



(11)

EP 1 180 217 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
30.04.2008 Patentblatt 2008/18

(51) Int Cl.:
F04C 2/10 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **00941957.3**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2000/004474

(22) Anmeldetag: **17.05.2000**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2000/070228 (23.11.2000 Gazette 2000/47)

(54) **VERZÄHNUNGSROTORSATZ**

TOOTHED ROTOR SET

ENSEMBLE ROTOR A DENTURE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE**

(30) Priorität: **18.05.1999 DE 19922792**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.02.2002 Patentblatt 2002/08

(73) Patentinhaber: **GKN Sinter Metals GmbH
42477 Radevormwald (DE)**

(72) Erfinder:
• **BACHMANN, Josef
D-97791 Obersinn (DE)**
• **NEUBERT, Harald
D-40789 Monheim (DE)**

• **ERNST, Eberhard
D-36124 Eichenzell (DE)**

(74) Vertreter: **Maxton Langmaack & Partner
Postfach 51 08 06
50944 Köln (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 19 646 359 US-A- 5 595 479

• **DATABASE WPI Section PQ, Week 8203, 3. März
1982 (1982-03-03) Derwent Publications Ltd.,
London, GB; Class Q56, AN 1982-A6545E
XP002148479 & SU 819 449 A (KIROVOGRAD
TRACTOR), 10. April 1981 (1981-04-10)**

EP 1 180 217 B1

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).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Verzahnungsrotorsatz für eine Pumpe, insbesondere für eine Schmierölpumpe für Verbrennungsmotoren. Der Verzahnungsrotor ist ähnlich einer Zahnringpumpe mit verzahnter Ausführung, wobei die Funktion und Wirkungsweise eines Verzahnungsrotorsatzes, der einer Zahnringpumpe entspricht.

[0002] Bei Zahnringpumpen wird der Druckraum vom Saugraum nicht durch ein sichelförmiges Füllstück getrennt, sondern eine besondere Ausbildung der Zähne - basierend auf der Trochoiden-Verzahnung - gewährleistet die Abdichtung zwischen Zahnring und außenverzahntem Ritzel. Der innenverzahnte Zahnring besitzt einen Zahn mehr als das Ritzel, so daß bei entsprechender Gestaltung der Zähne sich die Zahnköpfe genau gegenüber dem Zahneingriffspunkt berühren. Damit ein Abrollen gewährleistet ist, muß zwischen dem Zahnkopf des Außenläufers und dem Zahnkopf des Innenläufers ein Kopfspiel vorhanden sein. Der Nachteil von Zahnringpumpen ist, daß durch dieses Kopfspiel bei den Zahnringpumpen innere Leckagen und somit ein schlechter volumetrischer Wirkungsgrad auftritt. Hierdurch können bei niedrigen Drehzahlen keine hohen Drücke aufgebaut werden.

[0003] Vorteilhafter im Vergleich zu Zahnringpumpen ist eine Pumpe nach der Lehre der DE-A-196 46 359. Die Pumpe bildet einen gattungsgemäßen Verzahnungsrotorsatz, bestehend aus einem Außenring mit einer Innenverzahnung und einem darin exzentrisch aufgenommenen Zahnrad mit Außenverzahnung, wobei die Innenverzahnung durch im Außenring drehbar gelagerte Rollen gebildet wird und einen Zahn mehr als die Außenverzahnung aufweist, wobei der Außenverzahnung des Zahnrades eine Feinverzahnung mit einem wesentlich kleineren Modul überlagert ist und jede Rolle auf ihrem Umfang eine Feinverzahnung mit dem gleichen Modul aufweist, in die die Zähne des Zahnrades eingreifen.

[0004] Die Funktion des Verzahnungsrotorsatzes ergibt sich dadurch, daß ein Antriebsmoment über eine Antriebswelle auf den Innenrotor wirkt und diesen dreht. Vom verzahnten Innenrotor wird eine Kraft auf das Planetenrad übertragen, die einerseits eine Stoßkraft durch das Zentrum des Planetenrades und eine Umfangskraft ergibt, die ein Drehmoment des Planetenrades bewirkt. Durch die Stoßkraft, die auf den Lagerring wirkt, wird dieser in Rotation versetzt.

[0005] Die auftretenden Kräfte und Momente können bei dem gattungsgemäßen Verzahnungsrotorsatz nicht optimal durch die bisher verwendete Evolventenverzahnung aufgenommen werden. Insbesondere besteht das Problem, daß die bekannte Verzahnung die Stoß- und Umfangskräfte nicht ohne große Flächenpressung in Form einer Linienberührung überträgt. Die bisher bekannten Verzahnungen eignen sich nur für die Übertragung hoher Umfangskräfte und nicht für die Übertragung großer Stoßkräfte, die durch das Zentrum des Planetenrades verlaufen.

[0006] Als nachteilig erweist sich der gattungsbildende Verzahnungsrotorsatz dahingehend, daß nicht unter allen Betriebsbedingungen ein sauberes Abrollen ohne Eingriffsstörungen gewährleistet ist. Die Bewegung der Planetenräder relativ zum Lagerring kommt in einer Position zum Stillstand.

[0007] In diesem Zustand, in dem das Planetenrad nahezu stillsteht und gleichzeitig eine große Kraft übertragen wird, besteht die Gefahr, daß der Schmierfilm zwischen Planetenzahnkopf und Außenrotor zusammenbricht, wodurch die Couetteströmung zum Stillstand kommt. Hierbei entsteht Festkörperkontakt durch den Verlust des Schmiermediums im Spalt. Es besteht somit nicht mehr eine günstige hydrodynamische Schmierung sondern es entstehen Mischreibungszustände und im ungünstigsten Fall Haftreibung. Im Falle der Misch- und Haftreibung treten Verschleißerscheinungen auf und die Standzeit des Verzahnungsrotorsatzes sinkt.

[0008] Aus der US-A-5 595 479 ist eine hydraulische Maschine bekannt, die aus einem drehbaren Lagerring mit Lagertaschen gebildet ist, wobei in den Lagertaschen drehbar gelagerte Walzen mit Ausnehmungen auf der Umfangsfläche angeordnet sind, mit einem exzentrisch zum Lagerring gelagerten Innenrotor mit annähernd sternförmiger Außenkontur, wobei die Zacken des Sterns in die Ausnehmungen der Walzen greifen. Die Walzen und der Innenrotor weisen nicht die erfindungsgemäße Feinverzahnung auf, wodurch insbesondere bei Verzahnungsrotorsätzen mit höherer Zähnezahl, beispielsweise 11 / 12, Eingriffsstörungen auftreten. Die Ausführung ist nur mit sehr kleinen Toleranzen lauffähig.

[0009] Aus den Nachteilen des bekannten Standes der Technik ergibt sich die Aufgabe einen Verzahnungsrotorsatz zu bilden, der so gestaltet ist, daß ein dauerhafter Schmierfilmaufbau zur Vermeidung ungünstiger Reibungszustände gewährleistet ist, wobei der Verzahnungsrotorsatz die auftretenden Kräfte und Momente sicher übertragen muß.

[0010] Die Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch einen Verzahnungsrotorsatz, bestehend aus einem drehbaren Lagerring mit Lagertaschen, in denen drehbar gelagerte Planetenrotoren angeordnet sind, die eine Innenverzahnung bilden, mit einem exzentrisch zum Lagerring gelagerten Innenrotor mit annähernd sternförmiger Außenkontur, die mit einer Außenverzahnung versehen ist, wobei die Außenverzahnung einen Zahn weniger aufweist als die Innenverzahnung und die Verzahnung wenigstens eines der beiden Rotorensysteme zumindest in Teilbereichen der Zahnform der Verzahnung einen bogenförmigen Anteil aufweist. Der Vorteil eines derart gestalteten Verzahnungsrotorsatzes besteht darin, daß durch den bogenförmigen Anteil an der Zahnform im wesentlichen Rollreibung und keine Gleitreibung auftritt, so daß der Verschleiß an der Verzahnung minimiert wird. Durch den konvex ausgebildeten Zahnkopf des verzahnten Innenrotors und den konkav ausgebildeten Zahnfuß des verzahnten Planetenrotors kommt es zu einer Berührungsfläche und nicht zu einer Berührungslinie. Die Hertzsche Pressung wird durch diese Wälzpaarung sehr stark reduziert.

[0011] Dies gilt auch für die Zahnflanken des verzahnten Innenrotors und des verzahnten Planetenrades. Durch

Einbeziehen eines Flankenspiels zwischen dem Zahn des Planetenrotors und der Zahnücke des Innenrotors ist gewährleistet, daß die großen Stoßkräfte nur über Zahnkopf und Zahnfuß übertragen werden. Dadurch wird verhindert, daß auf die Zahnflanken große Keilkräfte wirken, die zur Zerstörung der Flankenoberflächen führen können. Zusätzlich kann durch das Flankenspiel das Fördermedium aus den Zahnücken abfließen, da es sonst zu Quetschöl kommt, was zu sehr hohen Druckaufbau führen kann.

[0012] In vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß im Bereich des Zahnkopfes und/oder des Zahnfußes die Zahnform bogenförmig ausgebildet ist. Eine Derartige Gestaltung der Zahnform im Bereich des Zahnkopfes und/oder des Zahnfußes ermöglicht es, daß sehr große Stoßkräfte (Radialkräfte) übertragen werden können, wobei der Anteil der zu übertragenden Umfangskraft gering sein kann. Es werden hierbei der Zahnkopf und der Zahnfuß, im Gegensatz zu den bei Verzahnungsrotoren bekannten Evolventenverzahnungen in den Abrollvorgang, d.h. dem Abwälzen der verzahnten Planetenrotoren auf der verzahnten Innenrotorkurve, mit einbezogen.

[0013] Die konvex gekrümmte Zahnflanke des Planetenrotors und die konkav gekrümmte Zahnflanke des Innenrotors bilden beim Zahneingriff eine relativ große Dichtfläche, die beim Übertritt der Verdrängerkammer vom Saugbereich in den Druckbereich die Verdrängerkammer abdichtet. Auch Abweichungen der Rechtwinkligkeit des Rotors führen nicht zu Leckverlusten der Verdrängerkammer.

[0014] In vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß insbesondere der Bereich des Zahnkopfes und/oder des Zahnfußes die Zahnform eine Abflachung aufweist. In der Hauptzone der Kraftübertragung, in der das Drehmoment durch den verzahnten Innenrotor über den verzahnten Planetenrotor auf den Lagerring wirkt, kommt es, geometrisch bedingt, fast zum Stillstand des Planetenrades. Bei dem beschriebenen relativen Stillstand und der gleichzeitigen Übertragung einer großen Kraft besteht die Gefahr, daß der Schmierfilm zwischen Planetenzahnkopf und Lagerring zusammenbricht. Um dem entgegenzuwirken, wurden die Planetenrotorzahnköpfe abgeflacht. Die Größe der Abflachung hängt vom Einsatzgebiet des Verzahnungsrotors ab. Bei kleinen Drehzahlen und hohen Drücken ist eine starke Abflachungen notwendig. Bei großen Drehzahlen und niedrigen Drücken ist eine geringere Abflachung notwendig, um einen Schmierfilmaufbau auch bei geringen Gleitgeschwindigkeiten zu gewährleisten. Für den Übergang vom Zahnkopf des Planetenrotors zur Abflachung, wurde eine spezielle Kurve, eine Zykloide, verwendet, die den Schmierfilmaufbau stärker begünstigt, als ein einfacher Übergangsradius.

[0015] In weiterer vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß insbesondere der Bereich des Zahnkopfes und/oder des Zahnfußes die Zahnform einen großen Krümmungsradius aufweist. Anstelle einer Abflachung ist es auch zweckmäßig, im Bereich des Zahnkopfes und/oder Zahnfußes eine Fläche mit einem großen Krümmungsradius vorzusehen.

[0016] Durch die Abflachung der Planetenrotorzahnköpfe wird auch eine Verbesserung der Kraftübertragung (Hertzsche Pressung) vom Planetenrotor auf den Lagerring bewirkt.

[0017] In besonders vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß der bogenförmige Anteil wenigstens teilweise als Zykloide ausgebildet ist. Die Zykloide hat sich als besonders vorteilhaft in Bezug auf das Abrollverhalten und das Übertragen der Stoßkräfte erwiesen. Diese Zykloidenverzahnung gewährleistet auch bei erheblichen Krümmungsänderungen und kleinen Krümmungsradien einwandfreies gleitarmes Abrollen, das wiederum den Verschleiß herabsetzt.

[0018] In zweckmäßiger Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß wenigstens im Bereich der Zahnflanken die Zahnform als Evolvente ausgebildet ist. Bei dieser Verzahnung werden die Zahnflanken des verzahnten Innenrotors und der verzahnten Planetenrotors durch eine Evolvente gebildet, wobei bei dieser Ausführungsform jedoch leichter Eingriffsstörungen auftreten können, als bei einer Ausführungsform, deren Zahnflanken als Zykloide ausgebildet sind.

[0019] In vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß die Verzahnung eine verschleißarme Oberfläche aufweist. Die verschleißarme Oberfläche kann durch eine chemische, insbesondere thermochemische und/oder physikalische Oberflächenbehandlung erzielt werden. Die Oberfläche kann weiterhin auch galvanisiert sein. Weitere vorteilhafte Oberflächenbehandlungsverfahren sind Caburierung und Nitrierung und/oder Nitrocarburiert, Borieren und/oder Chromieren.

[0020] In zweckmäßiger Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß im Bereich der Lagertaschen wenigstens ein Fluidkanal angeordnet ist. Der Fluidkanal kann mit der Druckseite der Pumpe verbunden sein, so daß kontinuierlich Schmieröl zwischen Planetenrotor und Lagertasche zugeführt wird, um einen verbesserten Schmierfilmaufbau zu gewährleisten.

[0021] Vorteilhafterweise weisen alle beweglichen Teile des Verzahnungsrotorsatzes, insbesondere der Lagerring und/oder die Planetenrotoren und/oder der Innenrotor auf wenigstens einer Stirnseite einen umlaufenden Steg auf. Dieser umlaufende Steg dient als Dichtung innerhalb des Gehäuses, in welchem der Verzahnungsrotorsatz aufgenommen ist. Üblicherweise weisen derartige bewegliche Teile eine Dichtfläche auf ihren Stirnseiten auf, die sich über deren gesamte Fläche mit Ausnahme der Verzahnung erstreckt. Die erfindungsgemäße Dichtung mittels des umlaufenden Steges hat zum Vorteil, daß die bei den bekannten Dichtungen auftretenden hohen Reibungskräfte stark vermindert werden und so der Verzahnungsrotorsatz leichter und damit effizienter arbeitet. Dabei weist der umlaufende Steg eine Breite auf, welche das Optimum zwischen Dichtwirkung und Reibungskraft darstellt.

[0022] Schließlich betrifft die Erfindung ein Verfahren zur Herstellung eines Verzahnungsrotorsatzes, wobei dieser in einem Formgebungsverfahren, bevorzugt mittels pulvermetallurgischer Verfahren, Kunststoffspritzguß, Fließpressen, Druckguß, insbesondere Aludruckguß, und Stanzverfahren hergestellt wird. Eine derart aufwendige Verzahnung, wie sie der erfindungsgemäße Verzahnungsrotorsatz aufweist, ist mittels dieser Verfahren einfach und kostengünstig her-

zustellen. Ein Feilen und Sägen, welches bekanntermaßen bei den üblichen Verzahnungen Verwendung findet, kann bei der Erfindung keine Anwendung finden, da die Verzahnung hierzu zu kompliziert ausgebildet ist.

[0023] In vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß der Verzahnungsrotorsatz in einer Pumpe, insbesondere einer Schmierölpumpe für Verbrennungsmotoren, verwendet wird.

[0024] In weiterer vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß der Verzahnungsrotorsatz als Motor verwendet wird.

[0025] Die Erfindung wird anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Verzahnungsrotorsatz,

Fig. 1a Verzahnungsrotorsatz in einer zweiten Arbeitsstellung,

Fig. 1b Aufsicht auf den Verzahnungsrotorsatz mit Saugseite und Druckseite,

Fig. 2 eine Variante I der erfindungsgemäßen Verzahnung gemäß der Einzelheit "X" in Fig. 1,

Fig. 3 eine Variante II der erfindungsgemäßen Verzahnung

Fig. 4 eine Variante III der erfindungsgemäßen Verzahnung

Fig. 5 eine Darstellung der für die Verzahnungsberechnung verwendeten Parameter

[0026] Fig 1 zeigt einen erfindungsgemäßen Verzahnungsrotorsatz 1, bestehend aus einem drehbaren Lagerring 2 mit Lagertaschen 3, in denen drehbar gelagerte Planetenrotoren 4 angeordnet sind, die eine Innenverzahnung bilden, mit einem exzentrisch zum Lagerring 2 gelagerten Innenrotor 5 mit annähernd sternförmiger Außenkontur, die mit einer Außenverzahnung 6 versehen ist, wobei die Außenverzahnung 6 einen Zahn weniger aufweist als die Innenverzahnung.

[0027] Der Verzahnungsrotorsatz 1 weist einen Saugbereich 7, einen Druckbereich 8 und eine Verdrängerkammer 9 auf.

[0028] Über eine Antriebswelle 10 wirkt eine Antriebsmoment M1 auf den verzahnten Innenrotor 5. Eine Umfangskraft F2 wirkt von dem verzahnten Innenrotor 5 auf den verzahnten Planetenrotor 4, der in einem Lagerring 2 (Gehäuse) gelagert ist. Die Umfangskraft F2 teilt sich in zwei Komponenten, die Stoßkraft (Radialkraft) F3 und den Drehmoment M4 auf, die beide auf den verzahnten Planetenrotor wirken. Die Stoßkraft F3 wirkt durch das Zentrum des verzahnten Planetenrotors 4, der in einem Lagerring 2 gelagert ist, und versetzt den Lagerring 2 in Rotation. Durch das Drehmoment M4 wird der verzahnte Planetenrotor in eine Rotation versetzt.

[0029] Der erfindungsgemäße Verzahnungsrotorsatz 1 kann als Pumpe zur Druckerzeugung eingesetzt werden, indem der Innenrotor 5 über eine Antriebswelle 10 angetrieben wird. Andererseits kann der erfindungsgemäße Verzahnungsrotorsatz 1 auch als Motor verwendet werden, indem der Druckbereich mit Druck beaufschlagt wird, so daß der Innenrotor 5 in Rotation versetzt wird und die Antriebswelle 10 antreibt.

[0030] In der Hauptzone der Kraftübertragung 11, in der das Drehmoment durch den verzahnten Innenrotor 5 über den verzahnten Planetenrotor 4 auf den Lagerring wirkt, kommt es, geometrisch bedingt, fast zum Stillstand des Planetenrotors 4. Bei dem beschriebenen relativen Stillstand und der gleichzeitigen Übertragung einer großen Kraft besteht die Gefahr, daß der Schmierfilm zwischen Planetenzahnkopf 11 und Lagerring 2 zusammenbricht.

[0031] Fig. 1a zeigt den Verzahnungsrotorsatz 1 in einer zweiten Arbeitsstellung. In dieser wird ein maximaler Druck erzeugt, da der Innenrotor 5 maximal auf die Planetenrotoren 4 arbeitet.

[0032] Fig. 1b zeigt eine Aufsicht auf den Verzahnungsrotorsatz 1, wobei sowohl eine Saugseite 21 als auch eine Druckseite 23 gezeigt sind. In die Saugseite 21 mündet eine Einlaßöffnung 22 ein, die beispielsweise seitlich als Bohrung in das den Verzahnungsrotorsatz aufnehmende Gehäuse ausgebildet sein kann. Ebenso mündet in die Druckseite 23 eine Auslaßöffnung 24 ein. Der Durchmesser der Auslaßöffnung 24 ist geringer als derjenige der Einlaßöffnung 22, da bei letzterer eine höhere Fließgeschwindigkeit gegeben ist.

[0033] Fig. 2 zeigt eine Variante I der erfindungsgemäßen Verzahnung gemäß der Einzelheit "X" in Fig. 1. Die in Fig. 1 dargestellte große Stoßkraft F3 (Radialkraft) und die nur kleine Umfangskraft F4 müssen übertragen werden. Bei dieser Verzahnung werden Zahnkopf 11 und Zahnfuß 12 in den Abrollvorgang, d.h. das Abwälzen des verzahnten Planetenrotors 4 auf der verzahnten Innenrotorkurve mit einbezogen. Bei der in Fig. 2 dargestellten Verzahnung wurden die Flächenanteile der Verzahnung so gewählt, daß sie der Kräfteaufteilung entsprechen.

[0034] Der größte Anteil, der bogenförmige Anteil 14, der Verzahnung besteht somit am Zahnfuß 12 und Zahnkopf 11, die die Stoßkraft F3 zwischen dem verzahnten Innenrotor 5 und dem verzahnten Planetenrotor 4 übertragen. Nur ein kleiner Anteil der Verzahnungsflächen besteht aus Gleitflächen im Bereich der Zahnflanken 15, die die Umfangskraft F4 in eine Drehbewegung des verzahnten Planetenrotors 4 umwandeln.

[0035] Der Zahnkopf 11.1 des verzahnten Innenrotors 5 ist so berechnet, daß er sich genau in den Zahnfuß 12.2 des verzahnten Planetenrotors 4 anlegt, und ein problemloses Abrollen gewährleistet. Umgekehrt greift der Zahnkopf 11.2 des verzahnten Planetenrotors 4 in den Zahnfuß 12.1 des verzahnten Innenrotors 5 ein. Hierbei kommt es durch den konvex gestalteten Zahnkopf 11.1 des verzahnten Innenrotors 5 und den konkav ausgeführten Zahnfuß 12.2 des verzahnten Planetenrotors 4 zu einer Berührungsfläche und nicht zu einer Berührungslinie. Durch diese Wälzpaarung wird daher die Hertzsche Pressung stark reduziert.

[0036] Dies gilt auch für die Zahnflanken des verzahnten Innenrotors 5 und des verzahnten Planetenrotors 4. Durch Einbeziehen eines Flankenspiels 17 zwischen Zahn des Planetenrotors 4 und Zahnücke des Innenrotors 5 ist gewährleistet, daß die große Stoßkraft F3 nur über Zahnkopf 11 und Zahnfuß 12 übertragen wird. Dadurch wird verhindert, daß auf die Zahnflanken 15 große Keilkräfte wirken, die zur Zerstörung der Flankenoberflächen führen können. Zusätzlich kann durch das Flankenspiel 17 das Fördermedium aus den Zahnücken abfließen, da es sonst zu Quetschöl kommt, was zu sehr hohen Druckaufbau führen kann.

[0037] Fig. 3 zeigt eine zweite Variante der erfindungsgemäßen Verzahnung. Bei dem vorstehend beschriebenen relativen Stillstand der Planetenrotoren 4 und der gleichzeitigen Übertragung einer großen Kraft besteht die Gefahr, daß der Schmierfilm zwischen Planetenzahnkopf 11 und Lagerring 2 zusammenbricht. Dies wird dadurch verhindert, daß die Planetenrotorzahnköpfe 11 abgeflacht werden. Die Größe der Abflachung 13 hängt vom Einsatzgebiet des Verzahnungsrotors ab. Bei kleine Drehzahlen und hohen Drücken muß eine starke Abflachung 13 vorgesehen werden. Bei einer großen Drehzahl und niedrigen Drücken reicht eine mäßige Abflachung 13 aus, um kontinuierlichen Schmierfilm aufzubauen. Für den Übergang vom Zahnkopf 11 des Planetenrotors 4 zur Abflachung 13, wurde eine Zyklode 20 verwendet, die den Schmierfilmaufbau stärker begünstigt, als ein einfacher Übergangsradius.

[0038] Durch die Abflachung 13 der Planetenzahnköpfe 11 wird auch eine Verbesserung der Kraftübertragung (Hertzsche Pressung) vom Planetenrotor 4 auf den Lagerring 2 bewirkt.

[0039] Fig. 4 zeigt eine dritte Variante der erfindungsgemäßen Verzahnung, wobei die Zahnflanken 15 des verzahnten Innenrotors 5 und der verzahnten Planetenrotoren 4 durch eine Evolvente 18 gebildet werden. Der Zahnkopf des Planetenrotors 4 ist dagegen als Zyklode 19 ausgebildet. Bei dieser Ausführungsform besteht jedoch eine größere Wahrscheinlichkeit, daß Eingriffsstörungen auftreten.

[0040] Weiterhin eignen sich alle bekannten Verzahnungsarten nur für die Übertragung von Umfangskräften (Drehmomenten), zum Beispiel bei Zahnradgetrieben. Bei fast allen Getrieben, außer bei Zahnradern mit periodisch veränderlichen Übersetzungen (elliptischen Zahnradern), sind die Zahnradern durch den Achsabstand fest positioniert. Die Umfangskräfte werden nur über die Zahnflanken, die sich im Wälzpunkt C berühren, übertragen. Bei diesen Wälzvorgängen sind Zahnkopf und Zahnfuß von den Abrollvorgängen ausgeschlossen.

[0041] Bei allen bekannten Verzahnungsarten lassen sich nur bedingt kleine oder mittelgroße Radialkräfte übertragen. Wirken Radialkräfte auf ein Zahnradpaar, wird der Zahn von Rad 1 wie ein Keil in die Zahnücke von Rad 2 gedrückt, wodurch eine sehr große Flankenpressung entsteht, wodurch es zu frühzeitigem Verschleiß oder zum Zahnbruch kommen kann.

[0042] Dieses Problem wird durch das Einbeziehen des Fuß- und Zahnkopfes in den Abrollvorgang gelöst. Die Radialkräfte (Stoßkraft F3) werden in diesem Fall nur durch den Fuß- und Zahnkopf übertragen. Durch eine spezielle Auslegung des Fuß- und Zahnkopfes der Verzahnung, wodurch der konvex gekrümmte Zahnkopf 11 mit einem konkav gekrümmten Zahnfuß 12 in Eingriff kommt, ist es möglich, die Flankenpressung um bis zu 80% zu reduzieren.

[0043] Gemäß Fig. 5 wird die Beanspruchung an der Berührungslinie der Zahnflanken ersatzweise als Druckbeanspruchung von zwei parallelen Walzen berechnet, die mit der Zahnpaarung in folgenden Punkten übereinstimmen: Länge b der Berührungslinie, Krümmungshalbmesser r1 und r2 in der Schnittebene normal zur Berührungslinie, Werkstoffpaarung und Oberflächengüte.

(r1 und r2 werden gemessen am Berührungspunkt der unbelasteten Flanken)

[0044] Für derartige Wälzpaarungen Fg 2 beträgt die bezogene Belastung (k-Wert nach Stribeck).

$$k = P / 2 * r * b \text{ (kg/mm}^2\text{)} \text{ Hierbei ist } r = r1 * r2 / r1 + r2$$

für konkave Flanken muß ist r2 negativ eingesetzt werden.

Berechnung der Zahnflanken (Zykloide)

[0045] Nur ein kleiner Teil der Verzahnungsgeometrie besteht aus Gleitflächen, die die Umfangskraft F_4 in eine Drehbewegung des verzahnten Planetenrotors 4 umwandeln, wobei die Größe der Zahnflanke abhängig ist vom Einsatzgebiet des Radsatzes.

[0046] Die Verzahnung des Planetenrotors 4 ist als Nullverzahnung ausgelegt und die des Innenrotors 5 beinhaltet eine negative Profilverschiebung.

Berechnung des Planetenrotors 4

[0047]

Teilkreis 1 (t_1) = Wälzkreis des Planetenrotors 4

Modul = Teilkreis 1 (t_1) / Zähnezahl des Planetenrotors 4

Zahndicke = Modul * π / 2

Erzeugung der Zahnflanken 15

[0048]

Rollkreis 1 (r_1) = Rollkreis 2 (r_2) = Teilkreis (t_1) 1 * 0,3

Zahnfuß- und Zahnkopfauslegung des Planetenrotors 4

[0049] Rollkreis 3 (r_3) von Zahnkopf 11.2 (Epi-Zykloide); Rollkreis 4 (r_4) von Zahnkopf 12.2 (Hypo-Zykloide)

Teilung t = Teilkreis 1 * π / Zähnezahl des Planetenrotors 4

Rollkreis 3 (r_3) = Rollkreis 4 (r_4) = $t / 2 / \pi$

Berechnung Innenrotor 5

[0050]

Teilkreis 2 (t_2) = Wälzkreis der Innenrotorkurve 5 (Grobverzahnung)

Teilung t = Umfang (Innenrotorkurve 5) / Zähnezahl

Zahndicke d = ($t / 2 - 2 * Flsp.$)

$$\text{Zahnlücke } l = (t / 2 + 2 * Flsp.)$$

5 Flsp. = Flankenspiel

Erzeugung der Zahnflanken

10 **[0051]** Erzeugung wie bei Planetenrotor 4, jedoch abhängig von der Größe des veränderlichen Wälzkreises.

Zahnfuß- Zahnkopfauslegung des Innenrotors

[0052]

$$\text{Rollkreis 5 (r5) (Zahnfuß 12.1) = (t / 2 + 2 * Flsp.) / \pi}$$

$$\text{Rollkreis 6 (r6) (Zahnkopf 11.1) = (t / 2 - 2 * Flsp.) / \pi}$$

[0053] In Fig. 4 sind nur die Zahnflanken als Evolvente ausgelegt, alle anderen Berechnungsgrößen stimmen mit der oben aufgeführten Berechnung überein.

25 **[0054]** Durch diese Auslegung der Verzahnung sind die Krümmungsverhältnisse zwischen Zahnkopf 11 und Zahnfuß 12 (konvex, konkav) sehr ähnlich, wodurch es fast zur reinen Flächenberührung kommt und somit die Hertz'sche Pressung herabgesetzt wird. Ferner ist bei dieser optimierten Auslegung beim Wälzvorgang die hinzukommende Gleitbewegung (tangentielle Reibkraft) sehr gering.

30 **[0055]** Die erfindungsgemäße Verzahnung kann auch bei Ellipsenrädern, allgemeinen Unrundrädern und Roots-Gebläsen eingesetzt werden.

Patentansprüche

35 **1.** Verzahnungsrotorsatz (1), bestehend aus einem drehbaren Lagerring (2) mit Lagertaschen (3), in denen drehbar gelagerte Planetenrotoren (4) angeordnet sind, die eine Innenverzahnung bilden, mit einem exzentrisch zum Lagerring (2) gelagerten Innenrotor (5) mit annähernd sternförmiger Außenkontur, die mit einer Außenverzahnung (6) versehen ist, wobei die Außenverzahnung (6) einen Zahn weniger aufweist als die Innenverzahnung und die Verzahnung wenigstens eines der beiden Rotorensysteme zumindest in Teilbereichen der Zahnform der Verzahnung
40 einen bogenförmigen Anteil (14) aufweist, wobei der bogenförmige Anteil (14) wenigstens teilweise als Zykloide (19) ausgebildet ist und

a) der Planetenrotor 4 gemäß folgender Formeln ausgebildet ist:

45 Teilkreis 1 (t1) = Wälzkreis des Planetenrotors 4 Modul = Teilkreis 1 (t1) / Zähnezahl des Planetenrotors 4 Zahndicke = Modul * n / 2

Erzeugung der Zahnflanken 15

Rollkreis 1 (r1) = Rollkreis 2 (r2) = Teilkreis (t1) 1 * 0,3

Zahnfuß- und Zahnkopfauslegung des Planetenrotors 4

50 Rollkreis 3 (r3) von Zahnkopf 11.2 des Planetenrotors; Rollkreis 4 (r4) von Zahnkopf 12.2 des Planetenrotors
Teilung t = Teilkreis 1 (t1) * n / Zähnezahl des Planetenrotors 4 Rollkreis 3 (r3) = Rollkreis 4 (r4) = t / 2 / n

und

b) der Innenrotor 5 gemäß folgender Formeln ausgebildet ist:

55 Teilkreis 2 (t2) = Wälzkreis der Innenrotorkurve 5

Teilung t = Umfang (Innenrotorkurve 6) / Zähnezahl

Zahndicke d = (t / 2 - 2 * Flsp.)

Zahnücke 1 = $(t / 2 + 2 * \text{Flsp.}) \text{ Flsp.} = \text{Flankenspiel}$

Erzeugung der Zahnflanken

Erzeugung wie bei Planetenrotor 4, jedoch abhängig von der Größe des veränderlichen Wälzkreises.

Zahnfuß- und Zahnkopfauslegung des Innenrotors 5

Rollkreis 5 (r_5) (Zahnfuß 12.1 des Innenrotors) = $(t / 2 + 2 * \text{Flsp.}) / \pi$

Rollkreis 6 (r_6) (Zahnkopf 11.1 des Innenrotors) = $(t / 2 - 2 * \text{Flsp.}) / \pi$

2. Verzahnungsrotorsatz (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** insbesondere im Bereich des Zahnkopfes (11) und/oder des Zahnfußes (12) die Zahnform als Zykloide ausgebildet ist.
3. Verzahnungsrotorsatz (1) nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Zahnfuß der Feinzahnung als Hypozykloide und der Zahnkopf als Epizykloide ausgebildet ist.
4. Verzahnungsrotorsatz (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Zahnflanken als Zykloide ausgebildet sind.
5. Verzahnungsrotorsatz (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** wenigstens im Bereich der Zahnflanken (15) die Zahnform als Evolvente (18) ausgebildet ist.
6. Verzahnungsrotorsatz (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** insbesondere der Bereich des Zahnkopfes (11) und/oder des Zahnfußes (12) die Zahnform eine Abflachung (13) aufweist.
7. Verzahnungsrotorsatz (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Verzahnung eine verschleißarme Oberfläche aufweist.
8. Verzahnungsrotorsatz (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** im Bereich der Lagertaschen (3) wenigstens ein Fluidkanal (16) angeordnet ist.
9. Verzahnungsrotorsatz (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Lagerring (2) und/oder die Planetenrotoren (4) und/oder der Innenrotor (5) auf wenigstens einer Stirnseite einen umlaufenden Steg aufweist.
10. Verfahren zur Herstellung eines Verzahnungsrotorsatzes nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Verzahnungsrotorsatz (1) in einem Formgebungsverfahren hergestellt wird, bevorzugt mittels pulvermetallurgischer Verfahren, Kunststoffspritzguß, Fließpressen, Druckguß, insbesondere Aludruckguß, und Stanzverfahren.

Claims

1. A toothed rotor set (1), comprising a rotatable bearing ring (2) with bearing recesses (3) in which are arranged planetary rotors (4) which are mounted so as to be rotatable and which form an internal set of teeth, with an inner rotor (5) mounted eccentrically with respect to the bearing ring (2) and having a substantially star-shaped external contour which is provided with an external set of teeth (6), wherein the external set of teeth (6) has one tooth fewer than the internal set of teeth and the set of teeth of at least one of the two rotor systems has an arcuate portion (14) at least in partial regions of the tooth shape of the set of teeth, wherein the arcuate portion (14) is constructed at least in part in the form of a cycloid (19) and

a) the planetary rotor 4 is designed in accordance with the following formulae:

pitch circle 1 (t_1) = rolling circle of the planetary rotor 4

module = pitch circle 1 (t_1) / number of teeth of the planetary rotor 4

tooth thickness = module * $\pi / 2$

Production of the tooth flanks 15

roll circle 1 (r_1) = roll circle 2 (r_2) = pitch circle (t_1) * 0.3

Design of the bases and the tips of the teeth of the planetary rotor 4

roll circle 3 (r_3) of the tooth tip 11.2 of the planetary rotor; roll circle 4 (r_4) of the tooth tip 12.2 of the planetary rotor

pitch t = pitch circle 1 (t_1) * π / number of teeth of the planetary rotor 4

roll circle 3 (r_3) = roll circle 4 (r_4) = $t / 2 / \pi$

and

b) the inner rotor 5 is designed in accordance with the following formulae:

pitch circle 2 (t_2) = rolling circle of the curve of the inner rotor 5

pitch t = periphery (curve 6 of the inner rotor) / number of teeth

tooth thickness $d = (t / 2 - 2 * Ficl.)$

tooth gap $1 = (t / 2 + 2 * Ficl.)$ $Ficl.$ = flank clearance

Production of the tooth flanks

Production as in the case of the planetary rotor 4, but in a manner dependent upon the size of the variable rolling circle.

Design of the bases and the tips of the teeth of the inner rotor 5

roll circle 5 (r_5) (tooth base 12.1 of the inner rotor) = $(t / 2 + 2 * Ficl.) / \pi$

roll circle 6 (r_6) (tooth tip 11.1 of the inner rotor) = $(t / 2 - 2 * Ficl.) / \pi$

2. A toothed rotor set (1) according to Claim 1, **characterized in that** the tooth shape is designed in the form of a cycloid, in particular in the region of the tooth tip (11) and/or the tooth base (12).
3. A toothed rotor set (1) according to one of Claims 1 or 2, **characterized in that** the tooth base of the fine set of teeth is designed in the form of a hypocycloid and the tooth tip is designed in the form of an epicycloid.
4. A toothed rotor set (1) according to any one of Claims 1 to 3, **characterized in that** the tooth flanks are designed in the form of a cycloid.
5. A toothed rotor set (1) according to any one of Claims 1 to 4, **characterized in that** the tooth shape is designed in the form of an involute (18) at least in the region of the tooth flanks.
6. A toothed rotor set (1) according to any one of Claims 1 to 5, **characterized in that** the tooth shape has a flattened portion (13), in particular [in] the region of the tip (11) and/or of the base (12) of the teeth.
7. A toothed rotor set (1) according to any one of Claims 1 to 6, **characterized in that** the set of teeth has a low-wear surface.
8. A toothed rotor set (1) according to any one of Claims 1 to 7, **characterized in that** at least one fluid duct (16) is provided in the region of the bearing recesses (3).
9. A toothed rotor set (1) according to any one of Claims 1 to 8, **characterized in that** the bearing ring (2) and/or the planetary rotors (4) and/or the inner rotor (5) has or have a continuous web on at least one end face.
10. A process for producing a toothed rotor set according to any one of Claims 1 to 9, **characterized in that** the toothed rotor set (1) is produced in a shaping process, preferably by means of powder-metallurgical processes, plastics-material injection moulding, impact extrusion, die-casting, in particular aluminium die-casting, and stamping processes.

Revendications

1. Ensemble de rotor denté (1), comprenant une bague de palier (2) rotative avec des poches de palier (3) dans lesquelles sont disposés des rotors planétaires (4) logés en rotation, qui forment une denture intérieure, avec un rotor intérieur (5) logé de façon excentrée par rapport à la bague de palier (2) avec un contour extérieur sensiblement en forme d'étoile qui est muni d'une denture extérieure (6), la denture extérieure (6) présentant une dent en moins que la denture intérieure et la denture d'au moins un des deux systèmes de rotor présentant une partie en forme d'arc (14) au moins dans des zones partielles de la forme dentée de la denture, la partie en forme d'arc (14) étant au moins partiellement configurée en cycloïde, et

a) le rotor planétaire 4 étant configuré selon les formules suivantes :

arc de cercle 1 (t_1) = cercle de roulement du rotor planétaire 4

module = arc de cercle 1 (t_1) / nombre de dents du rotor planétaire 4

épaisseur de dent = module * $\pi / 2$

Génération des flancs de dent 15

cercle de roulement 1 (r_1) = cercle de roulement 2 (r_2) = arc de cercle (t_1) $1 \approx 0,3$

Conception du pied de dent et de la tête de dent du rotor planétaire 4

cercle de roulement 3 (r_3) de la tête de dent 11.2 du rotor planétaire ; cercle de roulement 4 (r_4) de la tête de dent 12.2 du rotor planétaire

pas t = arc de cercle 1 (t_1) $\cdot \pi$ / nombre de dents du rotor planétaire 4

cercle de roulement 3 (r_3) = cercle de roulement 4 (r_4) = $t / 2 / \pi$

et

b) le rotor intérieur 5 étant configuré selon les formules suivantes :

arc de cercle 2 (t_2) = cercle de roulement de la came de rotor intérieur 5

pas t = circonférence (came de rotor intérieur 6) / nombre de dents

épaisseur de dent $d = (t / 2 - 2 \cdot \text{jeu de flanc})$

entredent $1 = (t / 2 + 2 \cdot \text{jeu de flanc})$

Génération des flancs de dent

Génération comme pour le rotor planétaire 4 mais en fonction de la grandeur du cercle de roulement variable.

Conception du pied de dent et de la tête de dent du rotor intérieur 5

cercle de roulement 5 (r_5) (pied de dent 12.1 du rotor intérieur) $\approx (t / 2 + 2 \cdot \text{jeu de flanc}) / \pi$

cercle de roulement 6 (r_6) (tête de dent 11.1 du rotor intérieur) $\approx (t / 2 - 2 \cdot \text{jeu de flanc}) / \pi$

2. Ensemble de rotor denté (1) selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'en particulier** dans la zone de la tête de dent (11) et/ou du pied de dent (12) la forme de dent est configurée en cycloïde.
3. Ensemble de rotor denté (1) selon l'une des revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce que** le pied de dent de la denture fine est configuré en hypocycloïde et la tête de dent en épicycloïde.
4. Ensemble de rotor denté (1) selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** les flancs de dent sont configurés en cycloïde.
5. Ensemble de rotor denté (1) selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce qu'au moins** dans la zone des flancs de dent (15) la forme de dent est configurée en développante.
6. Ensemble de rotor denté (1) selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce qu'en particulier** la zone de la tête de dent (11) et/ou du pied de dent (12) de la forme de dent présente un méplat (13).
7. Ensemble de rotor denté (1) selon l'une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que** la denture présente une surface peu sensible à l'usure.
8. Ensemble de rotor dente (1) selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** dans la zone des poches de palier (3) au moins un canal à fluide (16) est disposé.
9. Ensemble de rotor denté (1) selon l'une des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** la bague de palier (2) et/ou les rotors planétaires (4) et/ou le rotor intérieur (5) présente une nervure circulaire sur au moins une face frontale.
10. Procédé de fabrication d'un ensemble de rotor denté selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** l'ensemble de rotor denté (1) est fabriqué selon un procédé de formage, de préférence au moyen de procédés de métallurgie des poudres, de coulée par injection de matière plastique, de formage par fluage, de coulée sous pression, en particulier de coulée sous pression d'aluminium, et de procédés d'estampage.

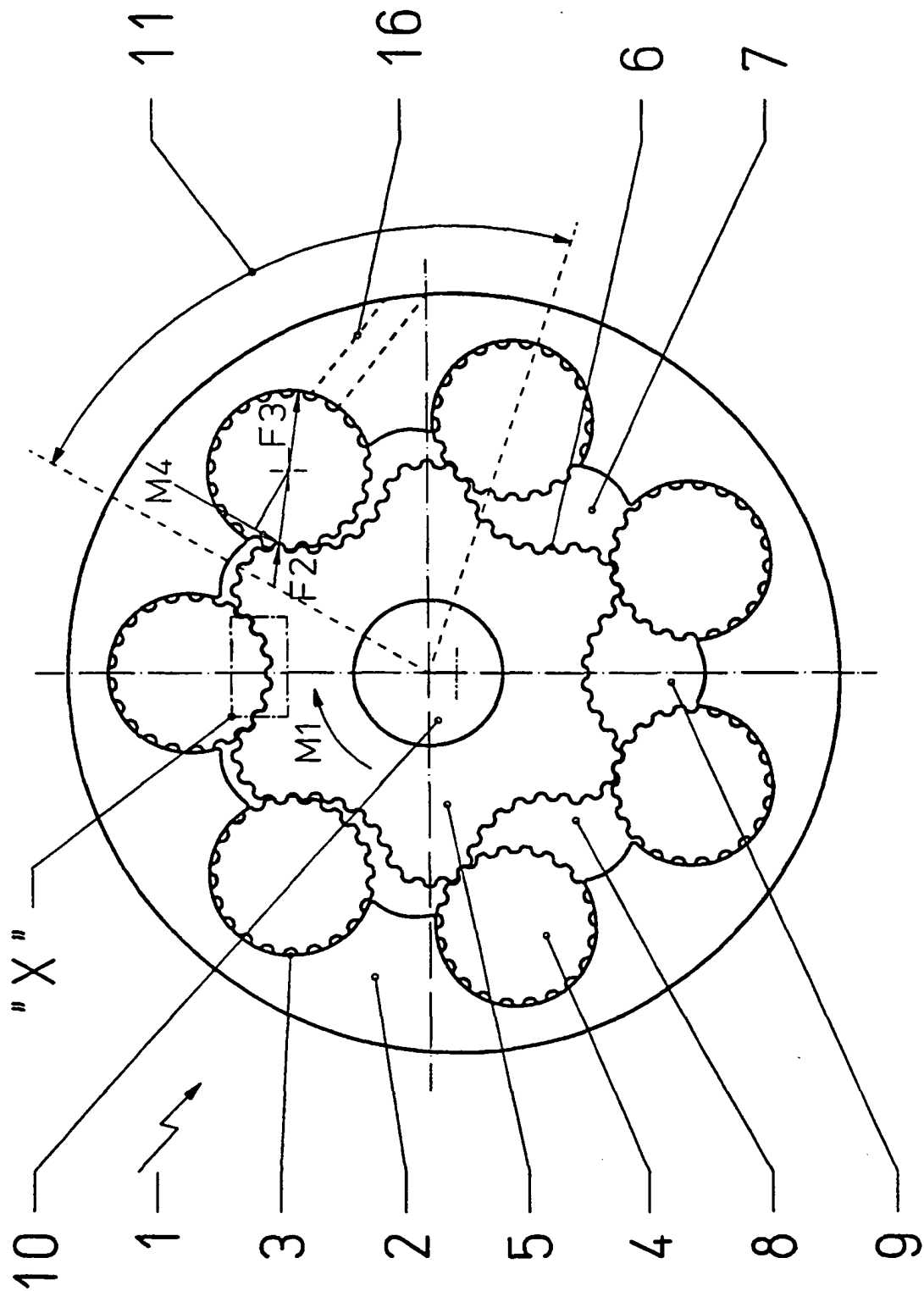


Fig. 1

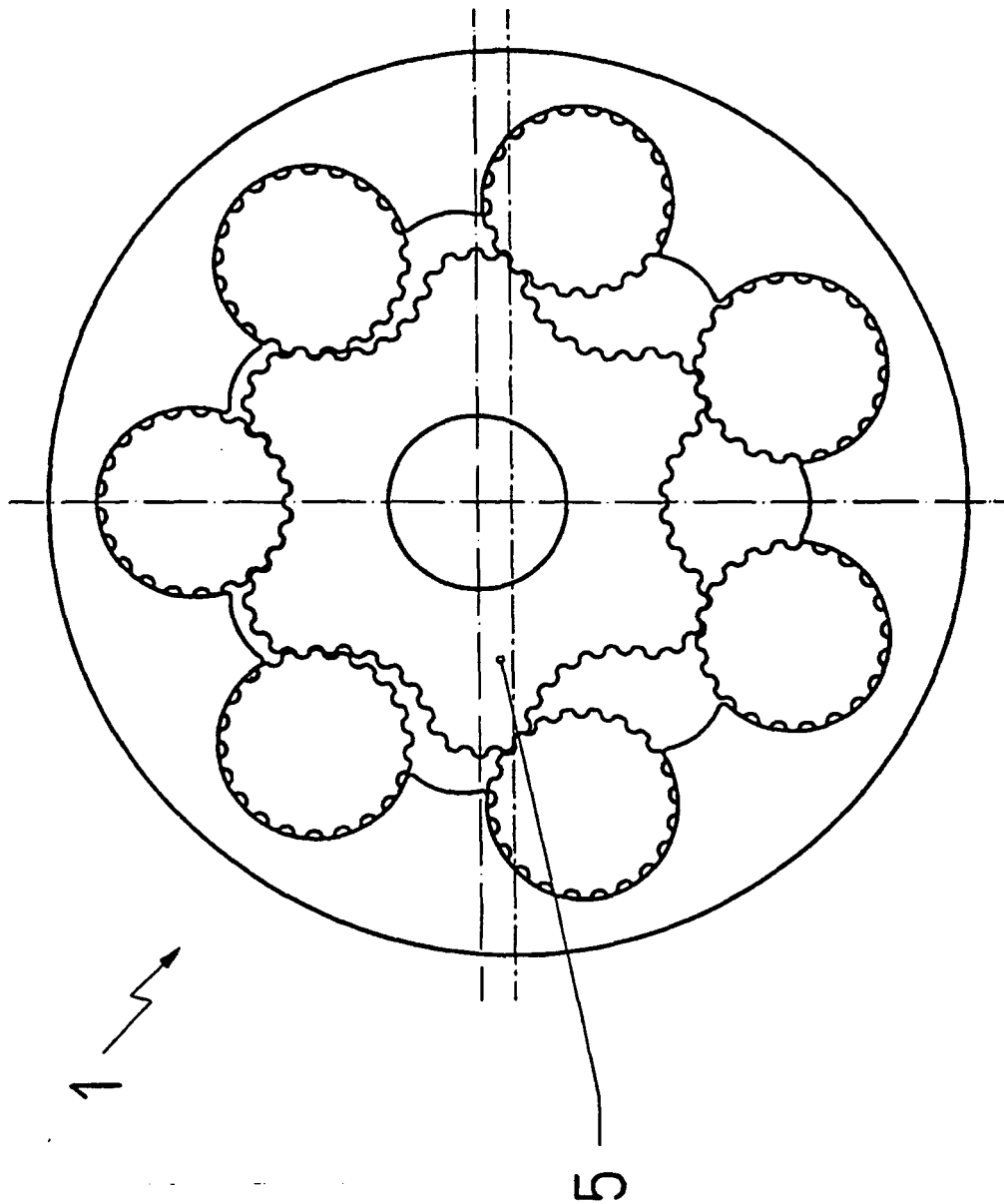


Fig. 1a

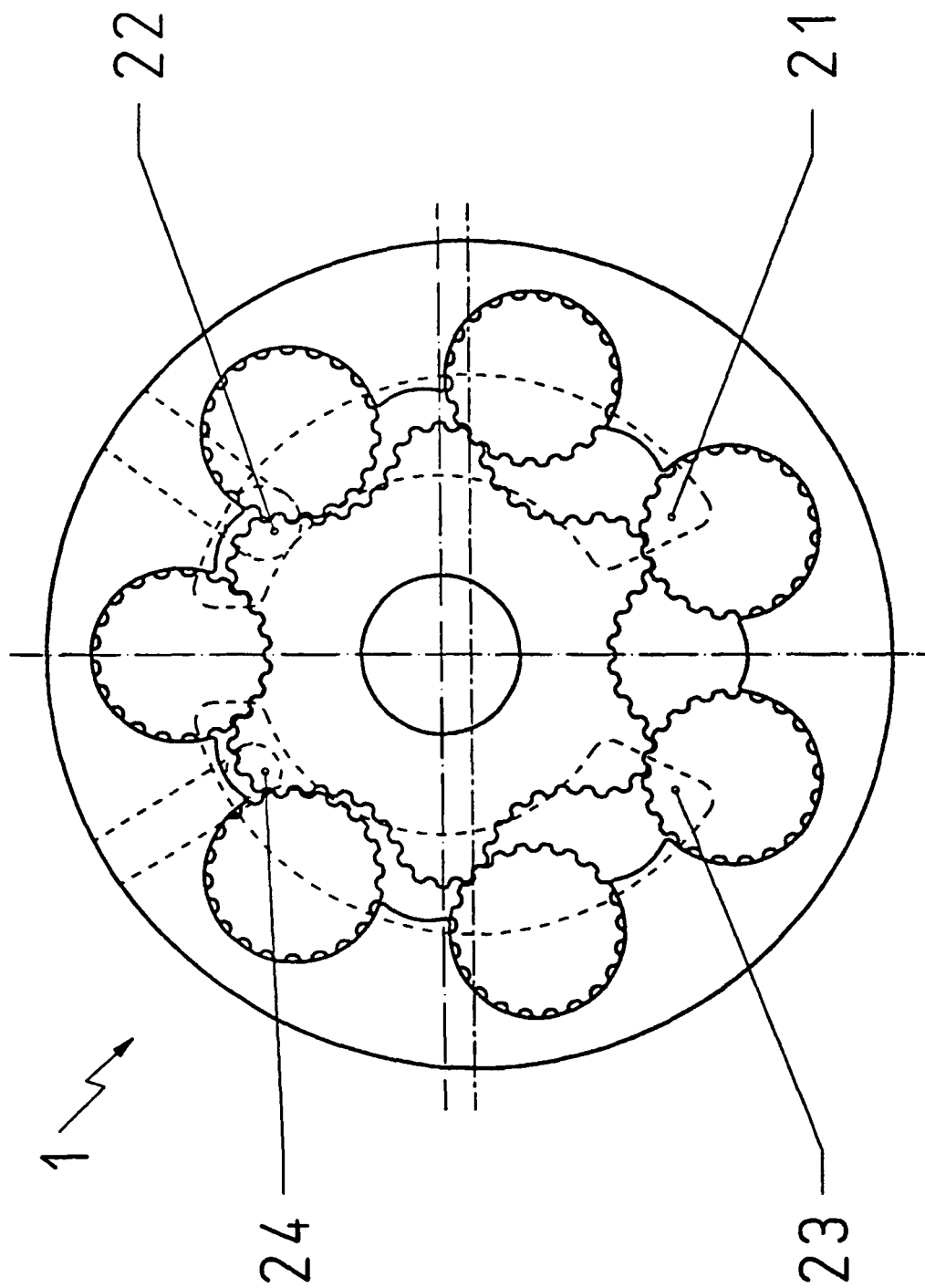


Fig. 1b

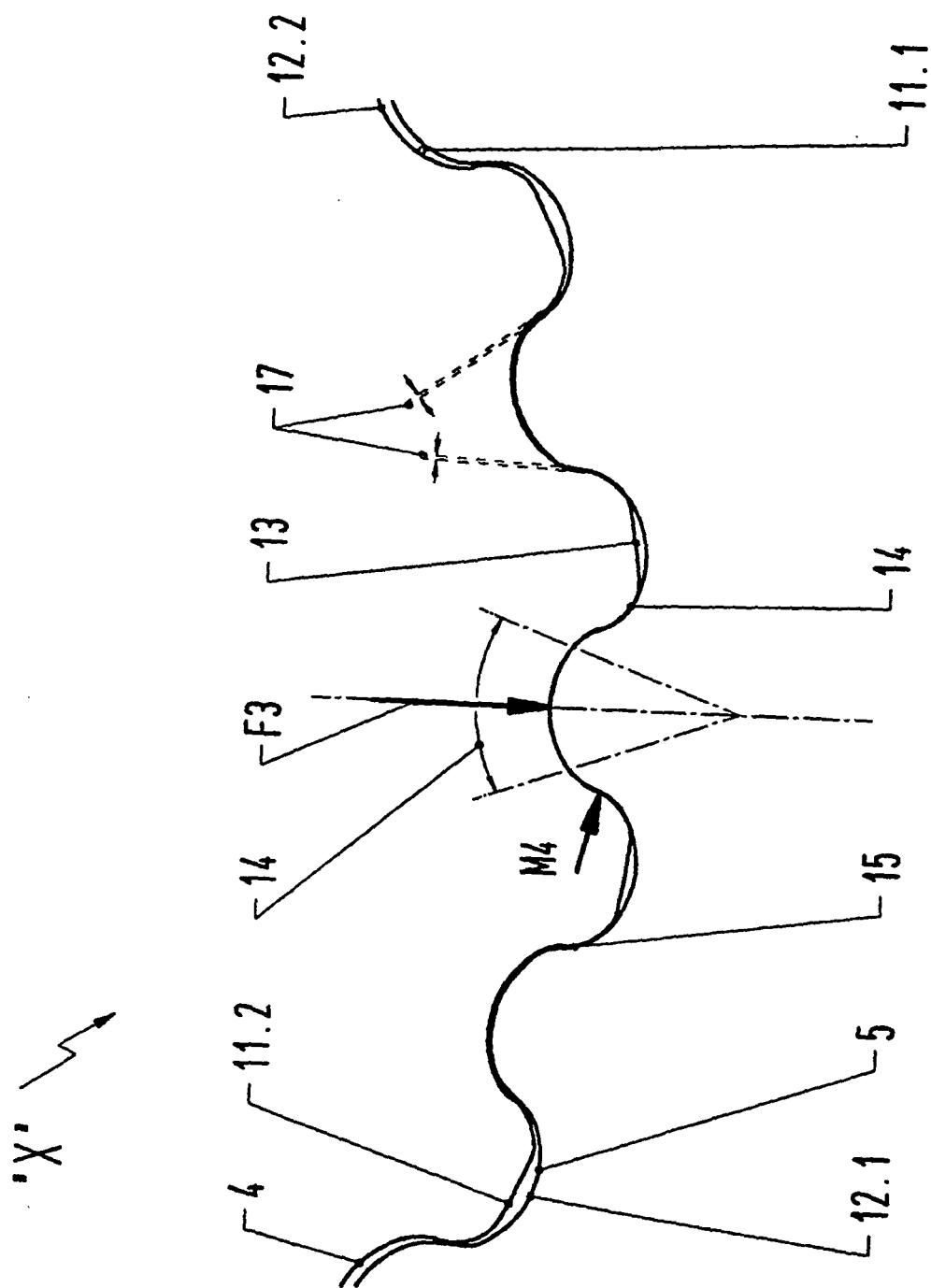


Fig. 2

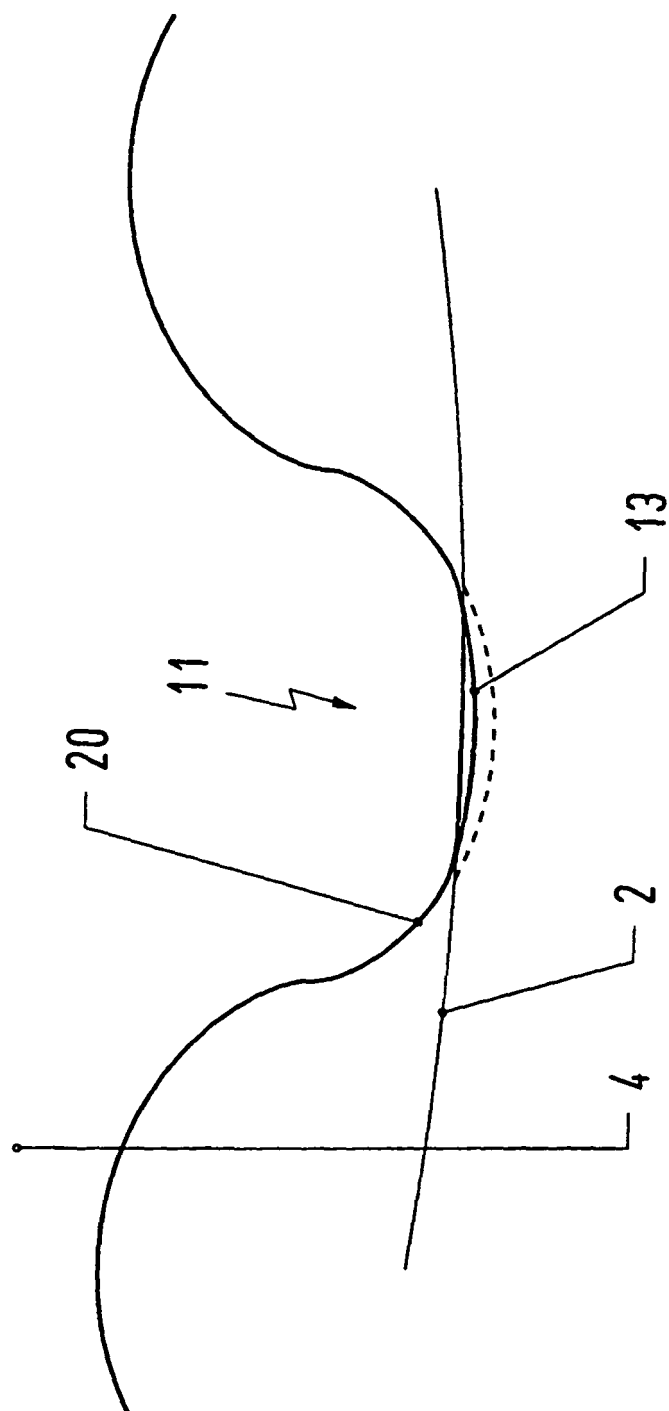


Fig. 3

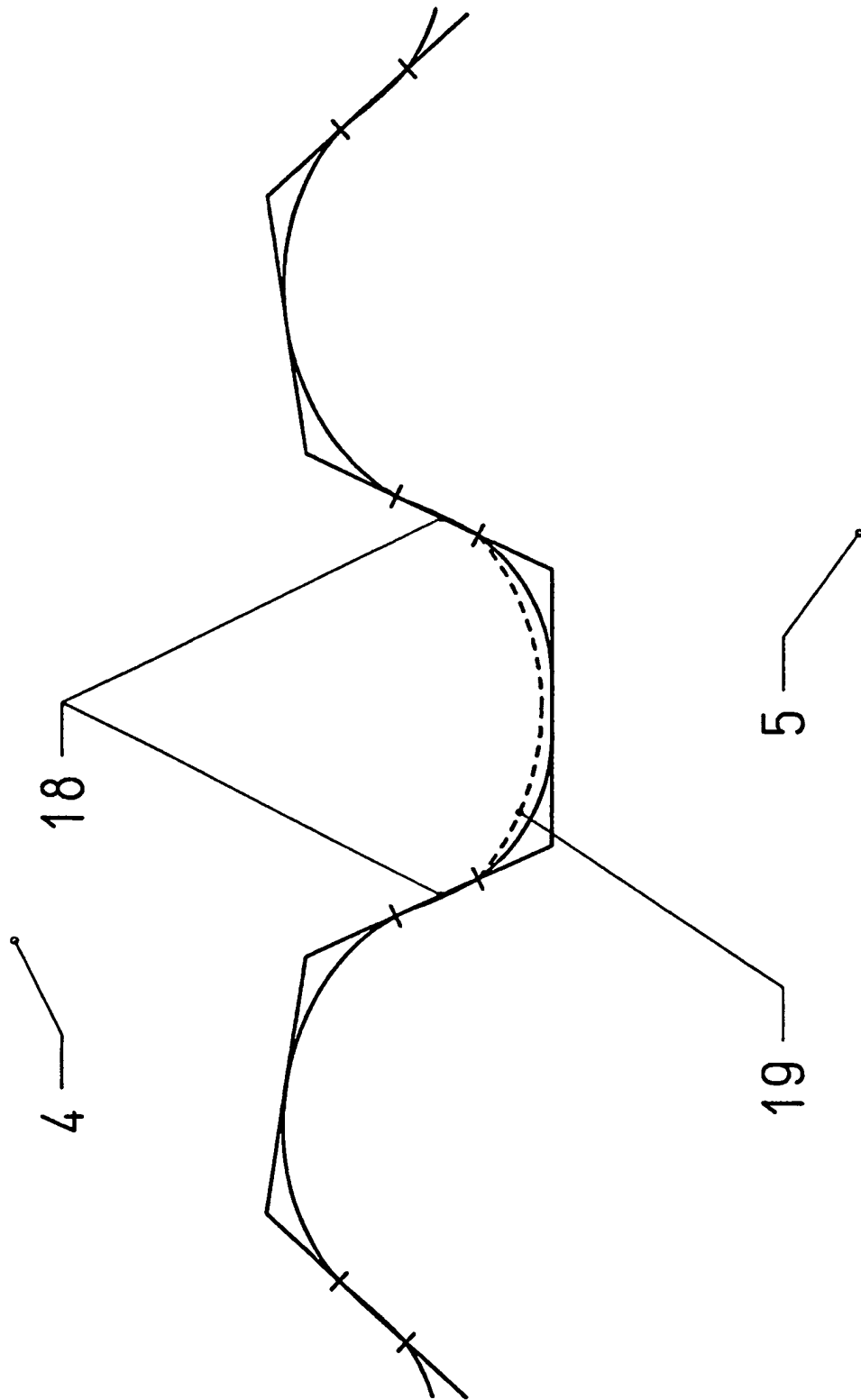


Fig. 4

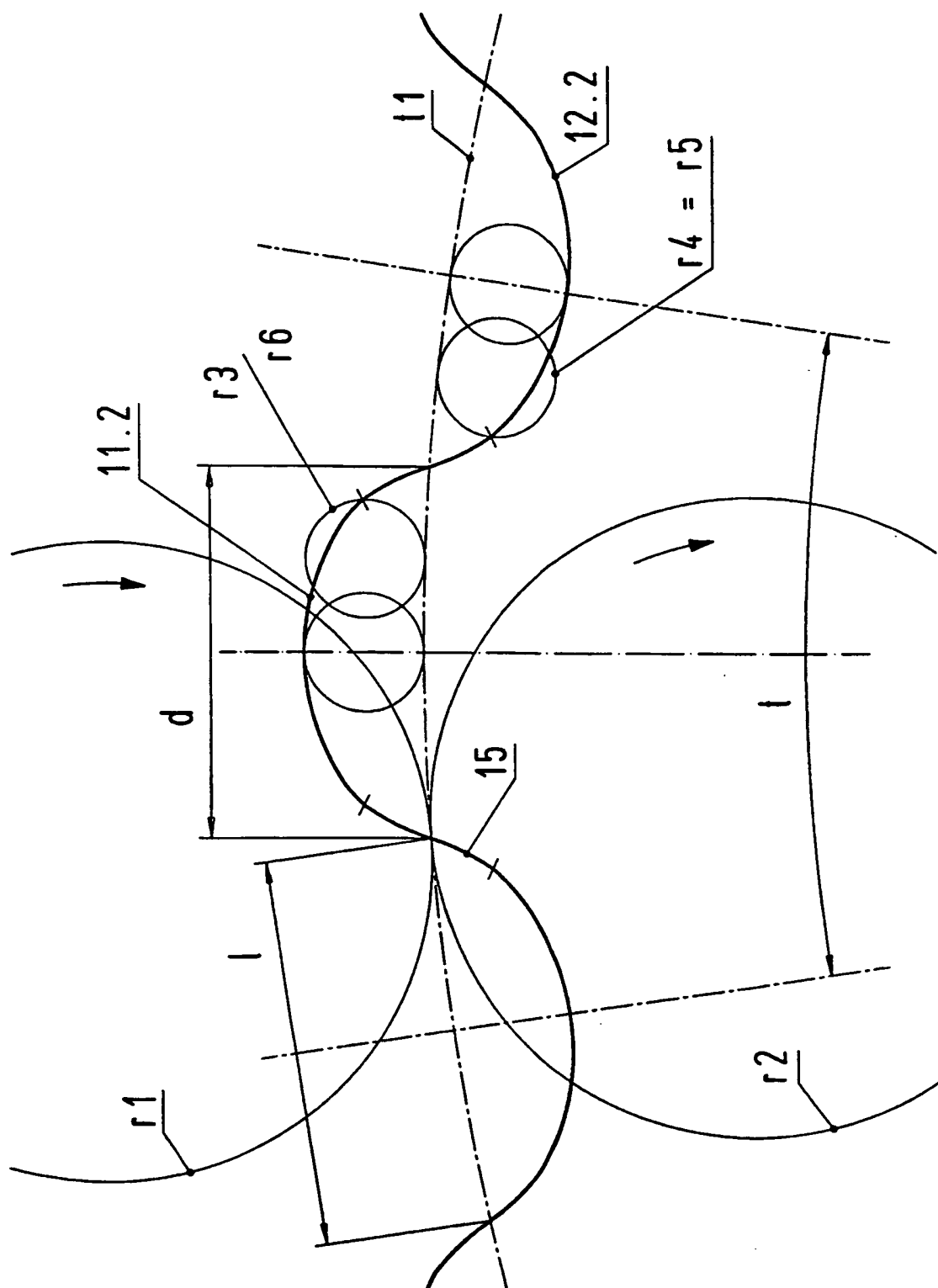


Fig. 5

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 19646359 A [0003]
- US 5595479 A [0008]