

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
27. August 2009 (27.08.2009)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2009/103473 A2

(51) Internationale Patentklassifikation:
F03D 11/00 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2009/001076

(22) Internationales Anmeldedatum:
16. Februar 2009 (16.02.2009)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2008 009 740.3
18. Februar 2008 (18.02.2008) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US): **IMO HOLDING GMBH** [DE/DE]; Imostrasse
1, 91350 Gremsdorf (DE).

(72) Erfinder; und

(75) ?b750s:de? (nur für US): **SCHRÖPPEL, Werner**
[DE/DE]; Schulstrasse 28a, 90530 Wendelstein (DE).

(74) Anwalt: **KÜCHLER, Stefan T.**; Färberstrasse 20, 90402
Nürnberg (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY,

BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP,
KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD,
ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI,
NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE,
SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ,
UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG,
ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU,
TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE,
DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT,
LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI,
SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ,
GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Erklärungen gemäß Regel 4.17:

— hinsichtlich der Berechtigung des Anmelders, die Priorität einer früheren Anmeldung zu beanspruchen (Regel 4.17 Ziffer iii)

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: WIND POWER PLANT AND METHOD FOR OPERATING THE SAME

(54) Bezeichnung: WINDKRAFTANLAGE SOWIE VERFAHREN ZUM BETRIEB DERSELBEN

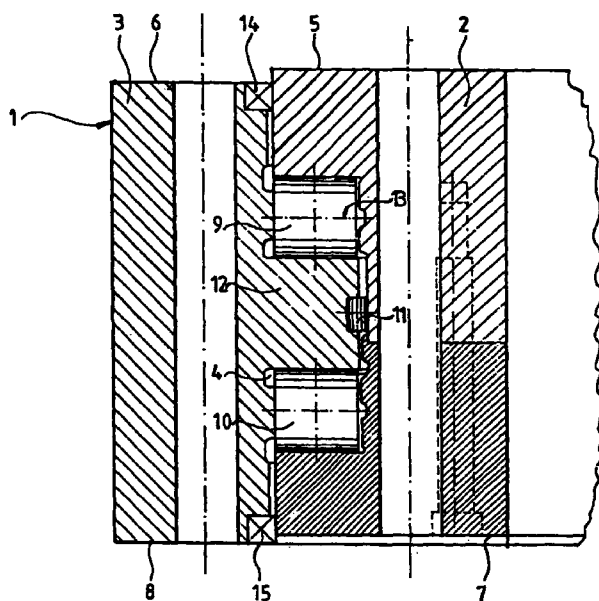


FIG. 1

(57) Abstract: The invention relates to a wind power plant of greater power, wherein the rotor blades are adjusted in order to minimize the static and/or dynamic structural load, and/or in order to attenuate vibrations, such as due to the generation of counter-forces to forces and torques inhibiting compensation, even if a constant wind speed v_{∞} does not require so, and to a method for operating such a wind power plant; for this purpose the invention provides to configure at least one rotor blade bearing as a rolling bearing, which is optimized for a high amount of overturns in that the entire dynamic axial load rating $C_{a,ges}$ determined, according to DIN ISO 281, of all rows (μ) of a rolling bearing employed according to DIN ISO 281 and involved in the transmission of power in an axial direction corresponds to at least 1.5 times of the dynamic axial load rating $C_{a,ref}$ according to DIN ISO 281 of a two-row rotary joint having comparable dimensions with regard to the surface of the bearing cross-section and the circumference at the center of gravity of the surface, and having identical spheres in both rows, and having an angle of support α of 45°; and/or in that the nominal service life L_{10} of a ball bearing employed, determined according to DIN ISO 281, corresponds to at least 3.375 times the service life $L_{10,ref}$ of a two-row rotary joint, calculated according to DIN ISO 281, having comparable dimensions with regard to the surface of the bearing cross-section and the circumference at the center of gravity

of the surface, and having identical spheres in both rows, and having an angle of support α of 45°.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2009/103473 A2

**Veröffentlicht:**

- *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts (Regel 48 Absatz 2 Buchstabe g)*

Die Erfindung richtet sich auf eine Windenergieanlage größerer Leistung, wobei die Rotorblätter zur Minimierung der statischen und/oder dynamischen Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen, bspw. durch Erzeugung von Gegenkräften zur Kompensation störender Kräfte und Momente, auch dann verstellt werden, wenn eine gleichbleibende Windgeschwindigkeit v_∞ dies nicht erfordert, sowie auf ein Verfahren zum Betrieb einer derartigen Windenergieanlage; erfindungsgemäß ist dabei jeweils vorgesehen, wenigstens ein Rotorblattlager als Wälzlager auszubilden, das für eine hohe Überrollungszahl optimiert ist, indem die gesamte, nach DIN ISO 281 bestimmte, dynamische axiale Tragzahl $C_{a,ges}$ aller an der Kraftübertragung in einer axialen Richtung beteiligten Reihen (μ) eines verwendeten Wälzlagers nach DIN ISO 281 wenigstens dem 1,5-fachen der dynamischen axialen Tragzahl $C_{a,ref}$ nach DIN ISO 281 einer zweireihigen Kugeldrehverbindung mit vergleichbaren Abmessungen hinsichtlich der Fläche des Lagerquerschnitts und dem Umfang am Flächenschwerpunkt sowie mit untereinander identischen Kugeln in beiden Reihen und mit einem Tragwinkel α von 45° entspricht; und/oder indem die nach DIN ISO 281 bestimmte, nominelle Lebensdauer L_{10} eines verwendeten Wälzlagers wenigstens dem 3,375-fachen der nach DIN ISO 281 berechneten Lebensdauer $L_{10,ref}$ einer zweireihigen Kugeldrehverbindung mit vergleichbaren Abmessungen hinsichtlich der Fläche des Lagerquerschnitts und dem Umfang am Flächenschwerpunkt sowie mit untereinander identischen Kugeln in beiden Reihen und mit einem Tragwinkel α von 45° entspricht.

**Windkraftanlage
sowie Verfahren zum Betrieb derselben**

5 Die Erfindung richtet sich auf eine Windkraftanlage, deren elektrische Nennleistung $P_{W,Nenn}$ gleich oder größer ist als 1,5 MW, und/oder deren Rotordurchmesser gleich oder größer ist als 70 m, und/oder die wenigstens ein Rotorblattlager aufweist mit einem Laufkreisdurchmesser D_{pw} von 1.500 mm oder darüber, wobei die Rotorblätter zur Minimierung der statischen und/oder
10 dynamischen Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen, bspw. durch Erzeugung von Gegenkräften zur Kompensation störender Kräfte und Momente, auch dann verstellt werden, wenn eine gleichbleibende Windgeschwindigkeit v_{∞} dies nicht erfordert, sowie auf ein Verfahren zum Betrieb einer derartigen Anlage.

15

Windkraftanlagen bestehen üblicherweise aus einem hohen Turm, auf dessen Spitze eine um eine vertikale Achse verdrehbare Gondel sitzt. Darin befindet sich ein Generator, dessen Rotor mit einer Rotornabe gekoppelt ist, die sich am vorderen Ende der Gondel befindet und mehrere, etwa radial auskragende
20 Rotorblätter aufweist, welche den Wind einfangen und dank ihres Anstellwinkels dabei den Rotor in Drehbewegung versetzen.

Obwohl diese Technik sich mittlerweile tausendfach bewährt, gibt es dennoch gewisse Nachteile, welche bei der Konstruktion berücksichtigt werden müssen.
25 Ein großer Nachteil ist, dass der bspw. 80 m hohe Turm naturgemäß nicht völlig starr gebaut werden kann, sondern ein schwingungsfähiges Gebilde darstellt, mit einer eigenen Resonanzfrequenz. Diese Schwingungen können durch alle möglichen Faktoren ausgelöst werden, bspw. durch Windböen oder bei einem Sturm, etc. Damit der Turm diese Schwingungen zerstörungsfrei ertragen kann,
30 wird er üblicherweise äußerst massiv gebaut, was erhebliche Zusatzkosten verursacht. Dennoch schwankt die Gondel einer solchen Windkraftanlage oftmals um einen Meter oder gar noch mehr hin und her, was für die Struktur des Turms, der üblicherweise aus Stahl und/oder Beton besteht, aber auch für die Struktur des Turmhauses (Gondel) und der Rotornabe, keinesfalls vorteilhaft ist.

BESTÄTIGUNGSKOPIE

Die WO 01/77524 A1 versucht zwar, solche Schwingungen möglichst zu umgehen, indem eine der Eigenfrequenz des Turms entsprechende Drehzahl nach Möglichkeit vermieden wird. Dies führt jedoch nicht zum Erfolg, weil die
 5 Eigenfrequenz bei einem Turmbauwerk auch von anderen Frequenzen angeregt wird; denn die Resonanzüberhöhung entspricht nicht einer schmalen Spitze, sondern ist relativ breit, d.h., bedeckt ein nicht unerhebliches Frequenzband.

Außerdem ist zu bedenken, dass die den Rotor einer Windkraftanlage
 10 anströmende Luft aufgrund der Reibung am Boden höhenabhängig ist und zwar derart, dass im unteren, bodennahen Bereich der Anlage eine geringere, im oberen Bereich hingegen höhere Geschwindigkeit herrscht. Aus diesem Grund greift selbst bei laminarer Anströmung mit zeitlich nicht veränderlicher Geschwindigkeit an einem Rotorblatt, das senkrecht nach oben gerichtet ist, eine
 15 höhere Kraft an als an einem senkrecht nach unten gerichteten.

Dieses führt bei einer Windkraftanlage mit einem Blatt zu einer oszillierenden Querkraft auf den Turm und damit zu einer Biegeschwingung, die sich aus einem statischen sowie aus einem periodischen Anteil zusammensetzt, dessen
 20 Periodendauer dem Kehrwert der Rotordrehzahl entspricht. Bei Windkraftanlagen mit mehr als einem Blatt nimmt der periodische Anteil gegenüber der statischen Auslenkung ab und verschwindet, sofern bei hinreichend großer Blattanzahl die Blätter den von ihnen überstrichenen Rotationsbereich vollständig bedecken. Für Windkraftanlagen mit drei Blättern lässt sich jedoch zeigen, dass das aus einer
 25 laminaren, zeitlich nicht veränderlichen Anströmung resultierende Biegemoment auf den Turm in etwa entsprechend der nachfolgenden Gleichung vom Umlaufwinkel des Rotors und damit von der Rotordrehzahl abhängt:

$$M = A - B \cos(2\varphi) - C \sin(b\varphi)$$

30 bzw. $M = A - B \cos[(2\pi/60) 2nt] - C \sin[(2\pi/60) bnt]$

Hierbei sind:

$M =$ Biegemoment

A,B,C = konstante Faktoren

b= Anzahl der Rotorblätter

φ = Umlaufwinkel des Rotors

n = Drehzahl des Rotors

5 t = Zeit

Zusätzlich zu der statischen Auslenkung enthält das Biegemoment in diesem Fall zwei periodische Anteile, die mit einer doppelten Rotorfrequenz bzw. einer mit der Rotorblattanzahl multiplizierten Rotorfrequenz den Turm der Windkraftanlage zu
10 Biegeschwingungen anregen. Aufgrund dieser zwei periodischen Anteile mit um einen Faktor von bspw. 1,5 unterschiedlicher Frequenz ist es kaum möglich, den Resonanzbereich der Turmkonstruktion schnell zu durchsteuern, so dass der Vorschlag lt. WO 01/77524 A1 nicht praktikabel ist.

15 Andererseits werden von der beschriebenen Biegebewegung durch die rotierenden Bauteile Kreiselkräfte hervorgerufen, die sich in Form eines Momentes um die Turmachse bemerkbar machen. Daneben ist für das Rotordrehmoment ebenfalls ein periodischer Anteil zu erwarten, der über die Generator- und/oder Getriebeabstützung zu einer weiteren Biegeanregung auf den Turm führt.
20 Aufgrund der Höhenabhängigkeit der Windgeschwindigkeit ist daher mit drehzahlabhängigen Drehmomenten in allen drei Koordinatenrichtungen sowie mit horizontalen Querkräften zu rechnen.

Andererseits läßt sich durch umlaufwinkelabhängige Nachführung der
25 Rotorblattanstellung der Einfluss des Windgradienten auf die Windkraft sowie die durch sie hervorgerufene Schwinganregung abmindern und damit die Beanspruchung der im Kraftfluss befindlichen Bauteile und insbesondere des Turmes reduzieren.

30 Deshalb ist bereits von einigen Erfindern vorgeschlagen worden, die insbesondere von solchen Schwingungen ausgehenden Belastungen des Turms einer Windenergieanlage zu reduzieren, indem aktiv entgegengewirkt wird. Bspw. beschreibt die EP 1 701 034 A2 ein Verfahren, um in Abhängigkeit von den Pendelschwingungen des Turms einer Windkraftanlage durch unterschiedliche,

insbesondere jeweils gegenphasige Anstellung der Rotorblätter phasenrichtig eine die Schwingungen bremsende Kraft zu erzeugen. Einen ähnlichen Offenbarungsgehalt hat die DE 101 13 038 A1.

- 5 Die DE 197 39 164 A1 versucht durch eine auf die Rotorblattverstelleinrichtung einwirkende Regelung, Gier- und Nickmomente zu kompensieren.

- Die WO 01/33075 A1 als auch die WO 2007/104306 A1 beschreiben Maßnahmen, um die von unterschiedlichen (Wind-) Lasten herrührenden, asymmetrischen
10 Belastungen des Rotors und damit der gesamten Tragstruktur nach Möglichkeit zu kompensieren, indem die Rotorblätter in definierter Weise verstellt werden.

- Von den Vorerfindern wurde jedoch bislang nicht bedacht, dass eine
Windenergieanlage allein schon hinsichtlich ihres mechanischen Verhaltens ein
15 sehr komplexes System ist. Bspw. sind Schwingungen der tragenden Struktur um so kritischer, je größer die Masse am oberen Ende des Turms ist. Denn dadurch wird die Resonanzfrequenz der mechanischen Schwingungen des Turms abgesenkt, und naturgemäß haben niederfrequenzere Schwingungen mehr Energie als höherfrequente. Es gilt daher, die Masse im Bereich der Gondel und
20 des Rotors so niedrig als möglich zu halten. Dies gilt für alle dortigen Bauteile, insbesondere auch für den Rotor und alle seine Komponenten, bspw. auch für sämtliche Lagerungen, d.h. Rotorhauptlager sowie Rotorblattlager. Solche Bauteile können daher nicht beliebig überdimensioniert werden, ohne dabei gravierende Nachteile in der Statik hinnehmen zu müssen. Dieses Problem ist um
25 so stärker, je größer eine Windkraftanlage ist, also wenn die elektrische Nennleistung $P_{W,Nenn}$ der Anlage gleich oder größer ist als 1,5 MW, und/oder wenn der Rotordurchmesser gleich oder größer ist als 70 m, und/oder wenn bei wenigstens einem Rotorblattlager der Laufkreisdurchmesser D_{pw} , d.h. der Durchmesser der durch die Mittelpunkte aller Wälzkörper einer Reihe
30 verlaufenden Kreislinie, gleich oder größer ist als 1.500 mm.

Darüber hinaus kann zwar eine derartige, „aktive“ Gegensteuerung über die Rotorblattanstellwinkel die Schwingungen des Turms reduzieren; andererseits

stellt die demgemäß vergleichsweise häufige Verstellung der Rotorblätter ganz andere Anforderungen an die Blattlager als die bisherige „passive“ Technik, bei welcher eine Rotorblattverstellung nur als Antwort auf veränderte Windverhältnisse erfolgte.

5

Die üblicherweise verwendeten Rotorblattlager sind solchen Belastungen nicht gewachsen und verschleissen daher sehr schnell, dieses Problem konnte bisher nicht gelöst werden. Da der Ausbau eines defekten Lagers mit einem hohen Kostenaufwand verbunden ist, hat man bisher in der Praxis davon abgesehen, die
10 theoretisch bereits sehr weit ausgereiften, „aktiven“ Regelkonzepte zur Verminderung der Turmschwingungen in die Tat umzusetzen.

Aus diesen Nachteilen des beschriebenen Standes der Technik resultiert das die Erfindung initiierende Problem, wie die Belastung für die Struktur des Turms und
15 der Gondel einer Windkraftanlage minimiert werden kann, bzw. Schwingungen minimiert werden können, ohne dass infolgedessen ein unzulässig hoher Verschleiß oder gar Ausfall betriebswichtiger Teile - bspw. der Rotorblattlager - innerhalb der geforderten, meist, 20-jährigen Betriebsdauer der Windenergieanlage zu befürchten ist.

20

Die Lösung dieses Problems gelingt bei einer Windenergieanlage, deren elektrische Nennleistung $P_{W,Nenn}$ gleich oder größer ist als 1,5 MW, und/oder deren Rotordurchmesser gleich oder größer ist als 70 m, und/oder die wenigstens ein Rotorblattlager aufweist mit einem Laufkreisdurchmesser D_{pw} von 1.500 mm oder
25 darüber, wobei die Rotorblätter zur Minimierung der statischen und/oder dynamischen Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen, bspw. durch Erzeugung von Gegenkräften zur Kompensation störender Kräfte und Momente, auch dann verstellt werden, wenn eine gleichbleibende Windgeschwindigkeit v_{∞} dies nicht erfordert, dadurch, dass zur Lagerung der
30 Rotorblätter jeweils Wälzlager verwendet werden, die für eine hohe dynamische Lebensdauer optimiert sind, indem die gesamte, nach DIN ISO 281 bestimmte, dynamische axiale Tragzahl $C_{a,ges}$ aller an der Kraftübertragung in einer axialen Richtung beteiligten Reihen (μ) eines verwendeten Wälzlagers nach DIN ISO 281 wenigstens dem 1,5-fachen, vorzugsweise wenigstens dem 1,55-fachen,

insbesondere dem 1,6-fachen, der dynamischen axialen Tragzahl $C_{a,ref}$ nach DIN ISO 281 einer zweireihigen Kugeldrehverbindung mit vergleichbarem Bauvolumen, berechnet aus der Fläche des Wälzlagerquerschnitts (ohne Berücksichtigung von Hohlräumen innerhalb desselben) mal dem Umfang am Flächenschwerpunkt, sowie mit untereinander identischen Kugeln in beiden Reihen und mit einem Tragwinkel α von 45° entspricht:

$$C_{a,ges} \geq k_1 * C_{a,ref},$$

wobei $k_1 = 1,5$, vorzugsweise $k_1 = 1,55$, insbesondere $k_1 = 1,6$.

Damit korrespondiert eine Bemessung, wonach die nach DIN ISO 281 bestimmte, nominelle Lebensdauer L_{10} eines verwendeten Wälzlagers wenigstens dem 3,375-fachen, vorzugsweise wenigstens dem 3,75-fachen, insbesondere wenigstens dem 4,0-fachen der nach DIN ISO 281 berechneten Lebensdauer $L_{10,ref}$ einer zweireihigen Kugeldrehverbindung mit vergleichbaren Abmessungen hinsichtlich der Fläche des Lagerquerschnitts und dem Umfang am Flächenschwerpunkt sowie mit untereinander identischen Kugeln in beiden Reihen und mit einem Tragwinkel α von 45° entspricht:

$$L_{10} = C_{a,ges} / P_a \geq k_2 * L_{10,ref},$$

wobei $k_2 = 3,375$, vorzugsweise $k_2 = 3,75$, insbesondere $k_2 = 4,0$.

Untersuchungen haben bestätigt, dass durch die solchermaßen erhöhte Lebensdauer die Beeinträchtigung durch die intensivere Belastung infolge oftmaliger Überrollung des für die Lebensdauer maßgeblichen höchstbelasteten Laufbahnabschnittes ausgeglichen wird, so dass sich eine für die Anwendung als Rotorblattlager ausreichende, tatsächliche Betriebsdauer ergibt.

30

Ein erfindungsgemäßes Rotorblattlager stellt eine Spezialanfertigung dar, die auf eine hohe Überrollungszahl und damit eine höhere Betriebsdauer unter gleichen Bedingungen optimiert ist. Der Fachmann hat nun eine klare Formel zur Berechnung eines geeigneten Rotorblattlagers für eine gegebene Windkraftanlage, auch oder gerade wenn dabei zur Minimierung der statischen

35

und dynamischen Belastungen der Tragstruktur eine häufige Verstellung der Rotorblattanstellwinkel vorgenommen wird. Anhand der in der Fig. 6 im Querschnitt wiedergegebenen Referenz-Kugeldrehverbindung, die auf die gewünschten Größen für F_Q (Fläche des von Ausnehmungen befreiten gesamten Lagerringquerschnitts) und $R_{F,SP}$ (Radius des Flächenschwerpunkts der Querschnittsfläche) maßstäblich vergrößert oder verkleinert werden kann, also ohne Veränderung der Längenverhältnisse, läßt sich für jeden durch F_Q und $R_{F,SP}$ definierten Anwendungsfall ein Referenzwert für die dynamische axiale Tragzahl ermitteln, der sodann wenigstens um den Faktor 1,5 zu überschreiten ist. Dabei ist zu berücksichtigen, dass das Produkt aus $F_Q * 2 * \pi * R_{F,SP}$ etwa dem Volumen V des betreffenden Rotorblattlagers entspricht und somit ein hinsichtlich dessen Volumen V , aber auch annähernd hinsichtlich seiner Masse m , vergleichbares Referenz-Lager definiert, außerdem mit einer ebenfalls definierten, d.h. genormten Geometrie des Lagerquerschnittes entsprechend Fig. 6.

Bei jeder Lagerkonstruktion gehen eine große Anzahl von Faktoren ein, bspw. die Materialien, die Art und Geometrie der Wälzkörper und der Laufbahnen, die Anzahl der Wälzkörper pro Reihe sowie die Anzahl der Reihen, etc. In jedem Fall kann anhand einzelner vorgegebener Größen sowie anhand der in der DIN-Norm 281 angegebenen Formeln, welche für Kugelreihen und Rollenreihen auch im speziellen Beschreibungsteil wiederholt sind, die dynamische axiale Tragzahl ermittelt und mit dem erfindungsgemäßen Referenzwert verglichen werden.

Ein nicht unwichtiges Merkmal ist, dass die ringförmigen Anschlußelemente eines erfindungsgemäßen Rotorblattlagers aus einem vergüteten Stahl bestehen sollten, der vergütet und angelassen sowie ggf. thermisch nachbehandelt wurde.

Ferner verdient ein weiteres Merkmal Beachtung, wonach die Oberflächen der Laufbahnen gehärtet sein sollten, mit einer Dicke der gehärteten Schicht von wenigstens etwa $1/20$ des Durchmessers der betreffenden Wälzkörper. Erst dadurch ist sichergestellt, dass ein solches Lager auch trotz ständiger Verdrehung eine hohe Betriebsdauer erreicht. Außerdem sollten die Laufbahnen in Umfangsrichtung des Lagers keine Erhebungen oder Vertiefungen, also keine Abweichungen von der idealen Kreisform, aufweisen.

Die Erfindung sieht weiterhin vor, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter an der Rotornabe jeweils Drehverbindungen mit einer, zwei oder mehreren Reihen von Wälzkörpern verwendet werden, welche jeweils eine
5 möglichst geringe Hertz'sche Pressung erfahren, welche länger halten können, sofern durch die sonstige Dimensionierung die Patentformel eingehalten ist. Besonders wichtig erscheint in diesem Zusammenhang auch, dass der Durchmesser der die axialen Kräfte und die Kippmomente übertragenden Wälzkörper einen Wert von 15 mm nicht unterschreiten sollte.

10

Die Erfindung empfiehlt überdies, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter an der Rotornabe jeweils Drehverbindungen mit mehreren Reihen von Wälzkörpern verwendet werden, wobei zur Übertragung von axialen Druckkräften, axialen Zugkräften und Radialkräften jeweils unterschiedliche Wälzkörperreihen
15 verwendet werden. In diesem Fall empfiehlt es sich, eine Wälzkörperreihe zur Übertragung von Radialkräften in axialer Richtung zwischen zwei vorzugsweise identischen Wälzkörperreihen anzuordnen, welche der Übertragung von axialen Druckkräften einerseits, von axialen Zugkräften andererseits sowie auch von Kippmomenten (Kombination von Zug- und Druckkräften in unterschiedlichen,
20 vorzugsweise einander diametral gegenüberliegenden Bereichen des Lagerumfangs), dienen. Dadurch ist die axiale Belastbarkeit in Zug- und Druckrichtung etwa gleich groß. Ferner wäre solchenfalls zu beachten, dass ein die äußeren beiden Wälzkörperreihen axial umgreifendes Anschlußelement geteilt ausgeführt werden sollte, allerdings in einem Bereich zwischen der mittleren
25 Wälzkörperreihe und einer der beiden äußeren Wälzkörperreihen, also gegenüber der mittleren Wälzkörperreihe in axialer Richtung zu einer Stirnseite des Lagers, vorzugsweise zur nähergelegenen hin, versetzt, so dass die Radialkräfte aufnehmende, mittlere Wälzkörperreihe nur mit einer der beiden Teilringe des umgreifenden Anschlußelements in Kontakt kommt, und zwar vorzugsweise
30 hinsichtlich der gesamten Wälzkörperoberfläche, also bei rollenförmigen Wälzkörpern sowohl hinsichtlich ihrer Mantelflächen als auch hinsichtlich ihrer Stirnflächen.

Andererseits sollte darauf geachtet werden, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter an der Rotornabe jeweils Drehverbindungen zum Einsatz gelangen, deren axiale Tragkraft (in Druck- und/oder Zugrichtung sowie bei Kippmomenten) größer ist als ihre radiale Tragkraft. Es hat sich gezeigt, dass dies dem Anforderungsprofil an ein Rotorblattlager entspricht, denn dort überwiegt die axiale Belastung und Kippmomentbelastung deutlich gegenüber der radialen Belastung.

Ferner sollten zwei in Umfangsrichtung benachbarte Wälzkörper durch Distanzelemente voneinander getrennt sein oder durch Käfigelemente in gleichbleibenden Abständen gehalten werden, bspw. durch Käfigelemente mit einer gewölbten Grundfläche, die sich in bzw. entlang einer Zylindermantelfläche erstreckt. Indem eine Verlagerung der Kugeln entlang der Laufbahn vermieden wird, ist auch ein vorzeitiger Verschleiß unterbunden.

Die Erfindung empfiehlt, zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter an der Rotornabe jeweils Drehverbindungen mit zwei ringförmigen, zueinander konzentrischen, gegeneinander verdrehbaren Elementen zu verwenden, wovon eines zum Anschluß an die Rotornabe dient und das andere zum Anschluß an ein Rotorblatt.

Die Erfindung läßt sich dahingehend weiterbilden, dass das radial außen liegende, ringförmige Anschlußelement mit der Rotornabe, das radial innen liegende, ringförmige Anschlußelement dagegen mit dem Rotorblatt verbunden ist, so dass sich die Wälzkörper radial außerhalb der Lochkreise der Verschraubung mit dem Rotorblatt befinden.

Weitere Vorteile ergeben sich dadurch, dass die in die selbe axiale Richtung weisenden Stirnseiten der beiden Anschlußelemente gegeneinander versetzt sind, so dass der mit dem Rotorblatt verbundene Ring nicht an der Rotornabe entlangschleifen kann.

Ein zwischen den beiden Anschlußelementen verbleibender, rundumlaufender, spaltförmiger Zwischenraum sollte an beiden Stirnseiten der Drehverbindung

abgedichtet und mit einem Schmiermittel, insbesondere Schmierfett, gefüllt sein. Schmierfett hat gegenüber Öl den Vorteil, dass es leichter abzudichten ist. Das Schmiermittel wird vielmehr veranlaßt, ständig zwischen die Wälzkörper und deren Laufbahnen zu dringen.

5

Ferner kann mit einem oder beiden ringförmigen Anschlußelementen (je) ein Versteifungselement, bspw. ein Versteifungsring, verbunden oder verbindbar sein, vorzugsweise kraft- oder formschlüssig, bspw. angeformt oder angeschraubt, oder reibschlüssig eingeklemmt. Ein solcher Versteifungsring kann an einer Stirnseite, insbesondere einer Anschlußfläche, plan anliegen. Er muß nicht rotationssymmetrisch sein, sondern kann an die bevorzugte Kraftverteilung an einem Rotorblatt während dessen Anströmung angepaßt sein, bspw. mit einem elliptischen oder eiförmigen Verlauf des Querschnitts und/oder der Grundfläche. Auch kann ein solcher Versteifungsring Durchbrechungen aufweisen, um dessen Gewicht zu reduzieren. Die Asymmetrie kann auch derart ausgeführt sein, dass unterschiedliche Nachgiebigkeiten der Anschlusskonstruktion durch unterschiedliche Dicken und/oder Konturen korrigiert werden können.

Die Verstellung der Rotorblätter zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen kann im Rahmen einer Steuerung und/oder Regelung erfolgen; vorzugsweise jedoch in Abhängigkeit von dem Signal wenigstens eines Sensors für eine (Stör-) Größe, welche ein Maß für Schwankungen des Turms darstellt oder dieselben nach sich zieht. Die Erfindung bevorzugt, einen übergeordneten Regelkreis zu verwenden, und davon Ansteuersignale für die Verstellmotoren der einzelnen Rotorblätter abzuleiten, bspw. anhand von hinterlegten Formeln, Tabellen, Kennlinien od. dgl. Dennoch ist es auch möglich, für jedes Rotorblatt eine eigene Steuerung oder einen eigenen Regelkreis zu verwenden. Ein solcher könnte einer übergeordneten Steuerung oder Regelung unterlagert sein, um bspw. die globale Vorgabe eines überlagerten Regelkreises für jedes Rotorblatt entsprechend einem gemäß deren Winkelversatz von $360^\circ/b$ (mit b = Anzahl der Blätter des Rotors) verschobenen Drehwinkel in gegeneinander phasenverschobene Ansteuersignale umzuwandeln. Zumeist gibt es drei Rotorblätter, manchmal jedoch auch zwei oder vier oder mehr. Dabei würde sich innerhalb der Steuerung oder Regelung ein Ansteuersignal ergeben,

welches jedenfalls nicht unerhebliche Spektralanteile mit der doppelten und/oder dreifachen, im Allgemeinen auch b-fachen Frequenz der Rotordrehzahl enthält, d.h., dass die Amplitude wenigstens eines dieser Spektralanteile ($2 \cdot n \cdot 2\pi/60$ bzw. $3 \cdot n \cdot 2\pi/60$ oder $b \cdot n \cdot 2\pi/60$) größer ist als die Amplitude jedes anderen
5 Spektralanteils.

Vorzugsweise wird als Eingangssignal für einen Steuer- oder Regelkreis zur Verstellung eines Rotorblattes wenigstens Sensor verwendet, der sich auf, an oder in der Windkraftanlage befindet.

10

In Betracht kommt hierfür bspw. ein im oberen Bereich des Turms der Windkraftanlage angeordneter Sensor, um Schankungen der Gondel zu erkennen. Hierzu könnte ein in der Mitte des Turms an dessen Boden angeordneter, vertikal nach oben strahlender Laser verwendet werden, sowie
15 lichtempfindliche Elemente unterhalb der Gondel, welche den Laserstrahl auffangen und anhand der Verschiebung des registrierten Lichtflecks die momentane Auslenkung der Gondel bestimmen können. Man könnte aber auch am oberen Turmende einen genau gehenden GPS-Sensor einbauen, der in der Lage ist, auf wenige Zentimeter genau die Position zu bestimmen (bspw. sog.
20 differentielles GPS). Andere Sensortypen sind denkbar, bspw. Beschleunigungssensoren oder Verformungssensoren.

Ein anderes und/oder weiteres Eingangssignal kann von wenigstens einem mit der Hauptwelle des Rotors gekoppelten Lage- bzw. Winkelsensor abgegriffen
25 werden zur Erfassung der absoluten und/oder relativen Drehstellung des Rotors. Damit kann die Lage jedes Rotorblattes ermittelt werden, um daraus dessen Einfluß auf die Störungen und/oder dessen potentielle, gegensteuernde Kraft zu ermitteln. Dabei ist zu bedenken, dass die auf ein sich drehendes Rotorblatt einwirkende Windkraft aufgrund von dessen Drehbewegung eine etwa lotrecht dazu gerichtete Kreiselkraft zur Folge hat, die also ihre Richtung in Abhängigkeit
30 von der jeweiligen Position des Rotorblattes ständig ändert. Aus diesem Grund muß eine von einem Steuer- oder Regelkreis als erforderlich erachtete Gegenkraft zu jedem Zeitpunkt anders auf die einzelnen Rotorblätter aufgeteilt werden.

Auch das Signal wenigstens eines vorzugsweise im oberen Bereich des Turms der Windkraftanlage angeordneten Sensors für die Windgeschwindigkeit und/oder -richtung kann im Rahmen einer erfindungsgemäßen Steuerung als Eingangsgröße verwendet werden, und zwar nach Art einer

5 Störgrößenaufschaltung, weil daraus Erwartungswerte für asymmetrische Belastungen des Rotors samt aller Rotoren bestimmt bzw. geschätzt werden können.

Zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen ist

10 aber auch das Signal wenigstens eines Sensors geeignet, der sich nicht auf, an oder in der Windkraftanlage befindet, sondern demgegenüber versetzt, beispielsweise auf, an oder in einer benachbarten Windkraftanlage. Insbesondere wenn derartige Sensoren entgegen der Windrichtung vor der zu bedämpfenden Windkraftanlage installiert sind, können sie dieser Informationen über zukünftige

15 Änderungen der Windgeschwindigkeit liefern, die am Ort des Sensors schon eingetreten sind und von dem dortigen Sensor bereits registriert wurden. Hierfür eignen sich auch Sensoren für Veränderungen der Luftbewegungen, bspw. Infrarot- oder Lasersensoren.

20 Ein erfindungsgemäßes Verfahren zur Auslegung eines Rotorblattlagers für eine Windenergieanlage mit mehreren Rotorblättern, die unabhängig voneinander verstellbar sind und zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen auch dann verstellt werden, wenn eine gleichbleibende Windgeschwindigkeit v_{∞} dies nicht erfordert, zeichnet sich dadurch aus, dass als

25 Rotorblattlager ein Wälzlager verwendet wird, das für eine hohe Überrollungszahl optimiert ist, indem seine axiale Tragzahl nach DIN ISO 281 wenigstens dem 1,5-fachen der axialen Tragzahl nach DIN ISO 281 einer Kugeldrehverbindung mit vergleichbaren Abmessungen entspricht, und/oder indem seine nach DIN ISO 281 berechnete Lebensdauer wenigstens dem 4-fachen der nach DIN ISO 281

30 berechneten Lebensdauer einer solchen Kugeldrehverbindung entspricht.

In diesem Zusammenhang soll der Begriff „Auslegung eines Rotorblattlagers“ verstanden werden als Oberbegriff für die Konzeptionierung einer solchen Anlage, aber auch für die tatsächliche Ausführung einer solchen Anlage.

Weitere Merkmale, Eigenschaften, Vorteile und Wirkungen auf der Basis der Erfindung ergeben sich aus der folgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsform der Erfindung sowie anhand der Zeichnung. Hierbei zeigt:

5

Fig. 1 ein nach den Grundsätzen der Erfindung ausgelegtes Lager für das Rotorblatt einer Windkraftanlage;

10

Fig. 2-5 verschiedene Belastungsfälle einer Windkraftanlage mit erfindungsgemäßen Rotorblattlagern, die sich durch die Erfindung minimieren lassen;

15

Fig. 6 eine zweireihige Kugeldrehverbindung mit Vierpunkt-Laufbahngeometrie in beiden Laufbahnen, wie sie im Stand der Technik als Rotorblattlager typischerweise bisher verwendet wurde und als Referenz-Lager für Vergleichsberechnungen dienen kann.

20

Eine wichtige Komponente für das erfindungsgemäße Konzept ist ein Rotorblattlager 1 mit einer hoch ausgelegten Überrollungszahl. Es besteht aus zwei Anschlußelementen 2, 3 in Form von zueinander konzentrischen Ringen. Beide Ringe 2, 3 weisen kranzförmig verteilte Bohrungen 4, 5 zum Hindurchstecken von Schrauben, Bolzen od. dgl. auf, welche an einem Rotorblatt einerseits, an der Rotornabe andererseits verankert, d.h. eingeschraubt werden. Vorzugsweise ist der Innenring 2 mit dem Rotorblatt, der Außenring 3 mit der

25

30

Rotornabe verbunden. Zwischen den beiden ringförmigen Anschlußelementen 2, 3 befindet sich ein Spalt 4. Vorzugsweise bestehen die beiden ringförmigen Anschlußelemente 2, 3 aus einem vergüteten Stahl, d.h., sie sind angelassen und thermisch behandelt.

Insbesondere liegen die oberen Stirnseiten 5, 6 der beiden ringförmigen Anschlußelemente 2, 3 nicht in einer gemeinsamen Ebene, sondern sind um bspw. 5 bis 15 mm gegeneinander versetzt. Dasselbe gilt vorzugsweise für die unteren Stirnseiten 7, 8 der beiden ringförmigen Anschlußelemente 2, 3. Die jeweils erhabene Stirnfläche 5, 8 wird mit dem angrenzenden Teil der

Windkraftanlage - Rotorblatt oder Rotornabe - verschraubt. Die jeweils um einige Millimeter zurückversetzte Stirnfläche 6, 7 des jeweils anderen Rings 2, 3 kann daher nicht an dem damit nicht verbundenen Anlagenteil entlangstreifen.

- 5 Als Wälzkörper werden in dem dargestellten Rotorblattlager 1 beispielhaft Rollen 9, 10, 11 verwendet, was jedoch nicht zwingend ist. Beim dargestellten Beispiel gibt es insgesamt drei Reihen von rollenförmigen Wälzkörpern 9, 10, 11. Diese laufen an drei Laufbahnen an jeweils unterschiedlichen Seiten eines bundförmig vorspringenden Fortsatzes 12 von etwa rechteckigem Querschnitt an der dem
- 10 Spalt 4 zugewandten Innenseite eines ringförmigen Anschlußelements 3 entlang. Die jeweils gegenüberliegenden Laufbahnen befinden sich an den drei Seiten einer in den gegenüberliegenden Ring 2 eingeformten Vertiefung von ebenfalls etwa rechteckigem Querschnitt. Die Laufbahnen sind oberflächengehärtet, entweder durch Induktionshärten oder durch Flammhärten, und zwar bis zu einer
- 15 Tiefe von wenigstens $1/20$ des betreffenden Rollendurchmessers.

- Die Rollen 9, 10 ober- und unterhalb des Bundes 12 haben radial zur Drehachse des Lagers 1 verlaufende Drehachsen 13, die dritte Reihe von Rollen 11 an der Mantelfläche des Bundes 12 dagegen zu der Drehachse des Lagers 1 parallele
- 20 Drehachsen. Diese Rollen 11 haben kleinere Durchmesser als die Rollen 9, 10, bspw. nur den halben Durchmesser oder geringer, vorzugsweise nur ein Drittel des Durchmessers der Rollen 9, 10 oder weniger, insbesondere nur ein Viertel des Durchmessers der Rollen 9, 10 oder weniger, so dass die axiale (statische) Tragkraft des Lagers 1 größer ist als die radiale (statisch) übertragbare Kraft. Die
- 25 Rollen 9, 10 ober- und unterhalb des Bundes haben einen Durchmesser von jeweils 15 mm oder mehr.

- Um den Zusammenbau zu erleichtern, ist das dem Anschlußelement 3 mit dem angeformten Bund 12 gegenüberliegende Anschlußelement 2 entlang einer
- 30 mittleren Ebene geteilt.

Der Spalt 4 ist an jeweils in den Bereichen zwischen den beiden oberen Stirnseiten 5, 6 sowie zwischen den beiden unteren Stirnseiten 7, 8 durch wenigstens je eine Dichtung 14, 15 abgedichtet und mit einem Schmiermittel,

insbesondere Schmierfett, gefüllt. Vorzugsweise ist der Spalt 4 komplett mit Schmierfett gefüllt, welches evtl. sogar unter erhöhtem Druck eingepreßt wird, um einen optimalen Schmierfilm zwischen den Wälzkörpern 9-11 einerseits und den Laufbahnen andererseits zu gewährleisten. Die Dichtungen 14, 15 sind
5 vorzugsweise derart ausgebildet, dass ihre Dichtlippen durch einen inneren Überdruck im Spalt 4 fest an das jeweils gegenüberliegende Anschlußelement 2, 3 gepreßt werden.

Infolge der Werkstoffwahl und Vergütung der Laufbahnen sowie einer Abstimmung
10 der Querschnittsfläche F_Q beider, um Ausnehmungen bereinigter ringförmiger Anschlußelemente 2, 3, mit der Anzahl und den Abmessungen der Wälzkörper läßt sich die Tragzahl eines derart ausgebildeten Lagers 1 gegenüber herkömmlichen Lagern steigern, ohne das Gewicht nennenswert zu erhöhen, so dass es für den angestrebten Zweck als Rotorblattlager einsatzfähig ist.

15

Ein herkömmliches Rotorblattlager 31 ist in Fig. 6 zu Vergleichszwecken dargestellt. Man erkennt, dass es als zweireihige Kugeldrehverbindung mit zwei ringförmigen, zueinander konzentrischen Anschlußelementen 32, 33 und einem dazwischen liegenden Spalt 34 ausgebildet ist. Die oberen beiden Stirnseiten 35,
20 36 können geringfügig gegeneinander versetzt sein; die beiden unteren Stirnseiten 37, 38 sind ebenfalls geringfügig gegeneinander versetzt, und zwar gleichsinnig, so dass beide ringförmigen Anschlußelemente 32, 33 identische oder nahezu identische, axiale Höhen aufweisen.

25 In dem Spalt 34 zwischen den beiden Anschlußelementen 32, 33 gibt es zwei Reihen von kugelförmigen Wälzkörpern 39, 40 identischen Durchmessers. Diese werden von Käfigen 41, 42 in äquidistanten Abständen gehalten.

Im Bereich beider Mündungen 43 des Spaltes 34 ist je eine Dichtung 44, 45
30 vorgesehen.

Wenn man den Spalt 43, die Anschlußbohrungen 46, 47 sowie ggf. vorhandene, weitere Ausnehmungen im Lagerquerschnitt gedanklich ausfüllt, derart, dass die Berandungen der Ausnehmungen auf möglichst glattem Weg verschlossen

werden, so ergibt sich ein Flächenquerschnitt, dessen Flächenmaß mit F_Q bezeichnet werden soll. Da die beiden ringförmigen Anschlußelemente 32, 33 jeweils gleiche Höhe h haben, ergibt sich das Maß F_Q mit recht guter Näherung aus der Multiplikation dieser Höhe h mit der Differenz zwischen dem Außenradius r_a des Außenrings 33 minus dem Innenradius r_i des Innenrings 32:

$$F_Q = (r_a - r_i) * h.$$

Da die beiden Ringe 32, 33 etwa die gleiche radiale Dicke haben, gilt für den Durchmesser D_{pw} der Kreislinie entlang der Mittelpunkte aller Wälzkörper 39, 40 ebenfalls mit sehr guter Näherung:

$$D_{pw} = r_a + r_i = 2 * R_{F,SP}.$$

Schließlich kann man in Fig. 6 ablesen, dass der Durchmesser D_w eines kugelförmigen Wälzkörpers 39, 40 etwa $3/10$ der Wurzel aus dem Flächenquerschnitt entspricht:

$$D_w = 0,3 * F_Q^{0,5}.$$

Nach DIN ISO 281, Seite 9, Punkt 6.1.1, Punkt 6.1.2 und Tbl. 4 gilt bei einem einreihigen Vierpunktkugellager für D_w (Kugeldurchmesser in Millimeter) $> 25,4$ mm und α (Nenn-Berührungswinkel eines Lagers in Winkelgraden) $\geq 90^\circ$:

$$C_a = 3,647 * b_m * f_c * (\cos \alpha)^{0,7} * \tan \alpha * Z^{2/3} * D_w^{1,4},$$

wobei

C_a = dynamische axiale Tragzahl in Newton;

b_m = 1,3 (von Lagerart und -ausführung abhängiger Tragzahlbeiwert für Lager mit heute üblicherweise verwendetem Werkstoff und üblicher Herstellerqualität);

f_c = Faktor, der von der Geometrie, der Herstellgenauigkeit und dem Werkstoff der Lagerteile abhängt;

Z = Anzahl der Kugeln, die Lasten in derselben Richtung übertragen.

Für ein einreihiges Vierpunktkugellager mit D_w (Kugeldurchmesser in Millimeter) $\leq 25,4$ mm und α (Nenn-Berührungswinkel eines Lagers in Winkelgraden) $\geq 90^\circ$ gälte lt. DIN-Norm dagegen:

5

$$C_a = b_m * f_c * (\cos \alpha)^{0,7} * \tan \alpha * Z^{2/3} * D_w^{1,8}.$$

Dieser Fall trifft allerdings bei Rotorblattlagern für Windkraftanlagen hoher Leistung so gut wie niemals zu. Die Patentformel umfaßt jedoch auch diesen Fall,
10 da durch die d-Funktion die beiden Funktionen vereinheitlicht wurden.

Lt. DIN-Norm gilt für den hier betrachteten Fall $b_m = 1,3$.

Ferner ist zu beachten, dass sich bei Rotorblattlagern für große Windkraftanlagen
15 mit einem Teilkreisdurchmesser von 1.500 mm oder darüber für den Term

$$x = (D_w * \cos \alpha) / D_{pw}$$

typischerweise Werte von 0,01 bis 0,03 ergeben, denn bei $D_w = 40$ mm, $\alpha = 45^\circ$
20 und $D_{pw} \geq 1.500$ mm erhält man bspw. 0,019, ein Wert, der infolge einer Korrelation zwischen D_w und D_{pw} sich nur wenig ändert. Es ist daher möglich, für die Zwecke der vorliegenden Erfindung für f_c eine Interpolationsformel anzugeben, welche in dem Bereich von $x = (D_w * \cos \alpha) / D_{pw}$ zwischen 0,01 und 0,03 die Zwischenwerte liefert, nämlich:

25

$$f_c = - 15.500 * x^2 + 1.425 * x + 29,4$$

Man kann leicht nachprüfen, dass diese Formel folgende Werte liefert:

30

$$x = 0,01 \rightarrow f_c = 42,1$$

$$x = 0,02 \rightarrow f_c = 51,7$$

$$x = 0,03 \rightarrow f_c = 58,2,$$

nämlich genau die Werte für f_c aus Tabelle 4 von DIN 281 bei $\alpha = 45^\circ$.

Mit den obigen Vereinbarungen über das Referenz-Kugellager, bspw. $D_w = 0,3 * F_Q^{0,5}$ und $D_{PW} = 2 * R_{F,SP}$, läßt sich x vereinfachen zu:

$$\begin{aligned} x &= 0,3 * F_Q^{0,5} * 0,7 / 2 * R_{F,SP} = \\ &= 0,105 * F_Q^{0,5} / R_{F,SP}. \end{aligned}$$

Damit ergibt sich für f_C :

$$f_C = - 170,89 * F_Q / R_{F,SP}^2 + 149,63 * F_Q^{0,5} / R_{F,SP} + 29,4.$$

Schließlich ist zu berücksichtigen, dass nach DIN 281 die Tragzahlen mehrerer Wälzlagerreihen nicht einfach addiert werden dürfen. Vielmehr ist bei Axiallagern mit zwei oder mehr Kugelreihen die (globale) dynamische Tragzahl:

$$C_{a,ges,ref} = (Z_1 + Z_2 + \dots + Z_n) * [(Z_1/C_{a1})^{10/3} + (Z_2/C_{a2})^{10/3} + \dots + (Z_n/C_{an})^{10/3}]^{-3/10},$$

wobei die Tragzahlen $C_{a1}, C_{a2} \dots C_{an}$ für die Reihen mit $Z_1, Z_2 \dots Z_n$ Kugeln nach der obigen Gleichung für einreihige Kugellager berechnet werden.

Da bei dem Kugellager nach Fig. 6 zwei identische Kugellagerreihen vorliegen, also $Z_1 = Z_2 = Z$ und $C_{a1} = C_{a2} = C_a$ gilt, läßt sich diese komplexe Formel auflösen zu:

$$C_{a,ref} = C_{a,ges,ref} = 2^{7/10} * C_a.$$

Insgesamt ergibt sich demnach für $C_{a,ref}$ nach einigen Umrechnungen (wobei für das Referenzlager $t = 1,2$ angenommen werden kann:

$$\begin{aligned} C_{a,ref} &= 2^{7/10} * 3,647^{\delta} * 1,3 * [- 170,89 * F_Q / R_{F,SP}^2 + 149,63 * F_Q^{0,5} / R_{F,SP} + 29,4] * \\ &* 0,7846 * (5,55 * R_{F,SP} * F_Q^{-1/2})^{2/3} * [0,3 * F_Q^{0,5}]^{(1,8-0,4*\delta)} = \\ &= 5,138 * 3,647^{\delta} * [0,3 * F_Q^{0,5}]^{(1,8-0,4*\delta)} * (R_{F,SP}^2/F_Q)^{1/3} * \\ &* [- 170,89 * F_Q/R_{F,SP}^2 + 149,63 * (F_Q/R_{F,SP}^2)^{0,5} + 29,4] \end{aligned}$$

Dieser Wert hängt nur von F_Q , $R_{F,SP}$ und δ ab und kann daher vom Fachmann leicht berechnet werden, um die Eignung seines Lagers als Rotorblattlager für eine leistungsstarke Windkraftanlage mit beständiger Verstellung der Rotorblattwinkel zu überprüfen, wobei der obige Wert für $C_{a,ref}$ wenigstens um das
 5 1,5-fache überschritten werden sollte.

Bei einer typischen Auslegung eines Rotorblattlagers für eine Windkraftanlage mit einer Nennleistung von etwa 3 MW als zweireihiges Kugellager ergäbe sich dadurch bspw. als Referenzwert eine axiale dynamische Tragzahl $C_{a,ref} = 2.031$
 10 kN; da dieser Wert sodann um wenigstens das 1,5-fache zu überschreiten wäre, müsste ein geeignetes Lager bspw. einen $C_{a,ges.}$ -Wert von wenigstens 3.046,5 kN aufweisen.

Dieser Wert kann vom Fachmann auf verschiedenen Wegen erreicht werden:

15

Bspw. könnte der Fachmann die Anzahl der Kugeln erhöhen und/oder den Kugelradius verändern, sofern dies die Stabilität des Lagers zulässt, oder er ersetzt ein oder mehrere Kugelreihen durch andere Wälzkörper; auch unterliegt die geometrische Anordnung der einzelnen Kugelreihen und/oder sonstigen
 20 Wälzkörperreihen keiner Einschränkung.

Falls sich der Fachmann für eine oder mehrere Reihen aus Rollen als Wälzlager entscheidet, so kann er nach DIN ISO 281, Seite 12, Punkt 8.1.1.1, Tbl. 9 sowie Seite 13, Tbl. 10 bei einem Rollenlager für $\alpha = 90^\circ$ die dynamische axiale Tragzahl
 25 C_a der betreffenden Rollenreihe wie folgt berechnen:

$$C_a = b_m * f_c * L_{we}^{7/9} Z^{3/4} * D_{we}^{29/27},$$

wobei

30 L_{we} = in die Tragzahlberechnung einzusetzende Rollenlänge in Millimeter;
 D_{we} = in die Tragzahlberechnung einzusetzender Rollendurchmesser in Millimeter;
 Z = Anzahl der Rollen.

Bei Axiallagern mit zwei oder mehr Rollenreihen ist die (globale) dynamische Tragzahl:

$$C_a = (Z_1 \cdot L_{we1} + \dots + Z_n \cdot L_{wen}) \cdot \{ [(Z_1 \cdot L_{we1}) / C_{a1}]^{9/2} + \dots + [(Z_n \cdot L_{wen}) / C_{an}]^{9/2} \}^{-2/9},$$

5

wobei die Tragzahlen C_{a1} , C_{a2} ... C_{an} für die Reihen mit Z_1 , Z_2 ... Z_n Rollen nach der obigen Gleichung für einreihige Rollenlager berechnet werden.

Man kann daraus entnehmen, dass die Tragzahl ganz entscheidend von den Größen Rollenlänge, Rollendurchmesser und Rollenanzahl abhängt, so dass diese Größen wiederum nach der obigen Vergleichsformel ermittelt werden müssen, um tatsächlich zu einem als Rotorblattlager geeigneten Lager zu gelangen.

Bei einer erfindungsgemäßen Auslegung eines Rotorblattlagers 1 für eine Windkraftanlage mit einer Nennleistung von etwa 3 MW als dreireihiges Rollenlager, wobei hier vereinfachend nur die axiale Tragfähigkeit und also auch nur die axial tragenden Wälzkörperreihen betrachtet werden, lassen sich durchaus axiale dynamische Tragzahlen $C_{a\text{Rollenlager}}$ von mehr als 4.000 kN erreichen, so dass die Patentformel erfüllt ist.

Für die nominelle Lebensdauer L_{10} eines Axial-Kugellagers gilt gemäß DIN ISO 281, Seite 11, Punkt 6.3.1:

25

$$L_{10,\text{ref}} = (C_{a,\text{ref}} / P_a)^3,$$

wobei

P_a = dynamische äquivalente Axiallast in Newton.

Für die nominelle Lebensdauer L_{10} eines reinen Axial-Rollenlagers gilt gemäß DIN ISO 281, Seite 14, Punkt 8.3.1:

$$L_{10} = (C_{a,\text{ges}} / P_a)^{10/3},$$

Setzt man näherungsweise für $10/3 = 3,333 \simeq 3$, und nimmt man ferner an - was im Normalfall erfüllt ist - dass die Werte P_a bei einer zweireihigen Kugeldrehverbindung mit $\alpha = 45^\circ$ und beim axialen Rollenlager gleich groß sind, so folgt für das Lebensdauerverhältnis $V_L = L_{10} / L_{10,ref}$:

5

$$V_L = (C_{a,ges} / C_{a,ref})^3$$

Da erfindungsgemäß $C_{a,ges} \geq 1,5 * C_{a,ref}$, gilt bei erfindungsgemäßer Bemessung des Lagers:

10

$$V_L \geq (1,5)^3 = 3,375,$$

d.h., die zu erwartende Lebensdauer entspricht mindestens dem mehr als dreifachen der eines herkömmlichen Rotorblattlagers; sie wird durch geringfügige Steigerung von $C_{a,ges}$ rasch größer und kann durchaus Werte von mehr als dem Zehnfachen eines herkömmlichen Rotorblattlagers erreichen.

15

Dank der solchermaßen entsprechend V_L gesteigerten Überrollungszahl des verwendeten Rotorblattlagers 1 lassen sich damit neue Steuerungs- und/oder Regelungskonzepte realisieren, um die strukturelle Belastung des Turms einer solchermaßen ausgerüsteten Windkraftanlage zu reduzieren oder gar zu minimieren:

20

Wie Fig. 2 zu entnehmen ist, ist der Turm 16 einer Windkraftanlage 17 nicht völlig steif, sondern kann - bspw. angeregt durch Windböen - zu Schwankungen (vgl. Fig. 2b) und/oder zu Schwingungen bzw. Durchbiegungen (vgl. Fig. 2c) angeregt werden. Bspw. werden Schwankungen durch variierenden Winddruck am Rotor 18 angeregt, welche sich von dort auf die Gondel 19 übertragen; Schwingungen bzw. Durchbiegungen werden bspw. durch ein am Rotor angreifendes Biegemoment ausgelöst. Durch ein oder mehrere Positionssensoren im und/oder am Turm 16 können diese Schwankungen und/oder Schwingungen gemessen und damit erkannt werden.

25

30

Als Gegenmaßnahme können die Anstellwinkel eines, mehrerer oder aller Rotorblätter 20 derart verstellt werden, dass sie durch Zusammenspiel mit dem Wind dadurch veränderte Windkräfte auf den Rotor 18 und damit auf die Gondel 19 ausüben, um den Schwankungen und/oder Schwingungen entgegenzuwirken.

5

Vorzugsweise wird dabei außerdem der jeweilige Rotorblatt Drehwinkel um die Rotor- bzw. Hauptachse berücksichtigt, weswegen an der Rotor- bzw. Hauptwelle auch ein Lage- bzw. Winkelsensor angeordnet sein sollte, damit die Winkelstellung aller Rotorblätter zu jedem Zeitpunkt bekannt ist.

10

Neben einer derartigen Regelung gibt es auch verschiedene Steuerungsprinzipien, um - ggf. auch ohne Kenntnis der jeweiligen Schwankungs- und/oder Schwingungsamplitude(n) - die strukturelle Belastung des Turms 16 der Windkraftanlage 17 minimieren zu können:

15

Wie Fig. 3 zeigt, ist die Windgeschwindigkeit v normalerweise nicht überall konstant, sondern ist eine Funktion $v(h)$ der Höhe h über dem Erdboden 21 und nimmt zu größeren Höhen h hin zu etwa bis zu einem Wert v_{∞} in großer Höhe. Daher erfährt ein Rotorblatt 20 im oberen Scheitelpunkt seiner Kreisbewegung um die Rotorhauptachse 18 eine stärkere Windkraft als im unteren Scheitelpunkt seiner Bahn. Die davon ausgelösten Schwankungen und/oder Schwingungen des Turms 16 können empirisch ermittelt und als Formel, Kennlinie oder Tabelle in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit v_{∞} in großer Höhe hinterlegt sein, so dass die Anstellwinkel der Rotorblätter 20 entsprechend ihrer Umlaufperiode periodisch verstellt werden, um die damit verbundenen Schwankungen in der Windkraft zu minimieren. Die jeweils aktuelle Windgeschwindigkeit v_{∞} in großer Höhe wird bspw. mit einem Sensor für die Windstärke ermittelt, der sich vorzugsweise oben auf der Gondel 19 der Windkraftanlage 17 befindet.

30

Andererseits kann der Turm 16 einer Windkraftanlage 17 auch zu Dreh- oder Torsionsschwingungen um seine vertikale Achse angeregt werden. Dies wird vor allem dann ausgelöst, wenn der Wind nicht beständig aus der selben Richtung bläst, sondern mehr oder weniger schnell dreht, wie in Fig. 4 angedeutet, einer Draufsicht auf eine Windkraftanlage 17. Dort hat sich der Wind - bspw. im Rahmen

einer Böe - vorübergehend gedreht und trifft nun nicht mehr lotrecht auf die Rotorblattebene, bzw. ist nicht mehr parallel zu der Richtung der Rotorhauptachse. Der Effekt ist, dass die Windkraft, welche ein Rotorblatt 20 erfährt, nicht nur von dessen Höhe, sondern auch von seiner Ausrichtung zu der
5 geänderten Windrichtung abhängt: Weist ein Rotorblatt 20 gerade entgegen der Windrichtung v_{∞} , wie das in Fig. 4 unten dargestellte Rotorblatt 20, so hat es eine höhere Windangriffsfläche und erfährt daher eine größere Windkraft F als ein etwa gegenüberliegendes Rotorblatt 20, welches demgegenüber teilweise abgeschattet ist, bspw. auch durch die Rotornabe 18 der Windkraftanlage 17.

10

Auch solchen Torsionsschwingungen des Turms 16 kann durch eine geeignete (antizyklische) Steuerung der Anstellwinkel der Rotorblätter 20 entgegengewirkt werden. Die jeweils aktuelle Windrichtung wird bspw. mit einem Sensor für die Windrichtung ermittelt, der sich vorzugsweise oben auf der Gondel 19 der
15 Windkraftanlage 17 befindet. Das erfindungsgemäße Steuerungs- und/oder Regelungskonzept profitiert dabei von dem Umstand, dass das bei einer Verstellung des Rotorblattanstellwinkels zu überwindende Trägheitsmoment eines Rotorblattes 20 weitaus geringer ist als bspw. das bei einem Verfahren der Gondel 19 in eine andere Windrichtung zu überwindende Trägheitsmoment der Einheit
20 aus Gondel 19 und Rotor 18 samt Rotorblättern 20.

In Fig. 4 ist ein noch anderer Fall gezeigt, nämlich ein böiger Wind, der sich nicht hinsichtlich seiner Richtung, sondern seiner Stärke ändert, bspw. von $v_{\infty 1}$ auf $v_{\infty 2}$. Dies kann bspw. mittels Sensoren detektiert werden, welche sich nicht direkt an
25 der Windkraftanlage 17 befinden, sondern in deren Umgebung, bei Windparks bspw. auf benachbarten Windkraftanlagen 17, Masten, Gebäuden, etc. Indem diese Windkraftanlagen 17 miteinander vernetzt werden, kann die betrachtete Windkraftanlage 17 bereits vor Eintreffen einer Windböe von diesem Ereignis erfahren und die Anstellwinkel der Rotorblätter 20 derart verstellen, dass sie bei
30 Eintreffen der Böe den damit normalerweise verbundenen, plötzlichen Anstieg der Windkraft F mildern oder gar kompensieren und damit von dem Turm 16 der Windkraftanlage 17 ganz oder teilweise abhalten.

Wie man sieht, lassen sich durch die erfindungsgemäße Auslegung der Rotorblattlager 1 eine Vielzahl von strukturellen Belastungen von dem Turm 16 der Windkraftanlage fernhalten, so dass dieser weit weniger schwankt und schwingt als ohne eine entsprechende Maßnahme. Die Betriebsdauer einer

5 Windkraftanlage 17 kann dadurch erheblich gesteigert werden.

Patentansprüche

1. Windenergieanlage (17), deren elektrische Nennleistung $P_{W,Nenn}$ gleich oder größer ist als 1,5 MW, und/oder deren Rotordurchmesser gleich oder größer ist als 70 m, und/oder die wenigstens ein Rotorblattlager (1) aufweist mit einem Laufkreisdurchmesser D_{pw} von 1.500 mm oder darüber, wobei die Rotorblätter (20) zur Minimierung der statischen und/oder dynamischen Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen und/oder zur Kompensation störender Kräfte und Momente, bspw. durch Erzeugung von Gegenkräften, auch dann verstellt werden, wenn eine gleichbleibende Windgeschwindigkeit v_{∞} dies nicht erfordert, **dadurch gekennzeichnet**, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Wälzlager ausgebildet ist, das für eine hohe dynamische Lebensdauer optimiert ist, indem die gesamte, nach DIN ISO 281 bestimmte, dynamische axiale Tragzahl $C_{a,ges}$ aller an der Kraftübertragung in einer axialen Richtung beteiligten Reihen (μ) eines verwendeten Wälzlagers (1) nach DIN ISO 281 wenigstens dem 1,5-fachen, vorzugsweise wenigstens dem 1,55-fachen, insbesondere dem 1,6-fachen, der dynamischen axialen Tragzahl $C_{a,ref}$ nach DIN ISO 281 einer zweireihigen Kugeldrehverbindung (31) mit vergleichbarem Bauvolumen, insbesondere berechnet aus der Fläche F_Q des von Ausnehmungen bereinigten Lagerquerschnitts mal dem Umfang am Flächenschwerpunkt, sowie mit untereinander identischen Kugeln (39,40) in beiden Reihen und mit einem Tragwinkel α von 45° entspricht:

$$C_{a,ges} \geq k_1 * C_{a,ref},$$

wobei $k_1 = 1,5$, vorzugsweise $k_1 = 1,55$, insbesondere $k_1 = 1,6$.

2. Windenergieanlage (17), deren elektrische Nennleistung $P_{W,Nenn}$ gleich oder größer ist als 1,5 MW, und/oder deren Rotordurchmesser gleich oder größer ist als 70 m, und/oder die wenigstens ein Rotorblattlager (1) aufweist mit einem Laufkreisdurchmesser D_{pw} von 1.500 mm oder darüber, wobei die Rotorblätter (20) zur Minimierung der statischen und/oder dynamischen Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen und/oder zur

Kompensation störender Kräfte und Momente, bspw. durch Erzeugung von Gegenkräften, auch dann verstellt werden, wenn eine gleichbleibende Windgeschwindigkeit v_∞ dies nicht erfordert, **dadurch gekennzeichnet**, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Wälzlager ausgebildet ist, das für eine hohe dynamische Lebensdauer optimiert ist, indem die nach DIN ISO 281 bestimmte, nominelle Lebensdauer L_{10} eines verwendeten Wälzlagers (1) wenigstens dem 3,375-fachen, vorzugsweise wenigstens dem 3,75-fachen, insbesondere wenigstens dem 4,0-fachen der nach DIN ISO 281 berechneten Lebensdauer $L_{10,ref}$ einer zweireihigen Kugeldrehverbindung (31) mit vergleichbarem Bauvolumen, berechnet aus der Fläche F_Q des von Ausnehmungen bereinigten Lagerquerschnitts mal dem Umfang am Flächenschwerpunkt, sowie mit untereinander identischen Kugeln (39,40) in beiden Reihen und mit einem Tragwinkel α von 45° entspricht:

$$L_{10} = C_{a,ges} / P_a \geq k_2 * L_{10,ref} = k_2 * C_{a,ref} / P_a$$

wobei $k_2 = 3,375$, vorzugsweise $k_2 = 3,75$, insbesondere $k_2 = 4,0$.

3. Windenergieanlage nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die dynamische, axiale Tragzahl $C_{a,ref}$ einer zweireihigen Referenz-Kugeldrehverbindung (31) mit vergleichbarem Bauvolumen sich wie folgt bestimmt:

$$C_{a,ref} = 2^{7/10} * C_{a\mu},$$

mit:

$$C_{a\mu} = 3,647^\delta * b_m * f_c * (\cos \alpha)^{0,7} * \tan \alpha * Z^{2/3} * D_w^{(1,8-0,4*\delta)}$$

und mit:

$$\begin{aligned} \delta &= 0 \text{ für } D_w \leq 25,4 \text{ mm,} \\ &1 \text{ für } D_w > 25,4 \text{ mm;} \end{aligned}$$

wobei:

C_{ax} = axiale Tragzahl einer axial tragenden Wälzkörperreihe,

5 $b_m = 1,3,$

$f_c =$ nach DIN 281 zu bestimmen,

$Z =$ Anzahl der Wälzkörper je Reihe,

$D_w =$ Durchmesser eines Wälzkörpers.

10 4. Windenergieanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die zweireihige Referenz-Kugeldrehverbindung (31) mit vergleichbarem Bauvolumen eine oder mehrere der folgenden Bedingungen erfüllt:

15 a) $Z = D_{pw}/(D_w \cdot t)$, wobei $1 \leq t \leq 1,5$, vorzugsweise $1,1 \leq t \leq 1,3$, insbesondere $t = 1,2$;

b) $D_{pw} = 2 \cdot R_{F,SP}$;

c) $D_w = 0,3 \cdot F_Q^{0,5}$;

d) der Unterschied zwischen den Bauhöhen der beiden Ringe kann vernachlässigt werden;

20

wobei

$Z =$ Zahl der Wälzkörper je Reihe;

25 $D_{pw} =$ Durchmesser der durch die Mittelpunkte der Wälzkörper einer Reihe gehenden Kreislinie;

$R_{F,SP} =$ Radius des Flächenschwerpunkts der Querschnittsfläche;

$D_w =$ Durchmesser eines Wälzkörpers;

$F_Q =$ Fläche des von Ausnehmungen befreiten gesamten Lagerringquerschnitts.

30

5. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Drehverbindung mit zwei ringförmigen, zueinander konzentrischen, gegeneinander verdrehbaren Elementen (2,3) ausgebildet ist zum Anschluß

an die Rotornabe (18) einerseits sowie zum Anschluß an ein Rotorblatt (20) andererseits, wobei die beiden Anschlußelemente (2,3) vorzugsweise jeweils aus einem Stahl bestehen, der vergütet und angelassen wurde sowie ggf. anschließend thermisch behandelt.

5

6. Windenergieanlage nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die in die selbe axiale Richtung weisenden Stirnseiten (5,6;7,8) der beiden Anschlußelemente (2,3) gegeneinander versetzt sind.

10

7. Windenergieanlage nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass das radial außen liegende, ringförmige Anschlußelement (3) mit der Rotornabe (18), das radial innen liegende, ringförmige Anschlußelement (2) dagegen mit dem Rotorblatt (20) verbunden ist.

15

8. Windenergieanlage nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den beiden Anschlußelementen (2,3) ein rundumlaufender, spaltförmiger Zwischenraum (4) vorgesehen ist.

20

9. Windenergieanlage nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass der spaltförmige Zwischenraum (4) zwischen den beiden, ringförmigen Anschlußelementen (2,3) an beiden Stirnseiten (5,6;7,8) der Drehverbindung (1) abgedichtet (14,15) und mit einem Schmiermittel, insbesondere Schmierfett, gefüllt ist.

25

10. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Wälzlager mit wenigstens einer Reihe von Wälzkörpern (9-11) ausgebildet ist, wobei die Laufbahnen wenigstens einer Wälzkörperreihe (9-11) oberflächengehärtet sind.

30

11. Windenergieanlage nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die oberflächengehärteten Laufbahnen induktionsgehärtet oder flammgehärtet sind.

12. Windenergieanlage nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Dicke d_H der oberflächengehärteten Laufbahn-Schicht wenigstens $1/25$ des betreffenden Wälzkörperdurchmessers D_w entspricht:

5
$$d_H \geq 0,04 * D_w,$$

vorzugsweise wenigstens $1/20$ des Wälzkörperdurchmessers D_w :

10
$$d_H \geq 0,05 * D_w,$$

insbesondere wenigstens $1/16$ des Wälzkörperdurchmessers D_w :

$$d_H \geq 0,06 * D_w.$$

- 15 13. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Wälzlager mit wenigstens einer Reihe von Wälzkörpern (9-11) ausgebildet ist, wobei die Wälzkörper (9-11) wenigstens einer Reihe keine kugelförmige Gestalt aufweisen.

20

14. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Wälzlager mit wenigstens einer Reihe von Wälzkörpern (9-11) ausgebildet ist, wobei die Wälzkörper (9-11) wenigstens einer Reihe mit ihren Laufbahnen jeweils
25 linienförmige Berührungsbereiche ausbilden.

25

15. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Wälzlager mit zwei oder mehr Reihen von Wälzkörpern (9-11) ausgebildet ist, wobei die
30 Wälzkörper (9-11) wenigstens zweier Reihen mit ihren Laufbahnen jeweils linienförmige Berührungsbereiche ausbilden.

30

16. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zwei in Umfangsrichtung benachbarte Wälzkörper (9-

11) wenigstens eines Rotorblattlagers (1) durch Distanzelemente voneinander getrennt sind oder durch Käfigelemente, welche sich in bzw. entlang einer Zylindermantelfläche erstrecken.

- 5 17. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Drehverbindung ausgebildet ist, deren axiale Tragkraft F_a größer ist als ihre radiale Tragkraft F_r :

10

$$F_a > F_r,$$

insbesondere um einen Faktor von wenigstens 1,25:

$$F_a/F_r > 1,25.$$

15

18. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Rotorblattlager (1) als Drehverbindung mit mehreren Reihen von Wälzkörpern (9-11) ausgebildet ist, wobei zur Übertragung von Axialkräften und Radialkräften jeweils unterschiedliche Wälzkörperreihen (9-11) dienen.

20

19. Windenergieanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch wenigstens eine Steuerungs- und/oder Regelungseinrichtung zur Verstellung der Rotorblätter (20) zwecks Minimierung der Strukturlast und/oder zwecks Dämpfung von Schwingungen und/oder zwecks Erzeugung von Gegenkräften oder -momenten.

25

20. Windenergieanlage nach Anspruch 19, gekennzeichnet durch wenigstens einen Sensor, der mit wenigstens einer Steuerungs- und/oder Regeleinrichtung für die Verstellung der Rotorblätter (20) zwecks Minimierung der Strukturlast und/oder zwecks Dämpfung von Schwingungen gekoppelt ist, um sein Ausgangssignal an diese zu übertragen.

30

21. Windenergieanlage nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein zur Übertragung seines Ausgangssignals mit einer Steuerungs- und/oder Regeleinrichtung für die Verstellung der Rotorblätter (20) zwecks Minimierung der Strukturlast und/oder zwecks Dämpfung von Schwingungen gekoppelter Sensor sich auf, an oder in der Windkraftanlage (17) befindet.
22. Windenergieanlage nach Anspruch 20 oder 21, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein zur Übertragung seines Ausgangssignals mit einer Steuerungs- und/oder Regeleinrichtung für die Verstellung der Rotorblätter (20) zwecks Minimierung der Strukturlast und/oder zwecks Dämpfung von Schwingungen gekoppelter Sensor im oberen Bereich des Turms (16) der Windkraftanlage (17) angeordnet ist, bspw. um dortige Positionsveränderungen zu erkennen.
23. Windenergieanlage nach einem der Ansprüche 20 bis 22, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein zur Übertragung seines Ausgangssignals mit einer Steuerungs- und/oder Regeleinrichtung für die Verstellung der Rotorblätter (20) zwecks Minimierung der Strukturlast und/oder zwecks Dämpfung von Schwingungen gekoppelter Sensor meßtechnisch mit der Hauptwelle des Rotors (18) gekoppelt ist, vorzugsweise in Form eines Lage- bzw. Winkelsensors.
24. Windenergieanlage nach einem der Ansprüche 20 bis 23, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein zur Übertragung seines Ausgangssignals mit einer Steuerungs- und/oder Regeleinrichtung für die Verstellung der Rotorblätter (20) zwecks Minimierung der Strukturlast und/oder zwecks Dämpfung von Schwingungen gekoppelter Sensor als Sensor für die Windgeschwindigkeit und/oder -richtung ausgebildet ist.
25. Windenergieanlage nach einem der Ansprüche 20 bis 24, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein zur Übertragung seines Ausgangssignals mit einer Steuerungs- und/oder Regeleinrichtung für die

Verstellung der Rotorblätter (20) zwecks Minimierung der Strukturlast und/oder zwecks Dämpfung von Schwingungen gekoppelter Sensor sich nicht auf, an oder in der Windkraftanlage (17) befindet, sondern demgegenüber versetzt, beispielsweise auf, an oder in einer benachbarten Windkraftanlage (17), einem Mast, Gebäude od. dgl.

26. Windenergieanlage nach einem der Ansprüche 20 bis 24, dadurch gekennzeichnet, dass die Windenergieanlage (17) mit einem Informationsnetzwerk gekoppelt ist, welches detaillierte Wetterprognosen, insbesondere Windprognosen, für die lokale Region zur Verfügung stellt, um von dort Informationen zu empfangen.

27. Verfahren zum Betrieb einer Windenergieanlage (17), deren elektrische Nennleistung $P_{W,Nenn}$ gleich oder größer ist als 1,5 MW, und/oder deren Rotordurchmesser gleich oder größer ist als 70 m, und/oder die wenigstens ein Rotorblattlager (1) aufweist mit einem Laufkreisdurchmesser D_{pw} von 1.500 mm oder darüber, mit mehreren Rotorblättern (20), die unabhängig voneinander verstellbar sind und zur Minimierung der statischen und/oder dynamischen Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen und/oder zur Kompensation störender Kräfte und Momente, bspw. durch Erzeugung von Gegenkräften, auch dann verstellt werden, wenn eine gleichbleibende Windgeschwindigkeit v_{∞} dies nicht erfordert, **dadurch gekennzeichnet**, dass zur Lagerung der Rotorblätter (20) jeweils Wälzlager (1) verwendet werden, die für eine hohe dynamische Lebensdauer optimiert sind, indem die gesamte, nach DIN ISO 281 bestimmte, dynamische axiale Tragzahl $C_{a,ges}$ aller an der Kraftübertragung in einer axialen Richtung beteiligten Reihen (μ) eines verwendeten Wälzlagers (1) nach DIN ISO 281 wenigstens dem 1,5-fachen, vorzugsweise wenigstens dem 1,55-fachen, insbesondere dem 1,6-fachen, der dynamischen axialen Tragzahl $C_{a,ref}$ nach DIN ISO 281 einer zweireihigen Kugeldrehverbindung (31) mit vergleichbarem Bauvolumen, berechnet aus der Fläche F_Q des von Ausnehmungen bereinigten Lagerquerschnitts mal dem Umfang am Flächenschwerpunkt, sowie mit untereinander identischen Kugeln (39,40) in beiden Reihen und mit einem Tragwinkel α von 45° entspricht:

$$C_{a,ges} \geq k_1 * C_{a,ref},$$

wobei $k_1 = 1,5$, vorzugsweise $k_1 = 1,55$, insbesondere $k_1 = 1,6$.

5

28. Verfahren zum Betrieb einer Windenergieanlage (17), deren elektrische Nennleistung $P_{W,Nenn}$ gleich oder größer ist als 1,5 MW, und/oder deren Rotordurchmesser gleich oder größer ist als 70 m, und/oder die wenigstens ein Rotorblattlager (1) aufweist mit einem Laufkreisdurchmesser D_{pw} von 1.500 mm oder darüber, mit mehreren Rotorblättern (20), die unabhängig voneinander verstellbar sind und zur Minimierung der statischen und/oder dynamischen Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen und/oder zur Kompensation störender Kräfte und Momente, bspw. durch Erzeugung von Gegenkräften, auch dann verstellt werden, wenn eine gleichbleibende Windgeschwindigkeit v_∞ dies nicht erfordert, **dadurch gekennzeichnet**, dass zur Lagerung der Rotorblätter (20) jeweils Wälzlager (1) verwendet werden, die für eine hohe dynamische Lebensdauer optimiert sind, indem die nach DIN ISO 281 bestimmte, nominelle Lebensdauer L_{10} eines verwendeten Wälzlagers (1) wenigstens dem 3,375-fachen, vorzugsweise wenigstens dem 3,75-fachen, insbesondere wenigstens dem 4,0-fachen der nach DIN ISO 281 berechneten Lebensdauer $L_{10,ref}$ einer zweireihigen Kugeldrehverbindung (31) mit vergleichbarem Bauvolumen, berechnet aus der Fläche F_Q des von Ausnehmungen bereinigten Lagerquerschnitts mal dem Umfang am Flächenschwerpunkt, sowie mit untereinander identischen Kugeln (39,40) in beiden Reihen und mit einem Tragwinkel α von 45° entspricht:

15

20

25

$$L_{10} = C_{a,ges} / P_a \geq k_2 * L_{10,ref} = k_2 * C_{a,ref} / P_a$$

30

wobei $k_2 = 3,375$, vorzugsweise $k_2 = 3,75$, insbesondere $k_2 = 4,0$.

29. Verfahren nach Anspruch 27 oder 28, dadurch gekennzeichnet, dass die dynamische, axiale Tragzahl $C_{a,ref}$ der zweireihigen Referenz-Kugeldrehverbindung (31) mit vergleichbaren Abmessungen sich wie folgt bestimmt:

35

$$C_{a,ref} = 2^{7/10} * C_{a\mu},$$

mit:

5

$$C_{a\mu} = 3,647^{\delta} * b_m * f_c * (\cos \alpha)^{0,7} * \tan \alpha * Z^{2/3} * D_w^{(1,8-0,4*\delta)}$$

und mit:

10

$\delta = 0$ für $D_w \leq 25,4$ mm,

1 für $D_w > 25,4$ mm;

wobei:

15

$C_{a\mu}$ = axiale Tragzahl einer Wälzkörperreihe,

b_m = 1,3,

f_c = nach DIN 281 zu bestimmen,

Z = Anzahl der Wälzkörper je Reihe,

D_w = Durchmesser eines Wälzkörpers.

20 30.

Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 29, dadurch gekennzeichnet, dass die zweireihigen Referenz-Kugeldrehverbindung (31) mit vergleichbarem Bauvolumeneine oder mehrere der folgenden Bedingungen erfüllt:

25

a) $Z = D_{pw}/(D_w * t)$, wobei $1 \leq t \leq 1,5$, vorzugsweise $1,1 \leq t \leq 1,3$, insbesondere $t = 1,2$;

b) $D_{pw} = 2 * R_{F,SP}$;

c) $D_w = 0,3 * F_Q^{0,5}$;

d) der Unterschied zwischen den Bauhöhen der beiden Ringe kann vernachlässigt werden;

30

wobei

Z = Zahl der Wälzkörper je Reihe;

D_{pw} = Durchmesser der durch die Mittelpunkte der Wälzkörper einer Reihe gehenden Kreislinie;

$R_{F,SP}$ = Radius des Flächenschwerpunkts der Querschnittsfläche;

D_w = Durchmesser eines Wälzkörpers;

5 F_Q = Fläche des von Ausnehmungen befreiten gesamten Lagerringquerschnitts.

10 31. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 30, dadurch gekennzeichnet, dass die Verstellung der Rotorblätter (20) zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen im Rahmen einer Steuerung und/oder Regelung erfolgt.

15 32. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 31, dadurch gekennzeichnet, dass die Verstellung der Rotorblätter (20) zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen im Rahmen einer übergeordneten Steuerung und/oder Regelung sowie vorzugsweise mehrerer unterlagerter Steuerungen und/oder Regelungen für die einzelnen Rotorblätter (20) erfolgt.

20 33. Verfahren nach Anspruch 32, dadurch gekennzeichnet, dass sich in einer Steuerung oder Regelung während des Betriebs zumindest Schwingungen mit folgenden Spektralanteilen einstellen:

25
$$M_1 = \cos [(2\pi/60) 2nt]$$

und/oder

$$M_2 = \sin [(2\pi/60) 3nt];$$

30 wobei

n = Drehzahl des Rotors

t = Zeit.

34. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 33, dadurch gekennzeichnet, dass die Verstellung der Rotorblätter (20) zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen in Abhängigkeit von dem Signal wenigstens eines Sensors erfolgt.
35. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 34, dadurch gekennzeichnet, dass als Eingangsgröße einer Steuerung oder Regelung für eine Verstellung der Rotorblätter (20) zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen das Signal wenigstens eines Sensors verwendet wird, der sich auf, an oder in der Windkraftanlage befindet.
36. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 35, dadurch gekennzeichnet, dass als Eingangsgröße einer Steuerung oder Regelung für eine Verstellung der Rotorblätter (20) zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen das Signal wenigstens eines im oberen Bereich des Turms (16) der Windkraftanlage (17) angeordneten Positionssensors verwendet wird.
37. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 36, dadurch gekennzeichnet, dass als Eingangsgröße einer Steuerung oder Regelung für eine Verstellung der Rotorblätter (20) zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen das Signal wenigstens eines mit der Hauptwelle des Rotors (18) gekoppelten Lage- bzw. Winkelsensors verwendet wird.
38. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 37, dadurch gekennzeichnet, dass als Eingangsgröße einer Steuerung oder Regelung für eine Verstellung der Rotorblätter (20) zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen das Signal wenigstens eines vorzugsweise im oberen Bereich des Turms (16) der Windkraftanlage (17) angeordneten Sensors für die Windgeschwindigkeit und/oder -richtung verwendet wird.

39. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 38, dadurch gekennzeichnet, dass als Eingangsgröße einer Steuerung oder Regelung für eine Verstellung der Rotorblätter (20) zur Minimierung der Strukturlast und/oder zur Dämpfung von Schwingungen das Signal wenigstens eines Sensors verwendet wird, der sich nicht auf, an oder in der Windkraftanlage (17) befindet, sondern demgegenüber versetzt, beispielsweise auf, an oder in einer benachbarten Windkraftanlage (17).
40. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 39, dadurch gekennzeichnet, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter (20) an der Rotornabe (18) jeweils Drehverbindungen (1) mit zwei ringförmigen, zueinander konzentrischen, gegeneinander verdrehbaren Elementen (2,3) verwendet werden zum Anschluß an die Rotornabe (18) einerseits sowie zum Anschluß an ein Rotorblatt (20) andererseits, wobei die beiden Anschlußelemente (2,3) vorzugsweise jeweils aus einem Stahl bestehen, der vergütet und angelassen wurde sowie ggf. anschließend thermisch behandelt.
41. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 40, dadurch gekennzeichnet, dass die in die selbe axiale Richtung weisenden Stirnseiten (5,6;7,8) der beiden Anschlußelemente (2,3) gegeneinander versetzt angeordnet werden.
42. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 41, dadurch gekennzeichnet, dass das radial außen liegende, ringförmige Anschlußelement (3) mit der Rotornabe (18), das radial innen liegende, ringförmige Anschlußelement (2) dagegen mit dem Rotorblatt (20) verbunden wird.
43. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 42, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den beiden Anschlußelementen (2,3) ein rundumlaufender, spaltförmiger Zwischenraum (4) eingehalten wird.
44. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 43, dadurch gekennzeichnet, dass der spaltförmige Zwischenraum (4) zwischen den beiden, ringförmigen

Anschlußelementen (2,3) an beiden Stirnseiten (5,6;7,8) der Drehverbindung (1) abgedichtet (14,15) und mit einem Schmiermittel, insbesondere Schmierfett, gefüllt wird.

- 5 45. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 44, dadurch gekennzeichnet, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter (20) an der Rotornabe (18) jeweils Wälzlager (1) mit wenigstens einer Reihe von Wälzkörpern (9-11) verwendet werden, wobei die Laufbahnen wenigstens einer Wälzkörperreihe (9-11) oberflächengehärtet sind.

10

46. Verfahren nach Anspruch 45, dadurch gekennzeichnet, dass die oberflächengehärteten Laufbahnen induktionsgehärtet oder flammgehärtet wurden.

15

47. Verfahren nach Anspruch 45 oder 46, dadurch gekennzeichnet, dass die Dicke d_H der oberflächengehärteten Laufbahn-Schicht wenigstens $1/25$ des betreffenden Wälzkörperdurchmessers D_w entspricht:

$$d_H \geq 0,04 * D_w,$$

20

vorzugsweise wenigstens $1/20$ des Wälzkörperdurchmessers D_w :

$$d_H \geq 0,05 * D_w,$$

25

insbesondere wenigstens $1/16$ des Wälzkörperdurchmessers D_w :

$$d_H \geq 0,06 * D_w.$$

30

48. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 47, dadurch gekennzeichnet, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter (20) an der Rotornabe (18) jeweils Wälzlager (1) mit wenigstens einer Reihe von Wälzkörpern (9-11) verwendet werden, wobei die Wälzkörper (9-11) wenigstens einer Reihe keine kugelförmige Gestalt aufweisen.

49. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 48, dadurch gekennzeichnet, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter (20) an der Rotornabe (18) jeweils Wälzlager (1) mit wenigstens einer Reihe von Wälzkörpern (9-11) verwendet werden, wobei die Wälzkörper (9-11) wenigstens einer Reihe mit ihren Laufbahnen jeweils linienförmige Berührungsbereiche ausbilden.
50. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 49, dadurch gekennzeichnet, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter (20) an der Rotornabe (18) jeweils Wälzlager (1) mit zwei oder mehr Reihen von Wälzkörpern (9-11) verwendet werden, wobei die Wälzkörper (9-11) wenigstens zweier Reihen mit ihren Laufbahnen jeweils linienförmige Berührungsbereiche ausbilden.
51. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 50, dadurch gekennzeichnet, dass zwei in Umfangsrichtung benachbarte Wälzkörper (9-11) durch Distanzelemente voneinander getrennt sind oder durch Käfigelemente, welche sich in bzw. entlang einer Zylindermantelfläche erstrecken.
52. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 51, dadurch gekennzeichnet, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter (20) an der Rotornabe (18) jeweils Drehverbindungen (1) verwendet werden, deren axiale Tragkraft F_a größer ist als ihre radiale Tragkraft F_r :
- $$F_a > F_r,$$
- insbesondere um einen Faktor von wenigstens 1,25:
- $$F_a/F_r > 1,25.$$
53. Verfahren nach einem der Ansprüche 27 bis 52, dadurch gekennzeichnet, dass zur verdrehbaren Lagerung der Rotorblätter (20) an der Rotornabe (18) jeweils Drehverbindungen (1) mit mehreren Reihen von Wälzkörpern (9-11) verwendet werden, wobei zur Übertragung von axialen Druckkräften,

axialen Zugkräften und Radialkräften jeweils unterschiedliche Wälzkörperreihen (9-11) verwendet werden.

1 / 4

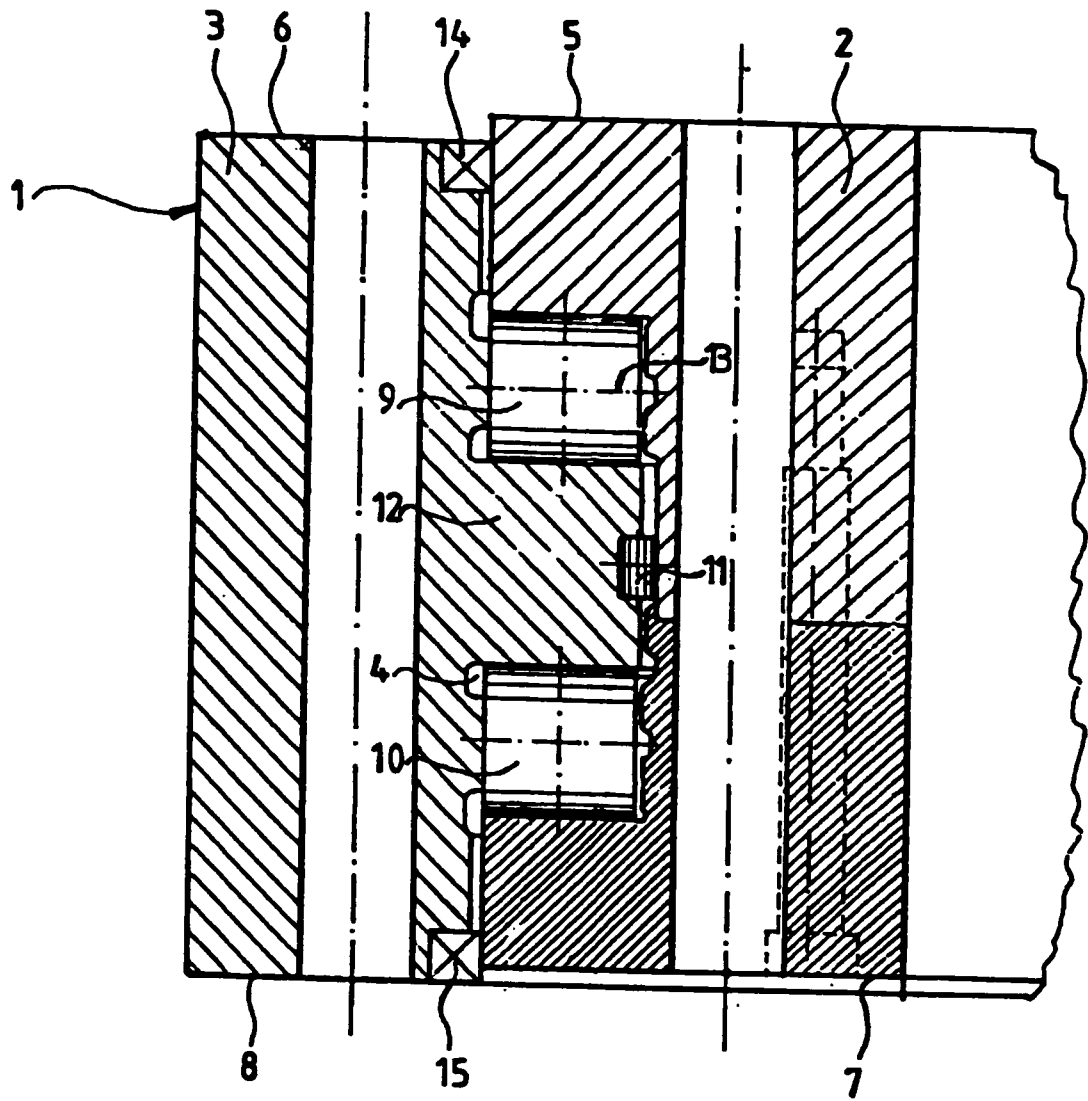
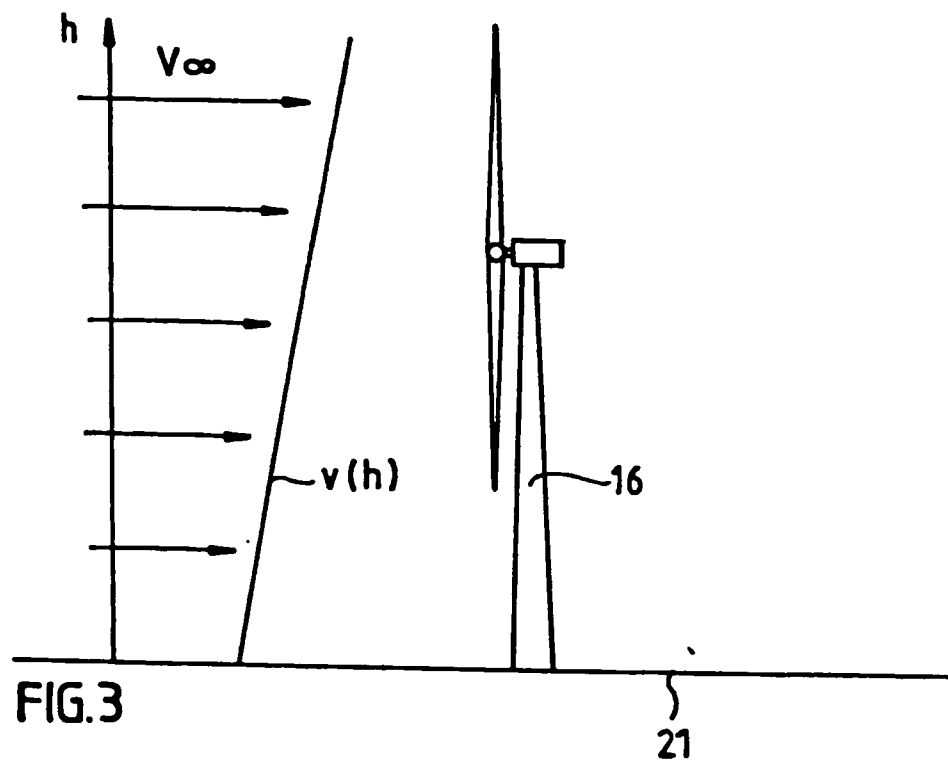
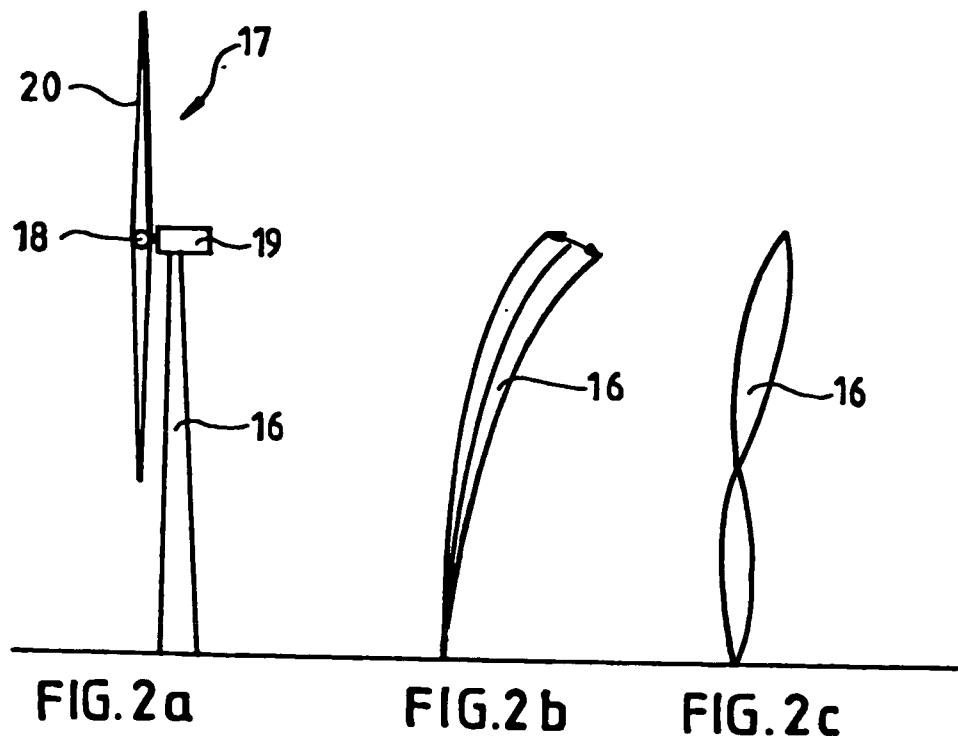


FIG.1

214



3/4

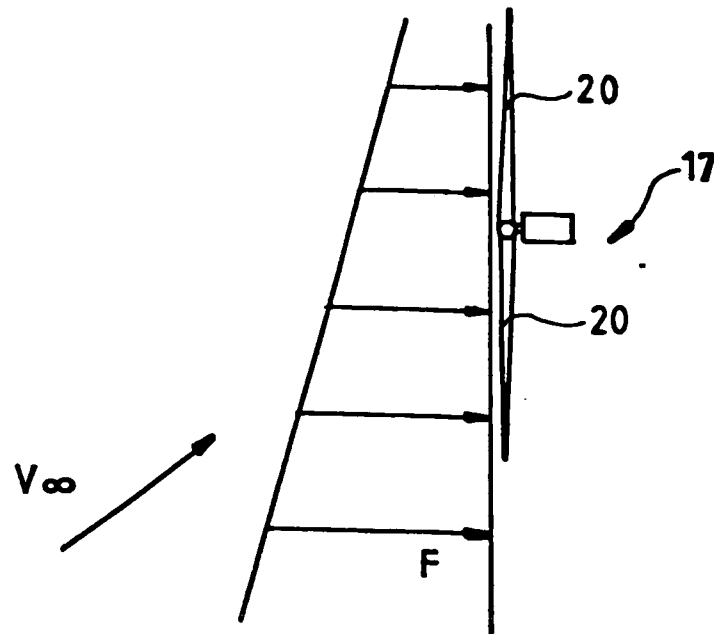


FIG. 4

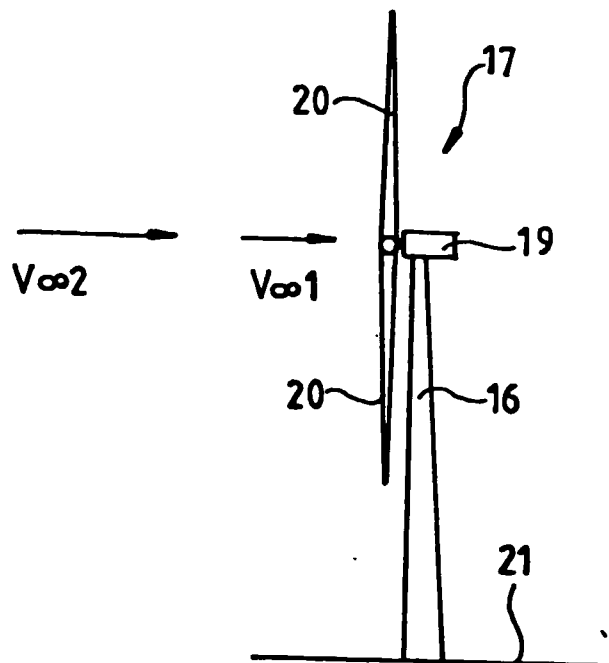


FIG. 5

4/4

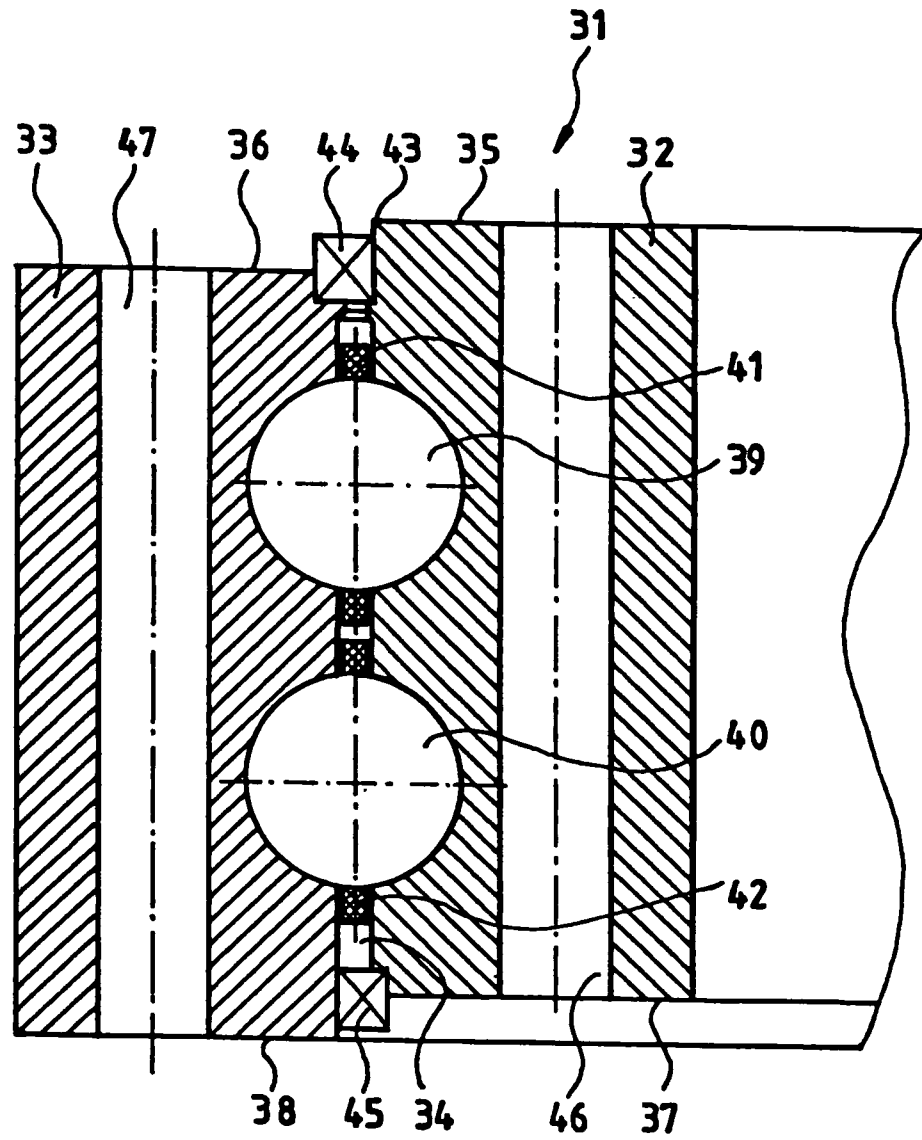


FIG. 6