

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein hydrostatisches Getriebe für eine Windkraftanlage.

[0002] Bekannte Windkraftanlagen zur Stromerzeugung, die sowohl im Off-Shore-Bereich auf Meeren wie auch an Land installiert sein können, wandeln die am Rotor der Windkraftanlage durch Windenergie erzeugte Drehzahl über mechanische Getriebe in eine Drehzahl für einen elektrischen Generator um, der elektrische Energie in ein Stromnetz eingespeist. Bei bekannten Windkraftanlagen weist der elektrische Generator einen hohen Wirkungsgrad auf, um geringe Verluste zu verursachen und einen hohen Gesamtwirkungsgrad der Windkraftanlage zu erzielen. Die eingesetzten mechanischen Getriebe zwischen dem Rotor und dem elektrischen Generator sind mit konstanter Getriebeübersetzung ausgeführt.

[0003] Die bislang in Windkraftanlagen eingesetzten mechanischen Getriebe sind hohen Beanspruchungen ausgesetzt. Bei böigem Wind und stark schwankenden Windgeschwindigkeiten wird bedingt durch die Trägheit des elektrischen Generators das mechanische Getriebe wie eine Drehfeder aufgezogen, bis der elektrische Generator auf die durch das mechanische Getriebe vorgegebene Drehzahl des mit den Rotorblättern versehenen Rotors der Windkraftanlage beschleunigt ist.

[0004] Um derartige Lastfälle zu kompensieren, ist das mechanische Getriebe entsprechend in der Festigkeit und Steifigkeit auszuführen und zu dimensionieren, wodurch jedoch bekannte mechanische Getriebe entsprechende große und dementsprechende schwere Getriebeteile umfasst. Hierdurch weisen bekannte mechanische Getriebe von Windkraftanlagen hohe Herstellkosten auf.

[0005] Die dadurch bedingte große Masse bekannter mechanischer Getriebe führt weiterhin dazu, dass der den Rotor tragende Turm der Windkraftanlage entsprechend stabil und mit hohem Materialeinsatz und Materialaufwand ausgeführt werden muss, um die auftretenden Lasten in der tragenden Struktur der Windkraftanlage aufnehmen zu können.

[0006] Kommt es bei Windkraftanlagen mit mechanischen Getrieben zu einem Ausfall des den elektrischen Generators antreibenden mechanischen Getriebes, ist ein Kran erforderlich, um das mechanische Getriebe auszutauschen. Bei Off-Shore-Windkraftanlagen, die auf dem Meer installiert sind, kommt erschwerend hinzu, dass bei entsprechendem Wellengang, der je nach Wetterlage über einen längeren Zeitraum vorherrschen kann, in der Regel die Dauer der Wintermonate, ein Kran nicht eingesetzt werden kann, so dass die Windkraftanlage einen längeren Zeitraum von mehreren Monaten ausfällt.

[0007] Um dies zu vermeiden, ist es bei Windkraftanlagen mit mechanischen Getrieben bereits bekannt, eine Schädigung des mechanischen Getriebes frühzeitig zu diagnostizieren und das mechanische Getriebe nur noch im Teillastbereich zu betreiben, um einen Totalausfall des mechanischen Getriebes zu vermeiden. Ein derartiger Teillastbetrieb führt jedoch zu einem deutlich verringerten Windertrag der Windkraftanlage.

[0008] Sofern bei Windkraftanlagen ein mechanisches Getriebe mit einer festen Getriebeübersetzung ausgeführt ist, ist zusätzlich ein elektrischer Umrichter erforderlich, der die resultierende und mit dem Wind wechselnde Drehzahl des von dem mechanischen Getriebe angetriebenen elektrischen Generators ausgleicht, um die elektrische Generatorleistung phasengleich in das Stromnetz einspeisen zu können. Ein derartiger Umrichter erhöht jedoch den Bauaufwand der Windkraftanlage.

[0009] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein hydrostatisches Getriebe einer Windkraftanlage zur Verfügung zu stellen, das einen hohen Gesamtwirkungsgrad der Windkraftanlage ermöglicht, hinsichtlich des Gewichts und des Bauaufwandes verringert ist und auch im Schadensfall einen Weiterbetrieb der Windkraftanlage mit einem hohen Windertrag ermöglicht.

[0010] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass das hydrostatische Getriebe stufenlos verstellbar ist, pumpenseitig mehrere hydrostatische Pumpen aufweist, die zum Antrieb mit einer Rotorwelle der Windkraftanlage in Verbindung stehen, und motorseitig mindestens einen hydrostatischen Motor aufweist, der von den hydrostatischen Pumpen mit Druckmittel angetrieben ist und der mit mindestens einem elektrischen Generator in trieblicher Verbindung steht, wobei die Gesamtfördermenge der Pumpen und/oder das Schluckvolumen des Motors in Abhängigkeit von der Windlast an einem Rotor der Windkraftanlage veränderbar ist, insbesondere stufenlos veränderbar ist. Mit einem derartigen hydrostatischen Getriebe, das mehrere hydrostatische Pumpen und hydrostatische Motoren aufweist und bei dem die Gesamtfördermenge der Pumpen und/oder das Schluckvolumen der Motoren in Abhängigkeit von der Windlast am Rotor der Windkraftanlage variiert wird, wird auf einfache Weise ermöglicht, die Pumpen, die Motoren und den Generator je nach Windlast und somit je nach Lastfall in einem optimalen Betriebspunkt mit hohem Wirkungsgrad zu betreiben, so dass ein hoher Gesamtwirkungsgrad der Windkraftanlage erzielbar ist. Die Ausführung des hydrostatischen Getriebes als stufenlos in der Übersetzung verstellbares Getriebe ermöglicht es weiterhin auf einfache Weise, den Rotor der Windkraftanlage in einer Drehzahl mit bestem Wirkungsgrad laufen zu lassen, was sich günstig auf den Gesamtwir-

kungsgrad der Windkraftanlage auswirkt. Durch die stufenlose Übersetzung des hydrostatischen Getriebes wird weiterhin ermöglicht, die Windkraftanlage mit einer auf die Netzfrequenz des Stromnetzes angepassten Drehzahl des Generators anzufahren und zu betreiben, wodurch kein zusätzlicher Umrichter für die Einspeisung des erzeugten Stroms erforderlich ist und sich der Bauaufwand verringert. Bei dem erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebe können Wirkungsgradverluste der Pumpen und Motoren durch einen Betrieb im Teillastbereich verringert und vollständig vermieden werden. Zudem steht durch mehrere Pumpen und bei Verwendung von mehreren Motoren eine ausreichende Redundanz des hydrostatischen Getriebes zur Verfügung, der bei Defekt einzelner Pumpen oder Motoren einen weiteren und kontinuierlichen Betrieb der Windkraftanlage ermöglicht, so dass der Ausfall von einzelnen Pumpen oder einzelnen Motoren lediglich eine geringe Verminderung des Windertrags nach sich zieht. Bei dem erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebe wird die Last über mehrere Pumpen und bevorzugt mehrere Motoren übertragen und somit auf mehrere Pumpen und Motoren aufgeteilt. Das erfindungsgemäße hydrostatische Getriebe weist hierdurch gegenüber bekannten mechanischen Getrieben, die die volle Leistung übertragen, eine verringerte Masse auf, wodurch weiterhin ermöglicht wird, das Gesamtgewicht der Windkraftanlage durch eine leichtere Bauweise des Turmes der Windkraftanlage zu verringern.

[0011] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung sind die Pumpen jeweils als Konstantmaschinen mit einem festen Fördervolumen ausgebildet. Derartige Konstantmaschinen weisen einen einfachen Aufbau und eine robuste Bauweise mit einer geringen Ausfallwahrscheinlichkeit und hoher Lebensdauer auf.

[0012] Bei einem hydrostatischen Getriebe mit mehreren als Konstantmaschinen ausgebildeten Pumpen wird die pumpenseitige Gesamtfördermenge vorteilhaft durch Zuschalten bzw. Abschalten von einzelnen Pumpen verändert. Durch das Zuschalten bzw. Abschalten von einzelnen als Konstantmaschinen ausgebildeten Pumpen kann auf einfache Weise die Gesamtfördermenge der Pumpen an die Windlast und den jeweiligen Lastfall angepasst werden.

[0013] Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung sind hierzu die Pumpen jeweils mit einer Förderleitung an einen Sammelhochdruckkanal des hydrostatischen Getriebes angeschlossen, wobei in der Förderleitung von mindestens einer als Konstantmaschine ausgebildete Pumpe eine Ventileinrichtung angeordnet ist, mittels der der Förderstrom der Pumpe in den Sammelhochdruckkanal des hydrostatischen Getriebes leitbar oder die Pumpe in einem Kurzschlussbetrieb betreibbar ist. Mit einer derartigen Ventileinrichtung kann der Fördervolumenstrom

mindestens einer als Konstantmaschine ausgebildeten Pumpe wahlweise in den Sammelhochdruckkanal geleitet und somit die Pumpe zugeschaltet werden oder der Fördervolumenstrom mindestens einer als Konstantmaschine ausgebildeten Pumpe zum Abschalten der Pumpe in einem Kurzschlussbetrieb drucklos zu einem Behälter oder der Einlassseite der Pumpe geleitet werden. Mit einer derartigen Ventileinrichtung kann somit eine als Konstantmaschine ausgebildete Pumpe auf einfache Weise zur Erhöhung der Gesamtfördermenge der Pumpen zugeschaltet bzw. zur Verringerung der Gesamtfördermenge der Pumpen abgeschaltet werden.

[0014] Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist pumpenseitig zusätzlich mindestens eine Pumpe vorgesehen, die in dem Fördervolumen stufenlos verstellbar ist.

[0015] Besondere Vorteile ergeben sich, wenn gemäß einer Weiterbildung der Erfindung jede Pumpe mittels eines in der Förderleitung angeordneten Sperrventils, insbesondere eine in Richtung zur Pumpe sperrenden Rückschlagventils, an den Sammelhochdruckkanal angeschlossen ist. Mit einem derartigen Sperrventil wird auf einfache Weise verhindert, dass bei einem Ausfall einer Pumpe eine Kurzschlussstelle des Sammelhochdruckkanals für die weiteren intakten Pumpen entsteht, über die der Förderstrom der intakten Pumpen ungenutzt abströmen kann.

[0016] Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist mindestens eine Pumpe unter Zwischenschaltung einer Kupplungseinrichtung mit der Rotorwelle verbunden. Mit einer derartigen Kupplungseinrichtung, beispielsweise einer schaltbaren Kupplungseinrichtung, wird auf einfache Weise ermöglicht, eine im Kurzschlussbetrieb und somit abgeschaltete Pumpe oder eine defekte und ausgefallene Pumpe von der Rotorwelle trieblich abzukoppeln und somit vom Antriebsstrang zu trennen, so dass der Gesamtwirkungsgrad der Windkraftanlage weiter erhöht werden kann, da die Leistungsverluste von leistungsfrei mitdrehenden und mitangetriebenen Pumpen vermieden werden können.

[0017] Die Kupplungseinrichtung kann gemäß einer Ausgestaltungsform der Erfindung als schaltbare Lamellenkupplung, insbesondere nasslaufende Lamellenkupplung, als Klauenkupplung oder als Freilaufkupplung oder als Rutschkupplung ausgebildet sein.

[0018] Zweckmäßigerweise ist dem Sammelhochdruckkanal des hydrostatischen Getriebes eine Druckbegrenzungseinrichtung zugeordnet. Mit einer derartigen Druckbegrenzungseinrichtung kann der Sammelhochdruckkanal in wirksamer Weise gegen auftretende Druckspitzen abgesichert werden.

[0019] Gemäß einer zweckmäßigen Ausführungsform der Erfindung ist bei Einsatz eines einzelnen Motors der Motor im Schluckvolumen stufenlos verstellbar. Mit einem derartigen Verstellmotor kann bei einem hydrostatischen Getriebe, das pumpenseitig mehrere Pumpen und motorseitig einen einzelnen Verstellmotor aufweist, auf einfache Weise eine stufenlose Übersetzung erzielt werden.

[0020] Sofern gemäß einer Ausführungsform der Erfindung an dem hydrostatischen Getriebe motorseitig mehrere Motoren vorgesehen sind, sind die Motoren bevorzugt jeweils als Konstantmaschinen mit einem festen Schluckvolumen ausgebildet. Derartige Konstantmaschinen weisen einen einfachen Aufbau und eine robuste Bauweise mit einer geringen Ausfallwahrscheinlichkeit auf.

[0021] Bei einem hydrostatischen Getriebe mit mehreren als Konstantmaschinen ausgebildeten Motoren wird das motorseitige Gesamtmotorschluckvolumen vorteilhaft durch Zu- und Abschalten von einzelnen Motoren verändert. Durch das Zuschalten bzw. Abschalten von einzelnen als Konstantmaschinen ausgebildeten Motoren kann auf einfache Weise das Schluckvolumen der Motoren an die Windlast und den jeweiligen Lastfall angepasst werden.

[0022] Mit besonderem Vorteil ist hierzu mindestens einem der als Konstantmaschinen ausgebildeten Motoren eine Ventileinrichtung zugeordnet, mittels der die eingangsseitige Verbindung des Motors mit dem Sammelhochdruckkanal absperrbar ist oder der Motor zum Antrieb durch die Pumpen mit dem Sammelhochdruckkanal verbindbar ist. Mit einer derartigen Ventileinrichtung kann der Motor von dem in dem Sammelhochdruckkanal geförderten Volumenstrom angetrieben werden und somit zugeschaltet werden oder der ein als Konstantmaschine ausgebildeter Motor abgeschaltet werden. Mit einer derartigen Ventileinrichtung kann somit ein als Konstantmaschine ausgebildeter Motor auf einfache Weise zur Erhöhung des motorseitigen Gesamtmotorschluckvolumens zugeschaltet bzw. zur Verringerung des motorseitigen Gesamtmotorschluckvolumens abgeschaltet werden.

[0023] Motorseitig kann gemäß einer Weiterbildung der Erfindung zusätzlich mindestens ein Motor vorgesehen ist, der im Schluckvolumen stufenlos verstellbar ist.

[0024] Die Ventileinrichtung der Pumpen bzw. der Motoren können gemäß einer Ausgestaltungsform der Erfindung jeweils als Schaltventil ausgebildet sein. Mit derartigen Schaltventilen kann die Gesamtfördermenge der Pumpen bzw. das Gesamtmotorschluckvolumen der Motoren auf einfache Weise durch Zuschalten von einzelnen als Konstantmaschi-

nen ausgebildeten Pumpen bzw. Motoren stufenweise erhöht bzw. verringert werden.

[0025] Gemäß einer alternativen Ausgestaltungsform der Erfindung ist die Ventileinrichtung der Pumpen bzw. der Motoren jeweils als stufenlos verstellbares Proportionalventil ausgebildet. Mit derartigen Proportionalventilen kann die Gesamtfördermenge der Pumpen bzw. das Gesamtmotorschluckvolumen der Motoren auf einfache Weise durch Zuschalten von einzelnen als Konstantmaschinen ausgebildeten Pumpen bzw. Motoren kontinuierlich und somit stufenlos erhöht bzw. verringert werden.

[0026] Bei dem erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebe wird in Abhängigkeit von der Windlast die Gesamtfördermenge der Pumpen durch Abschalten bzw. Zuschalten einer bestimmten Anzahl von Konstantpumpen oder Veränderung der Fördermenge einer bestimmten Anzahl von Verstellpumpen derart verringert bzw. erhöht, dass die in den Sammelhochdruckkanal fördernden Pumpen in einem hohen Wirkungsgradbereich betrieben werden. Bei dem hydrostatischen Getriebe sind somit pumpenseitig alle diejenigen Pumpen aus der Förderung in den Sammelhochdruckkanal abgeschaltet, die bei einer anstehenden Windlast ein Absinken der hydraulischen Last auf einen im Wirkungsgrad ungünstigen Teillastbetrieb der in den Sammelhochdruckkanal fördernden Pumpen führen würde, so dass für jede Windlast ein Betrieb mit einem günstigen Wirkungsgrad der in den Sammelhochdruckkanal fördernden Pumpen erzielt wird. Hierdurch wird es ermöglicht, auch kleinste nutzbare Windlasten an dem Rotor mit hohem Wirkungsgrad zu nutzen. Erhöht sich die Windlast im Betrieb, werden der Reihe nach derart viele Pumpen zur Förderung in den Sammelhochdruckkanal zugeschaltet, dass alle fördernden Pumpen in einem günstigen Wirkungsgradbereich betrieben werden und die anstehende Windlast mit hohem Wirkungsgrad in Druckmittelvolumenstrom und Druck umwandeln.

[0027] Bei dem erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebe wird weiterhin in Abhängigkeit von der Windlast das Schluckvolumen der Motoren durch Abschalten bzw. Zuschalten einer bestimmten Anzahl von Konstantmotoren oder Veränderung der Fördermenge einer bestimmten Anzahl von Verstellmotoren derart verringert bzw. erhöht, dass die angetriebenen Motoren und der Generator in einem hohen Wirkungsgradbereich betrieben werden. Bei dem hydrostatischen Getriebe sind somit motorseitig alle diejenigen Motoren abgeschaltet, die bei einer anstehenden Windlast ein Absinken der hydraulischen Last auf einen im Wirkungsgrad ungünstigen Teillastbetrieb der von Druckmittel aus dem Sammelhochdruckkanal angetriebenen Motoren führen würde, so dass ein Betrieb mit einem günstigen Wirkungsgrad der von Druckmittel aus dem Sammelhochdruckka-

nal angetriebenen Motoren erzielt wird. Hierdurch wird es ermöglicht, auch kleinste nutzbare Windlasten zu nutzen und die entsprechende Gesamtfördermenge der Pumpe mit einem hohen Wirkungsgrad in eine Drehzahl und ein Drehmoment zum Antrieb des Generators umzuwandeln.

[0028] Mit besonderem Vorteil wird zum Zuschalten einer Pumpe an den Sammelhochdruckkanal zur Erhöhung der Gesamtfördermenge der Pumpen ein als Verstellmotor ausgebildeter Motor in Richtung einer Erhöhung des Schluckvolumens verstellt. Mit einer entsprechenden Anzahl von als Verstellmaschinen mit einem stufenlos verstellbaren Schluckvolumen ausgebildeten Motoren, die bei einem Zuschalten einer Pumpe und somit einer Erhöhung der pumpenseitigen Gesamtfördermenge entsprechend das motorseitige Gesamtmotorschluckvolumen mit einer hohen Dynamik erhöhen, können Drehzahlschwankungen des angetriebenen Generators bei Schaltvorgängen der Pumpen kompensiert werden und bei Schaltvorgängen geringe Auswirkungen auf die Drehzahl des von den Motoren angetriebenen Generators erzielt werden.

[0029] Weitere Vorteile ergeben sich, wenn zum Zuschalten einer weiteren Pumpe an den Sammelhochdruckkanal ein mit einer Ventileinrichtung versehener Motor mittels der Ventileinrichtung an den Sammelhochdruckkanal angeschlossen wird und gleichzeitig ein im Schluckvolumen verstellbarer Motor in Richtung einer Verringerung des Schluckvolumens, insbesondere auf minimales Schluckvolumen, verstellt wird. Beim Zuschalten einer Pumpe mittels der Ventileinrichtung und einer entsprechenden Erhöhung der Gesamtfördermenge wird somit ein Motor mittels einer entsprechenden Ventileinrichtung zugeschaltet, um das Gesamtmotorschluckvolumen zu erhöhen. Gleichzeitig wird ein im Schluckvolumen verstellbarer Motor mit hoher Dynamik in Richtung einer Verringerung des Schluckvolumens verstellt, so dass Drehzahlschwankungen an dem angetriebene Generator bei einem Zuschaltvorgang einer Pumpe, insbesondere bei als Schaltventilen ausgebildeten Ventileinrichtungen an den Pumpen und Motoren, wirksam vermieden werden können.

[0030] Ein im Schluckvolumen verstellbarer Motor ist danach wieder in einer Stellung, der das Zuschalten einer weiteren Pumpe ermöglicht. Hierzu wird zweckmäßigerweise zum Zuschalten einer weiteren Pumpe der auf minimales Schluckvolumen eingestellte verstellbare Motor in Richtung einer Erhöhung des Schluckvolumens verstellt.

[0031] Die Anzahl von in dem Schluckvolumen verstellbaren Motoren bzw. von mittels Ventileinrichtungen steuerbaren als Konstantmaschinen ausgebildeten Motoren ist derart ausgelegt und das Schluckvolumen der Motoren bei einer Veränderung der Ge-

samtfördermenge der Pumpen, insbesondere beim Zuschalten bzw. Abschalten von Pumpen, derart gesteuert, dass Drehzahlschwankungen des Generators vermieden werden.

[0032] Sofern gemäß einer Weiterbildung der Erfindung dem Sammelhochdruckkanal eine Druckmittelspeichereinrichtung mit zumindest einem Druckmittelspeicher zugeordnet ist, können bei Zuschaltvorgängen und Abschaltvorgängen von Pumpen und Motoren verbleibende Restschwankungen des Fördervolumenstroms in dem Sammelhochdruckkanal auf einfache Weise kompensiert werden.

[0033] Bei dem erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebe ist die Anzahl der Pumpen und die Anzahl der Motoren entsprechend der Triebwerksgröße der Pumpen und der Motoren an die Gesamtleistung der Windkraftanlage angepasst. Hierdurch wird auf einfache Weise erzielt, die Gesamtleistung der Windkraftanlage auf eine entsprechende Anzahl von Pumpen und Motoren aufzuteilen. Die Aufteilung der Gesamtleistung der Windkraftanlage auf eine ausreichende Anzahl von Pumpen und Motoren führt auch zu Vorteilen im Betrieb, da bei Ausfall eines einzelnen hydrostatischen Triebwerks eine entsprechende Redundanz an Triebwerken zur Verfügung steht und die Windkraftanlage weiter betrieben werden kann und lediglich eine geringe Verringerung des Windertrags auftritt.

[0034] Besondere Vorteile ergeben sich, wenn gemäß einer Weiterbildung der Erfindung den Pumpen und dem mindestens einen Motor jeweils ein Beschleunigungssensor zugeordnet ist. Mit derartigen Beschleunigungssensoren kann die Funktionalität der Triebwerke auf einfache Weise kontrolliert werden und ein Versagen und somit ein Ausfall einer Pumpe oder eines Motors, beispielsweise ein blockierendes Triebwerk, auf einfache Weise ermittelt werden.

[0035] Sofern gemäß einer Weiterbildung der Erfindung, die Pumpen bzw. Motoren zum Trennen einer defekten Pumpe von dem zentralen Stirnrad der Rotorwelle bzw. zum Trennen eines defekten Motors von dem Generator jeweils mit der Kupplungseinrichtung von dem Antriebsstrang trennbar sind oder mit einer Sollbruchstelle der Triebwerkswelle versehen sind, kann ein defektes Triebwerk auf einfache Weise von dem Antriebsstrang entkoppelt werden. Eine Kupplungseinrichtung ist bevorzugt als schaltbare Kupplung ausgebildet, die in Abhängigkeit von dem Beschleunigungssensor an einem Triebwerk gesteuert ist. Es ist ebenfalls möglich, die Kupplungseinrichtungen als Freilaufkupplung oder als Rutschkupplung auszubilden, die es auf einfache Weise ermöglichen, ein defektes Triebwerk aus dem Antriebsstrang zu trennen. Alternativ kann die Triebwelle des Triebwerks mit einer Sollbruchstelle versehen werden, so

dass es ebenfalls ermöglicht wird, im Falle eines Ausfalls eines Triebwerks ein blockierendes Triebwerk aus dem Antriebsstrang zu trennen.

[0036] Bevorzugt kommen hierzu pumpenseitig schaltbare Kupplungen, insbesondere Lamellenkupplungen, oder Rutschkupplungen zum Einsatz.

[0037] Motorseitig kommen hierzu bevorzugt schaltbare Kupplungen, insbesondere Lamellenkupplungen, oder Freilaufkupplungen zum Einsatz. Freilaufkupplungen haben den Vorteil, dass ein Motor, der nicht gewollt durch einen Förderstrom der Pumpe bzw. die Pumpen angetrieben ist, stehen bleibt. Gleiches gilt für einen defekten Motor.

[0038] Besondere Vorteile ergeben sich, wenn gemäß einer Ausführungsform der Erfindung die als Konstantpumpen bzw. als Verstellpumpen ausgeführten Pumpen und bei Verwendung von mehreren Motoren, die als Konstantmotoren bzw. als Verstellmotoren ausgeführten Motoren jeweils gleiches Fördervolumen bzw. gleiches Schluckvolumen aufweisen und jeweils baugleich sind. Das erfindungsgemäße Getriebe weist somit eine begrenzte Anzahl von unterschiedlichen Typen von Pumpen (Konstantpumpen/Verstellpumpen) und Motoren (Konstantmotoren/Verstellmotoren) auf, wobei die Pumpen und Motoren eines Typs (Konstantpumpen/Verstellpumpen/Konstantmotoren/Verstellmotoren) jeweils baugleich sind. Im Falle eines Ausfalls eines entsprechenden Triebwerks kann somit auf einfache Weise und mit geringem Aufwand ein Austausch des defekten Triebwerks durch ein in der Windkraftanlage vor Ort gelagertes Triebwerk bzw. ein zu Reparaturzwecken zusammen mit einem Servicetechniker an die Windkraftanlage herangeschafftes Triebwerk erfolgen. Mit der begrenzten Anzahl von unterschiedlichen Pumpentypen und Motorentypen kann somit bei einer Off-Shore-Windkraftanlage auf einfache Weise ein defektes hydrostatisches Triebwerk ausgetauscht werden, wenn ein Servicetechniker gegebenenfalls zusammen mit einem Austausch-Triebwerk an die Windkraftanlage herangeflogen wird.

[0039] Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung sind die Pumpen jeweils unter Zwischenschaltung einer Stirnradtriebbestufe mit der Rotorwelle der Windkraftanlage trieblich verbunden. Über eine Stirnradtriebbestufe kann die Windleistung auf einfache Weise direkt von der Rotorwelle mit den mehreren hydrostatischen Pumpen abgenommen werden. Zudem ermöglicht es eine Stirnradtriebbestufe auf einfache Weise, die Übersetzung der Stirnradstufe an die Drehzahlen der Rotorwelle anzupassen und die Übersetzung der Stirnradstufe derart zu wählen, dass die Pumpen für alle möglichen Rotordrehzahlen in einem Drehzahlbereich mit günstigem Wirkungsgrad betrieben werden. Mit einer Stirnradtriebbestufe wird zudem auf einfache Weise erzielt, die

langsamen Drehzahlen der Rotorwelle ins Schnelle zu übersetzen, so dass übliche aus der Mobilhydraulik bzw. Fahrzeughydraulik bekannte hydrostatische Pumpen, beispielsweise schnellaufende Pumpen, eingesetzt werden können.

[0040] Die Stirnradtriebbestufe umfasst gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ein zentrales Stirnrad, das mit der Rotorwelle drehfest verbunden ist, und mehrere Antriebsritzel zum Antrieb der Pumpen. An einem zentralen Stirnrad kann auf einfache Weise mit entsprechenden Antriebsritzeln der Antrieb der Mehrzahl von Pumpen erfolgen.

[0041] Das zentrale Stirnrad kann zum Antrieb der Antriebsritzel eine Außenverzahnung und/oder eine Innenverzahnung aufweisen. Es ist ebenfalls möglich, ein zentrales Stirnrad mit einer Außenverzahnung und ein zentrales Stirnrad mit einer Innenverzahnung vorzusehen, von denen die Mehrzahl der Pumpen angetrieben wird.

[0042] Bei dem erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebe kann der mindestens eine Motor als Direktantrieb den Generator antreiben. Hierdurch wird eine hohe Zuverlässigkeit erzielt, da kein weiteres Getriebe zum Antrieb des Generators durch die Motoren erforderlich ist.

[0043] Alternativ kann der mindestens eine Motor über eine Stirnradtriebbestufe den Generator antreiben. Hierdurch kann auf einfache Weise bei der Verwendung von mehreren Motoren ein Antrieb des Generators erfolgen. Mit einer Stirnradtriebbestufe wird zudem auf einfache Weise erzielt, die Drehzahlen des Generators ins Schnelle zu übersetzen, so dass übliche aus der Mobilhydraulik bzw. Fahrzeughydraulik bekannte hydrostatische Motoren, beispielsweise schnellaufende Motoren, eingesetzt werden können.

[0044] Bei Verwendung von mehreren Motoren zum Antrieb des Generators ist die Stirnradtriebbestufe bevorzugt von einem zentralen Stirnrad gebildet, das mit einer Generatorantriebswelle des Generators drehfest verbunden ist und das von den Motoren mittels jeweils eines Abtriebsrades angetrieben ist.

[0045] Die Motoren können gemäß einer Ausführungsform der Erfindung von mehreren Einzeltriebwerken oder von mindestens einem Doppeltriebwerk oder einer Kombination aus Einzeltriebwerken und Doppeltriebwerken gebildet sein.

[0046] Sofern mehrere Motoren zum Antrieb des Generators vorgesehen sind, die jeweils als Direktantrieb den Generator antreiben, ergibt sich ein einfacher Aufbau, wenn gemäß einer Weiterbildung der Erfindung an beiden Seiten des Generators jeweils ein Einzeltriebwerk oder an zumindest einer Seite des

Generators ein Doppeltriebwerk oder an beiden Seiten des Generators wahlweise jeweils ein Einzeltriebwerk oder ein Doppeltriebwerk angeordnet ist.

[0047] Die Pumpen können ebenfalls von mehreren Einzeltriebwerken oder von mindestens einem Doppeltriebwerk oder einer Kombination aus Einzeltriebwerken und Doppeltriebwerken gebildet sein.

[0048] Hinsichtlich eines Doppeltriebwerks, das zwei Motoren bzw. zwei Pumpen umfasst, ergibt sich eine günstige Ausführung, wenn das Doppeltriebwerk in Back-to-Back-Anordnung ausgeführt ist. Bei einer Back-to-Back-Anordnung sind die beiden Triebwerke des Doppeltriebwerks mit den Steuerflächen aneinander anliegend angeordnet, so dass für die beiden Triebwerke des Doppeltriebwerks eine gemeinsame Druckmittelzufuhr und Druckmittelabfuhr vorgesehen werden kann, die den Verschlauchungs- und Verrohrungsaufwand verringert.

[0049] Die Pumpen bzw. die Motoren können wahlweise an einer Seite oder an beiden Seiten der Stirnradtriebstufe angeordnet sein. Hierdurch kann je nach vorhandenem Bauraum und Abmessungen der einzelnen Triebwerke eine günstige Anordnung und Verteilung der Pumpen bzw. Motoren an der Stirnradtriebstufe erzielt werden.

[0050] Die mehreren Pumpen sind gemäß einer bevorzugten Weiterbildung der Erfindung an einem Pumpenträger befestigt, der an einem die Rotorwelle lagernden Lagergehäuse der Windkraftanlage mittels einer Drehmomentstütze abgestützt oder an dem Lagergehäuse befestigt ist. An einem entsprechenden Pumpenträger können die entsprechenden Pumpen auf einfache Weise zum Antrieb durch das zentrale Stirnrad befestigt werden.

[0051] Zur Befestigung der einzelnen Pumpen ist der Pumpenträger zweckmäßigerweise mit Zentrierflanschen versehen.

[0052] Mit besonderem Vorteil ist gemäß einer Weiterbildung der Erfindung der Pumpenträger der Pumpen mittels einer Lagerung auf der Rotorwelle gelagert. Hierdurch kann auf einfache Weise die Durchbiegung der Rotorwelle und der dadurch bedingte Winkelversatz und Achsversatz in der Stirnradtriebstufe zwischen dem zentralen Stirnrad und den Antriebsritzeln der Pumpen kompensiert werden. Hierdurch wird auf einfache Weise der Verschleiß und eine mögliche Gefahr eines Ausfalls der Stirnradtriebstufe minimiert.

[0053] Alternativ kann das zentrale Stirnrad des pumpenseitigen Untersetzungsgetriebes mittels einer Ausgleichkupplung, beispielsweise einer Bolzenkupplung, mit der Rotorwelle trieblich verbunden sein, die die Durchbiegung der Rotorwelle und den

dadurch bedingten Winkelversatz und Achsversatz ausgleichen kann. Das zentrale Stirnrad ist hierbei bevorzugt in dem Lagergehäuse der Windkraftanlage mittels einer Lagerung drehbar gelagert.

[0054] Hinsichtlich eines einfachen Aufbaus ergeben sich Vorteile, wenn die Antriebsritzeln der Pumpen bzw. die Abtriebsräder der Motoren über die Triebwelle des entsprechenden Triebwerks und deren Lagerung in einem Triebwerksgehäuse des entsprechenden Triebwerks gelagert sind. Für die Lagerung der Antriebsritzeln der Pumpen bzw. der Abtriebsräder der Motoren sind somit keine zusätzlichen Lager erforderlich.

[0055] Alternativ ist es möglich, die Antriebsritzeln der Pumpen in dem Pumpenträger der Pumpen bzw. die Abtriebsräder der Motoren in einem die Motoren haltenden Motorträger zu lagern.

[0056] Bei einer beidseitigen Anordnung von mindestens zwei Pumpen an der Stirnradtriebstufe, wobei die beiden Pumpen mittels eines gemeinsamen Antriebsritzels angetrieben sind, ergeben sich für die Lagerung des Antriebsritzels und der Montage an dem Pumpenträger Vorteile, wenn das Antriebsritzel gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltungsform der Erfindung in dem Pumpenträger der Pumpen gelagert ist, das im Bereich des Antriebsritzels mit einer Teilung versehen ist. Das Antriebsritzel zum Antrieb der beiden Pumpen kann somit auf einfache Weise in einer Lagerung gelagert werden, die in dem geteilten Pumpenträger integriert ist.

[0057] Die Pumpen und der mindestens eine Motor sind gemäß einer möglichen Ausführungsform der Erfindung im offenen Kreislauf betrieben. Ein hydrostatisches Getriebe im offenen Kreislauf weist einen geringen Bauaufwand auf.

[0058] Gemäß einer alternativen Ausführungsform der Erfindung sind die Pumpen und der mindestens eine Motor im geschlossenen Kreislauf betrieben. Ein hydrostatisches Getriebe im geschlossenen Kreislauf ermöglicht es auf einfache Weise, die Rotorwelle und somit den Rotor abzubremsen und diesen im Stillstand zu arretieren.

[0059] Bei einem hydrostatischen Getriebe im geschlossenen Kreislauf sind gemäß einer zweckmäßigen Ausgestaltungsform der Erfindung der Niederdruckseite des geschlossenen Kreislaufs eine Speisepumpe, insbesondere eine elektrisch angetriebene Speisepumpe, und eine Speisedruckabsicherungseinrichtung zugeordnet sind.

[0060] Sofern in einem hydrostatischen Getriebe mit einem offenen Kreislauf gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung in dem Sammelhochdruckkanal ein Bremsventil zum Abbremsen der Ro-

torwelle angeordnet ist, kann die Rotorwelle und somit der Rotor mit geringem Zusatzaufwand über die Pumpen abgebremst werden und im Stillstand hydraulisch eingespannt und somit arretiert werden.

[0061] Die Pumpen und die Motoren sind bevorzugt als Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise oder in Schrägachsenbauweise ausgebildet. Alternativ ist eine Ausführung der Pumpen und Motoren als Zahnradmaschinen oder übliche als Radantriebe von Fahrzeugen bekannte Radialkolbenmaschinen möglich.

[0062] Die Erfindung betrifft weiterhin eine Windkraftanlage mit einem stufenlosen hydrostatischen Getriebe nach einem der vorangegangenen Ansprüche.

[0063] Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung werden anhand der in den schematischen Figuren dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Hierbei zeigt

[0064] Fig. 1 eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebes einer Windkraftanlage,

[0065] Fig. 2 einen Draufsicht auf eine Stirnradgetriebestufe der Fig. 1,

[0066] Fig. 3 eine zweite Ausführungsform eines erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebes einer Windkraftanlage,

[0067] Fig. 4a bis Fig. 4c mehrere Varianten für eine Anordnung von einem Generator der Windkraftanlage antreibenden hydrostatischen Motoren,

[0068] Fig. 5 den Schaltplan eines erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebes im offenen Kreislauf und

[0069] Fig. 6 den Schaltplan eines erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebes im geschlossenen Kreislauf.

[0070] In der Fig. 1 ist eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebes 1 einer Windkraftanlage W dargestellt. Die Windkraftanlage W umfasst eine Rotorwelle 2, die mit einem Rotor WR, der von einer Rotorblätter 3 umfassenden Rotornabe 4 gebildet ist, drehfest verbunden ist. Die Rotorwelle 2 ist mittels Lagern 5, 6 in einem als Gondel ausgebildete Lagergehäuse 7 der Windkraftanlage W um eine Drehachse D drehbar gelagert. Das als Gondel ausgebildete Lagergehäuse 7 ist auf einem nicht näher dargestellten Turm der Windkraftanlage W aufgesetzt.

[0071] Die Windkraftanlage W umfasst weiterhin mindestens einen elektrischen Generator 8, der die Windkraft in elektrische Energie umwandelt und diese in ein Stromnetz einspeist.

[0072] Das erfindungsgemäße hydrostatische Getriebe 1 ist stufenlos verstellbar und weist – wie in Verbindung mit der Fig. 2 näher dargestellt ist, in der eine Draufsicht auf eine Stirnradgetriebestufe SG zum Antrieb der Pumpen P1–P20 dargestellt ist – pumpenseitig eine Mehrzahl von mindestens zwei hydrostatischen Pumpen P1–P20 auf, die mit der Rotorwelle 2 der Windkraftanlage W trieblich verbunden sind und von der Rotorwelle 2 angetrieben werden. Die Pumpen P1–P20 stehen jeweils mittels einer Stirnradgetriebestufe SG mit der Rotorwelle 2 in Verbindung.

[0073] Motorseitig weist das hydrostatische Getriebe 1 mindestens einen hydrostatischen Motor M1, M2 auf, die von den hydrostatischen Pumpen P1–P20 mit Druckmittel angetrieben sind und die zum Antrieb des elektrischen Generators 8 mit dem elektrischen Generator 8 in trieblicher Verbindung stehen.

[0074] Die Stirnradgetriebestufe SG zum Antrieb der Pumpen P1–P20 umfasst ein zentrales Stirnrad 10, das mit der Rotorwelle 2 drehfest verbunden ist, und mehrere Antriebsritzel R1–R20 zum Antrieb der Pumpen P1–P20, die mit dem zentralen Stirnrad 10 in Eingriff stehen.

[0075] Das zentrale Stirnrad 10 zum Antrieb der Antriebsritzel R1–R20 der Pumpen P1–P20 umfasst in dem in den Fig. 1 und Fig. 2 dargestellten Ausführungsbeispiel eine Außenverzahnung, mit der die Antriebsritzel R1–R20 der Pumpen P1–P20 in Eingriff stehen. Die Pumpen P1–P20 sind hierbei auf einem gemeinsamen, konzentrisch zur Drehachse D angeordneten Teilkreis über den Umfang des zentralen Stirnrads 10 verteilt angeordnet, bevorzugt mit gleichem Teilungswinkel gleichmäßig verteilt angeordnet. Die Stirnradgetriebestufe SG weist eine Übersetzung ins Schnelle auf, wobei die Übersetzung derart gewählt und an die Drehzahlen der Rotorwelle 2 angepasst ist, dass übliche aus der Mobilhydraulik bzw. Fahrzeughydraulik bekannte hydrostatische Pumpen eingesetzt werden können und die Pumpen P1–P20 bei allen möglichen Drehzahlen der Rotorwelle 2 in einem Drehzahlbereich mit einem günstigen Wirkungsgrad arbeiten.

[0076] Die Pumpen P1–P20 können als Einzeltriebwerke ET, als Doppeltriebwerke DT oder einer Kombination aus Einzeltriebwerken und Doppeltriebwerken ausgebildet sein. In der Fig. 1 ist die Pumpe P1 als Einzeltriebwerk ET und die Pumpe P11 als Doppeltriebwerk DT ausgebildet. Die Pumpe P1 und die in der Fig. 1 linke Pumpe des Doppeltriebwerks DT sind als Konstantmaschinen KM mit einem festen Fördervolumen ausgebildet. Die in der Fig. 1 rechte

Pumpe des Doppeltriebwerks DT ist als Verstellmaschine VM ausgebildet, deren Fördervolumen stufenlos verstellbar ist.

[0077] Die beiden Pumpen des Doppeltriebwerks DT der Pumpe P11 sind an beiden Seiten der Stirnradtriebbestufe SG angeordnet und weisen zum Antrieb ein gemeinsames Antriebsritzel R11 auf.

[0078] Die Pumpen P1–P20 sind an einem Pumpenträger **15** befestigt, der an dem die Rotorwelle **2** lagernden Lagergehäuse **7** der Windkraftanlage W mittels einer Drehmomentstütze **16** abgestützt ist.

[0079] Der Pumpenträger **15** ist zur Befestigung der Pumpen P1–P20 mit entsprechenden Zentrierflanschen ZF versehen.

[0080] Der Pumpenträger **15** der Pumpen P1–P20 ist im dargestellten Ausführungsbeispiel mittels einer von Lagern **17**, **18** gebildeten Lagerung auf der rotierenden Rotorwelle **2** gelagert.

[0081] Die jeweiligen Pumpen P1–P20 bestehen jeweils aus einem Triebwerksgehäuse, das mittels des entsprechenden Zentrierflansches ZF an dem Pumpenträger **15** befestigt ist. In dem Triebwerksgehäuse der jeweiligen Pumpe P1–P20 ist jeweils eine Triebwelle mit einer entsprechenden rotierenden Triebwerksbaugruppe mittels einer entsprechenden Lagerung drehbar gelagert.

[0082] Bei einer beidseitigen Anordnung von mindestens zwei Pumpen an der Stirnradtriebbestufe SG – wie bei dem Doppeltriebwerk DT der Pumpe P11 in der **Fig. 1** – und einem Antrieb der beiden Pumpen des Doppeltriebwerks DT mittels eines gemeinsamen Antriebsritzels R11 ist das Antriebsritzel R11 bevorzugt in dem Pumpenträger **15** der Pumpen P1–P20 gelagert. Der Pumpenträger **15** ist hierzu mit einer Teilung **19** versehen, wobei in den beiden Teilen des Pumpenträgers **15** jeweils ein Lager zur Lagerung des Antriebsritzels R11 integriert ist und jeder Teil des geteilten Pumpenträgers **15** mit einem Zentrierflansch ZF zur Befestigung eines Triebwerks des Doppeltriebwerks DT versehen ist.

[0083] An der Pumpe P1 ist weiterhin eine Kuppelungseinrichtung K dargestellt, die zwischen der Pumpe P1 und dem Antriebsritzel R1 angeordnet ist und mittels der die jeweilige Pumpe P1–P20 zum Antrieb mit dem zentralen Stirnrad **10** rotativ verbunden bzw. aus dem von dem Stirnradgetriebe SG gebildeten Antriebsstrang rotativ getrennt werden kann.

[0084] In dem Ausführungsbeispiel der **Fig. 1** sind zum Antrieb des Generators **8** mehrere, im dargestellten Ausführungsbeispiel zwei Motoren M1, M2 vorgesehen, die über eine Stirnradtriebbestufe SG den Generator **8** antreiben.

[0085] Die beiden Motoren M1 und M2 sind hierzu jeweils mit einem Abtriebsrad A1, A2 versehen bzw. trieblich verbunden, das jeweils mit einem zentralen Stirnrad **20** in Eingriff steht, das mit einer Generatorantriebswelle **21** des Generators **8** drehfest verbunden ist.

[0086] Die Stirnradtriebbestufe SG weist eine Übersetzung ins Langsame auf, wobei die Übersetzung derart gewählt und an die Drehzahlen des Generators **8** angepasst ist, dass übliche, aus der Mobilhydraulik bzw. Fahrzeughydraulik bekannte hydrostatische Motoren M1, M2 verwendet werden können und die als übliche, aus der Mobilhydraulik bzw. Fahrzeughydraulik bekannte Motoren ausgebildeten Motoren M1, M2 bei allen möglichen Drehzahlen des Generators **8** in einem Drehzahlbereich mit einem günstigen Wirkungsgrad arbeiten.

[0087] Die Motoren M1, M2 sind im dargestellten Ausführungsbeispiel jeweils als Einzeltriebwerke ET ausgeführt. Der Motor M1 ist als Verstellmaschine VM ausgeführt, die im Schluckvolumen stufenlos verstellbar ist. Der Motor M2 ist als Konstantmaschine KM mit einem festen Schluckvolumen ausgebildet.

[0088] In der **Fig. 1** ist das hydrostatische Getriebe im offenen Kreislauf ausgebildet, in dem die Pumpen P1–P20 mit einer Einlassseite mittels eines Ansaugkanals aus einem Behälter B ansaugen und mit einer Auslassseite jeweils in eine Förderleitung F1–F20 fördern, die in einer Parallelschaltung zu einem Sammelhochdruckkanal H zusammengeschlossen sind. An den Sammelhochdruckkanal H sind in einer Parallelschaltung die Motoren M1, M2 mit ihren Einlassseiten angeschlossen. Die Motoren M1, M2 stehen mit den Auslassseiten jeweils mit dem Behälter B in Verbindung.

[0089] Jede Pumpe P1–P20 ist mittels eines in der entsprechenden Förderleitung F1–F20 angeordneten Sperrventils SV, beispielsweise eines in Richtung zur entsprechenden Pumpe P1–P20 sperrenden Rückschlagventils, an den Sammelhochdruckkanal H angeschlossen.

[0090] In der **Fig. 1** ist weiterhin ein Bremsventil **25** dargestellt, das in dem Sammelhochdruckkanal H angeordnet ist und mittels dem über die Pumpen P1–P20 die Rotorwelle **2** und somit der Rotor R der Windkraftanlage W abgebremst werden kann. Das Bremsventil **25** weist eine Sperrstellung und eine Durchflussstellung auf und ist bevorzugt als in Zwischenstellungen drosselndes Proportionalventil ausgebildet. Das Bremsventil **25** ist im dargestellten Ausführungsbeispiel mittels einer elektrischen Betätigungseinrichtung **26**, beispielsweise einem Proportionalmagneten, elektrisch ansteuerbar und betätigbar. Alternativ kann das Bremsventil **25** elektro-hydraulisch vorgesteuert sein. In dem Ausführungsbeispiel der

Fig. 1 ist das Bremsventil **25** von einer Feder in Richtung der Sperrstellung betätigbar und wird bei einer elektrischen Ansteuerung der Betätigungseinrichtung **26** in Richtung der Durchflussstellung betätigt.

[0091] Die als Verstellmaschinen VM ausgebildeten Pumpen P bzw. Motoren M sind bevorzugt elektrisch bzw. elektro-hydraulisch im Fördervolumen bzw. im Schluckvolumen verstellbar. Zur Ansteuerung der als Verstellmaschinen VM ausgebildeten Pumpen P bzw. Motoren M ist eine elektronische Steuereinrichtung **70** vorgesehen, die eingangsseitig mit einer Sensoreinrichtung **71** zur Erfassung der aktuellen Windlast an dem Rotor WR in Verbindung steht.

[0092] Die elektronische Steuereinrichtung **70** steht weiterhin mit nicht näher dargestellten Beschleunigungssensoren in Verbindung, die jeder Pumpe P1-P20 und jedem Motor M1, M2 zugeordnet sind und mittels denen die Funktionalität der Pumpen P1-P20 und der Motoren M1, M2 kontrolliert werden kann. Die elektronische Steuereinrichtung **70** dient weiterhin zur Ansteuerung der Kupplungseinrichtungen K und des Bremsventils **25**.

[0093] In der **Fig. 3** ist ein zweites Ausführungsform eines hydrostatischen Getriebes **1** einer Windkraftanlage W dargestellt. Mit dem Ausführungsbeispiel der **Fig. 1** und **Fig. 2** gleiche Bauteile sind mit gleichen Bezugsziffern versehen. Das in der **Fig. 3** dargestellte Ausführungsbeispiel unterscheidet sich von der **Fig. 1** lediglich hinsichtlich der Anzahl der Motoren M und des Antriebs des Generators **8**.

[0094] Das hydrostatische Getriebe **1** der **Fig. 3** weist zum Antrieb des Generators **8** lediglich einen einzigen Motor M1 auf, der als im Schluckvolumen stufenlos verstellbare Verstellmaschine VM ausgebildet ist.

[0095] Der Motor M1 steht ohne Zwischenschaltung eines Stirnradgetriebes SG als Direktantrieb direkt mit der Generatorantriebswelle **21** des Generators **8** in trieblicher Verbindung.

[0096] In den **Fig. 4a** bis **Fig. 4c** sind mehrere Varianten für einen Direktantrieb des Generators **8** ohne zusätzliches Stirnradgetriebe SG durch mindestens zwei Motoren M1-M4 dargestellt.

[0097] In der **Fig. 4a** sind jeweils zwei als Einzeltriebwerke ET ausgebildete Motoren M1, M2 zum Antrieb des Generators **8** vorgesehen, die an beiden Seiten des Generators **8** angeordnet sind und die jeweils mit der Generatorantriebswelle **21** in trieblicher Verbindung steht. Von den beiden Motoren M1, M2 ist der Motor M1 als Verstellmaschine VM und der Motor M2 als Konstantmaschine KM ausgeführt.

[0098] In der **Fig. 4b** ist zum Antrieb des Generators **8** ein Doppeltriebwerk DT mit zwei Motoren M1, M2 an einer Seite des Generators **8** angeordnet, wobei die beiden Motoren M1, M2 mit der Generatorantriebswelle **21** in trieblicher Verbindung stehen. Von den beiden Motoren M1, M2 ist der Motor M1 als Verstellmaschine VM und der Motor M2 als Konstantmaschine KM ausgeführt.

[0099] Die **Fig. 4c** zeigt einen Antrieb des Generators **8** durch ein Doppeltriebwerk DT mit zwei Motoren M1, M2, von denen der Motor M1 als Verstellmaschine VM und der Motor M2 als Konstantmaschine KM ausgeführt sind, an einer Seite des Generators **8** und zumindest einem Motor M3 bzw. M4 an der zweiten Seite des Generators **8**. Im Ausführungsbeispiel der **Fig. 4c** ist an der zweiten Seite des Generators **8** ein Doppeltriebwerk DT mit zwei Motoren M3, M4 angeordnet, die bevorzugt beide als Konstantmaschinen KM ausgebildet sind.

[0100] In der **Fig. 5** ist der Schaltplan einer Weiterbildung eines erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebes **1** einer Windkraftanlage W dargestellt, das im offenen Kreislauf ausgebildet ist und im dargestellten Ausführungsbeispiel fünf Pumpen P1-P5, die von der Rotorwelle **2** angetrieben werden, und vier Motoren M1-M4 zum Antrieb des Generators **8** umfasst.

[0101] Die Pumpen P1-P3 sind jeweils als Einzeltriebwerk ET mit einer Konstantmaschine KM mit festem Fördervolumen ausgeführt. Die Pumpe P5 ist als Einzeltriebwerk ET mit einer Verstellmaschine VM mit stufenlos verstellbarem Fördervolumen ausgebildet. Die Pumpe P4 ist als Doppeltriebwerk DT mit zwei als Konstantmaschinen KM ausgebildeten Triebwerken ausgeführt.

[0102] Die Pumpen P1-P5 sind jeweils unter Zwischenschaltung einer Kupplungseinrichtung K mit einem Antriebsritzel R1-R5 verbunden.

[0103] In den Förderleitungen F1-F5 der Pumpen P1-P5 ist jeweils ein Sperrventil SV angeordnet, das in Richtung zu dem Sammeldruckkanal H öffnet.

[0104] In den Förderleitungen F1, F2 der als Konstantmaschinen KM ausgebildeten Pumpen P1 und P2 ist jeweils eine Ventileinrichtung **30** angeordnet, mittels der der Förderstrom der Pumpe P1 bzw. P2 wahlweise in den Sammeldruckkanal H des hydrostatischen Getriebes **1** leitbar oder die Pumpe P1 bzw. P2 in einem Kurzschlussbetrieb betreibbar ist. Die Ventileinrichtung **30** weist hierzu zum Zuschalten der Pumpen P1 bzw. P2 und somit für den Förderbetrieb der Pumpen P1 bzw. P2 in den Sammeldruckkanal H eine erste Stellung **30a** auf, in der die Förderleitung F1 bzw. F2 geöffnet und die Pumpe P1 bzw. P2 mit dem Sammeldruckkanal

nal H verbunden ist. In einer zweiten Stellung **30b** für den Kurzschlussbetrieb der Pumpen P1 bzw. P2 und somit zum Abschalten der Pumpen P1 bzw. P2 ist Förderleitung F1 bzw. F2 und somit die Verbindung der Pumpe P1 bzw. P2 mit dem Sammelhochdruckkanal H abgesperrt und die Förderleitung F1 bzw. F2 der Pumpe P1 bzw. P2 über eine Kurzschlussverbindung mit einer Ansaugleitung **31** verbunden, die die Einlassseite der Pumpe P1 bzw. P2 mit dem Behälter B verbindet. Die Ventileinrichtungen **30** sind im dargestellten Ausführungsbeispiel als stufenlos verstellbare Proportionalventile ausgebildet. Die Ventileinrichtungen **30** sind jeweils mittels einer elektrischen Betätigungseinrichtung **32**, beispielsweise einem Proportionalmagneten, elektrisch ansteuerbar und betätigbar. In dem Ausführungsbeispiel der **Fig. 5** sind die Ventileinrichtungen **30** jeweils von einer Feder in Richtung der zweiten Stellung **30b** für den Kurzschlussbetrieb der Pumpen P1 bzw. P2 betätigbar und werden bei einer elektrischen Ansteuerung der Betätigungseinrichtung **26** in Richtung der ersten Stellung **30a** für den Förderbetrieb der Pumpen P1 bzw. P2 betätigt.

[0105] In der **Fig. 5** ist weiterhin eine Druckbegrenzungseinrichtung **35** dargestellt, die dem Sammelhochdruckkanal H des hydrostatischen Getriebes **1** zugeordnet ist und beispielsweise als Druckbegrenzungsventil ausgebildet ist.

[0106] Weiterhin ist eine Druckmittelspeichereinrichtung **40** vorgesehen, die dem Sammelhochdruckkanal H zugeordnet ist und zumindest einen Druckmittelspeicher umfasst.

[0107] Die Motoren M1 und M2 der **Fig. 5** sind jeweils als Einzeltriebwerk ET mit einer Konstantmaschine KM mit festem Schluckvolumen ausgeführt. Der Motor M4 ist als Einzeltriebwerk ET mit einer Verstellmaschine VM mit stufenlos verstellbarem Schluckvolumen ausgebildet. Der Motor M3 ist als Doppeltriebwerk DT mit zwei Verstellmaschinen VM ausgeführt, die jeweils ein stufenlos verstellbares Schluckvolumen aufweisen.

[0108] Dem als Konstantmaschine KM ausgebildeten Motor M1 ist eine Ventileinrichtung **50** zugeordnet, mittels der die eingangsseitige Verbindung des Motors M1 mit dem Sammelhochdruckkanal H absperrbar ist oder der Motor M1 zum Antrieb durch die Pumpen P1–P5 mit dem Sammelhochdruckkanal H verbindbar ist. Die Ventileinrichtung **50** weist hierzu zum Zuschalten des Motors M1 und für den Antrieb des Motors M1 mit Druckmittel aus dem Sammelhochdruckkanal H eine erste Stellung **50a** auf, in der die Einlassseite des Motors M1 mit dem Sammelhochdruckkanal H verbunden ist. In einer zweiten Stellung **50b** zum Abschalten des Motors M1 ist die Verbindung der Einlassseite des Motors M1 mit dem Sammelhochdruckkanal H abgesperrt und die Ein-

lassseite des Motors M1 mit einer Auslassleitung **51** verbunden, die die Auslassseite des Motors M1 mit dem Behälter B verbindet. Die Ventileinrichtung **50** ist im dargestellten Ausführungsbeispiel als stufenlos verstellbares Proportionalventil ausgebildet. Die Ventileinrichtung **50** ist mittels einer elektrischen Betätigungseinrichtung **52**, beispielsweise einem Proportionalmagneten, elektrisch ansteuerbar und betätigbar. In dem Ausführungsbeispiel der **Fig. 5** ist die Ventileinrichtungen **50** von einer Feder in Richtung der zweiten Stellung **50b** zum Abschalten des Motors M1 betätigbar und wird bei einer elektrischen Ansteuerung der Betätigungseinrichtung **52** in Richtung der ersten Stellung **50a** zum Zuschalten des Motors M1 betätigt.

[0109] Die Ventileinrichtung **30** der als Konstantmaschinen KM ausgebildeten Pumpen P sowie die Ventileinrichtung **50** der als Konstantmaschinen KM ausgebildeten Motoren M sind von der elektronischen Steuereinrichtung **70** in Anhängigkeit von der aktuellen Windlast betätigbar, so dass die Anzahl von in den Sammelhochdruckkanal H fördernden Pumpen P und die Anzahl der angetriebenen Motoren M entsprechend der aktuellen Windlast variiert werden kann und je nach Lastfall und anstehender Windlast Pumpen P sowie Motoren M zu- und weggeschaltet werden können, um die Gesamtfördermenge der in den Sammelhochdruckkanal H fördernden Pumpen P und die Gesamtmotorschluckmenge der von dem Druckmittel in dem Sammelhochdruckkanal H angetriebenen Motoren M zu erhöhen bzw. zu verringern.

[0110] In der **Fig. 6** ist der Schaltplan einer Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes **1** einer Windkraftanlage W dargestellt, das im geschlossenen Kreislauf ausgebildet ist und im dargestellten Ausführungsbeispiel fünf Pumpen P1–P5, die von der Rotorwelle **2** angetrieben werden, und vier Motoren M1–M4 zum Antrieb des Generators **8** umfasst.

[0111] Der geschlossene Kreislauf besteht aus dem Sammelhochdruckkanal H als Hochdruckseite, an den die Auslassseiten der Pumpen P1–P5 und die Einlassseiten der Motoren M1–M4 in einer Parallelschaltung angeschlossen sind, sowie einem Sammelniederdruckkanal N als Niederdruckseite, an den die Auslassseiten der Motoren M1–M4 und die Einlassseiten der Pumpen P1–P5 in einer Parallelschaltung angeschlossen sind.

[0112] Dem Sammelhochdruckkanal H ist analog zu der **Fig. 5** eine Druckbegrenzungseinrichtung **35** und ein Druckmittelspeicher **40** zugeordnet.

[0113] An die Niederdruckseite des geschlossenen Kreislaufs ist eine elektrisch angetriebene Speisepumpe **60** angeschlossen, die Druckmittel aus dem Behälter **5** ansaugt und in eine Förderleitung **61** fördert, die an den Sammelniederdruckkanal N ange-

geschlossen ist. Zur Absicherung des Speisedruckniveaus ist weiterhin eine Speisedruckabsicherungseinrichtung **62** vorgesehen, die bevorzugt von einem Druckbegrenzungsventil gebildet ist.

[0114] Die Pumpen P1–P5 sind in dem dargestellten Ausführungsbeispiel jeweils als Einzeltriebwerke ET mit einer Konstantmaschine KM mit festem Fördervolumen ausgeführt, die unter Zwischenschaltung des Sperrventils SV in die entsprechende Förderleitung F1–F5 fördern. Den als Konstantmaschine ausgebildeten Pumpen P1–P3 sind zum Zu- bzw. Abschalten der Pumpen P1–P3 Ventileinrichtungen **30** zugeordnet, mittels der der Förderstrom der Pumpe P1–P3 wahlweise in den Sammelhochdruckkanal H des hydrostatischen Getriebes **1** leitbar oder die Pumpen P1–P3 in einem Kurzschlussbetrieb betreibbar ist. Die Ventileinrichtung **30** weist hierzu zum Zuschalten der Pumpen P1–P3 und somit für den Förderbetrieb der Pumpen P1–P3 eine erste Stellung **30a** auf, in der die Förderleitung F1–F3 geöffnet sind und somit die Pumpen P1–P3 mit dem Sammelhochdruckkanal H verbunden ist und die Ansaugleitungen **31** mit dem Sammelniederdruckkanal N verbunden sind. In einer zweiten Stellung **30b** für den Kurzschlussbetrieb der Pumpen P1–P3 und somit zum Abschalten der Pumpen P1–P3 ist die Förderleitung F1–F3 und somit die Verbindung der Pumpen P1–P3 mit dem Sammelhochdruckkanal H abgesperrt und die Förderleitung F1–F3 jeweils über eine Kurzschlussverbindung mit der Ansaugleitung **31** der entsprechenden Pumpe P1–P3 verbunden, die weiterhin mit dem Sammelniederdruckkanal N verbunden ist. Die Ventileinrichtungen **30** sind im dargestellten Ausführungsbeispiel als stufenlos verstellbare Proportionalventile ausgebildet. Die Ventileinrichtungen **30** sind jeweils mittels einer elektrischen Betätigungseinrichtung **32**, beispielsweise einem Proportionalmagneten, elektrisch ansteuerbar und betätigbar. In dem Ausführungsbeispiel der **Fig. 6** sind die Ventileinrichtungen **30** jeweils von einer Feder in Richtung der zweiten Stellung **30b** für den Kurzschlussbetrieb Pumpen P1–P3 betätigbar und werden bei einer elektrischen Ansteuerung der Betätigungseinrichtung **26** in Richtung der ersten Stellung **30a** für den Förderbetrieb der Pumpen P1–P3 betätigt.

[0115] Die Motoren M1 und M2 sind in dem dargestellten Ausführungsbeispiel jeweils als Einzeltriebwerke ET mit einer Konstantmaschine KM mit festem Schluckvolumen ausgeführt. Die Motore M3 und M4 sind jeweils als Einzeltriebwerk ET mit einer Verstellmaschine VM mit stufenlos verstellbarem Schluckvolumen ausgebildet.

[0116] Den als Konstantmaschine KM ausgebildeten Motoren M1 bzw. M2 ist zum Zu- bzw. Abschalten des Motors M1 bzw. M2 jeweils eine Ventileinrichtung **50** zugeordnet, mittels der die Verbindung des Motors M1 bzw. M2 mit dem Sammelhochdruckkanal

H absperrbar ist oder der Motor M1 bzw. M2 zum Antrieb durch die Pumpen P1–P5 mit dem Sammelhochdruckkanal H verbindbar ist. Die Ventileinrichtung **50** weist hierzu zum Zuschalten des Motors M1 bzw. M2 und für den Antrieb des Motors M1 bzw. M2 mit Druckmittel aus dem Sammelhochdruckkanal H eine erste Stellung **50a** auf, in der die Einlassseite des Motors M1 bzw. M2 mit dem Sammelhochdruckkanal H verbunden ist und die Auslassleitung **51** des entsprechenden Motors M1 bzw. M2 mit dem Sammelniederdruckkanal N verbunden sind. In einer zweiten Stellung **50b** zum Abschalten des Motors M1 bzw. M2 ist die Verbindung der Einlassseite des Motors M1 bzw. M2 mit dem Sammelhochkanal H abgesperrt und die Einlassseite des Motors M1 jeweils über eine Kurzschlussverbindung mit der Auslassleitung **51** des Motors M1 bzw. M2 verbunden, die weiterhin mit dem Sammelniederdruckkanal N verbunden ist. Über die Kurzschlussverbindung wird an dem abgeschalteten Motor M1, M2 eine ausreichende Schmierung sichergestellt. Die Ventileinrichtung **50** ist im dargestellten Ausführungsbeispiel als stufenlos verstellbares Proportionalventil ausgebildet. Die Ventileinrichtung **50** ist mittels einer elektrischen Betätigungseinrichtung **52**, beispielsweise einem Proportionalmagneten, elektrisch ansteuerbar und betätigbar. In dem Ausführungsbeispiel der **Fig. 6** ist die Ventileinrichtungen **50** von einer Feder in Richtung der zweiten Stellung **50b** zum Abschalten des Motors M1 bzw. M2 betätigbar und wird bei einer elektrischen Ansteuerung der Betätigungseinrichtung **52** in Richtung der ersten Stellung **50a** zum Zuschalten des Motors M1 bzw. M2 betätigt.

[0117] Die Ventileinrichtungen **30**, **50** der **Fig. 5** und **Fig. 6** sind von der nicht näher dargestellten elektronischen Steuereinrichtung **70** angesteuert.

[0118] Bei kleinen Windlasten sind bei dem erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebe **1** der **Fig. 1** bis **Fig. 6** von der Steuereinrichtung **70** durch entsprechende Ansteuerung der Ventileinrichtungen **30** in die zweite Stellung **30b** derart viele Pumpen P1, P2, P3 aus der Förderung in den Sammelhochdruckkanal H weggeschaltet, dass die verbleibenden und in den Sammelhochdruckkanal H fördernden Pumpen P4, P5 in einem hohen Wirkungsgrad betrieben werden können.

[0119] Erhöht sich die Windlast, werden von der Steuereinrichtung **70** der Reihe nach einzelne Pumpen P1, P2, P3 durch eine Betätigung der entsprechenden Ventileinrichtung **30** in die Stellung **30a** angesteuert und in die Förderung in den Sammelhochdruckkanal H zugeschaltet. Das Zuschalten von Pumpen erfolgt derart, dass alle in der Förderung in den Sammelhochdruckkanal H beteiligten Pumpen in einem hohen Wirkungsgrad betrieben werden und somit mit hohem Wirkungsgrad die anstehende Windlast in Druckmittelstrom und Druck umwandeln.

[0120] Um bei als Schaltventilen ausgebildeten Ventileinrichtungen **30** Drehzahlschwankungen des angetriebenen Generators **8** bei Schaltvorgängen zu kompensieren sind motorseitig ausreichend als Verstellmaschinen VM ausgebildete Motoren mit einem stufenlos verstellbaren Schluckvolumen vorhanden, die beim Zuschalten einer als Konstantmaschine KM ausgebildeten Pumpe mittels der Ventileinrichtung **30** entsprechend das motorseitige Gesamtmotorschluckvolumen mit hoher Dynamik anheben. Hierdurch wird erzielt, dass die Drehzahl des Generators **8** beim Zuschalten einer Pumpe in die Förderung in den Sammelhochdruckkanal H möglichst wenig beeinflusst wird. Mit der Druckmittelspeichereinrichtung **40** können möglicherweise auftretende geringe Restschwankungen des Volumenstroms in dem Sammelhochdruckkanal H kompensiert werden.

[0121] Vor dem Zuschalten der nächsten Pumpe mittels einer als Schaltventil ausgebildeten Ventileinrichtungen **30** wird ein mittels eines als Schaltventil **50** zuschaltbarer, als Konstantmaschine KM ausgebildeter Motor durch Ansteuerung des Schaltventils **50** in die Stellung **50a** zu dem Gesamtmotorschluckvolumen zugeschaltet. Gleichzeitig mit dem Zuschalten eines als Konstantmaschine KM ausgebildeten Motors wird ein als Verstellmaschine VM ausgebildeter Motor mit hoher Dynamik in Richtung des minimalen Schluckvolumens verstellt. Hierdurch können Drehzahlschwankungen des Generators **8** beim Zuschalten eines Motors zu dem Gesamtmotorschluckvolumen durch eine Ventileinrichtung **50** kompensiert werden.

[0122] Der auf das minimale Schluckvolumen verstellte, als Verstellmaschine VM ausgebildete Motor ist anschließend wieder in einer Stellung, um das Zuschalten einer weiteren als Konstantmaschine KM ausgebildeten Pumpe mittels einer Ventileinrichtung **30** an den Sammelhochdruckkanal H zu ermöglichen.

[0123] Das erfindungsgemäße hydrostatische Getriebe **1** einer Windkraftanlage W weist eine Reihe von Vorteilen auf.

[0124] Durch die Anpassung der Gesamtfördermenge der in den Sammelhochdruckkanal H fördernden Pumpen P sowie des Gesamtmotorschluckvolumens der von Druckmittel aus dem Sammelhochdruckkanal H angetriebenen Motoren M in Abhängigkeit von der aktuellen Windlast sowie die Möglichkeit einzelne Pumpen P wie Motoren M mittels der Ventileinrichtungen **30**, **50** je nach Lastfall und aktueller Windlast zu- bzw. abzuschalten, kann der Gesamtwirkungsgrad der Windkraftanlage W gesteigert werden und die Wirkungsgradverluste im Teillastbetrieb an den einzelnen Pumpen und Motoren verringert werden bzw. durch Abschalten der Pumpe P bzw. des Motors M mittels der Ventileinrichtungen **30**, **50** vollständig eliminiert werden.

[0125] Mittels der Kupplungseinrichtungen K können abgeschaltete Pumpen P antriebsseitig von dem zentralen Stirnrad **10** entkoppelt werden und somit aus dem Antriebsstrang genommen werden, wodurch die Leerlaufverluste von abgeschalteten und im Kurzschlussbetrieb betriebenen und somit leistungsfrei mitdrehenden Pumpen P verhindert werden.

[0126] Durch die Verwendung von mehreren Pumpen P und mehreren Motoren M führt der Ausfall einer einzelnen Pumpe bzw. eines einzelnen Motors lediglich zu einer geringen Verringerung des Windertrags. Die Windkraftanlage W kann auch beim Ausfall einzelner Pumpen bzw. Motoren weiterbetrieben werden.

[0127] Durch die erfindungsgemäße Verwendung von mehreren Pumpen P1-P20 ergibt sich als wesentlicher Vorteil, dass die Last auf mehrere einzelne Pumpen P1-P20 aufgeteilt wird und insbesondere an dem Stirnradgetriebe SG die Last auf mehrere Antriebsritzeln R1-R20 und somit mehrere Zahneingriffe aufgeteilt wird. Die einzelnen von den Antriebsritzeln und den Pumpen gebildeten Antriebselemente können in der Summe deutlich leichter ausgeführt werden als ein einzelnes mechanisches Getriebe einer Windkraftanlage des Standes der Technik, welches die volle Leistung überträgt. Diese Gewichtsverringern in der Gondel der Windkraftanlage ermöglicht es weiterhin, den die Gondel tragenden Turm entsprechend in der tragenden Struktur zu vereinfachen und im Gewicht zu verringern.

[0128] Die Ausführung des hydrostatischen Getriebes **1** als in der Übersetzung stufenloses Getriebe ermöglicht es, den Rotor und die Rotorwelle bei allen Windlasten in einem Drehzahlbereich mit einem hohen Wirkungsrad laufen zu lassen. Durch die stufenlose Übersetzung des hydrostatischen Getriebes **1** wird weiterhin ermöglicht, die Windkraftanlage W mit einer auf die Netzfrequenz des Stromnetzes angepassten Drehzahl des Generators **8** anzufahren und zu betreiben.

[0129] Bei einem Direktantrieb des Generators **8** gemäß den **Fig. 3** und **Fig. 4a** bis **Fig. 4c** können durch den Entfall einer motorseitigen Stirnradtriebstufe SG die Getriebeverluste verringert werden und der Gesamtwirkungsgrad der Windkraftanlage W weiter erhöht werden.

[0130] Bei einem hydrostatischen Getriebe **1** im offenen Kreislauf kann mit dem in dem Sammelhochdruckkanal H angeordneten Bremsventil **25** die Rotorwelle **2** und der Rotor WR über die Pumpen P1-P20 abgebremst und im Stillstand arretiert werden. Gegenüber bekannten Windkraftanlagen mit einem mechanischen Getriebe und einer zusätzlichen mechanischen Bremseinrichtung für die Rotorwelle kann durch den Entfall einer zusätzlichen mechanischen

Bremseinrichtung eine weitere Gewichtsreduzierung und Verringerung des Bauaufwandes erzielt werden.

[0131] In Verbindung mit Beschleunigungssensoren kann ein Versagen einer einzelnen Pumpe bzw. eines einzelnen Motors, beispielsweise ein blockierendes Triebwerk auf einfache Weise ermittelt und detektiert werden. In Verbindung mit als Trennkupplungen ausgebildeten Kupplungseinrichtungen oder Sollbruchstellen an den Triebwellen der Triebwerken kann ein defektes und blockierendes Triebwerk auf einfache Weise von dem Antriebsstrang abgekoppelt werden, um den weiteren Betrieb der Windkraftanlage zu ermöglichen.

[0132] Eine defekte Pumpe bzw. ein defekter Motor können auf einfache Weise und mit geringem Aufwand ausgetauscht werden.

Patentansprüche

1. Hydrostatisches Getriebe (1) für eine Windkraftanlage (W), **dadurch gekennzeichnet**, dass das hydrostatische Getriebe (1) stufenlos verstellbar ist, pumpenseitig mehrere hydrostatische Pumpen (P1–P20) aufweist, die zum Antrieb mit einer Rotorwelle (2) der Windkraftanlage (W) in Verbindung stehen, und motorseitig mindestens einen hydrostatischen Motor (M1–M4) aufweist, der von den hydrostatischen Pumpen (P1–P20) mit Druckmittel angetrieben ist und der mit mindestens einem elektrischen Generator (8) in trieblicher Verbindung steht, wobei die Gesamtfördermenge der Pumpen (P1–P20) und/oder das Schluckvolumen des Motors (M1–M4) in Abhängigkeit von der Windlast an einem Rotor (WR) der Windkraftanlage (W) veränderbar ist.

2. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) jeweils als Konstantmaschinen (KM) mit einem festen Fördervolumen ausgebildet sind.

3. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Gesamtfördermenge durch Zuschalten bzw. Abschalten von einzelnen Pumpen (P1–P20) veränderbar ist.

4. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) jeweils mit einer Förderleitung (F1–F5) an einen Sammelhochdruckkanal (H) des hydrostatischen Getriebes (1) angeschlossen sind, wobei in der Förderleitung (F1; F2; F3) von mindestens einer als Konstantmaschine (KM) ausgebildete Pumpe (P1; P2; P3) eine Ventileinrichtung (30) angeordnet ist, mittels der der Förderstrom der Pumpe (P1; P2) in den Sammelhochdruckkanal (H) des hydrostatischen Getriebes (1) leitbar oder die Pumpe (P1, P2) in einem Kurzschlussbetrieb betreibbar ist.

5. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 2 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass zusätzlich mindestens eine Pumpe (P5) vorgesehen ist, die in dem Fördervolumen stufenlos verstellbar ist.

6. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass jede Pumpe (P1–P20) mittels eines in der Förderleitung (F1–F5) angeordneten Sperrventils (SV), insbesondere eine in Richtung zur Pumpe (P1–P20) sperrenden Rückschlagventils, an den Sammelhochdruckkanal (H) angeschlossen ist.

7. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass mindestens eine Pumpe (P1–P20) unter Zwischenschaltung einer Kupplungseinrichtung (K) mit der Rotorwelle (2) verbunden ist.

8. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kupplungseinrichtung (K) als Lamellenkupplung, insbesondere nasslaufende Lamellenkupplung, als Klauenkupplung oder als Freilaufkupplung oder als Rutschkupplung ausgebildet ist.

9. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass dem Sammelhochdruckkanal (H) des hydrostatischen Getriebes (1) eine Druckbegrenzungseinrichtung (35) zugeordnet ist.

10. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass bei Einsatz eines einzelnen Motors (M1) der Motor im Schluckvolumen stufenlos verstellbar ist.

11. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass mehrere Motoren (M1–M4) vorgesehen sind, die jeweils als Konstantmaschinen (KM) mit einem festen Schluckvolumen ausgebildet sind.

12. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass bei mehreren als Konstantmaschinen (KM) ausgebildeten Motoren (M1–M4) das Schluckvolumen durch Zu- und Abschalten von einzelnen Motoren (M1–M4) veränderbar ist.

13. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 11 oder 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass mindestens einem der als Konstantmaschinen (KM) ausgebildeten Motoren (M1; M2) eine Ventileinrichtung (50) zugeordnet ist, mittels der die Verbindung des Motors (M1; M2) mit dem Sammelhochdruckkanal (H) absperrbar ist oder der Motor (M1; M2) zum Antrieb durch die Pumpen (P1–P20) mit dem Sammelhochdruckkanal (H) verbindbar ist.

14. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass zusätzlich mindestens ein Motor (M3; M4) vorgesehen ist, der im Schluckvolumen stufenlos verstellbar ist.

15. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 4 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventileinrichtung (30; 50) der Pumpen (P1; P2; P3) bzw. der Motoren (M1; M2) jeweils als Schaltventil ausgebildet ist.

16. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 4 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventileinrichtung (30; 50) der Pumpen (P1; P2; P3) bzw. der Motoren (M1; M2) jeweils als stufenlos verstellbares Proportionalventil ausgebildet ist.

17. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass in Abhängigkeit von der Windlast die Gesamtfördermenge der Pumpen (P1–P20) durch Abschalten bzw. Zuschalten einer bestimmten Anzahl von Konstantpumpen (KM) oder Veränderung der Fördermenge einer bestimmten Anzahl von Verstellpumpen (VM) derart verringert bzw. erhöht wird, dass die in den Sammelhochdruckkanal (H) fördernden Pumpen (P1–P20) in einem hohen Wirkungsgradbereich betrieben werden.

18. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass in Abhängigkeit von der Windlast das Schluckvolumen der Motoren (M1–M4) durch Abschalten bzw. Zuschalten einer bestimmten Anzahl von Konstantmotoren (KM) oder Veränderung der Fördermenge einer bestimmten Anzahl von Verstellmotoren (VM) derart verringert bzw. erhöht wird, dass die angetriebenen Motoren (M1–M4) und der Generator (8) in einem hohen Wirkungsgradbereich betrieben werden.

19. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 4 bis 18, **dadurch gekennzeichnet**, dass zum Zuschalten einer Pumpe (P1; P2; P3) an den Sammelhochdruckkanal (H) zur Erhöhung der Gesamtfördermenge der Pumpen (P1–P20) ein als Verstellmotor (VM) ausgebildeter Motor (M3; M4) in Richtung einer Erhöhung des Schluckvolumens verstellt wird.

20. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass zum Zuschalten einer weiteren Pumpe (P1; P2; P3) an den Sammelhochdruckkanal (H) ein mit einer Ventileinrichtung (50) versehener Motor (M1; M2) mittels der Ventileinrichtung (50) an den Sammelhochdruckkanal (H) angeschlossen wird und gleichzeitig ein im Schluckvolumen verstellbarer Motor (M3; M4) in Richtung einer Verringerung des Schluckvolumens, insbesondere auf minimales Schluckvolumen, verstellt wird.

21. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 20, **dadurch gekennzeichnet**, dass zum Zuschalten einer weiteren Pumpe (P1; P2; P3) der auf minimales Schluckvolumen eingestellte verstellbare Motor (M3; M4) in Richtung einer Erhöhung des Schluckvolumens verstellt wird.

22. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 21, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Anzahl von in dem Schluckvolumen verstellbaren, als Verstellmaschinen (VM) ausgebildeten Motoren (M) bzw. von mittels Ventileinrichtungen (50) steuerbaren als Konstantmaschinen (KM) ausgebildeten Motoren (M) derart ausgelegt ist und das Schluckvolumen der Motoren (M1–M4) bei einer Veränderung der Gesamtfördermenge der Pumpen (P1–P20), insbesondere beim Zuschalten bzw. Abschalten von Pumpen (P1–P20), derart gesteuert ist, dass Drehzahlschwankungen des Generators (8) vermieden werden.

23. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 22, **dadurch gekennzeichnet**, dass dem Sammelhochdruckkanal (H) eine Druckmittelspeichereinrichtung (40) mit zumindest einem Druckmittelspeicher zugeordnet ist.

24. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 23, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Anzahl der Pumpen (P1–P20) und die Anzahl der Motoren (M1–M4) entsprechend der Triebwerksgröße der Pumpen (P1–P20) und der Motoren (M1–M4) an die Gesamtleistung der Windkraftanlage (W) angepasst ist.

25. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 24, **dadurch gekennzeichnet**, dass den Pumpen (P1–P20) und dem mindestens einen Motor (M1–M4) jeweils ein Beschleunigungssensor zugeordnet ist.

26. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 25, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) bzw. Motoren (M1–M4) zum Trennen einer defekten Pumpe (P1–P20) von dem zentralen Stirnrad (10) der Rotorwelle (2) bzw. zum Trennen eines defekten Motors (M1–M4) von dem Generator (8) jeweils mit der Kupplungseinrichtung (K) von dem Antriebsstrang trennbar sind oder mit einer Sollbruchstelle der Triebwerkswelle versehen sind.

27. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 26, **dadurch gekennzeichnet**, dass die als Konstantmaschinen (KM) ausgeführten Pumpen (P) jeweils gleiches Fördervolumen aufweisen und jeweils baugleich sind bzw. die als Verstellmaschinen (VM) ausgeführten Pumpen (P) jeweils gleiches Fördervolumen aufweisen und jeweils baugleich sind und bei Verwendung von mehreren Mo-

toren (M) die als Konstantmaschinen (KM) ausgeführten Motoren (M) jeweils gleiches Schluckvolumen aufweisen und jeweils baugleich sind bzw. die als Verstellmaschinen (VM) ausgeführten Motoren (M) jeweils gleiches Schluckvolumen aufweisen und jeweils baugleich sind.

28. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) jeweils unter Zwischenschaltung einer Stirnradtriebstufe (SG) mit einer Rotorwelle (2) der Windkraftanlage (W) trieblich verbunden sind.

29. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 28, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Stirnradtriebstufe (SG) ein zentrales Stirnrad (10), das mit der Rotorwelle (2) drehfest verbunden ist, und mehrere Antriebsritzel (R1–R20) zum Antrieb der Pumpen (P1–P20) umfasst.

30. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 29, **dadurch gekennzeichnet**, dass das zentrale Stirnrad (10) zum Antrieb der Antriebsritzel (R1–R20) eine Außenverzahnung und/oder eine Innenverzahnung aufweist.

31. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 30, **dadurch gekennzeichnet**, dass der mindestens eine Motor (M1–M4) als Direktantrieb den Generator (8) antreibt.

32. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 30, **dadurch gekennzeichnet**, dass der mindestens eine Motor (M1–M4) über eine Stirnradtriebstufe (SG) den Generator (8) antreibt.

33. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 32, **dadurch gekennzeichnet**, dass mehrere Motoren (M1–M4) zum Antrieb des Generators (8) vorgesehen sind, die jeweils über ein Abtriebsrad (A1–A4) ein mit einer Generatorantriebswelle (21) des Generators (8) drehfest verbundenes zentrales Stirnrad (20) antreiben.

34. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 33, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Motoren (M1–M4) von mehreren Einzeltriebwerken (ET) oder von mindestens einem Doppeltriebwerk (DT) oder einer Kombination aus Einzeltriebwerken (ET) und Doppeltriebwerken (DT) gebildet sind.

35. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 31 und 33, **dadurch gekennzeichnet**, dass mehrere Motoren (M1–M4) zum Antrieb des Generators (8) vorgesehen sind, die jeweils als Direktantrieb den Generator (8) antreiben, wobei an beiden Seiten des Generators (8) jeweils ein Einzeltriebwerk (ET) oder an zumindest einer Seite des Generators (8) ein Dop-

peltriebwerk (DT) oder an beiden Seiten des Generators (8) wahlweise jeweils ein Einzeltriebwerk (ET) oder ein Doppeltriebwerk (DT) angeordnet ist.

36. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 35, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) von mehreren Einzeltriebwerken (ET) oder von mindestens einem Doppeltriebwerk (DT) oder einer Kombination aus Einzeltriebwerken (ET) und Doppeltriebwerken (DT) gebildet sind.

37. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 34 bis 36, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Doppeltriebwerk (DT) der Motoren (M) bzw. ein Doppeltriebwerk (DT) der Pumpen (P) in Back-to-Back-Anordnung ausgeführt ist.

38. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 28 bis 37, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) bzw. die Motoren (M1–M4) wahlweise an einer Seite oder an beiden Seiten der Stirnradtriebstufe (SG) angeordnet sind.

39. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 38, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) an einem Pumpenträger (15) befestigt sind, der an einem die Rotorwelle (2) lagernden Lagergehäuse (7) der Windkraftanlage (W) mittels einer Drehmomentstütze (16) abgestützt oder an dem Lagergehäuse (7) der Windkraftanlage (W) befestigt ist.

40. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 39, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Pumpenträger (15) der Pumpen (P1–P20) mit Zentrierflanschen (ZF) zur Befestigung der Pumpen (P1–P20) versehen ist.

41. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 39 oder 40, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Pumpenträger (15) der Pumpen (P1–P20) mittels einer Lagerung (17, 18) auf der Rotorwelle (2) gelagert ist.

42. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 29 bis 41, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebsritzel (R1–R20) der Pumpen (P1–P20) bzw. die Abtriebsräder (A1–A4) der Motoren (M1–M4) über die Triebwelle des entsprechenden hydrostatischen Triebwerks und deren Lagerung in einem Triebwerksgehäuse des entsprechenden Triebwerks gelagert sind.

43. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 29 bis 42, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebsritzel (R1–R20) der Pumpen (P1–P20) in dem Pumpenträger (15) der Pumpen (P1–P20) bzw. die Abtriebsräder (A1–A4) der Motoren (M1–M4) in einem die Motoren (M1–M4) haltenden Motorträger gelagert sind.

44. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 39 bis 43, **dadurch gekennzeichnet**, dass bei einer beidseitigen Anordnung von mindestens zwei Pumpen (P11) an der Stirnradgetriebestufe (SG) die beiden Pumpen (P11) mittels eines gemeinsamen Antriebsritzels (R11) angetrieben sind, wobei das Antriebsritzel (R11) in dem Pumpenträger (**15**) der Pumpen (P1–P20) gelagert ist, das im Bereich des Antriebsritzels (R11) mit einer Teilung (**19**) versehen ist.

45. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 44, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) und der mindestens eine Motor (M1–M4) im offenen Kreislauf betrieben sind.

46. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 44, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpen (P1–P20) und der mindestens eine Motor (M1–M4) im geschlossenen Kreislauf betrieben sind.

47. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 46, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Niederdruckseite (N) des geschlossenen Kreislaufs eine Speisepumpe (**60**), insbesondere eine elektrisch angetriebene Speisepumpe, und eine Speisedruckabsicherungseinrichtung (**62**) zugeordnet sind.

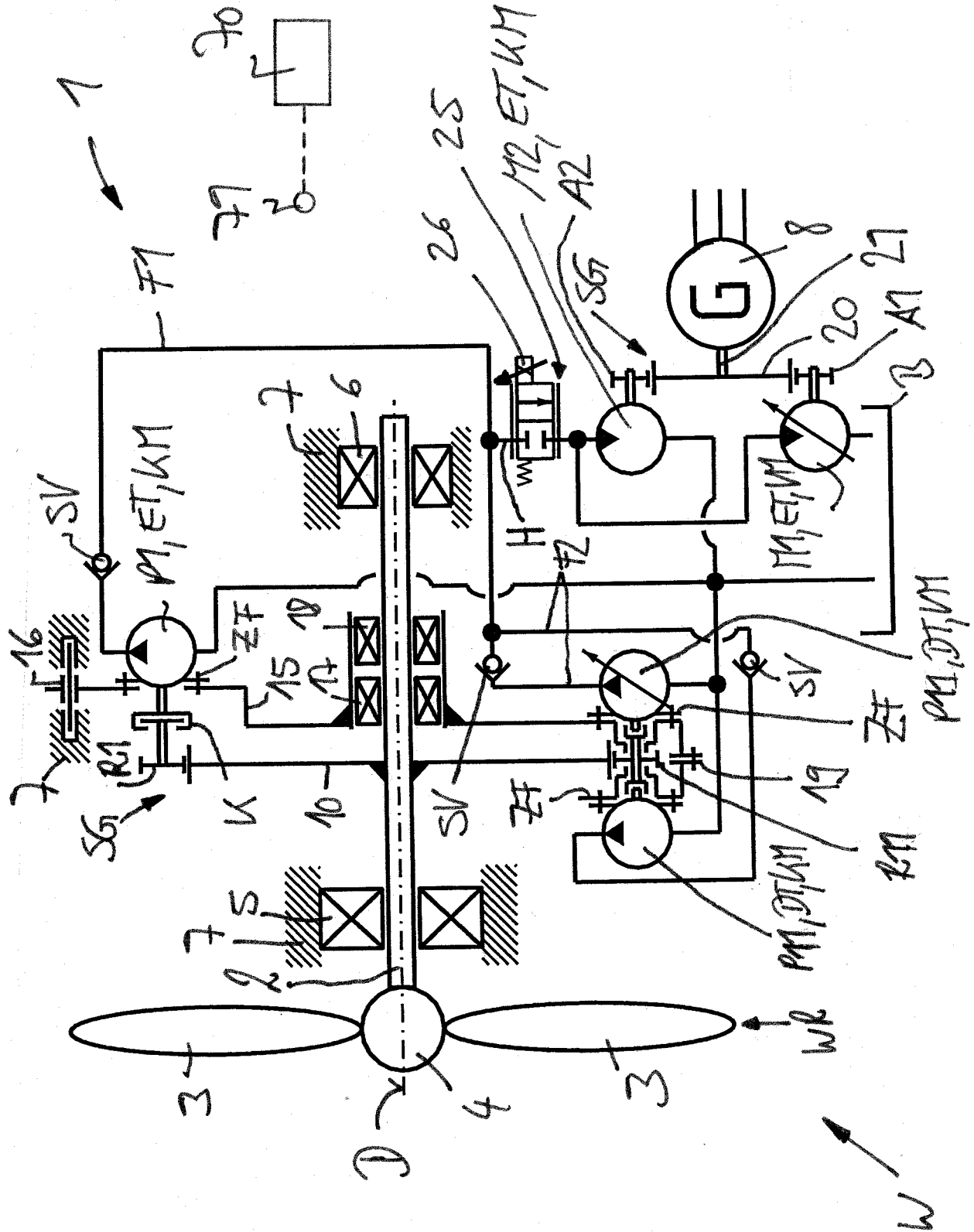
48. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 47, **dadurch gekennzeichnet**, dass in dem Sammelhochdruckkanal (H) ein Bremsventil (**25**) zum Abbremsen der Rotorwelle (**2**) angeordnet ist.

49. Windkraftanlage (W) mit einem stufenlosen hydrostatischen Getriebe (**1**) nach einem der vorangehenden Ansprüche.

Es folgen 6 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

Fig. 1



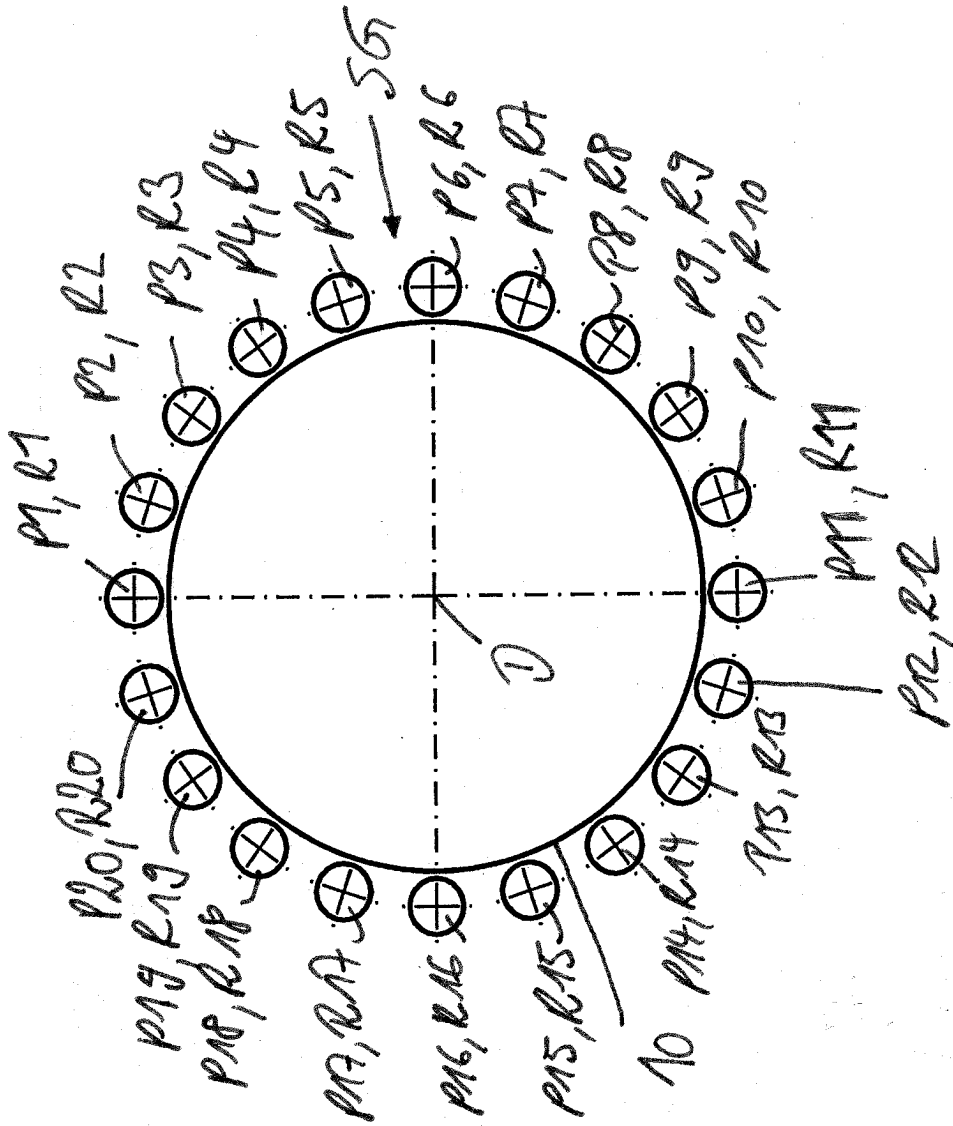


Fig. 2

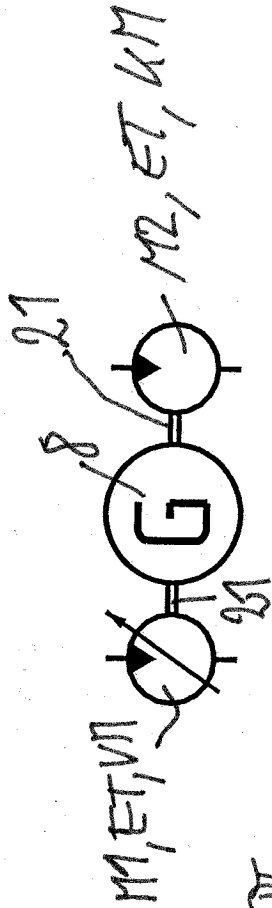


Fig. 9a

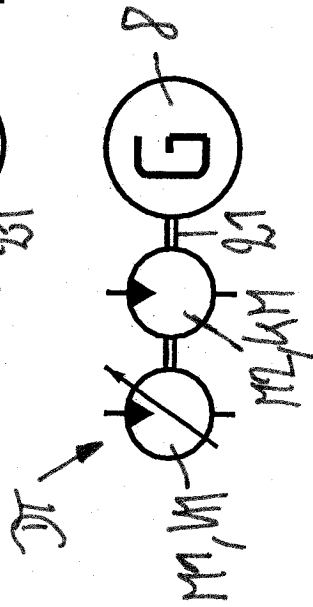


Fig. 9b

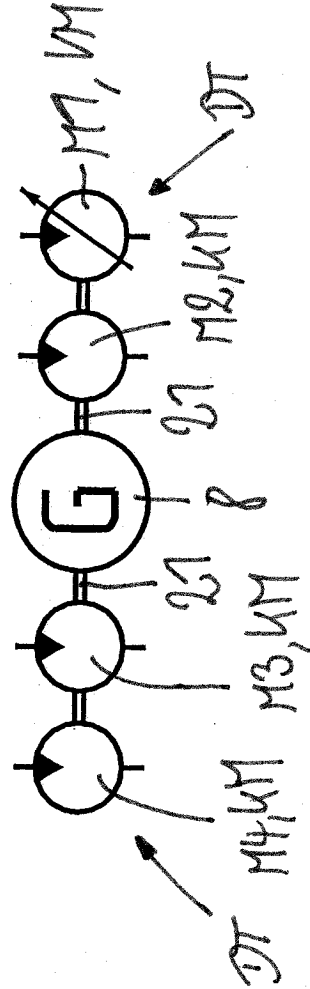
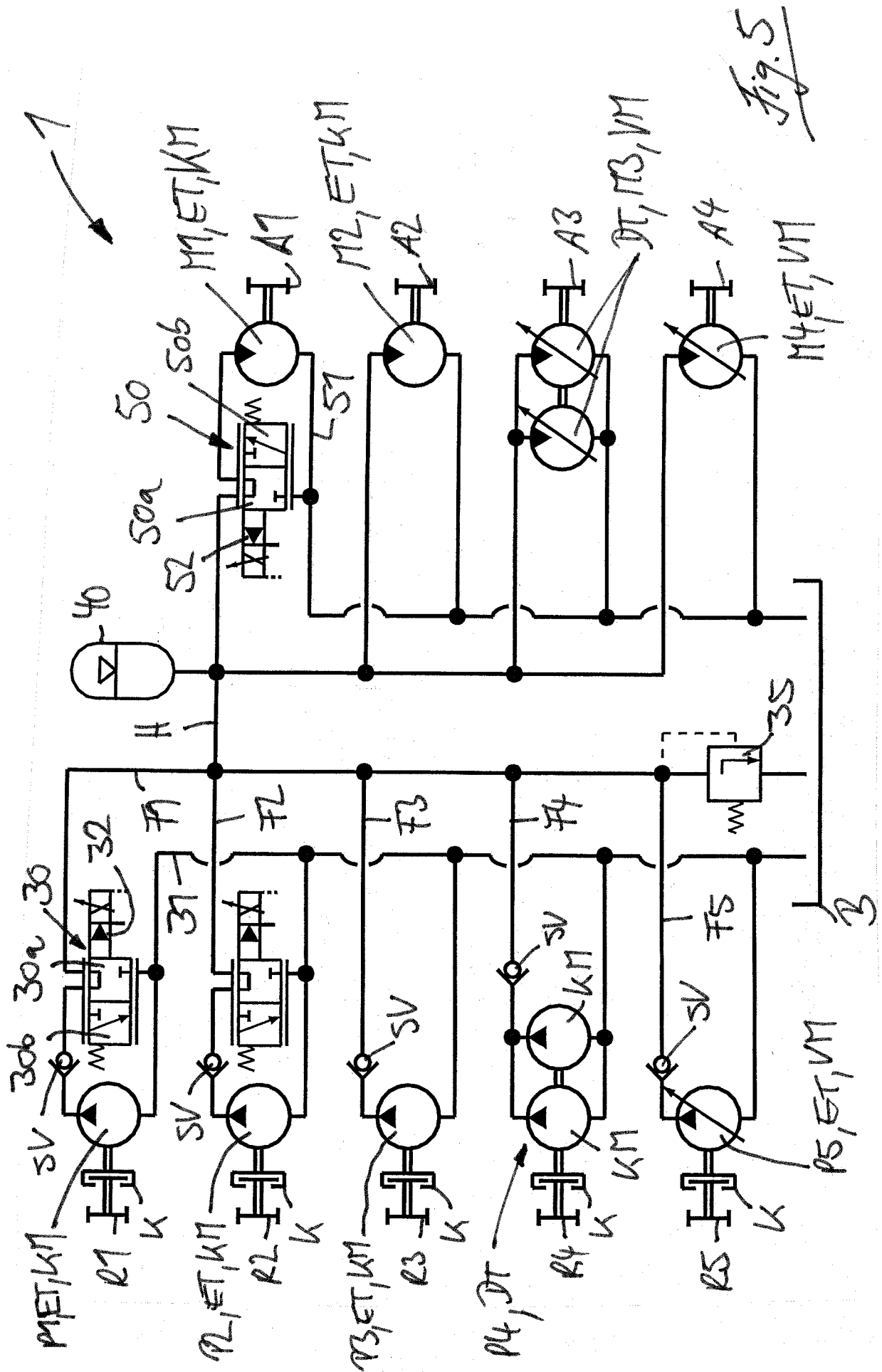


Fig. 9c



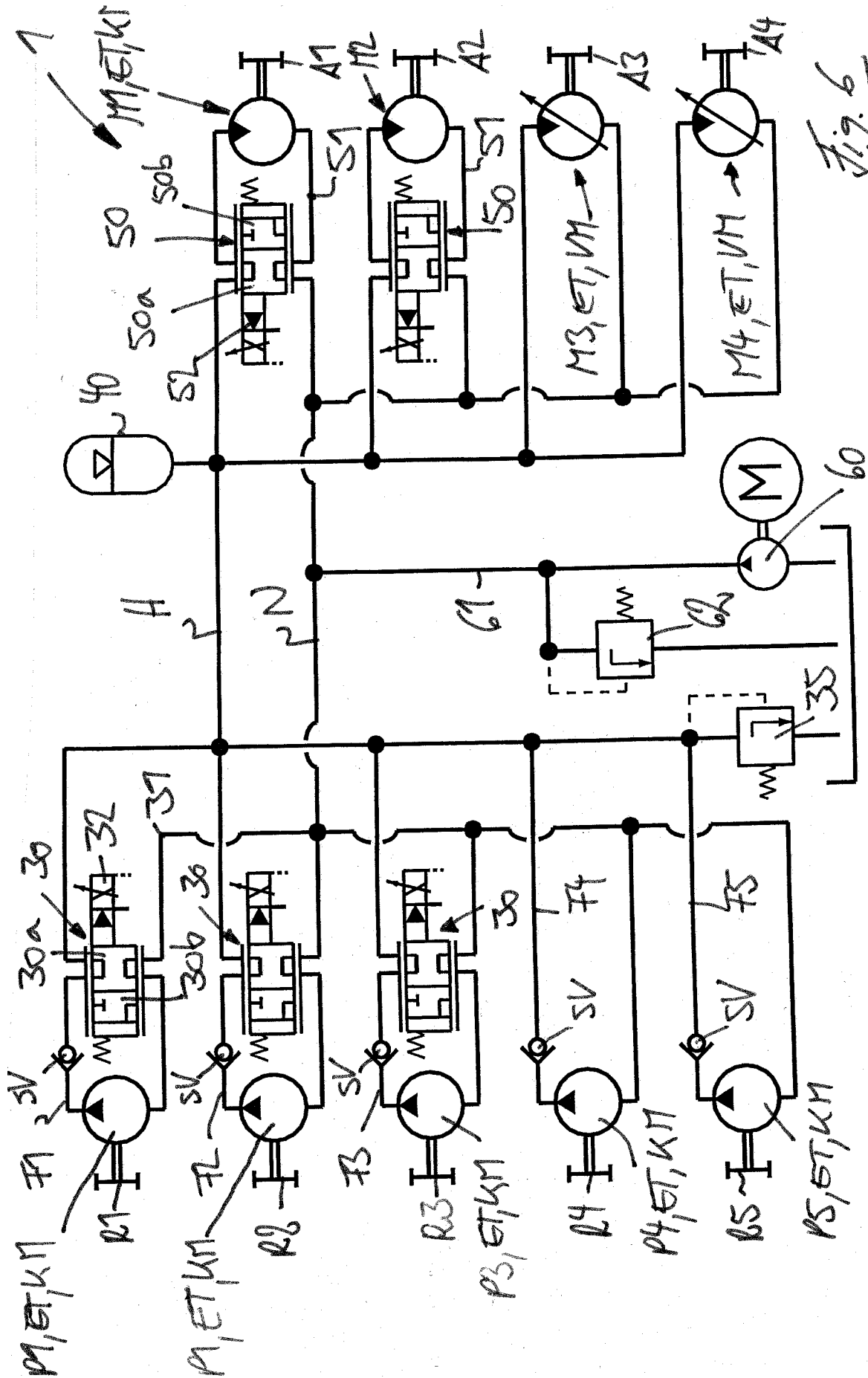


Fig. 6