(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 539 396 B1**

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **24.08.94**

(51) Int. Cl.5: **F04C 2/08**

(21) Anmeldenummer: **91911787.9**

(22) Anmeldetag: **05.07.91**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP91/01262

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 92/01870 (06.02.92 92/04)

(54) **ZAHNRADPUMPE ODER MOTOR.**

(30) Priorität: **14.07.90 DE 4022500**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.05.93 Patentblatt 93/18

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
24.08.94 Patentblatt 94/34

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 2 439 358
DE-A- 3 417 832

(73) Patentinhaber: **LECHNER, Gisbert**
Meisenweg 15
D-71032 Böblingen (DE)

Patentinhaber: **HIRSCHMANN, Karl-Heinz**
Kullenbergstrasse 43
D-70195 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder: **LECHNER, Gisbert**
Meisenweg 15
D-71032 Böblingen (DE)
Erfinder: **HIRSCHMANN, Karl-Heinz**
Kullenbergstrasse 43
D-70195 Stuttgart (DE)

(74) Vertreter: **Dreiss, Hosenthien, Fuhlendorf & Partner**
Gerokstrasse 6
D-70188 Stuttgart (DE)

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 539 396 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Zahnradmaschine, Pumpe oder Motor, mit zwei in einem Gehäuse drehbar geführten Zahnrädern, deren Verzahnungen miteinander in Eingriff stehen und einen Druckraum und einen Saugraum bzw. Abflußraum voneinander trennen, wobei in Abhängigkeit vom Drehwinkel $\phi 1$ eines drehmomentübertragenden Zahnrads ein momentaner Volumenstrom $\dot{V}$ des Hydraulikmediums verdrängt wird und die ineinanderkämmenden Zahnräder eine Übersetzung $i = \phi_1/\phi_2$ aufweisen.

Bekannte Zahnradmaschinen werden mit mindestens einem Zahnradpaar bestehend aus zwei außenverzahnten Zahnrädern oder einem außen- und innenverzahnten Zahnrad gebaut. Ein außen-verzahntes Zahnrad wird angetrieben und überträgt die Drehbewegung auf das zweite außen- oder innenverzahnte Zahnrad. Abhängig von der Drehrichtung wird an den Zahnrädern zwischen Vorder- und Rückflanken unterschieden. Die Vorderflanken übertragen die Drehbewegung zwischen drehmomentübertragendem und nicht drehmomentübertragendem Zahnrad. Bei einer Zahnradpumpe wird das zu fördernde Medium in den Zahnlücken vom Saug- in den Druckraum gefördert. Die im Eingriff sich berührenden Zahnflanken verhindern ein Rückströmen des Mediums vom Druck- in den Saugraum. Da sich die Lage des Eingriffspunktes, d.h. der Berührpunkte der beiden Zahnflanken während eines Zahneingriffs, bezogen auf das ortsfeste Gehäuse kontinuierlich verändert, treten Volumenstromänderungen und in Folge davon im Druckraum Druckschwankungen im Rythmus der Zahneingriffsfrequenzen auf. Die Amplituden der Druckschwankungen können nahezu 20% des Maximaldrucks im Druckraum erreichen. Diese Volumen- bzw. Druckschwankungen können Störungen in den angeschlossenen Geräten hervorrufen und führen zu hohen Geräuschpegeln und damit zu einer Lärmbelästigung in der Umgebung.

Bei den bekannten Zahnradmaschinen werden die Radpaare der Verzahnung so ausgelegt, daß zwischen treibendem und angetriebenem Zahnrad eine konstante Übersetzung besteht. In diesem Fall lassen sich die Druckschwankungen bei spielbehafteten Verzahnungen nur dadurch vermindern, indem man den Abstand des momentanen Eingriffspunkts vom Wälzpunkt möglichst konstant hält. Aus verzahnungstechnischen Gründen sind dieser Maßnahme aber enge Grenzen gesetzt.

Wird die Verzahnung spielfrei ausgeführt, läßt sich gemäß der DE 34 17 832 A1 eine zusätzliche Reduzierung der Druckschwankungen auch durch eine entsprechende Gestaltung der Rückflanken der Verzahnung erzielen, da dann der Eingriffspunkt als Dichtgrenze zwischen Druck- und Saugraum nicht mehr nur an den Vorderflanken, sondern zeitweise auch an den Rückflanken der beiden Räder liegt. Bei einer spielfreien Pumpe, mit dem üblichen Evolventenprofil an Vorder- und Rückflanken, erhält man, da die für die Druckpulsation maßgebende Länge der Eingriffsstrecke halbiert wird, zwangsläufig eine Verminderung der Volumen- bzw. Druckpulsation auf ein Viertel. Durch entsprechend gestaltete Rückflanken kann eine zusätzliche, aber weit geringere Reduzierung der Eingriffsstreckenlänge und damit der Volumen- bzw. Druckpulsation erzielt werden. Die Vorderflanken bestimmen weiterhin die Kinematik der Pumpe. Das Vorderflankenprofil wird wie bei den bekannten Zahnradmaschinen ausgeführt, bei denen das Rückflankenprofil symmetrisch zum Vorderflankenprofil und ohne Einfluß auf die Volumen- bzw. Druckpulsation ist. Bei der vorgeschlagenen spielfreien Verzahnung sind jeweils Vorderflankenprofil und Rückflankenprofil von drehmomentübertragendem und nicht drehmomentübertragendem Rad gleich. Die Verzahnungsprofile werden als einfach symmetrisch bezeichnet. Da das Vorderflankenprofil den üblichen Verzahnungsprofilen entspricht, ändert sich an der Kinematik der vorgeschlagenen Zahnradmaschine gegenüber den bekannten nichts, d.h. beide Pumpenzahnräder haben eine konstante Winkelgeschwindigkeit. Die Volumen- bzw. Druckpulsation läßt sich durch Spielfreiheit und Rückflankengestaltung nur reduzieren aber nicht vermeiden, da die Eingriffsstreckenlänge nicht null werden kann. Praktisch können spielfreie Pumpen nicht realisiert werden, da thermische und elastische Verformungen, sowie fertigungsbedingte Toleranzen immer ein ausreichendes Flankenspiel erforderlich machen.

In der DE 24 39 358 A1 wird vorgeschlagen, hydrostatischen Pumpen oder Motoren mit einer einen periodischen Förderstrom erzeugenden bzw. aufnehmenden Verdrängereinrichtung ein Getriebe vor- bzw. nachzuschalten, das die Ungleichförmigkeit des Förderstroms kompensiert. Das vorgeschlagene Getriebe soll bei der Pumpe eine ungleichförmige Winkelgeschwindigkeit an der drehmomentübertragenden Welle erzeugen und dadurch die Förderstrompulsation aufheben. Das nachgeschaltete Getriebe soll beim Motor eine gleichmäßige Winkelgeschwindigkeit an der Getriebeabtriebswelle erzeugen. Es wird weiter vorgeschlagen das Getriebe als Zahnradgetriebe auszuführen. Die vorgeschlagene Lösung verwendet nicht modifizierte, bekannte Verdrängermaschinen, das heißt die bei der Zahnradmaschine übliche konstante Übersetzung und damit ihre Kinematik wird beibehalten. Wegen der auftretenden Masenkräften, den dadurch auftretenden Belastungen und Geräuschen und aus Wirtschaftlichkeitsgründen ist die vorgeschlagene Lösung praktisch nicht einsetzbar.

In Vermeidung der geschilderten Nachteile liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, die Verzahnung einer Zahnradmaschine so auszubilden, daß keine Druckschwankungen auftreten, daß also der momentane Volumenstrom $\dot{V}$ über dem Drehwinkel $\phi 1$ des drehmomentübertragenden Zahnrads bei konstanter Winkelgeschwindigkeit konstant ist.

Zur Lösung dieser Aufgabe sieht die Erfindung vor, daß die momentane Übersetzung i über den gesamten Drehwinkel $\phi 1$ des drehmomentübertragenden Zahnrads so gewählt wird, daß das nicht drehmomentübertragende Zahnrad mit einer stetig sich ändernden und pro Zahnteilung periodisch wiederholenden Winkelgeschwindigkeit so betrieben wird, daß sich die durch die sich verändernde Dichtgrenze im Zahnberührpunkt ergebende Volumenstromschwankung durch eine Mehr- und Minderförderung des Mediums, durch das nicht drehmomentübertragende Zahnrad, kompensiert wird. Um die periodisch pro Zahnteilung schwankende Drehzahl zu erzielen, muß die Kinematik der Pumpe verändert werden, d.h. das Vorderflankenprofil von drehmomentübertragendem Rad und nicht drehmomentübertragendem Rad muß entsprechend gestaltet werden. Die Rückflankenprofile haben, da die Pumpe mit Spiel betrieben wird, keinen Einfluß auf den Volumenstrom. Die auftretenden Massenkräfte sind wegen des kleinen Trägheitsmoments des nicht drehmomentübertragenden Rades, das als einziges Rad beschleunigt und verzögert wird, gering. Flüssigkeitsdruckkräfte und Flüssigkeitsdämpfung verhindern ein Klappern der Pumpenräder. Für die Gestaltung der Vorderflanken an beiden Zahnrädern muß die erforderliche momentane Übersetzung in Abhängigkeit von der Lage der Dichtgrenze, d.h. vom Abstand des momentanen Eingriffspunktes zum Wälzpunkt, ermittelt werden.

Eine wesentliche Verbesserung der Laufruhe und Herabsetzung des Geräuschpegels kann dadurch erreicht werden, daß die momentane Übersetzung über den gesamten Drehwinkel ϕ_1 des drehmomentübertragenden Zahnrads so gewählt wird, daß der momentane Volumenstrom $\dot{V}$ bei konstantem $d\phi_1 / dt$ möglichst konstant ist, also die momentane Übersetzung i durch Auslegung der Verzahnung über den gesamten Drehwinkel ϕ_1 des drehmomentübertragenden Zahnrads so gewählt wird, daß das nicht drehmomentübertragende Zahnrad mit einer stetig sich ändernden und pro Zahnteilung periodisch wiederholenden Winkelgeschwindigkeit so betrieben wird, daß es durch Mehr- und Minderförderung die Volumenstrompulsation durch die sich ständig ändernde Lage der Dichtgrenze zwischen dem Druckraum und dem Saugraum bzw. Abflußraum kompensiert.

Die Verzahnungsauslegung muß so erfolgen, daß der Mittelwert der Übersetzung i über einen Zahneingriff dem Zähnezahlverhältnis der beiden Zahnräder entspricht, wobei die Profilüberdeckung > 1 ist und beim Übergang zum nächsten Zahneingriff keine Übersetzungssprünge auftreten. Es ist dann noch darauf zu achten, daß die sich ergebenden Eingriffswinkel es ermöglichen, das notwendige Drehmoment zu übertragen.

Die mathematische Gleichung für den momentanen Volumenstrom $\dot{V} = dV / d\phi_1$ einer Zahnradpumpe oder eines Zahnradmotors lautet:

$$\dot{V} = \frac{b}{2} [(r_{a1}^2 + \frac{1}{i} r_{a2}^2) - (1+i) r_{w1}^2 - (1 + \frac{1}{i}) g_{aY}^2]$$

Es bedeuten r_{a1} und r_{a2} die Kopfkreisradien von drehmomentübertragendem und nicht drehmomentübertragendem Zahnrad, b die Zahnbreite der Zahnräder 1, 2, $i = \phi 1/\phi 2$ die Übersetzung zwischen dem drehmomentübertragenden Zahnrad 1 und dem darin kämmenden Zahnrad 2, r_{w1} ist der Betriebswälzkreisradius des drehmomentübertragenden Zahnrads 1 und g_{aY} der Abstand des momentanen Eingriffspunkt Y vom Wälzpunkt C.

Der Abstand g_{aY} des momentanen Eingriffspunkt Y vom Wälzpunkt C ist vom gewählten Vorderflankenprofil und damit indirekt von der Winkelstellung $\phi 1$ des treibenden Rades abhängig.

Ersetzt man in der vorangehenden Gleichung für den momentanen Volumenstrom $\dot{V}$ den Betriebswälzkreis r_{w1} durch den Betriebsachsabstand a_w zwischen den Zahnrädern, so folgt der momentane Volumenstrom $\dot{V}$ zu

$$\dot{V} = \frac{b}{2} [(r_{a1}^2 + \frac{1}{i} r_{a2}^2) - \frac{1}{1+i} a_w^2 - (1 + \frac{1}{i}) g_{aY}^2]$$

In dieser Gleichung sind die Zahnbreite b, die Kopfkreisradien r_{a1} und r_{a2} sowie der Betriebsachsabstand a_w feste geometrische Größen. Der Abstand g_{aY} des momentanen Eingriffspunkts vom Wälzpunkt C schwankt zwischen zwei Extremwerten im Rythmus der Zahneingriffsfrequenz. Die Volumenstromschwankung wieder-

holt sich damit periodisch mit der Zahneingriffsfrequenz. Um die Volumenstromschwankung zu kompensieren, wird erfindungsgemäß die Verzahnung der beiden Zahnräder 1, 2 so ausgelegt, daß die einzige verbleibende variierbare Größe, nämlich die Übersetzung i während eines Zahneingriffs in Abhängigkeit vom Abstand g_{aY} so festgelegt wird, daß die resultierende Volumenstromschwankung Null wird. Die dafür notwendige momentane Übersetzung i läßt sich in Abhängigkeit vom Abstand g_{aY} aus der obigen Gleichung ermitteln, indem für den momentanen Volumenstrom $\dot{V}$ ein konstanter Wert eingesetzt und entsprechend umgeformt wird.

$$i_{1,2} = \frac{-B \sqrt{\pm \quad B^2 - 4AC}}{2A} \qquad \rightarrow \quad i = f(g_{ay})$$

$A = (r_{a1}^2 - g_{ay}^2 - Vm/\pi b)$
$B = r_{a1}^2 + r_{a2}^2 - a_w^2 - 2g_{ay}^2 - Vm/\pi b)$
$C = (r_{a2}^2 - g_{ay}^2)$

Vm = mittlerer Volumenstrom

Die Vorderflanken des Pumpenradpaares werden so gewählt, daß dieser Zusammenhang für alle Eingriffsstellungen erfüllt ist. Wesentlich ist, daß die Größen g_{ay} und i mit Definition des Vorderflankenprofils gleichzeitig, d.h. nicht unabhängig, festgelegt werden und durch die variable Übersetzung i, die zugeordnete momentane Lage des Wälzpunktes C definiert ist. Der Übersetzungsverlauf ist damit über eine Teilung definiert. Der Übersetzungsverlauf wiederholt sich periodisch pro Zahnteilung.

In Fig. 1 ist eine Zahnradpumpe schematisch dargestellt. In Fig. 2 ist für eine Wertekombination von r_{a1} und r_{a2} und a_w der Zusammenhang zwischen momentaner Übersetzung i und dem Abstand g_{aY} mit dem Fördervolumen als Parameter dargestellt. Es ergeben sich zwei Lösungsbereiche. Die Kurven, die die positive Ordinate schneiden repräsentieren Zahnradmaschinen mit zwei außenverzahnten Zahnrädern, d.h. i wurde für zwei außenverzahnte Zahnräder als positiver Wert definiert, die Kurven, die die negative Ordinate schneiden Zahnradmaschinen mit einem außen- und einem innenverzahnten Zahnrad. Für die praktische Realisierung sind nur solche Kurvenverläufe von Interesse, die keine vertikalen Asymptoten haben, d.h. stetig von negativen zu positiven Werten von g_{aY} übergehen.

Weiter ist bei der Auslegung erforderlich, um die kinematische Verträglichkeit sicherzustellen, daß die mittlere Übersetzung über einen Zahneingriff dem Zähnezahlverhältnis der Zahnräder 1, 2 entsprechen muß.

Als weitere Randbedingungen müssen sich an beiden Rädern ganze Zähnezahlen ergeben und beim Übergang zum nächsten Zahneingriff dürfen keine Übersetzungssprünge auftreten.

Ferner müssen die auftretenden Beschleunigungen und Verzögerungen des kein drehmomentübertragenden Zahnrads 2 in Grenzen gehalten werden. Um eine kontinuierliche Drehmomentübertragung zu gewährleisten muß außerdem die Profilüberdeckung größer als 1 sein. Damit folgt zwingend daß im Doppeleingriffsgebiet die momentane Übersetzung beider im Eingriff befindlichen Zähne gleich sein muß.

In Fig. 3 ist die Verzahnung einer entsprechend ausgelegten Zahnradmaschine mit bevorzugter Drehrichtung und einem Zähnezahlverhältnis bzw. einer mittleren Übersetzung von 1 dargestellt. Die Verzahnung wurde spielfrei dargestellt, sie wird aber praktisch mit einem ausreicheden Flankenspiel ausgeführt. Die Rückflanken der Zahnräder 1,2 wurden dabei so ausgelegt, daß sie die gleiche momentane Übersetzung wie die treibenden, d.h. abdichtenden Zahnflanken haben, um bei einer möglichen Berührung der Rückflanken keine Störungen bei der Drehbewegungsübertragung zu bekommen. Sie haben wegen des Zahnspiels aber keinen Einfluß auf die Druckpulsation. Damit ergeben sich unsymmetrische Flankenprofile an drehmomentübertragendem Rad und nicht drehmomentübertragendem Rad.

Die Abmessungen waren dabei folgende:

$b = 26{,}6$ mm
$r_{a1} = 18{,}7$ mm
$r_{a2} = 18{,}7$ mm
$a_w = 31{,}4$ mm

Patentansprüche

1. Zahnradmaschine - Pumpe oder Motor - mit zwei in einem Gehäuse (3) drehbar geführten Zahnrädern (1,2), deren Verzahnungen miteinander in Eingriff stehen, und einen Druckraum (5) und einen Saug-

bzw. Abflußraum (4) voneinander trennen, wobei in Abhängigkeit vom Drehwinkel $\phi 1$ eines drehmomentübertragenden Zahnrads (1) ein momentaner Volumenstrom $\dot{V}$ des Hydraulikmediums verdrängt wird und die ineinander kämmenden Zahnräder (1,2) eine Übersetzung $i = \phi 1/\phi 2$ aufweisen, **dadurch gekennzeichnet,** daß die momentane Übersetzung i durch Auslegung der Verzahnung über den gesamten Drehwinkel $\phi 1$ des drehmomentübertragenden Zahnrads (1) so gewählt ist, daß das nicht drehmomentübertragende Zahnrad (2) mit einer stetig sich ändernden pro Zahnteilung periodisch sich wiederholenden Winkelgeschwindigkeit betrieben wird und somit durch Mehr- oder Minderförderung die durch die dauernde Lageänderung der Dichtgrenze im Zahnberührpunkt hervorgerufene Volumenstrompulsation ganz oder teilweise kompensiert.

2. Zahnradmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die momentane Übersetzung i nach der Beziehung

$$\dot{V} = \frac{dV}{d\varphi_1} = \frac{b}{2}\left[\left(r_{a1}^2 + \frac{1}{i} r_{a2}^2\right) - \frac{1}{1+i} a_w^2 - \left(1 + \frac{1}{i}\right) g_{aY}^2\right] = \text{konstant}$$

gewählt wird, wobei b die Zahnbreite, ra1, ra2 die Kopfkreisradien, a_w der Betriebsachsabstand und g_{ay} der Abstand des momentanen Eingriffspunkts Y vom momentanen Wälzpunkt C ist.

3. Zahnradmaschine nach Anspruch 1 oder 2 mit einem momentanen Volumenstrom, dadurch gekennzeichnet, daß

$$\dot{V} = \frac{dV}{d\varphi_1} = \frac{b}{2}\left[\left(r_{a1}^2 + \frac{1}{i} r_{a2}^2\right) - (1+i) r_{w1}^2 - \left(1+\frac{1}{i}\right) g_{aY}^2\right] = \text{konstant}$$

ist.

4. Zahnradmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Mittelwert der Übersetzung i über einen Zahneingriff dem Zähnezahlverhältnis der beiden Zahnräder (1,2) entspricht, die Profilüberdeckung größer 1 ist, beim Übergang zum nächsten Zahneingriff keine Übersetzungssprünge auftreten und sich Eingriffswinkel ergeben mit denen sich das notwendige Drehmoment übertragen läßt.

Claims

1. A gear machine - a pump or a motor - comprising two gears (1, 2) which are rotatably guided in a housing (3) and the teeth of which are in engagement with each other and separate from each other a compression space (5) and a suction or discharge space (4), wherein in dependence on the angle of rotation $\phi 1$ of a torque-transmitting gear (1) an instantaneous volume flow $\dot{V}$ in respect of the hydraulic medium is displaced and the mutually meshing gears (1, 2) have a transmission ratio $i = \phi 1/\phi 2$, characterised in that the instantaneous transmission ratio i is so selected by designing the tooth arrangement over the entire angle of rotation $\phi 1$ of the torque-transmitting gear (1) that the non-torque-transmitting gear (2) is operated at a constantly changing angular speed which is periodically repeated for each tooth pitch and thus the volume flow pulsation effect which is caused by the continual change in position of the sealing limit at the tooth contact point is entirely or partially compensated by an increased or reduced conveying action.

2. A gear machine according to claim 1 characterised in that the instantaneous transmission ratio i is selected in accordance with the relationship:

$$\dot{V} = \frac{dV}{d\varphi_1} = \frac{b}{2}\left[\left(r_{a1}^2 + \frac{1}{i} r_{a2}^2\right) - \frac{1}{1+i} a_w^2 - \left(1 + \frac{1}{i}\right) g_{aY}^2\right] = \text{constant}$$

wherein b is the tooth width, ra1, ra2 are the addendum circle radii, a_w is the operating axis spacing and g_{ay} is the spacing of the instantaneous engagement point Y from the instantaneous rolling point C.

3. A gear machine according to claim 1 or claim 2 with an instantaneous volume flow characterised in that

$$\dot{V} = \frac{dV}{d\varphi_1} = \frac{b}{2}\left[\left(r_{a1}^2 + \frac{1}{i} r_{a2}^2\right) - (1+i) r_{w1}^2 - \left(1+\frac{1}{i}\right) g_{aY}^2\right] = \text{constant}$$

4. A gear machine according to claim 1 or claim 2 characterised in that the mean value of the transmission ratio i over a tooth engagement corresponds to the ratio between the number of teeth of the two gears (1, 2), the profile overlap is greater than 1, in the transition to the next tooth engagement no transmission jumps occur and there are engagement angles with which the necessary torque can be transmitted.

Revendications

1. Machine à engrenages - pompe ou moteur - comprenant deux roues dentées (1, 2) tourillonnant dans un corps (3), dont les dentures sont mutuellement en prise, et qui séparent une chambre de compression (5) et une chambre d'aspiration ou d'écoulement (4), dans laquelle le débit volumique instantané V de fluide hydraulique refoulé est fonction de l'angle de rotation ϕ_1 d'une roue dentée (1) qui transmet le couple, et les roues dentées (1, 2) engrenant entre elles présentent un rapport d'engrenage $i = \phi_1/\phi_2$, caractérisée en ce que le rapport d'engrenage instantané i est choisi, par le tracé du profil de la denture sur tout l'angle de rotation ϕ_1 de la roue dentée (1) qui transmet le couple, de telle manière que la roue dentée (2) qui ne transmet pas le couple soit entraînée avec une vitesse angulaire qui varie de façon continue à chaque pas de denture et qui se répète périodiquement et, par ce moyen, compense totalement ou partiellement, par un refoulement augmenté ou diminué, la pulsation de débit volumique qui résulte de variation continue de la position du joint étanche formé au point de contact des dents.

2. Machine à engrenages selon la revendication 1, caractérisée en ce que le rapport d'engrenage instantané i est choisi à partir de la relation :

$$\dot{V} = \frac{dV}{d\varphi_1} = \frac{b}{2}\left[\left(r_{a1}^2 + \frac{1}{i} r_{a2}^2\right) - \frac{1}{1+i} a_w^2 - \left(1+\frac{1}{i}\right) g_{ay}^2\right] = \text{constante}$$

où b représente la largeur des dents, r_{a1}, r_{a2} les rayons des cercles de têtes, a_w la distance entre axes en service et g_{ay} la distance entre le point d'engrènement instantané Y et le point primitif instantané C

3. Machine à engrenages selon la revendication 1 ou 2, possédant un débit volumique instantané, caractérisé en ce que la relation suivante est vérifiée :

$$\dot{V} = \frac{dV}{d\varphi_1} = \frac{b}{2}\left[\left(r_{a1}^2 + \frac{1}{i} r_{a2}^2\right) - (1+i) r_{w1}^2 - \left(1+\frac{1}{i}\right) g_{ay}^2\right] = \text{constante}$$

4. Machine à engrenages selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que la valeur moyenne du rapport d'engrenage i sur une période d'engrènement correspond au rapport des nombres de dents des deux roues dentées (1, 2), le recouvrement entre profils est supérieur à 1, il ne se produit pas de saut de rapport d'engrenage au moment du passage à l'engrènement suivant et on obtient des angles d'engrènement avec lesquels le couple nécessaire peut être transmis.

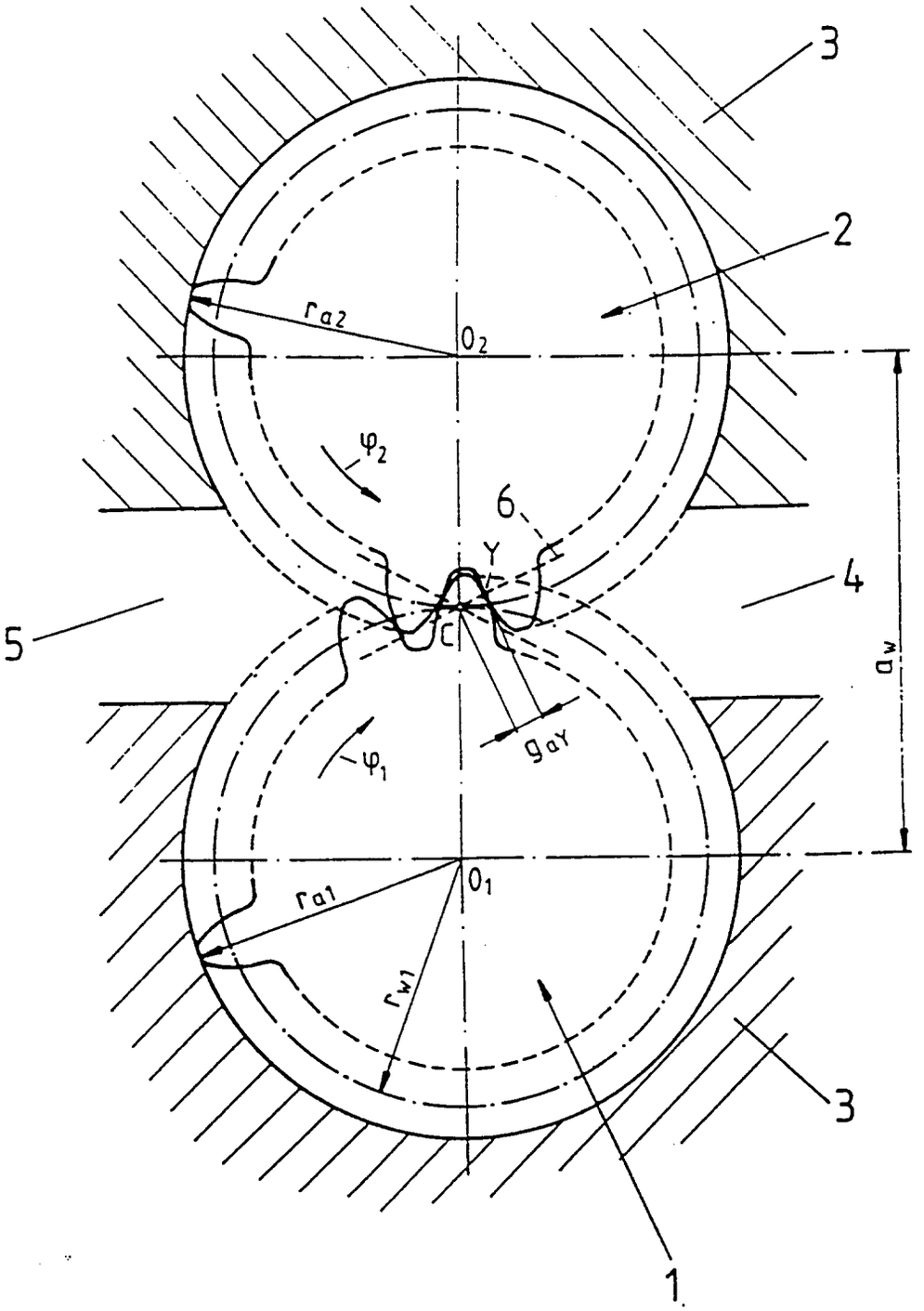
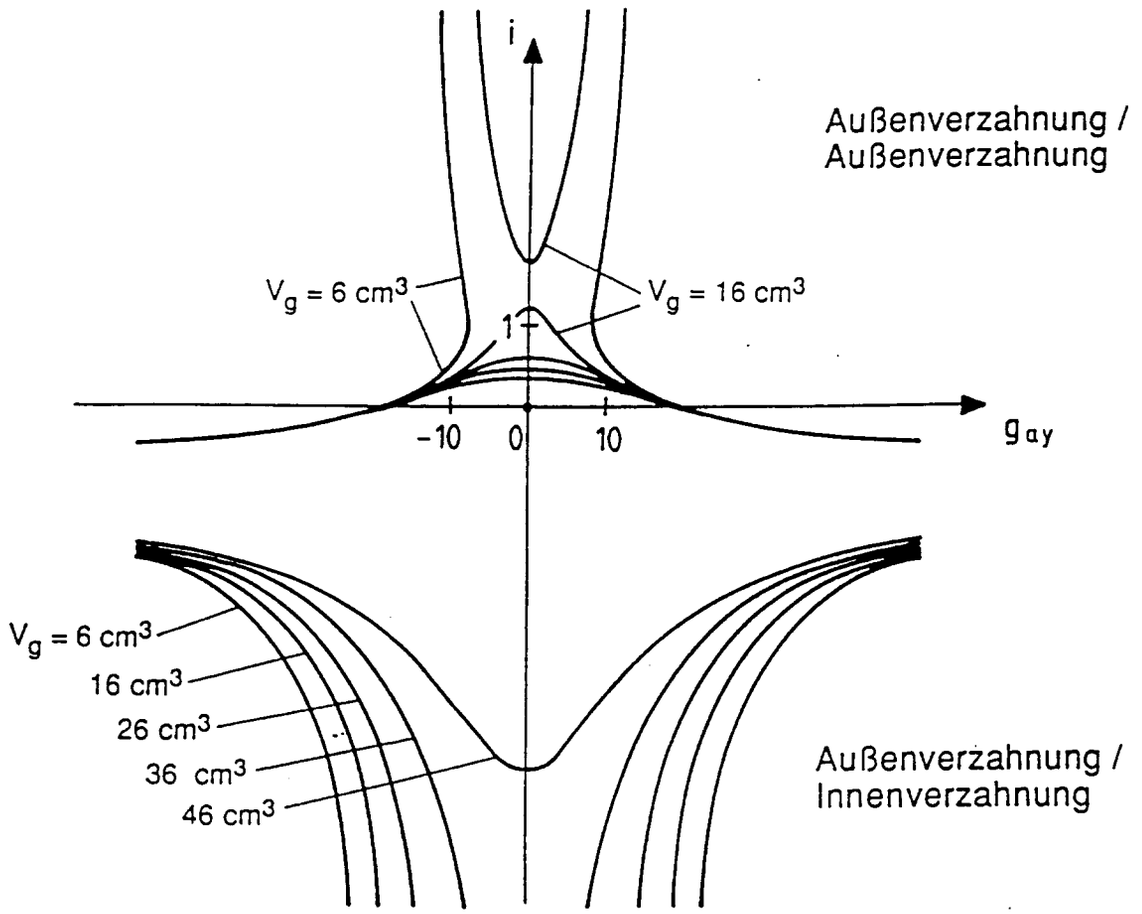


FIG. 1



b = 26,6 mm
r_{a1} = 18,7 mm
r_{a2} = 18,7 mm
a_w = 31,4 mm
Zähnezahlverhältnis der
Zahnräder 1,2 = 1:1

FIG. 2

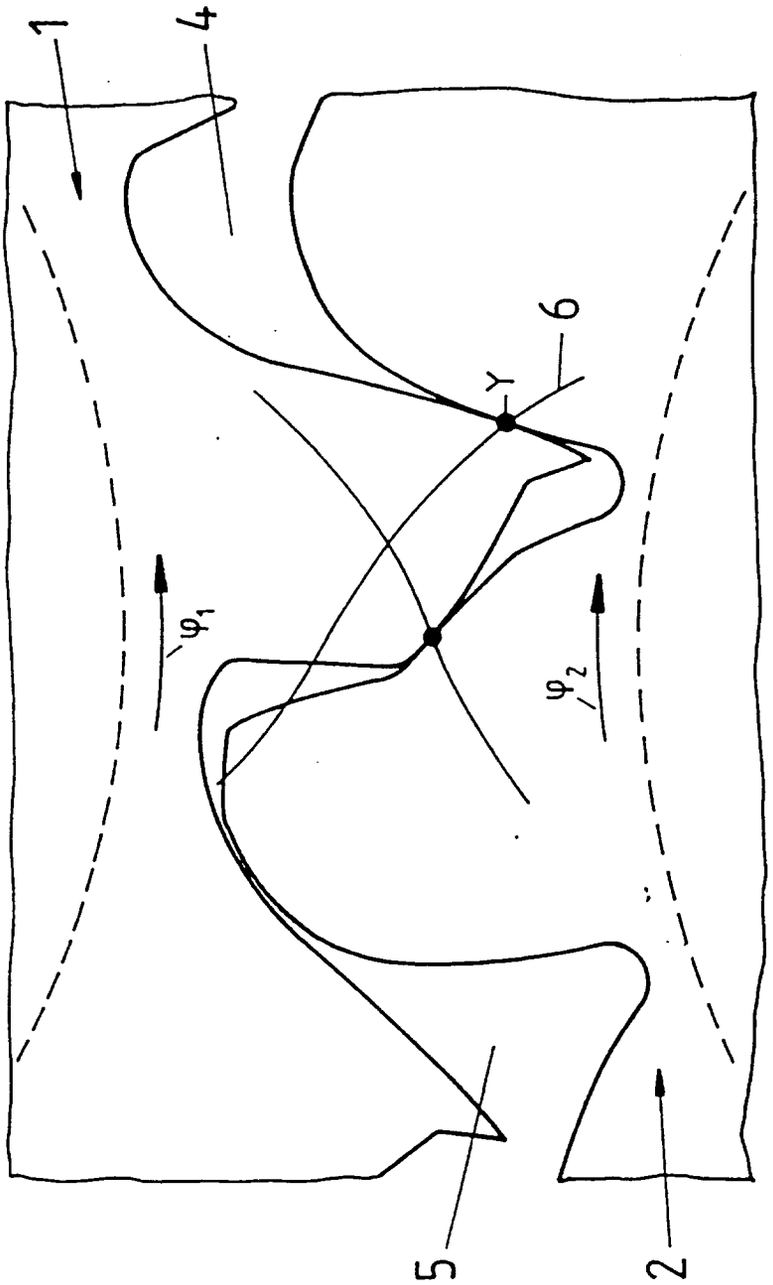


FIG. 3