



(10) **AT 515934 A4 2016-01-15**

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 800/2014
 (22) Anmeldetag: 30.10.2014
 (43) Veröffentlicht am: 15.01.2016

(51) Int. Cl.: **F03D 7/02** (2006.01)
H02K 7/104 (2006.01)

(30) Priorität:
 22.09.2014 AT A 720/2014 beansprucht.

(56) Entgegenhaltungen:
 US 2014110947 A1
 CN 103423096 A
 WO 2013166531 A1
 EP 0486765 A1
 WO 2010121784 A1

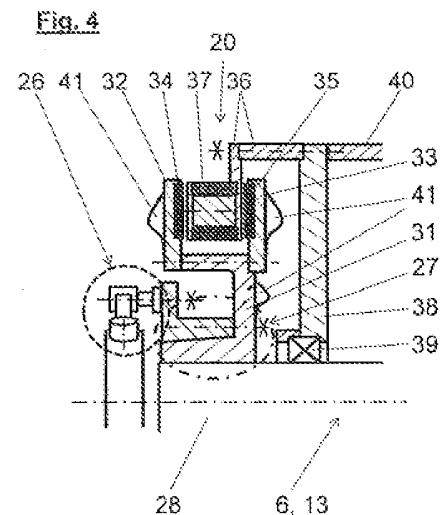
(71) Patentanmelder:
 HEHENBERGER GERALD DIPL.ING.
 9020 KLAGENFURT (AT)

(72) Erfinder:
 Hehenberger Gerald Dipl.Ing.
 9020 Klagenfurt (AT)

(74) Vertreter:
 BEER & PARTNER PATENTANWÄLTE KG
 WIEN

(54) **Antriebsstrang einer Energiegewinnungsanlage**

(57) Ein Antriebsstrang weist eine elektrische Maschine (6, 13) und ein Getriebe (3) auf, die mittels einer Welle (21, 28) miteinander verbunden sind, wobei im Antriebsstrang sowohl eine Notbremse (4) als auch eine Betriebsbremse (20) angeordnet sind, und wobei ein Rotor der Betriebsbremse (20) an der Welle (21, 28) befestigt ist und ein Stator der Betriebsbremse (20) an der elektrischen Maschine (6, 13) oder am Getriebe (3) befestigt ist. Dabei ist an der Welle (21, 28) eine Kupplung (5) angeordnet und der Rotor der Betriebsbremse (20) ist mit einem Ende (26) mit der Kupplung verbunden, wobei der Rotor wenigstens eine Rotorscheibe (32, 33) aufweist, die mit Befestigungselementen (23, 27) der Kupplung (5) verbunden ist.

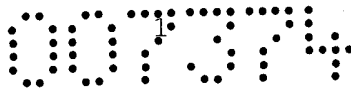


19
007374

Zusammenfassung:

Bei einem Antriebsstrang mit einer elektrischen Maschine (6, 13) und mit einem Getriebe (3), die mittels einer Welle (21, 28) miteinander verbunden sind, wobei im Antriebsstrang sowohl eine Notbremse (4) als auch eine Betriebsbremse (20) angeordnet ist, ist ein Rotor der Betriebsbremse (20) an der Welle (28) und ein Stator der Betriebsbremse (20) an der elektrischen Maschine (6, 13) befestigt.

(Fig. 4)



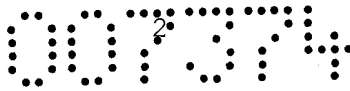
Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang, insbesondere für eine Energiegewinnungsanlage, einen Antrieb einer industriellen Maschine, eine Pumpe oder dergleichen.

Die Erfindung betrifft des Weiteren ein Verfahren zum Regeln des Betriebes eines Antriebsstrangs einer Energiegewinnungsanlage mit einer mit einem Netz verbundenen elektrischen Maschine.

Die technische Entwicklung im Bereich Windkraftanlagen führt u.a. zu immer größeren Rotordurchmessern und Turmhöhen. Damit verursachen große Leistungsschwankungen durch z.B. Netzfehler oder starke Windböen eine entsprechend große Auslenkung am Turm, was wiederum zu hohen Belastungen an der gesamten Anlage führt. Aus diesem Grund werden z.B. Windkraftanlagen, welche zur Realisierung einer variablen Rotordrehzahl häufig Drehstromgeneratoren in Kombination mit Vollumrichtern einsetzen, mit großen Widerständen über sogenannte Chopper mit dem Gleichstromzwischenkreis des Vollumrichters verbunden, damit bei spontanem Verlust der Last (z.B. bei Netzfehler) die Last am Rotor aufrecht erhalten und damit eine schnelle Verstellung der Rotorblätter vermieden werden kann. Eine schnelle Verstellung der Rotorblätter wäre bei schnellem Lastverlust notwendig, um eine Überdrehzahl des Rotors zu vermeiden, würde jedoch zu einer entsprechend großen Änderung des Rotorschubes führen und damit den Turm stark belasten. Dieses Problem wird umso größer, je höher der Turm ist.

Ähnliche Probleme können auch bei z.B. Wasserkraftanlagen auftreten, indem z.B. bei länger andauernden Netzfehlern die Turbine aufgrund fehlender Last in Überdrehzahl geht, was u.U. eine Beschädigung derselben hervorrufen würde. Ebenso gibt es auch für Antriebe für industrielle Anwendungen Betriebszustände, bei denen bei z.B. Netzausfall für einen kurzen Zeitraum ein an- bzw. abtriebsseitiges Bremsmoment erforderlich ist, um das System in einen sicheren Zustand zu bringen.

Die Zeitdauer zur Erkennung des Fehlers bis zum Stillstand der Anlage oder bis zum Ende des Netzfehlers kann bis zu mehreren



Sekunden dauern, womit eine entsprechend große Dimensionierung der oben erwähnten Widerstände erforderlich ist.

Die für Anlagen mit Vollumrichtern beschriebene Methode kann jedoch nicht mit klassischen Differenzialsystemen (elektromechanisch, hydrostatisch und hydrodynamisch) realisiert werden, da in diesen Fällen der Generator direkt mit dem Netz verbunden ist. Gleiches gilt u.a. auch für sogenannte doppeltgespeiste Drehstrommaschinen.

Die WO 2013/166531 A1 zeigt eine mögliche Lösung für dieses Problem, indem im Antriebsstrang sowohl eine Notbremse als auch eine Betriebsbremse angeordnet ist. Dabei ist der Antriebsstrang dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse z.B. zwischen dem Differenzialgetriebe und dem Generator angeordnet ist. Die WO 2013/166531 A1 zeigt jedoch nicht, wie die Betriebsbremse kostengünstig und bauraumsparend in den Triebstrang (einer z.B. Windkraftanlage mit doppeltgespeister Drehstrommaschine) integriert werden kann.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, diese Aufgabe zu lösen.

Gelöst wird diese Aufgabe mit einem Antriebsstrang mit den Merkmalen des Anspruchs 1.

Indem der Rotor der Betriebsbremse, insbesondere ein Retarder, auf der Rotorwelle des Generators angeordnet wird und der Stator an der elektrischen Maschine, z.B. ein Generator oder eine Antriebsmaschine, oder an einem Getriebe, kann die Betriebsbremse bei Antriebssträngen extrem platzsparend und kostengünstig integriert werden.

Mit einem Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 23 und/oder des Anspruchs 24 kann die Belastung der Anlage verringert werden.

Bevorzugte Ausführungsformen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.



Nachfolgend werden bevorzugte Ausführungsformen der Erfindung mit Bezug auf die angeschlossenen Zeichnungen erläutert.

Es zeigt:

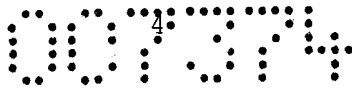
- Fig. 1 den Triebstrang einer Windkraftanlage mit einer doppeltgespeisten Drehstrommaschine gemäß Stand der Technik,
- Fig. 2 den Triebstrang einer Windkraftanlage mit einem Differenzialsystem gemäß Stand der Technik,
- Fig. 3 eine Kupplungsverbindung zwischen Hauptgetriebe und Generator gemäß Stand der Technik,
- Fig. 4 die Anbindung einer Betriebsbremse gemäß vorliegender Erfindung an einen Generator,
- Fig. 5 eine erfindungsgemäße parallele Ausführungsform einer Betriebsbremse,
- Fig. 6 eine erfindungsgemäße Positionierung einer Betriebsbremse innerhalb des Generatorgehäuses,
- Fig. 7 die Anbindung einer Betriebsbremse an einen Generator gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung und
- Fig. 8 eine erfindungsgemäße Kombination einer Not- und einer Betriebsbremse.

Die Leistung des Rotors einer Windkraftanlage errechnet sich aus der Formel

$$\text{Rotor-Leistung} = \text{Rotorfläche} * \text{Leistungsbeiwert} * \text{Luftdichte} / 2 * \text{Windgeschwindigkeit}^3$$

wobei der Leistungsbeiwert abhängig von der Schnelllaufzahl (= Verhältnis Blattspitzen-Geschwindigkeit zu Windgeschwindigkeit) des Rotors der Windkraftanlage ist. Der Rotor einer Windkraftanlage ist für einen optimalen Leistungsbeiwert basierend auf einer im Zuge der Entwicklung festzulegenden Schnelllaufzahl (in den meisten Fällen ein Wert zwischen 7 und 9) ausgelegt. Aus diesem Grund ist beim Betrieb der Windkraftanlage im Teillastbereich eine entsprechend kleine Drehzahl einzustellen, um einen optimalen aerodynamischen Wirkungsgrad zu gewährleisten.

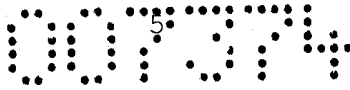
Die Leistungsaufnahme der Anlage ist gemäß obiger Formel proportional der dritten Potenz der Windgeschwindigkeit. Der auf die



Anlage wirkende Schub ist proportional dem Quadrat der Windgeschwindigkeit. Beides hängt jedoch u.a. auch noch vom eingestellten Rotor-Blattwinkel ab. Demzufolge gehen Schub und Leistung gegen Null, sobald die Rotorblätter in Richtung Segelstellung verstellt werden.

Fig. 1 zeigt eine Lösung zur Realisierung der variablen Drehzahl gemäß Stand der Technik. Der Rotor 1 der Windkraftanlage ist mittels einer Rotorlagerung 2 im Maschinenrahmen gelagert. Der Rotor 1 ist in den meisten Fällen ein sogenannter Dreiblattrotor mit großteils individuell verstellbaren Rotorblättern. Durch Verstellung der Rotorblätter wird die Leistungsaufnahme des Antriebsstranges der Anlage geregelt, bzw. kann diese durch Verstellung der Rotorblätter in Richtung Segelstellung möglichst belastungsfrei abgestellt werden. Um die Anlage sicher abstellen zu können, werden die Rotorblätter in den meisten Fällen einzeln verstellt, wodurch eine geforderte Redundanz entsteht und damit die Rotorblattverstellung auch als Notbremse dient.

In weiterer Folge treibt der Rotor 1 das Hauptgetriebe 3 an. Dieses Hauptgetriebe 3 besteht in den meisten Fällen aus zwei Planeten- und einer Stirnradstufe. Hier gibt es jedoch in Bezug auf Anzahl und Art der Getriebestufen eine Vielzahl von Varianten. Die schnelllaufende Seite des Hauptgetriebes ist meistens mittels einer Kupplung 5 mit dem Generator 6, im dargestellten Beispiel einer doppelgespeisten Drehstrommaschine, verbunden. Aus Sicherheitsgründen gibt es ergänzend bzw. alternativ zur Rotorblattverstellung eine Notbremse 4, die in den meisten Fällen zwischen dem Hauptgetriebe 3 auf der schnell laufenden Abtriebswelle des Hauptgetriebes und dem Generator 6 angeordnet ist und welche auch nur als Festhaltebremse (z.B. für Wartungsarbeiten) ausgeführt sein kann. Die Notbremse 4 ist in den meisten Fällen eine kraftschlüssige Vorrichtung, z.B. eine Scheibenbremse, kann aber auch als formschlüssige Vorrichtung, z.B. als Rotor-Arretierung, ausgeführt sein. Darüber hinaus kann die Notbremse 4 auch zwischen dem Rotor 1 und dem Hauptgetriebe 3 oder vor oder hinter dem Generator 6 positioniert sein. Hauptfunktion dieser Notbremse 4 ist, die Anlage bei Auftreten eines Fehlers oder zum Schutz von Personen, vorzugsweise in Kombination mit der oben



erwähnten Rotorblattverstellung, sicher zum Stillstand zu bringen. Damit ist die Notbremse 4 eine autarke Schutzeinrichtung, welche (basierend auf den gültigen Normen) in den meisten Fällen keine weiteren Betriebs-Funktionen übernehmen darf. Die zeichnerisch nicht dargestellte Rotorblattverstellung kann theoretisch auch alleine die Funktion der Notbremse 4 erfüllen, wobei die Notbremse 4 in diesem Fall nicht erforderlich wäre. Der Generator 6 ist rotorseitig über einen Schleifring 7 mit einem Frequenzumrichter 8 (mit einem Gleichrichter und einem Wechselrichter) und in weiterer Folge meist einen Transformator 9 an ein Mittelspannungs-Netz 10 angeschlossen. Der Frequenzumrichter 8 hat die Funktion, die Spannung und die Frequenz im Rotor des Generators 6 so zu regeln, dass die doppeltgespeiste Drehstrommaschine drehzahlvariabel am Netz 10 betrieben werden kann. Statorseitig ist der Generator 6 direkt an den Transformator 9 angeschlossen.

In den Beispielen der Figuren sind der Rotor 1 mit einer Rotorlagerung 2, das Hauptgetriebe 3, die Notbremse 4, die Kupplung 5 und der Generator 6 die wesentlichen Bestandteile eines sogenannten Triebstranges. Bei Anlagen zur Gewinnung von Energie aus Meeresströmungen, Wasserkraftturbinen, bzw. Pumpen kann der Triebstrang ähnlich aufgebaut sein, muss aber z.B. Komponenten wie das Hauptgetriebe 3 nicht aufweisen bzw. kann auch andere Komponenten aufweisen.

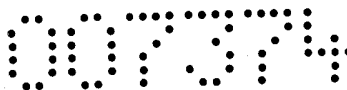
Aufgrund eines Fehlers im Triebstrang, oder bei einem betriebsbedingten Schnell- oder Not-Stopp der Anlage oder bei einem Netzfehler bzw. -ausfall kann der Generator 6 keine Leistung mehr abnehmen und es kommt zu einem Leistungseinbruch. Damit würde das den Rotor 1 antreibende Drehmoment den Triebstrang der Anlage in Überdrehzahl bringen. Um für die Anlage schädigende Drehzahlen zu verhindern, könnte man theoretisch die Notbremse 4, welche in den meisten Fällen als Scheibenbremse ausgeführt ist, aktivieren. Im Falle eines schwachen Netzes 10 fällt dieses jedoch oft aus, was in jedem Fall auch zu einem Leistungseinbruch führt. Aus sicherheitstechnischen Gründen ist daher für diesen wiederkehrenden Betriebszustand der Einsatz der Notbremse 4 nicht zulässig. Daher wird bei Anlagen gemäß Stand der Technik die Überdrehzahl durch



schnelles Verstellen der Rotorblätter verhindert, wodurch eine Aktivierung der Notbremse 4 vermieden werden kann. Ein wesentlicher Nachteil dieser Methode ist, dass sich dadurch auch der auf die Anlage wirkende Schub entsprechend rasch reduziert, was vor allem zu einer hohen Belastung des Turmes der Anlage führt. Ein weiterer Nachteil wäre, dass es bei kurzzeitigem Netzausfall, das ist ein Netzausfall mit einer kurzfristig wiederkehrenden Nennspannung (LVRT, „low voltage ride through“) relativ lange dauern kann, bis die Anlage wieder auf das vor Auftreten dieses Netzfehlers produzierte Leistungsniveau kommt, da die Rotorblattverstellung wieder in die ursprüngliche Arbeitsposition zurückkehren muss, was mitunter länger dauert als dies durch die geltenden Netz-Einspeisevorschriften gefordert wird. Aus diesem Grund ist in der WO 2013/166531 A1 eine Betriebsbremse 20 vorgesehen, welche die Nennleistung der Anlage (oder zumindest Teile davon) für mehrere Sekunden aufnimmt und in Wärme umwandeln kann. Der sich dadurch ergebende Vorteil ist, dass das Drehmoment am Triebstrang vorerst aufrecht gehalten wird und damit keine schnelle Rotorblattverstellung erforderlich ist, wodurch sich auch der auf die Anlage wirkende Schub nicht schlagartig verändert. Darüber hinaus kann bei Netzwiederkehr die ins Netz abgegebene Leistung schnell wieder hochgeregelt werden, da dann augenblicklich der Generator wieder Leistung ins Netz abgeben kann, während die Betriebsbremse 20 gleichzeitig das Bremsmoment zurückregelt. Im Idealfall bleibt damit das am Antriebsstrang anstehende Drehmoment während eines kurzen Netzspannungseinbruchs konstant.

Prinzipiell kann es erfindungsgemäß aber auch ausreichend sein, das zum Zeitpunkt des Netzfehlers anstehende Drehmoment nur in einem Ausmaß aufrecht zu erhalten, das ausreicht, um eine Überdrehzahl des Rotors 1 bei langsamer Rotorblattverstellung zu verhindern. Dieses Auslegungsdrehmoment der Betriebsbremse 20 kann dann unter Umständen auch geringer oder sogar wesentlich geringer als das Nenndrehmoment des Triebstranges sein.

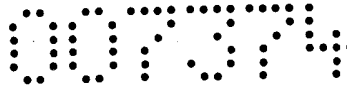
Erfindungsgemäß kann die Betriebsbremse 20 aber sinnvollerweise auch beim Auftreten von starken Windböen eingesetzt werden, um damit eine schnelle Verstellung der Rotorblätter zu verhindern, auch wenn kein



Netzfehler ansteht. Damit wird eine Dämpfung der Rotorblattverstellung und in weiterer Folge eine damit zusammenhängende Lastreduktion für z.B. Turm und Rotorblätter erreicht. Unter Dämpfung der Rotorblattverstellung versteht man im Sinne der Erfindung, dass die Geschwindigkeit und/oder Häufigkeit bzw. das Ausmaß der Verstellung der Rotorblätter gegenüber einer Verstellung ohne Betriebsbremse 20 verringert wird.

Anstelle der doppeltgespeisten Drehstrommaschine kann als Generator 6 auch z.B. eine Synchronmaschine zum Einsatz kommen, deren Stator dann mittels Frequenzumrichter mit Synchronmaschinen-Nennleistung (Vollumrichter) und Transformator 9 an das Netz 10 angebunden und drehzahlvariabel betrieben werden kann (Synchrongenerator mit Vollumrichter).

Fig. 2 zeigt ein bekanntes Konzept einer Windkraftanlage mit elektromechanischem Differenzialsystem. Der Antriebsstrang der Windkraftanlage beginnt auch hier grundsätzlich beim Rotor 1 mit dessen Rotorblättern und endet beim Generator 13. Auch hier treibt der Rotor 1 das Hauptgetriebe 3 und in weiterer Folge ein Differenzialgetriebe 14 an. Der Generator 13 ist mit dem Hohlrad des Differenzialgetriebes 14 verbunden und dessen Ritzel mit einem Differenzial-Antrieb 16. Das Differenzialgetriebe 14 ist in dem gezeigten Beispiel 1-stufig und der Differenzial-Antrieb 16 ist koaxial sowohl zur Abtriebswelle des Hauptgetriebes 3, als auch zur Abtriebswelle des Generators 13 angeordnet. In der gezeigten Ausführungsform ist beim Generator 13 eine Hohlwelle vorgesehen, welche erlaubt, dass der Differenzial-Antrieb 16 an der dem Differenzialgetriebe 14 abgewandten Seite des Generators 13 positioniert wird. Dadurch ist die Differenzialstufe vorzugsweise eine separate, an den Generator 13 angebundene Baugruppe, welche dann vorzugsweise über eine Kupplung 5 und eine Notbremse 4 mit dem Hauptgetriebe 3 verbunden ist. Für die Notbremse 4 gilt sinngemäß Gleiches wie schon in den Erläuterungen zu Fig. 1 ausgeführt. Die Verbindungswelle 15 zwischen Differenzialgetriebe 14 und Differenzial-Antrieb 16 wird vorzugsweise in einer besonders massenträgheitsmomentarmen Variante als z.B. Faserverbund-Welle ausgeführt. Der Differenzial-Antrieb 16 ist mittels eines

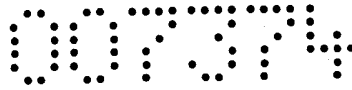


Frequenzumrichters 17 und eines Transformators 18 an das Mittelspannungsnetz 19 angebunden.

Wesentlicher Vorteil dieses Konzeptes ist, dass der Generator 13, vorzugsweise ein fremderregter Mittelspannungs-Synchrongenerator, direkt, das heißt ohne aufwändige Leistungselektronik, an das Mittelspannungsnetz 19 angebunden werden kann. Der Ausgleich zwischen variabler Rotordrehzahl und fixer Generator Drehzahl wird durch den drehzahlvariablen Differenzial-Antrieb 16 realisiert.

Ein Nachteil dieses Konzeptes ist jedoch wie schon beim Anlagenkonzept gemäß Fig. 1, dass bei z.B. Netzausfall oder LVRT der Generator 13 keine Leistung mehr ins Netz 19 einspeisen kann. Aus diesem Grund ist wie in der WO 2013/166531 A1 auch hier eine Betriebsbremse 20 vor. Gleiches gilt für hydraulische Differenzialsysteme. Dabei wird das in Fig. 2 gezeigte Antriebssystem mit dem Differenzial-Antrieb 16 und dem Frequenzumrichter 17 durch ein hydraulisches System ersetzt. Bei sogenannten hydrostatischen Differenzialsystemen ist dies eine Kombination aus hydraulischem Motor und Pumpe, wie z.B. in der WO 2004/109157 A1. Im Falle eines hydrodynamischen Differenzialsystems ist dies ein hydrodynamischer Drehmomentwandler, wie z.B. in der WO 2004/088132 A1.

Fig. 3 zeigt eine typische Kupplungsverbindung zwischen Hauptgetriebe 3 und Generator 6, 13 gemäß Stand der Technik. Dabei ist an der schnell laufenden Abtriebswelle 21 des Hauptgetriebes 3 eine Bremsscheibe 22, vorzugsweise mittels eines Befestigungselementes 23, befestigt (wie in Fig. 3 dargestellt), bzw. mit diesem verschraubt. Die Bremsscheibe 22 ist Teil einer Scheibenbremse mit in den meisten Fällen einer oder mehreren mit Federn vorgespannten hydraulischen Bremszangen 30. Vorzugsweise wird ein getriebeseitiges Kupplungsende 24 direkt mit der Bremsscheibe 22 (wie in Fig. 3 dargestellt) oder alternativ mit dem Befestigungselement 23 verbunden, bzw. kann die Bremsscheibe 22 als Teil des Befestigungselementes 23 ausgeführt sein, wie in Fig. 3 als Teil eines Kegelpressverbandes dargestellt. An das Kupplungsende 24 schließen ein Kupplungszwischenstück 25 und in weiterer Folge ein

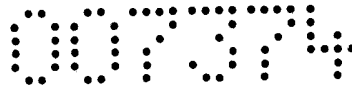


generatorseitiges Kupplungsende 26 an. Letzteres wird vorzugsweise mittels eines Befestigungselementes 27 am Wellenende 28 des Generators 6, 13 befestigt. Das Befestigungselement 23, 27 ist vorzugsweise ein Spannsatz (z.B. ein Kegelpressverband). Anstelle eines Spannsatzes kann jedoch jede andere technisch mögliche Wellenverbindung (wie z.B. eine Passfederverbindung oder eine Steckverzahnung oder eine einfache Pressverbindung) zum Einsatz kommen. Das Kupplungszwischenstück 25 hat meistens einen Überlastschutz 29 (z.B. eine einstellbare Rutschkupplung), welcher alternativ auch in einem der Kupplungsenden 24 oder 26 oder in einem der Befestigungselemente 23 oder 27 integriert sein kann. Die Kupplungsenden 24, 26 sind in den Fig. 3 bis 6 beispielhaft als Gelenkkopfkonstruktionen dargestellt. Auch hier gilt, dass alternativ jede andere technisch mögliche Konstruktionslösung, wie z.B. Lamellenpakete, zum Einsatz kommen kann.

Fig. 4 zeigt den Triebstrang einer Energiegewinnungsanlage mit einer Anbindung einer Betriebsbremse 20 gemäß vorliegender Erfindung. Vorzugsweise kommt dabei ein elektrodynamischer Retarder (Wirbelstrombremse) als Betriebsbremse 20 zum Einsatz. Dabei sind z.B. zwei Rotorscheiben 32, 33 aus Stahl mit dem Triebstrang verbunden. Zwischen den Rotorscheiben 23, 33 liegt ein Stator mit einem Spulenträger 36 und elektrischen Spulen 37. Wenn durch Aktivierung des Retarders die Spulen mit Strom beaufschlagt werden, werden Magnetfelder erzeugt, die durch die Rotorscheiben 32, 33 geschlossen werden. Die gegenläufigen Magnetfelder erzeugen dann eine Bremswirkung. Die dabei entstehende Wärme wird z.B. durch die vorzugsweise belüfteten Rotorscheiben 32, 33 wieder abgegeben.

Ein wesentlicher Vorteil eines Retarders als Betriebsbremse ist dessen Verschleißfreiheit und gute Regelbarkeit. So kann das Bremsmoment abhängig vom Betriebszustand der Anlage, bzw. angepasst an den Verlauf eines Bremsmanövers verstellt bzw. optimiert werden.

Alternativ ist jedoch auch der Einsatz von hydrodynamischen Retardern denkbar. Hydrodynamische Retarder arbeiten in den meisten Fällen mit Öl, das bei Bedarf in ein Wandlergehäuse geleitet wird. Das Wandlergehäuse besteht aus zwei rotationssymmetrischen und sich



gegenüberliegenden Schaufelrädern, einem Rotor, der mit dem Antriebsstrang der Anlage verbunden ist, und einem feststehenden Stator. Der Rotor beschleunigt das zugeführte Öl und die Zentrifugalkraft drückt es nach außen. Durch die Form der Rotorschaukeln wird das Öl in den Stator geleitet, der dadurch ein bremsendes Drehmoment auf den Rotor ausübt und in weiterer Folge dann auch den gesamten Antriebsstrang bremst. Durch Reibung wird die Bewegungsenergie in Wärme umgewandelt, die durch einen Wärmetauscher wieder abgeführt werden muss, was z.B. mit Hilfe des Kühlwasserkreislaufs der Anlage erfolgen kann. Zum Aktivieren wird der Retarder vorzugsweise mit Öl aus einem Vorratsbehälter geflutet, welches durch die Schaufelräder selbsttätig wieder zurückgepumpt wird. Dies funktioniert bei entsprechender Ausführung auch ohne elektrische Netzversorgung des Systems.

Eine weitere Ausführungsoption ist ein Wasser-Retarder, welcher ebenfalls nach dem hydrodynamischen Prinzip arbeitet, jedoch Wasser statt Öl als Bremsflüssigkeit verwendet.

Der elektromechanische Retarder kann mit einem elektrischen Energiespeicher (z.B. in Form von Kondensatoren oder Akkumulatoren) verbunden sein. Damit ist die für die Erregung des elektrodynamischen Retarders notwendige Energie jederzeit verfügbar, was den Einsatz der Betriebsbremse 20 unabhängig vom Zustand des Netzes 19 ermöglicht. Unabhängig vom Vorhandensein eines Energiespeichers, ist eine der Aufgaben der Systemregelung, eine Überdrehzahl des Triebstranges zu verhindern, wobei gleichzeitig, z.B. im LVRT-Fall, die Drehzahl bzw. der Phasenwinkel des Generators 6, 13 im Wesentlichen konstant gehalten wird, um bei Netzwiederkehr im Wesentlichen phasengleich mit dem Netz 19 zu sein.

Aufgrund des stochastischen Antriebsdrehmomentes des Rotors 1, kann durch Einsatz einer Betriebsbremse 20 nicht gewährleistet werden, dass während z.B. eines Leistungseinbruches der Generator 6, 13 phasengleich mit dem Netz 10, 19 bleibt.

Dies erfolgt im Falle eines Differenzialantriebes (gem. Fig. 2), indem unter anderem mittels Drehzahlregelung durch den Differenzial-Antrieb 16 die Drehzahl des Generators 13 im Wesentlichen konstant

gehalten wird. Im Falle einer doppeltgespeisten Drehstrommaschine (gem. Fig. 1) hat der Frequenzumrichter 8 die Aufgabe, die Spannung und die Frequenz im Rotor des Generators 6 so zu regeln, dass die doppeltgespeiste Drehstrommaschine im Wesentlichen phasengleich mit dem Netz 10 bleibt.

Der Triebstrang in Fig. 4 ist analog zu Fig. 3 aufgebaut. Erfindungsgemäß wird nun aber ein Träger 31 von Rotorscheiben 32, 33 mit dem Befestigungselement 27 verbunden, oder - wie in Fig. 4 gezeigt - teilweise in dieses integriert. Der Träger 31 und die Rotorscheiben 32, 33 können entweder als Einzelteile miteinander verschraubt oder in einem Stück gefertigt werden, wobei die Rotorscheibe 32 aus Montagegründen mit dem Träger 31 vorzugsweise schraubbar verbunden bleibt.

Um einen optimalen Magnetfluss und damit ein maximales Bremsmoment erzeugen zu können, werden die Rotorscheiben 32, 33 vorzugsweise aus Reineisen hergestellt. Reineisen hat im Vergleich zu Stahl jedoch den Nachteil einer geringeren Festigkeit und höherer Kosten.

Vorteil einer mehrteiligen Ausführung von Träger 31 und Rotorscheiben 32, 33 ist daher, dass dabei die Rotorscheiben 32, 33 aus einem für den Magnetfluss besseren Reineisen und der Träger 31 aus einem festigkeitsmäßig vorteilhafteren und darüber hinaus kostengünstigeren Material hergestellt werden können. Um Material- und Fertigungskosten zu sparen, können Träger 31 und Rotorscheiben 32, 33 vorzugsweise als z.B. gewöhnliche(r) Gussteil(e) gefertigt werden und die für den Magnetfluss wichtigen Oberflächenbereiche der Rotorscheiben 32, 33 als Reineisenteile 34, 35 ausgeführt werden. Dabei bietet sich an, die Reineisenteile 34, 35 an den Rotorscheiben 32, 33 vorzugsweise anzuschrauben bzw. anzunieten oder einen Rotorscheiben-Ring 34, 35 in den Träger 31 ein- oder aufzupressen. Die Reineisenteile 34, 35 sind dabei entweder ringförmig ausgebildete Bleche oder vorzugsweise aneinander gereihte Blechsegmente um den Materialverbrauch im Fertigungsprozess zu minimieren.



Ein Stator der Betriebsbremse 20 bzw. des elektromechanischen Retarders weist beispielsweise einen Spulenträger 36 und daran befestigte, ringförmig angeordnete elektrische Spulen 37 auf.

Der Spulenträger 36 der Betriebsbremse 20 ist am Generator 6, 13 befestigt - vorzugsweise im Bereich dessen vorderen Lagerschildes 38. Das vordere Lagerschild 38 des Generators 6, 13 führt u.a. das vordere Generatorlager 39 und ist in den meisten Fällen mit dem Statorgehäuse 40 des Generators 6, 13 verschraubt. Jedoch sind auch hier weitere Ausführungsvarianten in Gebrauch. Sofern montage-technisch sinnvoll, verwendet man die Verschraubung zwischen Lagerschild 38 und Statorgehäuse 40, um damit den Spulenträger 36 mit dem Generator 6, 13 zu verbinden.

Während des Bremsvorganges entsteht im Retarder hohe Verlustenergie, welche als Wärme abgeführt werden muss. Die Rotorscheiben 32, 33 und/oder der Träger 31 haben daher vorzugsweise Belüftungsrippen 41. Sind der Träger 31 und/oder die Rotorscheiben 32, 33 Gussteile, so können diese Belüftungsrippen 41 angegossen werden und ersetzt dadurch ein separates Lüfterrad.

Mit dem Aufbau des Retarders gem. Fig. 4 ist keine Verlängerung des Triebstranges erforderlich, womit diese erfindungsgemäße Ausführung auch ideal bei bereits bestehenden Anlagen nachgerüstet werden kann.

Wie schon zu Fig. 1 beschrieben kann, aufgrund des stochastischen Antriebsdrehmomentes des Rotors 1, auch durch Einsatz einer Betriebsbremse 20 nicht gewährleistet werden, dass während eines Leistungseinbruches die Drehzahl des Generators 6 konstant gehalten werden kann. Daher werden durch den Frequenzumrichter 8 während der Aktivierung der Betriebsbremse 20 Frequenz und Spannung der doppeltgespeisten Drehstrommaschine 6 bevorzugt so geregelt, dass die Wechselspannung im Stator des Generators 6 im Wesentlichen konstant bzw. synchron zum Netz 10 ist.

Ist ein höheres Bremsmoment erforderlich, so kann neben z.B. einer Vergrößerung des Durchmessers der Rotorscheiben 32, 33 oder einer Erhöhung des Stromes in den Spulen 37 auch eine Betriebsbremse 20



mit mehreren Retardern verwendet bzw. integriert werden. Fig. 5 zeigt dies beispielhaft für zwei parallel angebrachte Einheiten. Dabei zeigt die Darstellung mit Reineisenteilen belegte Rotorscheiben. Die Gestaltung des Trägers 31 und der Rotorscheiben 32, 33 ist jedoch in verschiedenen - z.B. analog zu den bereits beschriebenen - Ausführungsvarianten realisierbar.

Fig. 6 zeigt eine erfindungsgemäße Positionierung einer Betriebsbremse innerhalb des Generatorgehäuses. Dabei ist der Triebstrang in Fig. 6 analog zu Fig. 3 aufgebaut. Auch hier wird erfindungsgemäß ein Träger 31 von Rotorscheiben 32, 33 mit einer Generatorwelle 28 verbunden. Ein Stator der Betriebsbremse 20 bzw. des elektromechanischen Retarders weist auch hier einen Spulenträger 36 und daran befestigte, ringförmig angeordnete elektrische Spulen 37 auf.

Der Spulenträger 36 der Betriebsbremse 20 ist mit dem Statorgehäuse 40 eines Generators 6, 13 verbunden - vorzugsweise im Bereich dessen vorderen Lagerschildes 38 oder alternativ im Bereich dessen hinteren (nicht dargestellten) Lagerschildes, oder alternativ direkt mit dem Lagerschild 38.

Bezüglich möglicher alternativer Ausführungsformen gilt analog das zu Fig. 4 und 5 Gesagte.

Wie Fig. 7 zeigt, können die Rotorscheiben 32, 33 auch als Einzelteile (ohne Träger 31) am Befestigungselement 27 befestigt bzw. in dieses integriert werden. Dabei können die beiden Rotorscheiben 42, 43 aus Kosten- und/oder Festigkeitsgründen z.B. als einfache Stahlscheiben ausgeführt werden. Ist ein besonders hoher Magnetisierungsfluss gefordert, können sie auch in Reineisen ausgeführt oder die Rotorscheiben 42, 43 mit Reineisenteilen 34, 35 ergänzt werden, wie schon zu Fig. 4 beschrieben.

Eine weitere erfindungsgemäße Ausführung zeigt Fig. 8. Hier wird der Retarder, analog zu den Ausführungsformen von Fig. 4 bis 7, auf der schnell laufenden Abtriebswelle 21 des Hauptgetriebes 3 angeordnet. Da hier platzmäßig in den meisten Fällen auch die Notbremse 22

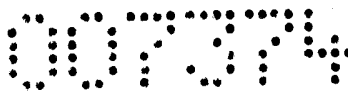


unterzubringen ist, wird in dieser Ausführungsform der Erfindung eine der beiden Rotorscheiben 32, 33 oder 42, 43 auch als Bremsscheibe für die Notbremse 22 verwendet. Aufgrund der Platzverhältnisse sind neben den Spulen 37 auch noch ein oder mehrere Bremssättel 30 am Umfang unterzubringen. Damit reduziert sich zwar die für den gewählten Bremsscheibendurchmesser unterzubringende Anzahl der Spulen 37, aufgrund der geringeren thermischen Belastung der Bremsscheiben durch den Retarder kann bei dieser Ausführungsform aber auch die Notbremsfunktion erfüllt werden. Der in Fig. 8 nicht dargestellte Spulenträger wird am Gehäuse der Hauptgetriebes 3 im Bereich der schnell laufenden Hauptgetriebewelle 21 befestigt.

Alternativ zu der in Fig. 8 gezeigten Anordnung der Bremsselemente können die Bremssättel 30 in radialer Richtung auch außerhalb der Spulen 37 positioniert werden. Damit ist zwar eine größere Rotor- bzw. Bremsscheibe erforderlich, es kann jedoch damit eine höhere Anzahl von Spulen 37 verbaut werden.

Wird ein Triebstrang mit einem Differenzialantrieb (wie in Fig. 2 dargestellt) ausgestattet, so ist es aufgrund der hohen Integration von Differenzialgetriebe und Generator in den meisten Fällen schwierig, den Retarder auf dem vorderen Wellenende 28 des Generators 13 unterzubringen. Aus diesem Grund kann der Retarder dann vorzugsweise im Bereich des hinteren Wellendendes des Generators 13 befestigt werden, wobei die Erläuterungen zu Fig. 4 bis 7 hier sinngemäß ihre Anwendung finden.

Erfindungsgemäß kann z.B. bei einem Netzausfall oder einem LVRT-Ereignis während der Aktivierung der Betriebsbremse der Frequenzumrichter einer doppeltgespeisten Drehstrommaschine so geregelt werden, dass der Spannungs- und Frequenzverlauf im Stator der doppeltgespeisten Drehstrommaschine im Wesentlichen konstant bzw. netzsynchron ist.



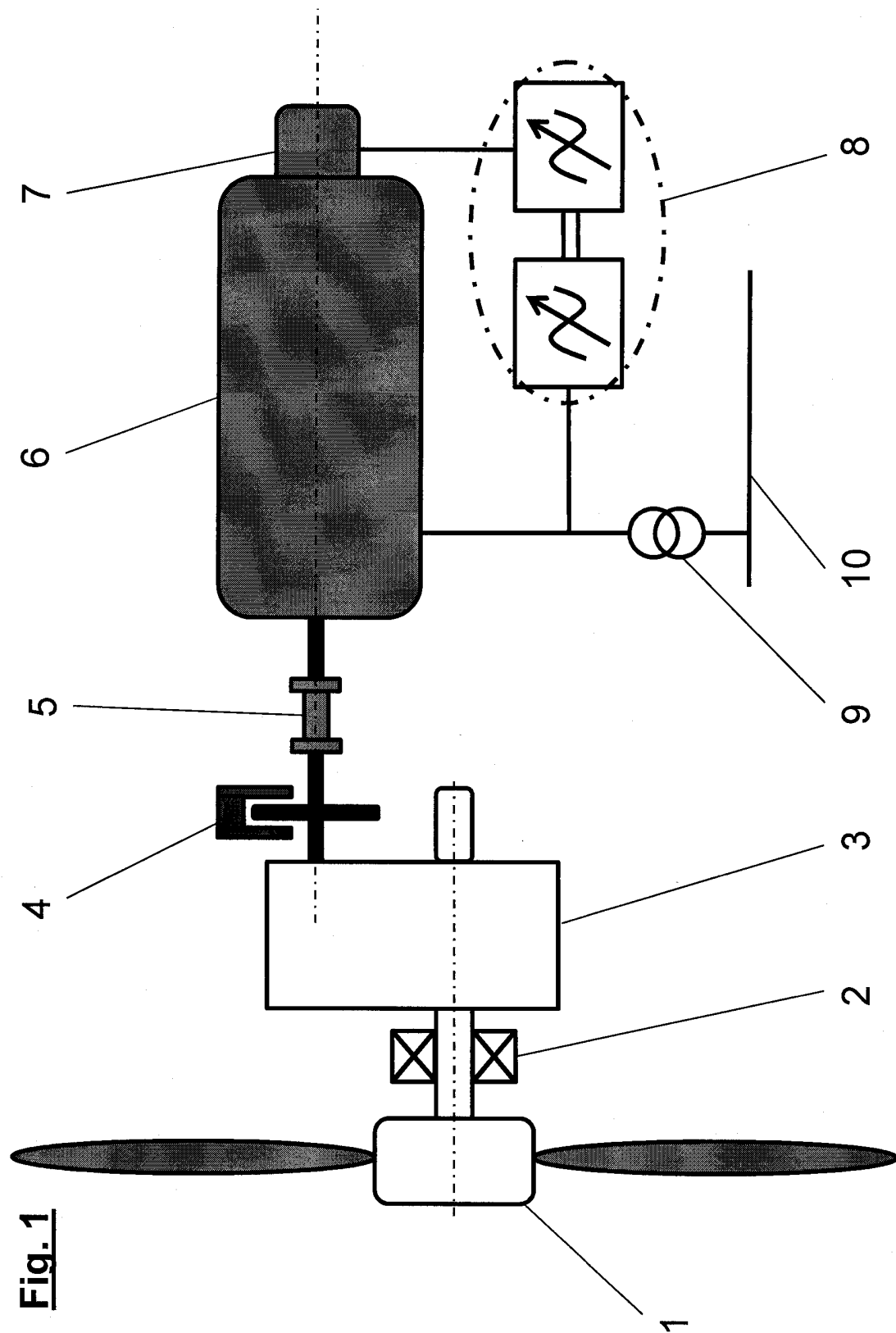
Patentansprüche:

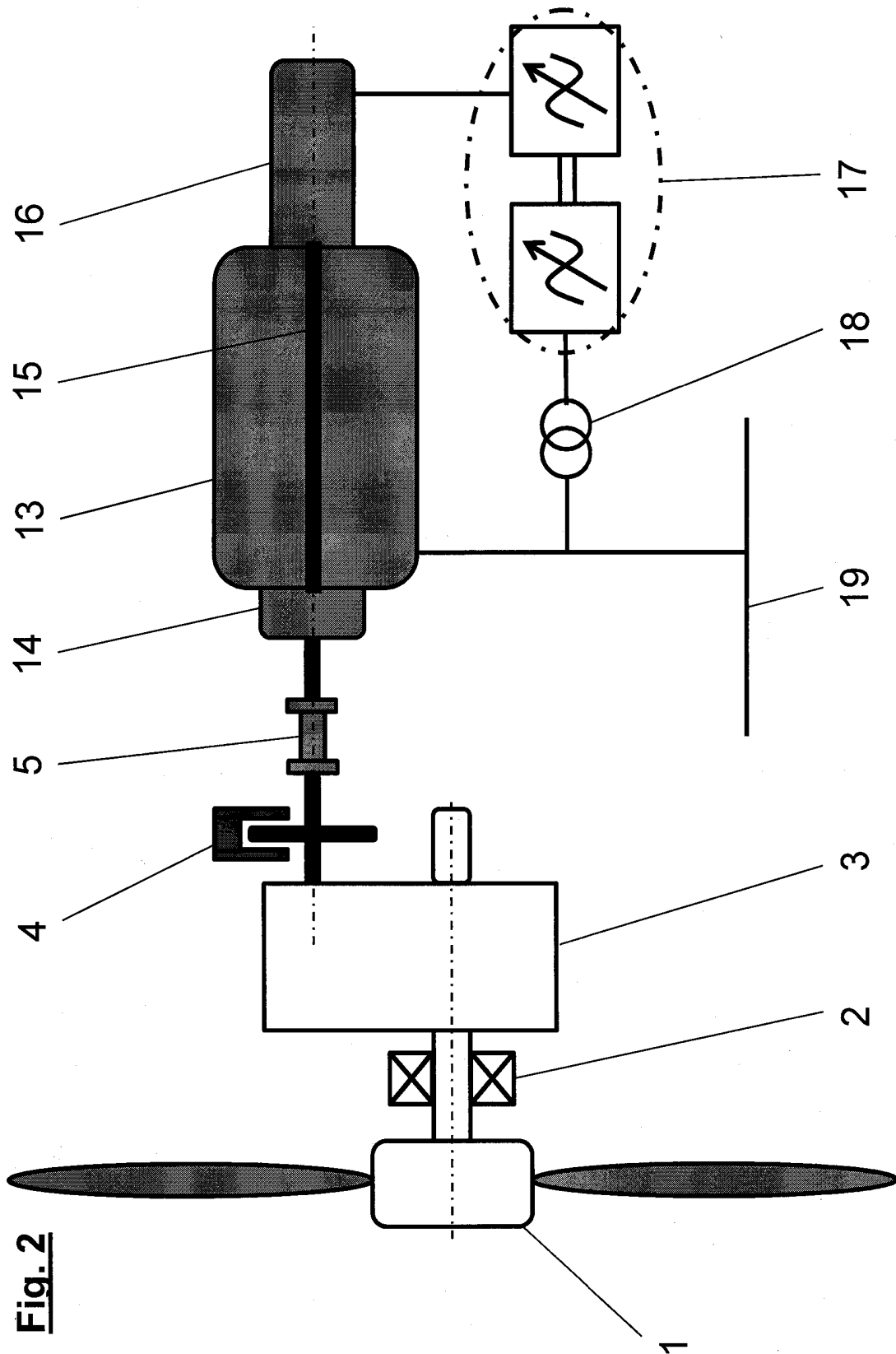
1. Antriebsstrang mit einer elektrischen Maschine (6, 13) und mit einem Getriebe (3), die mittels einer Welle (21, 28) miteinander verbunden sind, wobei im Antriebsstrang sowohl eine Notbremse (4) als auch eine Betriebsbremse (20) angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass ein Rotor der Betriebsbremse (20) an der Welle (21, 28) und ein Stator der Betriebsbremse (20) an der elektrischen Maschine (6, 13) oder am Getriebe (3) befestigt ist.
2. Antriebsstrang nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass an der Welle (21, 28) eine Kupplung (5) angeordnet ist, und dass der Rotor der Betriebsbremse (20) mit einem Ende (26) der Kupplung verbunden ist.
3. Antriebsstrang nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Rotor wenigstens eine Rotorscheibe (32, 33) aufweist, die mit Befestigungselementen (23, 27) der Kupplung (5) verbunden sind.
4. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Stator der Betriebsbremse (20) mit einem Lagerschild (38) der elektrischen Maschine (6, 13) verbunden ist.
5. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) eine verschleißfreie hydrodynamische oder elektrodynamische Dauerbremse ist.
6. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) ein elektromechanischer Retarder ist und dass der Stator der Betriebsbremse (20) einen Spulenträger (36) mit daran angeordneten Spulen (37) ist.
7. Antriebsstrang nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Rotorscheibe aus Reineisen besteht.

8. Antriebsstrang nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Rotorscheibe einen Träger (32, 33, 42, 43), vorzugsweise aus Metall wie Stahlguss oder Grauguss, aufweist, an dem Scheiben oder Platten (34, 35) aus Reineisen angebracht sind.
9. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 3 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Rotorscheibe (32, 33) mit Befestigungselementen (23, 27) der Kupplung (5) verbunden ist.
10. Antriebsstrang nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Befestigungselement (23, 27) ein Kegelpressverband, eine Passfederverbindung, eine Steckverzahnung oder eine Pressverbindung ist.
11. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 3 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass an der Rotorscheibe der Betriebsbremse (20) eine Bremsscheibe der Notbremse angeordnet ist.
12. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) drei oder mehr Rotorscheiben (32, 33) an einem Träger (31) des Rotors und zwei oder mehr Spulenträger (36) am Stator der Betriebsbremse (20) aufweist.
13. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 12, mit einem Differenzialgetriebe (14) mit drei An- bzw. Abtrieben, wobei ein erster Antrieb mit der Antriebswelle, ein Abtrieb mit der elektrischen Maschine und ein zweiter Antrieb mit einem Differenzial-Antrieb (16) verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, dass der Stator der Betriebsbremse (20) mit dem dem Differenzialgetriebe (14) zugewandten Ende der elektrischen Maschine (13), insbesondere deren Lagerschild (38), verbunden ist.
14. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 12, mit einem Differenzialgetriebe (14) mit drei An- bzw. Abtrieben, wobei ein erster Antrieb mit der Antriebswelle, ein Abtrieb mit der

- elektrischen Maschine und ein zweiter Antrieb mit einem Differenzial-Antrieb (16) verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, dass der Stator der Betriebsbremse (20) mit dem vom Differenzialgetriebe (14) abgewandten Endes des Generators (13) verbunden ist.
15. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass die elektrische Maschine eine doppelt gespeiste Drehstrommaschine ist.
16. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass die elektrische Maschine eine Synchronmaschine mit Vollumrichter ist.
17. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 5 bis 16, gekennzeichnet durch eine Notstromversorgung wie z.B. Akkumulatoren oder Kondensatoren, an welche die Betriebsbremse (20) angeschlossen ist.
18. Antriebsstrang nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Differenzial-Antrieb (16) eine elektrische Maschine ist, die mittels eines Frequenzumrichters (17) und gegebenenfalls eines Transformators (18) an ein Stromnetz (19) angeschlossen ist.
19. Antriebsstrang nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) eine elektrodynamische Bremse ist, die an einen Gleichstromzwischenkreis des Frequenzumrichters (17) angeschlossen ist, und dass der Gleichstromzwischenkreis einen elektrischen Energiespeicher aufweist.
20. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) innerhalb des Generatorgehäuses angeordnet ist.
21. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass das Auslegungsdrehmoment der Betriebsbremse (20) kleiner als das Nenndrehmoment des Triebstranges ist.

22. Energiegewinnungsanlage, Antrieb einer industriellen Maschine, Pumpe oder dergleichen dadurch gekennzeichnet, dass dessen Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 21 ausgeführt ist.
23. Verfahren zum Regeln des Betriebes eines Antriebsstrangs einer Energiegewinnungsanlage mit einer mit einem Netz (10, 19) verbundenen elektrischen Maschine (6, 13), dadurch gekennzeichnet, dass im Fall eines Netzausfalles, Netzfehlers oder einer Notabschaltung eine Betriebsbremse (20) aktiviert wird, deren Auslegungsdrehmoment kleiner als das Nenndrehmoment des Triebstranges ist.
24. Verfahren zum Regeln des Betriebes eines Antriebsstrangs einer Energiegewinnungsanlage mit Rotorblättern und mit einer mit einem Netz (10, 19) verbundenen elektrischen Maschine (6, 13), dadurch gekennzeichnet, dass die Verstellung der Rotorblätter durch die Betriebsbremse gedämpft wird.

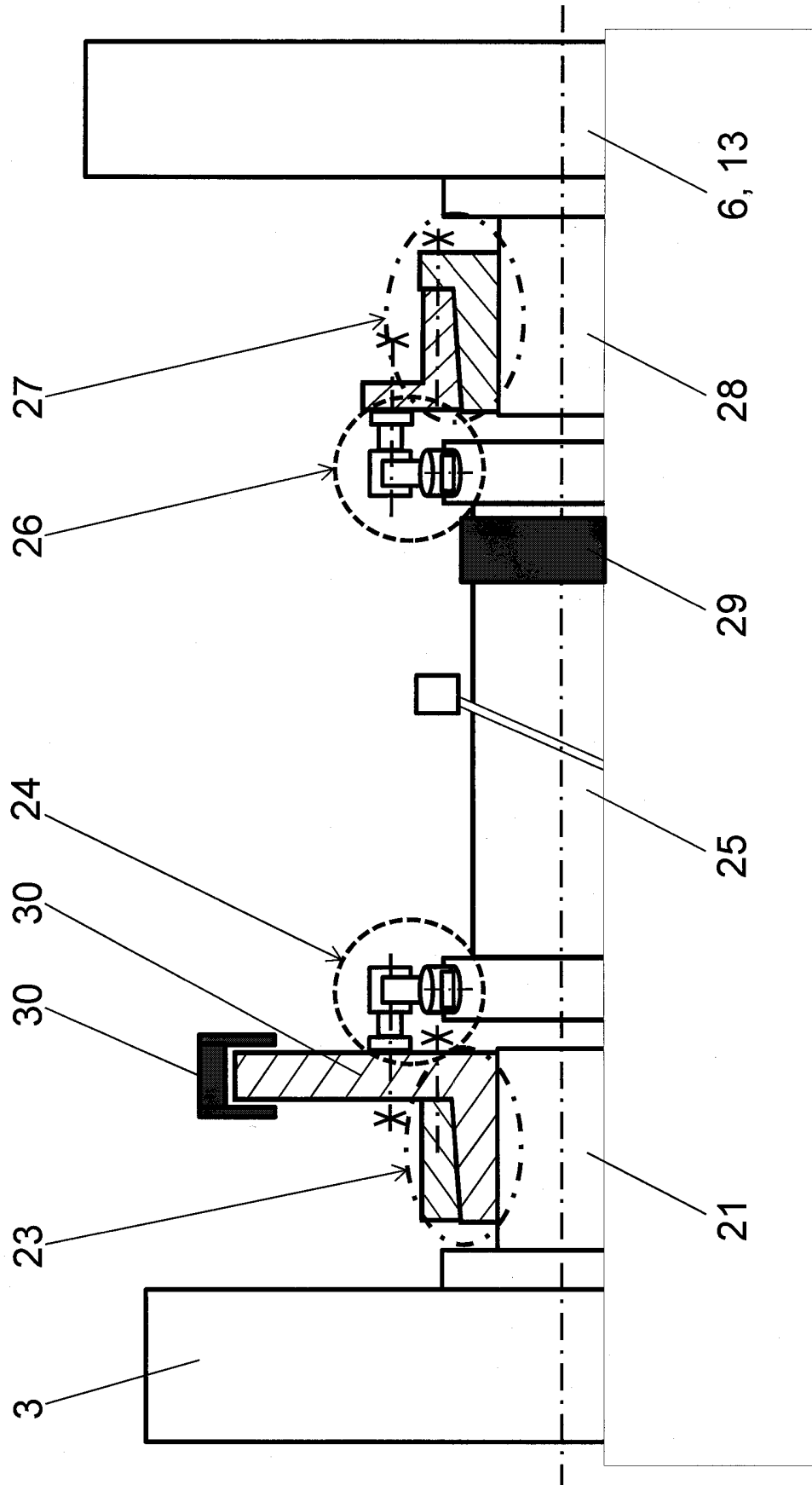
**Fig. 1**

**Fig. 2**

007074

3/6

Fig. 3



007074

4/6

Fig. 5

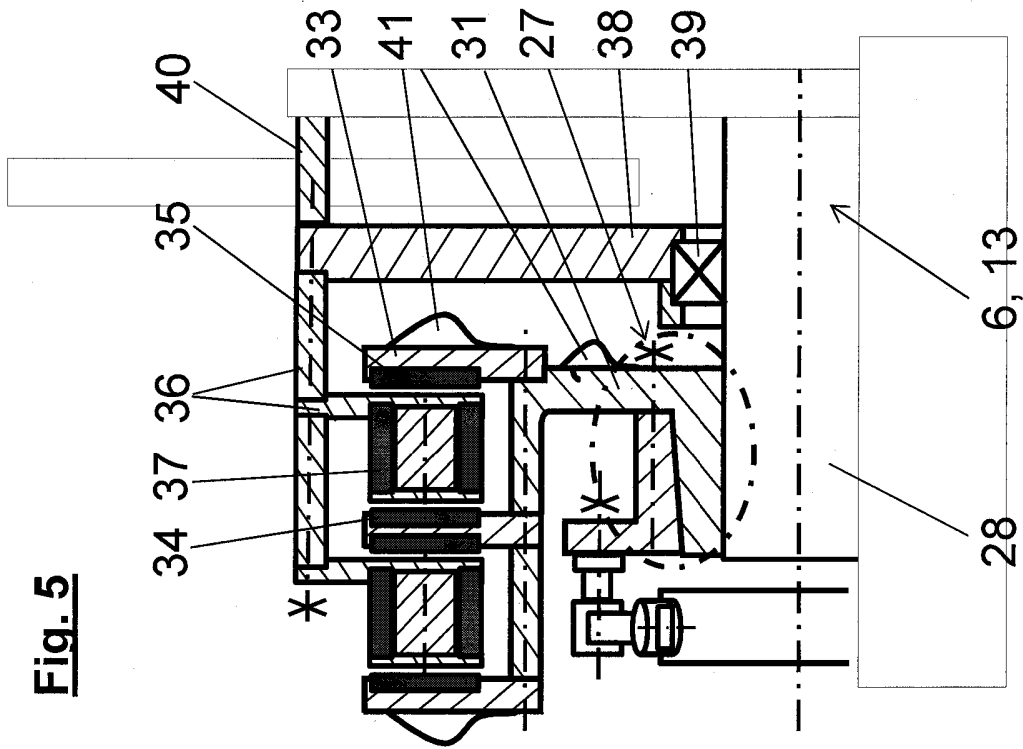


Fig. 4

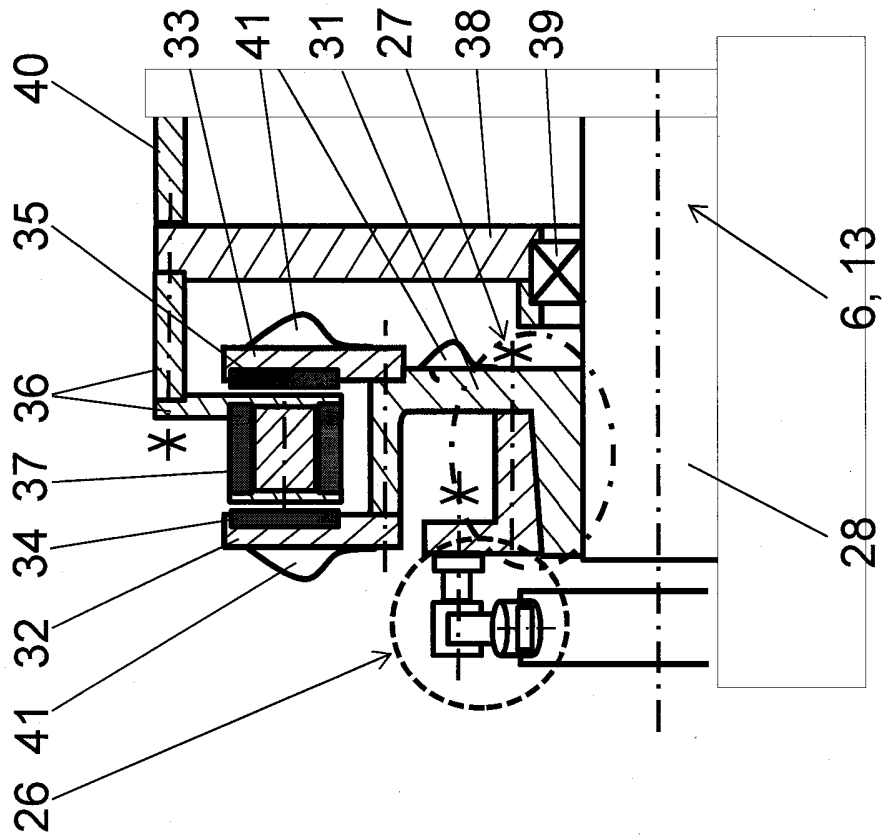


Fig. 7

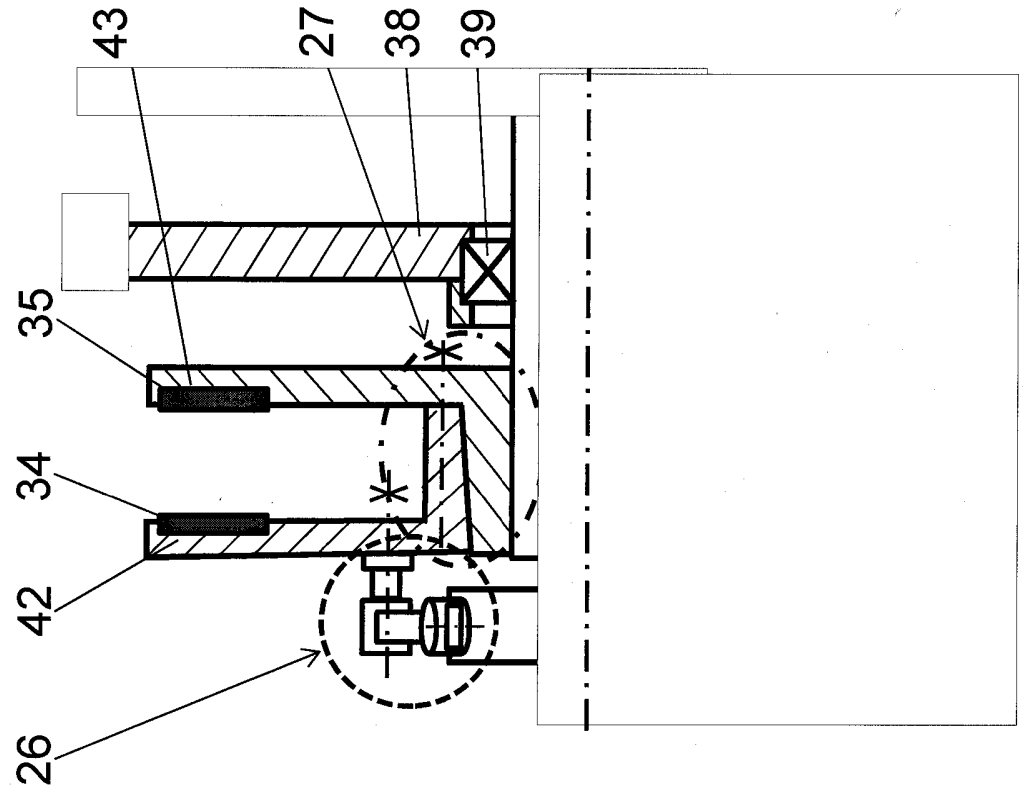
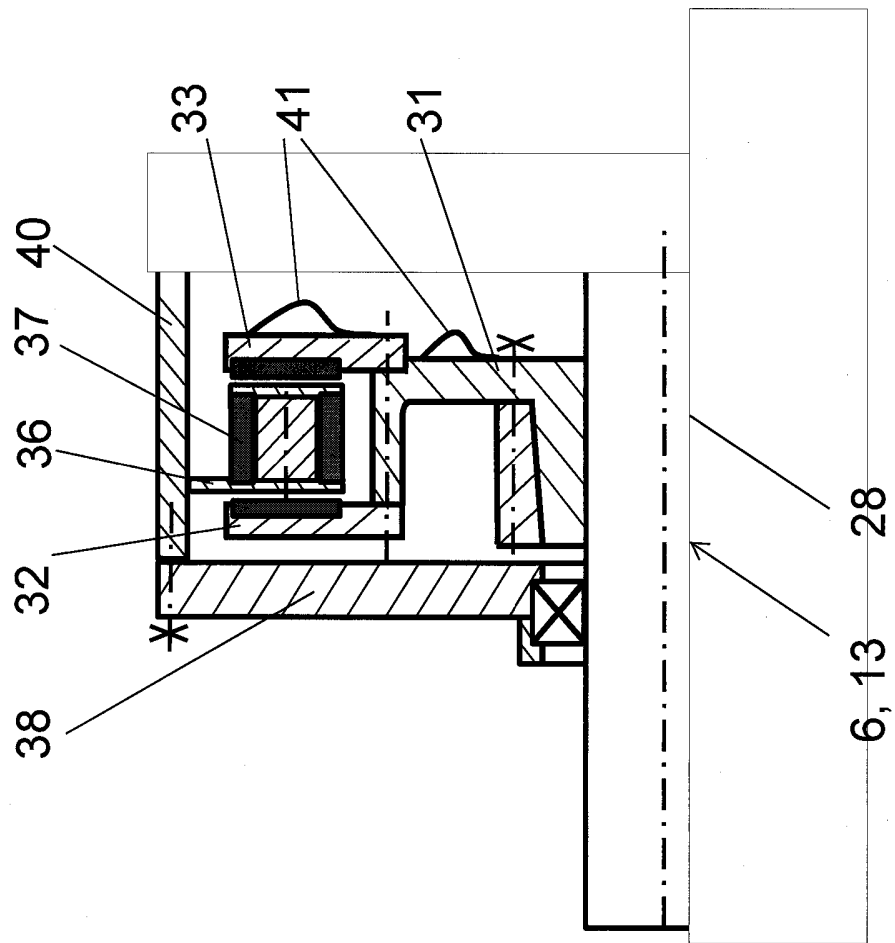
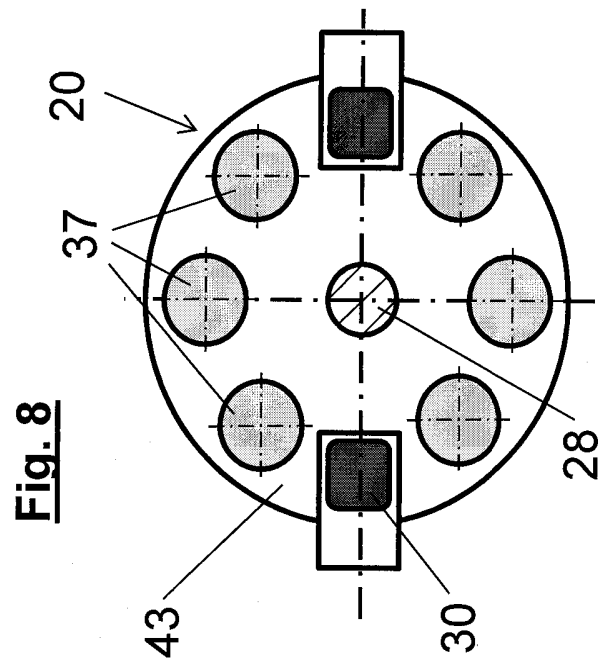


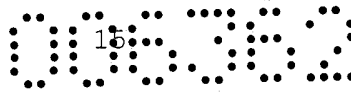
Fig. 6



007374

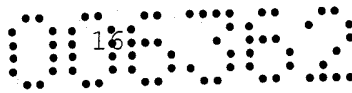
6/6



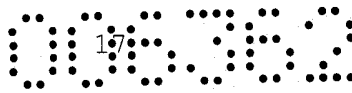


(geänderte) Patentansprüche:

1. Antriebsstrang mit einer elektrischen Maschine (6, 13) und mit einem Getriebe (3), die mittels einer Welle (21, 28) miteinander verbunden sind, wobei im Antriebsstrang sowohl eine Notbremse (4) als auch eine Betriebsbremse (20) angeordnet sind, und wobei ein Rotor der Betriebsbremse (20) an der Welle (21, 28) befestigt ist, und ein Stator der Betriebsbremse (20) an der elektrischen Maschine (6, 13) oder am Getriebe (3) befestigt ist, dadurch gekennzeichnet, dass an der Welle (21, 28) eine Kupplung (5) angeordnet ist, dass der Rotor der Betriebsbremse (20) mit einem Ende (26) der Kupplung verbunden ist, und dass der Rotor wenigstens eine Rotorscheibe (32, 33) aufweist, die mit Befestigungselementen (23, 27) der Kupplung (5) verbunden ist.
2. Antriebsstrang nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Stator der Betriebsbremse (20) mit einem Lagerschild (38) der elektrischen Maschine (6, 13) verbunden ist.
3. Antriebsstrang nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) eine verschleißfreie hydrodynamische oder elektrodynamische Dauerbremse ist.
4. Antriebsstrang nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) ein elektromechanischer Retarder ist und dass der Stator der Betriebsbremse (20) ein Spulenträger (36) mit daran angeordneten Spulen (37) ist.
5. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Rotorscheibe aus Reineisen besteht.
6. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Rotorscheibe einen Träger (32, 33, 42, 43), vorzugsweise aus Metall wie Stahlguss oder Grauguss, aufweist, an dem Scheiben oder Platten (34, 35) aus Reineisen angebracht sind.



7. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Befestigungselement (23, 27) ein Kegelpressverband, eine Passfederverbindung, eine Steckverzahnung oder eine Pressverbindung ist.
8. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass an der Rotorscheibe der Betriebsbremse (20) eine Bremsscheibe der Notbremse angeordnet ist.
9. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) drei oder mehr Rotorscheiben (32, 33) an einem Träger (31) des Rotors und zwei oder mehr Spulenträger (36) am Stator der Betriebsbremse (20) aufweist.
10. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 9, mit einem Differenzialgetriebe (14) mit drei An- bzw. Abtrieben, wobei ein erster Antrieb mit der Antriebswelle, ein Abtrieb mit der elektrischen Maschine und ein zweiter Antrieb mit einem Differenzial-Antrieb (16) verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, dass der Stator der Betriebsbremse (20) mit dem dem Differenzialgetriebe (14) zugewandten Ende der elektrischen Maschine (13), insbesondere deren Lagerschild (38), verbunden ist.
11. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 9, mit einem Differenzialgetriebe (14) mit drei An- bzw. Abtrieben, wobei ein erster Antrieb mit der Antriebswelle, ein Abtrieb mit der elektrischen Maschine und ein zweiter Antrieb mit einem Differenzial-Antrieb (16) verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, dass der Stator der Betriebsbremse (20) mit dem vom Differenzialgetriebe (14) abgewandten Ende des Generators (13) verbunden ist.
12. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die elektrische Maschine eine doppelt gespeiste Drehstrommaschine ist.



13. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die elektrische Maschine eine Synchronmaschine mit Vollumrichter ist.
14. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 3 bis 13, gekennzeichnet durch eine Notstromversorgung wie z.B. Akkumulatoren oder Kondensatoren, an welche die Betriebsbremse (20) angeschlossen ist.
15. Antriebsstrang nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Differenzial-Antrieb (16) eine elektrische Maschine ist, die mittels eines Frequenzumrichters (17) und gegebenenfalls eines Transformators (18) an ein Stromnetz (19) angeschlossen ist.
16. Antriebsstrang nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) eine elektrodynamische Bremse ist, die an einen Gleichstromzwischenkreis des Frequenzumrichters (17) angeschlossen ist, und dass der Gleichstromzwischenkreis einen elektrischen Energiespeicher aufweist.
17. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsbremse (20) innerhalb des Generatorgehäuses angeordnet ist.
18. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass das Auslegungsdrehmoment der Betriebsbremse (20) kleiner als das Nenndrehmoment des Triebstranges ist.
19. Energiegewinnungsanlage, Antrieb einer industriellen Maschine, Pumpe oder dergleichen dadurch gekennzeichnet, dass dessen Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 18 ausgeführt ist.