



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102251826 B

(45) 授权公告日 2016. 03. 02

(21) 申请号 201110129864. X

(22) 申请日 2011. 05. 13

(30) 优先权数据

1008394. 7 2010. 05. 20 GB

(73) 专利权人 福特环球技术公司

地址 美国密歇根州

(72) 发明人 S·安德森 S·加瑞特

(74) 专利代理机构 北京纪凯知识产权代理有限公司

公司 11245

代理人 赵蓉民

JP 特开 2006-138307 A, 2006. 06. 01,

JP 特开 2006-138307 A, 2006. 06. 01,

DE 102005022460 A1, 2006. 11. 23,

DE 102005022460 A1, 2006. 11. 23,

CN 2844454 Y, 2006. 12. 06,

审查员 李静

(51) Int. Cl.

F01M 1/16(2006. 01)

F01M 1/02(2006. 01)

F01P 3/08(2006. 01)

(56) 对比文件

US 2009/0229561 A1, 2009. 09. 17,

US 2009/0229561 A1, 2009. 09. 17,

JP 特开平 4-318215 A, 1992. 11. 09,

US 7018178 B2, 2006. 03. 28,

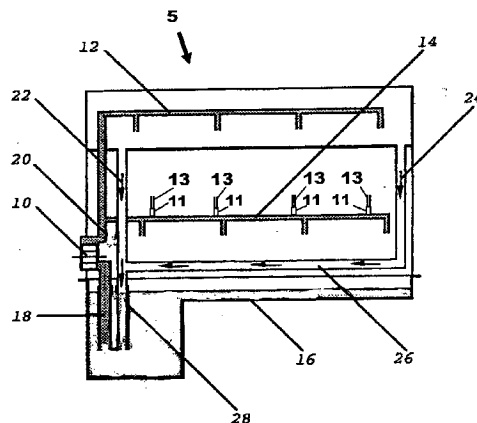
权利要求书1页 说明书6页 附图8页

(54) 发明名称

发动机的机油供给系统

(57) 摘要

本发明公开了往复式活塞内燃发动机 (5) 的机油供给系统, 其中, 供给至活塞冷却喷嘴 (13) 的机油被压力操作阀 (11) 控制, 压力操作阀 (11) 被设计为在预定阀打开压力下打开。由泵 (10) 供给的机油的压力被控制为在不需 要活塞冷却的发动机 (5) 运行期间低于该预定阀打开压力或者当需要活塞冷却时高于预定阀打开压力。泵 (10) 由电子控制单元 (50) 基于发动机转速和发动机负载的组合控制。



1. 一种用于往复式活塞内燃发动机的机油供给系统,该系统包括:

电子控制单元;

机油箱;

自所述机油箱在压力下向部件供给机油的泵,所述部件包括液压地联结到机油道并需要机油供给的至少一个活塞冷却喷嘴;

滑阀,其具有液压地联结到所述泵的入口的出口;

电磁阀,其在可变流速的所述泵的低压运行模式下,允许机油从所述机油道经由次反馈供给管流到所述滑阀的第一入口,并在所述泵的高压运行模式下,阻止机油在所述次反馈供给管中流动,并且所述滑阀的第二入口经由主反馈供给管被永久地直接连接到所述机油道;

其中所述至少一个活塞冷却喷嘴通过压力操作阀被供给以机油,所述压力操作阀被设置成在预定阀打开压力下打开;

所述泵可操作为在低于所述预定阀打开压力的第一预定压力下以低压运行模式供给机油并且在高于所述预定阀打开压力的第二预定压力下以高压运行模式供给机油;

其中所述电子控制单元可操作为基于发动机转速和发动机负载之间的预定关系选择所述泵的运行模式;并且

如果所述发动机转速低于下限值,则不管所述发动机负载如何,均选择所述低压运行模式。

2. 如权利要求 1 所述的系统,其中,当所述发动机转速高于所述下限值并且转速和负载的组合高于预定水平时,所述泵以所述高压运行模式运行。

3. 如权利要求 1 或权利要求 2 所述的系统,其中所述发动机负载是所述发动机产生的扭矩相对于所述发动机的最大扭矩输出的百分比的测量值。

4. 如权利要求 3 所述的系统,其中当所述发动机转速处于所述下限值时,需要 100% 的发动机负载来致使所述泵在所述高压运行模式下运行。

5. 如权利要求 4 所述的系统,其中当所述发动机转速处于或者接近于所述发动机的最大发动机转速时,需要高于 50% 的发动机负载来致使所述泵在所述高压运行模式下运行。

6. 如权利要求 1 所述的系统,其中所述泵的运行模式由所述电子控制单元借助所述电磁阀控制。

7. 如权利要求 6 所述的系统,其中所述电磁阀控制流至所述滑阀的机油流,所述滑阀借助液压反馈来控制所述泵的运行模式。

8. 如权利要求 7 所述的系统,其中所述电磁阀和所述滑阀被设置,从而在电磁阀或电子控制单元失效的情况下,所述系统将液压地默认至所述高压运行模式。

9. 如权利要求 1 所述的系统,其中为所述发动机的每个活塞提供至少一个冷却喷嘴。

10. 一种发动机,具有如权利要求 1 至 9 中任意一项所要求保护的机油供给系统。

发动机的机油供给系统

技术领域

[0001] 本发明涉及往复式活塞内燃发动机并且具体涉及这种发动机的机油供给系统。

背景技术

[0002] 已知对发动机配备机油供给系统,其将机油从通常被称为油底壳的机油箱供给至发动机上需要机油供给的各种部件,例如轴承、活塞、液压阀机构和活塞冷却喷嘴。

[0003] 很多现有技术的机油供给系统的问题是机油的流动没有基于发动机的运行状态,因此,有时当实际上低速流动的机油就已足够时却提供了高速流动的机油。

[0004] 机油的过量供给耗费了不必要的能量,并且因此在燃料经济性方面具有负面影响。

[0005] 在使用活塞冷却喷嘴的方面,具体问题是如果当发动机运行在低负载下,机油被供给至活塞以冷却它们,则可发生活塞的过冷却,这在燃料经济性方面具有负面影响,并且其要求比需要满足发动机的润滑需求更大的机油量循环,由此进一步降低燃料经济性。

发明内容

[0006] 本发明的目的是提供一种机油供给系统,该机油供给系统是可操作的,以使得机油供给与发动机的工况相配合,以便降低燃料的使用量。

[0007] 根据本发明的第一方面,向往复式活塞内燃发动机提供了一种机油供给系统,该系统包括电子控制单元、机油箱、自所述机油箱在压力下向部件供给机油的泵,所述部件包括需要机油供给的至少一个活塞冷却喷嘴,其中所述活塞冷却喷嘴或每一个活塞冷却喷嘴通过压力操作阀被供给机油,所述压力操作阀被设置在预定阀打开压力下打开并且泵可操作为在低于预定阀打开压力的第一预定压力下以低压运行模式供给机油并且在高于预定阀打开压力的第二预定压力下以高压模式供给机油,其中所述电子控制单元可操作为基于发动机转速和发动机负载之间的预定关系选择泵的运行模式。

[0008] 如果发动机转速低于下限值,则不管发动机负载如何,均可以选择低压力运行模式。

[0009] 当发动机转速高于下限值并且速度和负载的组合高于预定水平时,可在高压模式下运行泵。

[0010] 发动机负载可以是发动机产生的扭矩相对于发动机的最大扭矩输出的百分比测量值。

[0011] 当发动机转速处于下限值时,可能需要 100% 的发动机负载来致使泵在高压模式下运行。

[0012] 当发动机转速处于发动机的最大发动机转速或者接近发动机的最大发动机转速时,可能需要高于 50% 的发动机负载来致使泵在高压模式下运行。

[0013] 泵的运行模式可由电子控制单元借助电磁阀控制。

[0014] 电磁阀可控制流动至滑阀的机油流,滑阀用于借助液压反馈来控制泵的运行模

式。

[0015] 电磁阀和滑阀可被设置,从而在电磁阀或电子控制单元失效的情况下,系统将液压地默认至高压模式。

[0016] 发动机的每个活塞可配备有至少一个冷却喷嘴。

[0017] 根据本发明的第二方面,提供具有根据本发明的所述第一方面构造的机油供给系统的发动机。

附图说明

[0018] 现在将以示例方式参考附图描述本发明,在这些附图中:

[0019] 图 1 是具有根据本发明的机油供给系统的往复式活塞内燃发动机的局部剖视图 (scrape cutaway view);

[0020] 图 2 是根据本发明的机油供给系统中使用的可变流速机油泵的横截面图;

[0021] 图 3 是显示系统在低压操作模式下的机油供给系统的示意图;

[0022] 图 4 是图 3 中显示的机油供给系统的示意图,但是在高压操作模式下示出该系统;

[0023] 图 5 是在根据本发明的机油供给系统中使用的压力操作阀的横截面图;

[0024] 图 6 是在根据本发明的机油供给系统中使用的压力操作阀的第二实施例的横截面图;

[0025] 图 7 是显示可变流动机油泵在发动机运行转速范围下的运行特征的绘图,其示出所产生的压力和预定阀打开压力之间的关系;

[0026] 图 8 是显示发动机输出扭矩与发动机转速之间以及活塞冷却打开扭矩与发动机转速之间的关系的绘图;以及

[0027] 图 9 是基于发动机转速和来自发动机的百分比扭矩输出显示用于活塞冷却的控制封闭空间的绘图。

具体实施方式

[0028] 通过具体参考附图中的图 1,四缸往复式活塞内燃发动机 5 具有机油供给系统,机油供给系统包括由发动机驱动的循环泵 10,用于从机油箱例如油底壳 16 中将机油供给至机油供给回路。

[0029] 机油泵 10 具有将机油从发动机的油底壳 16 中抽出的抽吸管 18 并且具有输送管 20,输送管 20 进入分别标记为 12 和 14 的汽缸盖机油道和主机油道中,从而分别形成发动机 5 的机油供给回路的一部分。

[0030] 汽缸盖机油道 12 被设置在发动机 5 的汽缸盖中并且将机油输送至需要润滑和冷却的汽缸盖中的表面以及与配气机构明显相关的所有表面,配气机构是例如凸轮轴轴承、凸轮、从动件、液压挺柱等等。来自汽缸盖的机油在重力下穿过两个泄油孔 22 和 24 回落,经由返回通道 26 返回至油底壳 16。

[0031] 主机油道 14 中的机油在重力下回落,经由发动机 5 的曲轴箱返回至油底壳 16。

[0032] 可在泵 10 和机油道 12 和 14 之间设置机油过滤器(在图 1 中未示出),并且如果期望,可提供机油-冷却剂的热交换器(在图 1 中未示出)。热交换器的作用是用来在发动

机 5 冷启动时加速机油的预热,同时保证机油在正常运行期间不会过热。

[0033] 四个活塞冷却喷嘴 13 被经由对应的压力操作阀 11 连接至主机油道 14。每个冷却喷嘴 13 是可操作的,以当需要冷却活塞时,选择性供给机油射流至对应活塞(未示出)的下表面。将理解可为每个活塞提供多于一个活塞冷却喷嘴 13,但是在每种情况下,供给至活塞冷却喷嘴 13 的机油均经由压力操作阀 11。

[0034] 可替代地,在一些实施例中,活塞冷却喷嘴将机油供给至每个活塞内的机油道。

[0035] 每个压力操作阀 11 是被设置在预定阀打开压力下打开的简单的机械阀,从而当主机油道 14 中的机油压力低于预定压力时,没有机油流至冷却喷嘴 13 并且当主机油道 14 的压力高于预定压力时,机油被供给至活塞冷却喷嘴以便冷却发动机 5 的活塞。

[0036] 压力操作阀的第一实施例被显示在图 5 中,其中可观察到压力操作阀 60 具有限定圆柱腔室的壳体 61,活塞 62 被滑动支撑其中。弹簧 66 作用在活塞 62 的一端以便将其偏置到图 5 显示的阀闭合位置,在此活塞 62 阻挡出口 64,由此阻止机油在压力下从入口 63 穿过压力操作阀 60 至出口 64 并且然后流至一个或多个活塞冷却喷嘴(未显示)。当入口 63 中的压力超过预定阀打开压力时,作用在活塞 62 上的机油压力足够克服弹簧 66 的作用移动活塞 62,由此允许机油从入口 63 至出口 64 的流动并且允许机油流动至一个或多个活塞冷却喷嘴(未显示)。

[0037] 压力操作阀的第二实施例被显示在图 6 中,其中可观察到压力操作阀 70 具有限定圆柱腔室的壳体 71,球 72 形式的阀构件被滑动支撑其中。弹簧 76 作用在球 72 上以便将其偏置到如图所示的闭合位置,在此活塞球 72 阻挡入口 73,由此防止机油在压力下穿过压力操作阀 70 流至出口 74 并且然后流至一个或多个活塞冷却喷嘴(未显示)。当入口 73 中的压力超过预定阀打开压力时,作用在球 72 上的机油压力足够克服弹簧 76 的作用以使其移动,由此允许机油从入口 73 至出口 74 的流动并且允许机油流动至一个或多个活塞冷却喷嘴(未显示)。相似的压力操作阀的应用在美国专利公开 2010/0001103 中被公开。

[0038] 泵 10 由电子控制单元(在图 1 中未示出)控制,以便提供两种不同的机油供给系统运行模式。在这些模式中被称为“低压运行模式”的第一模式中,泵 10 被运行以便在主机油道 14 中产生低于预定阀打开压力的机油压力,从而关闭活塞冷却喷嘴 11,并且在被称为“高压运行模式”的第二运行模式中,泵 10 被控制以便在主机油道 14 中产生高于预定阀打开压力的机油压力。参见图 7,在此显示了低压运行模式和高压运行模式相对于预定阀打开压力(活塞冷却喷嘴机油压力阈值)之间的关系。注意,由于泵 10 在此情况下是被发动机驱动,所以对于很低的发动机转速,不管所选择的运行模式如何,压力总是低于预定阀打开压力。

[0039] 例如但不限于,如果预定阀打开压力是 350kPa,则在低压运行模式中,主机油道 14 中的机油压力将基本为 250kPa,而在高压运行模式下,主机油道 14 中的机油压力将基本为 450kPa。以此方式,发动机 5 的运行压力可被用于打开和关闭冷却喷嘴 11。电子控制单元被编程以便基于关于运行速度和发动机扭矩/负载的一个或多个图谱或查找表来控制发动机 5 的运行压力。发动机转速和发动机负载之间的关系通过限定(在运行速度和发动机扭矩输出的整个范围上的)两个运行模式之间的转换点的经验工作建立,并且此数据被存储在图谱或查找表中并被电子控制单元应用,以确定机油供给系统在何种运行模式下运行。将理解为了做出这种决定,电子控制单元接收来自传感器(未显示)的信息,此信息至

少表明了当前发动机转速和表示发动机负载（例如节气门踏板位置）的参数。

[0040] 因此,对于发动机转速和发动机负载的任何组合,电子控制单元是可操作的,以选择适当的运行模式。

[0041] 在一般的术语中,在发动机 5 运行在高速并且处于中等到高负载时选择高压运行模式,并且在发动机运行在低速或低负载时选择低压运行模式。以此方式,当实际需要冷却活塞时,泵 10 仅吸收高水平能量,由此降低发动机 5 的燃料使用量。此外,由于冷却喷嘴 13 仅在发动机 5 的高负载 / 高速运行期间需要冷却时为“打开”,所以活塞过冷却的风险被消除。

[0042] 将理解机油泵可由电机并且不直接由发动机 5 驱动。在这种情况下,压力可在电子控制单元的控制下响应于来自主机油道 14 的压力反馈通过改变泵的速度被控制。还将理解,本发明可应用于具有驱动机油泵的任何方法的发动机并且不限于带驱动机油泵。

[0043] 还将理解本发明对于具有任何汽缸数目的发动机是可应用的并且不限于用于四缸发动机。

[0044] 现转向图 2 至图 9,将以更多细节描述对本发明的一个实施例的机油供给回路压力的控制。

[0045] 图 2 以更多细节显示了在图 1 中显示的可变流速的机油泵 10。泵 10 经由带驱动（未示出）由发动机 5 驱动。

[0046] 机油压力输出由作用在叶片控制环 10c 上的从压力反馈通道 10f 返回的机油压力调整。来自压力反馈通道 10f 的机油被输送至控制腔室 10d,在此它反抗 (react against) 控制构件 10e。叶片转子 10r 被可旋转地安装在叶片控制环 10c 内并且叶片控制环 10c 通过枢转构件 10p 被可枢转地支撑在上端部,枢转构件 10p 反抗 (react against) 泵 10 的壳体的一部分。标称压力控制弹簧 10s 起作用以便克服控制构件 10d 中的压力作用偏置控制构件 10e。机油压力与压力控制弹簧 10s 的力之间的平衡通过围绕枢转构件 10p 枢转控制环 10c 改变叶片转子 10r 的偏心度,从而当控制腔室 10d 中的压力升高时,流量输出被减小并且因此发动机 5 的机油供给回路中的压力被减小。减低控制腔室 10d 中的压力增加了偏心度,由此升高了压力。泵 10 以最大偏心度位置被显示在图 2 中,其没有应用反馈压力。

[0047] 当机油流速较低并且返回机油通过压力反馈通道 10f 的延迟较长时,过压阀“OV”(在图 3 和图 4 中显示的)将在冷启动条件下打开,由此允许机油经返回管路“RL”(在图 3 和图 4 中显示)直接返回至油底壳 16。

[0048] 现具体参考图 3 和图 4,泵 10 与机油供给系统的其他部件的连接以示意形式被显示。

[0049] 泵 10 的压力反馈通道 10f 经反馈导管“FC”被连接至滑阀 30 的输出。滑阀 30 包括被滑动支撑在圆柱腔室中的滑轴构件 31,圆柱腔室可被形成为泵 10 壳体的一部分或者是分离的壳体。

[0050] 滑轴构件 31 具有第一小直径部分 33 和第二较大直径部分 34,并且如所示被弹簧 32 偏置到左侧。

[0051] 小直径部分 33 经入口被连接至主反馈供给管“PF”,主反馈供给管“PF”被永久地直接连接至主机油道 14。较大直径部分 34 经第二入口被连接至次反馈供给管“SF”,其被连接至电磁操作阀 40。电磁操作阀 40 被电子控制单元 50 响应于包含于其中的逻辑控制。

ECU 50 接收表明发动机 5 的当前运行状态的多个输入,包括由此能推断出当前发动机转速和发动机负载的输入。

[0052] 电磁阀 40 还被连接至主机油道 14 并且可操作地控制机油从主机油道 14 到次反馈供给管 ‘SF’ 的流动。

[0053] 滑阀 30 还经由主输送管 ‘MF’ 被直接连接至泵 10 的输出。

[0054] 在显示的示例中,泵 10 的机油穿过组合的机油冷却器和过滤器 27 (但这不是必要的情况) 流至主机油道 14。

[0055] 当 ECU 50 基于其接收的输入确定发动机转速和发动机负载的组合为需要冷却活塞 (如在图 4 中描绘的) 时,ECU 50 运行电磁阀以便防止机油从主机油道 14 穿过次反馈供给管 ‘SF’ 以作用在滑轴构件 31 的较大直径部分 34 的流动。由于来自自主反馈供给管 ‘PF’ 的机油,此时作用在滑轴构件 31 上的唯一压力是作用在小直径部分 33 上的压力。该压力产生大小足够的力,因此当在主机油道 14 中的高压可用时,滑轴构件 31 克服弹簧 32 的作用移动并且因此允许经由从主输送管 ‘MF’ 经由反馈回路 ‘FC’ 到泵 10 反馈。这具有升高泵 10 的流速的作用,这样它运行在高压模式并且然后机油供给回路中的压力被调整至高压,该高压高于压力操作阀 11 的打开压力。

[0056] 然而,当 ECU 50 基于其接收到的输入确定发动机转速和发动机负载的组合为不需要冷却活塞时,它操作电磁阀 40 以便允许机油从主机油道 14 流过次反馈供给管 ‘SF’ 从而作用在滑轴构件 31 的较大直径部分 34 上。由于来自自主反馈供给管 ‘PF’ 的机油,作用在较大直径部分 34 上的压力和作用在小直径部分 33 上的压力的组合产生足够大的力,因此当低压在主机油道 14 中可用时滑轴构件 31 克服弹簧 32 的作用被移动较大距离,并且因此滑阀构件 31 克服弹簧 32 的作用被移动以便从主输送管 ‘MF’ 经由低压反馈 ‘FC’ 提供低压反馈至泵 10。这具有降低泵 10 的流速的作用,这样它在低压模式运行并且然后机油供给回路中的压力被调整至低压,该低压低于压力操作阀 11 的打开压力。

[0057] 本发明的一个优点是如果发生故障,例如但不限于输入到 ECU 50 的一个或多个输入失效或者电磁阀 40 不能正确响应于 ECU 50 的控制,那么系统将被液压地默认至“高压模式”。

[0058] 现参考图 8 和图 9,将以更多细节说明 ECU 50 的控制方法。

[0059] 从功率机实验结果来看,可从图 8 中由三角形索引的曲线得到发动机 5 的扭矩曲线,如图所示。从活塞热测试中,可确定相对于图 8 中由方块索引的曲线指示的发动机转速的发动机扭矩值下何时需要活塞冷却。

[0060] 以上曲线被转换为发动机转速 / 扭矩图谱,其显示在哪里需要活塞冷却,如在图 9 中显示的。

[0061] ECU 50 使用该图谱确定机油压力是否应该被设定为高于活塞冷却喷嘴阈值压力 (预定阀打开压力),如在图 7 中显示的,并且将适当向电磁阀 40 供给能量。

[0062] 将理解在图 9 中的百分比扭矩数字是发动机 5 的负载测量值并且因此压力操作阀 11 的打开独立于发动机负载和发动机运行速度之间的预定关系。

[0063] 将理解可使用多种参数作为发动机负载的指示。例如,发动机 5 供应的实际扭矩可被扭矩传感器直接测量并且来自该传感器的信号被输送到 ECU 50。可替代地,可从其他发动机参数中推导发动机 5 的负载,例如节气门踏板位置或者可从用于控制发动机 5 的添

加燃料的数据中推导出。

[0064] 例如在图 9 中显示的, 不管发动机 5 的负载如何, 当发动机转速低于下限值 ‘0’ (在此情况下为 2500RPM) 时, 不提供活塞冷却, 而高于发动机转速 ‘0’ 时, 基于发动机 5 的发动机转速和负载的组合确定是否需要活塞冷却。

[0065] 一般来讲, 随着发动机转速在高于下限值 ‘0’ 处升高, 需要活塞冷却的发动机负载值降低, 并且因此, 如显示的示例, 在最大发动机转速下或接近最大发动机转速时, 当发动机的负载水平高于 50% 时, 活塞冷却将被打开, 但是在发动机转速的下限值 ‘0’ 处, 需要 100% 的发动机负载致使活塞冷却被打开。图 9 中的阴影区域显示了根据本发明公开的实施例的发动机转速和负载的组合, 此处活塞冷却被提供。

[0066] 本领域的技术人员将理解虽然参考一个或多个实施例以示例方式描述了本发明, 但是其不限于所公开的实施例并且所公开实施例的一个或多个变型或者可替代实施例可在不偏离本发明的范围下被构造, 本发明的范围由所附权利要求阐明。

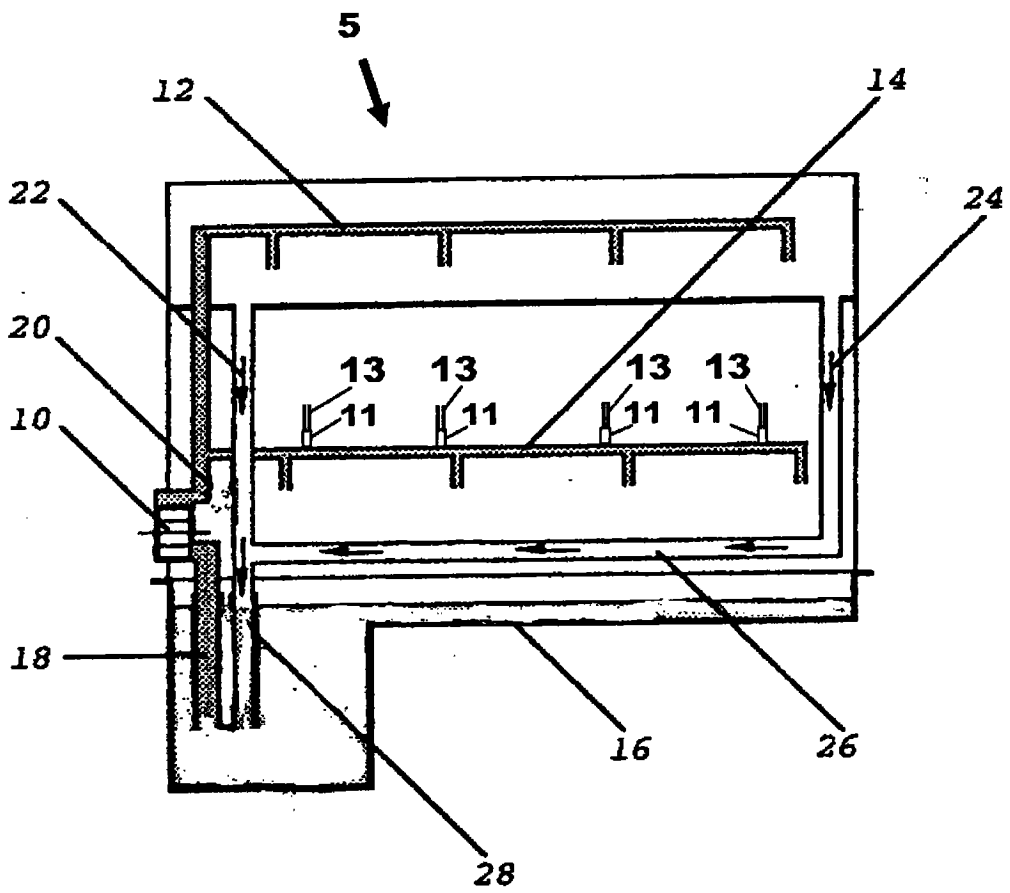


图 1

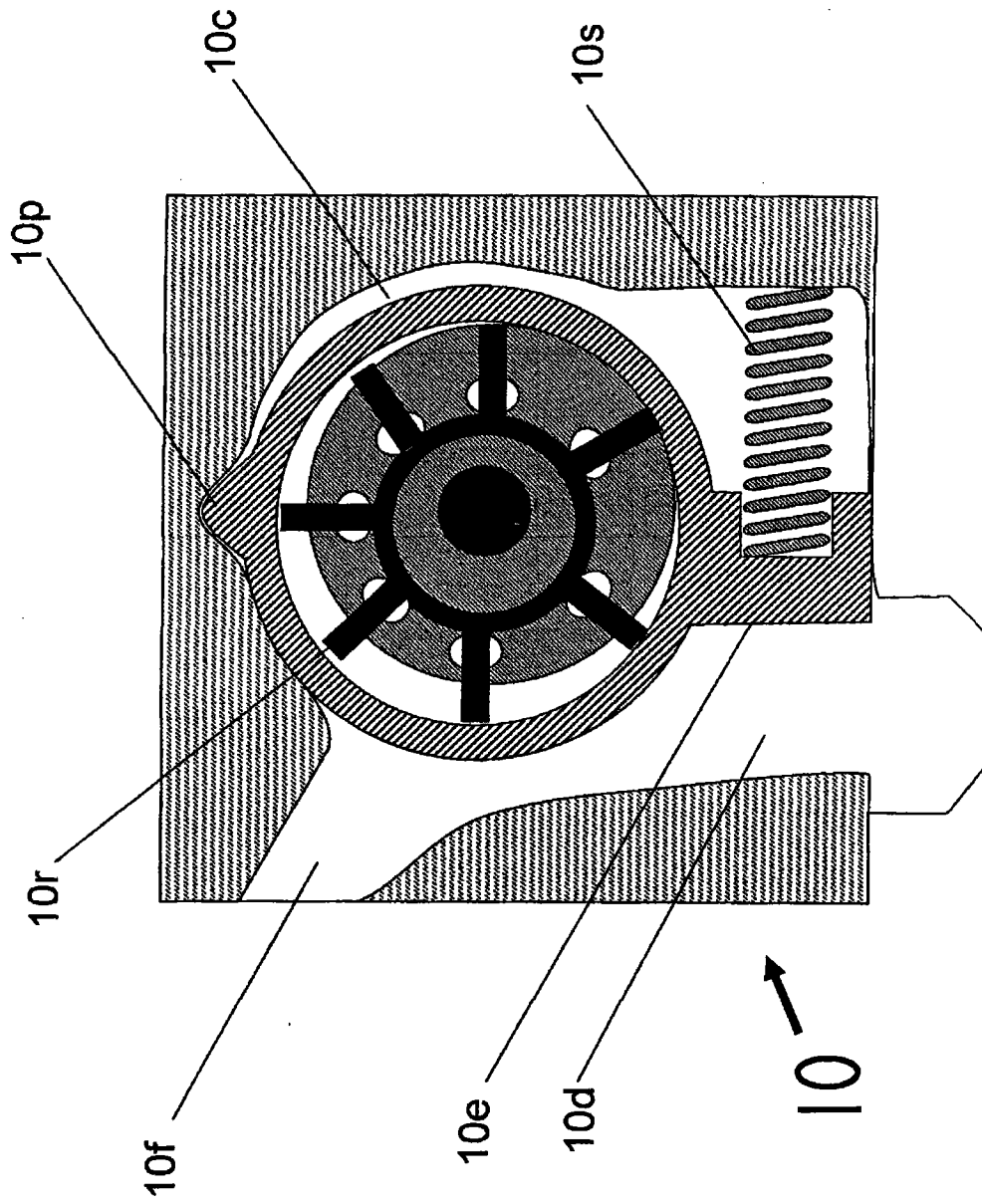


图 2

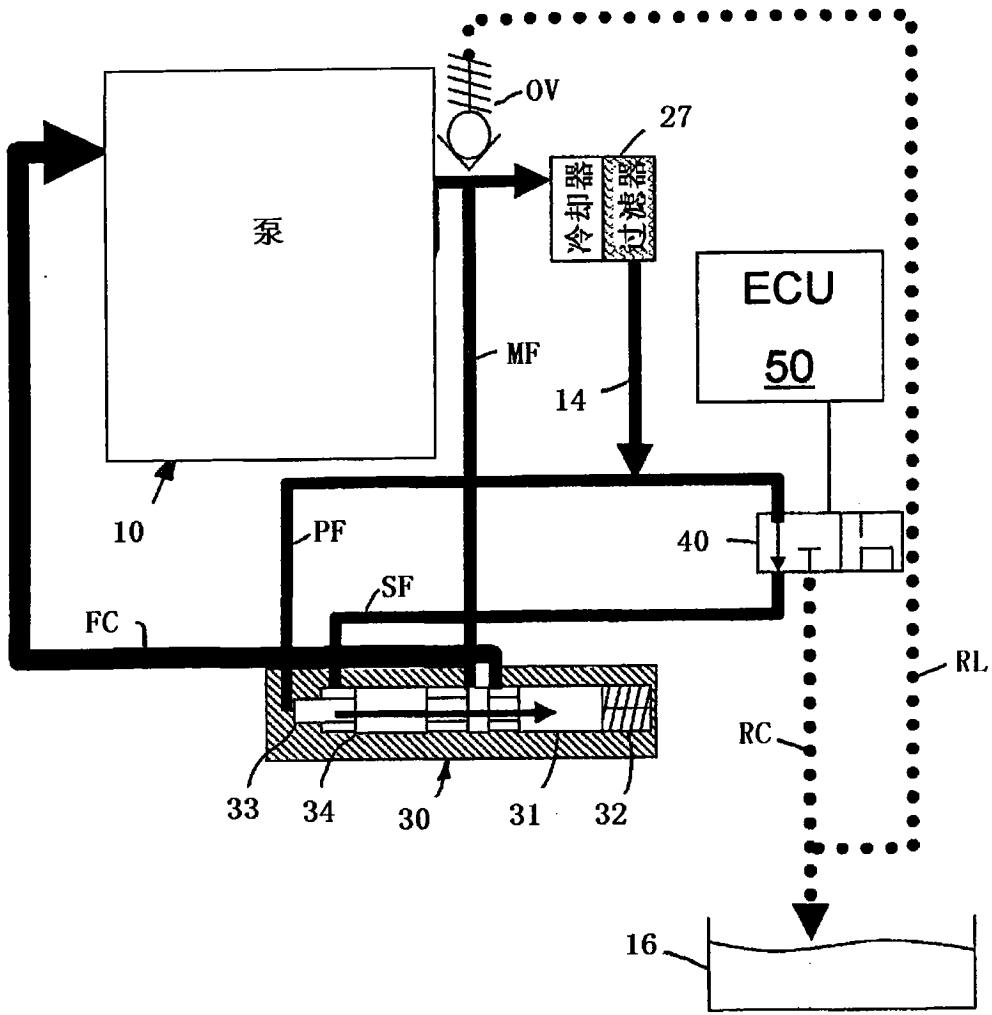


图 3

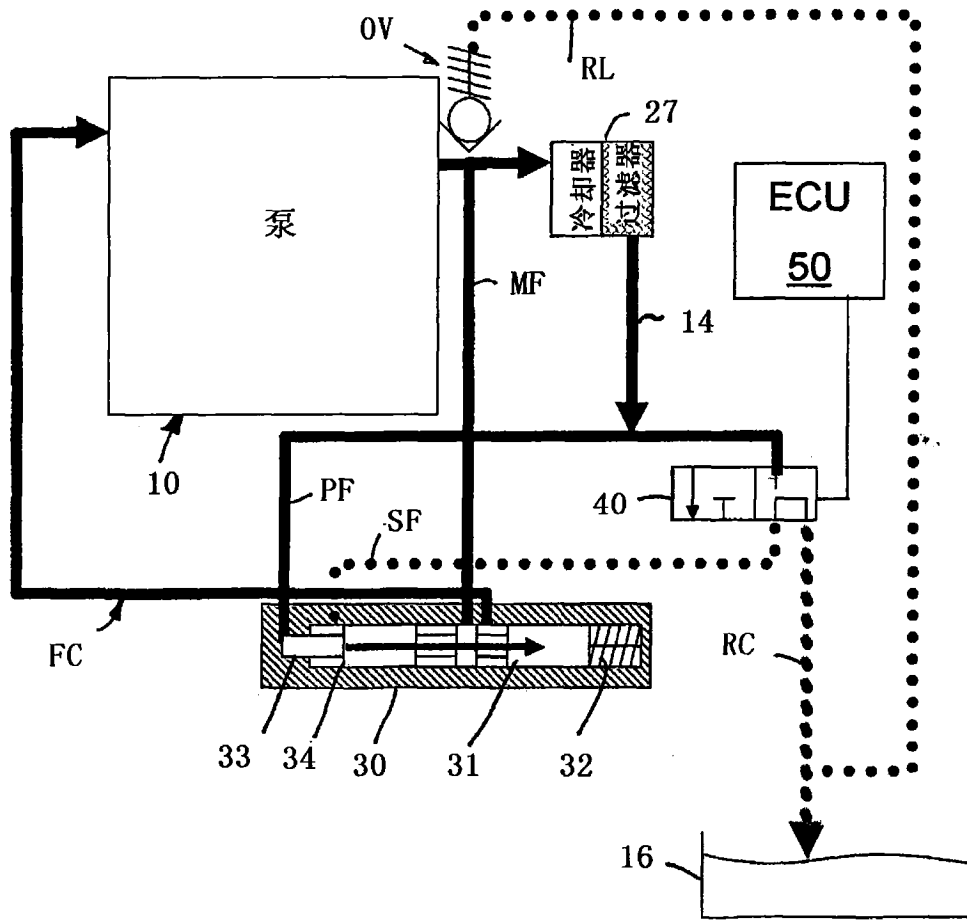


图 4

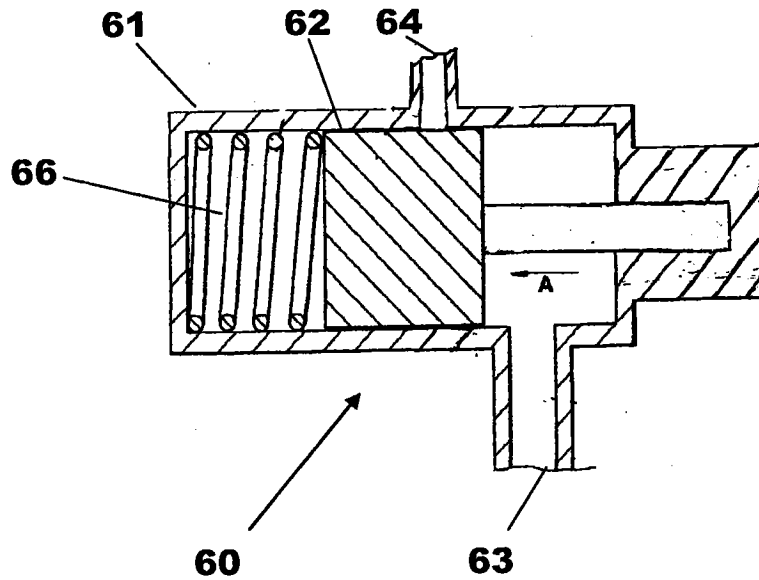


图 5

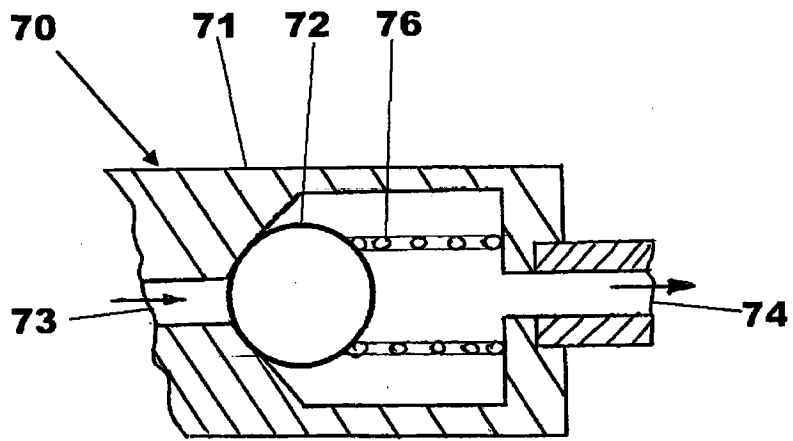


图 6

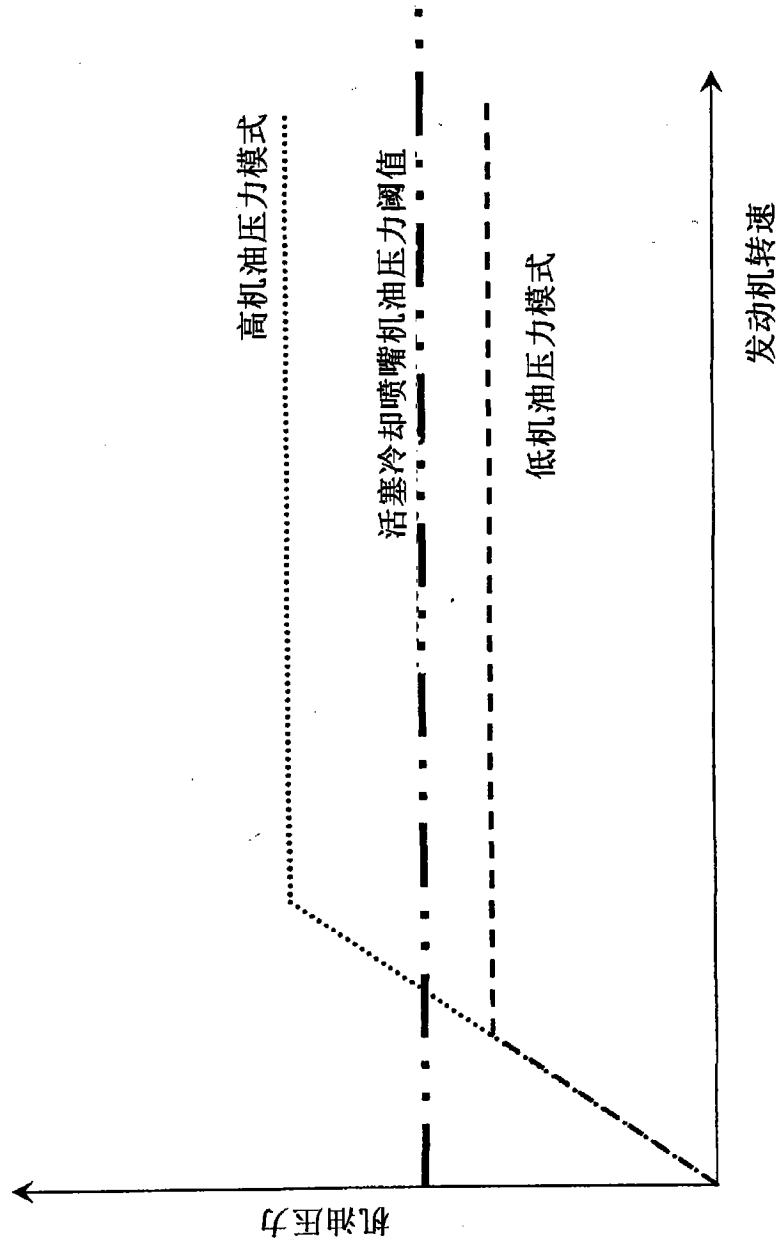


图 7

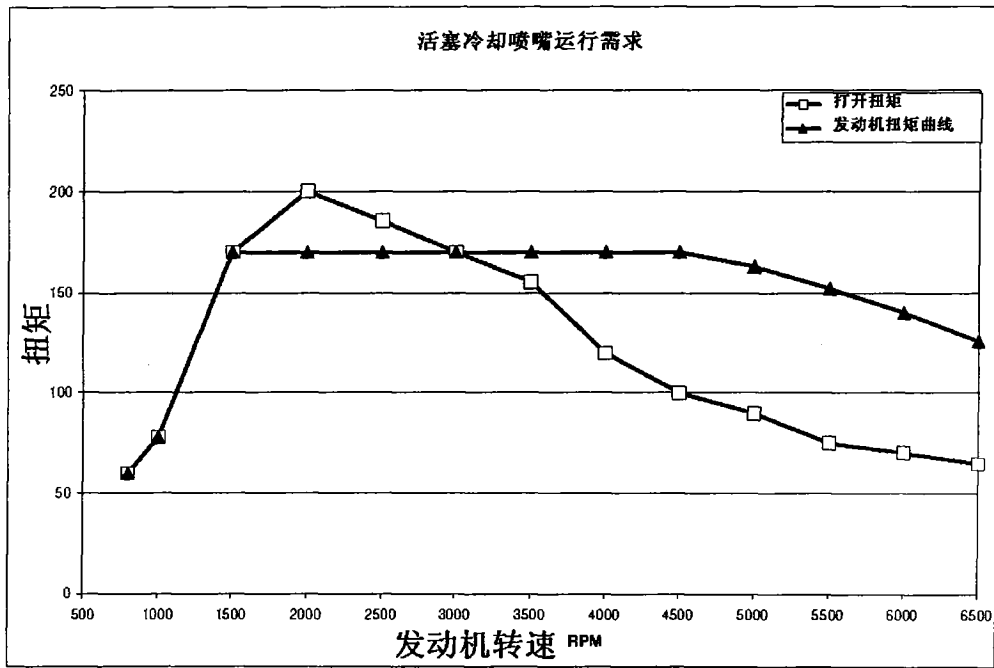


图 8

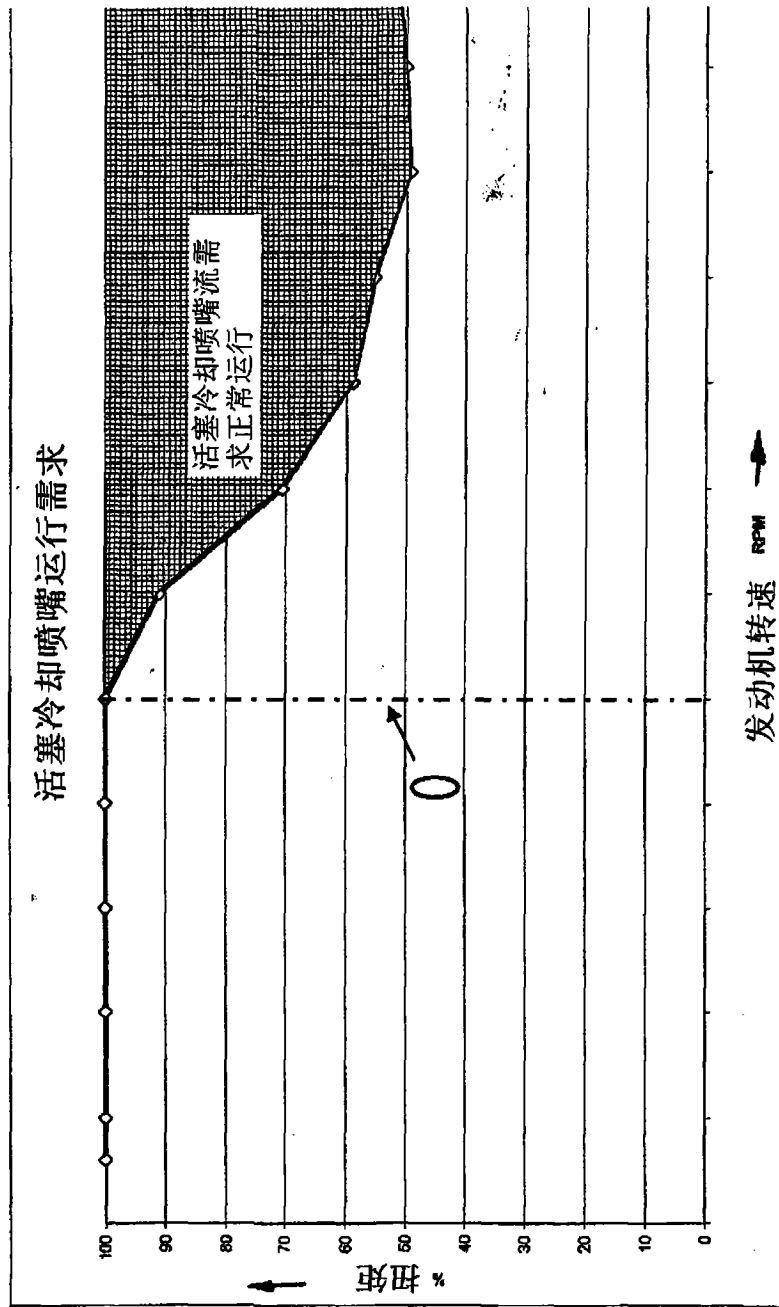


图 9