

⑫

DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

⑳ Numéro de dépôt: 85420097.9

⑤① Int. Cl.⁴: **F 04 C 2/18**
F 04 C 15/00

㉔ Date de dépôt: 21.05.85

③① Priorité: 22.05.84 FR 8408607

④③ Date de publication de la demande:
27.12.85 Bulletin 85/52

⑧④ Etats contractants désignés:
DE FR GB IT SE

⑦① Demandeur: Malfit, Jean
"Le Napoléon" 2 Avenue de Chapotte
F-07300 Tournon(FR)

⑦② Inventeur: Malfit, Jean
"Le Napoléon" 2 Avenue de Chapotte
F-07300 Tournon(FR)

⑦④ Mandataire: Maisonnier, Jean
28 rue Servient
F-69003 Lyon(FR)

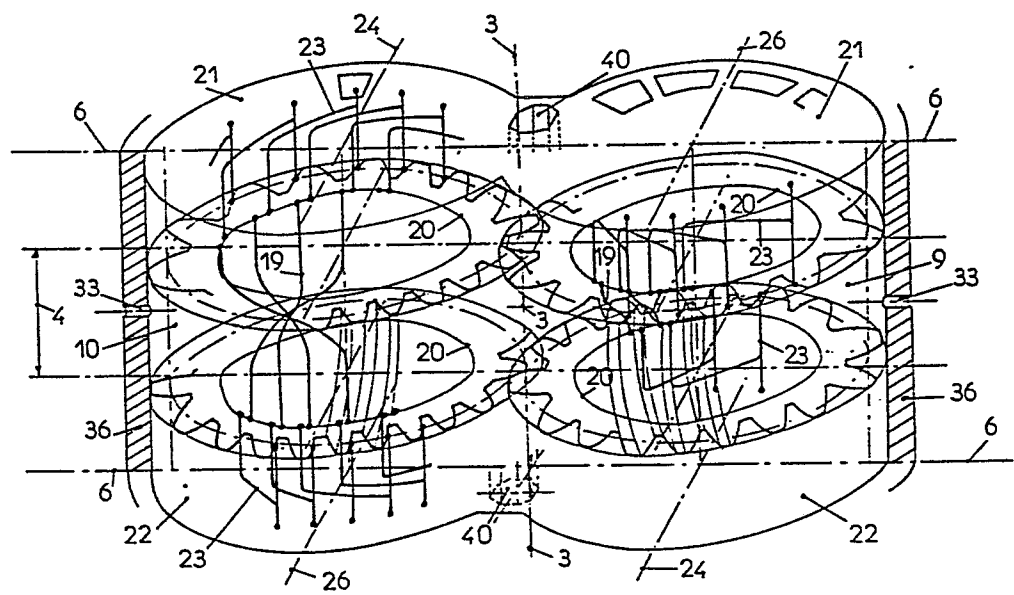
⑤④ Générateur récepteur hydraulique à haute pression pour la transmission de puissance.

⑤⑦ L'invention concerne une machine hydraulique rotation à engrenages (pompe ou moteur).

Les engrenages (9) et (10) sont flottants, sans arbre ni paliers porteurs. Leurs canalisations internes (19), tournent en assurant une commutation face aux canalisations statoriques (23). Cela assure l'équilibrage hydraulique des engrenages. Un dispositif de compensation hydrostatique sur les faces des engrenages et sur leur denture assure l'étanchéité interne.

Application: fonctionnement à très haute pression avec équilibrage hydraulique et étanchéité interne.

FIG 1



La présente invention a pour objet un générateur récepteur hydraulique haute pression dont les fonctions peuvent être :

- 5 - soit utilisation en générateur hydraulique, pompe hydraulique fonctionnant sens horaire et sens inverse horaire,
- soit utilisation en récepteur hydraulique, moteur hydraulique fonctionnant sens horaire et sens inverse horaire.

La symétrie de construction de cet équipement et son équilibrage interne lui permettent ces fonctions multiples et sa totale réversibilité.

Ce générateur récepteur hydraulique haute pression trouvera son application dans tous les problèmes de transmission et de réception de puissance et en particulier dans les transmissions pour véhicules automobiles.

Les fonctions de cet équipement étant multiples et sa réversibilité totale, nous appellerons :

Basse pression 1 : pression d'alimentation, utilisation en générateur, ou pression de retour, utilisation en récepteur. Cette pression sera de préférence supérieure à la pression atmosphérique, réservoir pressurisé.

Haute pression 2 : pression de refoulement, utilisation en générateur, ou presseur d'alimentation, utilisation en récepteur.

Du fait de la symétrie de construction et de fonctionnement, les indications BP et HP peuvent être HP et BP et inversement.

Les indications fournies sont données pour un sens de fonctionnement et une disposition HP-BP correspondant à ce fonctionnement. Du fait de la totale symétrie, les fonctionnements différents seront déduits du premier par symétrie.

Cette construction de générateur-récepteur hydraulique consiste en l'équilibrage hydraulique et mécanique de toutes les forces de pression et mécaniques mises en jeu par l'opération de génération ou de réception.

Elle présente les points fondamentaux suivants :

- générateur récepteur type à engrenages hélicoïdaux logés dans une enveloppe entourant les engrenages flasqués par des flasques composites, de l'rin ou nylon, polymères ou polyesters thermoplastiques.

- l'angle d'hélice a une valeur conduisant à un décalage de un demi-pas du profil de denture entre les deux faces des engrenages, disposition permettant d'avoir une construction symétrique et une étanchéité à l'engrènement au point 3.

Si nous appelons H la largeur 4 de l'engrenage, M le module 5, α_2 l'angle d'hélice au primitif,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{\pi M}, \text{ avec } M = \text{module apparent.}$$

Dans ces conditions, le débit du générateur récepteur sera toujours constant et non plus pulsé comme dans les générateurs récepteurs à denture droite ou les générateurs récepteurs à pistons.

La denture adoptée sera une denture basse soit creux = 0,95 M et saillie = 0,75 M ce qui conduira à une hauteur de dent efficace de 1,50 M. Il y a continuité constante à l'engrènement du fait du décalage de profil de un demi-pas entre les deux faces de l'engrenage qui donne un débit constant, chaque dent de chaque engrenage prenant successivement la suite en position de chaque dent de l'autre engrenage et inversement. Seule la différence entre le creux de dent théorique et le creux de dent pratique au point d'engrènement peut entraîner une très légère irrégularité de débit.

- pression identique dans les creux de dents diamétralement opposés pour une même position angulaire sauf au point d'engrènement 3 et aux points opposés 6, zones de transition HP - BP : équilibrage creux de dent par creux de dent. Cette disposition a pour but l'équilibrage total de chaque engrenage en ce qui concerne les forces de pression mises en jeu sur la denture, chaque creux de dent ayant la même pression que le creux de dent opposé pour une même position angulaire à π radians, sauf aux points d'engrènement 3 et 6 opposés à 3 sur chaque engrenage.
- équilibrage par "paliers hydrauliques" des forces radiales au point d'engrènement 3, forces résultant de la transmission des couples de génération ou de réception et des pressions en 3. Ces "paliers hydrauliques" sont obtenus en créant une pression d'équilibrage aux points 5 sur

chacun des engrenages.

Du fait de cet équilibrage complet, les engrenages tourbillonnent dans l'enveloppe et roulent l'un sur l'autre au point 3, les paliers classiques par portées et coussinets deviennent inutiles, sont supprimés et remplacés par les "paliers hydrauliques".

Les deux points fondamentaux de cette construction, équilibrage des forces de pression et création des "paliers hydrauliques" sont liés, le mode de réalisation du premier conditionnant la réalisation du second.

L'équilibrage totale des engrenages est représenté sur les figures 15 et 16.

Fig 15 : la courbe 8 représente la répartition des HPet des BP autour de chacun des engrenages 9 et 10.

R est la composante radiale 11 des forces de pression et des forces mécaniques agissant sur l'engrenage au point 3.

PRY est la force résultant 12 des forces de pression agissant aux points 6 et matérialisant les "paliers hydrauliques".

Les forces 2 s'équilibrent.

Les forces 1 s'équilibrent.

Les forces 12 équilibrent les composantes radiales 11 en 3.

Les forces tangentielles sont équilibrées par les forces donnant le couple de génération ou de réception.

La fig 16 représente l'équilibre des forces axiales mises en jeu, forces de pression et forces mécaniques au point d'engrènement 3 et forces de pression aux points 6 d'une part et d'autre part forces de pression sur le reste de la denture.

13 - 14 - 15 - 16 : composantes axiales sur les dentures d'engrenages dues aux forces de pression, les composantes 13 et 15 étant une résultante de ces forces de pression dues au gradient de pression sur la denture.

Les forces 14 et 16 équilibrent les forces 13 et 15.

L'obtention de l'équilibrage est à considérer sous deux aspects.:

Un aspect théorique qui admettra des fuites internes nulles et une huile totalement incompressible, De ce fait, la mise en équilibre des dentures, creux de dent par creux de dent, par circuit interne reliant les creux de
5 dents diamétralement opposés sera instantanée puisque réalisée sans débit et sans compression d'huile. Cette réalisation sera obtenue avec des engrenages ayant un nombre de dents Z pair.

Un aspect pratique qui considérera les fuites internes comme inévitables et une huile qui a une certaine valeur de compressibilité donnée par son coefficient de compressibilité β . La mise en équilibrage creux de dent par creux de dent ne sera pas instantanée et pour obtenir
15 la même valeur de pression en deux points opposés, le circuit interne d'équilibrage reliera les creux de dents diamétralement opposés mais avec un décalage supplémentaire d'un demi-pas. Cette réalisation sera obtenue avec des engrenages ayant un nombre de dents Z pair.

20 Compte tenu des variations de pression et des variations de vitesses, cette disposition ne sera jamais parfaite pour obtenir un équilibrage parfait, mais la conception générale sera conduite de manière que la résultante des forces repousse les engrenages vers l'orifice haute
25 pression.

L'aspect théorique de cet équilibrage est représenté sur la figure 6, représentation développée de l'équilibrage d'un engrenage avec Z pair soit dans cet exemple seize dents. La bande centrale représente une coupe développée
30 d'un engrenage 9 ou 10 montrant une succession de conduits 19 imbriqués les uns dans les autres, séparés par une distance correspondant à un pas angulaire, partant d'une des faces de l'engrenage et aboutissant à l'autre face, le départ et l'arrivée étant situés sur un cercle de même diamètre appelé cercle de commutation 20. Les ronds en bout de
35 conduits schématisent l'intersection du conduit sur le cercle 20.

De part et d'autre de cette bande centrale, le rabattement respectivement de la face supérieure et de la
40 face inférieure de l'engrenage montrant le profil de l'iden-

ture sur chacune des faces et leur position relative l'une par rapport à l'autre, c'est-à-dire avec un décalage de un demi-pas, les hâchures indiquant la position du plein de la dent.

5 Chacun de ces rabattements correspond d'un côté à la surface de frottement du flasque supérieur 21 et de l'autre côté du flasque inférieur 22 sur les faces supérieure et inférieure de l'engrenage. Ce sont ces flasques 21 et 22 qui reçoivent les conduits 23, séparés les uns des autres par une distance
10 correspondant à un pas angulaire, qui partent d'un point théorique sur le diamètre primitif de l'engrenage et aboutissent au cercle de commutation 20, cercle où aboutissent les conduits 19 situés à l'intérieur de l'engrenage et représentés dans la bande centrale.

15 Les conduits 23 situés dans les flasques 21 et 22 sont immobiles et constituent le stator du "bobinage hydraulique". Les conduits 19 tournent avec l'engrenage 9 ou 10, sont mobiles et constituent le rotor du "bobinage hydraulique".

La commutation, c'est-à-dire la liaison entre les conduits 23 et 19 se fait sur le cercle de commutation 20, représenté figure 11 (coupe XI - XII).

Les axes 24 - 6 - 26 - 3 délimitent les quatre secteurs de 90° de cette construction. Le point 3 est le point de refoulement HP sur la partie supérieure, et le point d'aspiration BP
25 se trouve sur la partie inférieure avec toujours la convention HP - BP $\longleftrightarrow$ BP - HP ainsi que la possibilité des deux sens de rotation pour les engrenages.

L'équilibrage de pression est obtenu par la liaison des conduits 23 du flasque 21 avec les conduits 23 du flasque
30 22 par l'intermédiaire des conduits 19 situés à l'intérieur des engrenages. Cette liaison entre creux de dents diamétralement opposés a lieu pendant la rotation de l'engrenage et pour un déplacement correspondant à un demi-pas angulaire, compte tenu de la position théorique de l'arrivée des conduits 23 sur
35 le diamètre primitif de la denture et du diamètre intérieur des conduits 23 et 19.

Deux groupes de conduits 23 sont à considérer :

- le groupe de conduits 28 centrés dans le secteur 3,
24, 6 partant au primitif du secteur 3, 24, 6 flasque
40 supérieur 21 et centrés dans le secteur

3, 26, 6, au primitif du secteur 3, 26, 6 flasque inférieur 22.

5 - le groupe de conduits 29 centrés dans le secteur 3, 26, 6 partant au primitif du secteur 3, 26, 6 flasque supérieur 21 et centrés dans le secteur 3, 24, 6 au primitif du secteur 3, 24, 6 flasque inférieur 22.

Ces deux groupes de conduits 28 et 29 sont symétriques par rapport aux axes 6 et 3, sont décalés l'un par rapport à l'autre d'un demi-pas, ce décalage se réalisant aux points 3 et 6 et en conséquence seront sollicités successivement par des conduits 19 du rotor respectivement chaque groupe sur une distance correspondant à un demi-pas angulaire $\frac{\pi M}{2}$: groupe 28 ouvert, groupe 29 fermé et inversement. Ces deux groupes de conduits 28 et 29 mettent en liaison les mêmes creux de dents si l'on prend les conduits ayant même position angulaire au primitif et de ce fait assurent grâce aux conduits 19 du rotor la liaison continue entre les creux de dents diamétralement opposés.

20 Cette valeur de continuité sera fonction de la valeur que l'on donnera au recouvrement des actions respectives des conduits des groupes 28 et 29, fonction du diamètre des conduits, de la valeur du pas angulaire sur le cercle 20, de la position radiale de l'aboutissement des conduits 23 par rapport au diamètre primitif de l'engrenage, les distances théoriques angulaires entre conduits étant égales à πM à l'intérieur des groupe 28 et 29 et dans les engrenages.

30 Chaque groupe 28 et 29 agira sur une distance un peu supérieure à un pas angulaire, soit $\pi M + \delta$, δ représentant le recouvrement.

Le circuit d'équilibrage entre deux creux de dents opposés couvre un angle correspondant à $(\frac{z-1}{2})\pi M$ quel que soit le groupe de conduits 28 ou 29, il y a symétrie parfaite de construction. La réalisation de l'équilibrage complet creux de dent par creux de dent diamétralement opposés est ainsi assurée.

La création des "paliers hydrauliques" sera obtenue de la façon suivante :

40 - suppression des conduits d'équilibrage issus des points situés de part et d'autre de 3 et à un quart de

pas de l'axe soit $\frac{\pi M}{4}$ ⁷. Ces conduits sont représentés par des traits mixtes fins en 3 et en 6.

5 - installation sur les conduits 23 aboutissant le plus près de l'axe 6 d'un anti-retour 31 associé à un conduit de liaison 30 de secteur d'équilibrage 60 sur flasque avec le creux de dent correspondant. Figure 21, ensemble 31, conduit de liaison forme 32, l'ensemble permettant la liaison dans le sens 3 $\longrightarrow$ 6, et non l'inverse (fonction anti-retour) pour éviter la décompression trop prématurée du "palier hydraulique" en 6.

10 - alimentation par un conduit 33 dans chaque flasque 21 et 22, même rôle, conduisant de la zone 34, zone à pression maximum totale permanente au creux de dent correspondant situé en 6 assurant l'alimentation HP de ce creux de dent et ainsi la création du "palier hydraulique" équilibrant en 6 les forces situés en 3.

15 - l'ensemble est complété par un anti-retour 35 au point 3 dont le rôle est l'évacuation vers 2 de l'huile des creux de dents en fin d'engrènement et dont le fonctionnement sera précisé lors de l'examen de la figure 12 Coupe XII, XII conditions à l'engrènement.

20 Cet aspect théorique de l'équilibrage des engrenages est complété par la représentation de l'équilibrage de l'enveloppe 36, entourant les engrenages 9 et 10, par secteurs d'équilibrage hydrostatique sur la bande située à la partie supérieure de la représentation développée, montrant l'enveloppe 36, les joints 37, les orifices d'équilibrage 43, l'anti-retour 39 au point 3 pour l'alimentation de la zone 34, ainsi que les deux pointes en 3 de l'enveloppe 36.

25 L'ensemble ainsi construit est totalement symétrique par rapport à un point central situé en 3, à mi-hauteur des engrenages 9 et 10 sur le diamètre primitif. 35 L'équilibrage est théoriquement parfait s'il n'y a pas de fuites internes et si l'huile hydraulique est absolument incompressible.

40 Les fuites internes existant et l'huile hydraulique ayant une certaine valeur de compressibilité β , la transmission de pression ne sera pas instantanée et entraînera

nera un déséquilibre de pression au profit du côté orifice 40. Le fonctionnement sera possible, absorbera mal les coups de bélier, d'où une autre construction pratique permettant l'alimentation en priorité des creux de dents situés dans les secteurs opposés à l'orifice 40 : liaison des creux de dents avec un certain décalage en donnant la priorité d'une pression en avance aux creux de dents opposés à l'orifice 40.

10 Si Z est pair, ce décalage sera de une dent soit de $\frac{360^\circ}{Z}$ et se traduira par une construction mécaniquement déséquilibrée, la symétrie étant pratiquement supprimée.

15 Si Z est impair, ce décalage sera de une demi-dent soit $\frac{360^\circ}{2Z}$ et se traduira par une construction équilibrée et suffisante pour absorber le retard de mise en pression dû aux fuites internes et à la compressibilité de l'huile.

L'aspect pratique de cet équilibrage comporte deux versions :

20 La version figure 7, représentation développée de l'équilibrage d'un engrenage avec Z impair, dans l'exemple Z = 15 dents, et un pas d'équilibrage, distance entre deux conduits égale à πM angulaire, c'est-à-dire au pas angulaire au primitif.

25 La version figure 8, représentation développée de l'équilibrage d'un engrenage avec Z impair, dans l'exemple Z = 15 dents, et un pas d'équilibrage, distance entre deux conduits égale à $\frac{\pi M Z}{Z - 1}$

$$Z - 1$$

30 Cet équilibrage permet une répartition égale des conduits avec une symétrie parfaite.

Version figure 7 : le pas d'équilibrage = πM angulaire. Rôle identique à celui examiné figure 6 pour les conduits 23 dans les flasques 21 et 22.

35 Deux groupes de conduits 23 :

- le groupe de conduits 28, partant au primitif du secteur 3, 24, 6 flasque supérieur 21 et partant au primitif du secteur 3, 26, 6 flasque inférieur 22 : dans ce groupe, la liaison d'équilibrage couvre un angle correspondant à $\frac{Z}{2}$ pas soit 180° , ce qui permet une liaison à 180° plus

un demi-pas dans le sens 3, 24, 6.

- le groupe de conduits 29, partant au primitif de secteur 3, 26, 6 flasque supérieur 21 et partant au primitif du secteur 3, 24, 6 flasque inférieur 22 : dans le groupe, la liaison d'équilibrage couvre un angle correspondant à $\frac{Z}{2}$ moins un pas, soit 180° moins un demi-pas dans le sens 3, 26, 6.

Groupe 28 : angle 180° plus un demi-pas sens 3, 24, 6.

Groupe 29 : angle 180° moins un demi-pas sens 3, 26, 6, ce qui correspond à la même position des creux de dents liés dans le groupe 28 et dans le groupe 29.

Le nombre de dents Z étant impair, au point opposé à un creux de dent se trouve un plein de dent et la liaison se fait entre le creux de dent ci-dessus et le creux de dent en retard angulairement par rapport au premier dans le secteur opposé à l'orifice HP-BP. Tout se passe comme si le secteur opposé à l'orifice 2 était alimenté en priorité d'une valeur correspondant à un demi-pas pour compenser le fait que son alimentation se fait au travers des conduits avec un retard dû à la compressibilité de l'huile et éventuellement aux fuites internes.

Si β est le coefficient de compressibilité de l'huile, $\frac{V_2}{V_1} = e^{-\beta(p_2 - p_1)}$ permettra de lier les volumes V_2 et V_1 aux pressions p_2 et p_1 et de calculer les volumes d'huile à faire passer par le conduit d'équilibrage ainsi que le diamètre de conduit nécessaire pour obtenir un temps d'écoulement inférieur au temps de rotation de l'engrenage correspondant à un demi-pas angulaire. Ce temps d'écoulement sera inférieur au temps de rotation de un demi-pas pour la vitesse de rotation la plus élevée prévue de façon que la résultante des forces de pression soit toujours au bénéfice du secteur opposé au secteur contenant l'orifice 2, soit dans notre exemple, résultante secteur 26, 6 supérieure à résultante secteur 3, 24.

Les engrenages sont alors repoussés vers l'orifice 2 par cette résultante des forces de pression dont l'intensité sera d'autant plus forte que la vitesse sera plus faible. L'équilibre sera ainsi réalisé en jouant sur la vitesse

de rotation maximum, la viscosité de l'huile, le diamètre et la longueur des conduits, la pression maximum d'utilisation, les volumes des creux de dents. Les fuites internes
5 interviennent également dans la mesure où sur un système en équilibre avec engrenages repoussés vers l'orifice 2, elles contribuent à renforcer cet équilibre en permettant de l'atteindre plus rapidement et doivent limiter leur action à assurer la compression plus rapide de l'huile : les pertes
10 de rendement seront alors limitées aux pertes dues à la compressibilité de l'huile.

La compressibilité de l'huile ainsi que son comportement en écoulement moléculaire, fuites pour des jeux de l'ordre du micron, seront particulièrement étudiés.

15 La réalisation de ce "bobinage hydraulique" pratique pour un nombre de dents Z impair et un pas d'équilibrage égal à πM fait que les conduits 23 du groupe 29 ne couvrent pas le même angle de liaison que les conduits 23 du groupe 28. De ce fait, la liaison n'est pas la même qu'au
20 groupe 28 où l'on a symétrie complète entre les conduits 23 des flasques 21 et 22.

Conduits 23 :

Groupe 28 deux pas et demi flasque 21 - deux pas et demi flasque 22.

25 Groupe 29 deux pas et demi flasque 21 - un pas et demi flasque 22 ou un pas et demi flasque 21 - deux pas et demi flasque 22.

Pour garder la symétrie complète de construction entre les flasques 21 et 22, la rainure 41 sur le cercle de
30 commutation 20 permettra d'avoir une symétrie complète des conduits 23 du groupe 29 dans les flasques 21 et 22.

Une rainure 41 identique sur le cercle de commutation est également utilisée pour lier les deux premiers conduits du groupe 29 issus des points 6 et 3, cette rainure 41
35 pouvant dans ce cas être remplacée par la rainure 42. Ces rainures 41 ou 42 sont sur le cercle de commutation 20 et ont une section identique à la section des conduits 23 ou 19.

La création des "paliers hydrauliques" en 6 sera réalisée sur le même principe que pour la construction Z
40 pair mais avec quelques modifications :

- suppression des anti-retour et conduits 31 en 6 qui deviennent inutiles, avec modification de la dimension des secteurs d'équilibrage hydrostatique en 6.
- 5 - pour le reste, mêmes conditions que pour Z pair avec alimentation du "palier hydraulique" par conduit 33 et anti-retour 35 en 3.
- mêmes conditions également sur la représentation de l'équilibrage hydrostatique de l'enveloppe 36 avec les joints
- 10 37, les trous d'alimentation 43, l'anti-retour 39 au point 3 pour alimentation de la zone 34.

L'ensemble est comme pour la construction de la figure 6, parfaitement symétrique par rapport à un point central situé en 3, à mi-hauteur des engrenages 9 et 10, sur le

15 diamètre primitif.

$$\text{Version figure 8 : pas d'équilibrage} = \frac{\pi M Z}{Z - 1}$$

soit $\frac{\pi M \times 15}{14}$ pour Z impair = 15 dents.

20 Cette version permet une construction encore plus équilibrée et beaucoup plus simple et un meilleur équilibrage de l'ensemble.

Elle consiste à choisir un pas d'équilibrage, c'est-à-dire une distance entre conduits le plus près possible de la valeur du pas πM et permettant une division égale

25 de la circonférence par un nombre pair, de façon à pouvoir placer un conduit partant du primitif au point 6 et un conduit partant du primitif au point 3 dans chacune des flasques 21 et 22. Cette valeur de pas d'équilibrage est donc

30 forcément égale à $\frac{\pi M Z}{Z - 1}$, c'est-à-dire la valeur de la circonférence au primitif divisée par le nombre de dents moins une.

Nous obtenons alors la construction de la figure 8 avec distance entre conduits 23 d'une part, entre conduits

35 19 d'autre part égale au pas d'équilibrage et où réapparaissent les anti-retour 31 et les conduits 30.

Conduits 23 groupe 28 : la liaison couvre deux pas un quart d'équilibrage.

40 Conduits 23 groupe 29 : la liaison couvre un pas trois quart d'équilibrage.

Un circuit de liaison du groupe 28 intéresse les mêmes creux de dents que le circuit de liaison du groupe 29 correspondant.

- 5 Liaison groupe 28 : angle 180° + un demi-pas sens 3 , 24 , 6.
Liaison groupe 29 : angle 180° - un demi-pas sens 3 , 26 , 6.

- Ecart un pas, soit deux fois un demi-pas donné par la différence d'angle couvert par les conduits 23 entre les groupes 28 et 29 ; les liaisons intéressent bien les mêmes
10 creux de dents.

Le conduit 23 en 3 est remplacé par la liaison 41 (ou 42 en traits mixtes fins), rainure sur le cercle de commutation 20, raccordé au conduit suivant puisque se trouvant au même potentiel de pression.

- 15 Le conduit 23 en 6 est remplacé par le conduit 33 qui permet la création des "paliers hydrauliques" par l'alimentation de ceux-ci en haute pression à partir de la zone 34, zone de pression totale permanente maximum (partout où ne se trouve aucun secteur d'équilibrage).

- 20 Nous retrouvons en 3 le même anti-retour 35 pour l'évacuation vers l'orifice 2 des creux de dents et les mêmes dispositions d'équilibrage sur l'enveloppe 36 avec les joints 37 , les trous 43 , l'anti-retour 39 d'alimentation de la zone 34.

- 25 Les mêmes conditions d'équilibrage que pour la version figure 7 sont réalisées, mais simplifiées et de construction plus symétrique. La commutation entre les conduits 23 et 19 sur le cercle 20 se fera successivement lignes de conduits 23 - 19 après lignes de conduits 23 - 19 avec un décalage de temps correspondant au temps nécessaire à l'engrenage pour tourner de la différence entre le pas d'équilibrage et le pas au primitif soit $\frac{\pi M Z}{Z - 1} - \pi M = \frac{\pi M}{Z - 1}$ c'est-à-dire le pas au primitif divisé par le nombre de dents moins une. Les commutations ne sont donc pas simultanées par groupe 28 ou 29
30 comme dans les versions figure 6 ou figure 7.

- Cette version figure 3 la plus simple, la mieux équilibrée , est la version adoptée pour la suite du développement de cette étude et pour un nombre de dents Z impair égal à 15 dents. Les versions figure 6 et figure 7 sont des variantes moins simples, moins bien équilibrées, moins séduisantes ,
40

mais possibles et acceptables.

Sur les représentations développées des équilibra-
ges des engrenages figure 6 - figure 7 - figure 8, le cercle
de commutation et les distances sur ce cercle sont à consi-
dérer en valeur angulaire car du fait de la représentation,
il se trouve avoir la même longueur que le cercle primitif
alors qu'il est nettement plus petit. Les recouvrements en-
tre les conduits apparaissent insuffisants, mais il suffit
de savoir que ces recouvrements doivent correspondre à un
demi-pas au primitif pour les versions figure 6 et figure 7
et à un demi-pas d'équilibrage pour la version figure 8.

Les conduits sont centrés théoriquement au primitif
mais peuvent être décalés vers l'extérieur ou vers l'inté-
rieur par rapport au primitif pour une accentuation ou une
diminution de recouvrement.

Les conduits 33 d'alimentation des "paliers hydrau-
liques" à partir de la zone 34 sont centrés théoriquement
sur le diamètre primitif mais peuvent être décalés vers
l'extérieur ou vers l'intérieur, en avant ou en arrière an-
gulairement par rapport au point 6, selon les conditions
d'étanchéité ou le fonctionnement prioritaire en générateur
ou en récepteur, pour une accentuation ou une diminution de
l'action des "paliers hydrauliques". Ces conduits 33 peuvent
également être placés sur l'enveloppe ou peuvent être sup-
primés si les conditions d'étanchéité en 6 sont parfaites,
les "paliers hydrauliques" étant alors créés et conservés
par le maintien en pression du creux de dent grâce à la com-
pressibilité de l'huile hydraulique.

Une autre version de la solution Z impair avec pas
d'équilibrage est donnée par la représentation développée
figure 9 et permet l'équilibrage des engrenages des
générateurs récepteurs de faibles dimensions tournant à gran-
des vitesses de rotation. Elle consiste à diviser la circonfé-
rence en un nombre pair de secteurs, selon la relation $\frac{2\pi}{Z - (2k + 1)}$ avec
 $k = 0, 1, 2, 3 \dots$ et de réaliser l'équilibrage secteur par secteur. Chaque
secteur correspond alors angulairement à un (version fig. 8), deux (ver-
sion fig. 9), trois ... n pas angulaire, avec n fractionnaire ou entier, ces
secteurs étant reliés par une ligne de conduits 23-19 et correspondant
aux secteurs de compensation hydrostatique sur flasques,

délimités par un joint 45 figure 10 Coupe (III-III). Ces secteurs sont liés aux creux de dents correspondant par des conduits 46 positionnés comme les aboutissements des conduits 23 fictifs. Les secteurs d'équilibrage peuvent être également liés par un circuit 47, ligne médiane des circuits regroupés dans les secteurs liés et liés aux creux de dent par les conduits 46.

Ces conduits collectifs seront distants de $\frac{\pi M Z}{Z - 1} \times n$ et seront terminés au niveau du cercle de commutation 20 de rainures 41 correspondant à la liaison des conduits rassemblés.

L'exemple de la figure 9 est un regroupement de deux dents par secteur pour $Z = 15$ dents. Les conditions en 3 et en 6 sont inchangées par rapport à la version figure 8. Pour permettre les regroupements de conduits, $Z - 1$ doit être divisible par $2n$ si n est le nombre de conduits regroupés ou quelconque si l'on admet des regroupements différents dans un même appareil, par exemple de un, deux, trois ... n dents, mais $Z - 1$ doit toujours être pair et Z impair.

En résumé, l'équilibrage peut être obtenu :

- quel que soit le nombre de dents, pair ou impair,
- quel que soit le pas d'équilibrage adopté,
- quels que soient les regroupements de dents,
- avec d'autres valeurs d'angle d'hélice, autre que $\text{tg } \alpha = \frac{2 H}{\pi M}$, par exemple $\text{tg } \alpha = \frac{3 H}{\pi M}$ ou $\text{tg } \alpha = \frac{4 H}{\pi M}$

les conditions en 3 seront plus difficiles (écoulement, régularité du débit, évacuation fond dents) et les symétries de construction en particulier pour les flasques ne seront plus respectées, mais la construction est possible.

Les constructions les plus rationnelles seront obtenues à partir des figure 8 et figure 9 avec Z impair et pas d'équilibrage égal à $\frac{\pi M Z}{Z - 1} \times n$ avec $n =$ un, deux,

trois... et $Z - 1$ divisible par $2n$, avec $\text{tg } \alpha = \frac{2 H}{\pi M}$ con-

duisant à un débit constant, les meilleures conditions d'équilibrage, le meilleur comportement au point d'engrènement 3.

La construction de ce générateur récepteur hydraulique à engrenages hélicoïdaux doit s'orienter vers le plus grand nombre de dents possible, les plus hautes pressions compatibles avec les résistances des tuyauteries externes et des jeux fonctionnels nuls et nécessitera de ce fait une huile hydraulique à coefficient de compressibilité le plus bas possible et ayant de bonnes capacités d'écoulement moléculaire pour assurer un graissage avec jeux nuls sous HP, huile hydraulique constituée d'hydrocarbures à chaînes carbonées courtes ou cisailées mécaniquement.

Le premier remplissage d'huile hydraulique se fera sous vide interne et la première mise en pression aura lieu sans rotation par les orifices 40 pour mettre en place les éléments constitutifs internes.

Le rendement sera fonction de la compressibilité de l'huile, des frottements mécaniques. Les fuites internes concourront à la compression progressive de l'huile au fur et à mesure de l'approche de l'orifice 2 et n'interviendront pratiquement plus dans les pertes de rendement (ou à la décompression de l'huile dans le fonctionnement en moteur).

Les principes d'équilibrage des engrenages et la création des "paliers hydrauliques" s'appuieront sur les points principaux de construction du générateur récepteur suivant étude correspondant à la représentation développée de la figure 8.

Figure 2, Coupe II, II : les engrenages hélicoïdaux 9 et 10 tels que définis précédemment tourbillonnent dans une enveloppe souple 36 très dure et ou présentant de bonnes caractéristiques de frottement, en acier nitruré ou en matériaux composites sur laquelle est adhésivée une garniture 48 en polymères ou polyesters thermoplastiques genre nylon ou delrin dans laquelle sont logés les joints d'étanchéité des secteurs hydrostatiques d'équilibrage sur le diamètre extérieur des dentures des engrenages 9 et 10. Cette enveloppe 36 entoure les deux engrenages, est rectifiée intérieurement à un diamètre légèrement supérieur de quelques centièmes de millimètres au diamètre extérieur des engrenages et la rectification a lieu sous tension c'est-à-dire que l'enveloppe doit se refermer sur le diamètre extérieur des en-

grenages 9 et 10 , sauf au point 3 , qui , par sa rigidité conservera la courbure de rectification pour permettre l'entrée des dents lors de la rotation des engrenages .Les logements des joints des secteurs d'équilibrage hydrostatiques sur enveloppe 36 peuvent également être réalisés dans le corps 49 ; la garniture 48 serait alors supprimée , mais l'enveloppe 36 doit alors présenter un bon état de surface sur ses diamètres extérieurs , ce qui est un peu plus difficile à obtenir , l'ébauche de l'enveloppe 36 étant obtenue par extrusion filage dans le cas d'une enveloppe 36 en acier nituré.

Les engrenages 9 et 10 n'ont pas de portées pour paliers , ceux-ci étant remplacés par l'enveloppe 36 et le diamètre extérieur des engrenages , par le roulement des engrenages 9 et 10 l'un sur l'autre au point 3 , et par les " paliers hydrauliques " . L'engrenage 10 comporte un orifice central pour l'évacuation des fuites HP vers BP , dont le schéma général n'est pas représenté , mais qui est en tout point semblable à ceux réalisés pour ce genre de matériel . L'engrenage 9 comporte une partie arbrée du côté de la prise de mouvement 50 pour la transmission du couple de génération ou de réception . Cette partie arbrée peut être soit solidaire de la partie centrale de l'engrenage 9 , soit liée à celle-ci par des cannelures , car elle n'est soumise qu'à des contraintes de torsion . Dans cette construction , les parties centrales des engrenages 9 et 10 seraient alors identiques , avec un noyau acier cannelé .

La partie arbrée de l'engrenage 9 reçoit le joint 51 d'étanchéité externe , et porte , à son extrémité , les cannelures 50 engagées dans la prise de mouvement 52 , montée sur douille à aiguilles . Cette prise de mouvement 52 logée dans le centrage 53 du générateur récepteur , est destinée , par sa forme , à éviter les chocs externes sur l'engrenage 9 et toute contrainte axiale sur celui-ci.

Les engrenages 9 et 10 constituent le rotor du générateur récepteur et reçoivent les conduits 19 , tels que définis précédemment.

Sur les faces des engrenages 9 et 10 , l'étanchéité est assurée par les flasques 21 et 22 ; qui constituent le stator du générateur récepteur . Ces flasques sont en po-

lymères ou polyesters thermoplastiques, genre nylon ou delrin composites , c'est-à-dire avec des charges métalliques poudre pour améliorer les caractéristiques de conductibilité thermique . Elles sont en une pièce sur chaque face pour les engrenages 9 et 10 , sont moulées avec inserts constitués par les conduits 23 , anti-retour 35 , conduits 33 (figure 8) et orifices d'alimentation et de refoulement HP - BP (figure 3 , coupe III-III) . Le diamètre extérieur sera supérieur de quelques centièmes au diamètre extérieur des engrenages , pour permettre à l'enveloppe 36 de comprimer l'extérieur des flasques 21 et 22 , jusqu'au diamètre extérieur des engrenages 9 et 10, et assurer ainsi l'étanchéité enveloppe 36 - flasques 21 et 22.

L'ensemble des engrenages 9 et 10 , des flasques 21 et 22 , est logé dans le corps 49 , an alliage léger ou en fonte , sur lequel se referment les couvercles 54 et 55 , également en alliage léger ou en fonte , le tout assemblé par les boulons 56 .

Le couvercle 54 porte sur le centrage 53 la bride de fixation du générateur-récepteur , non représentée .

L'étanchéité externe est assurée par les joints 57 entre corps et couvercles , 58 entre flasques et couvercles 51 sur la partie arbrée de l'engrenage 9.

Les jeux 34 représentés sur cette figure 2 , coupe II - II , entre corps 49 et enveloppe 36-48 , et entre flasques 21 et 22 , et couvercles 54 et 55 , constituent la surface à pression maximum totale permanente générée ou reçue par le générateur récepteur . Les conduits 59 assurent les liaisons entre les différentes parties de cette zone 34 dont la mise en pression sera facilitée par des dégagements entretenus par des inserts métalliques , sorte de quadrillage , non représenté , en particulier dans la zone annulaire entre flasques et couvercles.

Figure 3 , coupe III - III , représente le flasque supérieur 21 ou le flasque inférieur 24 , dans lequel sont logés les joints 45 délimitant les secteurs de compensation hydrostatique matérialisés par les dégagements 60 dans lesquels aboutissent les alimentations 30 , prises de pression sur les conduits 23 , ainsi que les conduits 33 d'alimentation des " paliers hydrauliques " aux points 6, à partir de la zone

34 , et représentés sur les diamètres primitifs des engrenages.

L'orifice 40 est matérialisé par l'insert 61 et le joint 62 et , opposé à cet orifice , le secteur de compensation hydrostatique délimité par le joint 63 .

Sur le pourtour du flasque 21 ou 22 , la position de l'enveloppe 36 autour des engrenages 9 et 10 , le joint 57 d'étanchéité corps couvercle , les orifices 59 de liaison des zones 34 .

La figure 4 représente une vue développée de l'extérieur de l'enveloppe 36 - 48 montrant la position des engrenages 9 et 10 et les secteurs d'équilibrage hydrostatique délimités par les points 37 , matérialisés par les dégagements 38 et alimentés par les orifices 43 dont la diamètre sera le plus petit possible , et inférieur à la largeur du sommet de la dent des engrenages , pour éviter les fuites d'une dent à la suivante , lors de la commutation sur ces orifices . Il est à noter que cette commutation se fait couple de dents par couple de dents , avec un décalage de temps correspondant à la rotation de l'engrenage de $\frac{\pi M}{Z-1}$

L'anti-retour 39 au point 3 permet l'alimentation de la zone 34 à la pression maximum de génération ou de réception.

Les secteurs de compensation hydrostatique ont été représentés parallèles à l'axe des engrenages , ce qui ne correspond pas exactement aux creux de dent à équilibrer, mais cela n'est pas grave du fait de la zone 34 située en rapport des flasques 21 et 22 , qui est nettement surabondante . Cette compensation hydrostatique sur les dentures a seulement pour but d'atténuer l'action de la zone 34 qui agira de toute façon pour plaquer l'enveloppe 36 sur le sommet des dents . Ces secteurs de compensation hydrostatique peuvent être réalisés avec une inclinaison correspondant à l'inclinaison des hélices des engrenages 9 et 10 , la construction sera un peu moins simple , et la compensation hydrostatique meilleure et plus rationnelle.

La figure 5 , coupe V - V , montre une coupe méciante de l'enveloppe 36 - 48 avec des engrenages 9 et 10 , le corps 49 , joints 37 , les orifices 43 , les dégage -

gements 38, la zone 34.

Les figures 6,7,8,9 sont la représentation développée des différents "bobinages hydrauliques" d'équilibrage des engrenages 9 et 10.

La figure 10 coupe III - III. représente les flasques 21 ou 22 dans le cas de la représentation développée de la figure 9 de groupement des conduits dans le cas d'unités de faible puissance et grandes vitesses de rotation. Les joints 45 délimitent les secteurs d'équilibrage correspondant à deux dents, sont alimentés par les conduits 30, prises de pression sur les conduits 23 et alimentation de la deuxième dent du secteur par le conduit 46 par la zone de compensation hydrostatique.

Cette figure montre le cercle de commutation 20 sur lequel apparaissent les alvéoles 41 permettant les liaisons remplaçant les conduits supprimés.

La figure 11 coupe XI - XI est une coupe sur la face entre les engrenages 9 et 10 et les flasques 21 et 22 montrant une représentation panoramique des conduits constituant les "bobinages hydrauliques" stator et rotor.

Conduits 23 du flasque supérieur 21 qui ne devraient pas apparaître du fait de la coupe et conduits 19 des engrenages 9 et 10, la partie pleine du conduit partant de la face supérieure de l'engrenage et la partie pointillée aboutissant à la face inférieure. Les conduits 23 du flasque inférieur 22 ne sont pas représentés pour ne pas surcharger la figure mais peuvent se déduire par symétrie centrale.

Les conduits 23 partent d'une face des flasques 21 ou 22 au primitif des engrenages 9 et 10 et aboutissent à la même face des flasques 21 et 22 au cercle de commutation 20 et les conduits 19 partent du cercle 20 d'une face des engrenages et aboutissent au cercle 20 de l'autre face des engrenages 9 ou 10, la rotation des engrenages provoquant la liaison ou la rupture des circuits par commutation au primitif par les faces des dents et sur le cercle de commutation 20 par les orifices d'aboutissement des conduits 23 et 19. Les liaisons sont assurées pendant une course légèrement supérieure à un demi-pas d'équilibrage.

Cette coupe montre la position de l'enveloppe

36 - 48, l'orifice 40, les anti-retour 35 d'évacuation des creux de dents au point 3, les anti-retour 39, les points 37, conduits 43 et dégagements 38 d'équilibrage hydrostatique sur enveloppe.

Les courbes 8 représentent la répartition des forces de pression résultant de l'équilibrage autour des pignons 9 et 10, ces courbes évoluant autour d'une valeur moyenne au cours de la rotation et sont constituées d'une série de paliers de pression correspondant aux creux de dents.

La figure 12 coupe XII - XII est une demi-coupe par l'axe du générateur récepteur au point 3. L'orifice d'alimentation ou de refoulement 40 est matérialisé par l'insert 61 logé dans le flasque 21. Cet insert comporte un boîtier 64 dans lequel sont logés les deux anti-retour 35, ce boîtier étant fermé par un couvercle pour l'isolement des anti-retour lors du moulage. Les anti-retour 35 débouchent d'une part dans l'orifice 40 par un conduit 66 et d'autre part dans les alvéoles 65 de récupération d'huile des creux de dents (figure 13 - coupe XIII - XIII) et section rabattue). Ce boîtier est également relié par un conduit muni d'un anti-retour 68, toujours logé dans le flasque 21 ou 22, pour récupération des fuites ou création d'une dépression dans une gorge ou canal 67 tout le tour des flasques 21 ou 22 pour assurer le contact parfait entre les flasques 21 et 22 et l'enveloppe 36.

L'enveloppe 36 comporte un dégagement 69 à l'angle d'hélice sur les pointes en 3 et débouchant dans le dégagement 70 situé sous l'orifice 40 et permettant un bon écoulement du fluide hydraulique.

Dans cette zone, les flasques 21 et 22 empiètent sur des dégagements fraisés de l'enveloppe 36.

Le conduit 72 relie l'orifice 40 au raccordement extérieur du générateur récepteur.

La figure 14 montre une autre version de récupération d'huile des creux de dents autre que par les anti-retour 35 par un système d'alvéoles 73 sur faces des flasques 21 et 22, les creux de dents étant successivement isolés de l'orifice 40 lorsqu'ils passent en basse pression par la fermeture de la liaison 73 - creux de dents → orifices

40 par la face de la dent de l'engrenage 9 ou de l'engrenage 10. L'alvéole 73 joue le même rôle que les fenêtres de dégagement sur les pompes à engrenages droits.

5 La figure 15 donne une idée des courbes de pression 8 tout autour des engrenages 9 et 10 dans le sens radial.

Les forces de pression 12 équilibrent les forces 11 en 3 résultant des pressions en 3 et des composantes radiales dues au couple de génération ou de réception.

10 Les forces HP et BP s'équilibrent avec avantage aux forces HP opposées à l'orifice 2 due au décalage de l'équilibrage secteur 6, 26 par rapport au secteur 3, 24.

La figure 16 schématise les forces de pression axiales agissant sur les engrenages 9 et 10.

15 Les résultantes des forces de pression 13 et 15 équilibrent les forces de pression 14 et 16. Les "paliers hydrauliques aux points 6 créent au point 3 sur chaque engrenage 9 et 10 une force de réaction qui s'oppose à la composante axiale sur chaque engrenage 9 et 10, due au couple de génération ou de réception.

20 La figure 17 représente une dent dans le cas d'un engrenage acier ou métallique sur laquelle est rapportée une garniture anti-friction 74 sur sommet de dent, l'usure due aux frottements devant se faire en priorité sur le sommet des dents et en second sur l'enveloppe 36 pour assurer une bonne étanchéité. Cette garniture 74 peut être un dépôt métallique ou une garniture plastique adhésive.

La figure 18 représente différentes solutions de circuits entre deux creux de dents des engrenages par l'intermédiaire des conduits 23 dans les flasques et 19 dans les engrenages.

Circuit 75 : les conduits 23 dans les flasques 21 et 22 couvrent un angle égale à la moitié de la liaison totale et le conduit 19 dans les engrenages 9 ou 10 un angle nul.

Circuit 76: les conduits 23 dans les flasques 21 et 22 couvrent un angle nul et le conduit 19 dans les engrenages 9 ou 10 couvre un angle égal à la totalité de la liaison.

Circuit 77 : ce circuit représente toutes les solutions intermédiaires entre les circuits 75 et 76.

Le choix sera fait en fonction de la largeur des engrenages 9 et 10, une grande largeur facilitant un con-

duit 19 à tendance entre 76 et 77 et une faible largeur un conduit 19 à tendance entre 75 et 76. L'inverse pour les conduits 23 dans les flasques et qui conduira à avoir des flasques 21 et 22 plus épais pour des engrenages 9 et 10 moins
5 larges, ces considérations amenant à conserver des encombrements identiques de générateur récepteur pour une même valeur de module M et de nombre de dents Z pour différents débits , ceci permettant de créer une gamme de matériels étagée assu-
10 rant une progression régulière de puissance.

La figure 19 montre la représentation panoramique de ces différents types de circuits 75 - 76 - 77 avec en traits pleins les parties situées dans la moitié supérieure et en traits pointillés les parties situées dans la moi-
15 tié inférieure.

Le type de circuit adopté devra également tenir compte que dans la partie 23 située dans les flasques 21 et 22 , cette partie doit se prêter à la déformation plastique des flasques 21 et 22 pour permettre à l'en-
20 veloppe 36 de venir en contact sur le diamètre extérieur des engrenages 9 et 10. En particulier, la forme de circuit 76 et les formes voisines sont à proscrire car elles ne permettent pas cette déformation et conduisent également à un encombrement trop important des conduits 19 dans les en-
25 grenages 9 et 10.

La figure 20 montre différents types de conception de conduits 19 dans les engrenages 9 et 10 et leur représentation symbolique sur les figures 6 - 7 - 8 et 9.

Le conduit 78 peut-être une tuyauterie métallique ou
30 plastique . Le conduit 79 une tuyauterie métallique ou plastique avec embout métallique ou plastique servant à positionner le conduit dans le moule (montage sur picots sur face du moule).

Le conduit 80 peut être réalisé par un câble
35 flexible entretoisé ou gainé plastique dans le cas d'engrenages 9 ou 10 réalisés en matériaux composites à base de résine et de fibres de verre, de carbone ou métalliques et ces câbles retirés après moulage.

La figure 21 montre différents types de conception
40 de conduits 23 dans les flasques 21 et 22 et leur représen-

tation symbolique sur les figures 6 - 7 - 8 et 9.

5 Le conduit 81 sans orifice 30 pour l'équilibrage peut être une tuyauterie métallique ou plastique utilisée dans le cas d'unités de petites puissances dans lesquelles on ne fera pas d'équilibrage hydrostatique, l'encombrement ne le permettant pas et les faibles portées ne le justifiant pas : le groupement de deux, trois, n dents pourra tout de même se faire par une rainure sur la face du flasque au diamètre primitif, ceci sans passer par le secteur d'équilibrage
10 inexistant.

Le conduit 82: une tuyauterie métallique ou plastique logée dans un embout métallique ou plastique, comportant le conduit 30 d'alimentation du secteur d'équilibrage hydrostatique sur flasque.

15 Le conduit 32: une tuyauterie métallique ou plastique logée dans un embout métallique ou plastique, comportant le conduit 30, et un anti-retour 31, système utilisé dans la version de la figure 6 au point 6.

20 Le conduit 23 pourra également être constitué par une rainure dans la face du flasque 21 ou 22, rainure allant du point de prise de pression au cercle primitif jusqu'au point de liaison avec les conduits 19 sur le cercle de commutation 20.

Le conduit 23 pourra également être constitué dans sa partie parallèle aux faces par le secteur de compensation hydrostatique 60 et des liaisons par des tuyauteries verticales liant le secteur 60 d'une part, et le cercle primitif et le cercle de commutation 20 d'autre part .

Réalisation pratique de certains éléments constitutifs de ce générateur récepteur hydraulique à engrenages hélicoïdaux :

La plus grande difficulté réside principalement dans la fabrication des circuits rotor et stator.

Les bobinages seront réalisés extérieurement et ensuite montés dans les moules.

35 Pour les grosses unités, peu de problèmes, les encombrements permettant de placer facilement les conduits et d'envisager des conduits 19 percés dans les engrenages 9 et 10 réalisés en acier selon les méthodes de fabrication classiques.
40

Pour les petites unités , envisager les groupements de conduits et l'utilisation du secteur de compensation hydrostatique 60 , comme portion du conduit 23 .

- 5 L'ensemble de la construction sera parfaitement symétrique par rapport au point central des primitifs au point 3 à mi-hauteur des engrenages 9 et 10.

- 10 Les engrenages 9 et 10 pourront être en acier avec les conduits 19 percés pour les grosses unités, ou pour les petites unités, réalisés en deux parties emmanchées à force et brasées au diamètre du cercle de commutation 20, les conduits 19 réalisés pour moitié, demi-section circulaire coupée par cercle de commutation 20, dans chacune des deux parties mâle et femelle, la brasure cuivre assurant l'assemblage des
15 deux parties entre les conduits et l'étanchéité relative de ceux-ci, les dentures taillées avant ou après en rapport des conduits. Les faces seront rectifiées et les engrenages appairés dans une tolérance d'épaisseur de l'ordre du centième de millimètre.

- 20 Les engrenages 9 et 10 pourront aussi être en matériaux composites avec un moyeu acier avec canelures d'entraînement, ils seront moulés avec les conduits 19 insérés dans une résine thermodurcissable chargée soit de fibres de verre, soit de fibres de carbone, soit de poudres métalliques
25 permettant une bonne conductibilité thermique assurant l'évacuation de la chaleur résultant des frottements.

La lubrification des contacts flasques-engrenages se faisant sous haute-pression, les caractéristiques de frottement dans ces conditions seront bien étudiées.

- 30 Les dentures peuvent être taillées ou moulées.

- Les flasques 21 et 22 sont moulés avec leurs inserts métalliques conduits 23, inserts 61, inserts métalliques pour conduits 33. Ces conduits 33 peuvent évoluer dans toute la zone 6 selon les utilisations prioritaires en générateur ou en
35 récepteur et selon le sens de rotation prioritaire. Le dégagement 67 pourra être usiné. Des charges métalliques poudre permettront d'améliorer les caractéristiques de conductibilité thermique. Des charges de graphite ou de disulfure de molybdène permettent d'améliorer les caractéristiques de frotte-
40 ment.

Les logements de joints de la garniture 48 de l'enveloppe 36 seront usinés si nécessaire et seront soit droits soit inclinés suivant inclinaison de l'angle d'hélice des engrenages 9 et 10.

L'ensemble de ce générateur récepteur est ainsi conçu de façon à travailler avec des jeux nuls sur tous les points à risques de fuites hydrauliques. L'étude et la définition des secteurs d'équilibrage hydrostatique et des zones 34, de la plasticité des matériaux en particulier des flasques 21 et 22, des coefficients de frottement devront assurer ces jeux nuls tout en n'entraînant pas des forces de contact trop élevées entre les faces en frottement dont les mouvements relatifs seront assurés par la lubrification haute-pression par les creux de dents et aux points de commutation sur le cercle 20. La construction sera toujours un compromis entre les pertes par fuites internes et les pertes par frottement, l'équilibre entre ces pertes et une huile hydraulique bien adaptée assurant le rendement maximum du générateur récepteur.

REVENDECATIONS

1 - Générateur récepteur hydraulique pour la transmission de puissance comprenant deux engrenages accouplés à l'intérieur d'un stator, lequel comporte par ailleurs au moins une ouverture d'arrivée et une ouverture de retour pour un liquide sous pression, tandis que deux flasques refermant le stator de part et d'autre des deux engrenages sur lesquels ils assurent une étanchéité latérale, caractérisé en ce que le stator comporte une enveloppe métallique ou composites souple soumise extérieurement à une pression centripète qui lui permet d'assurer l'étanchéité sur les sommets des dents des engrenages, lesquels comportent une denture hélicoïdale, mais sont dépourvus d'axes et de paliers mécaniques, l'équilibrage hydraulique interne étant assuré par un réseau de conduits prévus dans les engrenages (9) et (10) tournant et dans les flasques (21) et (22) fixes, pour constituer un bobinage hydraulique qui, au cours de la rotation des engrenages (9) et (10), mette en relation les couples de dents opposées de façon à obtenir une même pression hydraulique dans les creux de dents pour des positions angulaires diamétralement opposées.

2 - Générateur récepteur hydraulique suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le bobinage hydraulique comprend des conduits rotoriques (19) dans les engrenages (9) et (10), et statoriques (23) dans les flasques (21) et (22), les commutations successives entre les conduits rotoriques (19) et statoriques (23) étant assurées par leurs extrémités défilant les unes devant les autres sur un cercle de commutation (20) et simultanément sur les creux de dents au niveau du cercle primitif pour l'autre extrémité des conduits statoriques (23), assurant la liaison permanente entre les creux de dents opposés pour un nombre de dents pair et les creux de dents opposés avec un décalage de un demi-pas pour un nombre de dents impair, sauf dans les zones (6) et (3), zones 6 où sont créés des paliers hydrauliques, diamétralement opposés au point d'engrènement (3) des engrenages (9) et (10).

3 - Générateur récepteur hydraulique suivant la revendication 2, caractérisé en ce que chacune des zones des paliers hydrauliques (6) et (6) opposées au point d'engrènement (3) s'accompagne à cet endroit :

- d'une part de la rupture de la liaison entre le creux de dent en ce point et au point opposé

- d'autre part de la conservation de la pression par alimentation des paliers hydrauliques ainsi créés en haute pression, grâce à un conduit (33) issu de la zone de pression totale permanente (34) en ces points, conduit dont le positionnement est choisi pour permettre le renforcement ou l'atténuation de l'action des paliers hydrauliques, suivant le sens prioritaire de rotation choisi pour l'engin et suivant que l'engin est défini pour une utilisation prioritaire en générateur ou en récepteur.

4 - Générateur récepteur hydraulique suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que chacun des flasques latéraux: (21) et (22) est réalisé en un matériau souple du groupe des polymères et des polyesters thermoplastiques, chargé de poudres métalliques améliorant la conductibilité thermique, chargé de poudres graphite ou bisulfure de molybdène améliorant les caractéristiques de frottement, ce qui permet à chaque flasque (21) et (22) de fluer pour s'adapter au diamètre extérieur des engrenages (9) et (10) sous l'effet de leur compression radiale par l'enveloppe statorique (36) et par la zone de pression totale maximum (34).

5 - Générateur récepteur suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il comprend des engrenages (9) et (10) possédant au moins un noyau central métallique pour absorber les contraintes de compression radiale, alors que la denture périphérique et les conduits rotoriques sont définis dans du métal ou dans une matière synthétique chargée de poudres métalliques et de poudres graphite ou bisulfure de molybdène:

- en métal, les engrenages (9) et (10) étant soit percés soit exécutés en deux pièces assemblées par brasure au diamètre du cercle de commutation (20) et les conduits (19) réalisés par moitié sur chacune des deux parties mâle et femelle assemblées.

- en composites, les conduits (19) étant insérés dans les engrenages (9) et (10) lors du moulage.

6 - Générateur récepteur suivant l'une quelconque des

revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il comporte sur les flasques (21) et (22) ainsi que sur l'enveloppe statorique (36) respectivement des secteurs (60) et (38) délimités par des joints (45) et (37) recevant la pression opposée par des conduits (30) et (43), de façon à définir sur les flasques et sur l'enveloppe, un équilibrage hydrostatique particulièrement intéressant sur les unités de grande puissance et de grand débit.

7 - Générateur récepteur suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il comporte sur l'enveloppe statorique (36) des clapets anti-retour (39), situés dans la zone d'engrènement (3) des engrenages (9) et (10) pour l'alimentation de la zone de pression totale permanente maximum (34), où règne toujours la pression maximum engendrée ou reçue, ce qui permet entre autres d'assurer le rattrapage de tous les jeux mécaniques.

8 - Générateur récepteur suivant la revendication 6, caractérisé en ce que les joints (37) des secteurs d'équilibrage hydrostatique sur enveloppe (36) sont logés dans des gorges formées dans une garniture (48) en une matière du groupe des polymères et polyesters thermoplastiques adhésive sur l'enveloppe (36), alors que celle-ci est par ailleurs rectifiée intérieurement sous tension à un diamètre supérieur de un ou deux centièmes de millimètres au diamètre extérieur des engrenages (9) et (10), alors qu'enfin elle est dégagée sur les pointes par une pente inclinée intéressant au maximum un demi-pas, inclinaison à l'angle d'hélice de la denture.

9 - Générateur récepteur hydraulique suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il comporte dans les faces des flasques (21) et (22), au niveau du cercle de commutation (20) et du cercle primitif des engrenages (9) et (10), des rainures (41) pour grouper au moins deux des conduits d'équilibrage (23), groupement pouvant se faire également par des rainures dans les engrenages (9) et (10) et par les secteurs d'équilibrage hydrostatique sur les flasques (21) et (22) au niveau du primitif.

10 - Générateur récepteur hydraulique suivant l'une quelconque des revendications précédentes caractérisé en ce que son enveloppe statorique (36) comporte des dégagements (70) pour recevoir la partie des flasques (21) et (22) cor-

respondant aux orifices haute pression , basse pression.

11 - Générateur récepteur suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il comprend sur le pourtour des flasques (21) et (22), un canal basse pression (67) qui est dégagé par deux conduits (68) avec anti-retour, dirigés vers une zone basse pression pour permettre un contact étanche entre l'enveloppe (36) et les flasques (21) , (22).

12 - Générateur récepteur suivant l'une quelconque des revendications précédentes caractérisé en ce qu'il comporte au point d'engrènement (3) des deux engrenages (9) et (10), un système anti-retours (35) reliant, d'une part les creux de denture au point d'engrènement (3), d'autre part l'orifice HP ou BP , ce qui permet d'évacuer l'huile sous pression des creux de dents au point d'engrènement (3) côté HP .

13 - Générateur récepteur suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que chacun des deux engrenages (9), et (10) a un même nombre pair de dents, même module de denture, même angle α d'hélice tel que $\text{tg } \alpha = \frac{2 H}{\pi M}$, et des circuits d'équilibrage séparés par une distance angulaire égale au pas angulaire πM de denture, sauf dans le cas de groupement de conduits : les circuits d'équilibrage relient deux creux de dents diamétralement opposés et l'équilibrage parfait n'est réalisé qu'avec un fluide hydraulique incompressible et dans le cas contraire avec un déséquilibre au bénéfice du côté contenant l'orifice HP.). Les engrenages étant repoussés du côté de l'orifice BP ,.

14 - Générateur récepteur suivant l'une quelconque des revendications 1 à 12 caractérisé en ce que chacun des deux engrenages (9) et (10) a un même nombre impair de dents, même module de denture, même angle d'hélice α tel que $\text{tg } \alpha = \frac{2 H}{\pi M}$ et des circuits d'équilibrage séparés par une distance angulaire égale au pas angulaire πM de denture, sauf dans le cas de groupement de conduits : les circuits d'équilibrage relient deux creux de dents diamétralement opposés avec un écart d'un demi-pas donnant toujours la priorité de mise en pression au secteur opposé au secteur contenant l'orifice HP , l'équilibrage parfait n'étant réalisé que dans

le cas d'une certaine vitesse de rotation égale ou légèrement supérieure à la vitesse maximum admise de rotation et dans les autres cas au bénéfice du côté opposé à l'orifice HP , les engrenages (9) et (10) étant toujours repoussés contre l'orifice HP.

15 - Générateur récepteur suivant l'une quelconque des revendications 1 à 12 caractérisé en ce que chacun des engrenages (9) et (10) a un même nombre impair de dents, même module de denture, même angle d'hélice α tel que $\text{tg} \alpha = \frac{2 H}{\pi M}$ et des circuits d'équilibrage séparés par une distance angulaire appelée pas d'équilibrage et égale à $\frac{2 \pi}{Z - (2k + 1)}$ permettant une fermeture successive des différents circuits avec un décalage angulaire correspondant à $\frac{2 \pi (2k + 1)}{(Z - (2k + 1))Z}$ avec $k = 0, 1, 2, 3, \dots$ sauf dans le cas de groupements de conduits : les circuits d'équilibrage reliant deux creux de dents diamétralement opposés avec un écart de un demi-pas donnant toujours la priorité de mise en pression au secteur opposé au secteur contenant l'orifice HP , l'équilibrage parfait n'étant réalisé que dans le cas d'une certaine vitesse de rotation égale ou légèrement supérieure à la vitesse maximum de rotation admise et dans les autres cas au bénéfice du côté opposé à l'orifice HP, les engrenages (9) et (10) étant toujours repoussés contre l'orifice HP.

FIG 1

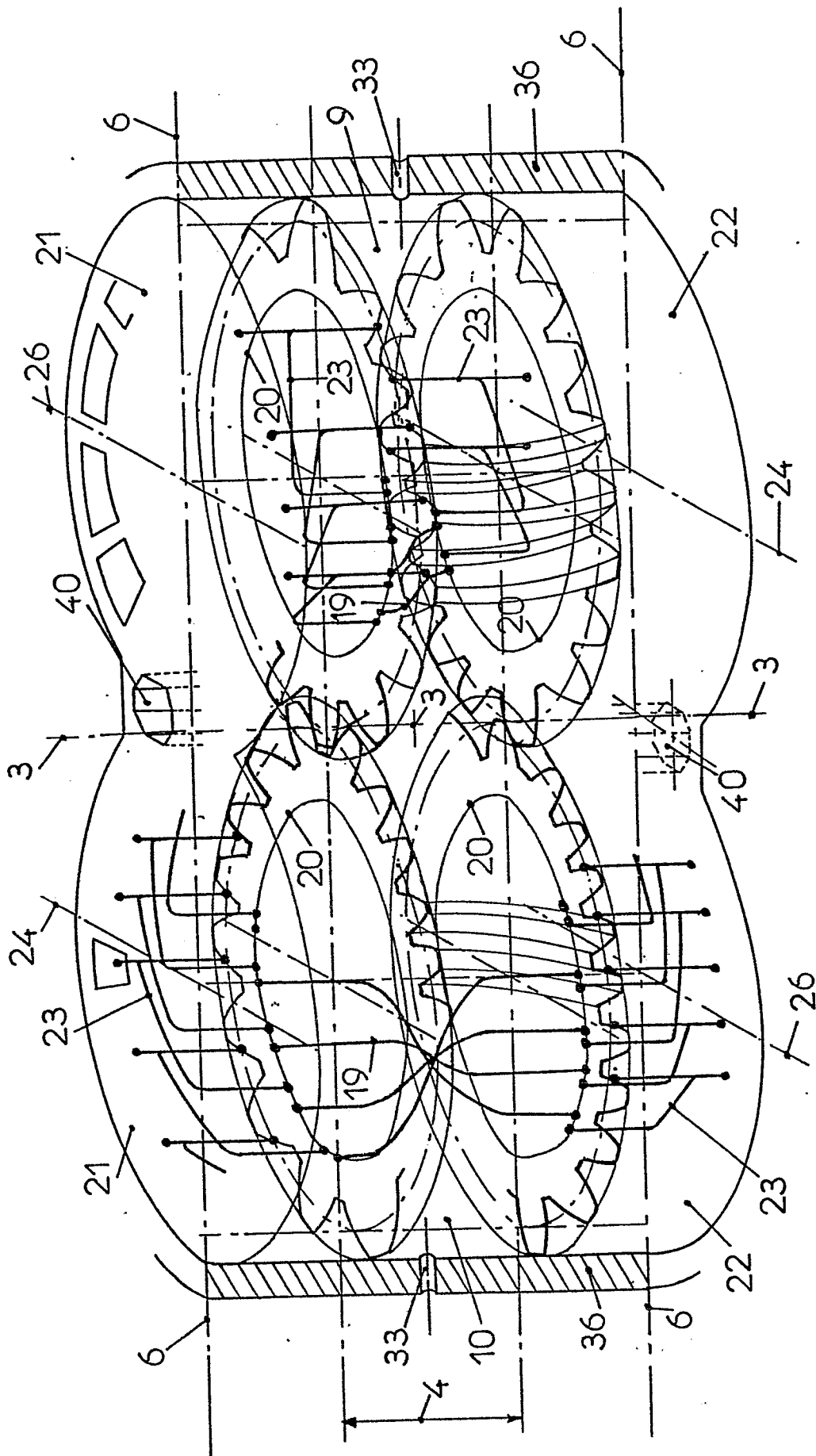
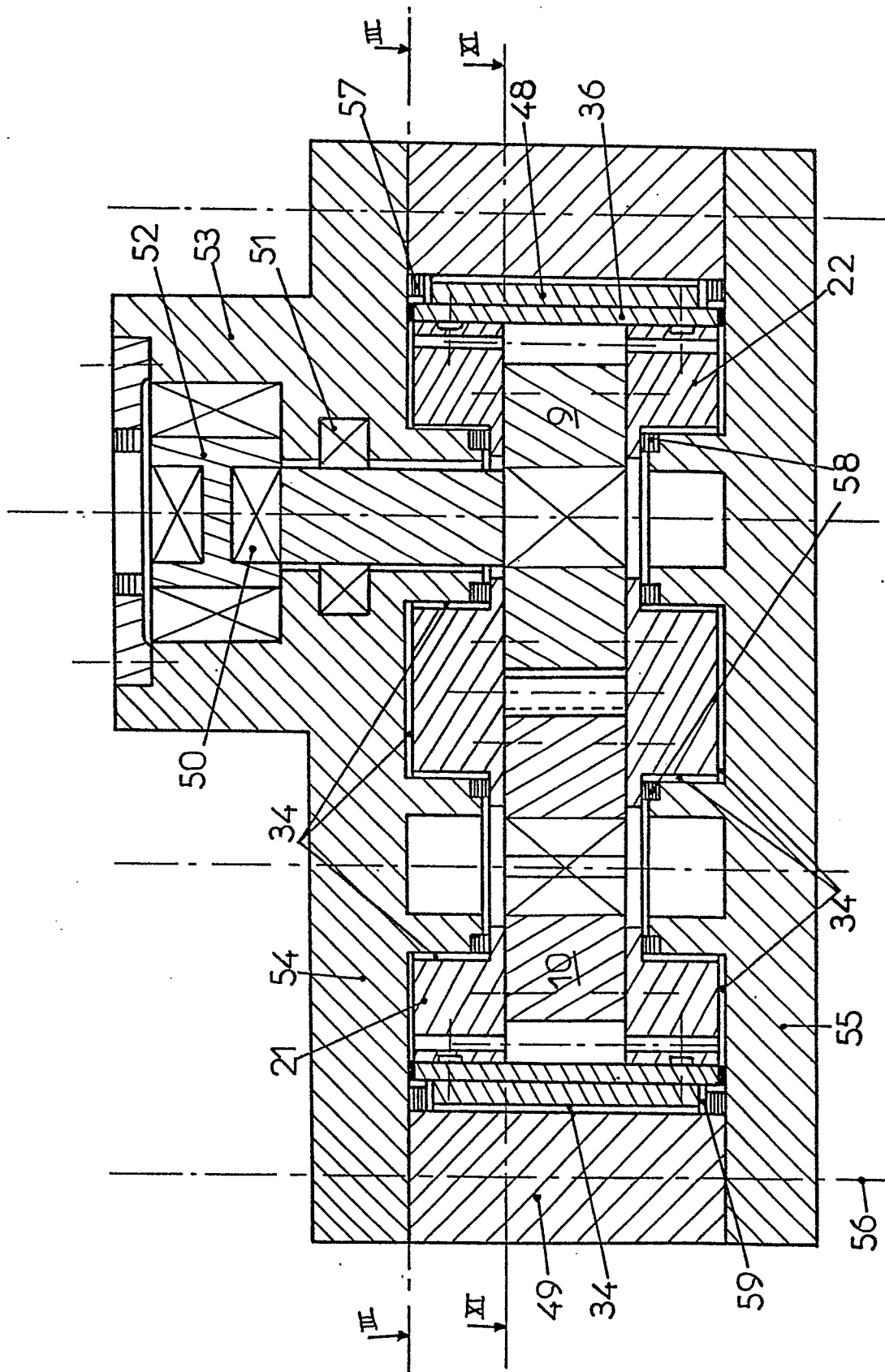
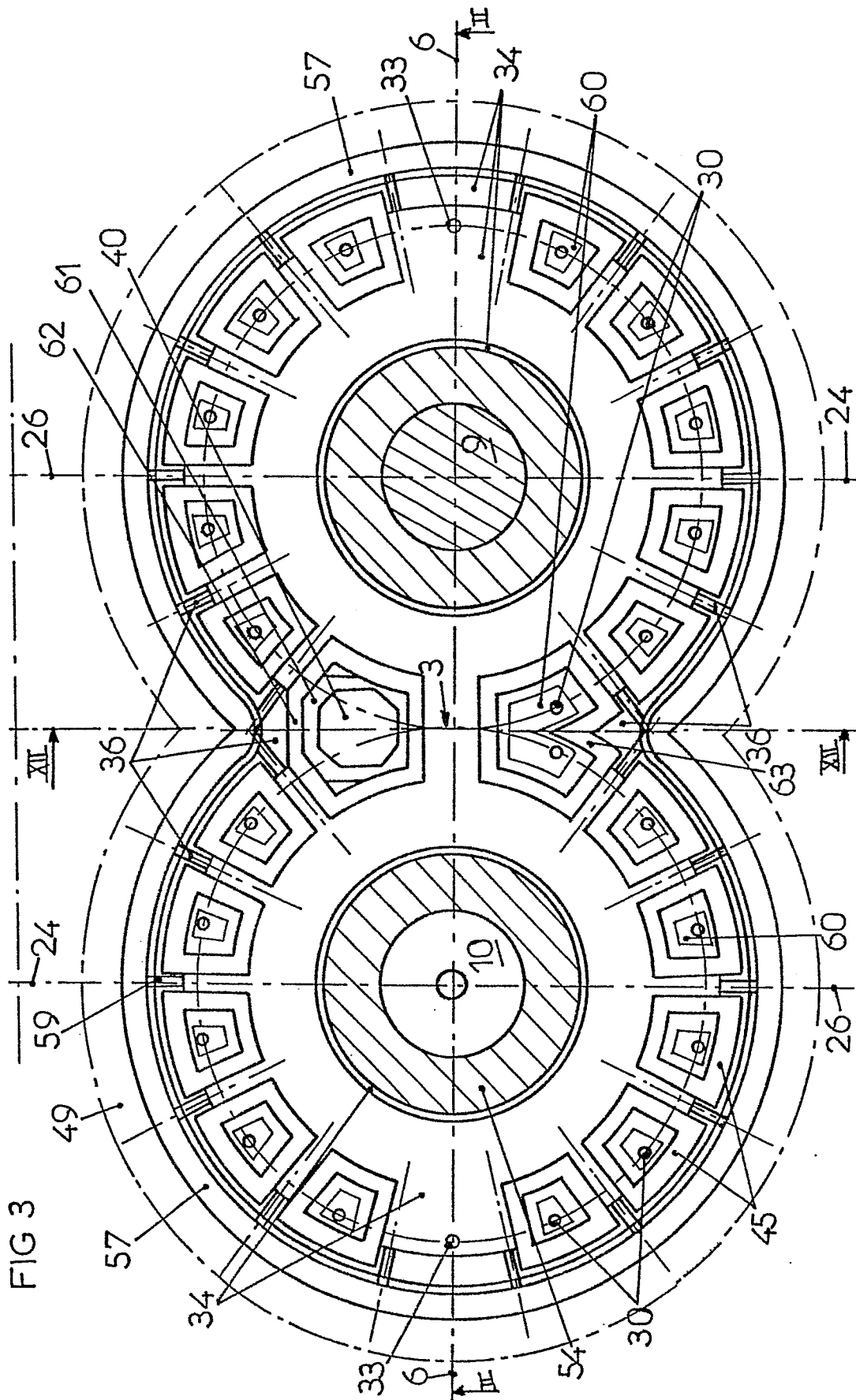


FIG2





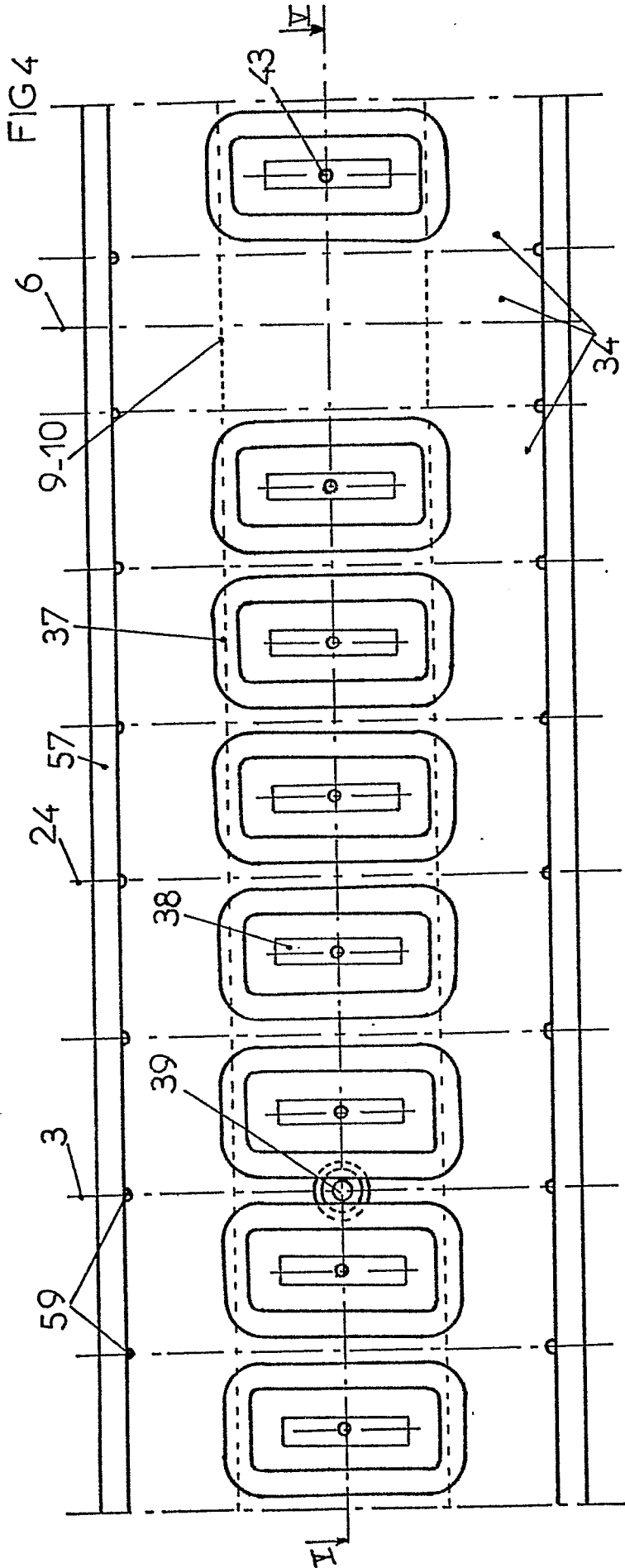
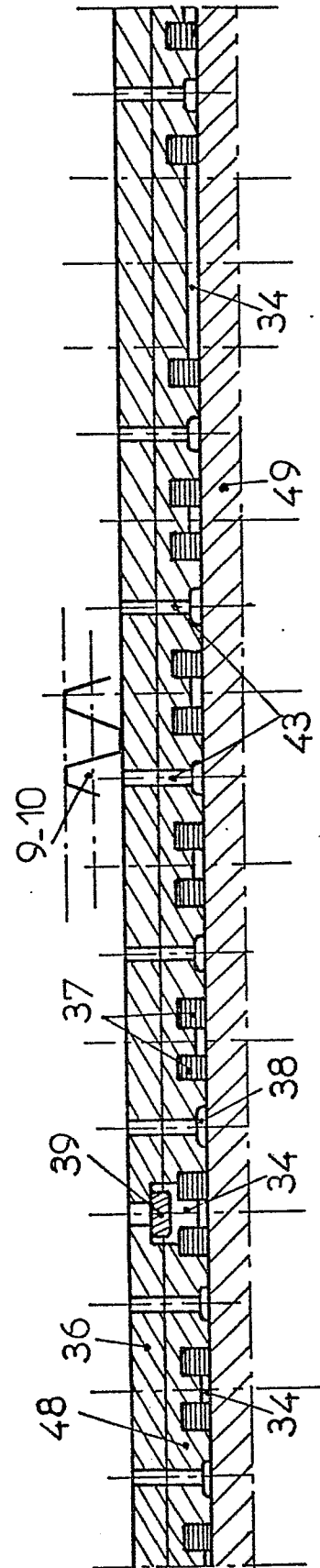


FIG 5



PL 5/13

FIG 6

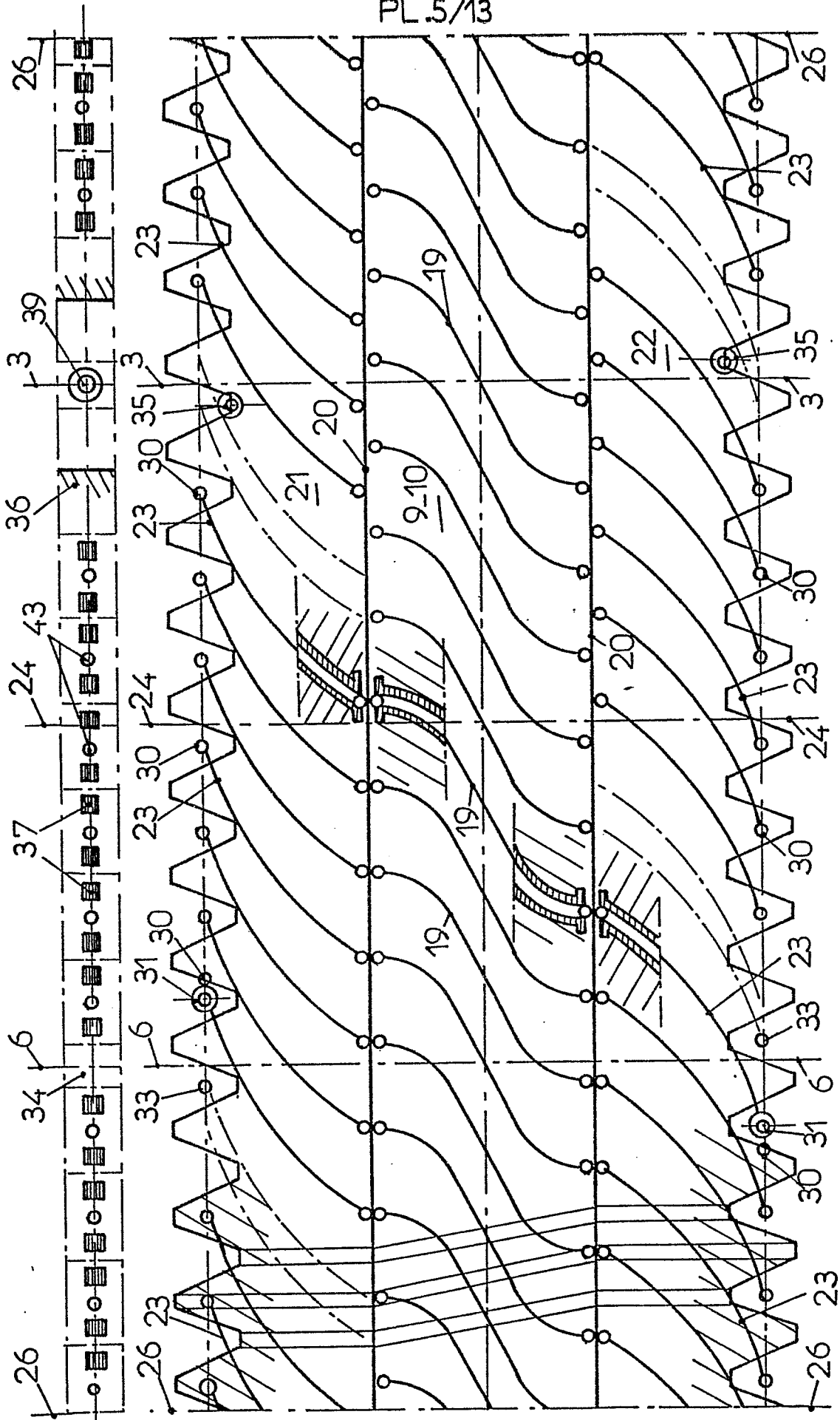


FIG 7

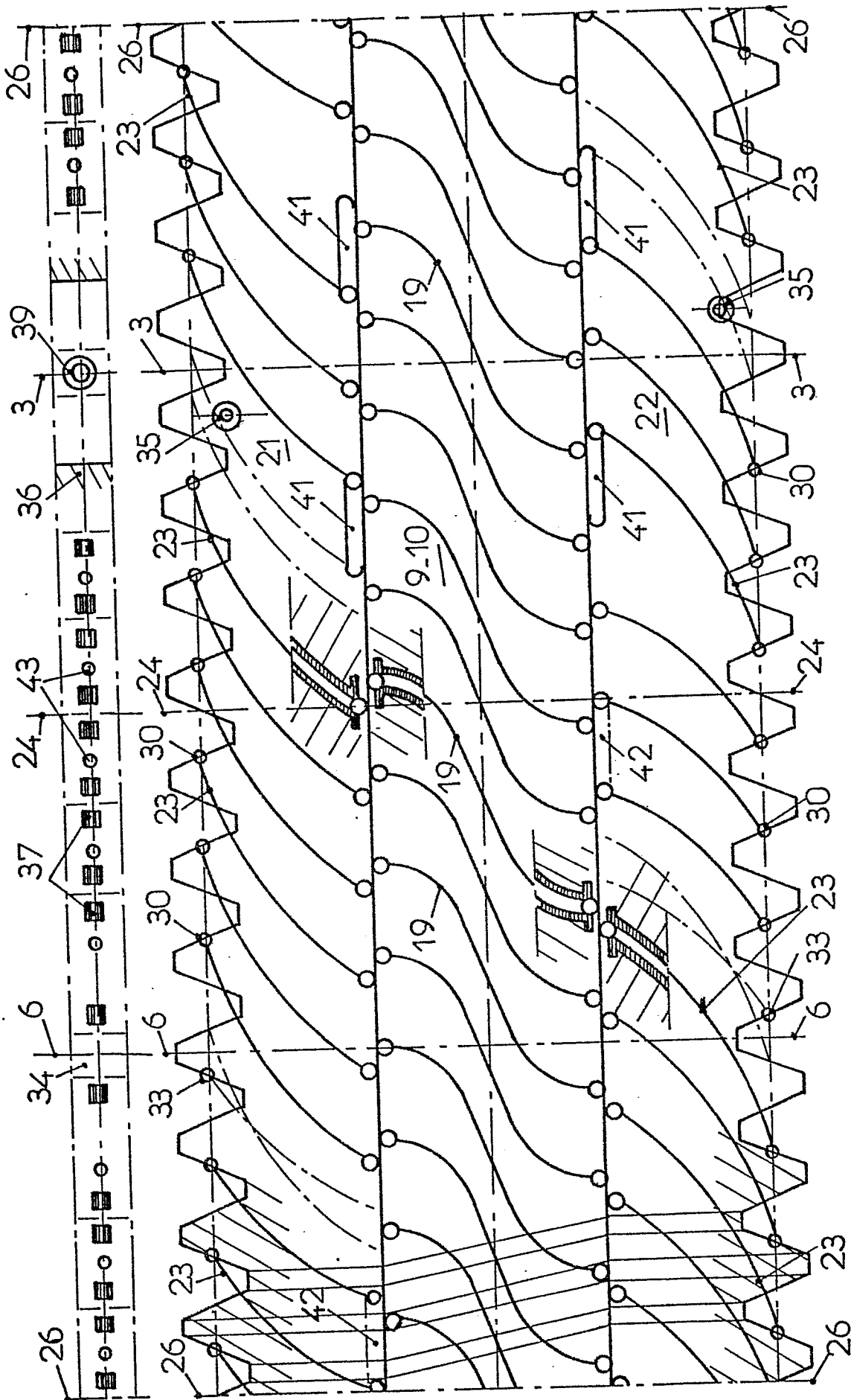
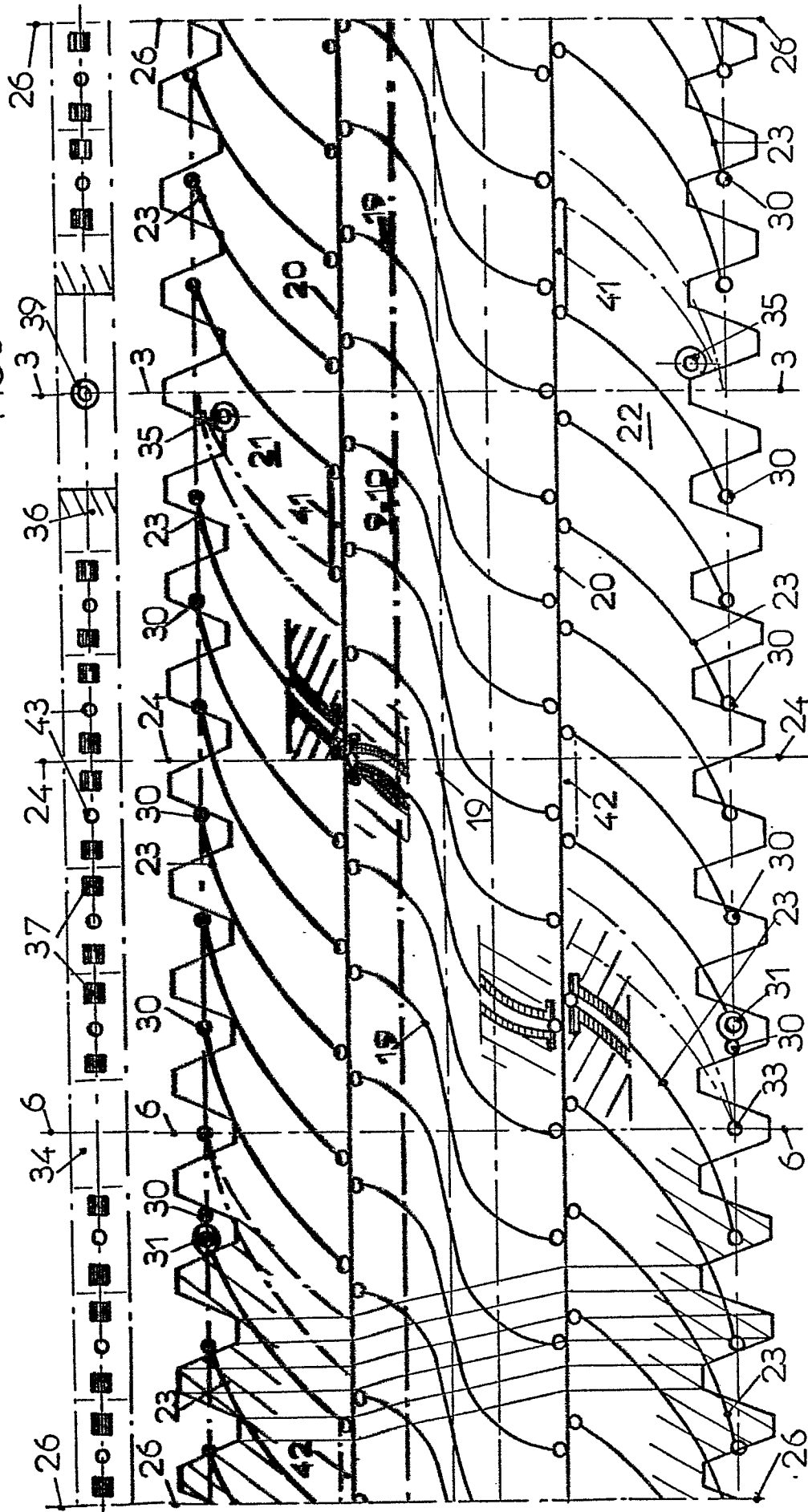


FIG 8



PL.8/13

FIG 9

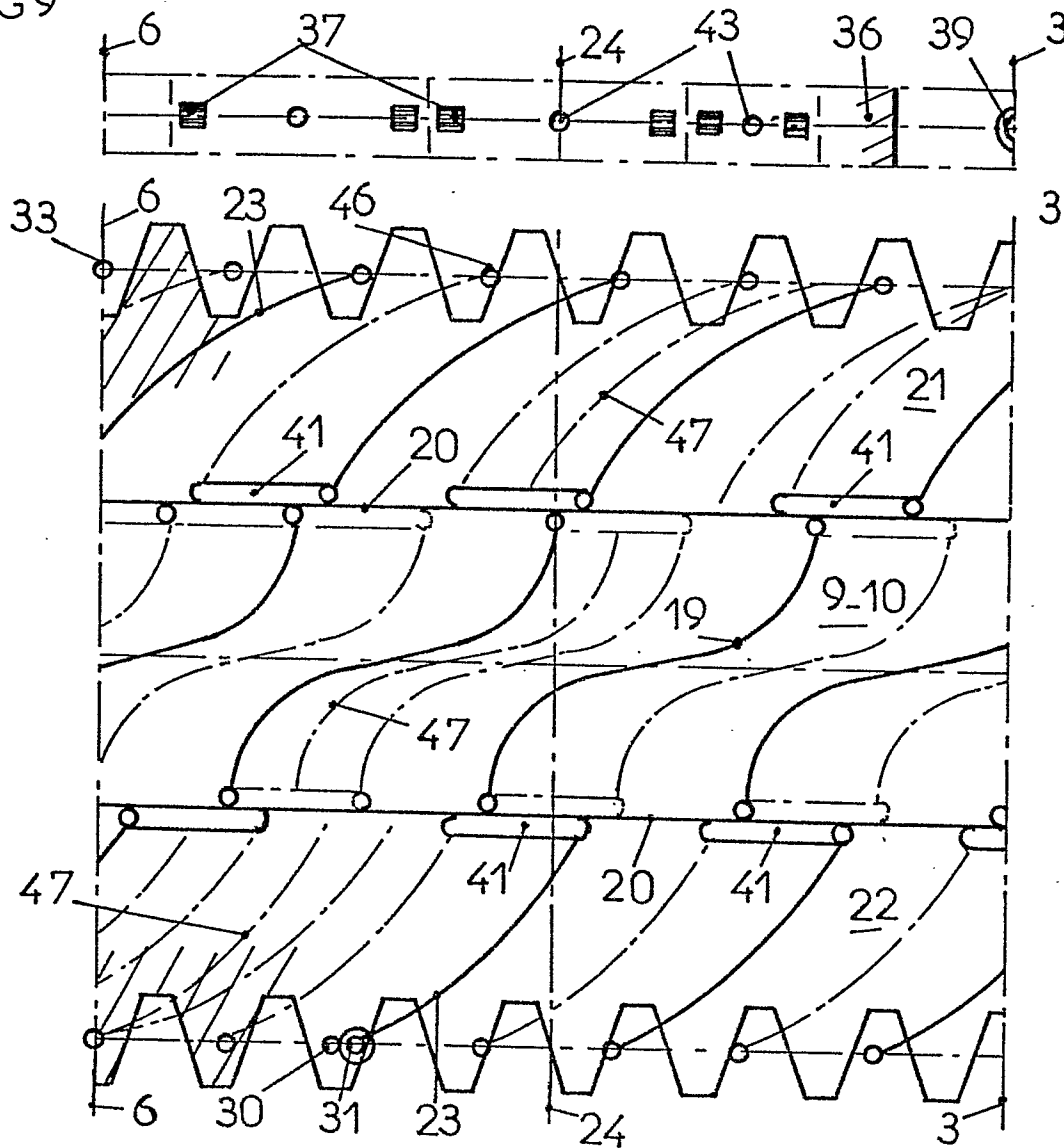


FIG 10

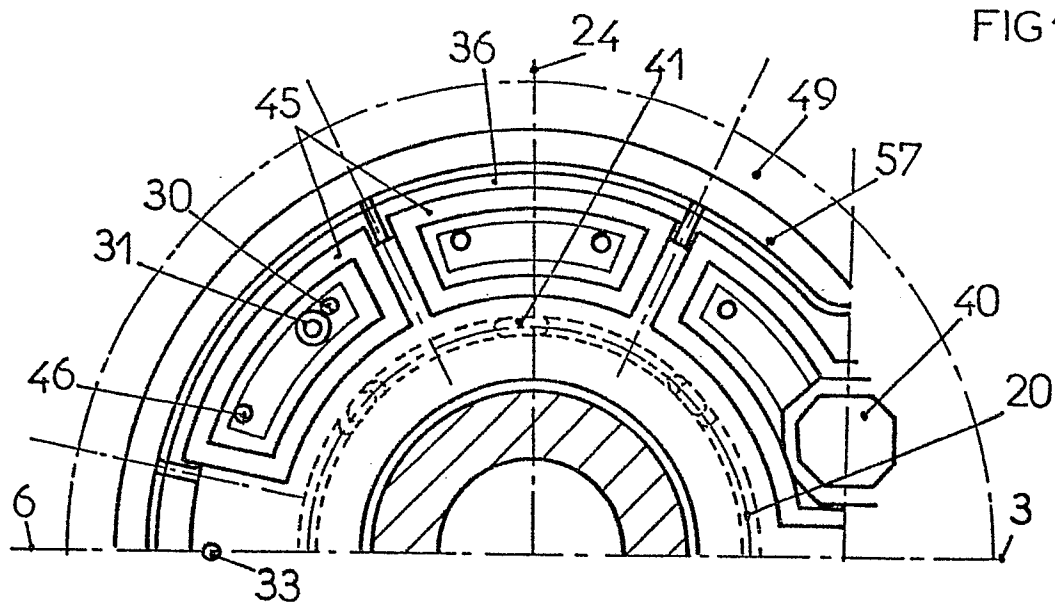
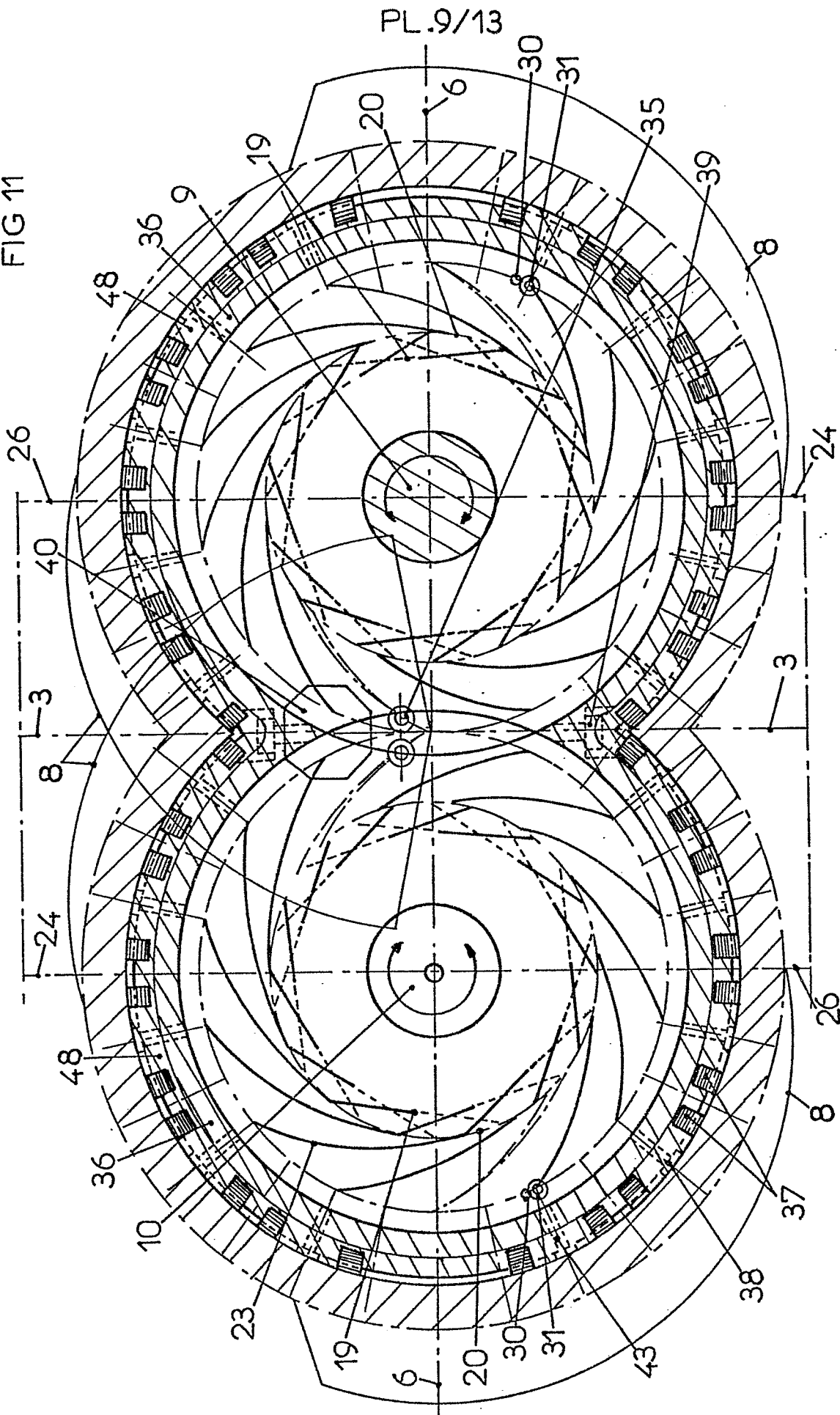


FIG 11



PL.10/13

FIG 12

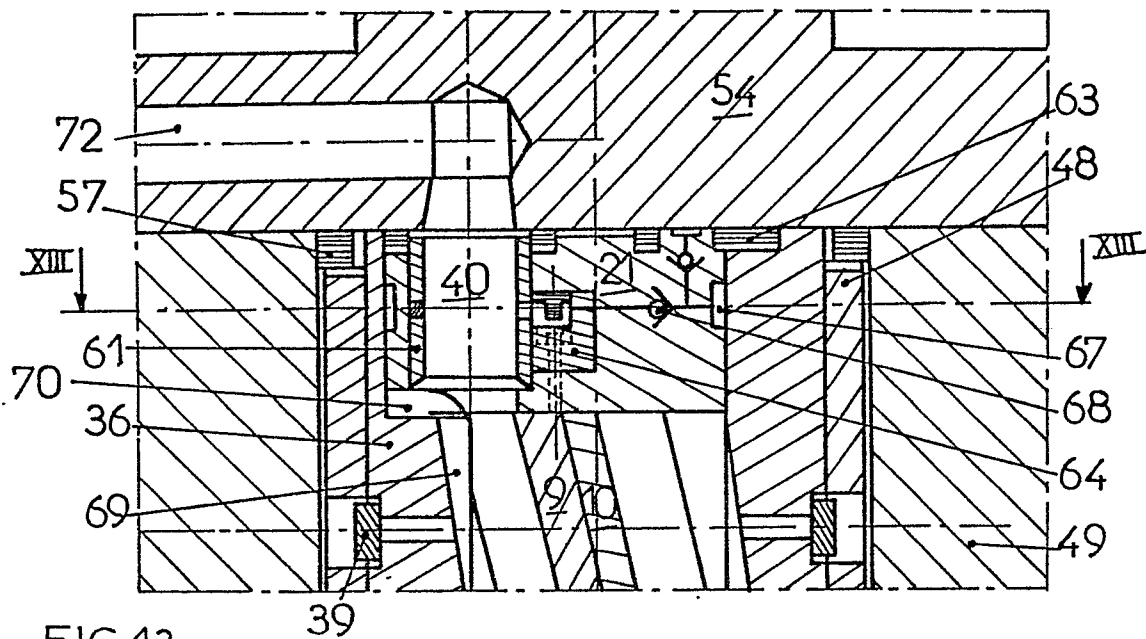


FIG 13

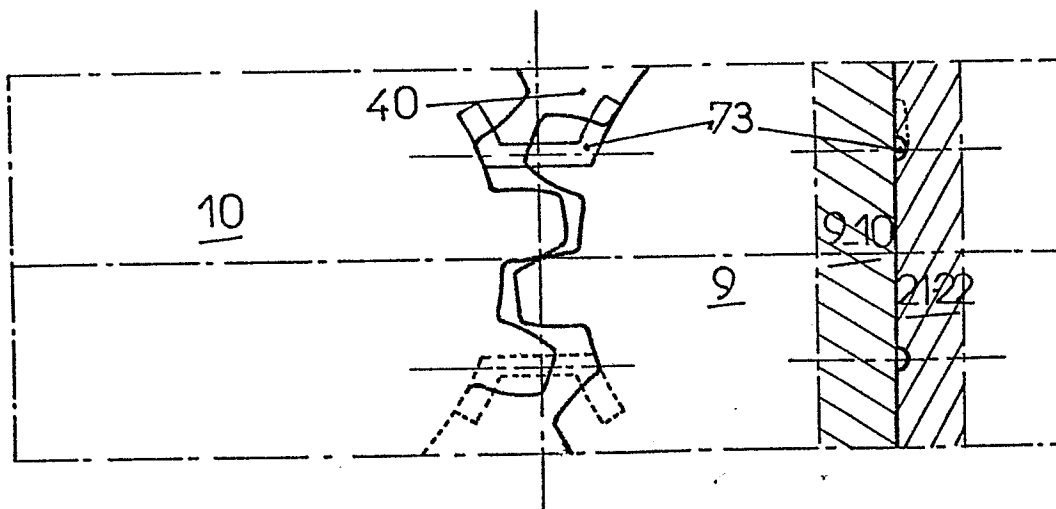
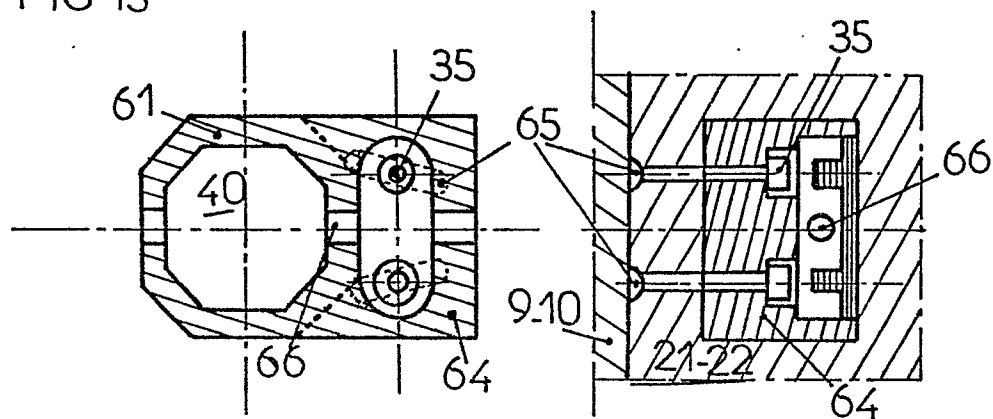


FIG 14

FIG 15

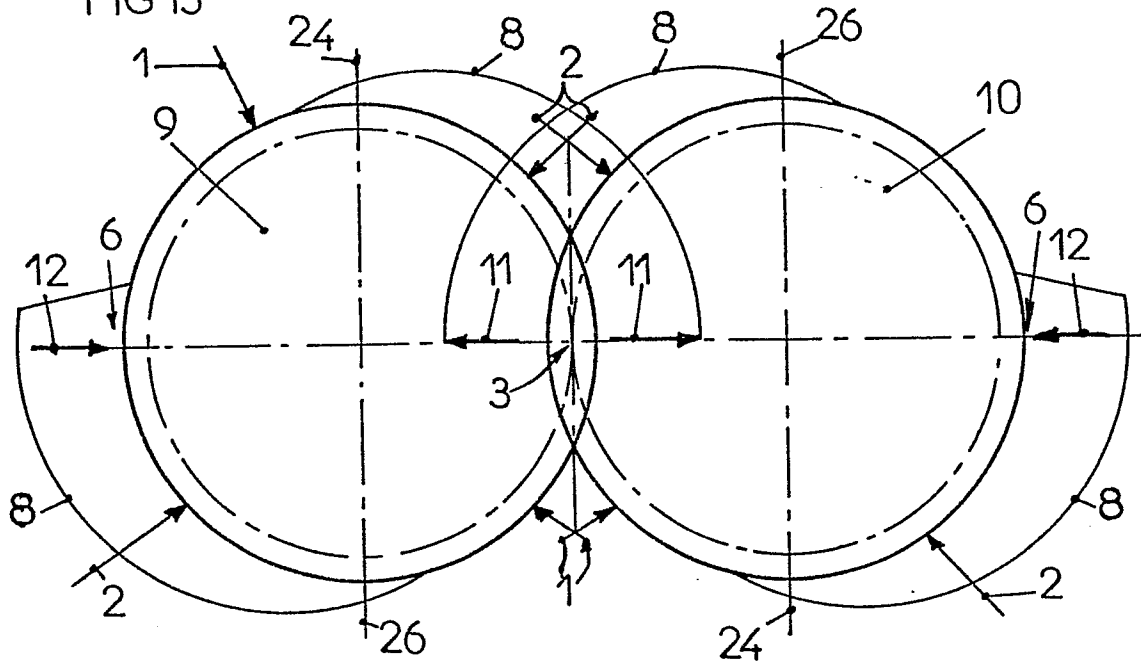


FIG 16

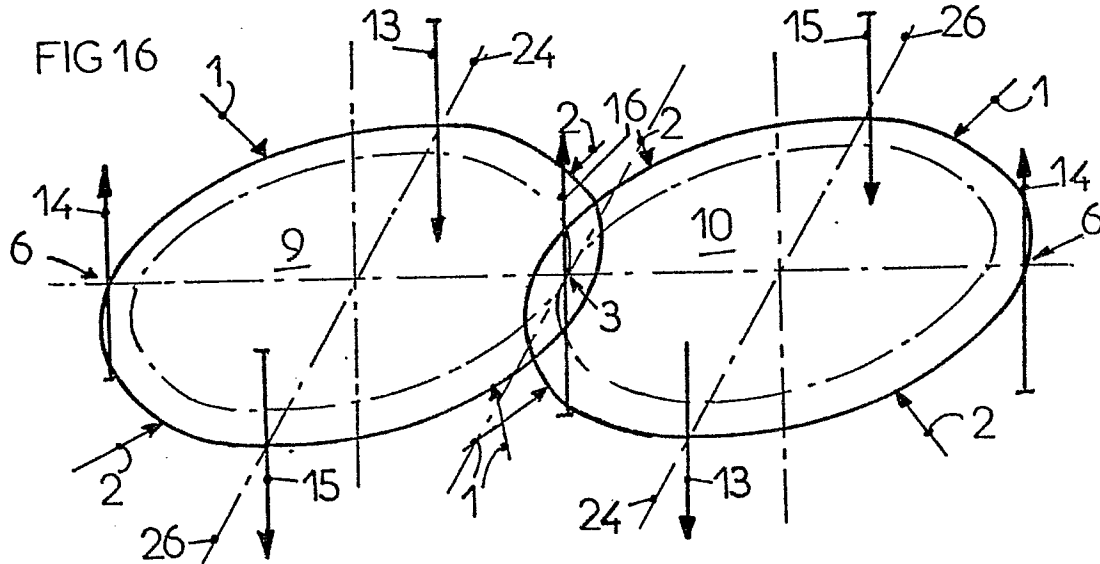


FIG 17

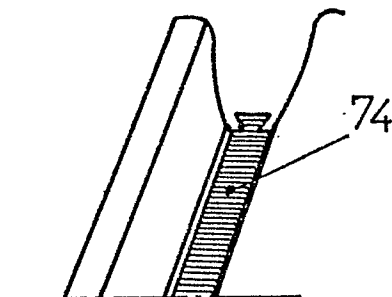


FIG 18

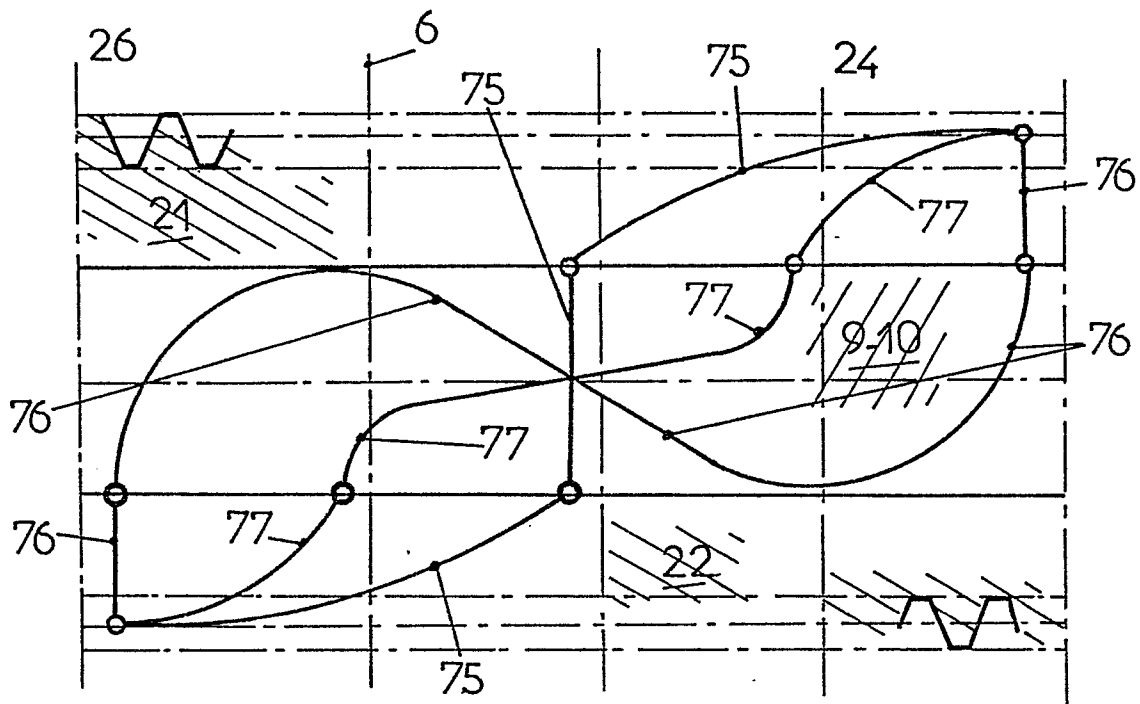


FIG 19

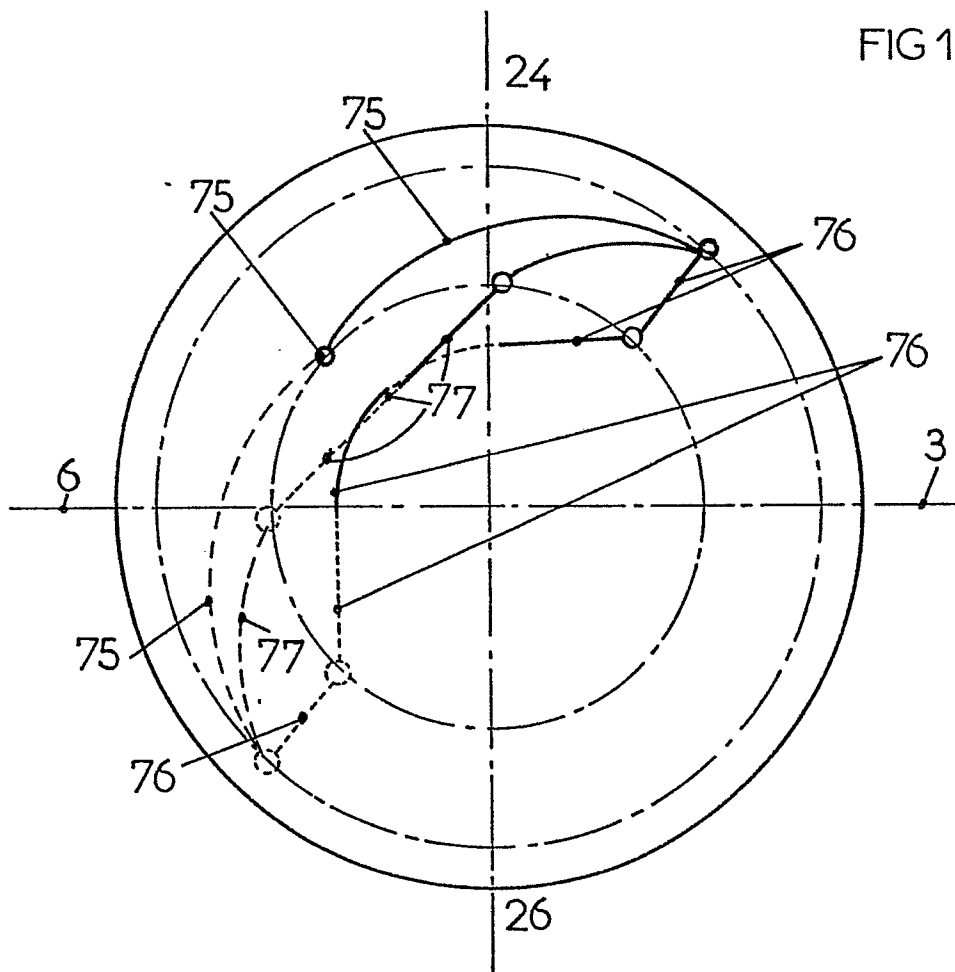


FIG 20

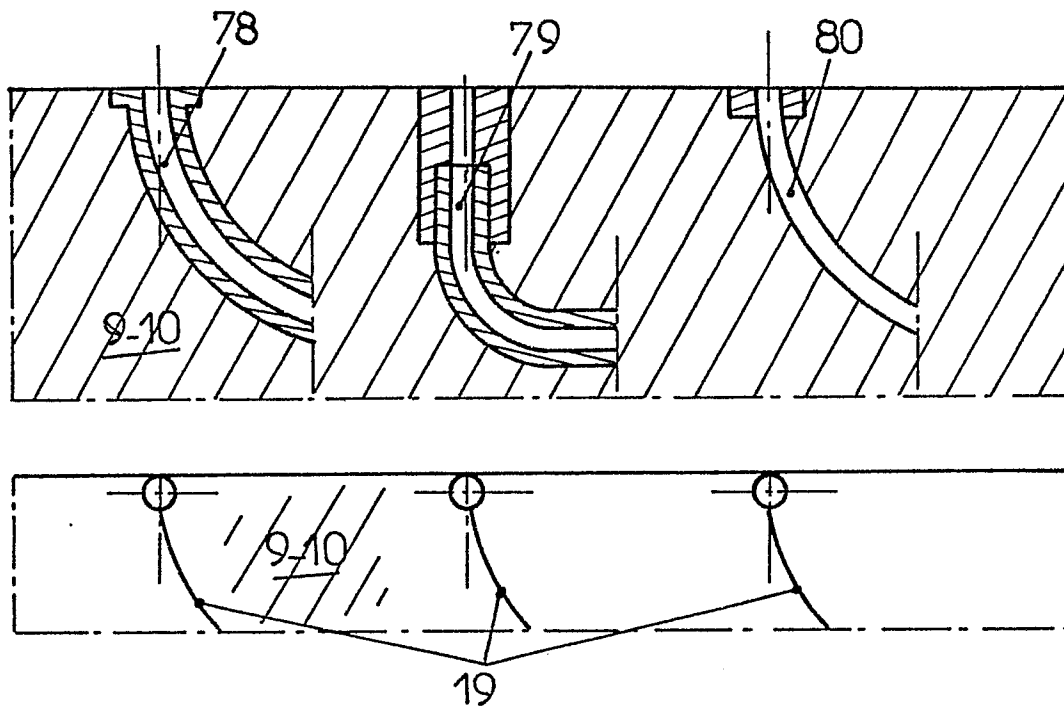
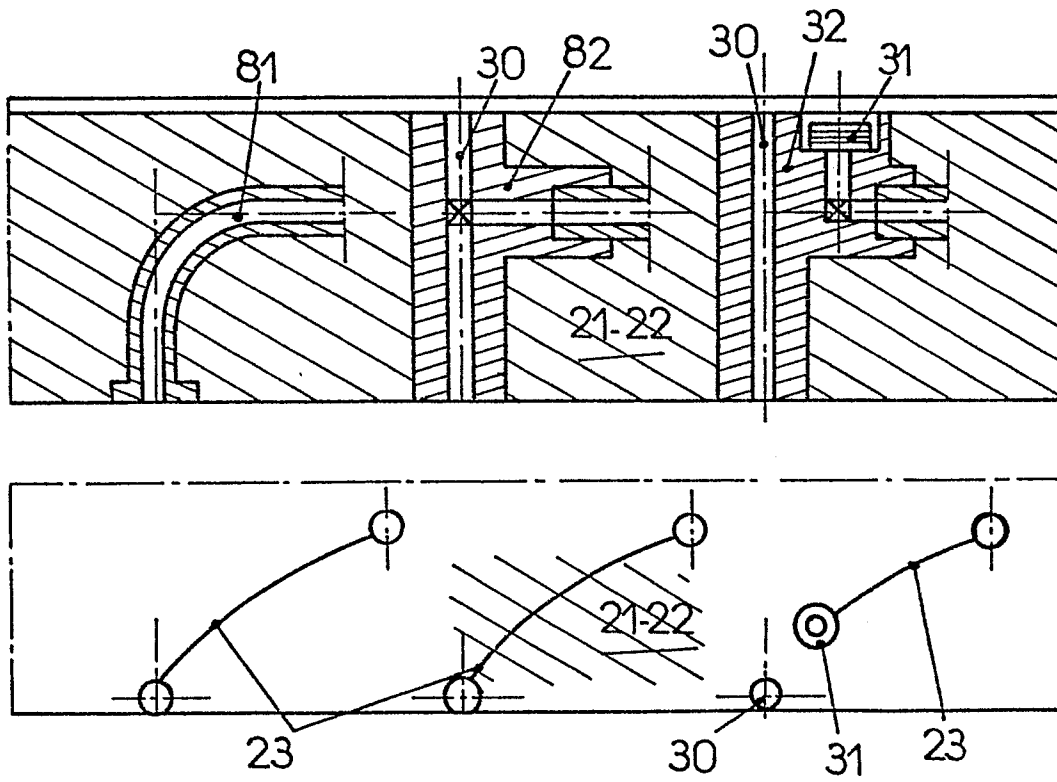


FIG 21





DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS															
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int. Cl. 4)												
A	US-A-2 491 365 (W. ERNST) * Colonne 2, lignes 24-39; figure 1 *	1	F 04 C 2/18 F 04 C 15/00												
A	FR-A- 795 534 (VROLIX) * Page 2, lignes 42-96; figures 1,2 *	1													
A	FR-A- 713 285 (JOHANNES FRERES) * Page 2, lignes 11-21, 57-91; figures 1-6 *	1													
A	FR-A- 832 872 (VROLIX-L'OUTILLAGE R.B.V.) * Page 2, ligne 102 - page 3, ligne 92; figures 1-3 *	1,7													
A	US-A-3 833 317 (R.D. RUMSEY)		DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int. Cl. 4) F 04 C F 01 C												
Le présent rapport de recherche a été établi pour toutes les revendications															
Lieu de la recherche LA HAYE		Date d'achèvement de la recherche 19-09-1985	Examineur KAPOULAS T.												
<table border="0"><tr><td>CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES</td><td>T : théorie ou principe à la base de l'invention</td></tr><tr><td>X : particulièrement pertinent à lui seul</td><td>E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date</td></tr><tr><td>Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie</td><td>D : cité dans la demande</td></tr><tr><td>A : arrière-plan technologique</td><td>L : cité pour d'autres raisons</td></tr><tr><td>O : divulgation non-écrite</td><td></td></tr><tr><td>P : document intercalaire</td><td>& : membre de la même famille, document correspondant</td></tr></table>				CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES	T : théorie ou principe à la base de l'invention	X : particulièrement pertinent à lui seul	E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date	Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie	D : cité dans la demande	A : arrière-plan technologique	L : cité pour d'autres raisons	O : divulgation non-écrite		P : document intercalaire	& : membre de la même famille, document correspondant
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES	T : théorie ou principe à la base de l'invention														
X : particulièrement pertinent à lui seul	E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date														
Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie	D : cité dans la demande														
A : arrière-plan technologique	L : cité pour d'autres raisons														
O : divulgation non-écrite															
P : document intercalaire	& : membre de la même famille, document correspondant														