

1 Gekoppelte thermische FE-Analyse und Simulation der Laufbahnbeanspruchung an einem 6MW Rotorlager

Dr.-Ing. Daniel Becker,	<i>ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH</i>
Dr.-Ing. Thomas Handreck,	<i>ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH</i>
Dr.-Ing. Bernd Lüneburg,	<i>ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH</i>
Dipl. Ing. ETH Hanspeter Dinner,	<i>EES KISSsoft GmbH</i>
Dipl. Ing. ETH Rudolf Stebler,	<i>EES KISSsoft GmbH</i>
Dipl. Ing. Annette Schröter,	<i>aerodyn d+m</i>

Die Berechnungen an einem Hauptlager für eine Windkraftanlage sind in einer Kooperation zwischen der aerodyn d+m GmbH, der EES KISSsoft GmbH sowie der ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH entstanden. Ziel ist die gemeinsame Entwicklung, die anschließende thermische FE-Analyse sowie die anwendungsorientierte Bewertung des SCD 6MW Rotorlagers basierend auf aktuellen Berechnungsverfahren wie [1] und der Erfahrung aller Beteiligten.

Die FE-Berechnungen mit dem Schwerpunkt der thermischen Einflüsse wurden durch die *EES KISSsoft GmbH* durchgeführt. Bei der *EES KISSsoft GmbH* handelt es sich um ein Schweizer Ingenieurbüro, welches sich auf Getriebebau spezialisiert hat und bereits das Getriebe für die SCD 3MW Anlage für aerodyn d+m konstruiert und getestet hat. Die Bewertung des Rotorlagers sowie die numerische Kontaktsimulation erfolgte durch die *ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH*. *ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH* ist ein weltweit führender Hersteller von Großwälzlagern, der seit rund 20 Jahren Rotorlager für Windenergieanlagen namhafter Hersteller liefert. Die bei *ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH* für Großwälzlager entwickelten FEM Programme und Fertigungsverfahren gehören zu den Schlüsseltechnologien für die wirtschaftliche Fertigung von Rotorlagern mit bis 6m Durchmesser und darüber hinaus.

2 Die SCD Windturbinen

2.1 Ein neuartiges Turbinenkonzept

Die mit dem Husum WindEnergy Award ausgezeichnete SCD Turbine der Firma aerodyn development + marketing GmbH [2] steht als Variante mit 3MW oder 6MW zur Verfügung. Beide zeichnen sich durch einen superkompakten Antriebsstrang (Super Compact Drive) aus. Die wichtigsten Teile des Antriebsstranges, Nabe, Hauptlager, Getriebe und Generator sind hoch integriert und erlauben eine Reduktion der Turmkopfmasse und eine einfachere Montage.



Abbildung 1: SCD 3MW Turbinen



Abbildung 2: Die Gondel der SCD 6MW

Der Rotor ist auf einer Nabenhöhe von 100m angebracht und weist einen Durchmesser von 140m auf. Er generiert ein Antriebsmoment von rund 5'000'000Nm und entsprechende Kippmomente und Axialkräfte, die zuverlässig vom Hauptlager und dem daran angebrachten Getriebe aufgenommen werden müssen.

2.2 Die Innovation

Die SCD Windkraftanlagen eliminieren die Nachteile beider vorherrschenden Anlagentypen, Getriebeanlagen und direktgetriebene Anlagen mit Synchron-Generator. Sie gehen neue Wege hinsichtlich Kompaktheit, Gondelgewicht und Zuverlässigkeit, um die Wirtschaftlichkeit noch weiter zu verbessern. Grundgedanke der SCD-Technology ist, die Komponenten Rotorlager, Getriebe und Generator in ca. dem gleichen Durchmesser auszuliegen, hintereinander anzuordnen und so die Gehäuse der Bauteile zur Lastübertragung vom Rotor in den Turmkopf zu verwenden. Dadurch erhält die SCD-Technology eine optimale Lastübertragung und damit den kleinstmöglichen und leichtesten Antriebstrang im Vergleich mit am Markt existierenden Techniken. Die gesamte Anlage von 2,5-3 MW hat eine Transportlänge inkl. Nabe von 7,7 m, 3,0 m Breite und 3,3 m Höhe. Die beiden Blätter werden am Boden an die Anlage montiert und dann in einem Zugvorgang auf den Turmkopf verbracht. Dieses hat insbesondere Vorteile für die sich im Bau befindliche 6 MW Offshore-Anlage. Die gesamte Montage auf See wird dadurch erheblich verkürzt und vereinfacht.

2.3 Entwicklung durch aerodyn d+m

Die aerodyn Energiesysteme GmbH als unabhängiges Ingenieurbüro mit 26 Jahren Erfahrung in der Windenergie- Anlagenentwicklung hat bereits eine Vielzahl von Innovationen hervorgebracht, die die Entwicklung der gesamten Branche beeinflusst haben. Oberstes Ziel ist dabei stets, die Wirtschaftlichkeit weiter zu verbessern d. h. die Herstellungs-, Wartungs- und Reparaturkosten zu senken sowie die Energieerträge und die Zuverlässigkeit weiter zu steigern. Die ausgegründete aerodyn development + marketing GmbH entwickelt die SCD Super Compact Drive - Technology und vergibt Lizenzen für diesen Anlagentyp.

3 Die Herausforderung Hauptlager

3.1 Aufgabe und Funktion des Hauptlagers

Für die Lagerung des Rotors von Windenergieanlagen werden zumeist Großwälzlager, ausgeführt als Kegelrollen- oder dreireihige Rollenlager, eingesetzt. Abbildung 3 zeigt schematisch dargestellt den Aufbau eines Kegelrollenlagers, welches in ähnlicher Bauform bei der SCD 6MW Turbine eingesetzt wird. Kegelrollenlager zeichnen sich allgemein durch eine hohe Tragfähigkeit und geringe elastische Verformungen zwischen Rolle und Laufbahn aus. Einreihig angeordnet übertragen sie lediglich Kräfte in eine Richtung, so dass der Einbau zumeist paarweise in spiegelbildlicher Anordnung erfolgt (vgl. Abbildung 3).

Die Innen- und Außenringe des Rotorlagers werden hierbei axial mit den Anschlusskonstruktionen verschraubt, so dass das Rotorlager im Betrieb sämtliche Lastkomponenten vom Rotor (Windlast, Schwerkraft) auf das Maschinengehäuse überträgt. Abhängig von der Belastungsrichtung wird hierbei zwischen der sogenannten Tragbahn zur Aufnahme der Hauptbelastung und der gegenüber liegenden Haltebahn unterschieden. Da neben Axial- und Radialkräften im Betrieb hohe Kippmomente resultierend aus der Gewichtskraft der Nabe übertragen werden müssen, wird aufgrund des geringen Kippspiels zumeist die O-Anordnung eingesetzt. Charakteristisch für die O-Anordnung im Vergleich zur X-Anordnung ist der große Abstand zwischen den Spitzen der Druckkegel, die jeweils von den Drucklinien gebildet werden. Beide Anordnungen weisen im Vergleich zur konventionellen Fest-Loslagerung hohe Spielfreiheit und hohe Steifigkeit auf. Letztere stellt neben der Lebensdauer aufgrund der konstruktiven Anbindung des Getriebes eine wesentliche Anforderung an das Hauptlager der SCD 6MW Windenergieanlage dar.

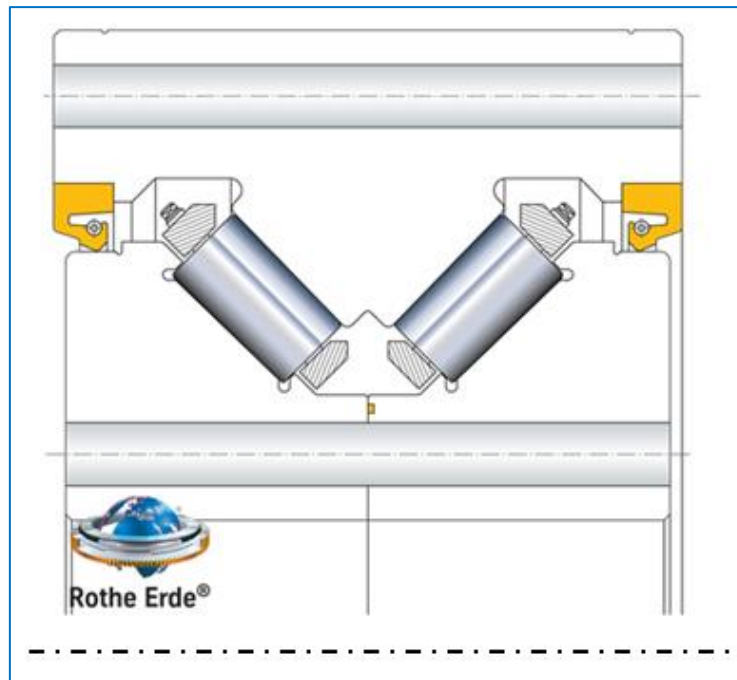


Abbildung 3: Schematische Schnittansicht eines Kegelrollenlager (Quelle: Rothe Erde GmbH), [5]

Bei dem Hauptlager der SCD 6MW Windenergieanlagen werden zur Übertragung der Belastung rund 100 Wälzkörper je Laufbahn auf einem Laufkreisdurchmesser von ca. 3 m angeordnet - allein das Hauptlager besitzt ein Gewicht von ca. 10.000 kg.

Aufgrund der eingesetzten SCD Super-Compact Drive Technology dient das Hauptlager bei der SCD 6MW Turbine weiterhin als Planetenträgerlager der langsamen Getriebestufe. Der Innenring des Hauptlagers (drehende Komponente) ist mit dem Planetenträger direkt verbunden; der Außenring des Hauptlagers wird mit dem Maschinengehäuse axial verschraubt (stehende Komponente). Das Hauptlager muss somit neben den Anforderungen an die Haltbarkeit die zusätzlichen Anforderungen an die notwendige Steifigkeit erfüllen, da sich die Getriebestufe nicht beliebig verlagern darf. Aufgrund dieser konstruktiven Beeinflussung zwischen Hauptlagersteifigkeit und Betriebsverhalten des Getriebes wird zusätzlich zum Standardvorgehen [6] die Hauptlagersteifigkeit in der Auslegung der Verzahnungsmodifikationen berücksichtigt. Abbildung 4 zeigt stark überhöht dargestellt die das Getriebe beeinflussenden, lagerinternen Verformungen unter Belastung der Nabe (rechts im Bild).

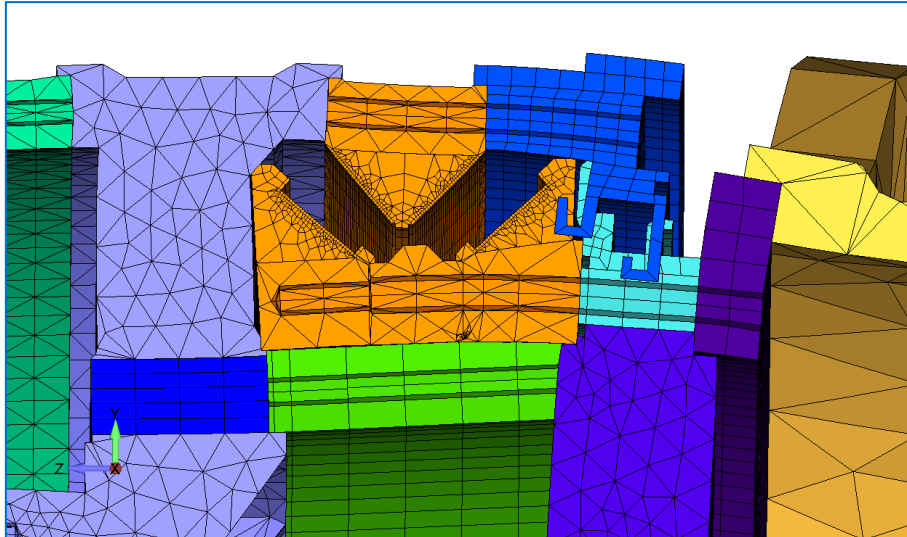


Abbildung 4: Verlagerung des Hauptlagerinnenrings zum -außenring unter Last in stark überhöhter Darstellung (Nabe rechts im Bild)

Abbildung 5 zeigt die zugehörige Lastverteilung im Zahneingriff des Planetengetriebes. Infolge der lagerinternen Deformation unter Last -bedingt durch das Abkippen des Hauptlagers (vgl. Abbildung 4) und der somit auf das Getriebe übertragenen Verschiebungen- resultiert eine exzentrische Lastverteilung über der Zahnbreite. Das simulierte Tragbild mit (Abbildung 5, rechts) bzw. ohne das Abkippen des Rotorlagers (Abbildung 5, links) unter Belastung ist dargestellt.

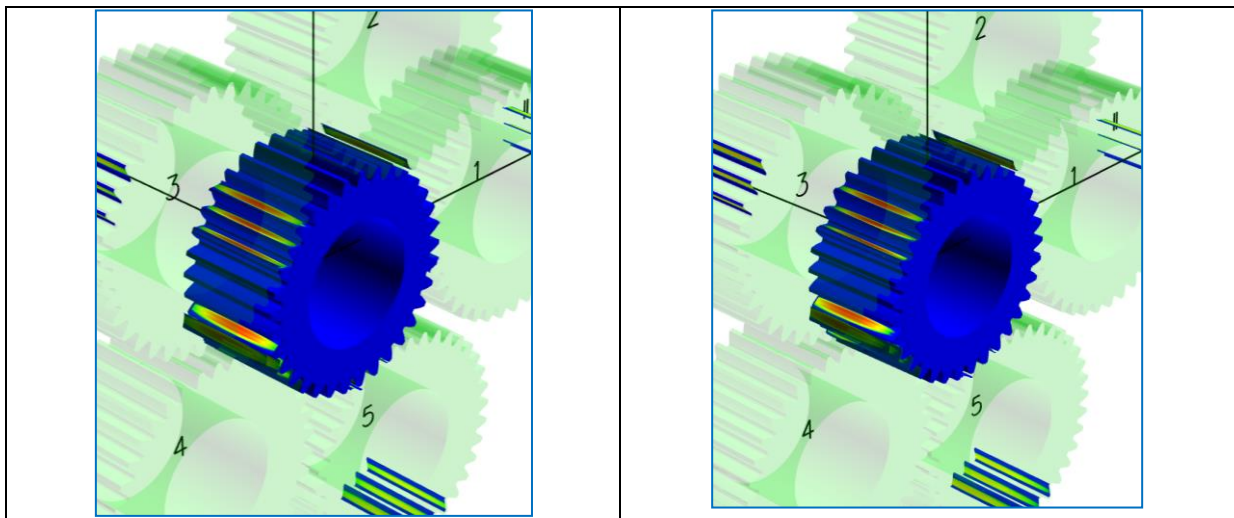


Abbildung 5: Lastverteilung auf der Sonne (blau) in Kontakt mit den fünf Planeten der langsamen Stufe. Links: Ohne Verkippen des Hauptlagers. Rechts: Mit Verkippen analog Abbildung 4. Hohlrad nicht dargestellt. Man erkennt eine leichte Verschiebung des Kontaktes

3.2 Einflussgrößen auf die Performance des Hauptlagers

Im Unterschied zu Wälzlager kleinerer Bauform, die zumeist auf Wellen montiert und mit entsprechender Steifigkeit seitens der Anschlusskonstruktionen gestützt werden, ist bei mittelfrei ausgeführten und axial verschraubten Momentenlagern die lagerinterne Lastverteilung nicht adäquat basierend auf vereinfachten analytischen Ansätzen zu bestimmen. Der Grund hierfür ist, daß sich das lagerinterne Spiel, die Schraubenvorspannkraft sowie die Steifigkeit der Anschlusskonstruktionen (vgl. Abbildung 4) in Kombination mit einem nicht-linearen Kontaktverhalten (Fugen zwischen Hauptlager und Anschlusskonstruktionen, Wälzkontakte) gegenseitig beeinflussen [7]. Bereits die Lösung *dieses* stark nichtlinearen Pro-

blems erfordert den gezielten Einsatz der FE-Methode sowie eine entsprechend angepasste Definition der thermomechanischen Randbedingungen bei der Analyse des *globalen Systems Hauptlager-Nabe-Gehäuse*.

Darüber hinaus beeinflusst insbesondere bei Linienkontakten die fertigungstechnisch eingestellte Bombierung der Wälzkörper, d. h. die Bombierungsform und -tiefe, das Tragverhalten des Wälzkontakts im Voll- und Teillastbereich. Vereinfachte analytische Ansätze, z.B. auf der Basis von *Hertz*, gehen hierbei von einer rechnerische Ersatzflächenpressung unter der Annahme einer gleichmäßigen Pressungsverteilung über der gesamten Kontaktlänge aus und berücksichtigen weder makroskopische Effekte (Schiefstellung der Wälzkörper, Pressungserhöhung an der Kante) noch tribologisch induzierte Einflussgrößen (Schub, Reibung). Für eine realitätsnahe Simulation der Laufbahnbeanspruchung des thermomechanisch hochbeanspruchten Hauptlagers ist demzufolge die Implementierung erweiterter Kontaktmodelle unumgänglich, um die Einflüsse der lagerinternen Lastverteilung auf die *lokalen Beanspruchungen des nichtlinearen Wälzkontakts* in und unterhalb der Kontaktfläche adäquat zu erfassen.

4 Der Lösungsansatz

4.1 Konzept zur Bewertung des Hauptlagers

Die Basis für die Bewertung der Belastungen und Verformungen des Hauptlagers / des Planetengetriebes sowie für die Bewertung des Laufbahnsystems stellt die thermomechanische FE-Analyse des Hauptlagers unter Berücksichtigung der Elastizitäten der relevanten Anschlusskonstruktionen dar. Da die lagerinterne Lastverteilung im Hauptlager in einem hohen Maß von den Steifigkeiten der Anschlusskonstruktionen (hier: des Maschinengehäuses, der Nabe sowie des Planetengetriebes) beeinflusst wird, sind diese Komponenten beim Aufbau des FE-Modells entsprechend zu berücksichtigen. Für die thermomechanische FE-Simulationen werden vom Anlagenbetreiber sowohl mechanische als auch thermische Belastungsszenarien bereitgestellt, die die Lagerbelastung repräsentativ abbilden. Ausgehend von den mittels FEM ermittelten individuellen Belastungen und Kippwinkeln der Wälzkörper zur Laufbahn erfolgt eine numerische Simulation des Druckfelds je Wälzkörper sowie im Anschluß eine Bewertung auf Basis der DIN ISO 26281. Abbildung 6 zeigt den Ablauf der Berechnung sowie die jeweils verwendeten Eingangsdaten schematisch dargestellt.

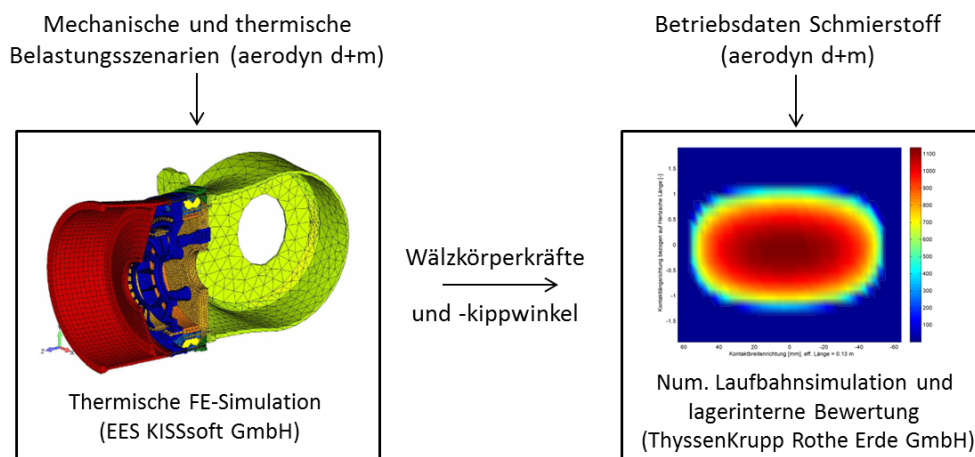


Abbildung 6: Schematische Darstellung der Kooperation zwischen der aerodyn d+m GmbH, der EES KISSsoft GmbH sowie der ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH

Die für die FE-Analyse verwendeten mechanischen und thermischen Belastungsszenarien werden im Folgenden kurz dargestellt. Die Betriebsdaten des Schmierstoffs werden vom Anlagenbetreiber bereitgestellt und bei der Berechnung entsprechend berücksichtigt.

4.2 Thermomechanische Lasten für die FE-Berechnung

Für die Durchführung der Berechnung wurden zwischen dem Turbinenbauer, dem Lagerbauer und dem Getriebeentwickler verschiedene Lastfälle, Temperaturrandbedingungen und Montagebedingungen (Lagerspiel, Schraubenvorspannung) festgelegt. Damit wurde zuerst ein breites Feld an Belastungsbedingungen im Hauptlager definiert. Aus diesem ersten Satz an Berechnungen, die nur einer vereinfachten, unten beschriebenen Auswertung unterzogen wurden, wurden dann relevante Belastungen (Rotorlasten, Temperaturen und Lagerspiele) definiert. Diese wurden dann neu berechnet und einer genaueren Analyse unterzogen. Kombiniert wurden unterschiedliche Rotorlasten, Lagerspiele, Temperaturen und Schraubenanzugsverfahren wie folgt:

Rotorlasten	Spiel vor Montage	Temperaturbedingung	Schraubenanzugsverfahren
Mittlere Betriebslast bei 12m/s Wind	Spielfrei vor Verschrauben	Kaltstart	Mit Nennvorspannung
Obere Betriebslast bei 16m/s Wind	Spielfrei nach Verschrauben	Normalbetrieb	Mit Anzugsfaktor $\alpha=1.30$
Untere Betriebslast bei 8m/s	Leichtes Spiel nach Verschrauben	Heissbetrieb	
	Mittleres Spiel nach Verschrauben	Trudeln, Kalt	
	Leichte Vorspannung nach Verschrauben	Extreme Hitze, Teillast	

Tabelle 1 Lasten für die FEM Berechnungen

5 Thermomechanische FE-Berechnung

5.1 FE-Modellierung des Wälzkontakts

Das FE-Modell lässt sich unterteilen in das Modell der Rollen und Laufbahnen und die daran angeschlossenen Teile. Die Modellierung der angeschlossenen Teilen erfolgt durch eine Vernetzung der Volumen mit parabolischen Tetraeder Elementen oder linearen „Brick“ Elementen mit acht Knoten. Die Modellierung der Rollen erfolgt durch eine Kombination von nichtlinearen Federn und Gap Elementen und ist hier beschrieben [4].

Die gesamte Rollenlänge ist um den Rundungsradius an den beiden Enden der Rolle zu reduzieren, um die tragende Rollenlänge zu bestimmen.

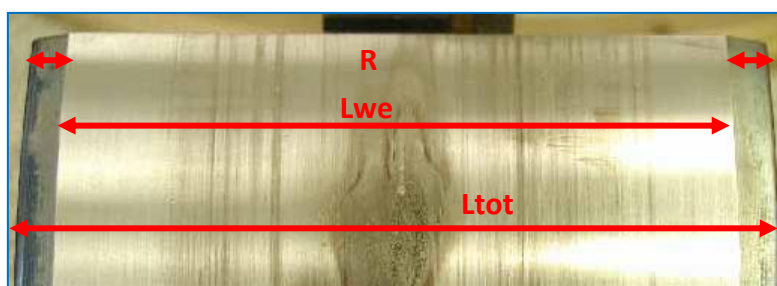


Abbildung 7 Längenverhältnisse an einem Wälzkörper

$$(1) \quad Lwe = Ltot - 2 * R$$

Der tragende Teil der Rolle soll in ns Scheiben unterteilt werden. Es wird empfohlen, mindestens 30 Scheiben zu verwenden (also nsmin=30). Die Federsteifigkeit cs einer Scheibe wird gemäss ISO/TS 16281:2008 aus der Federsteifigkeit cL der gesamten Rolle bestimmt. Diese folgt aus der experimentell bestimmten Federgleichung eines Wälzkörpers aus Stahl mit Linienberührung:

$$(2) \quad Q = c_L * \delta^{\frac{10}{9}}$$

$$(3) \quad c_L = 35948 * Lwe^{\frac{8}{9}}$$

$$(4) \quad cs = c_L / ns$$

Man beachte, dass die Steifigkeit einer Rolle (und auch einer Scheibe) nur von deren Länge abhängt, nicht aber von deren Durchmesser! Die Steifigkeit aller Scheiben ist daher gleich (sofern alle Scheiben die gleiche Breite haben), auch wenn infolge der Korrektur über die Breite der Rolle nicht alle Scheiben denselben Durchmesser haben. Dies erleichtert die Modellierung der einzelnen Scheiben in einem FEM Modell, da dann alle Elemente die gleichen Eigenschaften haben und einfach kopiert werden können. Andererseits ist das Vorgehen – die Verwendung einer konstanten Scheibenbreite – nicht effizient wenn die Spannungsüberhöhungen an den Enden der Rollen untersucht werden soll. Dann ist es sinnvoller, die Scheiben an den Enden der Rollen dünner zu halten um dort die Berechnung feiner auflösen zu können.

Bei der Verwendung einer konstanten Scheibenbreite bs, sind die x-Koordinaten des ersten Scheibenmittelpunktes und des k-ten Scheibenmittelpunktes wie folgt:

$$(5) \quad x1 = \frac{Lwe}{2 * ns} - \frac{Lwe}{ns}$$

$$(6) \quad xk = x1 + \frac{(k-1) * Lwe}{ns}$$

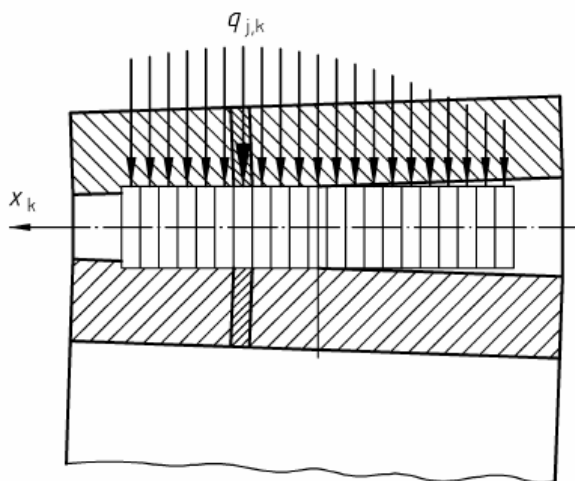


Abbildung 8 Unterteilung eines Wälzkörpers in Scheiben und deren x-Koordinate

Damit ist die Steifigkeit cs einer Scheibe s sowie deren Position bestimmt.

Die Scheiben s werden als einzelne Federn f mit Steifigkeit cs und Länge ls abgebildet. Die Länge ls ist nun zu bestimmen. Die Länge lk der Feder fk ist gleich dem tatsächlichen Rollendurchmesser an der Stelle xk. Der tatsächliche Rollendurchmesser an der Stelle xk ist

gleich dem nominellen Rollendurchmesser D_{we} minus der Korrektur $P(x_k)$ an der Stelle x_k . Nach [1] wird eine logarithmische Korrektur vorgeschlagen. Für „übliche Fälle“ wird diese Korrektur $P(x_k)$ an der Stelle x_k wie folgt vorgeschlagen:

$$(7) \quad P(x_k) = 0.00035 * D_{we} * \ln \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{2 * x_k}{L_{we}} \right)} \right)$$

$$(8) \quad l_k = D_{we} - P(x_k)$$

Die Korrektur erstreckt sich über die ganze Rollenbreite, was z.B. bei grossen Lagern mit geringer Verkippung nicht notwendig ist. Korrekturen können auch anders gewählt sein z.B. als Endrücknahme. Für die Umsetzung in einem FEM Modell werden die Federelemente mit Gap Elementen kombiniert, letztere stellen den Kontakt sicher und dienen zur Berücksichtigung der reduzierten Federlänge durch die Korrektur.

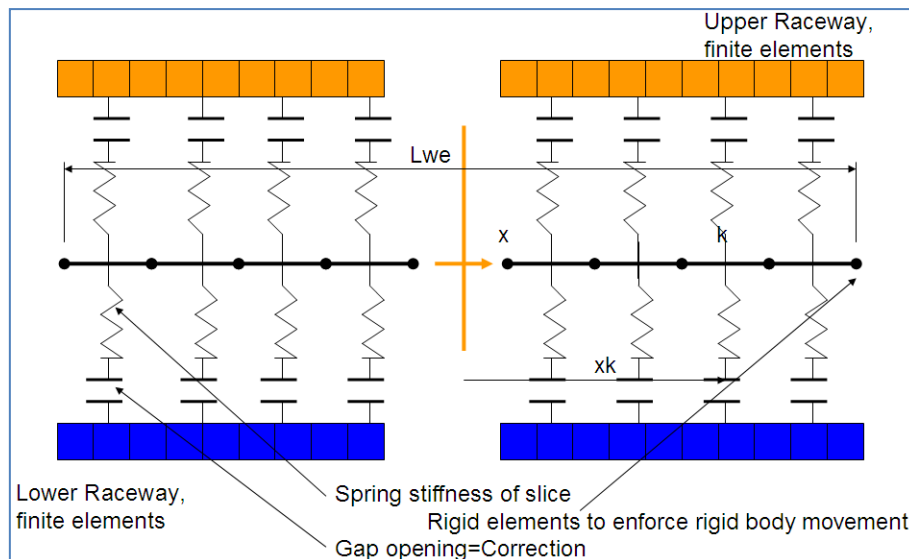


Abbildung 9 Prinzipielle Modellierung eines Wälzkörpers aus Federn und Gap-Elementen

5.2 Mechanische Randbedingungen des FE-Modells (Hr. Dinner)

Am Aussenring des Lagers wurden nun die daran befestigten Teile (Getriebegehäuse und Generatorgehäuse) angeschlossen. Diese wurden entweder über parabolische Tetraeder oder Brick Elemente modelliert. In einer ersten Rechnung zeigte sich, dass zwischen den verbundenen Teilen kein Klaffen auftritt, die Berechnung wurde danach vereinfacht und die Teile als fest verbunden modelliert. Am Innenring wurde das Submodell der Rotornabe befestigt. Auf die Modellierung der Blätter wurde verzichtet obwohl diese wahrscheinlich einen feststellbaren Einfluss auf die Nabensteifigkeit und diese wiederum auf die Lastverteilung im Lager hat. Ein Bereich von ca. $1x$ Lagerdurchmesser wurde in die Tiefe modelliert um eine realistische Einspannung zu ermöglichen.

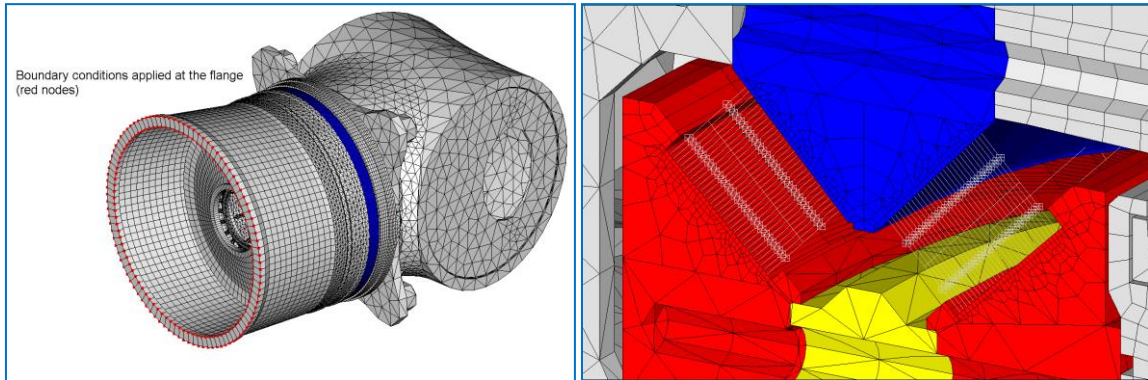


Abbildung 10 FEM Modell, erstellt für ABAQUS Solver. Links: Gesamtmodell mit Randbedingungen. Rechts: Modellierung des Hauptlagers.

Eine der wesentlichen Fragestellungen war die Untersuchung des Lagerspieles nach der Montage. Dieses setzt sich zusammen aus dem Lagerspiel und dem Vorspannen der Schrauben. Dabei wurde beachtet dass die Schraubenvorspannung variieren kann, der Einfluss der Schraubenvorspannung erwies sich als erheblich wie die Abbildung unten zeigt.

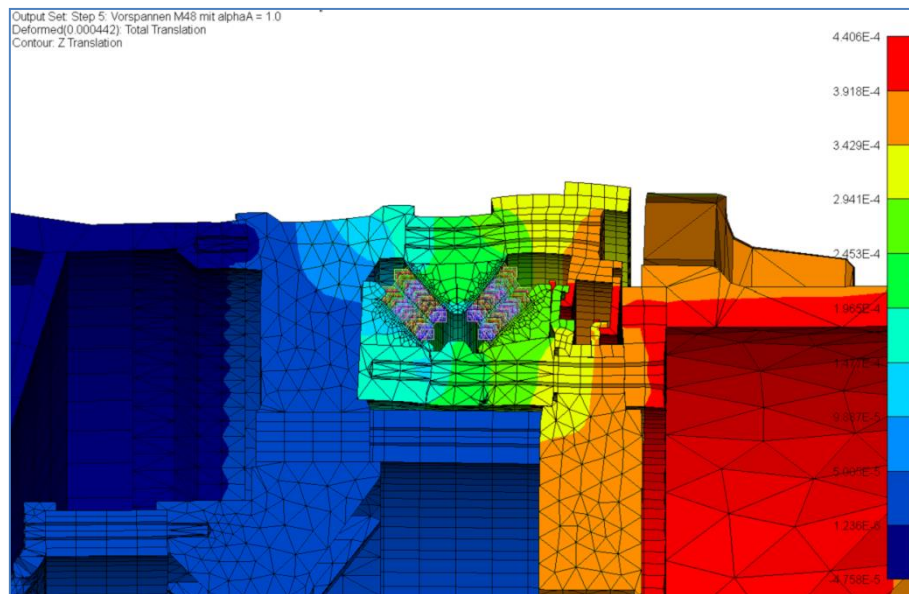


Abbildung 11 Deformation des Systems aufgrund der Schraubenvorspannung.

Es wurden insgesamt sieben Fälle für die Lagervorspannung untersucht, fünf davon wurden ausgewertet (die anderen zwei wurden durch die ausgewählten fünf mit abgedeckt). Für die Ausführung des Lagers wurde so das geeignete Lagerspiel bestimmt und umgesetzt.

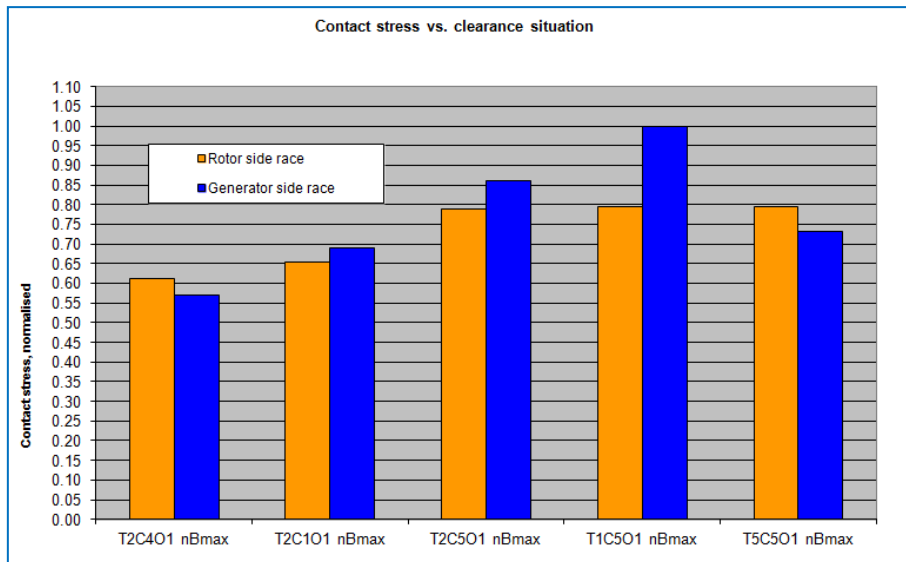


Abbildung 12 Resultierende Kontaktspannung (Maximum aller Wälzkörper) für verschiedene Lagerspiele „C4“, „C1“, „C5“ und verschiedene Schraubenvorspannungen.

5.3 Thermische Randbedingungen des FE-Modells

Da sich der innere Ring des Lagers im Getriebe befindet und durch das dort vorhandene Öl aufgeheizt wird, dehnt sich dieser aus. Der Aussenring befindet sich in der Aussenhülle der Windkraftanlage und wird je nach Aussentemperatur unterschiedlich warm. In einem zweiten Schritt wurden verschiedene Betriebszustände / Temperaturen des Getriebes und der Umgebung simuliert. Dazu wurde eine mittlere Windgeschwindigkeit, Wärmeübergangszahlen und Leitfähigkeiten angenommen um die Temperaturverteilung im gesamten FEM Modell zu ermitteln. Fünf unterschiedliche Zustände (Kaltstart, Normalbetrieb, Heissbetrieb, Trudeln im kalten Zustand und reduzierter Betrieb bei hohen Temperaturen) wurden analysiert. Aus der Temperaturverteilung wurde dann in einem zweiten Schritt eine Ausdehnung aller Komponenten berechnet, diese floss dann in die Vorspannung des Hauptlagers ein.

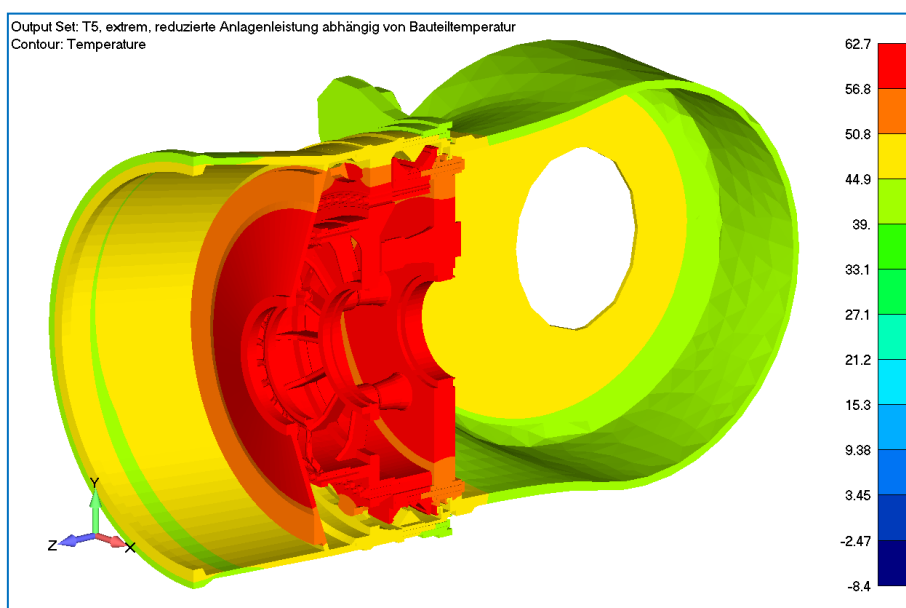


Abbildung 13 Berechnete Temperaturverteilung im Getriebe, der Nabe und dem Hauptlager

5.4 Ausgabe der Resultate

Berechnet wurden dann die Kräfte in den Federn die für die Modellierung der Wälzkörper verwendet wurde. Pro Wälzkörper werden dann die Kräfte aller einzelnen Federn addiert um die gesamte Wälzkörperkraft zu kennen. Die Kräfte können über den Umfang der beiden Lagerhälften dargestellt werden:

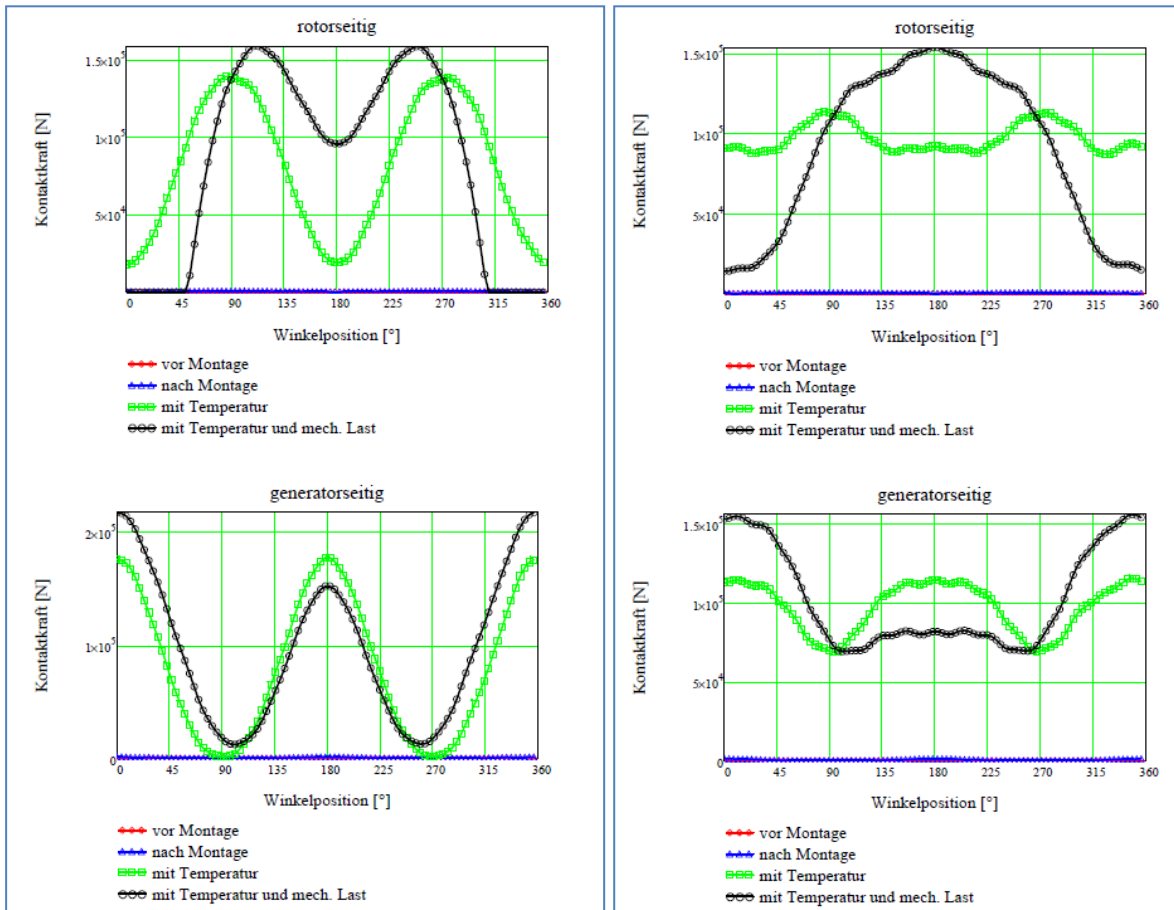


Abbildung 14 Berechnete Rollenkräfte in den beiden Laufbahnen (rot: vor Montage, blau: nach Montage, grün: Lasten infolge Temperatur, schwarz: Belastung durch Rotorlasten und Temperatur). Links: für Situation „Kaltstart“. Rechts: im „Normalbetrieb“.

Die so berechneten Kräfte an jedem Wälzkörper wurden als Textdatei aus dem FEM Postprocessor ausgelesen und für die Auswertung wie unten beschrieben verwendet.

6 Simulation der Laufbahnbeanspruchung

Für die Simulation der Flächenpressung im Kontakt wird in einem ersten Schritt innerhalb des FE-Modells ein vereinfachtes, 1-dimensionales Kontaktmodell verwendet. Ausgehend von der je Feder (vgl. Abbildung x, Kapitel 5.3) ermittelten Normalkraft wird unter Verwendung einer Spannungskorrekturfunktion überschlägig die Flächenpressung je Rollensegment bewertet [1], [4]. Die hierbei verwendete Spannungskorrekturfunktion ist jedoch nicht bombierungsspezifisch, besitzt vor dem Hintergrund der Schiefstellung der Wälzkörper eine stark eingeschränkte Gültigkeit und stellt somit lediglich eine überschlägige Methode zur Bestimmung der Flächenpressung dar. In einem zweiten Schritt erfolgt eine detailliertere Bewertung der Flächenpressung je Kontakt auf der Basis eines 2-dimensionalen, numerischen Kontaktmodells, bei dem makroskopische Einflüsse (Bombierung, Laufbahngeometrie, Verkipfung der Wälzkörper) sowie tribologische Effekte (Reibung, Schub) abgebildet werden kön-

nen [5]. Hierauf aufgebaut erfolgt die Bestimmung der rechnerischen Lebensdauer des Laufbahnsystems in Anlehnung an den DIN ISO Scheibchenansatz ([8]-[10]).

6.1 Vereinfachte Berechnung der Flächenpressung

Nachdem die Kontaktkräfte / Federkräfte q_{ijk} (i sei die Rollenreihe, j die individuelle Rolle und k die einzelne Scheibe/Feder) berechnet sind, sind diese in eine Kontaktspannung umzuformen. Die Spannung im Kontakt wird nach Hertz wie folgt berechnet (Kontakt zwischen Zylinder und Ebene):

$$(9) \quad p_{nom} = \sqrt{\left(\frac{1}{d_{e1}} + \frac{1}{d_{e2}}\right) \left(\frac{2 * E * F^*}{\pi * L}\right)}$$

Diese Hertzsche Spannung p_{nom} ist aber nicht korrekt und muss korrigiert werden, da Hertz von einer unendlich langen Rolle ausgeht und Randeffekte nicht berücksichtigt. Erst dann ist die tatsächliche Spannung p bekannt. Eine Korrekturfunktion $f(k)$ ist in [1] angegeben. Die tatsächliche Spannung p wird dann wie folgt bestimmt:

$$(10) \quad p = p_{nom} * f(k)$$

$$(11) \quad f(k) = 1 - \left(\frac{0.01}{\ln\left(1.985 * \left(\frac{2 * k - ns - 1}{2 * ns - 2}\right)\right)} \right)$$

Die Spannungskorrekturfunktion $f(k)$ kann als Spannungskonzentrationsfaktor, der über die Länge des Wälzkörpers (Rolle) variiert, aufgefasst werden. Die maximalen Werte für die Spannungsüberhöhung von etwa $f(k)_{max} = 2.30$ sind durchaus vergleichbar mit den Spannungskonzentrationsfaktoren für eine Welle-Nabe Verbindung (Presssitz).

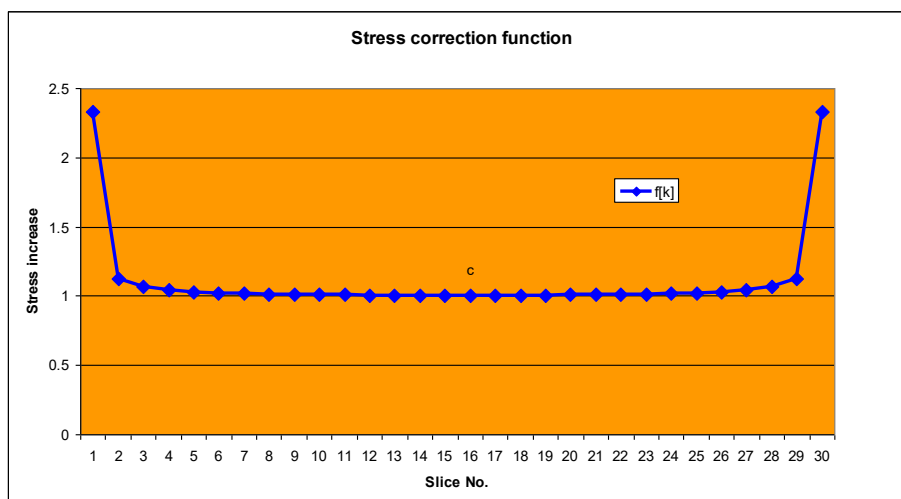


Abbildung 15: Spannungskorrekturfunktion über der Breite eines Wälzkörpers

Dargestellt wurden in einer ersten Auswertung also die Kraftverteilung über den Umfang des Hauptlagers, für die rotorseitige und die generatorseitige Laufbahn sowie die Spannungsverteilung entlang aller Wälzkörper, unter Berücksichtigung der oben gezeigten Spannungsüberhöhungsfunktion.

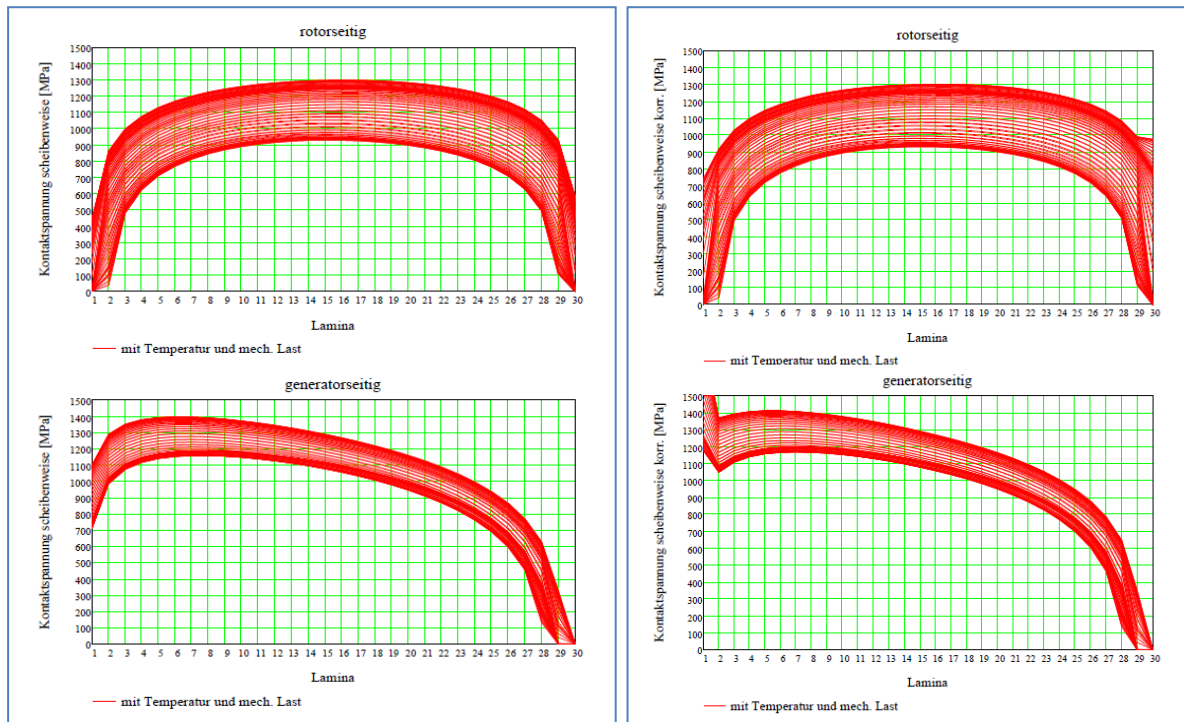


Abbildung 16 Spannungsverteilung entlang aller Wälzkörper mit Temperatureinfluss und Betriebslasten. Links: Vor Berücksichtigung der Spannungsüberhöhungsfunktion. Rechts: mit Berücksichtigung der Spannungsüberhöhungsfunktion.

Es ist bekannt dass bei der gewählten Modellierungstechnik die o.g. Spannungsüberhöhungskorrektur zu zu hohen Spannungen führt. Eine genauere Analyse der Spannungen ist daher im nächsten Kapitel vorgestellt.

6.2 2d-Simulation der kontaktmechanischen Verhältnisse (Hr. Becker)

Im Gegensatz zu analytischen Kontaktmodellen (vgl. Kapitel 6.1) bieten numerische Ansätze einen höheren Detaillierungsgrad bei der Modellbildung. Insbesondere bei elastischen Kontakten in Wälzlagern, bei denen die Abmessungen der Kontaktfläche klein gegenüber den Ausdehnungen der Kontaktkörper sind, können die Kontaktverhältnisse auf den Ersatzkontakt eines gekrümmten Körpers gegen den unendlichen, elastischen Halbraum überführt werden. Hierfür bieten sich problemabhängig aufgrund des signifikanten Rechenzeitvorteils gegenüber klassischen FEM-Anwendungen semianalytische Modelle an. Die Randbedingungen dieser Ansätze sind im Vergleich zu denen von FEM-Anwendungen jedoch begrenzt [5].

Vorteile der semianalytischen Ansätze im Vergleich zu vereinfachten analytischen Ansätzen:

- Detaillierte Berücksichtigung beliebig gekrümmter / profilierter Kontaktkörper
 - ➔ Profilierung und Wälzkörperschiefstellung numerisch abbildbar
 - ➔ keine analytische Spannungskorrekturfunktion erforderlich
- Verwendung eines 2-dimensionalen Kontaktmodells
 - ➔ Ausdehnung des Kontaktgebiets in Roll- und Breitenrichtung erfasst
 - ➔ Detaillierte Informationen zum Druckfeld $p(x, y)$ im Wälzkontakt generiert
 - ➔ Detaillierte Bestimmung der triboinduzierter Beanspruchungen im Kontakt sowie der Reibung im Kontakt ausgehend vom Druckfeld möglich [5]

Für die Bewertung der Laufbahnbeanspruchung wird der numerische Algorithmus REContact basierend auf [5] eingesetzt. Ausgehend von einer Diskretisierung des Kontaktgebiets in Rollenlängs- und breitenrichtung erfolgt eine numerische Modellierung der Spaltkontur, die die

fertigungstechnisch eingestellte, wälzkörperspezifische Bombierung, die Krümmungsradien der Kontaktkörper sowie die mittels FE-ermittelte Wälzkörperschiefstellung numerisch adäquat abbildet. Ausgehend von einer elastischen Verformung der Spaltkontur infolge Normallast (*Boussinesq*), Schub- (*Cerrutti*) und Temperatureinfluss (*Jäger*) erfolgt eine numerische 2d-Kontaktsimulation, die iterativ die Komplementaritätsnebenbedingungen des trockenen (d.h. nicht-elastohydrodynamischen) Festkörperkontakts sowie die Kräftebilanz des Gesamtkontakts

$$F_N = \int_C p_K(x, y) dA = \int_D p_K(x, y) dA$$

einstellt. Abbildung 15 (links) zeigt schematisch dargestellt den Kontaktbereich C, der sich beim Kontakt zweier beliebiger gekrümmter Körper einstellt. Die Integration der örtlichen Flächenpressung $p_K(x, y)$ innerhalb des Kontaktbereichs entspricht hierbei der von außen aufgetragenen Normallast F_N .

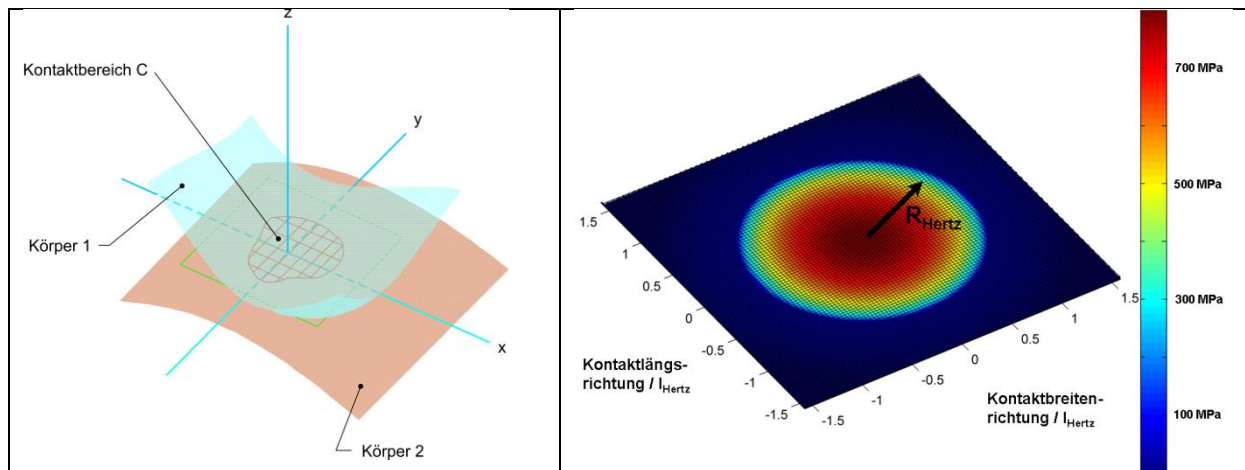


Abbildung 17: Links: Kontaktbereich C beim Kontakt zwischen 2 beliebig gekrümmten Körpern [5], Rechts: Abgleich des numerischen Algorithmus gegen einen reibungsfreien, Hertz'schen Standardkontakt

Abbildungen 15 (rechts) zeigt exemplarisch einen Abgleich des numerischen Algorithmus gegen analytische Berechnungsergebnisse für einen reibungsfreien Standard-Kugelkontakt [5]. Tabelle 1 zeigt die Berechnungsergebnisse. Mit steigender Diskretisierung des Berechnungsgitters reduzieren sich die numerisch bedingten Abweichungen zur Hertz'schen Referenzlösung. Ergänzende Abgleiche für Linienkontakte wurden ebenfalls durchgeführt.

Gittergröße der numerischen Simulation	p_{\max} [MPa]	$2a$ [mm]	A [mm ²]	h_0 [μm]
10 x 10	802,09	0.2218	0,0371	1,1096
50 x 50	799,96	0.2091	0,0355	1,1154
400 x 400	799,87	0,2115	0,0351	1,1156
Hertz	799,87	0,2112	0,0350	1,1156

Tabelle 2: Abgleich der Berechnungsergebnisse für den Festkörperkontakt Stahl-Stahl (Reibwert $\mu = 0$, $E_{1,2} = 212$ GPa, Querkontraktion $\nu_{1,2} = 0,33$), $F_N = 18,7$ N, $R_{\text{Kugel}} = 1\text{cm}$ [5]

6.3 Bewertung der Lebensdauer des Laufbahnsystems

Für die Bewertung der Beanspruchung des Laufbahnsystems wird abhängig von den geforderten Nachweisen zumeist

- die maximale Flächenpressung im Laufbahnsystem sowie
- die Lebensdauer des Laufbahnsystems

eingesetzt. Basierend auf [8]-[10] stehen unterschiedliche Ansätze zur Berechnung der Laufbahnlebensdauern zur Verfügung (z. B. für 10% Ausfallwahrscheinlichkeit):

- Nominelle Lebensdauer L_{10} basierend auf DIN ISO 281
- (Erw. oder) modifizierte Lebensdauer L_{10nm} basierend auf DIN ISO 281
- Nominelle Referenzlebensdauer L_{10r} basierend auf DIN ISO 26281
- (Erw.) oder modifizierte Referenzlebensdauer L_{10nmr} basierend auf DIN ISO 26281

Die Bewertung der Lebensdauer der Laufbahnen beim SCD 6MW Rotorlager erfolgt auf Basis der erweiterten bzw. modifizierten Referenzlebensdauer L_{10nmr} , bei der die Laufbahn in Kontaktbreitenrichtung in einzelne Scheibchen diskretisiert und eine integrale Gesamtlebensdauer je Laufbahn unter Berücksichtigung des Schmierstoffeinflusses (a_{ISO} -Faktor) wie folgt bestimmt werden kann [10]. Der Faktor a_1 beschreibt hierbei den Einfluss der geforderten Ausfallwahrscheinlichkeit des Lagers.

$$L_{nmr} = a_1 * \left(\sum_{k=1}^{ns} \left[\left(a_{ISO} \left[\frac{e_c * C_{u,radial}}{P_{ks}}, \kappa \right] \right)^{\frac{9}{8}} * \left(\left(\frac{q_{k,ci}}{q_{k,ei}} \right)^{-\frac{9}{2}} + \left(\frac{q_{k,ce}}{q_{k,ee}} \right)^{-\frac{9}{2}} \right) \right] \right)^{-\frac{8}{9}}$$

Abhängig davon, ob der Innenring oder der Außenring des Lagers rotiert, erfolgt die Bestimmung der dynamisch äquivalenten Last je Scheibchen am Innen- (q_{kei}) bzw. Außenring (q_{kee}) gemäß [10]. Die Exponenten $p_{1,2}$ sind abhängig von den o. g. kinematischen Verhältnissen. Der analytische Ansatz gemäß DIN ISO 26281 verwendet zur Berücksichtigung der Kantenpressungen die Lastüberhöhungsfunktionen $f_{i,e}$ sowie die vereinfacht -auf der Basis der Fergleichung für das Scheibchen- bestimmte Scheibchenlast $q_{j,k}$ (Scheibe k , Rolle j). Der Parameter Z kennzeichnet die Anzahl der Wälzkörper der Laufbahn. Dieser Näherungsansatz ist gemäß DIN ISO 26281 lediglich für bestimmte Profile unter definierten Voraussetzungen hinsichtlich der Belastungshöhe und der zulässigen Verkipfung anzuwenden.

$$q_{k,ei} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_i[j, k] * q_{j,k})^{p1} \right)^{\frac{1}{p1}} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (q_{Contact,j,k})^{p1} \right)^{\frac{1}{p1}}$$

$$q_{k,ee} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_o[j, k] * q_{j,k})^{p2} \right)^{\frac{1}{p2}} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (q_{Contact,j,k})^{p2} \right)^{\frac{1}{p2}}$$

Alternativ wird an dieser Stelle die Scheibchenlast $q_{Contact,j,k}$ direkt aus der Integration des Druckfelds $p_{k,j}(x, y)$ der Rolle j in Kontaktlängsrichtung über der jeweiligen Scheibchenbreite dy bestimmt (Abbildung 16).

$$q_{Contact,j,k} = \int p_j(x, k) * \Delta y * dx$$

Da das auf der Basis des 2-dimensionalen Kontaktmodells numerisch bestimmte Druckfeld bereits die reale Verkipfung sowie das reale Wälzkörperprofil beinhaltet, ergibt sich hieraus sowohl im Teillast- als auch im Volllastbereich eine verbesserte, realitätsnahe Bestimmung der Beanspruchung der einzelnen Scheibchen je Laufbahn.

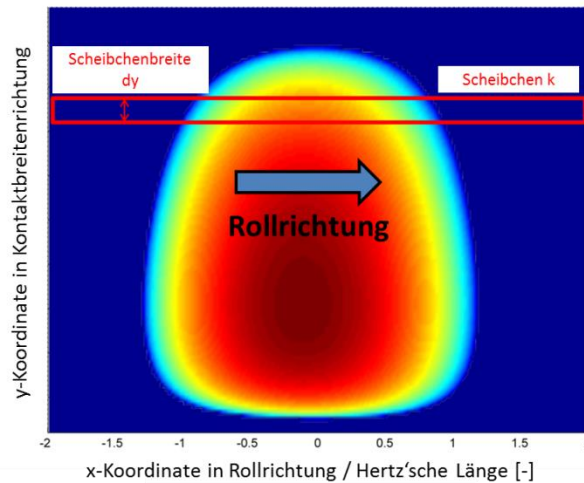


Abbildung 18: Ableitung der Scheibchenlast auf der Basis des numerisch bestimmten Druckfelds $p_k(x, y)$. Dargestellt ist ein Druckfeld im Teillastbereich, bei dem eine Verkipfung zwischen Wälzkörper und Laufbahn auftritt.

Abbildung 17 zeigt exemplarisch zwei numerisch simulierte Druckfelder im Teil- und Volllastbereich des jeweiligen Kontakts *ohne* Einfluss einer Wälzkörperverkipfung. Abhängig vom Bombierungsprofil und der Belastungshöhe trägt der reale Kontakt auf unterschiedlichen Bereichen der theoretisch möglichen Kontaktlänge, die der effektiven Rollenlänge l_{eff} entspricht. Eine zusätzliche Verkipfung des Wälzkörpers bewirkt im Teillastbereich zumeist eine exzentrische Verlagerung des Druckfeldes auf der Laufbahn, wohingegen insbesondere bei Verkipfungen im Volllastbereich ein Druckanstieg an den Rollenden numerisch simuliert werden kann.

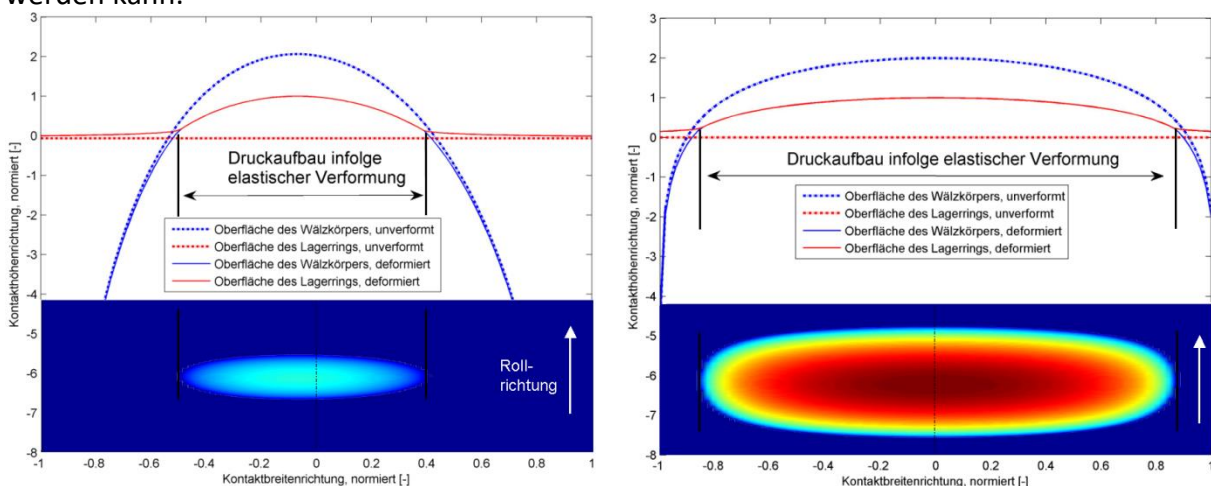


Abbildung 19: Druckaufbau infolge elastischer Verformung im Teillastbereich (links) und im Volllastbereich (rechts), [5]

Da die Bewertung der Beanspruchung einer oder mehrerer Laufbahnen zumeist auf der Basis mehrstufiger Lastkollektive erfolgt, kann basierend auf der Einschaltdauer je Lastfall q_i [%]

$$q_i[\%] = \frac{\text{Schaltdauer des Lastfalls } Q_i[h]}{\text{Gesamtschaltdauer aller Lastfälle } \sum Q_i [h]}$$

und der je Lastfall bestimmten modifizierte Referenzlebensdauer $L_{10nmr,i}$ eine Gesamtlebensdauer der Laufbahn für das mehrstufige Lastkollektiv wie folgt bestimmt werden.

$$L_{nmr,total} = \frac{100}{\sum \left(\frac{q_i}{L_{10nmr,i}} \right)}$$

Um zu einer Abschätzung für die Gesamtlebensdauer des gesamten, aus mehreren Laufbahnen bestehenden Hauptlagers zu gelangen, kann in Anlehnung an [11] eine Kombination der je Laufbahn bestimmten Einzellebensdauern zu der gesuchten Gesamtlebensdauer erfolgen. Hintergrund ist, dass aus statistischer Sicht die Lebensdauer des gesamten Lagers kürzer ist als die kürzeste Lebensdauer der einzelnen Laufbahnen. Der Parameter wb kennzeichnet den entsprechenden Weibull-Exponenten.

$$L_{kombiniert} = \left(\frac{1}{\left(\frac{1}{L_{10nmr,Bahn1}} \right)^{wb} + \left(\frac{1}{L_{10nmr,Bahn2}} \right)^{wb}} \right)^{\frac{1}{wb}}$$

7 Zusammenfassung der Ergebnisse

7.1 Methodik

Die oben aufgezeigte Methodik umfasst im wesentlichen vier Schritte

- 1) Festlegung der Lasten (thermische, Windlasten, Schraubenvorspannung, ...)
- 2) FEM Berechnung der Wälzkörperkräfte
- 3) Vereinfachte Berechnung der Kontaktspannungen
- 4) Detaillierte Berechnung der Kontaktspannung und Lebensdauerberechnung

Alle vier Schritte sind nicht trivial, am einfachste ist noch der Schritt 3). Im ersten Schritt ist der Turbinenbauer aufgefordert, repräsentative Windlasten zu definieren. Der Einfluss der thermischen Lasten und der Schraubenvorspannung wurde dann bereits rechnerisch analysiert.

Die FEM Berechnung ist auch für einen erfahrenen Berechnungsingenieur nicht trivial, hier hat die Erfahrung der EES in diesem Bereich aus früheren Projekten sowie Ansätze anderer geholfen. Insbesondere die hohe Anzahl an nichtlinearen Kontakten und die Simulation der Montage haben den Rechenaufwand erhöht.

Die vereinfachte Berechnung der Kontaktspannung nach [10] war bereits bekannt, ist auch in gängigen kommerziellen Berechnungswerkzeugen implementiert und aus früheren Projekten bekannt [4] gewesen.

Bei der detaillierten Lebensdauerberechnung mit einem verfeinerten Kontaktmodell ist das umfangreiche theoretische und praktische Wissen der Rothe Erde [5], [7] zur Anwendung gekommen.

Die Arbeiten haben trotz des tiefen Wissens der beteiligten mehrere Monate gedauert, der Aufwand und Schwierigkeitsgrad für eine solche Untersuchung ist nicht zu unterschätzen.

7.2 Beanspruchung

Die Analysen haben gezeigt dass

- Der Einfluss der Streuung der Schraubenvorspannung akzeptable ist. Die Resultate dieser Berechnung fließen in die Vorgaben für die Montage ein, die zulässige Streuung der Vorspannkraft wird tief angesetzt und es werden spezielle Verfahren verwendet um die Schrauben anzuziehen.
- Die Kontaktspannungen innerhalb der erwarteten Bereiche und unterhalb der definierten Grenzwerte liegen. Auch wurden keine Kantenträger festgestellt, die Mikrogeometrie der Wälzkörper ist für den Anwendungsfall als geeignet bestätigt worden.
- Die berechnete Lebensdauer liegt über der geforderten Lebensdauer.
- Der Einfluss des Lagerspiels vor der Montage ist wie erwartet erheblich. Basierend auf den Berechnungen wie oben dokumentiert wurde es so gewählt dass weder eine Überlastung (insbesondere bei Nennlast) noch eine Unterlastung (kein Kontakt der Wälzkörper zur Laufbahn mit dem damit einhergehende Risiko des Anschmierens) resultiert.
- Der Einfluss der Temperaturdifferenz zwischen Getriebeinnenseite und Getriebeaussenseite hat sich als weniger wichtig als befürchtet erwiesen, das System ist unempfindlicher als erwartet. Das Konzept der Gondel ohne Verkleidung ist dadurch bestätigt wurde.

7.3 Eignung

Basierend auf den durchgeführten Berechnungen, der Erfahrung des Lagerlieferanten und der Felderfahrungen mit der SCD3MW Turbine wurde das Hauptlager der SCD6MW Anlage vom Anlagenbauer für geeignet befunden. Zwei Hauptlager wurden in zwei Getriebeprototypen eingebaut, die Prüfung derselben läuft zur Zeit.

Im Anschluss an die Berechnungen wurde auch die Freigabe durch den Zertifizierer nach GL2005 erreicht, die Verwendung der Lager in einem grösseren Anlagentyp ist bereits geplant.

Der Firma aerodyn d+m sei an dieser Stelle für ihre Unterstützung gedankt!

8 Literatur

- [1] ISO/TS 16281:2008 Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings
- [2] www.scd-technology.com
- [3] N. Weinhold, Die Kompaktanlage, Neue Energie 09/2010
- [4] H. Dinner, R. Stebler, Auslegung und Berechnung von Grosswälzlagern zum Einsatz in Windturbinen, DMK2009
- [5] D. Becker, Hochbelastete Großwälzlagerungen in Windenergieanlagen, Dissertation TU Clausthal, 2011
- [6] H. Dinner, Modifications for wind turbine gearboxes, Wind Power Technology, Spring 2013 issue
- [7] T. Handreck, Berechnung der Wälzkörperkräfte in Kugeldrehverbindungen unter Berücksichtigung der Steifigkeit der Anschlußkonstruktion, Dissertation TU Dresden, 1993
- [8] DIN ISO 281, Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life – Life modification factor a_{DIN} and calculation of the modified rating life
- [9] DIN ISO 76, Rolling bearings – static load ratings (ISO 76:2006)
- [10] DIN ISO 26281, Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings (ISO/TS 16281:2008 + Cor. 1:2009)
- [11] Dynamische Tragfähigkeit von Rollenlagern, Lundberg, G; Palmgren, A., SKF Vereinigte Kugellagerfabriken Aktiengesellschaft, Schweinfurt 1950