

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: **A 1152/2005**

(51) Int. Cl.⁸: **F16H 39/06** (2006.01)

(22) Anmeldetag: **07.07.2005**

(43) Veröffentlicht am: **15.06.2007**

(73) Patentanmelder:

STOLLBERGER JOSEF
A-8101 GRATKORN (AT)

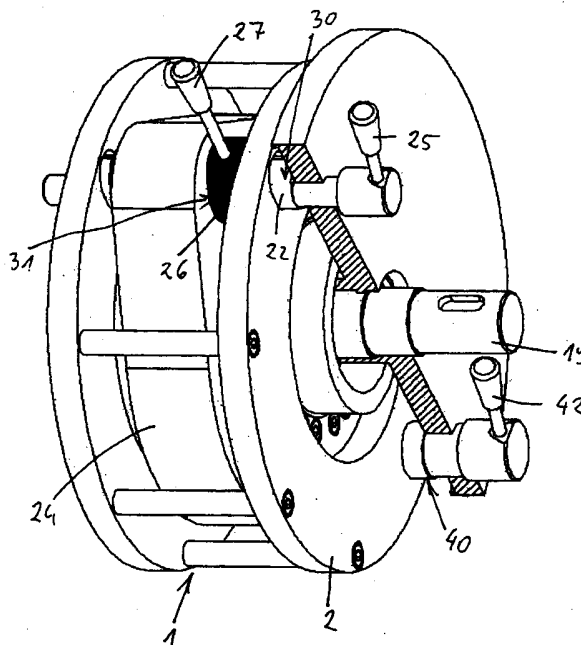
(72) Erfinder:

STOLLBERGER JOSEF
GRATKORN (AT)
STUHLBACHER FRANZ ING.
GRAZ (AT)

(54) **HYDRAULISCHES GETRIEBE**

(57) Die Erfindung betrifft ein Hydraulisches Getriebe (1) mit harmonischem Übergang des Druckmediums zwischen zwei als Zellenläufer ausgebildeten Verdrängungsmaschinen, mit einem radial verschiebbare erste Verdrängungskörper (6) aufweisenden ersten Laufrad (3) und einem radial verschiebbare zweite Verdrängungskörper (8) aufweisenden zweiten Laufrad (4), wobei das erste Laufrad (3) innerhalb des zweiten Laufrades (4) angeordnet ist und die ersten Verdrängungskörper (6) des ersten Laufrades (3) entlang einer zylindrischen Laufläche (9) des umgebenden zweiten Laufrades (4) geführt sind und zwischen den beiden Laufrädern (3, 4) zumindest ein erster Arbeitsraum (10) und ein zweiter Arbeitsraum (13) zwischen dem zweiten Laufrad (4) und einem diesen umgebenden Führungskörper (11) ausgebildet ist, wobei das zweite Laufrad (4) zumindest einen radialen Verbindungskanal (15) zur Strömungsverbindung der ersten und der zweiten Arbeitsräume (10, 13) aufweist.

Um eine Verbesserung des Wirkungsgrades zu erreichen, ist vorgesehen, dass das zweite Laufrad (4) und der Führungskörper (11) miteinander drehverbunden sind und dass die zweiten Verdrängungskörper (8) an der Außenseite des zweiten Laufrades (4) und/ oder an der Innenseite des Führungskörpers (11) radial verschiebbar und/oder schwenkbar geführt sind.



ZUSAMMENFASSUNG

Die Erfindung betrifft ein Hydraulisches Getriebe (1) mit harmonischem Übergang des Druckmediums zwischen zwei als Zellenläufer ausgebildeten Verdrängungsmaschinen, mit einem radial verschiebbare erste Verdrängungskörper (6) aufweisenden ersten Laufrad (3) und einem radial verschiebbare zweite Verdrängungskörper (8) aufweisenden zweiten Laufrad (4), wobei das erste Laufrad (3) innerhalb des zweiten Laufrades (4) angeordnet ist und die ersten Verdrängungskörper (6) des ersten Laufrades (3) entlang einer zylindrischen Lauf-
fläche (9) des umgebenden zweiten Laufrades (4) geführt sind und zwischen den beiden Laufrädern (3, 4) zumindest ein erster Arbeitsraum (10) und ein zweiter Arbeitsraum (13) zwischen dem zweiten Laufrad (4) und einem diesen umgebenden Führungskörpers (11) ausgebildet ist, wobei das zweite Laufrad (4) zumindest einen radialen Verbindungskanal (15) zur Strömungsverbindung der ersten und der zweiten Arbeitsräume (10, 13) aufweist.

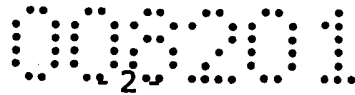
Um eine Verbesserung des Wirkungsgrades zu erreichen, ist vorgesehen, dass das zweite Laufrad (4) und der Führungskörper (11) miteinander drehverbunden sind und dass die zweiten Verdrängungskörper (8) an der Außenseite des zweiten Laufrades (4) und/ oder an der Innenseite des Führungskörpers (11) radial verschiebbar und/oder schwenkbar geführt sind.

Fig. 1

Die Erfindung betrifft ein Hydraulisches Getriebe mit harmonischem Übergang des Druckmediums zwischen zwei als Zellenläufer ausgebildeten Verdrängungsmaschinen, mit einem radial verschiebbare erste Verdrängungskörper aufweisenden ersten Laufrad und einem radial verschiebbare zweite Verdrängungskörper aufweisenden zweiten Laufrad, wobei das erste Laufrad innerhalb des zweiten Laufrades angeordnet ist und die ersten Verdrängungskörper des ersten Laufrades entlang einer zylindrischen Lauffläche des umgebenden zweiten Laufrades geführt sind und zwischen den beiden Laufrädern zumindest ein erster Arbeitsraum und ein zweiter Arbeitsraum zwischen dem zweiten Laufrad und einem diesen umgebenden Führungskörpers ausgebildet ist, wobei das zweite Laufrad zumindest einen radialen Verbindungskanal zur Strömungsverbindung der ersten und der zweiten Arbeitsräume aufweist

Aus der US 2,434,546 A ist ein hydraulisches Getriebe mit zwei Flügelzellenmaschinen bekannt. Zwischen einem inneren Flügelzellenlaufrad und einem exzentrischen Rotor werden erste Verdrängungsräume gebildet, wobei Druck durch das innere Flügelzellenlaufrad aufgebaut wird. Zweite Verdrängungsräume sind zwischen der äußeren Mantelfläche des Rotors und einem zylindrischen Gehäuse gebildet, wobei das Gehäuse an seiner Innenseite radial verschiebbare Schaufeln aufweist, welche durch den exzentrisch gelagerten Rotor überfahren werden. Über Verbindungsschlitze im Rotor stehen die ersten Verdrängungsräume mit den zweiten Verdrängungsräumen in Verbindung. Dadurch können Druckunterschiede in den zweiten Verdrängungsräumen aufgebaut werden, welche ein Drehmoment am Rotor erzeugen. Die Achse des Rotors ist dabei bezüglich des inneren Flügelzellenlaufrades und des äußeren Gehäuses verschiebbar angeordnet, wobei durch Verstellen der Drehachse des Rotors von einer ersten Lage in eine bezüglich der Drehachse des Flügelzellenlaufrades diametral gegenüberliegende zweite Lage die Drehrichtung des Rotors umgekehrt werden kann. Nachteilig ist, dass durch den exzentrisch ausgebildeten Rotor große Unwuchten entstehen, wodurch Ausgleichsgewichte erforderlich sind. Dies erhöht den Herstellungsaufwand und vergrößert Bauvolumen und Gewicht des Getriebes. Ein ähnliches hydraulisches Getriebe ist auch aus der DE 196 26 13 A bekannt.

Aus der GB 400 862 B ist ein hydraulisches Getriebe mit Rollenzellenmaschinen bekannt, das eine extern angetriebene Rollenzellenpumpe verwendet, welche eine weitere daneben angeordnete Rollenzellenmaschine antreibt. Die Rollen sind dabei jeweils in radialen Ausnehmungen der Laufräder angeordnet und radial verschiebbar, so dass Verdrängungsräume mit unterschiedlichen Drücken bei



Drehung der Laufräder entstehen. Nachteilig ist, dass die Einrichtung ein relativ hohes Bauvolumen aufweist.

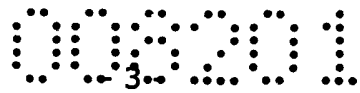
Die US 4,793,138 A offenbart ein hydrostatisches Getriebe mit zwei Rollenzellenmaschinen mit einem inneren Laufrad und einem äußeren Laufrad, wobei zwischen den beiden Laufrädern ein verdrehbarer Steuerring angeordnet ist. An der inneren bzw. äußeren Mantelfläche des Steuerringes laufen die Zellenrollen des inneren bzw. äußeren Laufrades um. Der Steuerring weist unterschiedliche Dicke und gegenüberliegende Exzentrizitäten auf, so dass durch Drehung des Ringes das Schluckvolumen der Verdrängungsräume der beiden Rollenzellenmaschinen verändert werden kann. Mit diesem Getriebe kann die Drehzahl und die Drehrichtung des getriebenen Laufrades verändert werden. Eine Drehmomentensteuerung ist nicht vorgesehen.

Aus der JP 06-280967 A ist ein hydraulisches Getriebe der eingangs genannten Art bekannt, bei welchem durch Verstellen des Führungskörpers die Drehzahl des als Motor betriebenen äußeren Laufrades in nur geringem Maße bei konstanter Fördermenge der durch das innere Laufrad gebildeten Pumpe variiert werden kann. Eine Änderung der Drehrichtung des Motors bei konstantem Antrieb der Pumpe unter Last könnte – wenn überhaupt – nur unter starken Wirkungsgrad-einbußen erreicht werden. Weiters ist nachteilig, dass das Schluckvolumen des Pumpenrotors nicht veränderbar ist. Dies bewirkt, dass unabhängig von Leistungsdurchsatz die ganze Hydraulikflüssigkeit umgepumpt werden muss, was ebenfalls zu einem schlechten Wirkungsgrad beiträgt.

Aufgabe der Erfindung ist es, diese Nachteile zu vermeiden, und ein hydraulisches Getriebe der eingangs genannten Art zu schaffen, welches in einem weiten Betriebsbereich mit gutem Wirkungsgrad einsetzbar ist.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, das zweite Laufrad und der Führungskörper miteinander drehverbunden sind und dass die zweiten Verdrängungskörper an der Außenseite des zweiten Laufrades und/ oder an der Innenseite des Führungskörpers radial verschiebbar und/oder schwenkbar geführt sind.

Die Drehverbindung zwischen zweitem Laufrad und dem Führungskörper erfolgt beispielsweise über eine Zapfen-Langlochverbindung zwischen zweitem Laufrad und dem Führungskörper, wobei vorzugsweise am Kranz des zweiten Laufrades mehrere Zapfen angeordnet sind, welche in entsprechende Langlöcher des Führungskörpers eingreifen.



Dadurch, dass das zweite Laufrad verdrehfest mit dem Führungskörper verbunden ist, können Reibungsverluste vermindert und der Wirkungsgrad erhöht werden.

Vorzugsweise ist vorgesehen, dass jeder zweite Verdrängungskörper an einem Ende sowohl radial verschiebbar, als auch schwenkbar in einer radialen Ausnehmung des zweiten Laufrades oder des Führungskörpers und am anderen Ende unverschiebbar aber schwenkbar in einer radialen Ausnehmung des Führungskörpers bzw. des zweiten Laufrades angeordnet ist.

Jeder zweite Verdrängungskörper kann an einem ersten Ende eine erste zylindrische Verdickung aufweisen, über welche der Verdrängungskörper in einer vorzugsweise zylindrischen Ausnehmung des Führungskörpers oder des zweiten Laufrades schwenkbar gelagert ist.

Gemäß einer Ausführungsvariante der Erfindung kann dabei vorgesehen sein, dass der zweite Verdrängungskörper auch an zumindest einem zweiten Ende eine vorzugsweise zylindrische zweite Verdickung aufweist, über welche der zweite Verdrängungskörper in einer Ausnehmung des zweiten Laufrades bzw. des Führungskörpers sowohl radial verschiebbar, als auch schwenkbar gelagert ist. Alternativ dazu ist es auch möglich, dass der zweite Verdrängungskörper an zumindest einem Ende radial verschiebbar in zumindest einem vorzugsweise zylindrischen Drehelement gelagert ist, welches Drehelement in einer zylindrischen Ausnehmung des zweiten Laufrades bzw. des Führungskörpers schwenkbar gelagert ist.

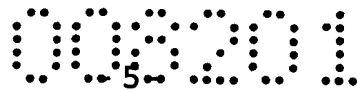
Um Druckunterschiede zwischen den Ausnehmungen und den Arbeitsräumen ausgleichen zu können, ist es vorteilhaft, wenn zwischen den zweiten Verdrängungskörpern und den Ausnehmungen jeweils zumindest eine Strömungsverbindung ausgebildet ist, welche zumindest in einer Position des zweiten Verdrängungskörpers ein Eindringen des Druckmediums in die Ausnehmung und/oder ein Ausströmen des Druckmediums aus der Ausnehmung erlaubt. Die Strömungsverbindung ist vorzugsweise durch zumindest einen Überströmkanal in der ersten und/oder zweiten Verdickung und/oder im Drehelement gebildet. Dabei ist es besonders vorteilhaft, wenn der Überströmkanal durch zumindest eine Steuerkante in zumindest zwei Bereiche getrennt ist, wobei die Steuerkante in zumindest einer Stellung des zweiten Verdrängungskörpers das Ein- oder Ausströmen des Druckmediums in bzw. aus der Ausnehmung unterbindet. Auf diese Weise wird die Strömungsverbindung nur in vorbestimmten Stellungen der Verdrängungskörper ermöglicht.

Um mit möglichst geringem Aufwand Drehzahl und/oder Drehmoment des angetriebenen Laufrades zu variieren, ist es besonders vorteilhaft, wenn die Schluckvermögen des ersten und/oder zweiten Laufrades vorzugsweise unabhängig voneinander durch zumindest ein erstes und/oder zweites Verstellglied veränderbar sind. Das Schluckverhältnis kann weiters verändert werden, indem das Volumenverhältnis der Druck- und Saugseite des Getriebes und/oder der Druckwinkel des zweiten Laufrades über zumindest ein drittes Verstellglied veränderbar ist. Dies ermöglicht, dass das Getriebe mit hohem Wirkungsgrad in einem weiten Betriebsbereich einsetzbar ist. Dabei wird insbesondere der Druckwinkel des zweiten Laufrades verändert. Der Arbeitsbereich einer Flügelzellenmaschine ist auf Grund der Verdrängergeometrie annähernd 180°. Dieser ist in Bezug auf den oberen und unteren Totpunkt des Flügelhubes um den Druckwinkel verdreht, welcher durch das dritte Verstellglied verändert werden kann.

In einer besonders bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass der Abstand der Drehachse des ersten und zweiten Laufrades relativ zueinander durch das erste Verstellglied im Wesentlichen in einer zur Drehachse des zweiten Laufrades normalen ersten Verstellrichtung verstellbar ist. Das zweite Laufrad kann dabei in einem schwenkbar mit dem Gehäuse verbundenen Tragkörper gelagert sein. Vorteilhaft ist es, wenn der Führungskörper und der Tragkörper durch das erste Verstellglied im Wesentlichen in der ersten Verstellrichtung verstellbar, vorzugsweise schwenkbar ist. Alternativ oder zusätzlich dazu kann vorgesehen sein, dass der Führungskörper durch das zweite Verstellglied im Wesentlichen in der ersten Verstellrichtung verstellbar, vorzugsweise schwenkbar ist. Dadurch ist es möglich, die Drehzahl und die Drehrichtung des zweiten Laufrades durch das erste Verstellglied einzustellen und das Drehmoment am zweiten Laufrad durch Verstellen des zweiten Verstellgliedes zu variieren. Dies wird vor allem dadurch erreicht, dass die Drehachse des ersten Laufrades in einer Mittelstellung coaxial zum zweiten Laufrad ausrichtbar ist, wobei diese Mittelstellung einer Drehzahl gleich Null am zweiten Laufrad entspricht und die Drehachse des ersten Laufrades in zumindest zwei bezüglich der Mittelstellung diametral gegenüberliegende Betriebsstellungen bringbar ist, wobei den Betriebsstellungen unterschiedliche Drehrichtungen des zweiten Laufrades zugeordnet sind.

Der Führungskörper kann dabei als Ring ausgebildet und über Wälzlager in einem drehfesten Rahmen oder Gehäuse gelagert sein, wobei der Verstellrahmen schwenkbar im Gehäuse angeordnet sein kann.

Um das Volumenverhältnis zwischen Druck- und Saugseite des gesamten Systems zu verändern, kann weiters vorgesehen sein, dass der Führungskörper durch das dritte Verstellglied im Wesentlichen in einer zur Achse des zweiten



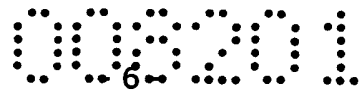
Laufrades und zur ersten Verstellrichtung normalen zweiten Verstellrichtung verstellbar gelagert ist.

In einer sehr einfachen Ausführungsvariante ist vorgesehen, dass die Betätigung des ersten Verstellgliedes und/oder des zweiten Verstellgliedes und/oder des dritten Verstellgliedes über jeweils einen Exzenter erfolgt. Die Exzenter selbst können auf mechanische, hydraulische, pneumatische oder elektromagnetische Weise betätigt werden.

Prinzipiell kann das erste, als auch das zweite Laufrad als Antriebs- oder als Abtriebslaufrad verwendet werden. Im Hinblick auf eine einfache Steuerungsmöglichkeit des Drehmomentes und der Drehzahl des Abtriebslaufrades ist es allerdings vorteilhaft, wenn das erste Laufrad mit einem Antriebsstrang und das zweite Laufrad mit einem Abtriebsstrang verbunden ist.

Die beispielsweise durch Laufschaufeln gebildeten ersten Verdrängungskörper liegen an den Laufflächen an, wobei die Berührungsstellen Dichtlinien ausbilden. Die Verbindungskanäle bilden an der Innenseite des zweiten Laufrades jeweils eine Dichtkante aus. Damit kann eine exakte Abdichtung der Verdrängungsräume im Bereich des Überganges von der Druck- zur Saugseite erreicht werden. Auch ist es von Vorteil, wenn der Abstand der Dichtlinien zweier benachbarter erster Verdrängungskörper in zumindest einer Betriebsstellung, also in Abhängigkeit von der Lage des ersten Laufrades, – entlang der Lauffläche gemessen – kleiner ist als der kleinste Abstand der Dichtkanten zweier in Umfangsrichtung benachbarter Verbindungskanäle des zweiten Laufrades. Weiters ist es von Vorteil, wenn dem Verdrängungsraum jedes Laufrades unabhängig vom Drehwinkel ein Schluckraum von annähernd gleicher Geometrie gegenübersteht. Damit wird ein pulsierender Druckverlauf vermieden.

Um Leckölverluste ausgleichen zu können, ist in Weiterführung der Erfindung vorgesehen, dass das erste Laufrad zumindest einen radialen ersten Steuerkanal aufweist, welcher vorzugsweise zwischen zwei benachbarten ersten Verdrängungskörpern angeordnet ist, und welcher mit zumindest einem axialen ersten Steuerkanal innerhalb der Laufradwelle des ersten Laufrades korrespondiert. Weiters kann vorgesehen sein, dass das erste Laufrad zumindest einen radialen zweiten Steuerkanal aufweist, welcher vorzugsweise zwischen zwei benachbarten ersten Verdrängungskörpern angeordnet ist, und welcher mit zumindest einem axialen zweiten Steuerkanal innerhalb der Laufradwelle des ersten Laufrades korrespondiert. Die Steuerkanäle werden durch einen im Wesentlichen zylindrischen, axial in einen Hohlraum der Laufradwelle eingeschobenen Steuerschaft gebildet. Durch Drehen oder Verschieben des Steuerschaftes können radiale und axiale erste bzw. zweite Steuerkanäle miteinander strömungsverbunden werden.



Die radialen ersten und zweiten Steuerkanäle sind dabei bevorzugt in Richtung der Achse des Steuerschaftes voneinander beabstandet. Dies ermöglicht eine einfache Beaufschlagung durch die axialen Steuerkanäle. Durch Drehen des Steuerschaftes wird das Schluckvermögen und der Druckwinkel des ersten Laufrades geändert.

Zumindest ein axialer Steuerkanal kann über ein in Richtung des ersten Arbeitsraumes öffnendes Rückschlagventil mit einem Behälter für das Druckmedium verbunden sein. Weiters können die axialen Steuerkanäle zur Drucküberwachung der Arbeitsräume verwendet werden.

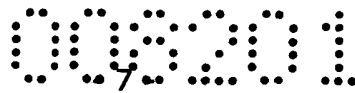
Um das Aufheben von ungewünschten Schwingungen zu vermeiden, ist es vorteilhaft, wenn das erste Laufrad und/oder die innere Lauffläche des umgebenden zweiten Laufrades konisch ausgebildet sind. Durch die leicht kegelige Form des ersten und/oder zweiten Laufrades wird zu Folge der axialen Komponente der aus den Drücken resultierenden Kraft eine definierte seitliche Lage erreicht und ein Hin- und Herbewegen der Laufräder verhindert.

Eine wirksame seitliche Abdichtung bei gleichzeitig minimalem Fertigungsaufwand lässt sich erzielen, wenn das zweite Laufrad stirnseitig, vorzugsweise über Schrauben, jeweils mit dichtenden Abschlusselementen verbunden ist.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Figuren näher erläutert.

Es zeigen Fig. 1 das erfindungsgemäße hydraulische Getriebe in einer Schrägansicht, Fig. 2 das Getriebe in einem Längsschnitt gemäß der Linie II-II in Fig. 3 oder 6, Fig. 3 das Getriebe in einem Querschnitt gemäß der Linie III-III in Fig. 2 in einer Ausführungsvariante, Fig. 4 einen Verdrängungskörper aus Fig. 3 in einer Schrägansicht, Fig. 5 den Verdrängungskörper in einer Vorderansicht, Fig. 6 das Getriebe in einem Querschnitt analog zu Fig. 3 in einer zweiten Ausführungsvariante, Fig. 7 einen Verdrängungskörper aus Fig. 6 in einer Schrägansicht, Fig. 8 den Verdrängungskörper in einer Vorderansicht, Fig. 9 ein zweites Verstellglied in einem Schnitt analog zu Fig. 3 oder 6, Fig. 10 das Detail X aus Fig. 9 in einer ersten Verstelllage eines dritten Verstellgliedes, Fig. 11 das Detail X aus Fig. 5 in einer zweiten Verstelllage des dritten Verstellgliedes, Fig. 12 ein Verstellorgan des dritten Verstellgliedes in einer Seitenansicht, Fig. 13 dieses Verstellorgan in einer Draufsicht, Fig. 14 eine Laufradwelle des ersten Laufrades mit eingeschobenem Steuerschaft und Fig. 15 schematisch das Getriebe bei Verstellung durch das dritte Verstellglied.

Das hydraulische Getriebe 1 weist ein Gehäuse 2 auf, in welchem ein erstes Laufrad 3 und ein zweites Laufrad 4 angeordnet sind. Beide Laufräder 3, 4 sind als Verdrängungsmaschinen bildende Rollenzellenläufer ausgebildet. Das erste



Laufrad 3 weist radiale erste Ausnehmungen 5 auf, in welchen die als Flügel ausgebildeten ersten Verdrängungskörper 6 radial verschieblich angeordnet sind. Analog weist auch das zweite Laufrad 4 zweite radiale Ausnehmungen 7 auf, in welchen zweite Verdrängungskörper 8 verschiebbar angeordnet sind.

Zwischen dem ersten Laufrad 3 und einer inneren Mantelfläche des zweiten Laufrades 4 ist ein, als Verdrängungs- und Schluckraum fungierender, erster Arbeitsraum 10 ausgebildet. Die ersten Verstelliglieder 6 laufen entlang der durch eine zylindrische oder leicht konische innere Mantelfläche des zweiten Laufrades 4 gebildeten ersten Lauffläche 9.

Das zweite Laufrad 4 ist über Schrauben mit Abschlusselementen 51, 52 verbunden, welche die Arbeitsräume 10, 13 stirnseitig abdichten. Die Abschlusselemente 51, 52 weisen im Wesentlichen ebene Stirnflächen 51a, 52a auf. Über die Abschlusselemente 51, 52 ist das zweite Laufrad 4 in einem Tragkörper 50 drehbar gelagert.

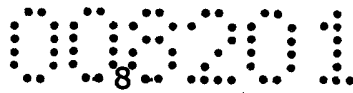
Zwischen dem zweiten Laufrad 4 und einem über ein Wälzlager 12 drehbar gelagerten Führungskörper 11 ist ein als Schluck- und Verdrängungsraum fungierender zweiter Arbeitsraum 13 ausgebildet. Mit 11a ist ein drehfester Tragring bezeichnet.

Zur Strömungsverbindung zwischen dem ersten Arbeitsraum 10 und dem zweiten Arbeitsraum 13 weist das zweite Laufrad 4 gleichmäßig um den Umfang verteilte radiale Verbindungskanäle 15 auf, wobei jeweils zwischen zwei benachbarten zweiten radialen Ausnehmungen 7 ein Verbindungskanal 15 angeordnet ist. Der Abstand der Dichtkanten 6a zweier benachbarter erster Verstelliglieder 6 ist dabei kleiner als der Abstand zweier Verbindungskanäle 15.

Über die Zapfen-Langlochverbindung 60 ist das zweite Laufrad 4 mit dem Führungskörper 11 drehverbunden. Am Kranz 4a des zweiten Laufrades 4 sind dabei Zapfen 61 angeordnet, welche in Langlöcher 62 des Führungskörpers 11 eingreifen und diesen mitdrehen.

Die zweiten Verdrängungskörper 8 sind schwenkbar in zweiten Ausnehmungen 7 des zweiten Laufrades 4 und in dritten Ausnehmungen 44 des Führungskörpers 11 angeordnet. Die Fig. 3 bis 5 und 5 bis 8 zeigen dabei zwei verschiedene Ausbildungen von Verdrängungskörpern 8.

Bei der in den Fig. 3 bis 5 dargestellten Ausführungsvariante weist der Verdrängungskörper 8 einen im Wesentlichen keulenartigen Querschnitt mit Verdickungen 8a, 8b mit zylindrischen Oberfläche an beiden Enden auf. Die erste Verdickung 8a ist dabei schwenkbar, aber unverschiebbar in der dritten Aus-



nehmung 44 des Führungskörpers 11 angeordnet. Die zweiten Verdrängungskörper 8 werden seitlich in die nutförmige dritte Ausnehmung 44 eingeschoben und sind somit formschlüssig mit dem Führungskörper 11 verbunden.

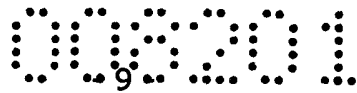
Die zweiten Verdickungen 8b der Verdrängungskörper 8 sind in zweiten radialen Ausnehmungen 7 des zweiten Laufrades 4 angeordnet, wobei die zweiten Verdrängungskörper 8 in den zweiten Ausnehmungen 7 sowohl radial verschiebbar, als auch schwenkbar sind. Zum Druckausgleich können die zweiten Ausnehmungen 7 mit dem zweiten Arbeitsraum 13 strömungsverbunden werden. Zu diesem Zweck weist die zweite Verdickung 8b eingeformte Überströmkanäle 8c auf, so dass das Druckmedium in bestimmten Stellungen der Verdrängungskörper 8 in die oder aus den zweiten Ausnehmungen 7 strömen kann. Ein Druckausgleich ist allerdings nur bei extremen Schräglagen der Verdrängungskörper 8 gewünscht und vorgesehen. Um in der etwa mittigen Arbeitsposition der Verdrängungskörper 8 die Strömungsverbindung zum Grund jeder zweiten Ausnehmung 7 zu unterbinden, werden die Überströmkanäle 8c durch Dichtkanten 8d unterbrochen.

Bei der in den Fig. 6 bis 8 dargestellten Ausführungsvariante ist jeder Verdrängungskörper 8 jeweils in einem im Wesentlichen zylindrischen Drehelement 8e gelagert. Jedes Drehelement 8e weist eine im Wesentlichen zylindrische Form auf und ist in einem zylindrischen Abschnitt der zweiten Ausnehmung 7 drehbar und unverlierbar angeordnet. Die Drehelemente 8e werden seitlich in die nutförmigen zweiten Ausnehmungen 7 eingeschoben. Auch hier sind zum Druckausgleich Überströmkanäle 8c vorgesehen.

Wie insbesondere aus Fig. 2 erkennbar ist, ist das erste Laufrad 5 und die Lauffläche 9 des zweiten Laufrades 4 konisch ausgebildet. Dadurch stellt sich eine definierte Lage der Laufräder 3, 4 zu Folge der resultierenden axialen Kraftkomponenten ein. Auf diese Weise können ungewünschte Schwingungsereignisse vermieden werden.

Im vorliegenden Fall ist das auf einer Laufradwelle 19 sitzende erste Laufrad 3 über die Laufradwelle 19 mit einem nicht näher dargestellten Antriebsstrang und das zweite Laufrad 4 über ein Zugmittelgetriebe 20 und eine Abtriebswelle 39 mit einem nicht weiter dargestellten Abtriebsstrang verbunden.

Die Laufradwelle 19 des ersten Laufrades 3 ist drehbar im Gehäuse 2 über Wälzlager 21 gelagert. Zur Steuerung der Drehzahl, Drehrichtung und des Drehmomentes des Abtriebsstranges sind folgende Verstellmechanismen vorgesehen:



Ein erstes Verstellglied 30 wird dadurch gebildet, dass das erste Laufrad 3 in einer ersten radialen Richtung R_1 normal zur Drehachse 4a des zweiten Laufrades 4 veränderbar ist.

Die Verstellung wird durch einen ersten Exzenter 22 bewirkt, welcher in einem Langloch 23 des den Führungskörper 11 aufnehmenden Verstellrahmens 24 angeordnet ist. Durch Verdrehen des ersten Exzenters 22 mittels des ersten Betätigungsorgans 25 wird die Lage der Drehachsen 3a, 4a des ersten Laufrades 3 und des zweiten Laufrades 4 relativ zueinander verändert. Die Verstellung erfolgt im Wesentlichen in einer Normalebene auf die Drehachsen 3a, 4a in einer ersten Verstellrichtung R_1 durch Schwenken eines das zweite Laufrad 4 drehbar aufnehmenden Tragkörpers 50, der mit dem Gehäuse 2 schwenkbar verbunden ist. Dies bewirkt eine Veränderung der Drehzahl des zweiten Laufrades 4. Ist das erste Laufrad 3 konzentrisch zum zweiten Laufrad 4 positioniert, so kommt das zweite Laufrad 4 zum Stillstand, da kein Druckunterschied zwischen benachbarten Zellen mehr entsteht. Bei Verändern der Drehachse 3a des ersten Laufrades 3 mit Nulldurchgang kann auch die Drehrichtung des zweiten Laufrades 4 geändert werden.

Ein zweites Verstellglied 31 wird dadurch gebildet, dass der Führungskörper 11 im Bezug zum zweiten Laufrad 4 in der ersten Verstellrichtung R_1 normal zur Drehachse 4a des Laufrades 4 verändert werden kann. Der Führungskörper 11 ist dabei über einen dritten Exzenter 41 oder eine Achse schwenkbar im Gehäuse 2 gelagert. Die Verstellung des Verstellrahmens 24 relativ zum zweiten Laufrad 4 erfolgt über einen in der Bohrung 28 des Verstellrahmens 24 verdrehbaren zweiten Exzenter 26 durch Schwenken des Führungskörpers 11. Diese Verstellung ist viel geringer und feiner als die Verstellung durch das erste Verstellglied 30, wobei ein Nulldurchgang nicht gestattet ist. Auf diese Weise kann das Drehmoment des zweiten Laufrades 4 verändert werden.

Weiters ist ein drittes Verstellglied 40 vorgesehen, mit welchem das Volumenverhältnis zwischen Druck- und Saugseite des gesamten Systems verändert werden kann. Die Verstellung erfolgt über den dritten Exzenter 41, welcher diametral zum ersten Exzenter 22 in einer zweiten Verstellrichtung R_2 auf den Verstellrahmen 24 einwirkt, wie aus den Fig. 9 bis 13 hervorgeht. Wird über das Betätigungsorgan 42 der dritte Exzenter 41 in der Bohrung 43 des Verstellrahmens 24 verdreht, so wird der Ort kleinster Annäherung W_1 verschoben, wie in den Fig. 10 und 11 gezeigt ist. Damit wird der Druckwinkel β verändert. Der Druckwinkel β ist jener Winkel, um den der annähernd 180° betragende Arbeitsbereich einer Flügelzellenmaschine in Bezug auf den oberen und unteren Totpunkt des Flügelhubes verdreht ist.

Das als Pumpe wirkende erste Laufrad 3 und das als Maschine wirkende zweite Laufrad 4 bilden einen im Wesentlichen geschlossenen hydraulischen Kreislauf. Allerdings sind Leckölverluste kaum zu vermeiden. Um die Leckölverluste ausgleichen zu können, sind spezielle Maßnahmen erforderlich, welche in Fig. 14 gezeigt sind. Das erste Laufrad 3 weist gleichmäßig um den Umfang verteilte radiale erste bzw. zweite Steuerkanäle 33, 34 auf, welche zwei axialen ersten bzw. zweiten Steuerkanälen 33a, 34a innerhalb der Laufradwelle 19 bei Drehung des Laufrades 3 strömungsverbindbar sind. Die axialen Steuerkanäle 33a, 34a sind dabei in einem eigenen stillstehenden Steuerschaft 35 angeordnet, der in einen Hohlraum 36 der Laufradwelle 19 eingeschoben ist. Bei Drehung des ersten Laufrades 3 überstreichen die in Richtung der Achse des Steuerschaftes 35 beabstandeten radialen ersten und zweiten Steuerkanäle 33, 34 die Öffnungen 33b, 34b der axialen Steuerkanäle 33a, 34a, Durch Drehen des Steuerschaftes 35 kann somit der Drehwinkel eingestellt werden, bei welchem die radialen mit den axialen Steuerkanälen 33, 34; 33a, 34a verbunden sind. Dadurch kann sowohl der Druck im Arbeitsraum, als auch der Anpressdruck der Laufschaufeln an den Laufflächen gesteuert werden. Dies ermöglicht es, durch Veränderung des Druckwinkels α den Arbeitsbereich des ersten Laufrades 3 zu beeinflussen. Der maximale Druckwinkel α ergibt sich aus der Verdrängergeometrie des Systems und beträgt $360/(2 \cdot z)$, wobei z die Anzahl der Verdrängungskörper ist. Taucht ein Verdrängungskörper in den Druckbereich ein, so kann erst ab diesem Winkel ein Druck aufgebaut werden. Um ein Absinken des Wirkungsgrades zu vermeiden wird die Unterseite der Verdrängungskörper des ersten Laufrades 3 bis auf die auf die gegenüberliegende Seite über den unteren Totpunkt des Flügelhubes hinaus über die radialen zweiten Steuerkanäle 34 und die ersten Ausnehmungen 5 mit Druck beaufschlagt. Während bei üblichen Pumpen der Druckwinkel fix eingestellt ist und nicht verändert werden kann, ist er bei dem vorliegenden Getriebe veränderlich.

Der aus Fig. 6 ersichtliche Druckwinkel β des das innere System umgebenden äußeren Systems wird im wesentlichen vom inneren Systems und den radialen Verbindungskanälen 15 bestimmt. Dabei muss sichergestellt werden, dass der Druck des inneren Systems nicht einen Arbeitsraum des äußeren Systems füllt, dessen Volumen sich durch die Drehbewegung des zweiten Laufrades 4 verkleinert. Dies geschieht durch Verdrehen des oberen und unteren Totpunktes des äußeren Systems im Verhältnis zum inneren Systems. Ändert das erste Laufrad 3 durch Schwenken der Achse 3a seine Förderrichtung, so verschiebt sich auch der Druckwinkel β des äußeren Systems um etwa 180° und kann – um einen guten Wirkungsgrad zu erhalten – diesen neuen Strömungsverhältnissen angepasst werden. Auch in dem Fall, dass sich die Drehrichtung des ersten Laufrades 3 ändert, kann die Druckbeaufschlagung der Flügelunterseite über die erste Ausneh-



mung 5 und die radialen zweiten Steuerkanäle 34 und somit der Druckwinkel α des ersten Laufrades 3 um etwa 180° verstellt werden. Auch hier muss das äußere System auf das innere System abgestimmt werden. Die gleichen Feinabstimmungen können auch durchgeführt werden. Wenn das zweite Laufrad 4 als Pumpe und das erste Laufrad 3 als Motor arbeiten soll, beispielsweise beim Bremsen eines Fahrzeuges über eine Getriebe-Motor-Einheit bei Bergabfahrt.

Der Steuerschaft 35 bildet somit ein viertes Verstellglied 70, um Drehzahl und Drehmoment des hydraulischen Getriebes zu steuern. Der Steuerschaft 35 erlaubt darüber hinaus aber auch weitere Funktionen.

Ist auf der Saugseite nicht genügend Druckmedium vorhanden, um alle Zellen zu füllen, so wird über die radialen Steuerkanäle 33, 34 das fehlende Druckmedium über einen der beiden axialen Steuerkanäle 33a, 34a aus einem nicht weiter dargestellten Behälter für das Druckmedium, beispielsweise aus einem Ölbehälter innerhalb des Gehäuses 2, angesaugt. Der jeweils andere Steuerkanal 34a, 33a steht mit der Druckseite in Verbindung, wobei ein nicht weiter dargestelltes Rückschlagventil das Abfließen des Druckmediums in den Behälter verhindert. Werden Druck- und Saugseite umgekehrt, so wird automatisch der Steuerkanal 33a vom dazugehörigen Rückschlagventil gesperrt und das fehlende Öl kann über den Steuerkanal 34a angesaugt werden. Grundsätzlich ist der Steuerschaft 35 so beschaffen, dass er ein Überströmen des Druckmediums von der Druck- zur Saugseite des ersten Laufrades 3 verhindert. Der Steuerschaft 35 kann aber auch eine Sicherheitsfunktion übernehmen. Wird der Druck im System aus irgendeinem Grund zu hoch, kann durch Drehen des Steuerschaftes 35, z.B. um 90° , ein Überströmen des Druckmediums über die Öffnungen 33b, 34b ermöglicht werden. Dadurch kann der Steuerschaft 35 auch die Funktion einer Überdrucksicherung übernehmen. In diesem Falle sind flexible Leitungen von Vorteil. Ferner ist es möglich, mittels an die axialen Steuerkanäle angeschlossene Drucksensoren eine Drucküberwachung der Druck- und/oder Saugseite des Systems durchzuführen.

Fig. 15 zeigt schematisch das Getriebe 1 während eines Verstellvorganges durch das dritte Verstellglied 40. Die Verdrängungs- bzw. Schluckräume V1, bzw. V2 des ersten Arbeitsraumes 10 bleiben gleich. Die Schluck- bzw. Verdrängungsräume V3, V4 des zweiten Arbeitsraumes 13 verändern sich annähernd um das Volumen von V5. Da durch die Verbindungskanäle 15 im zweiten Laufrad 4 die Räume 10, 13 in Wirkverbindung stehen, kann durch Drehen des dritten Exzentrers 41 das Volumenverhältnis zwischen Druck- und Saugseite des gesamten Systems verändert werden. Am inneren System ändert sich dagegen nichts.

Durch die beschriebenen hydraulischen Getriebe 1 kann ein harmonischer Übergang zwischen dem Antriebsstrang und der Abtriebswelle erreicht und innerhalb des Auslegungsbereiches jede Drehzahländerung ermöglicht werden.

PATENTANSPRÜCHE

1. Hydraulisches Getriebe (1) mit harmonischem Übergang des Druckmediums zwischen zwei als Zellenläufer ausgebildeten Verdrängungsmaschinen, mit einem radial verschiebbare erste Verdrängungskörper (6) aufweisenden ersten Laufrad (3) und einem radial verschiebbare zweite Verdrängungskörper (8) aufweisenden zweiten Laufrad (4), wobei das erste Laufrad (3) innerhalb des zweiten Laufrades (4) angeordnet ist und die ersten Verdrängungskörper (6) des ersten Laufrades (3) entlang einer zylindrischen Lauf-
fläche (9) des umgebenden zweiten Laufrades (4) geführt sind und zwischen den beiden Laufrädern (3, 4) zumindest ein erster Arbeits-
raum (10) und ein zweiter Arbeitsraum (13) zwischen dem zweiten Lauf-
rad (4) und einem diesen umgebenden Führungskörpers (11) ausgebildet
ist, wobei das zweite Laufrad (4) zumindest einen radialen Verbindungs-
kanal (15) zur Strömungsverbindung der ersten und der zweiten Arbeits-
räume (10, 13) aufweist, **dadurch gekennzeichnet**, dass das zweite
Laufrad (4) und der Führungskörper (11) miteinander drehverbunden sind
und dass die zweiten Verdrängungskörper (8) an der Außenseite des zwei-
ten Laufrades (4) und/ oder an der Innenseite des Führungskörpers (11)
radial verschiebbar und/oder schwenkbar geführt sind.
2. Getriebe (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Dreh-
verbindung zwischen zweitem Laufrad und dem Führungskörper über zu-
mindest eine Zapfen-Langlochverbindung (60) zwischen dem zweitem
Laufrad (4) und dem Führungskörper (11) erfolgt, wobei vorzugsweise am
Kranz (4a) des zweiten Laufrades (4) mehrere Zapfen (61) angeordnet sind,
welche in entsprechende Langlöcher (62) des Führungskörpers (11) ein-
greifen.
3. Getriebe (1) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass je-
der zweite Verdrängungskörper (8) an einem Ende sowohl radial verschieb-
bar, als auch schwenkbar in einer radialen Ausnehmung (7) des zweiten
Laufrades (4) oder des Führungskörpers (11) und am anderen Ende unver-
schiebbar, aber schwenkbar in einer radialen Ausnehmung (44, 7) des
Führungskörpers (11) bzw. des zweiten Laufrades (4) angeordnet ist.
4. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**,
dass der zweite Verdrängungskörper (8) an einem Ende eine zylindrische
erste Verdickung (8a) aufweist, über welche der zweite Verdrängungskör-
per (8) in einer vorzugsweise zylindrischen Ausnehmung (44, 7) des Füh-
rungskörpers (11) oder des zweiten Laufrades (4) schwenkbar gelagert ist.

5. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass der zweite Verdrängungskörper (8) an zumindest einem zweiten Ende eine vorzugsweise zylindrische zweite Verdickung (8b) aufweist, über welche der zweite Verdrängungskörper (8) in einer Ausnehmung (7, 44) des zweiten Laufrades (4) bzw. des Führungskörpers (11) sowohl radial verschiebbar, als auch gelagert ist.
6. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass der zweite Verdrängungskörper (8) an zumindest einem Ende radial verschiebbar in zumindest einem vorzugsweise zylindrischen Drehelement (8e) gelagert ist, welches Drehelement (8e) in einer zylindrischen Ausnehmung (7, 44) des zweiten Laufrades (4) bzw. des Führungskörpers (11) schwenkbar gelagert ist.
7. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 3 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen dem zweiten Verdrängungskörper (8) und der Ausnehmung (7) jeweils zumindest eine Strömungsverbindung (16) ausgebildet ist, welcher zumindest in einer Position des zweiten Verdrängungskörpers (8) ein Eindringen des Druckmediums in die Ausnehmung (7) und/oder ein Ausströmen des Druckmediums aus der Ausnehmung (7) erlaubt.
8. Getriebe (1) nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Strömungsverbindung (16) durch zumindest einen Überströmkanal (8c) in der ersten und/oder zweiten Verdickung (8a, 8b) und/oder im Drehelement (8e) gebildet ist.
9. Getriebe (1) nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Überströmkanal (8c) durch zumindest eine Steuerkante (8d) in zumindest zwei Bereiche getrennt ist, wobei die Steuerkante (8d) in zumindest einer Stellung des zweiten Verdrängungskörpers (8) das Ein- oder Ausströmen des Druckmediums in bzw. aus dem Überströmkanal (8c) unterbindet.
10. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schluckvermögen des ersten und/oder zweiten Laufrades (3, 4), vorzugsweise unabhängig voneinander, durch zumindest ein erstes und/oder zweites Verstellglied (30, 31) veränderbar sind.
11. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Volumenverhältnis der Druck- und Saugseite des Getriebes (1) und/oder der Druckwinkel (β) des zweiten Laufrades (4) über zumindest ein drittes Verstellglied (40) veränderbar ist.

12. Getriebe (1) nach Ansprüche 10 oder 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Abstand der Drehachse (3a, 4a) des ersten und zweiten Laufrades (3, 4) relativ zueinander durch das erste Verstellglied (30) im Wesentlichen in einer zur Drehachse (4a) des zweiten Laufrades (4) normalen ersten Verstellrichtung (R_1) verstellbar ist.
13. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehachsen (3a, 4a) der Laufräder (3, 4) in einer Mittelstellung koaxial zueinander ausrichtbar sind, wobei diese Mittelstellung einer Drehzahl gleich Null am abgetriebenen Laufrad (4) entspricht.
14. Getriebe (1) nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehachse (3a, 4a) des ersten Laufrades (3) und/oder des zweiten Laufrades (3, 4) in zumindest zwei bezüglich der Mittelstellung diametral gegenüberliegende Betriebsstellungen bringbar ist, wobei den Betriebsstellungen unterschiedliche Drehrichtungen des abgetriebenen Laufrades (4) zugeordnet sind.
15. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehzahl und die Drehrichtung des abgetriebenen Laufrades (4) durch das erste Verstellglied (30) einstellbar ist.
16. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 154, **dadurch gekennzeichnet**, dass das zweite Laufrad (4) in einem schwenkbar mit dem Gehäuse (2) verbundenen Tragkörper (50) gelagert ist.
17. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Führungskörper (11) und der Tragkörper (50) durch das erste Verstellglied (30) im Wesentlichen in der ersten Verstellrichtung (R_1) verstellbar, vorzugsweise schwenkbar ist.
18. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Führungskörper (11) durch das zweite Verstellglied (31) im Wesentlichen in der ersten Verstellrichtung (R_1) verstellbar, vorzugsweise schwenkbar ist.
19. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 18, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Drehmoment am abgetriebenen Laufrad (4) durch Verstellen des zweiten Verstellgliedes (31) variierbar ist.
20. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Führungskörper (11) durch das dritte Verstellglied (40) im Wesentlichen in einer zur Achse (4a) des zweiten Laufrades (4) und zur

ersten Verstellrichtung (R_1) normalen zweiten Verstellrichtung (R_2) verstellbar gelagert ist.

21. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 20, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Betätigung des ersten Verstellgliedes (30) und/oder des zweiten Verstellgliedes (31) und/oder dritten Verstellgliedes (40) über jeweils einen Exzenter (22, 26, 41) erfolgt.
22. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 21, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Führungskörper (11) in einem Verstellrahmen (24), vorzugsweise wälzgelagert, drehbar angeordnet ist, wobei der Verstellrahmen (24) besonders vorzugsweise über den Exzenter (41) des dritten Verstellgliedes (40) schwenkbar im Gehäuse (2) gelagert ist.
23. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 22, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Laufrad (3) zumindest einen radialen ersten Steuerkanal (33) aufweist, welcher vorzugsweise zwischen zwei benachbarten ersten Verdrängungskörper (6) angeordnet ist, welcher mit zumindest einem axialen ersten Steuerkanal (33a) innerhalb der Laufradwelle (19) des ersten Laufrades (3) korrespondiert.
24. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 23, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Laufrad (3) zumindest einen radialen zweiten Steuerkanal (34) aufweist, welcher im Bereich eines ersten Verdrängungskörper (6) angeordnet ist und vorzugsweise im Bereich der ersten Ausnehmungen (5) für die ersten Verdrängungskörpers (6) mündet, wobei der zweite Steuerkanal (34) mit zumindest einem axialen zweiten Steuerkanal (34a) innerhalb der Laufradwelle (19) des ersten Laufrades (3) korrespondiert.
25. Getriebe (1) nach Anspruch 23 oder 24, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein axialer Steuerkanal (33a, 34a) durch einen im Wesentlichen zylindrischen, axial in einen Hohlraum der Laufradwelle (19) eingeschobenen Steuerschaft (35) gebildet ist, wobei durch Drehen und/oder Verschieben des Steuerschaftes (35) gleichnamige radiale und axiale Steuerkanäle (33, 33a; 34, 34a) miteinander strömungsverbindbar sind.
26. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 23 bis 25, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Steuerschaft (35) ein viertes Verstellglied (70) ausbildet, wobei der Druckwinkel (α) des ersten Laufrades (3) durch Verdrehen und/oder Verschieben des Steuerschaftes (35) veränderbar ist.
27. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 23 bis 26, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein axialer Steuerkanal (33a, 34a) vorzugsweise über

ein Rückschlagventil mit einem Behälter für das Druckmedium verbunden ist.

28. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 23 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein axialer Steuerkanal (33a, 34a) mit einem Drucksensor in Verbindung steht.
29. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Laufrad (3) und/oder die innere Laufläche (9) des umgebenden zweiten Laufrades (4) konisch ausgebildet sind.
30. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass das zweite Laufrad (4) stirnseitig, vorzugsweise über Schrauben (53), jeweils mit dichtenden Abschlusselementen (51, 52) verbunden ist.

2005 07 07

Fu/Sc


Patentanwalt

Dipl.-Ing. Mag. Michael Babeluk

A-1150 Wien, Mariahilfer Gürtel 39/17

Tel.: (+43 1) 892 89 33-0 Fax: (+43 1) 892 89 333

e-mail: patent@babeluk.at

008201

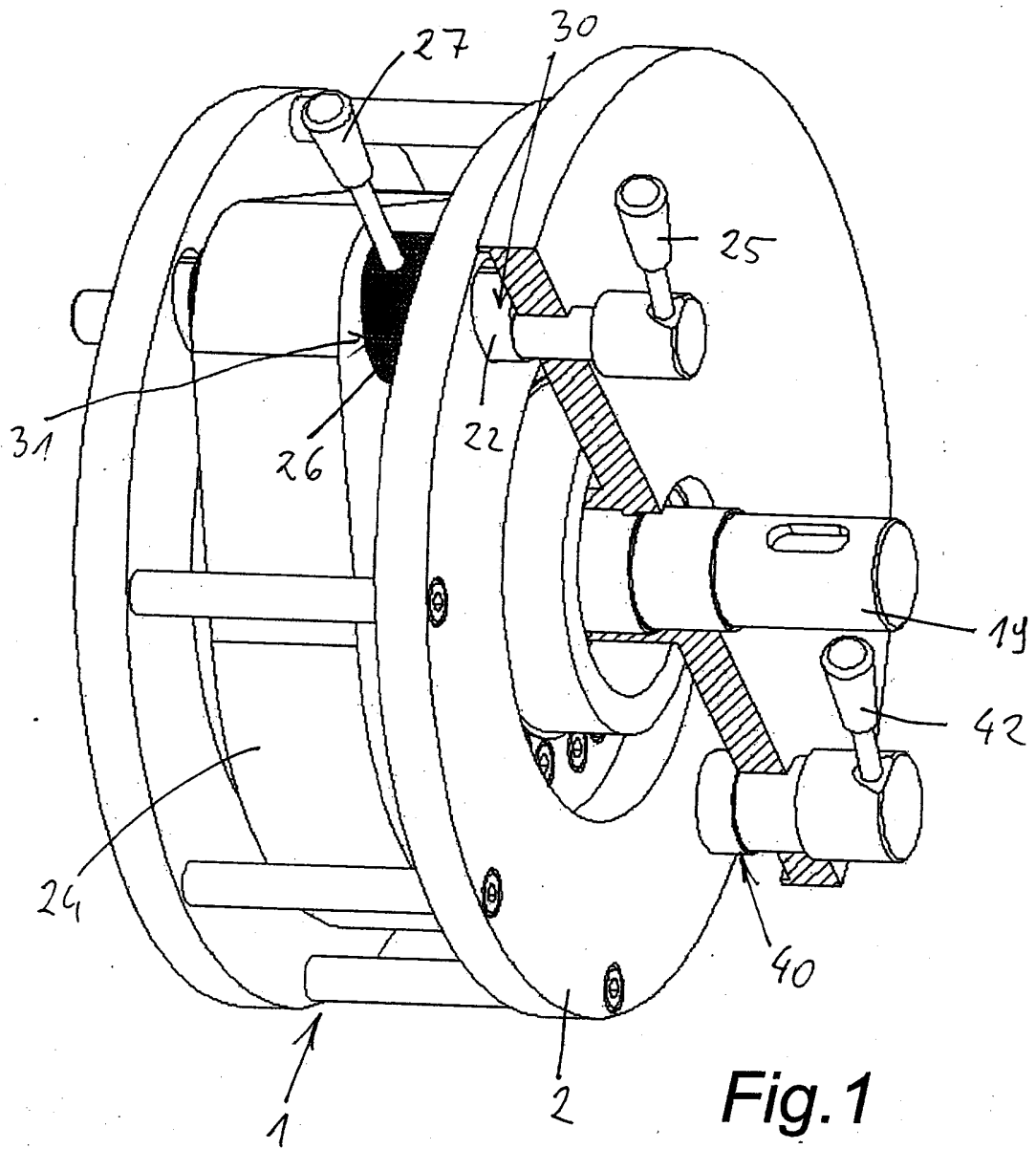
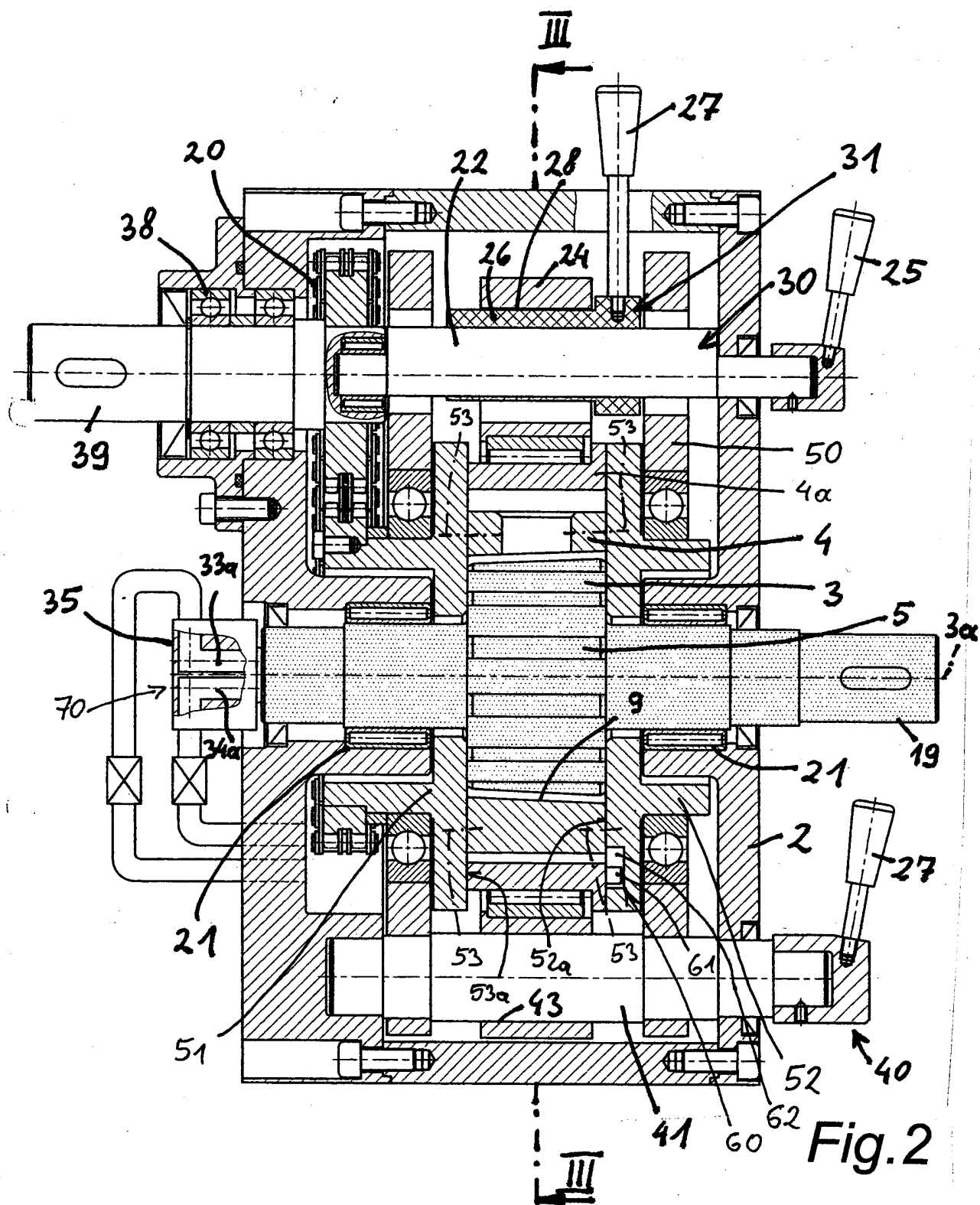
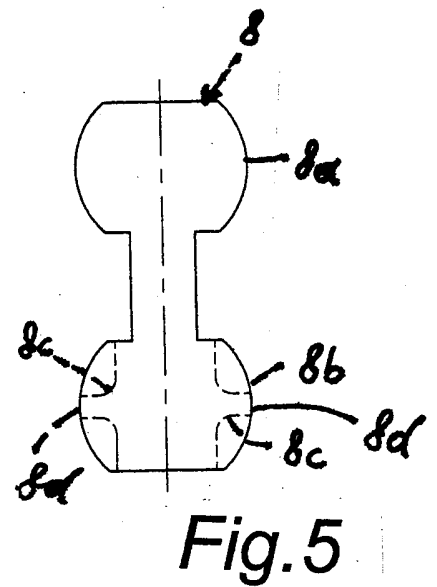
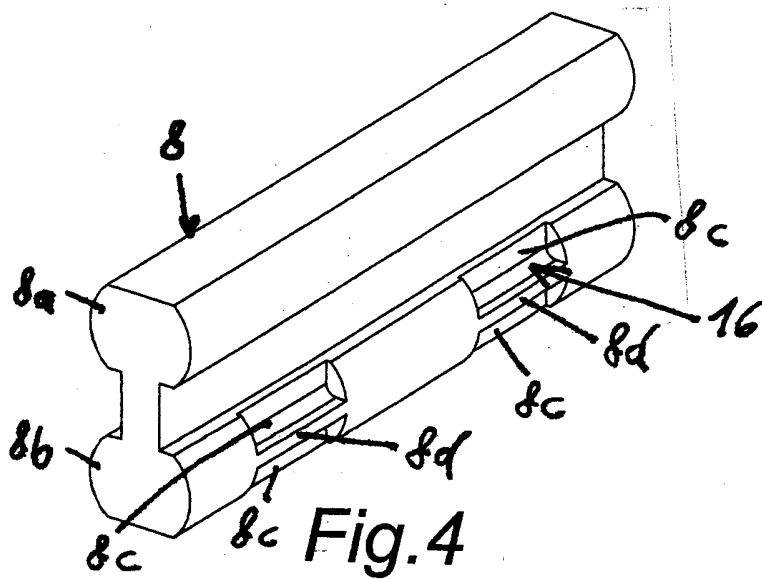
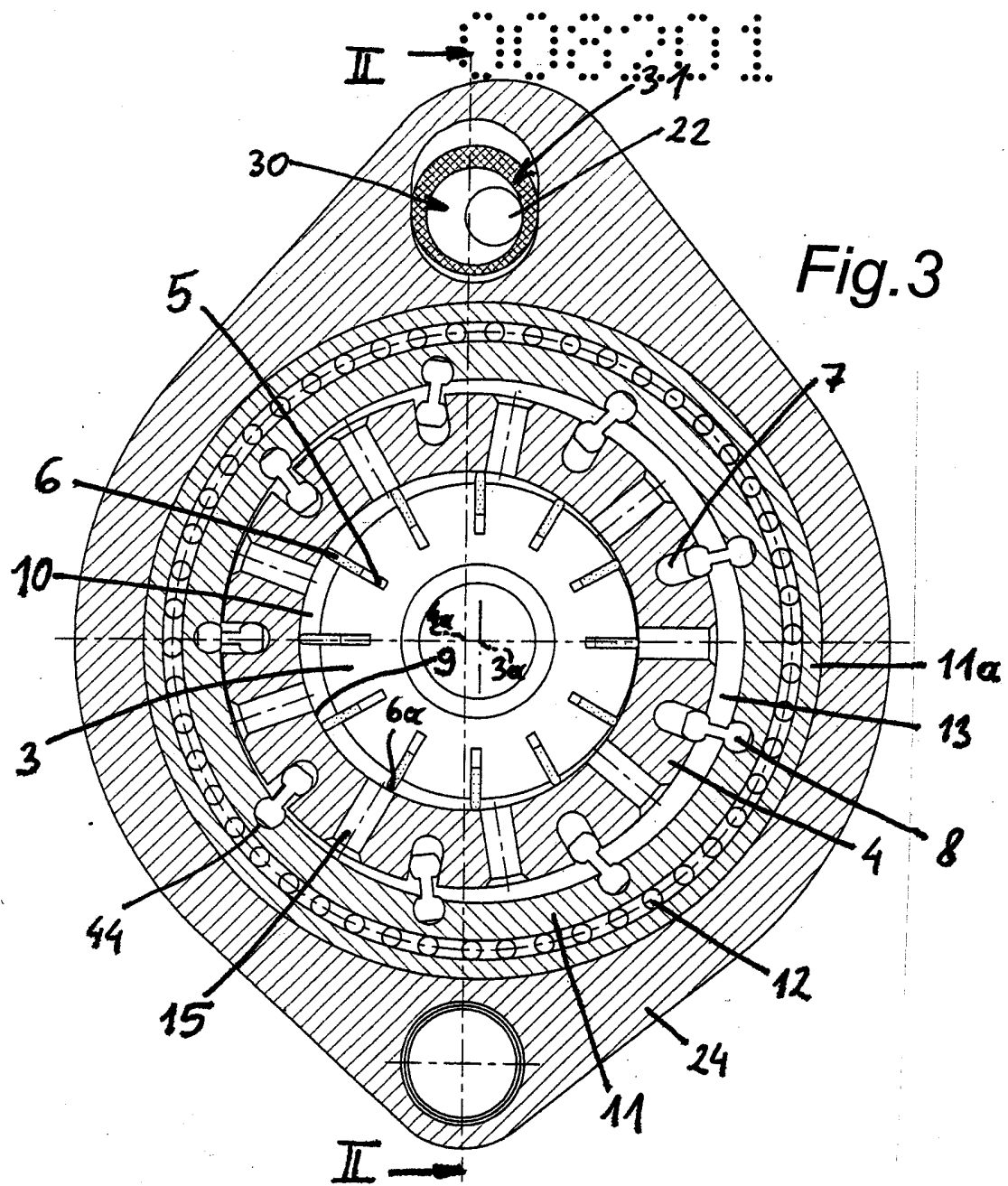


Fig. 1

008001





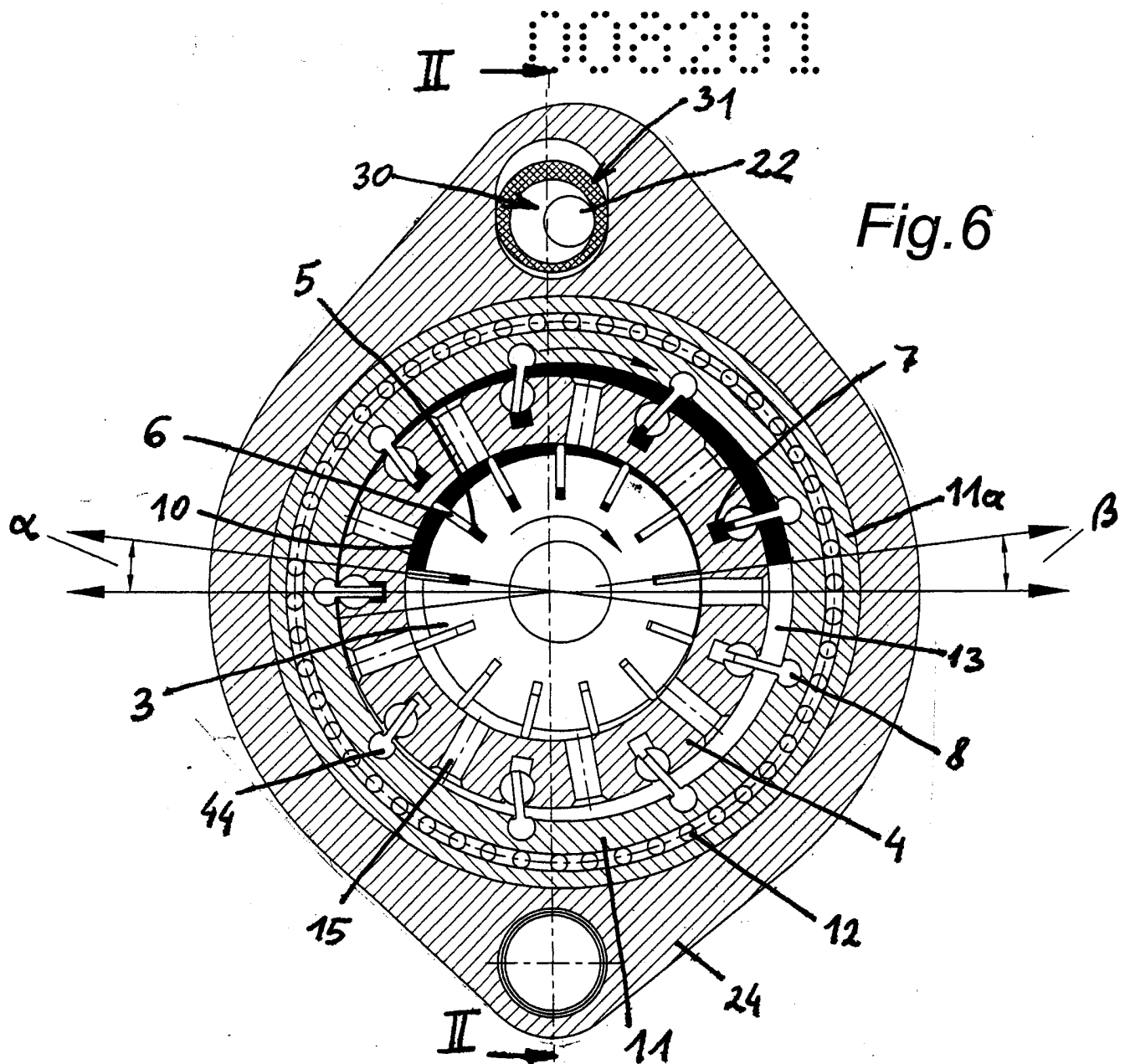


Fig. 6

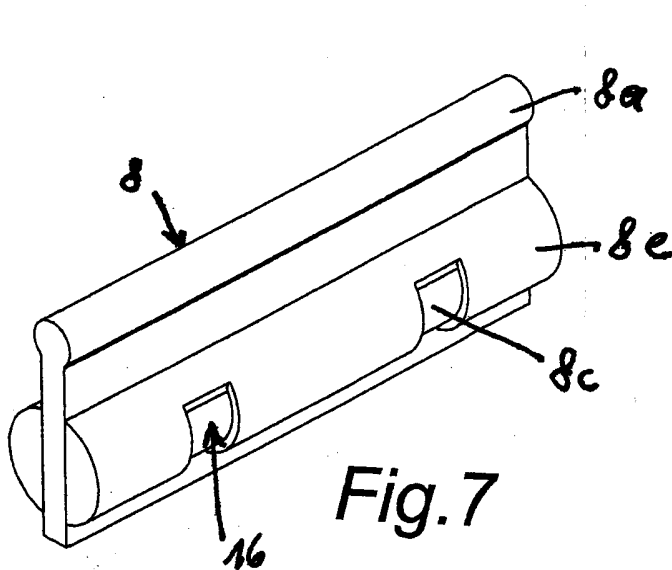


Fig. 7

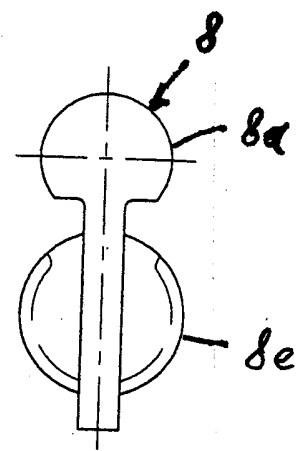


Fig. 8

008001

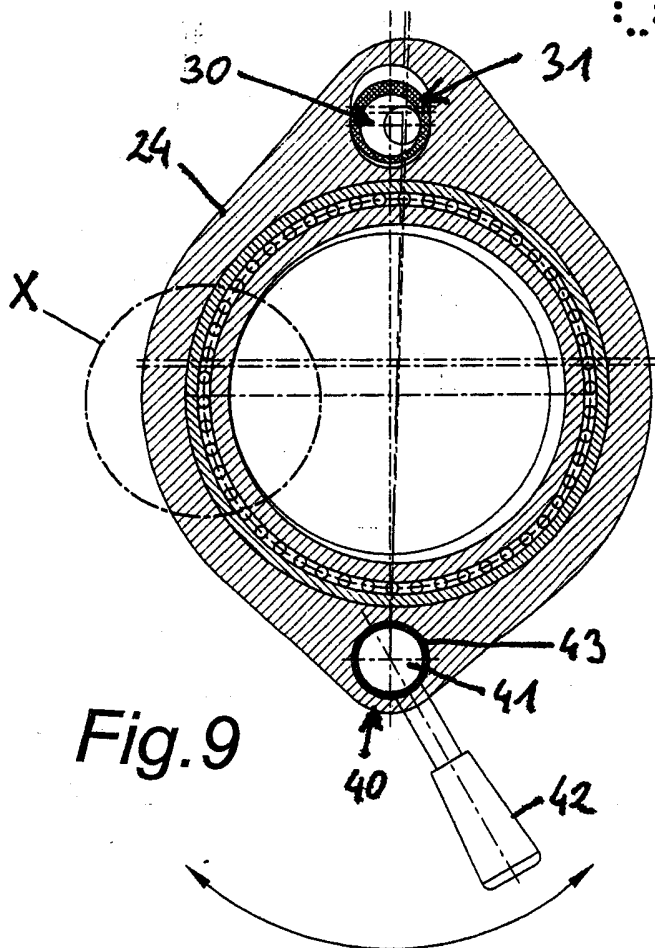


Fig. 9

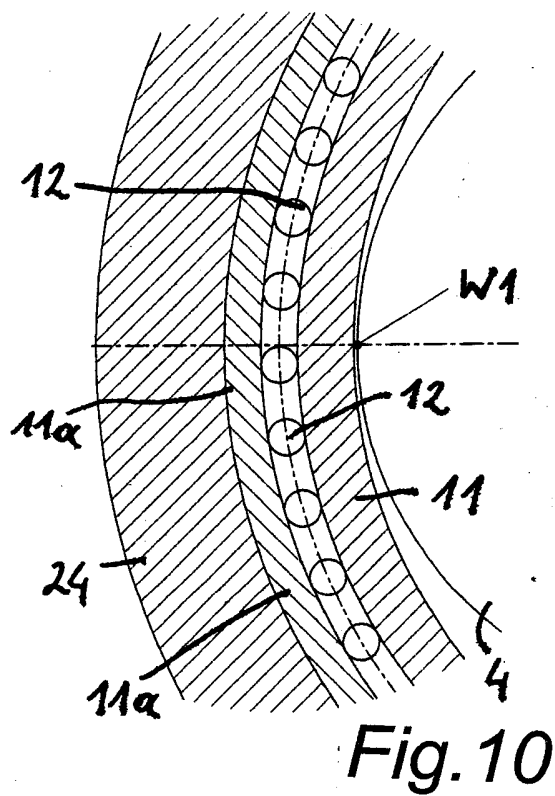


Fig. 10

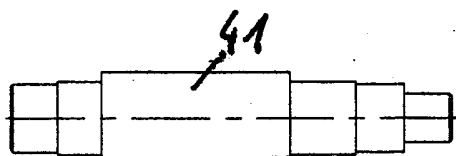


Fig. 12

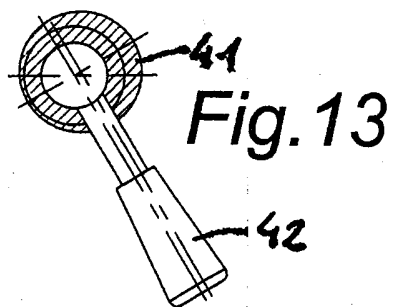


Fig. 13

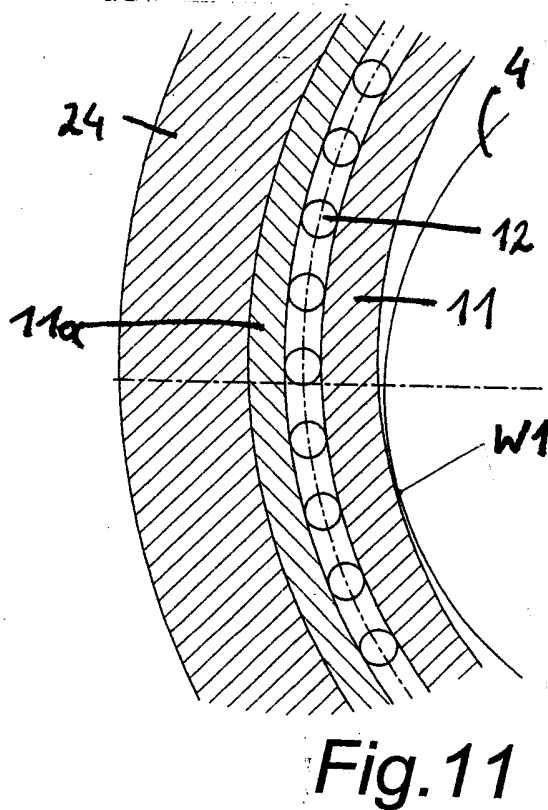
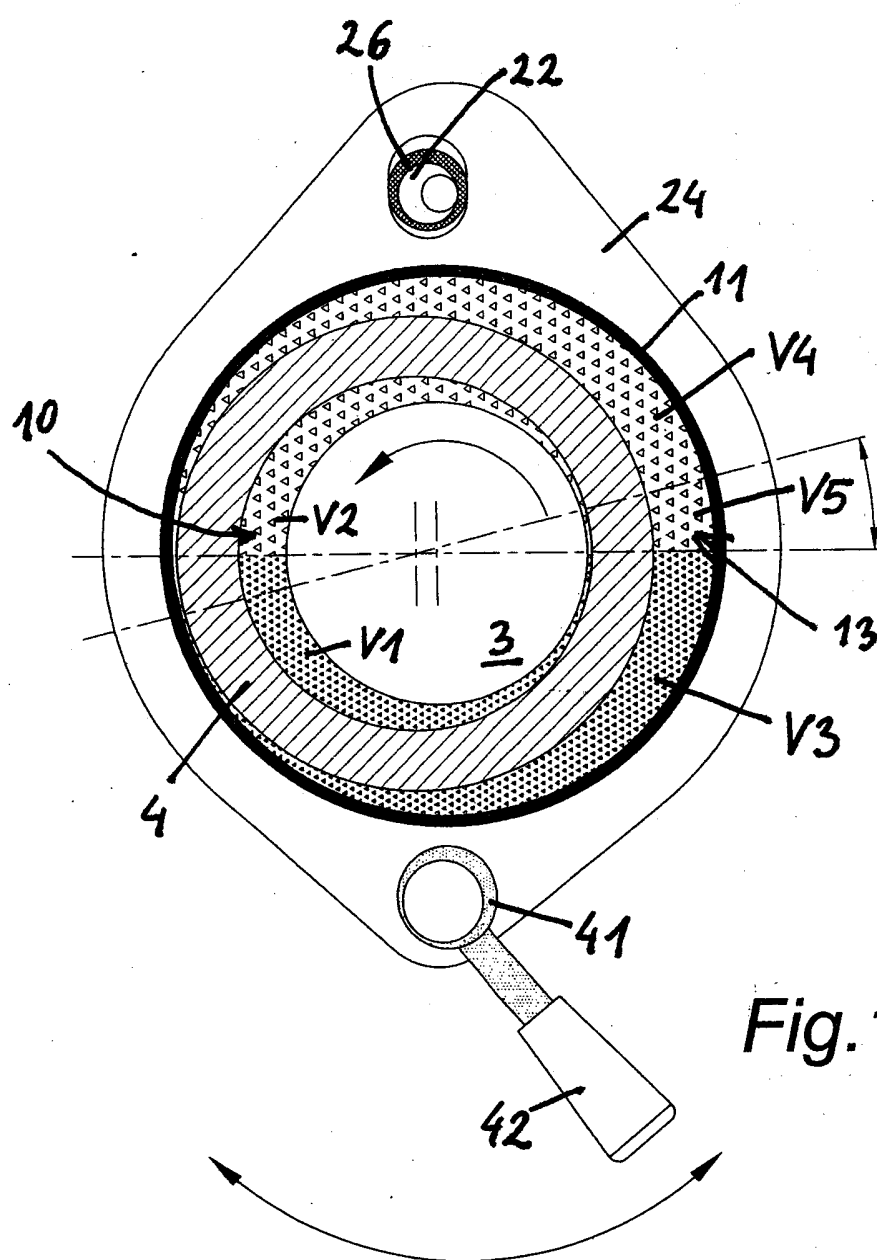
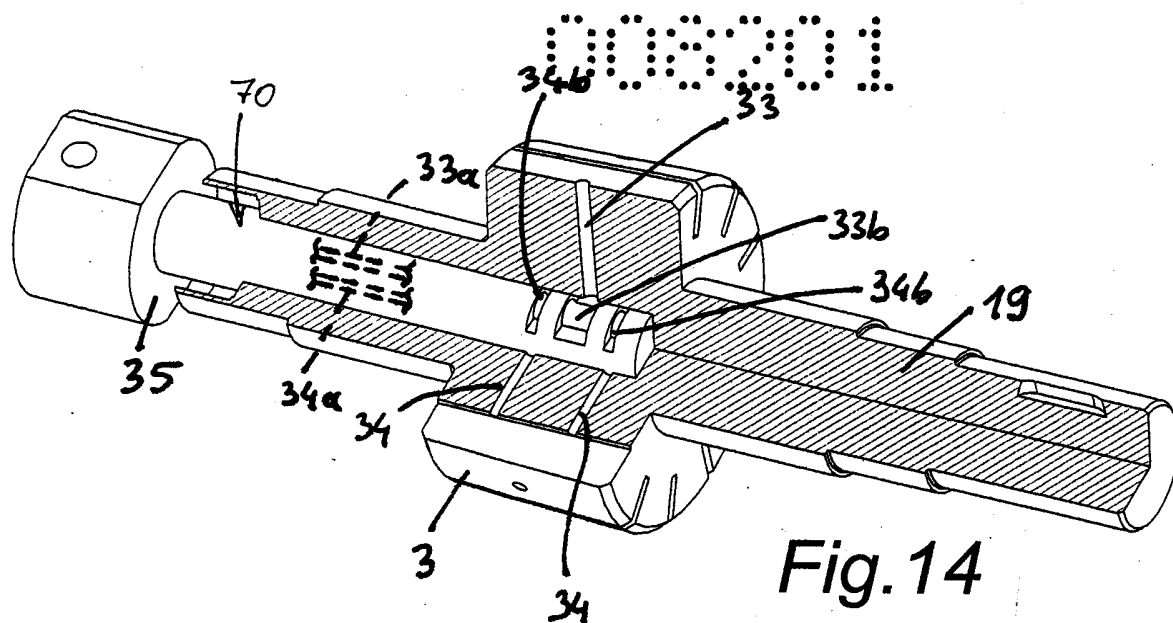


Fig. 11



~~(neue)~~ PATENTANSPRÜCHE

1. Hydraulisches Getriebe (1) mit harmonischem Übergang des Druckmediums zwischen zwei als Zellenläufer ausgebildeten Verdrängungsmaschinen, mit einem radial verschiebbare erste Verdrängungskörper (6) aufweisenden ersten Laufrad (3) und einem radial verschiebbare zweite Verdrängungskörper (8) aufweisenden zweiten Laufrad (4), wobei das erste Laufrad (3) innerhalb des zweiten Laufrades (4) angeordnet ist und die ersten Verdrängungskörper (6) des ersten Laufrades (3) entlang einer zylindrischen Lauffläche (9) des umgebenden zweiten Laufrades (4) geführt sind und zwischen den beiden Laufrädern (3, 4) zumindest ein erster Arbeitsraum (10) und ein zweiter Arbeitsraum (13) zwischen dem zweiten Laufrad (4) und einem diesen umgebenden Führungskörpers (11) ausgebildet ist, wobei das zweite Laufrad (4) zumindest einen radialen Verbindungskanal (15) zur Strömungsverbindung der ersten und der zweiten Arbeitsräume (10, 13) aufweist, **dadurch gekennzeichnet**, dass das zweite Laufrad (4) und der Führungskörper (11), wie an sich bekannt, miteinander drehverbunden sind und dass die zweiten Verdrängungskörper (8) an der Außenseite des zweiten Laufrades (4) und/ oder an der Innenseite des Führungskörpers (11) radial verschiebbar und/oder schwenkbar geführt sind.
2. Getriebe (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehverbindung zwischen zweitem Laufrad und dem Führungskörper, wie an sich bekannt, über zumindest eine Zapfen-Langlochverbindung (60) zwischen dem zweitem Laufrad (4) und dem Führungskörper (11) erfolgt, wobei vorzugsweise am Kranz (4a) des zweiten Laufrades (4) mehrere Zapfen (61) angeordnet sind, welche in entsprechende Langlöcher (62) des Führungskörpers (11) eingreifen.
3. Getriebe (1) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass jeder zweite Verdrängungskörper (8), wie an sich bekannt, an einem Ende sowohl radial verschiebbar, als auch schwenkbar in einer radialen Ausnehmung (7) des zweiten Laufrades (4) oder des Führungskörpers (11) und am anderen Ende unverschiebbar, aber schwenkbar in einer radialen Ausnehmung (44, 7) des Führungskörpers (11) bzw. des zweiten Laufrades (4) angeordnet ist.
4. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass der zweite Verdrängungskörper (8), wie an sich bekannt, an einem

NACHGEREICHT

Ende eine zylindrische erste Verdickung (8a) aufweist, über welche der zweite Verdrängungskörper (8) in einer vorzugsweise zylindrischen Ausnehmung (44, 7) des Führungskörpers (11) oder des zweiten Laufrades (4) schwenkbar gelagert ist.

5. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass der zweite Verdrängungskörper (8) an zumindest einem zweiten Ende eine vorzugsweise zylindrische zweite Verdickung (8b) aufweist, über welche der zweite Verdrängungskörper (8) in einer Ausnehmung (7, 44) des zweiten Laufrades (4) bzw. des Führungskörpers (11) sowohl radial verschiebbar, als auch gelagert ist.
6. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass der zweite Verdrängungskörper (8), wie an sich bekannt, an zumindest einem Ende radial verschiebbar in zumindest einem vorzugsweise zylindrischen Drehelement (8e) gelagert ist, welches Drehelement (8e) in einer zylindrischen Ausnehmung (7, 44) des zweiten Laufrades (4) bzw. des Führungskörpers (11) schwenkbar gelagert ist.
7. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 3 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen dem zweiten Verdrängungskörper (8) und der Ausnehmung (7) jeweils zumindest eine Strömungsverbindung (16) ausgebildet ist, welcher zumindest in einer Position des zweiten Verdrängungskörpers (8) ein Eindringen des Druckmediums in die Ausnehmung (7) und/oder ein Ausströmen des Druckmediums aus der Ausnehmung (7) erlaubt.
8. Getriebe (1) nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Strömungsverbindung (16) durch zumindest einen Überströmkanal (8c) in der ersten und/oder zweiten Verdickung (8a, 8b) und/oder im Drehelement (8e) gebildet ist.
9. Getriebe (1) nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Überströmkanal (8c) durch zumindest eine Steuerkante (8d) in zumindest zwei Bereiche getrennt ist, wobei die Steuerkante (8d) in zumindest einer Stellung des zweiten Verdrängungskörpers (8) das Ein- oder Ausströmen des Druckmediums in bzw. aus dem Überströmkanal (8c) unterbindet.
10. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schluckvermögen des ersten und/oder zweiten Laufrades (3, 4), vorzugsweise unabhängig voneinander, durch zumindest ein erstes und/oder zweites Verstellglied (30, 31) veränderbar sind.

11. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Volumenverhältnis der Druck- und Saugseite des Getriebes (1) und/oder der Druckwinkel (β) des zweiten Laufrades (4) über zumindest ein drittes Verstellglied (40) veränderbar ist.
12. Getriebe (1) nach Ansprüche 10 oder 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Abstand der Drehachse (3a, 4a) des ersten und zweiten Laufrades (3, 4) relativ zueinander durch das erste Verstellglied (30) im Wesentlichen in einer zur Drehachse (4a) des zweiten Laufrades (4) normalen ersten Verstellrichtung (R_1) verstellbar ist.
13. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehachsen (3a, 4a) der Laufräder (3, 4) in einer Mittelstellung koaxial zueinander ausrichtbar sind, wobei diese Mittelstellung einer Drehzahl gleich Null am abgetriebenen Laufrad (4) entspricht.
14. Getriebe (1) nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehachse (3a, 4a) des ersten Laufrades (3) und/oder des zweiten Laufrades (3, 4) in zumindest zwei bezüglich der Mittelstellung diametral gegenüberliegende Betriebsstellungen bringbar ist, wobei den Betriebsstellungen unterschiedliche Drehrichtungen des abgetriebenen Laufrades (4) zugeordnet sind.
15. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehzahl und die Drehrichtung des abgetriebenen Laufrades (4) durch das erste Verstellglied (30) einstellbar ist.
16. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass das zweite Laufrad (4) in einem schwenkbar mit dem Gehäuse (2) verbundenen Tragkörper (50) gelagert ist.
17. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Führungskörper (11) und der Tragkörper (50) durch das erste Verstellglied (30) im Wesentlichen in der ersten Verstellrichtung (R_1) verstellbar, vorzugsweise schwenkbar ist.
18. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Führungskörper (11) durch das zweite Verstellglied (31) im Wesentlichen in der ersten Verstellrichtung (R_1) verstellbar, vorzugsweise schwenkbar ist.

19. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 18, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Drehmoment am abgetriebenen Laufrad (4) durch Verstellen des zweiten Verstellgliedes (31) variierbar ist.
20. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Führungskörper (11) durch das dritte Verstellglied (40) im Wesentlichen in einer zur Achse (4a) des zweiten Laufrades (4) und zur ersten Verstellrichtung (R_1) normalen zweiten Verstellrichtung (R_2) verstellbar gelagert ist.
21. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 20, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Betätigung des ersten Verstellgliedes (30) und/oder des zweiten Verstellgliedes (31) und/oder dritten Verstellgliedes (40) über jeweils einen Exzenter (22, 26, 41) erfolgt.
22. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 10 bis 21, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Führungskörper (11) in einem Verstellrahmen (24), vorzugsweise wälzgelagert, drehbar angeordnet ist, wobei der Verstellrahmen (24) besonders vorzugsweise über den Exzenter (41) des dritten Verstellgliedes (40) schwenkbar im Gehäuse (2) gelagert ist.
23. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 22, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Laufrad (3) zumindest einen radialen ersten Steuerkanal (33) aufweist, welcher vorzugsweise zwischen zwei benachbarten ersten Verdrängungskörper (6) angeordnet ist, welcher mit zumindest einem axialen ersten Steuerkanal (33a) innerhalb der Laufradwelle (19) des ersten Laufrades (3) korrespondiert.
24. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 23, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Laufrad (3) zumindest einen radialen zweiten Steuerkanal (34) aufweist, welcher im Bereich eines ersten Verdrängungskörper (6) angeordnet ist und vorzugsweise im Bereich der ersten Ausnehmungen (5) für die ersten Verdrängungskörper (6) mündet, wobei der zweite Steuerkanal (34) mit zumindest einem axialen zweiten Steuerkanal (34a) innerhalb der Laufradwelle (19) des ersten Laufrades (3) korrespondiert.
25. Getriebe (1) nach Anspruch 23 oder 24, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein axialer Steuerkanal (33a, 34a) durch einen im Wesentlichen zylindrischen, axial in einen Hohlraum der Laufradwelle (19) eingeschobenen Steuerschaft (35) gebildet ist, wobei durch Drehen und/oder Verschieben des Steuerschaftes (35) gleichnamige radiale und axiale Steuerkanäle (33, 33a; 34, 34a) miteinander strömungsverbindbar sind.

26. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 23 bis 25, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Steuerschaft (35) ein viertes Verstellglied (70) ausgebildet, wobei der Druckwinkel (α) des ersten Laufrades (3) durch Verdrehen und/oder Verschieben des Steuerschaftes (35) veränderbar ist.
27. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 23 bis 26, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein axialer Steuerkanal (33a, 34a) vorzugsweise über ein Rückschlagventil mit einem Behälter für das Druckmedium verbunden ist.
28. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 23 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein axialer Steuerkanal (33a, 34a) mit einem Drucksensor in Verbindung steht.
29. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Laufrad (3) und/oder die innere Lauffläche (9) des umgebenden zweiten Laufrades (4) konisch ausgebildet sind.
30. Getriebe (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass das zweite Laufrad (4) stirnseitig, vorzugsweise über Schrauben (53), jeweils mit dichtenden Abschlusselementen (51, 52) verbunden ist.

2006 07 06

Fu/Sc 


Patentanwalt
Dipl.-Ing. Mag. Michael Babeluk
A-1150 Wien, Mariahilfer Gürtel 39/17
Tel.: (+43 1) 892 89 33-0 Fax: (+43 1) 892 89 333
e-mail: patent@babeluk.at

NACHGEREICHT



Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß IPC ⁸ : F16H 39/06 (2006.01)		
Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß ECLA:		
Recherchierter Prüfstoff (Klassifikation): F16H		
Konsultierte Online-Datenbank: EPODOC, WPI, PAJ		
Dieser Recherchenbericht wurde zu den am 7. Juli 2005 eingereichten Ansprüchen erstellt.		
Kategorie ⁷	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
A	GB 205 815 A (LÖHNERT) 18. September 1924 (18.09.1924) Fig. 2 -----	1-4,6
Datum der Beendigung der Recherche: 10. Mai 2006		☐ Fortsetzung siehe Folgeblatt Prüfer(in): Dipl.-Ing. REININGER
⁷ Kategorien der angeführten Dokumente: X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung : der Anmeldungsgegenstand kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden. Y Veröffentlichung von Bedeutung : der Anmeldungsgegenstand kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist. A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert. P Dokument, das von Bedeutung ist (Kategorien X oder Y), jedoch nach dem Prioritätstag der Anmeldung veröffentlicht wurde. E Dokument, das von besonderer Bedeutung ist (Kategorie X), aus dem ein älteres Recht hervorgehen könnte (früheres Anmeldedatum, jedoch nachveröffentlicht, Schutz ist in Österreich möglich, würde Neuheit in Frage stellen). & Veröffentlichung, die Mitglied der selben Patentfamilie ist.		