

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 561 304 A1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **93104085.1**

(51) Int. Cl.⁵: **F04C 15/04**

(22) Anmeldetag: **12.03.93**

(30) Priorität: **20.03.92 DE 4209143**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
22.09.93 Patentblatt 93/38

(84) Benannte Vertragsstaaten:
FR GB IT

(71) Anmelder: **Eisenmann, Siegfried A., Dipl.-Ing.**
Conchesstrasse 25
D-88326 Aulendorf(DE)

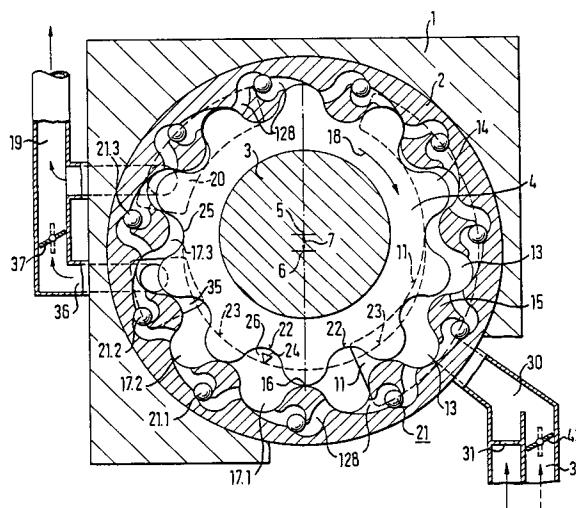
(72) Erfinder: **Eisenmann, Siegfried A., Dipl.-Ing.**
Conchesstrasse 25
D-88326 Aulendorf(DE)

(74) Vertreter: **Marx, Lothar, Dr. et al**
Patentanwälte Schwabe, Sandmair, Marx
Stuntzstrasse 16
D-81677 München (DE)

(54) **Sauggeregelte Zahnringpumpe.**

(57) Bei einer sauggeregelten Zahnringpumpe wird ein stetiger Abbau des in den Förderzellen der Pumpe bei höherer Drehzahl auftretenden Vakuums durch eine lange Wegstrecke der Förderzellen vom Ende des Saugbereiches bis zum Beginn der Auslaßöffnung und die hierbei auftretende Verkleinerung der Förderzellen bewirkt. Zur Vermeidung von Quetschöl beim Arbeiten mit niedriger Drehzahl sind die in Förderrichtung aufeinanderfolgenden Förderzellen zwischen den Zahnradzähnen jeweils mit den benachbarten Förderzellen durch die Zahnradzähne durchsetzende Überströmkanäle (128) verbunden, in welchen Rückschlagventile (21) eine Strömung entgegen der Förderrichtung verhindern. Zur Ermöglichung einer erhöhten Pumpenleistung bei Erreichen bestimmter Betriebsparameter kann der Durchflußwiderstand in der Saugleitung gesenkt und die wirksame Kante der Druckniere (20) durch Zuschalten einer weiteren vorgelagerten Druckniere (35) vorverlegt werden.

FIG. 1



EP 0 561 304 A1

Die Erfindung betrifft eine sauggeregelte Zahnringpumpe mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1. Der Antrieb der Pumpe erfolgt in der Regel durch die das Ritzel tragende Welle. Solche Pumpen werden z.B. auch zur Speisung von Hydrauliksystemen verwendet. Derartige Pumpen sind aus der DE 39 33 978 C2 des Anmelders bekannt. Diese entspricht der US-Patentanmeldung Nr. 593,714 und der japanischen Patentanmeldung 3-175182.

Insbesondere Kraftfahrzeugmotoren und -getriebe werden in einem großen Drehzahlbereich betrieben. Die Drehzahl-Eckwerte können sich wie 10 : 1 und darüber verhalten.

Demgegenüber ist das Liefersoll der Schmierpumpe eines Kfz-Motors, die bei Automatikgetrieben zusätzlich die Funktion der Druckversorgung der hydraulischen Schaltelemente und der Wandlerbefüllung gegen Kavitation übernehmen muß, sowohl beim Motor als auch beim Getriebe nur im unteren Teil des Betriebsbereichs etwa proportional der Drehzahl. Im oberen Drehzahlbereich steigt der Ölbedarf weitaus geringer als die Drehzahl des Motors. Notwendig ist somit eine antriebsgeregelte Schmier- oder Hydraulikpumpe oder eine solche mit drehzahlabhängig verstellbarer Fördermenge.

Die praktische Charakteristik der Fördermenge über der Drehzahl hängt von einer Fülle von Parametern ab, wie Förderdruck, Ölviskosität, Strömungswiderstand in der Saug- und Druckleitung, Konfiguration der Verzahnung der Zahnräder, Breite der Zahnräder und Bauform der Pumpe. Zur angenäherten Anpassung der Förderlinie an die Bedarfslinie beispielsweise eines Verbrennungsmotors hat man die Saugregelung entwickelt. Durch entsprechend enge Saugleitungen oder durch eine Blende oder auch regelbar durch einen Saugschieber kann man die Strömungswiderstände im Saugrohr so festlegen, daß eine gewisse Anpassung der Nutzfördermenge einer Zahnradpumpe an die Bedarfslinie des Verbrauches erzielt wird. Das ist z.B. aus der DE 36 27 414 A1 bekannt. Gemäß dieser sind drei parallele Saugleitungen vorgesehen, von denen zwei in Abhängigkeit von Betriebsparametern des Motors gesteuerte Ventile aufweisen, während in der dritten Saugleitung eine starre Blende sitzt. Die DE 36 27 414 A1 beschreibt im übrigen eine gattungsfremde Zahnringpumpe mit Füllstück. Bei dieser läßt sich eine einwandfreie Abdichtung der Zellen gegeneinander, da, wo es wichtig ist, nämlich zwischen Füllstück und Eingriffspunkt, kaum erreichen.

Nachteilig bei der Saug-Regelung ist die auftretende Kavitation. Diese führt zu Implosionen der gasförmigen Bestandteile des Zelleninhaltes, so daß unerwünschte Geräusche, und was noch schlimmer ist, Zerstörungen an den Zellenwänden, die Folge sind.

Zur Vermeidung dieser Implosionen wird im Druckbereich der Pumpe dem Zelleninhalt Zeit zur Verfügung gestellt, durch graduelle Verkleinerung der Zellen den statischen Druck so zu steigern, daß in dem Augenblick, in dem die Zelle mit dem Auslaßkanal in Verbindung tritt, wenigstens theoretisch keine Implosionen von Gasblasen mehr stattfinden können, weil diese durch stetige Verringerung des Zellenvolumens bereits wieder zu Flüssigkeit kondensiert sind bzw. sich in der Flüssigkeit gelöst haben. Die "langsame" Kompression der Dampf- und Lufträume kann konstruktiv dadurch sichergestellt werden, daß auf der Verdrängerseite der Pumpe die Zellen zunächst nur über Rückschlagventile mit dem Förderdruckraum in Verbindung stehen, so daß bei nicht voll mit Flüssigkeit gefüllter Zelle der Förderdruck nicht darin wirksam werden kann.

Sind jedoch die Zellen schon auf der Ansaugseite ganz mit Flüssigkeit gefüllt, was im unteren Drehzahlbereich der Fall ist, dann öffnet der höhere Quetschdruck in der Zelle das Rückschlagventil in Richtung Druckfördererraum, so daß das verdrängte Öl mit nur leicht erhöhtem Zellendruck gegenüber dem Förderdruck entsprechend dem Öffnungsdruck des Rückschlagventils und dessen Strömungswiderstandes in den Druckraum strömen kann. Eine solche Konstruktion ist auch aus der DE 30 05 657 C2 bekannt. Bei dieser erstrecken sich über die ganze Druckhälfte der Pumpe im Gehäuse zum Auslaßkanal führende Axialbohrungen, die im Abstand von der Zahnradkammer Rückschlagventile enthalten, die nur dann öffnen, wenn der Druck der vor der jeweiligen Bohrung liegenden Zelle den Druck im Auslaßkanal überschreitet. Diese Pumpe hat dementsprechend, so wie die Pumpe nach der DE 36 27 414 A1, eine große axiale Erstreckung. Die verwendeten Federventile können schwingen und brechen. Auch ist der un stetige Anschluß der Förderzellen an den Auslaßkanal nachteilig. Schließlich ist auch die Druckverteilung in Bezug auf die Verwendung der kavitationsbedingten Implosionen nachteilig.

Diese Nachteile vermeidet die gattungsbildende Pumpe nach der DE 39 33 978 C2. Sie ist kurz und von geringem Durchmesser, hat einen günstigen Druckverlauf im Druckbereich, kann auch in vorhandene Konstruktionen nachträglich als Ersatz für die Schmierpumpe eingebaut werden, ist zuverlässig im Betrieb und weist eine einfache Bauweise auf. Das Gehäuse ist einfach ausgebildet und weist nur eine geringe axiale Erstreckung auf. Dadurch, daß jede sich verkleinernde Förderzelle nur in die ihr vorausseilende Förderzelle Arbeitsflüssigkeit abgeben kann, kann der Druck in jeder Förderzelle im Verkleinerungsbereich nur stetig gesteigert werden, bis der Druck auf den Wert in der Auslaßöffnung angewachsen ist. Von besonderem Vorteil ist

hierbei, daß durch die Kanäle mit den Kugelventilen ein nicht unerheblicher Strömungswiderstand zwischen den benachbarten Förderzellen besteht. Bevorzugt sind die Mündungen der Ein- und Auslaßkanäle in den Stirnwänden der Zahnradkammer als sogenannte Ein- und Auslaßnieren angeordnet. Das erlaubt sehr große Zu- und Abströmquerschnitte in die und aus den Förderzellen. Die Überströmkanäle können bevorzugt in den Zähnen der Räder angeordnet sein. Die Rückschlagventile können als Kugelventile ausgebildet sein, wobei die Kugel jeweils durch die Fliehkraft der Drehbewegung des die Ventile enthaltenden Zahnrades bestrebt ist, sich auf den Ventilsitz zu pressen.

Steuert man bei einer sauggeregelten Zahnringpumpe die Drossel im Einlaßkanal so, daß bei erhöhtem Flüssigkeitsbedarf der Drosselquerschnitt, z.B. durch Öffnen einer Drosselklappe in einem Bypass-Kanal, vergrößert wird (DE 3 627 414 A1), (eine solche Situation ergibt sich z.B. bei der Ölpumpe eines Kfz-Motors, wenn ein Abgasturbolader zugeschaltet wird), um die Förderkennlinie erst bei höherer Drehzahl in die Waagerechte übergehen zu lassen, so wird der Füllungsgrad der Förderzellen im Ansaugbereich mit dem Öffnen der Drossel erhöht.

Das bringt an der Auslaß-Seite der Pumpe eine verstärkte Strömung der Flüssigkeit durch die Überströmkanäle mit sich, da eine vergrößerte Flüssigkeitsmenge ausgeschoben werden muß. Das führt zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads und zu einer Verringerung der angestrebten Steigerung des Pumpendurchsatzes.

Die Erfindung will dies bei einer Pumpe mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1 vermeiden. Sie löst dabei insbesondere die Aufgabe, den druckseitigen Durchflußwiderstand bei geöffneter Drossel im Saugkanal zu verringern und so den Wirkungsgrad und den Durchsatz der Pumpe zu verbessern, durch die Weiterbildung gemäß den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1.

Auf diese Weise wird durch Öffnen der Drossel in der Auslaßleitung der Ausschubwiderstand der Pumpe drastisch gesenkt. Die Flüssigkeit muß nicht mehr bei weitgehend gefüllten Förderzellen bereits vom Beginn der Verkleinerung derselben zum Ausgleich dieser Verkleinerung durch die Überströmkanäle in Förderrichtung nach vorn geschoben werden. Je nach der Position der weiteren Mündung wird dieses Nachvorneschieben unnötig gemacht, da die entsprechenden Zellen bereits erheblich vor dem Erreichen des Bereiches über der ständig mit dem Auslaßkanal in Verbindung stehenden Auslaßöffnung in die zusätzliche Auslaßmündung ausschieben können, sofern die Drossel in der letztere mit dem Auslaßkanal verbindenden Leitung offen ist.

Der Abstand der weiteren Auslaßöffnung von der ständig mit dem Auslaßkanal verbundenen Auslaßöffnung sollte in Umfangs- oder Umlaufrichtung der Zahnräder wenigstens gleich der Erstreckung einer Förderzelle in dieser Richtung sein, da anderenfalls bei geschlossener Drossel im Auslaßkanal die weitere Auslaßöffnung wie eine Verlängerung der ständig offenen Auslaßöffnung entgegen der Förderrichtung wirken würde. Das würde bei diesem Betriebszustand zu einer erheblichen Verringerung der für den Abbau von Kavitationsblasen erforderlichen Wegstrecke und Zeit führen.

Man kann in Förderrichtung vor der weiteren Auslaßöffnung noch eine dritte Auslaßöffnung anordnen, welcher dann ein gesondertes Drossелеlement zugeordnet werden muß. Dieses könnte jeweils nach Erreichen einer noch höheren Drehzahl oder nach Erreichen eines anderen einen höheren Ölbedarf mit sich führenden Parameterwertes geöffnet werden. Der Einfachheit des Aufbaus und der Steuerung wegen wird man sich jedoch meist mit nur einer weiteren Auslaßöffnung begnügen.

Dem Grunde nach kann das Drossелеlement in der Ableitung von der weiteren Auslaßöffnung ein kontinuierlich zu öffnendes und zu schließendes Element sein, wie beispielsweise ein derartiger Schieber. Auch hier wird man jedoch der Einfachheit halber ein Drossелеlement vorziehen, welches zwischen einer vollständig geschlossenen und vollständig geöffneten Position schaltbar ist.

Es ist möglich, die Steuervorrichtung so auszubilden, daß das Drossелеlement in der Zulaufleitung früher geöffnet wird als das Drossелеlement in der Druckleitung. Auf diese Weise kann man drei verschiedene Arbeitszustände der Pumpe erreichen. Im ersten Zustand sind beide Drossелеlemente geschlossen. Die Pumpe arbeitet normal, wie sie dies im unteren Drehzahlbereich tut. Im zweiten Zustand ist nur das Drossелеlement im Saugkanal geöffnet. Die Pumpe fördert jetzt mehr Öl; d.h. die Stelle, an welcher die Förderkennlinie von der proportional der Drehzahl ansteigenden Form in eine angenäherte Horizontale übergeht, wird nach oben geschoben. Wird nun bei noch mehr steigendem Durchsatzbedarf für die Pumpe auch das Drossелеlement in der Druckleitung geöffnet, so wird die Fördermenge der Pumpe weiter erhöht oder der oben erwähnte Umknickpunkt der Förderkennlinie weiter nach oben verschoben.

Auch hier wird man jedoch der Einfachheit halber es bevorzugen, daß gemäß Anspruch 2 die Steuervorrichtung die Drossелеlemente synchron und gleichsinnig betätigt.

Wenn die Steuervorrichtung beim Überschreiten einer bestimmten Pumpendrehzahl auf großen Durchfluß und beim Unterschreiten derselben auf geringen Durchfluß schaltet, ist es vorteilhaft, wenn diese beiden Schaltpositionen nicht bei genau der

gleichen Drehzahl liegen. Die Schaltdrehzahl beim Absinken der Pumpendrehzahl liegt zweckmäßig etwas niedriger als die Schaltdrehzahl beim Steigen der Pumpendrehzahl, damit ein zu häufiges Hin- und Herschalten beim Arbeiten der Pumpe im Bereich um die kritische Drehzahl vermieden wird.

Das bevorzugte Anwendungsgebiet der Erfindung ist der Einsatz der Pumpe als Öl- und/oder Hydraulikpumpe für Kraftfahrzeug-Motoren und/oder -Getriebe, insbesondere Automatikgetriebe. Die Erfindung ist jedoch auch für andere Anwendungen, z.B. in hydraulischen Steuersystemen, geeignet.

Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen anhand der schematischen Zeichnungen. In diesen zeigen:

- Fig. 1 eine vollständige Zahnringpumpe nach der Erfindung, teilweise im Schnitt, in einer Normalebene zu den Achsen der Zahnräder durch die Hohlradmitte;
- Fig. 2 schematisch die Schaltung der ganzen Pumpe mit der Steuereinrichtung, wobei lediglich die Drosselung in der Saugleitung etwas anders als bei Figur 1 erfolgt;
- Fig. 3 die Stirnwand der Pumpenkammer mit den Zu- und Ablauföffnungen sowie die entsprechenden Drosseleinrichtungen für eine Ausbildung der Pumpe mit insgesamt drei Auslaßöffnungen im Druckbereich;
- Fig. 4 den schematischen Verlauf der Förderkennlinie bei unterschiedlichen Schaltzuständen der Drosseln gemäß Fig. 3;
- Fig. 5 die Förderkennlinie für die Pumpe gemäß Fig. 1; und
- Fig. 6 den Verlauf des Saugdrucks über der Drehzahl für die Pumpe gemäß Fig. 1.

Die in Fig. 1 gezeigte Pumpe besitzt ein vereinfacht dargestelltes Pumpengehäuse 1, in dessen zylindrischer Zahnradkammer das Hohlrad 2 mit seinem Umfang auf der Umfangswandung der Zahnradkammer gelagert ist. Ebenfalls im Pumpengehäuse ist die das Ritzel 4 der Zahnringpumpe tragende Welle 3 gelagert; es sind insoweit jedoch auch andere Lagerungen möglich. Das Ritzel 4 besitzt einen Zahn weniger als das Hohlrad 2, so daß jeder Zahn des Ritzels ständig mit einem Zahn des Hohlrades im Eingriff sind, wodurch alle durch die Zahnücken von Ritzel und Hohlrad gebildeten Förderzellen 13 und 17 ständig gegen die benachbarten Zellen abgedichtet sind. Die Drehrichtung der Pumpe ist im Uhrzeigersinn, wie durch den Pfeil 18 angedeutet. In der in Fig. 1 hinter der Zeichenebene liegenden Stirnwand der Zahnrad-

kammer ist die Ansaugöffnung 11 vorgesehen. Diese wird über den Einlaßkanal 30 gespeist, in welchem eine Drossel 31 liegt. In der linken Hälfte oben ist die Auslaßöffnung 20 dargestellt. Ansaug- und Auslaßöffnung sind hier als sogenannte "Nieren" ausgebildet. An die Auslaßöffnungen 20 schließt die Auslaßleitung 19 an.

Die Mittelpunkte 5 und 6 der Zahnräder 4 bzw. 2 besitzen den Achsabstand bzw. die Exzentrizität 7, welche zusammen mit den Kopfkreisdurchmessern und der Breite der Zahnräder verantwortlich ist für das geometrisch spezifische Fördervolumen. Diese geometrischen Größen bestimmen die Steilheit der gestrichelt in Fig. 5 dargestellten theoretischen Förderlinie 109 der Pumpe. Bei niedriger Drehzahl ist die Ansauggeschwindigkeit im Zulaufkanal 30 klein, so daß aus der sich fast über den ganzen Ansaugumfangsbereich erstreckenden, seitlich im Gehäuse angeordneten Ansaugiere 11 das Öl blasenfrei einströmen kann, da kein wesentlicher Unterdruck auftritt. Der Verlauf des Unterdrucks über der Drehzahl ist in Fig. 6 bei 12 gezeigt. Da bei niedriger Drehzahl und Zahnfrequenz auch die Strömungsimpedanz zwischen Zahn und Zahnücke klein ist, werden die Saugzellen in den Positionen 13 zwischen den im Eingriff befindlichen Zähnen 14 und 15 mit weitgehend blasenfreiem Öl gefüllt. Wie aus der Zeichnung ersichtlich, erstreckt sich die Zulaufkanalmündung oder Ansaugiere 11 in Umfangsrichtung bis nahe an den Punkt 16 heran, welcher der Stelle tiefsten Zahneingriffs diametral gegenüberliegt. Im Bereich dieses Punktes 16 haben die durch zwei jeweils einander gegenüberliegende Zahnücken gebildeten Förderzellen ihr größtes Volumen erreicht und sind bei niedriger Drehzahl vollständig mit Öl gefüllt. Dreht die Pumpe dann weiter und gelangen die Förderzellen in den Bereich links des Punktes 16 in Fig. 1, werden die Zellen in den Positionen 17 zu Verdrängerzellen, da sich das Volumen der Förderzellen von hier an bis zur Stelle tiefsten Zahneingriffs bis auf fast Null stetig verringert.

Bei nicht sauggeregelten Zahnradpumpen dieser Art kann die Auslaßöffnung 20 ebenfalls bis nahe an den Punkt 16 heranreichen. Dabei steht die Auslaßöffnung und somit auch schon die Förderzelle in der ersten Position 17.1 unter vollem Förderdruck. Im Gegensatz hierzu wird bei der gattungsbildenden Pumpe die Auslaßöffnung der Zahnradkammer oder die Druckniere 20 sehr weit in Umfangsrichtung auf die Stelle tiefsten Zahneingriffs hin verkürzt, wie dies in Fig. 1 und 2 ersichtlich ist. Dabei müssen sich die Förderzellen auch in den Positionen 17.1 bis 71.3 bei blasenfreier Ölfüllung entsprechend entleeren können. Das ermöglichen die Überströmkanäle 128 in den Zähnen des Hohlrades 2. Jeder Überströmkanal 128 ist mit einem Rückschlagventil 21 versehen. Man er-

kennt, daß sich die Förderzellen in den Positionen 17.1 bis 17.3, in denen ihr Volumen stetig abnimmt, durch die in Reihe geschalteten Überströmkanäle 128 mit den in ihnen angeordneten Rückschlagventilen 21.1 bis 21.3 in Förderrichtung zur Druckniere hin entleeren können. Hierbei muß dann in den Förderzellen in den Positionen 17.1 bis 17.3 ein etwas höherer statischer Druck herrschen als in der Druckniere 20, da die Überströmkanäle 128 mit den Rückschlagventilen 21 bezüglich des Strömungswiderstandes verlustbehaftet sind. Bei niedriger Drehzahl sind diese Verluste nicht hoch, da die Strömungsgeschwindigkeiten klein sind. Diese Drosselverluste sollten durch eine entsprechende Konstruktion der Rückschlagventile so klein wie möglich gehalten werden.

Die Mündungen der Überströmkanäle und/oder die Zahn- und Zahnlückenform sind selbstverständlich so angeordnet bzw. dimensioniert, daß ein Flüssigkeitsstrom in Pumpendrehrichtung an der Stelle tiefsten Zahneingriffs unterbunden ist. Das bietet keine Schwierigkeiten.

Bis zu einer bestimmten Grenzdrehzahl 101 in Fig. 5 wird also eine im Prinzip der Drehzahl proportionale Fördermenge geliefert. Wird diese Grenzdrehzahl überschritten, so beginnt der statische Druck in der Zulaufleitung abzufallen und sinkt dabei unter einen kritischen Wert ab, wie man dies am besten in Fig. 6 erkennt. In dieser liegt bei der untersuchten Pumpe dieser Drehzahlbereich bei etwa 1200 U/min. Ab 1450 U/min stagniert die Fördermenge trotz steigender Drehzahl, da der statische Saugdruck unter den Verdampfungsdruck des Öles gefallen ist. Von nun an entstehen Hohlräume in den Förderzellen in den Positionen 13, die sich theoretisch im Bereich des Fußkreises des Ritzels 4, also bei 22, konzentrieren, da das blasenfreie Öl durch Fliehkraft radial nach außen gedrängt wird. Bei etwa 2100 U/min fördert die Pumpe nur noch 2/3 ihres maximalen Fördervolumens, wie dies aus Fig. 5 ersichtlich ist. Dieser Zustand ist in Fig. 1 durch eine gestrichelte Niveaulinie 23 als zum Hohlradmittelpunkt konzentrischer Kreis dargestellt. Diese Niveaulinie 23 ist mit dem Niveauzeichen 24 versehen. Radial innerhalb der Niveaulinie befindet sich im wesentlichen Öldampf und/oder Luft, radial außerhalb im wesentlichen Öl. Die Niveaulinie 23 geht durch den Fußpunkt 25 der Ritzelzahnücke der Förderzelle in der Position 17.3, die gerade im Begriff ist, mit der Druckniere oder Auslaßöffnung 19 in Verbindung zu treten. Die Pumpe ist vorteilhaft so ausgelegt, daß auch bei den zu erwartenden maximalen Betriebsdrehzahlen die Niveaulinie nicht wesentlich weiter radial nach außen wandert als bis zum Fußpunkt der Ritzelzahnücke der Förderzelle, die gerade beginnt, die Kante der Auslaßöffnung 20 zu erreichen.

Radial weiter innen kann diese Niveaulinie natürlich immer liegen, solange die Suagregelung nicht leidet.

Da die Förderzellen in den Positionen 17.1 bis 17.3 durch Zahnflanken bzw. Zahnkopfeingriff gegeneinander abgedichtet sind und die Rückschlagventile bei der gezeigten Konstruktion nicht nur durch die auf die Ventilkugel wirkende Fliehkraft einerseits, sondern auch durch den von den Zellenspositionen 17.1 über 17.2 zu 17.3 hin ansteigenden statischen Druck geschlossen sind, kann der Förderdruck in der Auslaßöffnung 20 nicht in die Förderzellen in den Positionen 17.1 bis 17.3 hinein wirken. Die Hohlräume 26 innerhalb der Niveau-ringfläche 23 haben somit Zeit genug, sich bis zum Erreichen der Position 17.3 hin durch Zellenvolumenverringern abzubauen.

Soweit bisher im Zusammenhang mit dem Ausführungsbeispiel beschrieben, ist die Pumpe aus der DE 39 33 978 C2 bekannt.

Die Erfindung will nun erreichen, daß der Punkt, an dem die Fördermengen Kennlinie 109 in Fig. 5 in die Horizontale umknickt, beim Erreichen eines entsprechenden Parameters der durch die Pumpe gespeisten Einrichtung, insbesondere also eines Verbrennungsmotors oder eines automatischen Kraftfahrzeug-Getriebes, zu einer weiter oben liegenden Position 102 verschoben wird.

Die Erfindung erreicht dies dadurch, daß beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 dem Zulaufkanal, der durch die Blende 31 führt, ein Bypass-Kanal 33 zugeordnet wird, in welchem sich eine Drosselklappe 43 befindet, die zwischen einer in Fig. 1 voll ausgezogenen Sperrposition und einer den Durchfluß durch den Kanal 33 freigebenden, gestrichelt gezeichneten Position verstellt werden kann. Ferner wird der Druck- oder Ablaufkanal 19 nicht nur aus der Druckniere 20 gespeist, sondern auch aus einer dieser Drucknieren 20 vorgeschalteten Auslaßöffnung 35, die über den Kanal 36 mit dem Auslaßkanal 19 in der aus Fig. 1 ersichtlichen Weise verbunden ist. Im Kanal 36 befindet sich ebenfalls eine Drosselklappe 37, die zwischen einer den Kanal 36 sperrenden, in Fig. 1 ausgezogen dargestellten Position und einer den Durchfluß durch diesen Kanal 36 freigebenden, in Fig. 1 gestrichelten Position schaltbar ist. Es sei angenommen, daß die Pumpe die Schmierölpumpe eines Kraftfahrzeugantriebsmotors ist, der durch Zuschalten eines Abgasturboladers auf höhere Leistung gebracht werden kann. Im normalen Betriebszustand sind die beiden Drosselklappen 43 und 37 geschlossen. Die Pumpe arbeitet jetzt in üblicher Weise als sauggeregelte Pumpe. Ihre Förderkennlinie 109 knickt im Bereich der Stelle 101 in die Horizontale ab. Werden nun, weil der Abgasturbolader zugeschaltet wird, größere Ölmengen erforderlich, so schaltet die in Fig. 2 nur schematisch angedeutete

Steuereinrichtung 38 die beiden Drosselklappen 43 und 37 von der Geschlossenstellung in die Offenstellung. Dadurch wird zum einen der Ansaugwiderstand stark verringert und die Niveaulinie 23 entsprechend nach außen verschoben. D.h., in Fig. 5 wandert die Umknickstelle der Förderkennlinie von der Position 101 in die Position 102. Dadurch, daß mit dem Umschalten der Drosselklappe 43 auch die Drosselklappe 37 umgeschaltet wurde, muß hierbei nicht die relativ große Ölmenge zusätzlich durch die Überströmkanäle 128 nach vorne bis zum Beginn der Auslaßniere 20 verschoben werden. Durch den Kanal 36 und die zusätzliche Auslaßöffnung 35 liegt jetzt vielmehr die funktionell entscheidende Kante der "Auslaßöffnung" in Fig. 1 viel näher an der Stelle 16. Auf diese Weise werden Drosselverluste in den Überströmkanälen 128 auf ein Minimum gebracht, die anderenfalls auftreten würden. Auch wird der Wirkungsgrad der Pumpe gehoben und die Fördermenge steigt etwa linear, bis die Drehzahl des Motors die Position 102 in Fig. 5 erreicht hat.

In Fig. 5 sind auch die Antriebsleistung P_{antr} und das aufgenommene Drehmoment M_d eingetragen. Alle Werte sind sowohl für einen Pumpendruck von 2 bar als auch für einen solchen von 4 bar gezeigt. (Stimmt dieser Absatz?)

In Fig. 2 ist die Drosselanordnung im Zulaufkanal 30 etwas anders als in Fig. 1 gezeigt, um anzudeuten, daß die Erfindung nicht auf die Anordnung einer Drosselklappe parallel zu einer starren Drossel beschränkt ist. So kann beispielsweise, wie in Fig. 2 gezeigt, eine Drosselklappe 43 verwendet werden, welche nicht zwischen einer voll schließenden und voll öffnenden Position, sondern zwischen einer nur zum Teil schließenden und voll öffnenden Position schaltbar ist. Auf diese Weise können der gesonderte Bypass-Kanal 33 und die starre Blende 31 entfallen, da die Drosselklappe beide Funktionen zugleich übernimmt.

Bei der Ausführung nach Fig. 1 oder 2 können die beiden Drosselklappen 33 und 37 wie bisher beschrieben, funktionell als Absperrventile wirken. Sie können aber bei entsprechender Steuerung auch stetig einstellbar sein, um einem sich stetig ändernden Flüssigkeitsbedarf gerecht zu werden. Dann springt in Fig. 5 die Umknickstelle nicht von 101 nach 102 und zurück, sondern kann jede gewünschte Lage zwischen diesen beiden Punkten einnehmen.

Wie aus Fig. 3 ersichtlich, ist es bei der Erfindung auch möglich, zusätzlich zu der vorgeschalteten Druckniere 35 eine weitere Druckniere 39 anzuordnen; diese ist dann der Druckniere 35 noch einmal um einen entsprechenden Stück vorgeschaltet. Die Druckniere 39 speist dann über eine Leitung 203 und ein in dieser liegendes Absperrventil 204 die Druckleitung 19. In diesem Ausführungs-

beispiel sind auch die Drosseln 37 und 43 aus dem Beispiel gemäß Fig. 1 ist durch Absperrventile 205 und 207 ersetzt.

Bei dieser Ausführungsform kann nach dem Öffnen der beiden Absperrventile 205 und 207, welches zum Verschieben des Punktes, an dem die Förderkennlinie in die Horizontale übergeht, nach oben in die in Fig. 4 mittlere Position geführt hat, dann, wenn noch einmal erhöhter Ölbedarf entsteht, durch Öffnen des Absperrventils 204 die Stelle, an der die linear ansteigende Förderkennlinie in die Horizontale übergeht, noch einmal nach oben verschoben werden, wie dies ebenfalls in Fig. 4 dargestellt ist.

Patentansprüche

1. Sauggeregelte Zahnringpumpe, insbesondere Öl- und/oder Hydraulikpumpe für Kraftfahrzeugmotoren und/oder -Getriebe, mit
 - einem Gehäuse,
 - einem in einer Zahnradkammer des Gehäuses (1) drehbar angeordneten, innen verzahnten Hohlrad (2),
 - einem einen Zahn weniger als das Hohlrad (2) aufweisenden mit dem Hohlrad (2) kämmenden, in diesem angeordneten Ritzel (4), dessen Zähne zusammen mit den Zähnen des Hohlrads (2) sich vergrößernde (13) und sich wieder verkleinernde (17) Förderzellen (17) bilden, die aufeinanderfolgen und gegeneinander abgedichtet sind, und jeweils mit den benachbarten Förderzellen durch in dem Hohlrad und/oder dem Ritzel vorgesehene Überströmkanäle verbunden sind,
 - Rückschlagventilen in den Überströmkanälen, die einem Strömen der Arbeitsflüssigkeit entgegen der Förderrichtung entgegenwirken,
 - im Gehäuse (1) angeordneten Ein- und Auslaßkanälen für die Zufuhr und Abfuhr der Arbeitsflüssigkeit, welche in die Zahnradkammer zu beiden Seiten der Stelle tiefsten Zahneingriffs münden (10, 19), wobei sich das der Stelle tiefsten Zahneingriffs abliegende Ende der Mündung des Auslaßkanals so nahe an der Stelle tiefsten Zahneingriffs befindet, daß sich zwischen ihm und der Umfangsstelle, an der die Förderzellen beginnen, sich zu verkleinern, ständig mehrere sich verkleinernde Förderzellen befinden, und
 - einer im Einlaßkanal vorgesehenen veränderbaren Drosselanordnung,

dadurch gekennzeichnet,

- daß der Mündung (20) des Auslaßkanals (19) wenigstens eine weitere mit dem Auslaßkanal (19) verbundene Mündung (35) in Umfangsrichtung der Pumpe im Abstand vorgeschaltet ist, welche über eine Leitung (36) mit dem Auslaßkanal (19) verbunden ist, 5
 - daß der Durchfluß durch diese Leitung (36) mittels eines Drosselements (37) steuerbar, insbesondere absperrbar ist, und 10
 - daß eine Steuervorrichtung (38) für die Drosselanordnung (31, 43, 207) und das Drosselement (37) vorgesehen ist. 15
2. Zahnringpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuervorrichtung (38) die Drosselemente (37, 43, 205) synchron und gleichsinnig betätigt. 20
3. Zahnringpumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuervorrichtung (38) die Drosselemente (37, 43, 205) zwischen je zwei Positionen schaltet. 25
4. Zahnringpumpe nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuervorrichtung (38) bei Überschreiten einer bestimmten Pumpendrehzahl auf großen Durchfluß und beim Unterschreiten einer etwas geringeren Drehzahl auf geringen Durchfluß schaltet. 30

35

40

45

50

55

FIG. 1

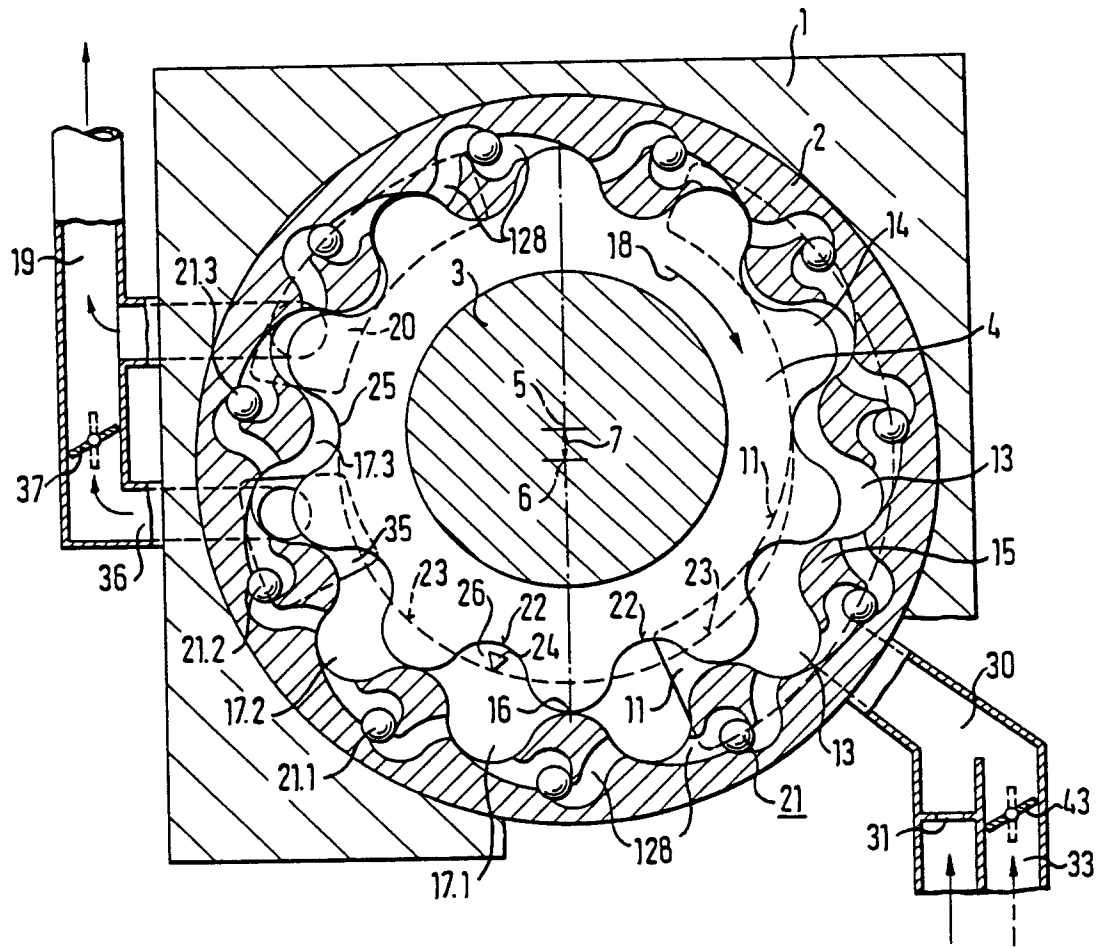


FIG. 2

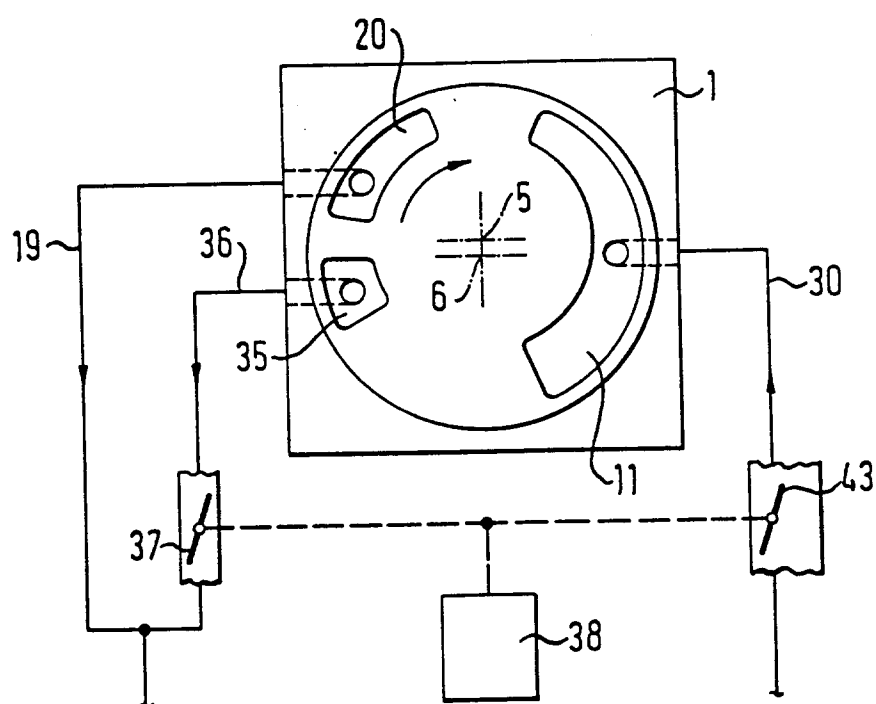


FIG. 3

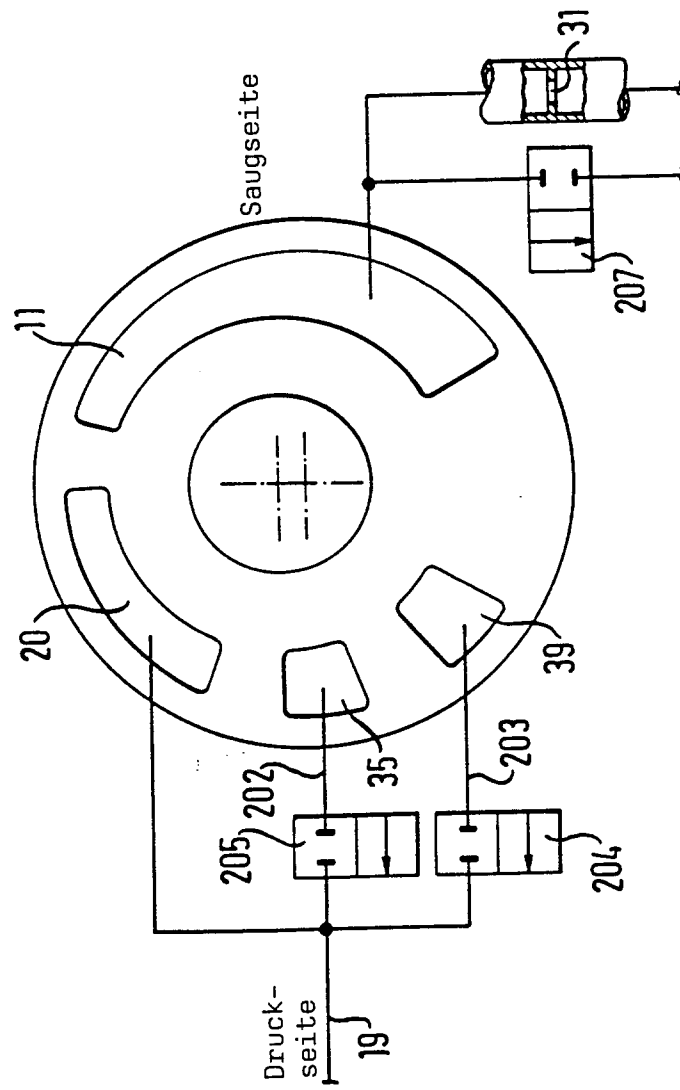


FIG. 4

FIG. 5

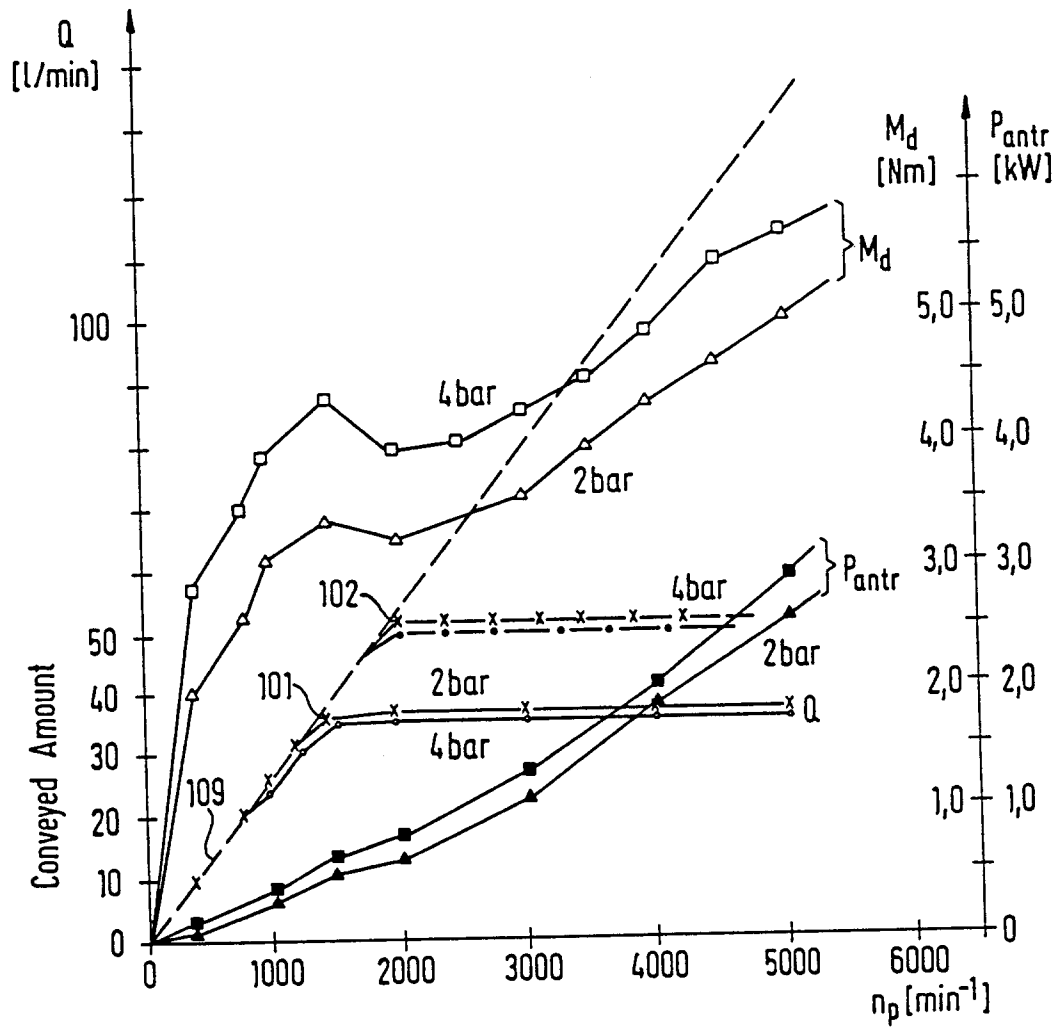
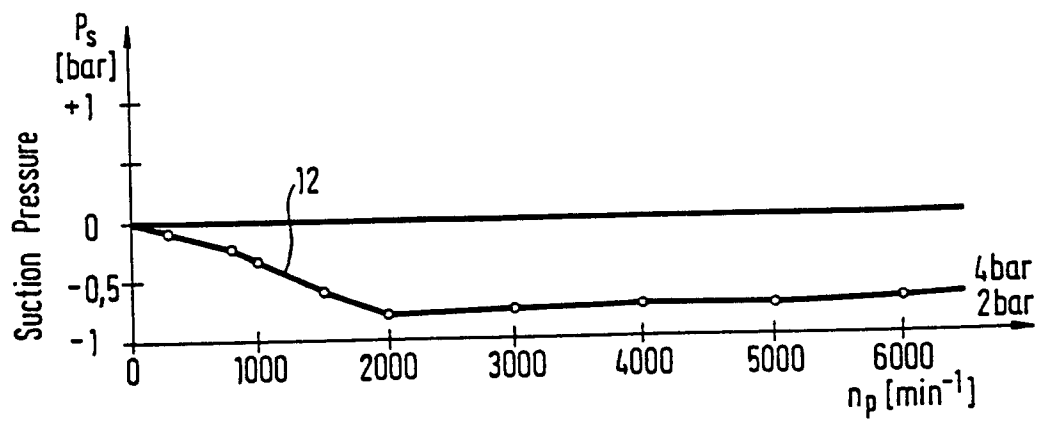


FIG. 6





Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 93 10 4085

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
A	DE-A-3 824 398 (BARMAG) * Spalte 3, Zeile 53 - Spalte 5, Zeile 26; Abbildungen 1,3 * ---	1	F04C15/04
A	DE-A-3 506 629 (BARMAG BARMER) * Seite 7, Zeile 31 - Seite 8, Zeile 17; Abbildungen 3,4 * ---	1	
A	US-A-3 067 689 (HAUSE) * Spalte 1, Zeile 14 - Spalte 2, Zeile 54; Abbildung * -----	1	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5)
			F04C
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 17 JUNI 1993	Prüfer KAPOULAS T.
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument ----- & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer andern Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			