



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102348897 B

(45) 授权公告日 2015. 01. 28

(21) 申请号 201080011318. X

(22) 申请日 2010. 02. 25

(30) 优先权数据

102009012853. 0 2009. 03. 12 DE

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2011. 09. 09

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2010/001163 2010. 02. 25

(87) PCT国际申请的公布数据

W02010/102722 DE 2010. 09. 16

(73) 专利权人 罗伯特·博世有限公司

地址 德国斯图加特

(72) 发明人 M. 拉策尔 M. 威廉 D. 施武乔

G. 布雷登费尔德 S. 塞尔尼

S. 特茨拉夫 K. 格里泽

(74) 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公

司 72001

代理人 李永波 杨国治

(51) Int. Cl.

F04C 15/00 (2006. 01)

(56) 对比文件

CN 101379295 A, 2009. 03. 04, 说明书第 4-7 页、说明书附图 1-3.

JP 特开平 9-280181 A, 1997. 10. 28, 说明书第 2-14 段、说明书附图 1-4.

JP 昭 54-2407 Y, 1979. 02. 01, 全文.

WO 2004/057193 A1, 2004. 07. 08, 全文.

IT 1124357 B, 1986. 05. 07, 全文.

EP 1291526 A2, 2003. 03. 12, 说明书第 3-5 栏、说明书附图 3-8.

JP 昭 31-12061 Y, 1956. 07. 26, 全文.

DE 19924057 A1, 2000. 11. 30, 全文.

审查员 孙玉帅

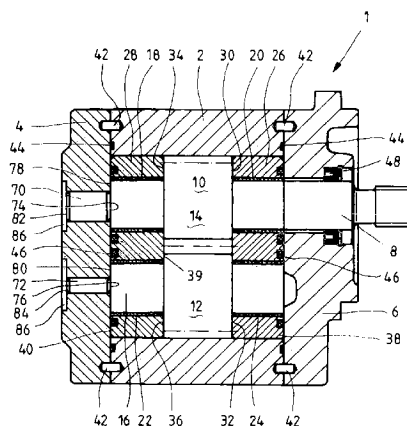
权利要求书2页 说明书5页 附图4页

(54) 发明名称

液压式齿轮机

(57) 摘要

公开了一种齿轮机,其包括用于容纳两个彼此啮合且特别是倾斜制齿的齿轮的壳体。它们在轴向上利用轴向面在容纳于壳体中的轴承体之间的滑动地得到支承并且在径向上分别利用容纳在轴承体中的支承轴滑动地得到支承。在齿轮机运行时,由在运行时出现的液压力和机械力合成的力的轴向分力沿相同的轴向方向作用到各齿轮上。齿轮和/或支承轴被与各个轴向分力方向相反地分别加载了反作用力,所述反作用力分别等于或小于各轴向分力的大小。



1. 齿轮机, 包括用于容纳两个彼此啮合且倾斜制齿的齿轮(10、12)的壳体(2), 所述齿轮在轴向上利用轴向面(30、32、34、36)在容纳于壳体(2)中的轴承体(26、28)之间滑动地得到支承并且在径向上分别利用容纳在轴承体(26、28)中的支承轴(8、16)滑动地得到支承, 其中由在齿轮机(1)运行时出现的液压力和机械力合成的力的轴向分力(47、49)沿相同的轴向方向作用到各齿轮(10、12)上, 其特征在于, 齿轮(10、12)和 / 或支承轴(8、16)被与各个轴向分力(47、49)方向相反地分别加载了反作用力, 所述反作用力分别小于各轴向分力(47、49)的大小。

2. 按权利要求1所述的齿轮机, 其中, 处在作用的轴向分力(47、49)的方向上的第一轴承体机械地通过齿轮(10、12)并且 / 或者液压地通过压力被压靠到壳体(2)的壳盖(4)上。

3. 按权利要求2所述的齿轮机, 其中, 第二轴承体在背对所述齿轮(10、12)的壳体侧向的端面(38)上被加载了液压压力。

4. 按前述权利要求之一所述的齿轮机, 其中, 所述反作用力是压力和 / 或机械力。

5. 按权利要求1所述的齿轮机, 其中, 所述反作用力通过在至少一个齿轮(10、12)和第一轴承体之间的压力场作用到所述至少一个齿轮(10、12)上。

6. 按权利要求5所述的齿轮机, 其中, 压腔(50、52)被置入到至少一个齿轮(10、12)的指向第一轴承体的轴向面中以用于限定压力场。

7. 按权利要求6所述的齿轮机, 其中, 齿轮(10、12)的轴向面包括齿端面(53)和环形面并且压腔(50、52)包括至少一个同心地环绕相应齿轮(10、12)的齿轮纵轴线走向的、置入到环形面中的环槽。

8. 按权利要求7所述的齿轮机, 其中, 压腔(50、52)被拓宽, 拓宽幅度为置入到齿轮的齿端面(53)内的齿槽部段(56)。

9. 按权利要求8所述的齿轮机, 其中, 环槽被置入到被带动的齿轮的指向第一轴承体的轴向面中并且压腔和齿槽部段(56)一起被置入到驱动的齿轮的指向第一轴承体的轴向面中。

10. 按权利要求6至9之一所述的齿轮机, 其中, 所述压腔处在与齿轮机(1)的高压的压力介质连接中。

11. 按权利要求5所述的齿轮机, 其中, 至少部分地环绕轴承孔(60、66)走向的压力槽(62、64)被置入第一轴承体的面朝齿轮(10、12)的端面(39)中。

12. 按权利要求11所述的齿轮机, 其中, 第一压力槽被一次性地、完整地、同心环绕第一轴承孔地置入到第一轴承体的面朝齿轮(10、12)的端面(39)中并且第二压力槽以围绕第二轴承孔覆盖部分圆的方式置入到第一轴承体的面朝齿轮(10、12)的端面(39)中, 并且其中, 压力槽(62、64)经由压力介质接头(68)与齿轮机(1)的高压压力介质连接。

13. 按权利要求2所述的齿轮机, 其中, 活塞(70、72)在壳体(2)的壳盖(4)中以相对于各支承轴(8、16)滑动地、与齿轮纵轴线共轴以便对支承轴(8、16)进行力加载的方式得到支承, 并且其中各活塞(70、72)利用第一活塞端面(74、76)贴靠在支承轴(8、16)的指向轴向分力的方向的轴端面(78、80)上, 并且其中各活塞(70、72)的第二活塞端面(82、84)被加载了压力。

14. 按权利要求13所述的齿轮机, 其中, 这两个活塞(70、72)彼此相比具有不同大小的受压力加载的面积。

15. 按权利要求 14 所述的齿轮机, 其中, 活塞(70、72)的第二活塞端面(82、84)与齿轮机(1)的高压连接。

液压式齿轮机

技术领域

[0001] 本发明涉及一种按权利要求 1 前序部分所述的液压式齿轮机。

背景技术

[0002] 在 EP 1 291 526 A2 中示出了一种带有壳体的齿轮机，两个彼此啮合且支承在轴套或轴承体中的齿轮布置在该壳体中，其中，该壳体在端侧分别用第一和第二壳盖封闭。斜齿的齿轮在轴向用在轴承体之间的两个轴向面以及在径向分别通过容纳在轴承体中的支承轴滑动地得到支承。齿轮机运行时，液压力和机械力分别沿相同的齿轮纵轴线作用到齿轮上。为了使处在这些力的作用方向上的第一轴承体不通过齿轮的轴向面压在齿轮和第一壳盖之间并且在齿轮和第二轴承体之间仅出现很小的滑动间隙，反作用力被施加到齿轮和第一轴承体上。在此，这个反作用力要大于液压力和机械力，因此第一轴承体被压靠在齿轮上，齿轮被压靠在第二轴承体上以及第二轴承体被压靠在第二壳盖上。合力全部沿第二壳盖方向作用到轴承体和齿轮上。

[0003] 通过作用在支承轴上的活塞将反作用力施加到齿轮上。活塞在此被大致与齿轮纵轴线共轴地滑动地容纳在处于第一壳盖和壳体之间的隔板中，并且用第一活塞端面贴靠在支承轴的指向第一壳盖方向的轴端面上，以及通过第二活塞端面分别用压力加载。反作用力通过形成在轴承体和隔板之间的压力场施加到第一轴承体上。

[0004] 这种解决方案的缺陷在于，由轴承体和齿轮构成的整个封包被按压在齿轮机的第二壳盖上，因此第二壳盖和壳体受到极高且不均匀的负荷。此外，由于将齿轮和轴承体按压到一起，在齿轮的轴向面和轴承体之间出现了相当高的磨损。

发明内容

[0005] 本发明所要解决的技术问题是，创造一种带有受力较小的机器元件特别是壳盖和壳体的、磨损最小的液压式齿轮机。

[0006] 该技术问题通过按权利要求 1 的特征所述的液压式齿轮机解决。

[0007] 按照本发明，齿轮机包括用于容纳两个彼此啮合的且尤其是倾斜制齿的齿轮的壳体，齿轮在轴向上利用轴向面在容纳于壳体中的轴承体之间滑动地得到支承并且在径向上分别利用容纳在轴承体中的支承轴滑动地得到支承。齿轮机运行时，由液压力和机械力合成的力的轴向分力朝相同的轴向方向作用到各齿轮上。然后，齿轮和 / 或支承轴被与各个轴向分力方向相反地加载了反作用力，所述反作用力等于或小于各轴向分力的大小。

[0008] 这种解决方案的优点在于，齿轮机的齿轮分别用由于反作用力而变小的轴向分力压到处在轴向分力的作用方向上的轴承体上，由此减小在齿轮和轴承体之间的滑动摩擦并且使另一个没有处在轴向分力作用方向上的轴承体不受负荷。由于反作用力而变小的轴向分力然后可以设置作为在处在合力的作用方向上的轴承体和齿轮之间的滑动间隙的轴向间隙补偿。可以与轴向分力无关地使用在未处在轴向分力的作用方向上的轴承体和齿轮之间的滑动间隙的轴向间隙补偿。此外，基于作用到壳盖和壳体上的轴向分力的负荷通过反

作用力下降。

[0009] 齿轮机的齿轮优选被倾斜地制齿。

[0010] 有利的是,处在作用的轴向分力方向上的第一轴承体被机械地通过齿轮和 / 或液压地通过压力压到壳体的壳盖上。

[0011] 为了使第二轴承体轻轻贴靠在齿轮上,轴承体在背对齿轮的端面上被加载液压压力。

[0012] 作用在齿轮和 / 或支承轴上的反作用力优选是液压的压力和 / 或机械力。

[0013] 反作用力有利地通过在至少一个齿轮和第一轴承体之间的压力场作用到至少一个齿轮上。为了限定这个压力场,可以简单地将压腔(Drucktasche)置入到至少一个齿轮的指向第一轴承体的轴向面中。

[0014] 齿轮的轴向面包括齿面和环形面,其中,压腔优选是大致同心地环绕相应的齿轮的齿轮纵轴线的、置入到环形面中的环槽。为了扩大压力场以及因而扩大液压压力的作用面,环槽可以扩大,扩大幅度为置入到齿轮的齿面中的齿槽部段(Zahntaschenabschnitt)。

[0015] 在本发明的另一种设计方案中,环槽被置入到主动的齿轮的指向第一轴承体的轴向面中并且环槽和齿槽部段一起被置入到驱动的齿轮的指向第一轴承体的轴向面中,因为轴向分力在驱动的齿轮中要大于在被带动的齿轮中。

[0016] 相宜的,腔与齿轮机的高压处于压力介质连接中。

[0017] 压力场可以被引入第二轴承体的背对齿轮的端面并且由此使第二轴承体被轻轻地压靠在齿轮上。

[0018] 有利的是,将第一压力槽完全同心环绕第一轴承孔地置入到第二轴承体的背对齿轮的端面中并且第二压力槽以围绕第二轴承孔覆盖部分圆(Teilkreis)的方式置入到第二轴承体的背对齿轮的端面中。压力槽于是通过压力介质接头与齿轮机的高压压力介质连接。

[0019] 在齿轮机的一种优选的设计方案中,活塞在壳体的壳盖中以大致与齿轮纵轴线共轴以便对支承轴进行力加载的方式能够沿轴向分别相对支承轴移动地得到支承。各活塞利用第一活塞端面近似与支承轴的指向轴向分力方向的轴端面贴靠地布置并且经由第二活塞端面受到压力加载。机械的反作用力能够通过活塞简单地施加到支承轴上。

[0020] 第二活塞端面为了压力加载而与齿轮机的高压连接。作用到支承轴上的压力能通过活塞端面直径确定。

[0021] 本发明的其它有利的扩展设计方案是其它从属权利要求的主题。

附图说明

[0022] 接下来借助示意性附图详细阐释本发明的优选实施例。附图中:

[0023] 图 1 以纵剖面图简化示出了按一种实施例的齿轮机;

[0024] 图 2 以侧视图简化示出了由轴承体和图 1 的齿轮机的齿轮构成的封包;

[0025] 图 3 是第二种实施例的齿轮的俯视图,并且

[0026] 图 4 是齿轮的第三种实施例的轴承体的俯视图。

具体实施方式

[0027] 在图 1 中用纵剖面示出了按照一种实施例的设计成齿轮机 1 的液压式工作机。这种齿轮机 1 具有借助两个壳盖 4 和 6 封闭的机器壳体 2。齿轮机 1 的在图 1 右边的壳盖 6 被第一支承轴 8 穿过,第一齿轮 10 在机器壳体 2 中布置在该支承轴上。第一齿轮 10 通过斜齿 14 与第二齿轮 12 啮合,其中,齿轮 12 抗扭地布置在第二支承轴 16 上。第一和第二支承轴 8 和 16 分别在两个滑动轴承 18、20 或 22、24 中导引。在图 1 右边的滑动轴承 20、24 在此承接在轴承体 26 中,在图 1 左边的滑动轴承 18、22 则承接在轴承体 28 中。齿轮 10 和 12 在轴向分别通过第一轴向面 30 或 32 滑动地支承在第二轴承体 26 (右)上以及通过第二轴向面 34 或 36 滑动地支承在第一轴承体 28 (左)上。在齿轮 10、12 和轴承体 26、28 之间的滑动面可以配设滑动涂层,如 MoS_2 、石墨或 PTFE (聚四氟乙烯)以减小摩擦。轴承体 26 和 28 分别用端面 38 或 40 指向壳盖 6 或 4。

[0028] 壳盖 4、6 通过定心销 42 在机器壳体 2 上定向。在壳盖 4 和 6 与机器壳体 2 之间布置一个壳体密封件 44。此外,轴向密封件 46 分别被置入到轴承体 26 或 28 的端面 38 和 40 中,以将齿轮机 1 的高压区域和低压区域分开。轴密封圈 48 通过在图 1 右边的壳盖 6 密封第一支承轴 8 的穿孔。

[0029] 齿轮机 1 运行时出现液压力和机械力,这示意性地在接下来的图 2 中进一步说明。

[0030] 图 2 以侧视图简化地示出了由齿轮 10 和 12 以及轴承体 26 和 28 组成的封包,用来解释在图 1 的齿轮机 1 运行时出现的液压力和机械力。在两个齿轮 10、12 中,液压力的分力朝相同的轴向方向(在图 2 中向左)作用。附加地,机械力的一个机械分力沿液压分力的作用方向作用到驱动的齿轮,亦即图 2 中的上齿轮 10 上,一个机械分力则与液压分力的作用方向相反地作用到被带动的齿轮,亦即图 2 中的下齿轮 12 上。液压分力和机械的分力在两个齿轮 10、12 上分别产生各一个朝相同方向(在图 2 中向左)的各一个合成的、但大小不同的轴向分力 47、49。

[0031] 受轴向分力 47、49 加载的齿轮 10 和 12 分别用轴向面 34 或 36 支撑在图 2 左边的轴承体 28 上。右边的轴承体 26 不受作用到齿轮 10、12 上的轴向分力的负载。为了减小齿轮 10、12 和图 2 中左边的轴承体 28 之间的磨损,用反作用力加载齿轮,这在图 2 中用虚线箭头示出。

[0032] 在图中,两个圆柱形活塞 70、72 以能沿轴向移动的方式在壳盖 4 内导引。这两个活塞具有不同的直径,其中,在图 1 上方的活塞具有更大的直径。第一活塞 70 大致布置成与图 1 上方的支承轴 8 共轴,第二活塞 72 则大致布置成与图 1 下方的支承轴 16 大致共轴。各活塞 70 或 72 用活塞端面 74 和 76 分别贴靠在支承轴 8 和 16 的指向图 2 的轴向分力 49 方向的轴端面 78 或 80。活塞 70 和 72 分别经由另一个活塞端面 82 或 84 用液压压力加载,并且将这个液压压力在轴向作为反作用力传递到支承轴 8 和 16 上。为了压力加载活塞端面 82、84,设壳盖 4 和另一个未示出的壳盖限定边界的压力室 86。压力场用压力介质与齿轮机 1 的高压连接。

[0033] 作用到支承轴 8、16 上的机械反作用力通过活塞 70、72 的活塞直径以及压力室 86 内的压力大小预定。因为在图 2 中示出的轴向分力 47、49 具有不同的大小,所以各机械反作用力应当同样具有不同的大小。如前所述,图 1 上方的活塞 70 具有比图 1 下方的活塞 72 更大的直径,因此上方的活塞具有更大的压力作用面以及因而有更高的压力通过活塞 70 被作为反作用力传递到支承轴 8 上,倘若如实施例所示有相同的压力作用到活塞 70、72

上。也可以考虑的是,活塞 70、72 具有相同的活塞直径并且用不同的压力加载,或在活塞直径不同时也受到大小不同的压力的加载。反作用力小于轴向力 47、49,因此用合成的力将齿轮 10、12 压靠到轴承体 28 上以及将轴承体 28 压靠到壳盖 4 上。

[0034] 通过经由支承轴 8、16 加载到齿轮 10、12 上的机械反作用力,其余的轴向力在避开轴承体 28 的情况下被导入到壳体 2。

[0035] 图 3 是另一个实施例的齿轮 10、12 的轴向面 34、36 的俯视图,其中,在下文中阐释用液压反作用力加载齿轮 10、12。在图 3 中清楚可见斜齿 14。为了用液压反作用力与图 2 的各自的轴向分力 49 相反地压力加载齿轮 10、12,分别将压腔 50 或 52 置入到齿轮 10 和 12 的轴向面 34 和 36 中。压腔 50、52 分别与图 1 的第一轴承体 28 限定一个用压力介质与齿轮机 1 的高压连接的压力场。齿轮 12 的压腔 52 设计成环形地置入在齿轮 12 的齿 54 的齿端面 53 和支承轴 16 的外表面之间的轴向面 36 中的环槽 52。除对应压腔 52 的环槽外,齿轮 10 的压腔 50 还具有置入到齿端面 53 中的齿槽部段 56,因此压腔 50 可以大面积地置入轴向面 34 中并且它的膨胀要大于压腔 52。然后用环绕齿轮 14 圆周的壁 58 在径向限定压腔 50。

[0036] 根据图 2,在驱动的齿轮 10 中作用有比在被带动的齿轮 12 中更大的轴向分力 47。通过比压腔 52 更大面积的压腔 50 在齿轮 10 上创建一个用于齿轮机 1 的高压的更大的压力作用面,因此对应更高的轴向分力 47 的是,在齿轮 10 上作用有比在齿轮 12 上更高的反作用力。

[0037] 通过压腔 50 或 52 施加到齿轮 10、12 上的反作用力,如前所述要小于或等于图 2 的各个轴向分力 47、49。由此减小在齿轮 10、12 和轴承体 28 之间的滑动摩擦,由此使磨损最小化。因此反作用力作为轴向力补偿作用到齿轮 10、12 上。由轴向分力 47、49 和反作用力产生的合力然后用于对在齿轮 10、12 和轴承体 28 之间的滑动间隙进行轴向间隙补偿(前提是合力不为零)。在轴承体 28 的面朝壳盖 4 的端面上,不需要任何措施来补偿在齿轮 10、12 和轴承体 26、28 之间的轴向间隙,因此在此无需较高加工费用就能实现极为方便的制造。

[0038] 在图 1 右边的轴承体 26 不受由轴向分力和反作用力的合成的合力加载。在齿轮 10、12 和轴承体 26 之间的滑动间隙可以与轴向分力和反作用力无关地以普通方式在齿轮 10、12 和轴承体 28 之间得到补偿。

[0039] 图 4 示出了第三种实施例的在图 1 左边的眼镜形轴承体 28 的面朝图 1 所示齿轮 10、12 的端面 39。轴承体 28 可以如图 4 所示设计成由两部分构成。环绕图 4 上侧的轴承孔 60 地将第一环形压力槽 62 置入轴承体 28 的端面 39 中。第二压力槽 64 形成环绕主要在齿轮机 1 的高压区域中的轴承体 28 的下轴承孔 66 的部分圆。压力槽 62、64 经由径向槽 68 用压力介质与齿轮机 1 的高压连接。压力槽 62 形成第一压力场,压力槽 64 形成第二压力场,第二压力场小于第一压力场。在此大小不同的反作用力也对抗不同大小的轴向力 47、49。

[0040] 因此在按图 3 和 4 的实施例中,用在设备技术方面很少的费用就能实现在齿轮 10、12 和轴承体 28 之间的轴向力补偿。例如不需要任何附加的构件,这使制造成本较低。齿轮机 1 的内部液压压力直接用于轴向力补偿,因此轴向力补偿能直接与齿轮机 1 的运行条件联系起来。在此,轴承体 28 在总的轴向力的作用下贴靠在盖 4 上。

[0041] 前述轴向间隙补偿和轴向力补偿的作用方式在此与所使用的轴承元件的构造形

式无关,并且可以应用在所有适用于齿轮机轴向密封的构件中。同样道理也适用于齿部和其参数。这种轴向间隙和轴向力补偿既可以使用在外齿轮机中也可以使用在内齿轮机中。

[0042] 齿轮机可以用作齿轮泵或齿轮传动发动机。

[0043] 公开了一种齿轮机,其有用于容纳两个彼此啮合的齿轮的壳体。该齿轮机在轴向用轴向面在容纳于壳体中的轴承体之间滑动地得到支承,在径向则分别用容纳在轴承体中的支承轴滑动地得到支承。在齿轮机运行时,沿相同的轴向向每一个齿轮施加由在运行时出现的液压力和机械力合成的力的轴向分力。齿轮和/或支承轴与各轴向分力地反向地分别用反作用力加载,所述反作用力等于或小于各轴向分力的大小。

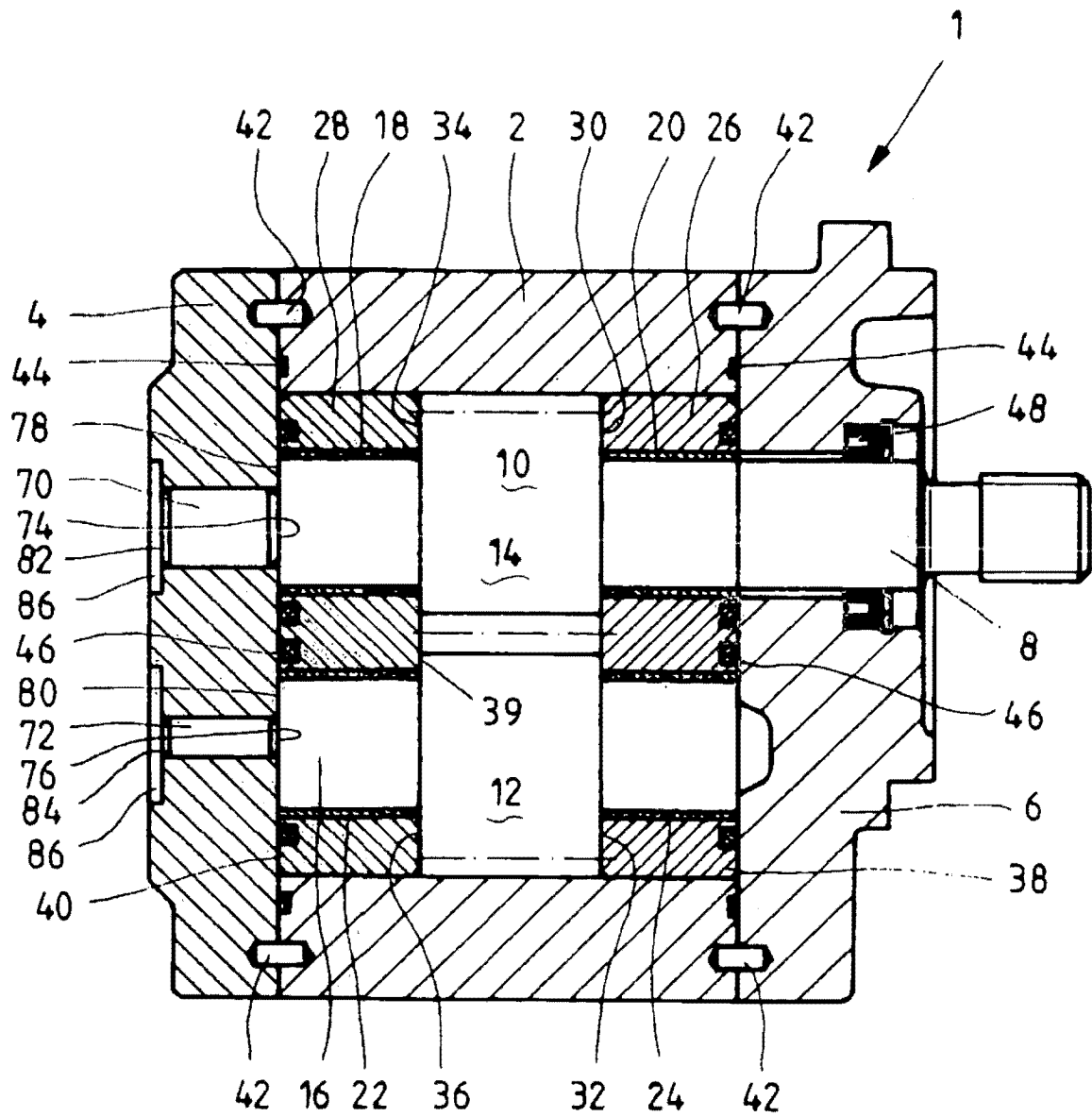


图 1

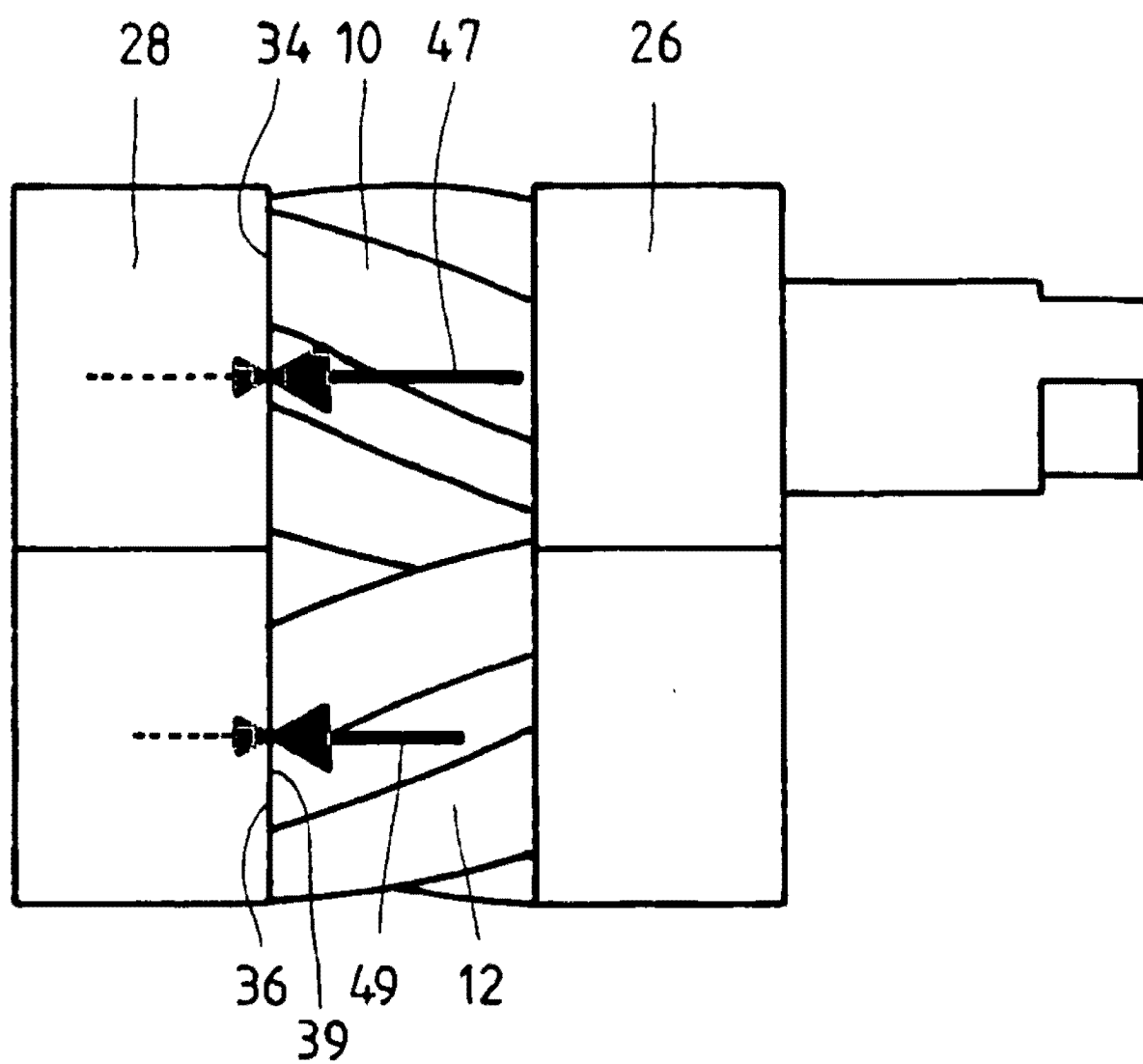


图 2

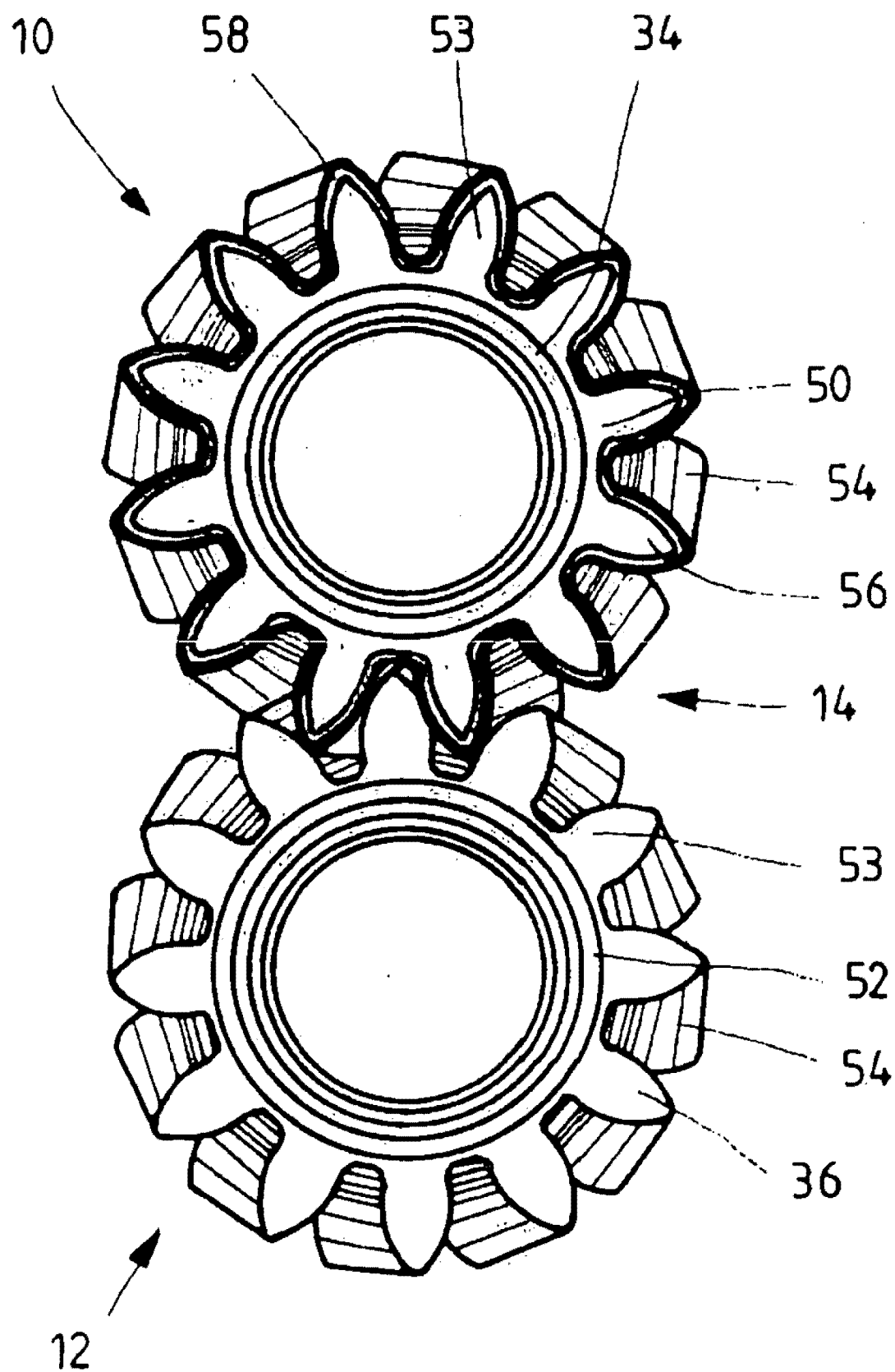


图 3

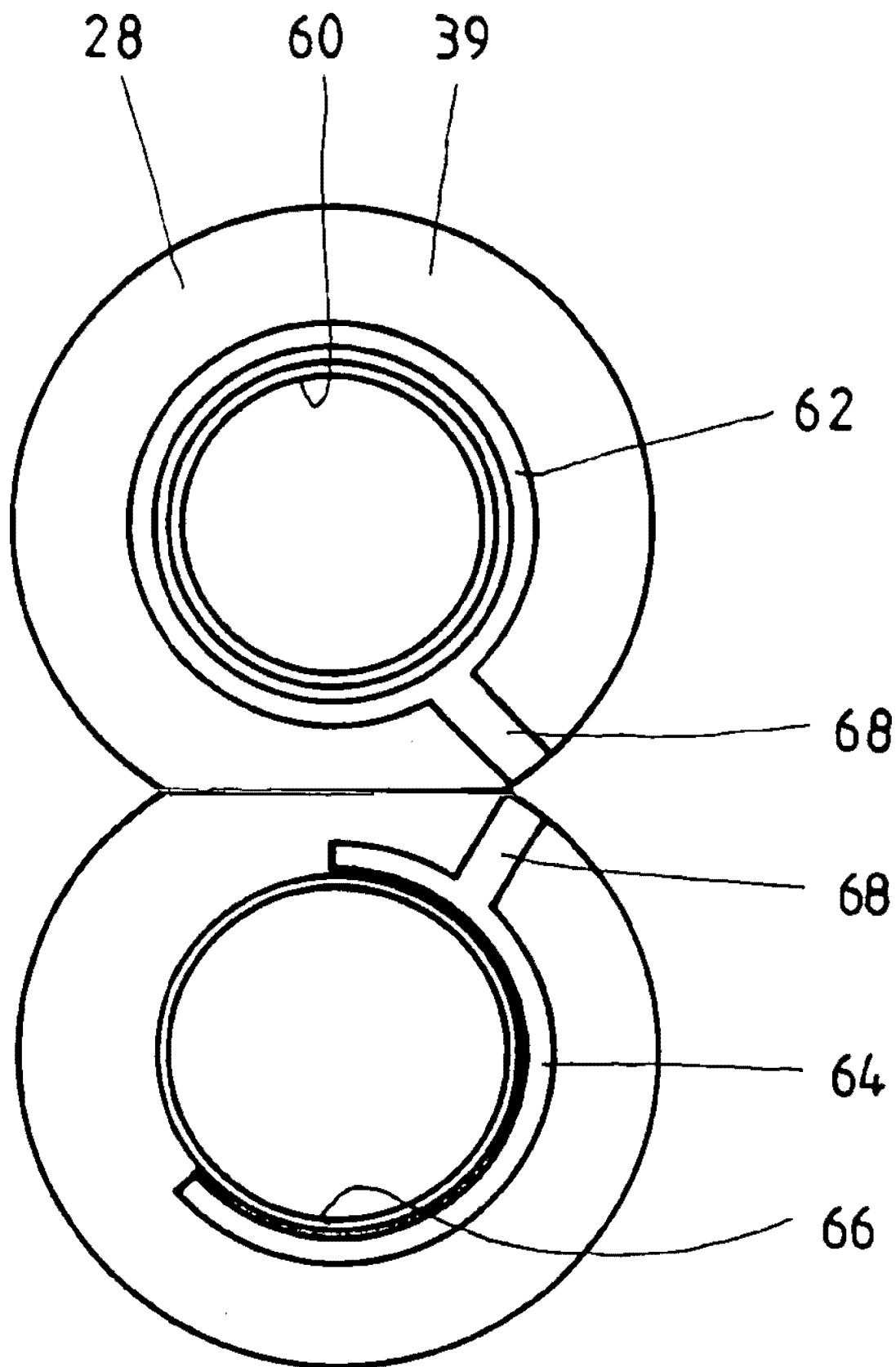


图 4