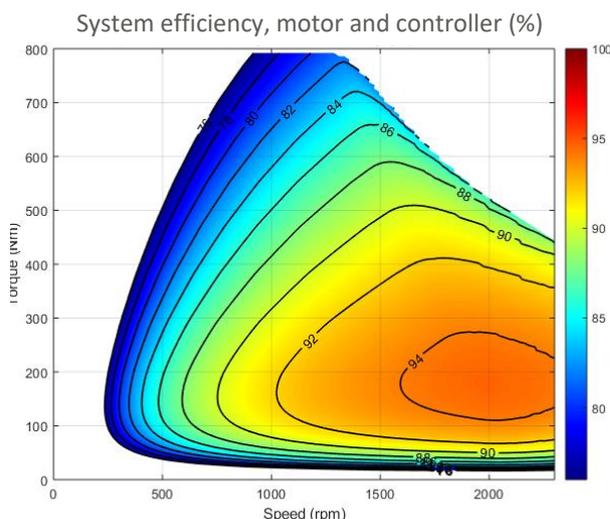
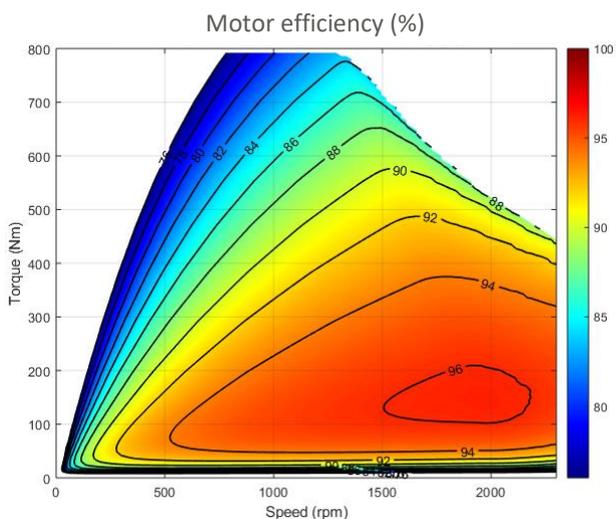


The YASA 750R 21T motor is a model in the 750R series optimised for efficiency at lower speed. The 21T model is suited to lower power high-torque applications where system drive-cycle efficiency is key such as battery electric vehicle traction, marine and aerospace propeller propulsion and diesel generation and hybridisation.

Key Performance Characteristics

Peak Torque @225 A	up to 790 Nm
Continuous Torque	up to 400 Nm
Peak Power @700V	100 kW
Continuous Power	up to 70 kW
Maximum Speed	2500 rpm

Example Electrical Performance with 800V_{DC} controller@ 225A_{RMS} : 750R 21T

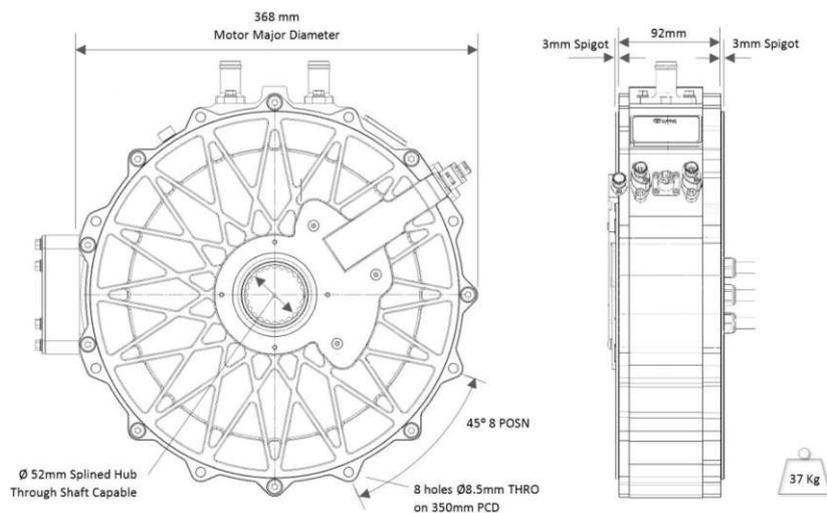


Peak performance	
Torque	Power
700V (solid green line)	700V (dotted green line)
500V (solid purple line)	500V (dotted purple line)
300V (solid blue line)	300V (dotted blue line)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Mechanical

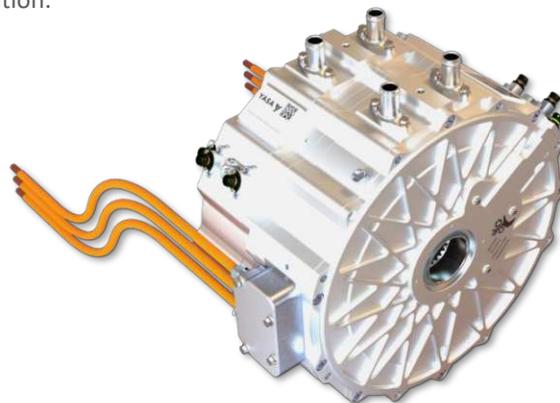


Options

The YASA 750R Series are available with a range of performance options, motor-controllers and accessories. Please contact us with your requirements on: +44 1865 952100 (option 1) or by email to sales@yasa.com so that we help choose the best solution for your application.



YASA Si400 Controller
1st in series of lightweight YASA controllers



2x YASA 750R 10.5T Stack
1580Nm, 400kW peak

Specification

ADVANCE DATA. SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE.

All specifications are typical and based on dynamometer test data with coolant at 60°C (inlet), 20 l/m and in a 30°C ambient unless stated otherwise. Continuous ratings with 40°C coolant at inlet. Actual performance will vary with controller choice and drive cycle as well as cooling and installation details.

Anhang B

KISSsys Berechnungen, Twin-Turbinen-Antrieb

KISSsoft – student license (not for commercial use) _____ KISSsoft Release 2021 -SP4 _____
Datei: _____

Name : _____
Geändert von: Manual am: 09.09.2022 um: 16:10:28

Twin-Turbinen-Antrieb

Power inputs:

__O.Input1	Speed [1/min]	6000
	Torque [Nm]	678
	Power [kW]	426
__O.Input2	Speed [1/min]	6000
	Torque [Nm]	678
	Power [kW]	426

Power outputs:

__O.OutputMainRotor	Speed [1/min]	-381.964
	Torque [Nm]	14700.292
	Power [kW]	588
__O.OutputTailRotor	Speed [1/min]	3848.276
	Torque [Nm]	-655.102
	Power [kW]	264

Inhalt

__O.GearBox.GearPair_12.GearPair_12_calc	3
__O.GearBox.GearPair_34.GearPair_34_calc	5
__O.GearBox.GearPair_45.GearPair_45_calc	6
__O.GearBox.GearPair_48.GearPair_48_calc	7
__O.GearBox.GearPair_67.GearPair_67_calc	8
__O.GearBox.GearPair_910.GearPair_910_calc	10
__O.GearBox.InputShaft1.InputShaft1_calc	12
__O.GearBox.InputShaft2.InputShaft2_calc	14
__O.GearBox.IntermediateShaft1.IntermediateShaft1_calc	16
__O.GearBox.IntermediateShaft2.IntermediateShaft2_calc	18
__O.GearBox.IntermediateShaftTR.IntermediateShaftTR_calc	20
__O.GearBox.MainRotorShaft.MainRotorShaft_calc	22
__O.GearBox.TailRotorDriveShaft.TailRotorDriveShaft_calc	25

_O.GearBox.GearPair_12.GearPair_12_calc

1 Übersicht

Rechenmethode: Kegelräder ISO 10300:2014, Methode B1
Geometrieberechnung nach Methode 0, ISO 23509:2016
Standard, Bild 1 (Kopf-, Teil- und Fusskegel-Spitze in einem Punkt)

Leistung (kW)	[P]	426.000
Drehzahl (1/min)	[n]	6000.0 1725.0
Drehmoment (Nm)	[T]	678.0 2358.3
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00
Achsversatz (mm)	[a]	0.000
Normalmodul Mitte (mm)	[m]	3.4780
Schärgungswinkel Mitte (°)	[βm]	25.3000
Zähnezahl	[z]	23 80
Zahnbreite (mm)	[b]	50.00 50.00

1.1 Zahngeometrie

Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFP/σF]	1.38	1.25
Normalkraft (N)	[Fn]	18039.17	
Sicherheit für Flankenpressung	[SH=σHP/σH]	1.06	1.10
Sicherheitsfaktor für Fressen, Bliztemperatur	[SB]	2.301	
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSint]	3.538	
END WITHOUT IF			
Komite nicht berechnet werden.			
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	%10.2f	{ZS.SSi.Flanke}
Geforderte Lebensdauer	[H]	%10.2f	{ZS.H}
Solidsicherheit Verschleiss	[SWmin]	%10.2f	{ZS.SSi.VerschleissSch}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	%10.3f	{ZS.Hatt}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	%10.0f	{ZS.Hatt}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	>%10.0f	{1000000}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO			
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO			
Zuverlässigkeit nicht berechnet.			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}			

FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
Zuverlässigkeit nicht berechnet.
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}

_O.GearBox.GearPair_34.GearPair_34_calc

1 Übersicht

Rechenmethode		ISO 6336:2019	Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	[P]		426.000	
Drehzahl (1/min)	[n]		1725.0	382.0
Drehmoment (Nm)	[T]		2358.3	10650.2
Anwendungsfaktor	[KA]		1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]		20000.00	
Drehrichtung Rad 1:		im Uhrzeigersinn		
Achsabstand (mm)	[a]		246.000	
Normalmodul (mm)	[mm]		2.8300	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]			
Zähnezahl	[z]		31	140
Zahnbreite (mm)	[b]		78.19	58.51
Breitenfaktoren - Flanke	[KHβ]			1.041
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFG/σF]		0.87	0.72
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]		0.81	0.83
Sicherheit für Pressung, oHG/ohBD Einzeleingriff	[SHBD]		0.75	0.77
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]			3.230
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSInt]			2.507
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]			1.00
Geforderte Lebensdauer	[H]			20000.00
Lebensdauer System (h)	[Hatt]			1.071

_O.GearBox.GearPair_45.GearPair_45_calc

1 Übersicht

Rechenmethode		ISO 6336:2019	Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	[P]		264.000	
Drehzahl (1/min)	[n]		382.0	1844.0
Drehmoment (Nm)	[T]		6600.1	1387.2
Anwendungsfaktor	[KA]		1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]		20000.00	
Drehrichtung Rad 1:		gegen den Uhrzeigersinn		
Achsabstand (mm)	[a]		245.000	
Normalmodul (mm)	[mm]		2.8300	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]			
Zähnezahl	[z]		140	29
Zahnbreite (mm)	[b]		58.51	56.63
Breitenfaktoren - Flanke	[KHβ]			1.053
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFG/σF]		0.96	1.09
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]		0.96	0.92
Sicherheit für Pressung, oHG/ohBD Einzeleingriff	[SHBD]		0.89	0.85
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]			2.742
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSInt]			1.917
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]			1.00
Geforderte Lebensdauer	[H]			20000.00
Lebensdauer System (h)	[Hatt]			11.718

_O.GearBox.GearPair_48.GearPair_48_calc

1 Übersicht

Rechenmethode ISO 6336:2019

Leistung (kW)	[P]	426.000	Rad 2 -
Drehzahl (1/min)	[n]	1725.0	382.0
Drehmoment (Nm)	[T]	2358.3	10650.2
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:			im Uhrzeigersinn
Achsabstand (mm)	[a]	245.000	
Normalmodul (mm)	[m]	2.8300	
Schätzwinkel am Teilkreis (°)	[β]	7.3000	
Zähnezahl	[z]	31	140
Zahnbreite (mm)	[b]	80.55	58.51

Breitenfaktoren - Flanke	[K _{Hβ}]	1.041	
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σ _F /σ _F]	0.89	0.76
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SH _w]	0.81	0.83
Sicherheit für Pressung, oHG/oHD Einzeleingriff	[SH _{BD}]	0.75	0.77
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]	2.975	
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SS _{Int}]	2.478	
Solidsicherheit Zahnflanke	[SH _{min}]	1.00	
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00	
Lebensdauer System (h)	[H _{eff}]	1.457	

_O.GearBox.GearPair_67.GearPair_67_calc

1 Übersicht

Rechenmethode Kegelfläder ISO 10300:2014, Methode B1

Geometrieberechnung nach Methode 0, ISO 23509:2016

Standard, Bild 1 (Kopf-, Teil- und Fusskegel-Spitze in einem Punkt)

Leistung (kW)	[P]	264.000	
Drehzahl (1/min)	[n]	3848.3	1844.0
Drehmoment (Nm)	[T]	655.1	1367.2
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25	
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00	
Achsversatz (mm)	[e]	0.000	
Normalmodul (mm)	[m]	2.1420	
Schätzwinkel Mitte (°)	[β _m]	29.0000	
Zähnezahl	[z]	23	48
Zahnbreite (mm)	[b]	20.00	20.00

1.1 Zahngeometrie

Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σ _F /σ _F]	0.26	0.24
Normalkraft (N)	[F _n]	28301.27	0.45
Sicherheit für Flankenpressung	[SH=σ _H /σ _H]	0.44	
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]	0.561	
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SS _{Int}]	1.841	
END WITHOUT IF			
Kommt nicht berechnet werden.			
Solidsicherheit Zahnflanke	[SH _{min}]	%10.2f	{ZS,SSI,Flanke}
Geforderte Lebensdauer	[H]	%10.2f	{ZS,H}
Solidsicherheit Verschleiss	[SW _{min}]	%10.2f	{ZS,SSI,VerschleissSch}
Lebensdauer System (h)	[H _{eff}]	%10.3f	{ZS,Heff}
Lebensdauer System (h)	[H _{eff}]	%10.0f	{ZS,Heff}
Lebensdauer System (h)	[H _{eff}]	>%10.0f	{1000000}
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO			
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO			
Zuverlässigkeit nicht berechnet.			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			
FOR bin=0 TO % BY 1 DO {ZSLK,Anz}			


```

FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
Zuverlässigkeit nicht berechnet.
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS, LK, Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS, LK, Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS, LK, Anz}
ELS
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS, LK, Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS, LK, Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS, LK, Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS, LK, Anz}
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
Zuverlässigkeit nicht berechnet.
FOR nr=0 TO %i BY 1 DO {ZS, AnzRad}

```

_O.GearBox.InputShaft1.InputShaft1_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'InputShaft1'

Zielfunktion: 0,000
 Startposition (mm): 300,000
 Länge (mm): 6000,000
 Drehzahl (1/min):
 Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
 Werkstoff: C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

```

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dfforHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT
shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex+shafts[0].outerGeoDoc.length#elementIndex)mm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dfforHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT
shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex+shafts[0].innerGeoDoc.length#elementIndex)mm

```

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling1 (Input1))

Position auf Welle (mm) [Y_{local}] 295,0000

0.2.2 Kegelnrad (KR1(GearPair_12))

Position auf Welle (mm) [Y_{local}] 70,0000

0.2.3 RollerBearing1 (SKF NJ 1009 ECP)

0.2.4 RollerBearing15 (SKF QJ 319 N2PHAS)

0.2.5 RollerBearing2 (SKF NJ 2009 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'InputShaft1' Wälzlager 'RollerBearing1'

Dynamisch äquivalente Belastung	[F]	0,15	kN
Statisch äquivalente Belastung	[F ₀]	0,15	kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0,176	µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _{nom}]	> 1000000	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{mm}]	> 1000000	h
Statistischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	336,82	

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lageringeometrie (ISO/TS 16281)
 Betriebslebensdauer - Radial [P₀] 45.000 µm
 Referenzlebensdauer [L_{ref}] > 1000000 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{mod}] > 1000000 h

0.4 'InputShaft1' Wälzlager 'RollerBearing15'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 17.41 kN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 17.41 kN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [f_{min}] 0.301 µm
 Bohr- zu Rollgeschwindigkeit [ω_s/ω_roll] 0.200

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 14839.73 h
 Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{ext}] 746886.60 h
 Statischer Sicherheitsfaktor [S_f] 19.53

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lageringeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslebensdauer - Radial [P₀] 79.637 µm
 Referenzlebensdauer [L_{ref}] 843.18 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{mod}] 12631.86 h

0.5 'InputShaft1' Wälzlager 'RollerBearing2'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 3.15 kN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 0.00 kN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [f_{min}] 0.127 µm

0.5.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 33320.60 h
 Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{ext}] > 1000000 h
 Statischer Sicherheitsfaktor [S_f] 9999.99

0.5.2 Berechnung mit geschätzter Lageringeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslebensdauer - Radial [P₀] 45.000 µm
 Referenzlebensdauer [L_{ref}] 4.95 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{mod}] 1.72 h

(*) Hinweis zu Wälzlager mit approximierter Lagergeometrie:
 Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
 Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
 Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
 Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

_O.GearBox.InputShaft2.InputShaft2_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'InputShaft2'

Zeichnung 0.000
 Startposition (mm) 300.000
 Länge (mm) 6000.000
 Drehzahl (1/min) im Uhrzeigersinn
 Drehrichtung: C45 (1)
 Werkstoff

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
 SETVAR dFofHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex*shafts[0].outerGeoDoc.length#elementIndexmm
 SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
 SETVAR dFofHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex*shafts[0].innerGeoDoc.length#elementIndexmm

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling4(Input2))

Position auf Welle (mm) [y_{von}] 295.0000

0.2.2 Kegelelrad (KR10(GearPair_910))

Position auf Welle (mm) [y_{von}] 70.0000

0.2.3 RollerBearing13 (SKF NJ 2009 ECP)

0.2.4 RollerBearing14 (SKF NJ 1009 ECP)

0.2.5 RollerBearing16 (SKF QJ 319 N2PHAS)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'InputShaft2' Wälzlager 'RollerBearing13'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 3.15 kN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 0.00 kN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [f_{min}] 0.127 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 33320.60 h
 Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{ext}] 26686.06 h
 Statischer Sicherheitsfaktor [S_f] 9999.99

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lageringeometrie (ISO/TS 16281)
 Betriebslagerspiel - Radial [P_d] 45.000 µm
 Referenzlebensdauer [L_{ref}] 4.95 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{mod}] 0.83 h

0.4 'InputShaft2' Wälzlager 'RollerBearing14'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 0.15 kN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 0.15 kN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.176 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] > 1000000 h
 Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{mod}] > 1000000 h
 Statistischer Sicherheitsfaktor [S_f] 336.82

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lageringeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslagerspiel - Radial [P_d] 45.000 µm
 Referenzlebensdauer [L_{ref}] > 1000000 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{mod}] > 1000000 h

0.5 'InputShaft2' Wälzlager 'RollerBearing16'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 17.41 kN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 17.41 kN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.301 µm
 Bohr- zu Rollgeschwindigkeit [ω_s/ω_roll] 0.200

0.5.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 14839.73 h
 Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{mod}] 189742.64 h
 Statistischer Sicherheitsfaktor [S_f] 19.53

0.5.2 Berechnung mit geschätzter Lageringeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslagerspiel - Radial [P_d] 79.637 µm
 Referenzlebensdauer [L_{ref}] 843.18 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{mod}] 2176.45 h

(*) Hinweis zu Wälzlager mit approximierter Lagergeometrie:
 Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
 Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
 Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
 Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

**_O.GearBox.IntermediateShaft.IntermediateShaft_c
alc**

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaft'

Zeichnung 0.000
 Startposition (mm) 500.000
 Länge (mm) 1725.000
 Drehzahl (1/min) im Uhrzeigersinn
 Drehrichtung: C45 (1)
 Werkstoff

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@JUNKNOW DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
 SETVAR dForHeader = (@JUNKNOW DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @JUNKNOW DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex+shafts[0].outerGeoDoc.length#elementIndex)mm
 SETVAR nameForHeader = (@JUNKNOW DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
 SETVAR dForHeader = (@JUNKNOW DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @JUNKNOW DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex+shafts[0].innerGeoDoc.length#elementIndex)mm

0.2.1 Kegelelrad (KR2(GearPair_12))

Position auf Welle (mm) [y_{axis}] 150.0000

0.2.2 Stirnrad (ZR3)

Position auf Welle (mm) [y_{axis}] 300.0000

0.2.3 RollerBearing3 (SKF NUP 2315 ECP)

0.2.4 RollerBearing4 (SKF N 315 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'IntermediateShaft' Wälzlager 'RollerBearing3'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 42.08 kN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 42.08 kN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.111 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 14817.81 h
 Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{mod}] 7244.41 h
 Statistischer Sicherheitsfaktor [S_f] 9.51

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lageringengeometrie (ISO/TS 16281)

Betrieblagerspiel - Radial	[P ₀]	57.500	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	3396.88	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	969.19	h

0.4 'IntermediateShaft' Wälzlager 'Roller Bearing'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	17.84	KN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	17.84	KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.116	µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	93457.14	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	65134.78	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	14.85	

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lageringengeometrie (ISO/TS 16281)

Betrieblagerspiel - Radial	[P ₀]	57.500	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	159841.02	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	74338.71	h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

0. GearBox.IntermediateShaft2.IntermediateShaft2
_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaft2'

Zeichnung		0.000
Startposition (mm)		500.000
Länge (mm)		1725.000
Drehzahl (1/min)		
Drehrichtung:	im Uhrzeigersinn	
Werkstoff	C45 (1)	

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@JUNKOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = @JUNKOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex]mm ... @JUNKOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex]shaft[0].outerGeoDoc.length#elementIndex]mm
SETVAR nameForHeader = (@JUNKOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = @JUNKOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex]mm ... @JUNKOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex]shaft[0].innerGeoDoc.length#elementIndex]mm

0.2.1 Kegelelrad (KR9(GearPair_910))

Position auf Welle (mm)	[y _{axial}]	150.0000
-------------------------	-----------------------	----------

0.2.2 Stirnrad (ZR8)

Position auf Welle (mm)	[y _{axial}]	300.0000
-------------------------	-----------------------	----------

0.2.3 Roller Bearing11 (SKF N 315 ECM)

0.2.4 Roller Bearing12 (SKF NUP 2315 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'IntermediateShaft2' Wälzlager 'Roller Bearing11'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	2374	KN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	2374	KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.112	µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	36074.09	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	19966.62	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	11.16	

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betrieblagerspiel - Radial	[P ₀]	57.500	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	66209.01	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	27852.34	h

0.4 'IntermediateShaft2' Wälzlager 'RollerBearing12'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	36.19	KN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	36.19	KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.113	µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	24492.48	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	13344.23	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	11.05	

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betrieblagerspiel - Radial	[P ₀]	57.500	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	8772.81	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	2877.91	h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

O.GearBox.IntermediateShaftTR.IntermediateShaftTR_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaftTR'

Zeichnung		0.000
Startposition (mm)		465.000
Länge (mm)		1843.966
Drehzahl (1/min)		
Drehrichtung:	im Uhrzeigersinn	
Werkstoff	C45 (1)	

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@JUNKNOW DATADICTION shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = @JUNKNOW DATADICTION shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex]mm ... @JUNKNOW DATADICTION shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex]shaft[0].outerGeoDoc.length#elementIndex]mm
SETVAR nameForHeader = (@JUNKNOW DATADICTION shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = @JUNKNOW DATADICTION shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex]mm ... @JUNKNOW DATADICTION shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex]shaft[0].innerGeoDoc.length#elementIndex]mm

0.2.1 Kegeelrad (KR6(GearPair_67))

Position auf Welle (mm)	[y _{heel}]	300.0000
-------------------------	----------------------	----------

0.2.2 Stirnrad (ZRS)

Position auf Welle (mm)	[y _{heel}]	150.0000
-------------------------	----------------------	----------

0.2.3 RollerBearing7 (KRW NJG2315VH)

0.2.4 RollerBearing8 (SKF NU 315 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'IntermediateShaftTR' Wälzlager 'RollerBearing7'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	30.01	KN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	30.01	KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.121	µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	49920.31	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	40517.82	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	15.96	

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagermengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslagerspiel - Radial	[P ₀]	57.500	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	12319,28	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	4563,28	h

0.4 'IntermediateShaftTR' Wälzlager 'RollerBearing6'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	26.88	kN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	26.88	kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.115	µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	22321,77	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	11992,99	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	9,86	

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagermengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslagerspiel - Radial	[P ₀]	57.500	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	43161,55	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	18180,25	h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann dabei von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

_O.GearBox.MainRotorShaft.MainRotorShaft_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'MainRotorShaft'

Zählung		0.000
Startposition (mm)		550.000
Länge (mm)		381.964
Drehzahl (1/min)		
Drehrichtung:	gegen den Uhrzeigersinn	
Werkstoff	C45 (1)	

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex*shafts[0].outerGeoDoc.length#elementIndexmm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex*shafts[0].innerGeoDoc.length#elementIndexmm

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling2/OutputMainRotor)

Position auf Welle (mm)	[Y _{local}]	5.0000
-------------------------	-----------------------	--------

0.2.2 Stirnrad (ZR4(90.0))

Position auf Welle (mm)	[Y _{local}]	350.0000
-------------------------	-----------------------	----------

0.2.3 Stirnrad (ZR4(-0.0))

Position auf Welle (mm)	[Y _{local}]	350.0000
-------------------------	-----------------------	----------

0.2.4 Stirnrad (ZR4(-90.0))

Position auf Welle (mm)	[Y _{local}]	350.0000
-------------------------	-----------------------	----------

0.2.5 RollerBearing17 (FAG QJ1024-N2-MPA)

0.2.6 RollerBearing5 (SKF N 1024 KTN9/HC5SP)

0.2.7 RollerBearing6 (FAG QJ1024-N2-MPA)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'MainRotorShaft' Wälzlager 'RollerBearing17'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	14.38	kN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	14.38	kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.041	µm

Bohr- zu Rollgeschwindigkeit	[$\omega_{s/roll}$]	0,104
0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281		
Nominelle Lagerlebensdauer	[L_{10}]	44694,03 h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L_{10m}]	10034,71 h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S_0]	13,90
0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagermengeometrie (ISO/TS 16281)		
Betrieblagerspiel - Radial	[P_d]	86,374 μm
Referenzlebensdauer	[L_{ref}]	44774,55 h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L_{10m}]	10054,49 h
0.4 'MainRotorShaft' Wälzlager 'RollerBearings'		
Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	25,37 kN
Statisch äquivalente Belastung	[P_0]	21,43 kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h_{min}]	0,041 μm
0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281		
Nominelle Lagerlebensdauer	[L_{10}]	11195,26 h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L_{10m}]	1538,19 h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S_0]	9,15
0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagermengeometrie (ISO/TS 16281)		
Betrieblagerspiel - Radial	[P_d]	70,000 μm
Referenzlebensdauer	[L_{ref}]	14185,44 h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L_{10m}]	1880,60 h
0.5 'MainRotorShaft' Wälzlager 'RollerBearings'		
Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	0,00 kN
Statisch äquivalente Belastung	[P_0]	0,00 kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h_{min}]	nan μm
Bohr- zu Rollgeschwindigkeit	[$\omega_{s/roll}$]	0,000
0.5.1 Ergebnisse nach ISO 281		
Nominelle Lagerlebensdauer	[L_{10}]	> 1000000 h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L_{10m}]	> 1000000 h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S_0]	9999,99
0.5.2 Berechnung mit geschätzter Lagermengeometrie (ISO/TS 16281)		
Betrieblagerspiel - Radial	[P_d]	86,374 μm
Referenzlebensdauer	[L_{ref}]	> 1000000 h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L_{10m}]	> 1000000 h

(* Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.

Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und CO (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

O.GearBox. TailRotorDriveShaft. TailRotorDriveShaf t_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'TailRotorDriveShaft'

Zeichnung
Startposition (mm) 0.000
Länge (mm) 400.000
Drehzahl (1/min) 3648.276
Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name{#elemIndex})
SETVAR dForHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{#elemIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{#elemIndex}+shafts[0].outerGeoDoc.length{#elemIndex}mm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name{#elemIndex})
SETVAR dForHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{#elemIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{#elemIndex}+shafts[0].innerGeoDoc.length{#elemIndex}mm

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling3(OutputTailRotor))

Position auf Welle (mm) [y_{coord}] 395.0000

0.2.2 Kegelelrad (KR7(GearPair_67))

Position auf Welle (mm) [y_{coord}] 10.0000

0.2.3 RollerBearing10 (Koyo 7411BDB FY)

0.2.4 RollerBearing6 (Koyo 46T30311JR/57)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'TailRotorDriveShaft' 'Wälzlager' 'RollerBearing10'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 16.88 kN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 12.04 kN

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L₁₀] 10119.31 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 12.70

0.4 'TailRotorDriveShaft' 'Wälzlager' 'RollerBearing9'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 27.01 kN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 27.01 kN

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L₁₀] 16408.60 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 12.62

Anhang C

KISSsys Berechnungen, E-Antrieb mit direkter Leistungseinbringung

E-Antrieb mit direkter Leistungseinbringung

Power inputs:

_O.InputE1	Speed [1/min]	3250
	Torque [Nm]	617.031
	Power [kW]	210
_O.InputE2	Speed [1/min]	3250
	Torque [Nm]	617.031
	Power [kW]	210
_O.InputE3	Speed [1/min]	3250
	Torque [Nm]	617.031
	Power [kW]	210

Power outputs:

_O.OutputMainRotor	Speed [1/min]	-394.643
	Torque [Nm]	14228.02
	Power [kW]	588
_O.OutputTailRotor	Speed [1/min]	-3976.012
	Torque [Nm]	100.873
	Power [kW]	42

Inhalt

- _O.MainBox.AddShaft_AddShaft_calc 3
- _O.MainBox.GearPair_34.GearPair_34_calc 5
- _O.MainBox.GearPair_411.GearPair_411_calc 6
- _O.MainBox.GearPair_45.GearPair_45_calc 7
- _O.MainBox.GearPair_48.GearPair_48_calc 8
- _O.MainBox.GearPair_67.GearPair_67_calc 9
- _O.MainBox.IntermediateShaft1.IntermediateShaft1_calc 11
- _O.MainBox.IntermediateShaft2.IntermediateShaft2_calc 13
- _O.MainBox.IntermediateShaftTR.IntermediateShaftTR_calc 15
- _O.MainBox.MainRotorShaft.MainRotorShaft_calc 17
- _O.MainBox.TailRotorShaft.TailRotorShaft_calc 19

_O.MainBox.AddShaft.AddShaft_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'AddShaft'

Zeichnung
Startposition (mm) 0.000
Länge (mm) 220.000
Drehzahl (1/min) 3250.000
Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elemIndex)
SETVAR oforHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elemIndex|mm ... @UNKNOWN/DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elemIndex|mm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.length#elemIndex|mm
SETVAR oforHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elemIndex|mm ... @UNKNOWN/DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elemIndex|mm
SETVAR oforHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.length#elemIndex|mm

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling4(InputE3))

Position auf Welle (mm) [y_{total}] 215.0000

0.2.2 Stirnrad (ZR11)

Position auf Welle (mm) [y_{total}] 100.0000

0.2.3 Roller-Bearing11 (SKF NJG 2308 VH)

0.2.4 Roller-Bearing12 (SKF NJ 2308 ECP)

Wälzlagerstärkigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'AddShaft' Wälzlager 'Roller-Bearing11'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 13.93 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 13.93 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.153 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 12634.06 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{nm}] 9051.13 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 11.20

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslägerstärkigkeit - Radial [Pd] 37.500 µm
Referenzlebensdauer [L_{nm}] 12169.50 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{nm}] 5657.28 h

0.4 'AddShaft' Wälzlager 'Roller-Bearing12'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 11.65 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 11.65 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.145 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 15524.51 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{nm}] 10210.07 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 10.30

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslägerstärkigkeit - Radial [Pd] 37.500 µm
Referenzlebensdauer [L_{nm}] 22501.89 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{nm}] 10441.04 h

(*) Hinweis zu Wälzlägern mit approximierter Lagergeometrie:

Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.

Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und CO (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.

Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.

Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagerstärkigkeit bewirken.

_O.MainBox.GearPair_34.GearPair_34_calc

1 Übersicht

Rechenmethode	ISO 6336:2019	Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	[P]	210.000	
Drehzahl (1/min)	[n]	3250.0	394.6
Drehmoment (Nm)	[T]	617.0	5081.4
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:	im Uhrzeigersinn		
Achsabstand (mm)	[a]	240.000	
Normalmodul (mm)	[m]	3.0000	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]	7.3000	
Zähnezahl	[z]	17	140
Zahnbreite (mm)	[b]	51.05	49.49
Breitenfaktoren - Flanke	[KHβ]		1.064
Sicherheitsfaktor für Zahntusspannung	[SF=σFGσF]	1.33	1.23
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]	0.83	0.85
Sicherheit für Pressung, ohGloHBD Einzelengriff	[SHBD]	0.76	0.80
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]		2.604
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSint]	2.228	
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	1.00	
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00	
Lebensdauer System (h)	[Hatt]		39.680

_O.MainBox.GearPair_411.GearPair_411_calc

1 Übersicht

Rechenmethode	ISO 6336:2019	Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	[P]	210.000	
Drehzahl (1/min)	[n]	3250.0	394.6
Drehmoment (Nm)	[T]	617.0	5081.4
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:	im Uhrzeigersinn		
Achsabstand (mm)	[a]	240.000	
Normalmodul (mm)	[m]	3.0000	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]	7.3000	
Zähnezahl	[z]	17	140
Zahnbreite (mm)	[b]	58.62	49.49
Breitenfaktoren - Flanke	[KHβ]		1.064
Sicherheitsfaktor für Zahntusspannung	[SF=σFGσF]	1.45	1.20
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]	0.82	0.84
Sicherheit für Pressung, ohGloHBD Einzelengriff	[SHBD]	0.76	0.79
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]		2.894
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSint]	2.212	
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	1.00	
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00	
Lebensdauer System (h)	[Hatt]		33.185

_O.MainBox.GearPair_45_calc

1 Übersicht

Rechenmethode: DIN 3990:1987 Methode B

	Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	42.000	
Drehzahl (1/min)	1905.2	394.6
Drehmoment (Nm)	210.5	1016.3
Anwendungsfaktor		1.25
Geforderte Lebensdauer (h)	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:		im Uhrzeigersinn
Achsabstand (mm)		286.000
Normalmodul (mm)		3.0000
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)		7.3000
Zähnezahl	29	140
Zahnbreite (mm)	34.09	49.49
Breitenfaktoren - Flanke		1.220
Sicherheitsfaktor für Zahntusspannung	3.50	3.90
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	1.82	1.82
Sicherheit für Pressung, ohGloHBD Einzelengriff	1.78	1.82
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur		12.384
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)		4.278
Solidsicherheit Zahnflanke		1.00
Geforderte Lebensdauer		20000.00
Lebensdauer System (h)		> 1000000

_O.MainBox.GearPair_48_calc

1 Übersicht

Rechenmethode: DIN 3990:1987 Methode B

	Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	210.000	
Drehzahl (1/min)	3250.0	394.6
Drehmoment (Nm)	617.0	5081.4
Anwendungsfaktor		1.25
Geforderte Lebensdauer (h)	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:		im Uhrzeigersinn
Achsabstand (mm)		240.000
Normalmodul (mm)		3.0000
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)		7.3000
Zähnezahl	17	140
Zahnbreite (mm)	57.70	49.49
Breitenfaktoren - Flanke		1.069
Sicherheitsfaktor für Zahntusspannung	1.54	1.25
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	0.95	0.95
Sicherheit für Pressung, ohGloHBD Einzelengriff	0.93	0.95
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur		2.903
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)		2.204
Solidsicherheit Zahnflanke		1.00
Geforderte Lebensdauer		20000.00
Lebensdauer System (h)		17.263

_O.MainBox.GearPair_67.GearPair_67_calc

1.1 Übersicht

Rechenmethode Kegelräder ISO 10300:2014, Methode B1
Geometrieberechnung nach Methode 0, ISO 23509:2016
Standard, Bild 1 (Kopf-, Teil- und Fusskegel-Spitze in einem Punkt)

Leistung (kW)	[P]	42,000
Drehzahl (1/min)	[n]	3976,0 1905,2
Drehmoment (Nm)	[T]	100,9 210,5
Anwendungsfaktor	[KA]	1,25
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000,00
Achsversatz (mm)	[a]	0,000
Normalmodul Mitte (mm)	[mm]	2,1422
Schrägungswinkel Mitte (°)	[βm]	29,0000
Zähnezahl	[z]	23 48
Zahnbreite (mm)	[b]	20,00 20,00

1.1 Zahngeometrie

Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFP/σF]	1,40 1,32
Normalkraft (N)	[Fn]	4357,42
Sicherheit für Flankenpressung	[SH=σHP/σH]	1,03 1,06
Sicherheitsfaktor für Fressen, Bliztemperatur	[SB]	3,933
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSint]	3,807
END WITHOUT IF		
Komente nicht berechnet werden.		
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	%10,2f {ZS.SS1.Flanke}
Geforderte Lebensdauer	[H]	%10,2f {ZS.H}
Solidsicherheit Verschleiss	[SWmin]	%10,2f {ZS.SS1.VerschleissSch}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	%10,3f {ZS.Hatt}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	%10,0f {ZS.Hatt}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	>%10,0f {1000000}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}		

FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
Zuverlässigkeit nicht berechnet.
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}

FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
Zuverlässigkeit nicht berechnet.
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}
ELS
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS.LK.Anz}
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
Zuverlässigkeit nicht berechnet.
FOR nr=0 TO %i BY 1 DO {ZS.AnzRad}

__O.MainBox.IntermediateShaft1.IntermediateShaft1 __calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaft1'

Zeichnung 0.000
 Startposition (mm) 220.000
 Länge (mm) 3250.000
 Drehzahl (1/min) im Uhrzeigersinn
 Drehrichtung: C45 (1)
 Werkstoff

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name|elementIndex)
 SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos|elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos|elementIndex+shafts[0].outerGeoDoc.length|elementIndexmm
 SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name|elementIndex)
 SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos|elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos|elementIndex+shafts[0].innerGeoDoc.length|elementIndexmm

0.2.1 Kupplung/Motor (Couplings(InputE1))

Position auf Welle (mm) [y_{total}] 215.0000

0.2.2 Stirnrad (ZR3)

Position auf Welle (mm) [y_{total}] 100.0000

0.2.3 RollerBearing3 (SKF NJG 2308 VH)

0.2.4 RollerBearing4 (SKF NJ 2308 ECP)

Wälzlagerstärkigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 IntermediateShaft1: Wälzlager 'RollerBearing3'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 13.96 KN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 13.96 KN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.153 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 12532.02 h
 Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 8958.87 h
 Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 11.17

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslagerstapel - Radial [Pd] 37.500 µm
 Referenzlebensdauer [L_{10m}] 11715.45 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 5587.47 h

0.4 IntermediateShaft1: Wälzlager 'RollerBearing4'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 11.62 KN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 11.62 KN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.145 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 15672.40 h
 Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 10331.90 h
 Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 10.33

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslagerstapel - Radial [Pd] 37.500 µm
 Referenzlebensdauer [L_{10m}] 22552.80 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 10463.72 h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:

Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
 Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und CO (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
 Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
 Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

0_MainBox.IntermediateShaft2.IntermediateShaft2_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaft2'

Zeichnung
Startposition (mm) 0.000
Länge (mm) 220.000
Drehzahl (1/min) 3250.000
Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

```
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name|elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos|elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos|elementIndex+shafts[0].outerGeoDoc.length|elementIndex|mm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name|elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos|elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos|elementIndex+shafts[0].innerGeoDoc.length|elementIndex|mm
```

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling3(InputE2))

Position auf Welle (mm) [y_{local}] 215.0000

0.2.2 Stirnrad (ZR8)

Position auf Welle (mm) [y_{local}] 100.0000

0.2.3 RollerBearing10 (SKF NJ 2308 ECP)

0.2.4 RollerBearing9 (SKF NJG 2308 VH)

Wälzlagerstärkigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'IntermediateShaft2' Wälzlager 'RollerBearing10'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 11.63 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 11.63 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.145 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 15566.75 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 10261.31 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 10.31

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsgespindel - Radial [P₀] 37.500 µm
Referenzlebensdauer [L_{10m}] 22590.54 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 10488.34 h

0.4 'IntermediateShaft2' Wälzlager 'RollerBearing9'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 13.94 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 13.94 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.154 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 12594.92 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 9015.71 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 11.19

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsgespindel - Radial [P₀] 37.500 µm
Referenzlebensdauer [L_{10m}] 12206.28 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 5871.15 h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und CO (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

O.MainBox.IntermediateShaftTR.IntermediateShaft TR_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaftTR'

Zeichnung
Startposition (mm) 0.000
Länge (mm) 300.000
Drehzahl (1/min) 1805.172
Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

```
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name|elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos|elementIndex|mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos|elementIndex|shaft[0].outerGeoDoc.length|elementIndex|mm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name|elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos|elementIndex|mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos|elementIndex|shaft[0].innerGeoDoc.length|elementIndex|mm
```

0.2.1 Kegelelrad (KR6(GearPair_67))

Position auf Welle (mm) [y_{local}] 10.0000

0.2.2 Stirnrad (ZR5)

Position auf Welle (mm) [y_{local}] 180.0000

0.2.3 RollerBearings5 (SKF NU 2307 ECP)

0.2.4 RollerBearings6 (SKF N 207 ECP)

Wälzlagerstärkigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 IntermediateShaftTR' Wälzlager' RollerBearings5'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 8.44 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 8.44 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.089 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 40303.02 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 19461.17 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 11.61

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsgespindel - Radial [P] 37.500 µm
Referenzlebensdauer [L_n] 38440.66 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 13063.31 h

0.4 IntermediateShaftTR' Wälzlager' RollerBearings6'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 0.72 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 0.72 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.097 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] > 1000000 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] > 1000000 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 66.29

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsgespindel - Radial [P] 37.500 µm
Referenzlebensdauer [L_n] > 1000000 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] > 1000000 h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und CO (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagerstärkigkeit bewirken.

_O.MainBox.MainRotorShaft.MainRotorShaft_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'MainRotorShaft'

Zeichnung
 Startposition (mm) 0.000
 Länge (mm) 220.000
 Drehzahl (1/min) 394.643
 Drehrichtung: gegen den Uhrzeigersinn
 Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

```
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts(0).outerGeoDoc.name#elemIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts(0).outerGeoDoc.pos#elemIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT
shafts(0).outerGeoDoc.pos#elemIndex+shafts(0).outerGeoDoc.length#elemIndexmm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts(0).innerGeoDoc.name#elemIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts(0).innerGeoDoc.pos#elemIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT
shafts(0).innerGeoDoc.pos#elemIndex+shafts(0).innerGeoDoc.length#elemIndexmm
```

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling1(OutpuMainRotor))

Position auf Welle (mm) [y_{ocall}] 215.0000

0.2.2 Stirnrad (ZR4(-90.0))

Position auf Welle (mm) [y_{ocall}] 100.0000

0.2.3 Stirnrad (ZR4(180.0))

Position auf Welle (mm) [y_{ocall}] 100.0000

0.2.4 Stirnrad (ZR4(0.0))

Position auf Welle (mm) [y_{ocall}] 100.0000

0.2.5 Stirnrad (ZR4(90.0))

Position auf Welle (mm) [y_{ocall}] 100.0000

0.2.6 Roller Bearing1 (SKF NCF 2924 CV)

0.2.7 Roller Bearing2 (SKF NCF 2924 CV)

Wälzlagerstifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'MainRotorShaft' 'Wälzlager' 'Roller Bearing'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 22.47 kN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 20.68 kN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.060 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 37350.78 h
 Erwartete Lagerlebensdauer [L_{rnn}] 10486.18 h
 Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 14.03

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslastspiel - Radial [Pd] 70.000 µm
 Referenzlebensdauer [L_{rnn}] 41500.64 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{rnmn}] 9977.09 h

0.4 'MainRotorShaft' 'Wälzlager' 'Roller Bearing'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 10.37 kN
 Statisch äquivalente Belastung [P₀] 10.37 kN
 Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.063 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 490717.65 h
 Erwartete Lagerlebensdauer [L_{rnn}] 206439.06 h
 Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 27.95

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslastspiel - Radial [Pd] 70.000 µm
 Referenzlebensdauer [L_{rnn}] 425510.08 h
 Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{rnmn}] 125437.13 h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:

Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
 Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
 Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
 Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagerstifeigkeit bewirken.

Anhang D

KISSsys Berechnungen, E-Antrieb mit einer Stirnradstufe

KISSsoft – student license (not for commercial use) _____ KISSsoft Release 2021 -SP4 _____
Datei: _____

Name : Manuel
Geändert von: Manuel am: 09.09.2022 um: 15:38:08

E-Antrieb mit einer Stirnradstufe

Power inputs:

_O.InputE1		
Speed	[1/min]	3250
Torque	[Nm]	617.031
Power	[kW]	210
_O.InputE2		
Speed	[1/min]	3250
Torque	[Nm]	617.031
Power	[kW]	210
_O.InputE3		
Speed	[1/min]	3250
Torque	[Nm]	617.031
Power	[kW]	210

Power outputs:

_O.OutputMainRotor		
Speed	[1/min]	381.851
Torque	[Nm]	-14704.641
Power	[kW]	588
_O.OutputTailRotor		
Speed	[1/min]	3847.138
Torque	[Nm]	-104.252
Power	[kW]	42

Inhalt

_O.MainBox.AddShaft.AddShaft_calc	3
_O.MainBox.EMotorShaft1.EMotorShaft1_calc	5
_O.MainBox.EMotorShaft2.EMotorShaft2_calc	7
_O.MainBox.EMotorShaft3.EMotorShaft3_calc	9
_O.MainBox.GearPair_11E3.GearPair_11E3_calc	11
_O.MainBox.GearPair_34.GearPair_34_calc	12
_O.MainBox.GearPair_3E1.GearPair_3E1_calc	13
_O.MainBox.GearPair_411.GearPair_411_calc	14
_O.MainBox.GearPair_45.GearPair_45_calc	15
_O.MainBox.GearPair_48.GearPair_48_calc	16
_O.MainBox.GearPair_67.GearPair_67_calc	17
_O.MainBox.GearPair_8E2.GearPair_8E2_calc	19
_O.MainBox.IntermediateShaft1.IntermediateShaft1_calc	20
_O.MainBox.IntermediateShaft2.IntermediateShaft2_calc	22
_O.MainBox.IntermediateShaftTR.IntermediateShaftTR_calc	24
_O.MainBox.MainRotorShaft.MainRotorShaft_calc	26
_O.MainBox.TailRotorShaft.TailRotorShaft_calc	28

_O.MainBox.EMotorSahft1.EMotorSahft1_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'EMotorSahft1'

Zeichnung
Startposition (mm) 0,000
Länge (mm) 250,000
Drehzahl (1/min) 3250,000
Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name{#elemIndex})
SETVAR dForHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{#elemIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{#elemIndex}shaft[0].outerGeoDoc.length{#elemIndex}mm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name{#elemIndex})
SETVAR dForHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{#elemIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{#elemIndex}shaft[0].innerGeoDoc.length{#elemIndex}mm

0.2.1 Kupplung/Motor (CouplingE1 (InputE1))

Position auf Welle (mm) [y_{coal}] 245,0000

0.2.2 Stirnrad (ZR1E)

Position auf Welle (mm) [y_{coal}] 80,0000

0.2.3 Roller-Bearing13 (SKF NJ 310 ECP)

0.2.4 Roller-Bearing14 (SKF NUP 2210 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'EMotorSahft1' Wälzlager 'Roller-Bearing13'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 12,27 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 12,27 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0,174 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L₁₀] 12381,51 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10min}] 10233,61 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 9,13

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsläufer - Radial [Pd] 45,000 µm
Referenzlebensdauer [L₁₀] 36237,87 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10min}] 24672,09 h

0.4 'EMotorSahft1' Wälzlager 'Roller-Bearing14'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 5,98 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 5,98 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0,150 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L₁₀] 43217,35 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10min}] 45094,49 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 14,72

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsläufer - Radial [Pd] 45,000 µm
Referenzlebensdauer [L₁₀] 71367,33 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10min}] 47890,33 h

(*) Hinweis zu Wälzlägern mit approximativer Lagergeometrie:

Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und Co (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

_O.MainBox.EMotorShaft2.EMotorShaft2_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'EMotorShaft2'

Zeichnung
Startposition (mm) 0,000
Länge (mm) 250,000
Drehzahl (1/min) 3250,000
Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name{elementIndex})
SETVAR dForHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{elementIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{elementIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{elementIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{elementIndex}mm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name{elementIndex})
SETVAR dForHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name{elementIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{elementIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{elementIndex}mm... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{elementIndex}mm

0.2.1 Kupplung/Motor (CouplingE2(InputE2))

Position auf Welle (mm) [y_{total}] 245,0000

0.2.2 Stirnrad (ZR2E)

Position auf Welle (mm) [y_{total}] 80,0000

0.2.3 Roller-Bearing15 (SKF NJ 310 ECP)

0.2.4 Roller-Bearing16 (SKF NJ 2210 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'EMotorShaft2' Wälzlager 'RollerBearing15'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 12,27 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 12,27 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0,175 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 12395,17 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 10248,12 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 9,13

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsläufer - Radial [Pd] 45,000 µm
Referenzlebensdauer [L_{10m}] 36057,28 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 24532,48 h

0.4 'EMotorShaft2' Wälzlager 'RollerBearing16'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 5,98 kN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 5,98 kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0,150 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 43129,05 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 44972,86 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 14,71

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsläufer - Radial [Pd] 45,000 µm
Referenzlebensdauer [L_{10m}] 71303,82 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 47844,71 h

(*) Hinweis zu Wälzlägern mit approximierter Lagergeometrie:

Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.

Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und Co (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.

Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.

Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

_O.MainBox.EMotorShaft3.EMotorShaft3_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'EMotorShaft3'

Zeichnung
Startposition (mm) 0,000
Länge (mm) 250,000
Drehzahl (1/min) 3250,000
Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name{#elemIndex})
SETVAR dForHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{#elemIndex}mm...@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos{#elemIndex}shaft[0].outerGeoDoc.length{#elemIndex}mm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name{#elemIndex})
SETVAR dForHeader = @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{#elemIndex}mm...@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos{#elemIndex}shaft[0].innerGeoDoc.length{#elemIndex}mm

0.2.1 Kupplung/Motor (CouplingE3(InputE3))

Position auf Welle (mm) [y_{coal}] 245,0000

0.2.2 Stirnrad (ZR3E)

Position auf Welle (mm) [y_{coal}] 80,0000

0.2.3 Roller-Bearing17 (SKF NUP 310 ECP)

0.2.4 Roller-Bearing18 (SKF NUP 2210 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'EMotorShaft3' Wälzlager 'RollerBearing17'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 12,28 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 12,28 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0,174 µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 12372,68 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 10224,23 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 9,12

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsläufer - Radial [Pd] 45,000 µm
Referenzlebensdauer [L_{ref}] 36206,59 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 24639,76 h

0.4 'EMotorShaft3' Wälzlager 'RollerBearing18'

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 5,97 KN
Statisch äquivalente Belastung [P₀] 5,97 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0,150 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 43285,07 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{10m}] 45187,84 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S₀] 14,73

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebsläufer - Radial [Pd] 45,000 µm
Referenzlebensdauer [L_{ref}] 71482,24 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{10m}] 47984,03 h

(*) Hinweis zu Wälzlager mit approximierter Lagergeometrie:

Die innere Geometrie von diesem Lager ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und Co (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

_O.MainBox.GearPair_11E3.GearPair_11E3_calc

1 Übersicht

Rechenmethode ISO 6336:2019

	Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	210.000	
Drehzahl (1/min)	3250.0	1724.5
Drehmoment (Nm)	617.0	1162.9
Anwendungsfaktor	1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:	im Uhrzeigersinn	
Achsabstand (mm)	105.000	
Normalmodul (mm)	2.7500	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)		
Zähnezahl	26	49
Zahnbreite (mm)	47.39	45.82
Breitenfaktoren - Flanke	[K _{Hβ}]	1.073
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[S _F -oFG(oF)]	1.54
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[S _{HW}]	0.93
Sicherheit für Pressung, oHG/oHBD Einzeleingriff	[S _{HBD}]	0.86
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[S _B]	4.033
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[S _{SInt}]	2.655
Solidsicherheit Zahnflanke	[S _{Hmin}]	1.00
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	215

_O.MainBox.GearPair_34.GearPair_34_calc

1 Übersicht

Rechenmethode ISO 6336:2019

	Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	210.000	
Drehzahl (1/min)	1724.5	381.9
Drehmoment (Nm)	1162.9	5251.7
Anwendungsfaktor	1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:	gegen den Uhrzeigersinn	
Achsabstand (mm)	245.000	
Normalmodul (mm)	2.8300	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)		
Zähnezahl	31	140
Zahnbreite (mm)	47.09	50.83
Breitenfaktoren - Flanke	[K _{Hβ}]	1.062
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[S _F -oFG(oF)]	1.20
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[S _{HW}]	0.99
Sicherheit für Pressung, oHG/oHBD Einzeleingriff	[S _{HBD}]	0.92
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[S _B]	4.467
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[S _{SInt}]	2.903
Solidsicherheit Zahnflanke	[S _{Hmin}]	1.00
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	24.854

_O.MainBox.GearPair_3E1.GearPair_3E1_calc

1 Übersicht

Rechenmethode		ISO 6336:2019	
		Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	[P]	210.000	
Drehzahl (1/min)	[n]	3250.0	1724.5
Drehmoment (Nm)	[T]	617.0	1162.9
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:		im Uhrzeigersinn	
Achsabstand (mm)	[a]	105.000	
Normalmodul (mm)	[mm]	2.7500	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]	7.3000	
Zähnezahl	[z]	26	49
Zahnbreite (mm)	[b]	44.78	44.78
Breitenfaktoren - Flanke	[KHβ]	1.071	
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFG/σF]	1.45	1.45
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]	0.92	0.93
Sicherheit für Pressung, oHG/ohBD Einzeleingriff	[SHBD]	0.85	0.88
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]	3.968	
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSInt]	2.636	
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	1.00	
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00	
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	192	

_O.MainBox.GearPair_411.GearPair_411_calc

1 Übersicht

Rechenmethode		ISO 6336:2019	
		Rad 1	Rad 2
Leistung (kW)	[P]	210.000	
Drehzahl (1/min)	[n]	1724.5	381.9
Drehmoment (Nm)	[T]	1162.9	5251.7
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25	
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00	
Drehrichtung Rad 1:		gegen den Uhrzeigersinn	
Achsabstand (mm)	[a]	245.000	
Normalmodul (mm)	[mm]	2.8300	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]	7.3000	
Zähnezahl	[z]	31	140
Zahnbreite (mm)	[b]	50.83	50.83
Breitenfaktoren - Flanke	[KHβ]	1.067	
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFG/σF]	1.30	1.23
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]	1.03	1.05
Sicherheit für Pressung, oHG/ohBD Einzeleingriff	[SHBD]	0.96	0.98
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]	4.298	
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSInt]	2.960	
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	1.00	
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00	
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	41.559	

_O.MainBox.GearPair_45.GearPair_45_calc

1 Übersicht

Rechenmethode	ISO 6336:2019	
	----- Rad 1 -----	----- Rad 2 -
Leistung (kW)	[P]	42.000
Drehzahl (1/min)	[n]	1843.4 381.9
Drehmoment (Nm)	[T]	217.6 1050.3
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00
Drehrichtung Rad 1:	gegen den Uhrzeigersinn	
Achsabstand (mm)	[a]	240.000
Normalmodul (mm)	[mm]	2.8300
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]	7.3000
Zähnezahl	[z]	29 140
Zahnbreite (mm)	[b]	28.33 50.83
Breitenfaktoren - Flanke	[KHβ]	1.149
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFG/σF]	2.65 3.17
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]	1.38 1.45
Sicherheit für Pressung, oHG/ohBD Einzeleingriff	[SHBD]	1.31 1.39
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]	9.875
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSInt]	4.069
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	1.00
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	> 1000000

_O.MainBox.GearPair_48.GearPair_48_calc

1 Übersicht

Rechenmethode	ISO 6336:2019	
	----- Rad 1 -----	----- Rad 2 --
Leistung (kW)	[P]	210.000
Drehzahl (1/min)	[n]	1724.5 381.9
Drehmoment (Nm)	[T]	1162.9 5251.7
Anwendungsfaktor	[KA]	1.25
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00
Drehrichtung Rad 1:	gegen den Uhrzeigersinn	
Achsabstand (mm)	[a]	245.000
Normalmodul (mm)	[mm]	2.8300
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]	7.3000
Zähnezahl	[z]	31 140
Zahnbreite (mm)	[b]	50.83 50.83
Breitenfaktoren - Flanke	[KHβ]	1.067
Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFG/σF]	1.30 1.23
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]	1.03 1.05
Sicherheit für Pressung, oHG/ohBD Einzeleingriff	[SHBD]	0.96 0.98
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]	4.298
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSInt]	2.960
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	1.00
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000.00
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	41.559

_O.MainBox.GearPair_67.GearPair_67_calc

1 Übersicht

Rechenmethode: Kegelräder ISO 10300:2014, Methode B1
Geometrieberechnung nach Methode 0, ISO 23509:2016
Standard, Bild 1 (Kopf-, Teil- und Fusskegel-Spitze in einem Punkt)

Leistung (kW)	[P]	42,000
Drehzahl (1/min)	[n]	3847,1 1843,4
Drehmoment (Nm)	[T]	104,3 217,6
Anwendungsfaktor	[KA]	1,25
Geforderte Lebensdauer	[H]	20000,00
Achsversatz (mm)	[a]	0,000
Normalmodul Mitte (mm)	[m]	2,1420
Schärgungswinkel Mitte (°)	[βm]	30,0000
Zähnezahl	[z]	23 48
Zahnbreite (mm)	[b]	23,74 23,74

1.1 Zahngeometrie

Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	[SF=σFP/σF]	1,58 1,49
Normalkraft (N)	[Fn]	4503,81
Sicherheit für Flankenpressung	[SH=σHP/σH]	1,10 1,12
Sicherheitsfaktor für Fressen, Bliztemperatur	[SB]	4,602
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSint]	3,927
END WITHOUT IF		
Komnte nicht berechnet werden.		
Solidsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	%10,2f {ZS,SSi,Flanke}
Geforderte Lebensdauer	[H]	%10,2f {ZS,H}
Solidsicherheit Verschieß	[SWmin]	%10,2f {ZS,SSi,VerschleissSch}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	%10,3f {ZS,Hatt}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	%10,0f {ZS,Hatt}
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	>%10,0f {1000000}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO		
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO		
Zuverlässigkeit nicht berechnet.		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}		

FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
FOR gear=0 TO #endg BY 1 DO
Zuverlässigkeit nicht berechnet.
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}
FOR bin=0 TO %i BY 1 DO {ZS,LK,Anz}

_O.MainBox.GearPair_8E2.GearPair_8E2_calc

Übersicht

Rechenmethode ISO 6336:2019

	Rad 1	Rad 2
[P] Leistung (kW)	210.000	
[n] Drehzahl (1/min)	3250.0	1724.5
[T] Drehmoment (Nm)	617.0	1162.9
[KA] Anwendungsfaktor	1.25	
[H] Geforderte Lebensdauer (h)	20000.00	
im Uhrzeigersinn		
[a] Achsabstand (mm)	105.000	
[m] Normalmodul (mm)	2.7500	
[β] Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	7.3000	
[z] Zähnezahl	26	49
[b] Zahnbreite (mm)	56.56	56.56
[K _{Hβ}] Breitenfaktoren - Flanke	1.090	
[SF-oFG _{oF}] Sicherheitsfaktor für Zahnflussspannung	1.85	1.84
[SH _w] Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	1.03	1.05
[SH _{BD}] Sicherheit für Pressung, oHG/oHD Einzeleingriff	0.95	0.97
[SS _{int}] Sicherheitsfaktor für Pressen, Bliztemperatur	4.441	
[SH _{min}] Solidsicherheit Zahnflanke	2.829	
[H] Geforderte Lebensdauer	20000.00	
[H _{eff}] Lebensdauer System (h)	3176	

_O.MainBox.IntermediateShaft1.IntermediateShaft1_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaft1'

Zeichnung	
Startposition (mm)	0.000
Länge (mm)	300.000
Drehzahl (1/min)	1724.490
Drehrichtung:	gegen den Uhrzeigersinn
Werkstoff	C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@JUNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
 SETVAR dForHeader = @JUNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex|mm ... @JUNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex|mm ... @JUNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.length#elementIndex|mm
 SETVAR nameForHeader = (@JUNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
 SETVAR dForHeader = @JUNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex|mm ... @JUNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex|mm ... @JUNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.length#elementIndex|mm

0.2.1 Stirnrad (ZR3)

Position auf Welle (mm) [y_{0ax}] 100.0000

0.2.2 Stirnrad (ZR3_2)

Position auf Welle (mm) [y_{0ax}] 200.0000

0.2.3 RollerBearing3 (SKF NUP 2313 ECP)

0.2.4 RollerBearing4 (SKF NJG 2313 VH)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'IntermediateShaft1' Wälzlager 'RollerBearing3'

Dynamisch äquivalente Belastung	[F]	24.98	kN
Statisch äquivalente Belastung	[F ₀]	24.98	kN
Minimale Schmirteflindicke EHL	[h _{min}]	0.148	µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	32324.83	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{10m}]	32822.57	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	11.61	

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagermengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebspiel - Radial	[P ₀]	55.000	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	38134,69	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	24084,61	h

0.4 'IntermediateShaft1' Wälzlager 'RollerBearing4'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	18,75	kN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	18,75	kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0,158	µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	103152,18	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	188821,31	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	19,20	

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagermengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebspiel - Radial	[P ₀]	55.000	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	153296,60	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	149761,79	h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

**O.MainBox.IntermediateShaft2.IntermediateShaft2
_calc**

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaft2'

Zeichnung		0,000
Startposition (mm)		300,000
Länge (mm)		1724,490
Drehzahl (1/min)		
Drehrichtung:	gegen den Uhrzeigersinn	
Werkstoff	C45 (1)	

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@JUNKDOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@JUNKDOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @JUNKDOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex)shaft[0].outerGeoDoc.length#elementIndex)mm
SETVAR nameForHeader = (@JUNKDOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@JUNKDOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @JUNKDOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex)shaft[0].innerGeoDoc.length#elementIndex)mm

0.2.1 Stirnrad (ZFR8)

Position auf Welle (mm)	[y _{0axl}]	100,0000
-------------------------	----------------------	----------

0.2.2 Stirnrad (ZFR_2)

Position auf Welle (mm)	[y _{0axl}]	200,0000
-------------------------	----------------------	----------

0.2.3 RollerBearing10 (SKF NJG 2313 VH)

0.2.4 RollerBearing9 (SKF NUP 2313 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'IntermediateShaft2' Wälzlager 'RollerBearing10'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	18,74	kN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	18,74	kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0,158	µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	103304,15	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	189213,79	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	19,21	

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebspiel - Radial	[P ₀]	55.000	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	153722.23	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	150306.14	h

0.4 'IntermediateShaft2' Wälzlager 'RollerBearings'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	24.98	KN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	24.98	KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.147	µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	32291.81	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	32778.44	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	11.61	

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebspiel - Radial	[P ₀]	55.000	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	36504.56	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	22864.45	h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

O.MainBox.IntermediateShaftTR.IntermediateShaftTR_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'IntermediateShaftTR'

Zeichnung		0.000
Startposition (mm)		280.000
Länge (mm)		1843.420
Drehzahl (1/min)		
Drehrichtung:	gegen den Uhrzeigersinn	
Werkstoff	C45 (1)	

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@JUNKOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = @JUNKOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex|mm ... @JUNKOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex|shaft[0].outerGeoDoc.length#elementIndex|mm
SETVAR nameForHeader = (@JUNKOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = @JUNKOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex|mm ... @JUNKOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex|shaft[0].innerGeoDoc.length#elementIndex|mm

0.2.1 Kegeelrad (KR6(GearPair_67))

Position auf Welle (mm)	[y _{0axl}]	100.0000
-------------------------	----------------------	----------

0.2.2 Stirnrad (ZRS)

Position auf Welle (mm)	[y _{0axl}]	200.0000
-------------------------	----------------------	----------

0.2.3 RollerBearings5 (SKF NUP 207 ECP)

0.2.4 RollerBearings6 (SKF NU 207 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'IntermediateShaftTR' Wälzlager 'RollerBearings'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	3.63	KN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	3.63	KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.080	µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	82812.37	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{ext}]	39001.07	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	13.23	

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lageringengeometrie (ISO/TS 16281)
Betriebslagerspiel - Radial [P_{0j}] 37.500 µm
Referenzlebensdauer [L_{ref}] 89357.60 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{mod}] 29845.38 h

0.4 IntermediateShaftTR Wälzlager RollerBearing6

Dynamisch äquivalente Belastung [P] 5.47 KN
Statisch äquivalente Belastung [P_{0j}] 5.47 KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL [h_{min}] 0.076 µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer [L_n] 21034.57 h
Erweiterte Lagerlebensdauer [L_{ext}] 7696.12 h
Statischer Sicherheitsfaktor [S_f] 8.77

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lageringengeometrie (ISO/TS 16281)

Betriebslagerspiel - Radial [P_{0j}] 37.500 µm
Referenzlebensdauer [L_{ref}] 37394.66 h
Modifizierte Referenzlebensdauer [L_{mod}] 11307.19 h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

_O.MainBox.MainRotorShaft.MainRotorShaft_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'MainRotorShaft'

Zählung 0.000
Länge (mm) 300.000
Drehzahl (1/min) 381.851
Drehrichtung: im Uhrzeigersinn
Werkstoff C45 (1)

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex+shafts[0].outerGeoDoc.length#elementIndexmm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex+shafts[0].innerGeoDoc.length#elementIndexmm

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling) (OutputMainRotor)

Position auf Welle (mm) [Y_{locat}] 295.0000

0.2.2 Stirnrad (ZR4(-90.0))

Position auf Welle (mm) [Y_{locat}] 100.0000

0.2.3 Stirnrad (ZR4(180.0))

Position auf Welle (mm) [Y_{locat}] 100.0000

0.2.4 Stirnrad (ZR4(0.0))

Position auf Welle (mm) [Y_{locat}] 100.0000

0.2.5 Stirnrad (ZR4(90.0))

Position auf Welle (mm) [Y_{locat}] 100.0000

0.2.6 RollerBearing1 (SKF NCF 2924 CV)

0.2.7 RollerBearing2 (SKF NCF 2924 CV)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'MainRotorShaft' Wälzlager 'RollerBearing1'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	21.90	kN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	19.70	kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[f _{min}]	0.059	µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	42046.45	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{nm}]	11400.11	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	14.72	

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betrieblagerspiel - Radial	[P ₀]	70.000	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	44322.37	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{nm}]	10264.19	h

0.4 'MainRotorShaft' Wälzlager 'RollerBearing2'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	13.24	kN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	13.24	kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[f _{min}]	0.061	µm

0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	225149.90	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{nm}]	77454.81	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	21.91	

0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betrieblagerspiel - Radial	[P ₀]	70.000	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	215698.74	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{nm}]	56509.95	h

(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie:
Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen.
Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet.
Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen.
Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagersteifigkeit bewirken.

_O.MainBox.TailRotorShaft.TailRotorShaft_calc

0.1 Wellen

0.1.1 Welle 'TailRotorShaft'

Zählung		0.000
Startposition (mm)		200.000
Länge (mm)		3947.138
Drehzahl (1/min)		
Drehrichtung:	im Uhrzeigersinn	
Werkstoff	C45 (1)	

0.2 Gewichtskraft

SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dFofHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].outerGeoDoc.pos#elementIndex+shafts[0].outerGeoDoc.length#elementIndexmm
SETVAR nameForHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.name#elementIndex)
SETVAR dFofHeader = (@UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex)mm ... @UNKNOWN DATADICT shafts[0].innerGeoDoc.pos#elementIndex+shafts[0].innerGeoDoc.length#elementIndexmm

0.2.1 Kupplung/Motor (Coupling2(OutputTailRotor))

Position auf Welle (mm)	[Y _{loc}]	195.0000
-------------------------	---------------------	----------

0.2.2 Kegelnrad (KR7(GearPair_67))

Position auf Welle (mm)	[Y _{loc}]	35.0000
-------------------------	---------------------	---------

0.2.3 RollerBearing7 (SKF NU 206 ECP)

0.2.4 RollerBearing8 (SKF N 206 ECP)

Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie

0.3 'TailRotorShaft' Wälzlager 'RollerBearing7'

Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	4.23	kN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	2.92	kN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[f _{min}]	0.120	µm

0.3.1 Ergebnisse nach ISO 281

Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	10664.45	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{nm}]	4270.98	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	12.52	

0.3.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)

Betrieblagerspiel - Radial	[Pd]	32.500	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	29891.07	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	9979.30	h
0.4 TeilRotorShaft Wälzlager 'RollerBearings'			
Dynamisch äquivalente Belastung	[P]	0.88	KN
Statisch äquivalente Belastung	[P ₀]	0.88	KN
Minimale Schmierfilmdicke EHL	[h _{min}]	0.131	µm
0.4.1 Ergebnisse nach ISO 281			
Nominelle Lagerlebensdauer	[L _n]	> 1000000	h
Erweiterte Lagerlebensdauer	[L _{em}]	> 1000000	h
Statischer Sicherheitsfaktor	[S ₀]	41.27	
0.4.2 Berechnung mit geschätzter Lagerinnengeometrie (ISO/TS 16281)			
Betrieblagerspiel - Radial	[Pd]	32.500	µm
Referenzlebensdauer	[L _{ref}]	> 1000000	h
Modifizierte Referenzlebensdauer	[L _{mod}]	> 1000000	h
(*) Hinweis zu Wälzlagern mit approximierter Lagergeometrie: Die innere Geometrie von diesen Lagern ist nicht in der Datenbank eingetragen. Die Geometrie wird nach ISO 281 aus C und C0 (Angaben im Katalog des Herstellers) rückwärts gerechnet. Die Geometrie kann deshalb von der wirklichen Geometrie abweichen. Dies kann in gewissen Fällen deutliche Unterschiede bei der Wälzlagerstiftigkeit bewirken.			