[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl[7]
F04B 49/00

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 98801252.9

[45] 授权公告日 2003 年 10 月 15 日

[11] 授权公告号 CN 1124413C

[22] 申请日 1998.9.21 [21] 申请号 98801252.9
[30] 优先权
[32] 1997. 9.29 [33] JP [31] 264315/1997
[86] 国际申请 PCT/JP98/04238 1998.9.21
[87] 国际公布 WO99/17020 日 1999.4.8
[85] 进入国家阶段日期 1999.4.28
[71] 专利权人 日立建机株式会社
地址 日本东京
[72] 发明人 中村和则
[56] 参考文献
JP4 - 5487 1992.01.09 F04B49/00
JP60 - 195338 1985.10.03 F02D29/04
审查员 张立泉

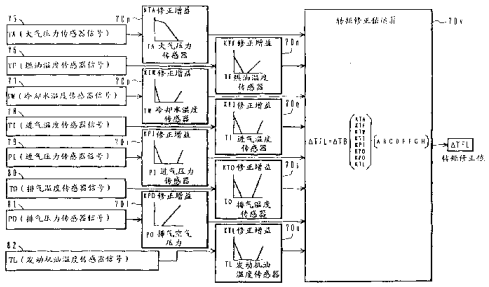
[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所
代理人 陈 健

权利要求书 2 页 说明书 19 页 附图 11 页

[54] 发明名称 液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置

[57] 摘要

当环境的变化引起发动机的输出功率减小时，输入传感器(75 ~ 82)的信号，在修正增益运算部(70m ~ 70u)和转矩修正值运算部 70v 中作为转矩修正值 Δ TFL估计发动机输出功率的减小，在速度传感转矩偏差修正部(70i)中从速度传感转矩偏差 Δ Tl 减去转矩修正值 Δ TFL，把此一相减的转矩偏差 Δ TNL加到泵基本转矩 TRO 上，求出吸收转矩 TR1(目标最大吸收转矩)，向电磁铁控制阀(32)输出信号。 电磁铁控制阀(32)控制全功率控制用的伺服阀(22)从而控制液压泵(1、2)的最大吸收转矩。 借此，即使在原动机输出功率因环境的变化而减小的场合，也可以减少在重载时发动机转速的降低。



ISSN1008-4274

1. 一种液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置，该转矩控制装置备有原动机(10)、由此一原动机所驱动的变量液压泵(1 或 2)、指令前述原动机的目标转速的输入机构(71)、检测前述原动机的实际转速的第 1 检测机构(72)、以及算出前述目标转速与实际转速的偏差(△N)并使该偏差增大、减小地控制前述液压泵的最大吸收转矩的速度传感控制机构(70e～70h、70j、70k、32、22A、22B)，其特征在于，其中备有

检测与前述原动机(10)的环境有关的状态量的第 2 检测机构(75～82)，以及

根据此一第 2 检测机构的检测值，来修正由前述速度传感控制机构(70e～70h、70j、70k、32、22A、22B)所控制的液压泵(1 或 2)的最大吸收转矩的转矩修正机构(70m～70u、70v、70i;70m～70u、70Av、70Af)以便与上述状态量的变化引起的上述原动机的出力变化对应。

2. 权利要求 1 中所述的液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置，其特征在于，前述速度传感控制机构带有根据前述目标转速与转速偏差来计算前述液压泵(1 或 2)的目标最大吸收转矩的机构(70e～70h、70j)，以及根据此一目标最大吸收转矩来限制控制前述液压泵的最大容量的机构(70k、32、22A、22B)，前述转矩修正机构(70m～70u、70v、70i; 70m～70u、70Av、70Af)根据前述第 2 检测机构(75～82)的检测值来修正前述目标最大吸收转矩(TR1)。

3. 权利要求 1 中所述的液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置，其特征在于，前述转矩修正机构带有针对每个与前述原动机的环境有关的状态量、根据状态量与原动机的输出功率变化之间预定的关系求出与当时的状态量的检测值相对应的输出功率变化的机构(70m～70u)，以及根据此一输出功率变化来修正前述液压泵(1 或 2)的最大吸收转矩的机构(70i; 70Af)。

4. 权利要求 3 中所述的液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置，其特征在于，前述转矩修正机构还带有根据针对与原动机的环境有关的状态量的输出功率变化的预定的加权函数、求出与当时的原动机的输出功率变化相对应的修正值（ΔTFL; ΔNFL）的机构（70v; 70Av），前述根据输出功率变化来修正液压泵（1或2）的最大吸收转矩的机构（70i; 70Af），根据该修正值（ΔTFL; ΔNFL）来修正液压泵的最大吸收转矩。

5. 权利要求 1 中所述的液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置，其特征在于，前述速度传感控制机构带有根据前述目标转速来计算泵基本转矩（TR0）、同时根据前述转速偏差（ΔN）来计算速度传感转矩偏差（ΔT1）、把速度传感转矩偏差量加到泵基本转矩上作为前述液压泵（1 或 2）的目标最大吸收转矩（TR1）的第 1 机构（70e～70h、70j），以及根据此一目标最大吸收转矩来限制控制前述液压泵的最大容量的第 2 机构（70k、32、22A、22B），前述转矩修正机构带有根据前述第 2 检测机构（75～82）的检测值来计算针对前述目标最大吸收转矩的转矩修正值（ΔTFL）的第 3 机构（70m～70u、70v），以及当由前述第 1 机构把速度传感转矩偏差量加到泵基本转矩上时减去此一转矩修正值（ΔTFL），修正前述目标最大吸收转矩（TR1）的第 4 机构（70i）。

6. 权利要求 1 中所述的液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置，其特征在于，前述速度传感控制机构带有根据前述目标转速来计算泵基本转矩（TR0）、同时从前述实际转速减去前述目标转速而求出前述转速偏差（ΔN）、根据此一转速偏差来修正前述泵基本转矩作为前述液压泵（1 或 2）的目标最大吸收转矩（TR1）的第 1 机构（70e～70h、70j），以及根据此一目标最大吸收转矩来限制控制前述液压泵的最大容量的第 2 机构（70k、32、22A、22B），前述转矩修正机构带有根据前述第 2 检测机构（75～82）的检测值来计算针对前述目标转速的转速修正值（ΔNFL）的第 3 机构（70m～70u、70Av），以及当由前述第 1 机构从前述实际转速减去前述目标转速时再减去前述转速修正值的第 4 机构（70Af）。

液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置

技术领域

本发明涉及液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置，特别是涉及作为原动机备有柴油发动机，靠由此一发动机来旋转驱动的液压泵所输出的压力油来驱动液压执行器，进行所需的作业的液压挖掘机等液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置。

背景技术

液压挖掘机等液压建筑机械，一般来说，作为原动机备有柴油发动机，由此一发动机来旋转驱动至少一个变量液压泵，靠从液压泵所输出的压力油来驱动液压执行器，进行所需的作业。在此一柴油发动机上备有油门操纵杆等指令目标转速的输入机构，根据此一目标转速来控制燃油喷射量，从而控制转速。

关于这样的液压建筑机械中的发动机与液压泵的控制，在日本专利公报昭和 62-8618 号公报中提出题为“包含内燃机和液压泵的驱动系统的控制方法”的控制方法。此一控制方法，是求出来自转速传感器的实际发动机转速对目标转速之差（转速偏差），用此一转速偏差来控制液压泵的输入转矩，即所谓速度传感控制的例子。

此一控制的目的在于，在所检测的实际发动机转速相对于目标转速降低的场合，使液压泵的负载转矩（输入转矩）减小，防止发动机堵转，有效地利用发动机的输出功率。

发明的公开

可是，发动机的输出功率减小，取决于发动机周围的环境。例如，在使用场所为高原的场合，由于大气压力的降低，发动机的输出转矩减小。

当发动机负载很轻时，燃油喷射装置（调速器机构）的调节曲线上的点成为发动机负载与输出转矩的匹配点，成为调速器机构的调节特性曲线上的，与环境的变化所致发动机输出功率减小无关的发动机转速比目标转速稍高的点。

在发动机负载增加的场合，与由发动机固有的发动机输出转矩特性决定的目标转速相对应的输出转矩，成为与发动机负载的匹配点，在此一匹配点处，如果环境的变化引起发动机输出功率减小，则上述速度传感控制根据发动机转速的降低来使液压泵的吸收转矩减小，在液压泵的吸收转矩与发动机的输出转矩相等的点处匹配。

因此，对上述现有技术而言，当发动机负载增加时，如果发动机输出功率由于环境的变化而减小，则随着发动机负载从轻载变成重载，发动机转速大幅度降低。例如，在液压建筑机械为液压挖掘机，用此一液压挖掘机在海拔高的地方进行挖掘作业的场合，虽然在铲斗空的状态下，发动机转速成为比操作者所输入的目标转速稍高的转速，但是一挖掘土砂，发动机转速就大幅度降低。

因此，噪声和起因于发动机转速的车体的振动变化，使作业者感到疲劳。

本发明的目的在于，提供一种即使在发动机输出功率因环境的变化而减小的场合、也可以减少重载时原动机转速的降低的、液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置。

为了实现上述目的，本发明采用的结构和该结构所附带的特征如下。

（1）为了实现上述目的，本发明液压建筑机械的液压泵的转矩控制装置，备有：原动机，由此一原动机所驱动的变量液压泵，指令前述原动机的目标转速的输入机构，检测前述原动机的实际转速的第 1 检测机构，以及算出前述目标转速与实际转速的偏差并根据该偏差来控制前述液压泵的最大吸收转矩的速度传感控制机构，其中，备有检测与前述原动机的环境有关的状态量的第 2 检测机构，以及根据此一第 2 检测机构的检测值、来修正由前述速度传感控制机构所控制的液压泵的最大吸收转矩的转矩修正机构。

这里，所谓第 2 检测机构检测的与原动机的环境有关的状态量，有冷却水温度、进气温度、发动机油温度、排气温度、大气压力、进气压力、排气压力等。

像这样由第 2 检测机构来检测与原动机的环境有关的状态量，根据此一检测值由转速修正机构来修正液压泵的最大吸收转矩，借此可以根据环境的变化所致原动机的输出功率减小量来预先减小液压泵的最大吸收转矩，即使发动机输出功率因环境的变化而减小，在最大转矩匹配点处的原动机转速也不大幅度降低，可以确保原动机转速的降低幅度小的良好的作业性。

（2）在上述（1）中，最好是，前述速度传感控制机构带有根据前述目标转速与转速偏差来计算前述液压泵的目标最大吸收转矩的机构，以及根据此一目标最大吸收转矩来限制控制前述液压泵的最大容量的机构，前述转矩修正机构根据前述第 2 检测机构的检测值来修正前述目标最大吸收转矩。

像这样修正目标最大吸收转矩，借此可以修正液压泵的最大吸收转矩。

（3）此外，在上述（1）中，最好是，前述转矩修正机构带有针对每个与前述原动机的环境有关的状态量、根据状态量与原动机的输出功率变化之间预定的关系、求出与当时的状态量的检测值相对应的输出功率变化的机构，以及根据此一输出功率变化来修正前述液压泵的最大吸收转矩的机构。

借此修正机构可以推测环境的变化所致发动机输出功率减小量，可以根据此一推测值来减小液压泵的最大吸收转矩。

（4）在上述（3）中，最好是，前述转矩修正机构还带有根据针对与原动机的环境有关的状态量的输出功率变化的预定的加权函数、求出与当时的原动机的输出功率变化相对应的修正值的机构，前述根据输出功率变化来修正液压泵的最大吸收转矩的机构，根据该修正值来修正液压泵的最大吸收转矩。

借此转矩修正机构可以根据与原动机的环境有关的状态量的检测值

来计算相当于原动机的输出功率减小量的修正值。

（5）进而，在上述（1）中，最好是，前述速度传感控制机构带有根据前述目标转速来计算泵基本转矩、同时根据前述转速偏差来计算速度传感转矩偏差、把速度传感转矩偏差量加到泵基本转矩上作为前述液压泵的目标最大吸收转矩的第 1 机构，以及根据此一目标最大吸收转矩来限制控制前述液压泵的最大容量的第 2 机构，前述转矩修正机构带有根据前述第 2 检测机构的检测值来计算针对前述目标最大吸收转矩的转矩修正值的第 3 机构，以及当由前述第 1 机构把速度传感转矩偏差量加到泵基本转矩上时减去此一转矩修正值，修正前述目标最大吸收转矩的第 4 机构。

像这样求出环境的变化所致发动机输出功率减小量作为转矩修正值，从泵基本转矩中减去此一转矩修正值而修正目标最大吸收转矩，借此可以修正液压泵的最大吸收转矩。

（6）此外，在上述（1）中，最好是，前述速度传感控制机构带有根据前述目标转速来计算泵基本转矩、同时从前述实际转速减去前述目标转速而求出前述转速偏差、根据此一转速偏差来修正前述泵基本转矩作为前述液压泵的目标最大吸收转矩的第 1 机构，以及根据此一目标最大吸收转矩来限制控制前述液压泵的最大容量的第 2 机构，前述转矩修正机构带有根据前述第 2 检测机构的检测值来计算针对前述目标转速的转速修正值的第 3 机构，以及当由前述第 1 机构从前述实际转速减去前述目标转速时再减去前述转速修正值。

像这样也可以求出环境的变化所致发动机输出功率减小量作为转速修正值，在此一场合，当从实际转速减去目标转速时再减去转速修正值，借此可以修正液压泵的目标最大吸收转矩。

附图的简要说明

图 1 是表示根据本发明的第 1 实施例的备有液压泵的转矩控制装置的发动机-泵控制装置的图。

图 2 是连接于图 1 中所示的液压泵的阀装置和执行器的液压回路图。

图 3 是表示图 2 中所示的流量控制阀的操作液控系统的图。

图 4 是表示图 1 中所示的控制器的输入输出关系的图。

图 5 是表示控制器的处理功能的一部分的功能方框图。

图 6 是表示控制器的处理功能的另一部分的功能方框图。

图 7 是表示根据第 1 实施例的速度传感控制引起的发动机输出转矩与泵吸收转矩的匹配点的图。

图 8 是表示现有的速度传感控制引起的发动机输出转矩与泵吸收转矩的匹配点的图。

图 9 是表示根据本发明的第 2 实施例的控制器的处理功能的一部分的功能方框图。

图 10 是表示控制器的处理功能的另一部分的功能方框图。

图 11 是表示根据第 2 实施例的速度传感控制引起的发动机输出转矩与泵吸收转矩的匹配点的图。

实施发明的最佳形态

下面，用附图来说明本发明的实施例。以下的实施例，是把本发明用于液压挖掘机的发动机-泵控制装置的场合者。

首先，用图 1～图 8 来说明本发明的第 1 实施例。

在图 1 中，1 和 2 是例如斜盘式变量液压泵，在液压泵 1、2 的输出路 3、4 中，连接了图 2 中所示的阀装置 5，经由此一阀装置 5，把压力油送到多个执行器 50～56，驱动这些执行器。

9 是定量式液控泵，在液控泵 9 的输出路 9a 中连接了把液控泵 9 的输出压力保持为恒定压力的液控溢流阀 9b。

液压泵 1、2 和液控泵 9 连接于原动机 10 的输出轴 11，由原动机 10 来旋转驱动。12 是冷却风扇。13 是热交换器。

说明阀装置 5 的细节。

在图 2 中，阀装置 5 带有流量控制阀 5a～5d 和 5e～5i 两个阀组，流量控制阀 5a～5d 位于连接于液压泵 1 的输出路 3 的中位旁通管 5j 上，流量控制阀 5e～5i 位于连接于液压泵 2 的输出路 4 的中位旁通管 5k 上。

在输出路 3、4 上设有决定液压泵 1、2 的输出压力的最高压力的主溢流阀 5m。

流量控制阀 5a～5d 和流量控制阀 5e～5i 为中位旁通式，从液压泵 1、2 输出的压力油由这些流量控制阀供给执行器 50～56 的对应者。执行器 50 是行走右用液压马达（右行走马达），执行器 51 是铲斗用的液压缸（铲斗缸），执行器 52 是动臂用的液压缸（动臂缸），执行器 53 是回转用的液压马达（回转马达），执行器 54 是斗杆用的液压缸（斗杆缸），执行器 55 是备用液压缸，执行器 56 是行走左用液压马达（左行走马达），流量控制阀 5a 是行走右用，流量控制阀 5b 是铲斗用，流量控制阀 5c 是第 1 动臂用，流量控制阀 5d 是第 2 斗杆用，流量控制阀 5e 是回转用，流量控制阀 5f 是第 1 斗杆用，流量控制阀 5g 是第 2 动臂用，流量控制阀 5h 是备用，流量控制阀 5i 是行走左用。也就是说，针对动臂缸 52 设有两个流量控制阀 5g、5c，针对斗杆缸 54 也设有两个流量控制阀 5d、5f，在动臂缸 52 和斗杆缸 54 的底侧，可以分别由来自两个液压泵 1、2 的压力油合流后供给。

流量控制阀 5a～5i 的操作液控系统示于图 3。

流量控制阀 5i、5a 由来自操作装置 35 的操作液控装置 39、38 的操作液控压力 TR1、TR2 和 TR3、TR4 来切换操作，流量控制阀 5b 和流量控制阀 5c、5g 由来自操作装置 36 的操作液控装置 40、41 的操作液控压力 BKC、BKD 和 BOD、BOU 来切换操作，流量控制阀 5d、5f 和流量控制阀 5e 由来自操作装置 37 的操作液控装置 42、43 的操作液控压力 ARC、ARD 和 SW1、SW2 来切换操作，流量控制阀 5h 由来自操作液控装置 44 的操作液控压力 AU1、AU2 来切换操作。

操作液控装置 38～44，分别带有一对先导阀（减压阀）38a、38b～44a、44b，操作液控装置 38、39、44 还分别带有操作踏板 38c、39c、44c，操作液控装置 40、41 还带有共用的操作手柄 40c，操作液控装置 42、43 还带有共用的操作手柄 42c。一操作操作踏板 38c、39c、44c 和操作手柄 40c、42c，有关的操作液控装置的先导阀就根据其操作方向来动作，产生与操作量相对应的操作液控压力。

此外，在操作液控装置 38～44 的各先导阀的输出管路上连接着梭阀 61～67，进而在这些梭阀 61～67 上分级地连接着梭阀 68、69、100～103，由梭阀 61、63、64、65、68、69、101 来检测操作液控装置 38、40、41、42 的操作液控压力中的最高压力作为液压泵 1 的控制液控压力 PL1，由梭阀 62、64、65、66、67、69、100、102、103 来检测操作液控装置 39、41、42、43、44 的操作液控压力中的最高压力作为液压泵 2 的控制液控压力 PL2。

在以上这样的液压驱动系统中设有备有本发明的液压泵的转矩控制装置的发动机-泵控制装置。以下，说明其细节。

在图 1 中，液压泵 1、2 分别备有调节器 7、8，由这些调节器 7、8 来控制作为液压泵 1、2 的变量机构的斜盘 1a、2a 的倾转位置，从而控制泵输出流量。

液压泵 1、2 的调节器 7、8 分别备有倾转执行器 20A、20B（以下，酌情用 20 来代表），以及根据图 3 中所示的操作液控装置 38～44 的操作液控压力来进行正向倾转控制的第 1 伺服阀 21A、21B（以下，酌情用 21 来代表），以及进行液压泵 1、2 的全功率控制的第 2 伺服阀 22A、22B（以下，酌情用 22 来代表），由这些伺服阀 21、22 来控制从液控泵 9 作用于倾转执行器 20 的压力油的压力，从而控制液压泵 1、2 的倾转位置。

说明倾转执行器 20、第 1 和第 2 伺服阀 21、22 的细节。

各倾转执行器 20 带有在两端有大直径的受压部 20a 和小直径的受压部 20b 的动作活塞 20c，以及受压部 20a、20b 所处的受压室 20d、20e，当两受压室 20d、20e 的压力相等时，动作活塞 20c 向图示右方移动，借此斜盘 1a 或 2a 的倾转减小，泵输出流量减小，大直径一侧的受压室 20d 的压力一降低，动作活塞 20c 就向图示左方移动，借此斜盘 1a 或 2a 的倾转加大，泵输出流量加大。此外，大直径一侧的受压室 20d 经由第 1 和第 2 伺服阀 21、22 连接于液控泵 9 的输出路 9a，小直径一侧的受压室 20e 直接连接于液控泵 9 的输出路 9a。

正向倾转控制用的各第 1 伺服阀 21 是靠来自电磁铁控制阀 30 或 31 的控制压力来工作、以便控制液压泵 1、2 的倾转位置的控制阀，当控制

压力高时，阀芯 21a 向图示右方移动，把来自液控泵 9 的液控压力不减压地传递到受压室 20d，减小液压泵 1 或 2 的倾转，随着控制压力的降低，阀芯 21a 靠弹簧 21b 的力向图示左方移动，把来自液控泵 9 的液控压力减压后传递到受压室 20d，加大液压泵 1 或 2 的倾转。

全功率控制用的各第 2 伺服阀 22 是靠液压泵 1、2 的输出压力和来自电磁铁控制阀 32 的控制压力来工作、以便进行液压泵 1、2 的全功率控制的阀，由电磁铁控制阀 32 来限制控制液压泵 1、2 的最大吸收转矩。

也就是说，液压泵 1、2 的输出压力和来自电磁铁控制阀 32 的控制压力分别引到受压室 22a、22b、22c，当液压泵 1、2 的输出压力的液压力之和低于由弹簧 22d 的弹性力与引到受压室 22c 的控制压力的液压力之差决定的设定值时，阀芯 22e 向图示右方移动，把来自液控泵 9 的液控压力减压后传递到受压室 20d，加大液压泵 1、2 的倾转，随着液压泵 1、2 的输出压力的液压力之和变成比该设定值要大，阀芯 22e 向图示左方移动，把来自液控泵 9 的液控压力不减压地传递到受压室 20d，减小液压泵 1、2 的倾转。此外，当来自电磁铁控制阀 32 的控制压力低时，加大上述设定值，使液压泵 1、2 的倾转从液压泵 1、2 的高输出压力开始减小，随着来自电磁铁控制阀 32 的控制压力的升高，上述设定值减小，液压泵 1、2 的倾转从液压泵 1、2 的低输出压力开始减小。

电磁铁控制阀 30、31、32 是靠驱动电流 SI1、SI2、SI3 工作的比例减压阀，其工作致使当驱动电流 SI1、SI2、SI3 最小时，输出的控制压力变成最高，而随着驱动电流 SI1、SI2、SI3 的增大，输出的控制压力降低。驱动电流 SI1、SI2、SI3 由图 4 中所示的控制器 70 输出。

原动机 10 是柴油发动机，备有燃油喷射装置 14。此一燃油喷射装置 14 带有调速器机构，控制发动机转速使之成为由来自图 4 中所示的控制器 70 的输出信号所确定的目标发动机转速指令 NR1。

燃油喷射装置的调速器机构的类型，有控制成由来自控制器的电气信号所确定的目标发动机转速的电子调速器控制装置，和把电动机连接于机械式燃油喷射泵的调速器杠杠、根据来自控制器的指令值把电动机驱动到成为目标发动机转速的预定位置、而控制调速器杠杠位置的机械

式调速器控制装置。本实施例的燃油喷射装置，两种类型都有效。

在原动机 10 上，设有由操纵者用手动来输入目标发动机转速的目标发动机转速输入部 71，如图 4 中所示该目标发动机转速 NR0 的输入信号取进控制器 70，来自控制器 70 的目标转速指令 NR1 的信号向燃油喷射装置 14 输出，控制原动机 10 的转速。目标发动机转速输入部 71，可以是由电位器这样的电气输入机构直接向控制器 70 输入的，也可以是操纵者选择作为基准的发动机转速的高低的。

此外，设有检测原动机 10 的实际转速 NE1 的转速传感器 72，以及检测液压泵 1、2 的控制液控压力 PL1、PL2 的压力传感器 73、74（参照图 3）。

进而，作为检测原动机 10 的环境的传感器，设有大气压力传感器 75、燃油温度传感器 76、冷却水温度传感器 77、进气温度传感器 78、进气压力传感器 79、排气温度传感器 80、排气压力传感器 81、发动机油温度传感器 82，分别输出大气压力传感器信号 TA、燃油温度传感器信号 TF、冷却水温度传感器信号 TW、进气温度传感器信号 TI、进气压力传感器信号 PI、排气温度传感器信号 TO、排气压力传感器信号 PO、发动机油温度传感器信号 TL。

控制器 70 的全体的信号的输入输出关系示于图 4。控制器 70，如上所述输入目标发动机转速输入部 71 的目标发动机转速 NR0 的信号，向燃油喷射装置 14 输出目标转速 NR1 的信号，控制原动机的转速。此外，控制器 70，输入转速传感器 72 的实际转速 NE1 的信号、压力传感器 73、74 的泵控制液控压力 PL1、PL2 的信号、环境传感器 75～82 的大气压力传感器信号 TA、燃油温度传感器信号 TF、冷却水温度传感器信号 TW、进气温度传感器信号 TI、进气压力传感器信号 PI、排气温度传感器信号 TO、排气压力传感器信号 PO、发动机油温度传感器信号 TL，进行规定的运算处理，向电磁铁控制阀 30～32 输出驱动电流 SI1、SI2、SI3，从而控制液压泵 1、2 的倾转位置，即输出流量。

控制器 70 的与液压泵 1、2 的控制有关的处理功能示于图 5 和图 6。

在图 5 中，控制器 70 具有泵目标倾转运算部 70a、70b、电磁铁输出

电流运算部 70c、70d、基本转矩运算部 70e、转速偏差运算部 70f、转矩变换部 70g、极限运算部 70h、速度传感转矩偏差修正部 70i、基本转矩修正部 70j、电磁铁输出电流运算部 70k 等各种功能。

在图 6 中，控制器 70 还具有修正增益运算部 70m～70u、转矩修正值运算部 70v 等各种功能。

在图 5 中，泵目标倾转运算部 70a 输入液压泵一侧的控制液控压力 PL1 的信号，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的控制液控压力 PL1 相对应的液压泵 1 的目标倾转 θ R1。此一目标倾转 θ R1 是针对液控操作装置 38、40、41、42 的操作量的正向倾转控制的基准流量度量，在存储器的表格中，设定随着控制液控压力 PL1 的升高目标倾转 θ R1 也增大的 PL1 与 θ R1 的关系。

电磁铁（螺线管）输出电流运算部 70c，针对 θR1 求出能得到此一 θR1 的液压泵 1 的倾转控制用的驱动电流 SI1，把它向电磁铁控制阀 30 输出。

在泵目标倾转运算部 70b、电磁铁输出电流运算部 70d 中也是，同样从泵控制液控压力 PL2 的信号算出液压泵 2 的倾转控制用的驱动电流 SI2，把它向电磁铁控制阀 31 输出。

基本转矩运算部 70e 输入目标发动机转速 NRO 的信号，把它与储存在存储器中的表格相参照，算出与当时的目标发动机转速 NRO 相对应的泵基本转矩 TRO。在存储器的表格中，设定随着目标发动机转速 NRO 的上升泵基本转矩 TRO 增大的 NRO 与 TRO 的关系。

转速偏差运算部 70f，算出目标发动机转速 NRO 与实际发动机转速 NE1 之差的转速偏差 ΔN。

转矩变换部 70g 把转速偏差 ΔN 乘以速度传感的增益 KN，算出速度传感转矩偏差 ΔTO。

极限运算部 70h 把速度传感转矩偏差 ΔTO 乘以上限下限极限，算出速度传感转矩偏差 ΔT1。

速度传感转矩偏差修正部 70i，从此一速度传感转矩偏差 ΔT1 减去在图 6 的处理中所求出的转矩修正值 ΔTFL，算出转矩偏差 ΔTNL。

基本转矩修正部 70j，把该转矩偏差 ΔTNL 加到在基本转矩运算部 70e

中所求出的泵基本转矩 TRO 上，算出吸收转矩 TR1。此一 TR1 成为液压泵 1、2 的目标最大吸收转矩。

电磁铁输出电流运算部 70k，针对 TR1 求出能得到此一 TR1 的液压泵 1、2 的最大吸收转矩控制用的电磁铁控制阀 32 的驱动电流 SI3，把它向电磁铁控制阀 32 输出。

在图 6 中，修正增益运算部 70m 输入大气压力传感器信号 TA，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的大气压力传感器信号 TA 相对应的修正增益 KTA。此一修正增益 KTA 是预先针对发动机个体的特性储存事前把握的值者，以下所述的其他修正增益也是同样的。

这里，由于大气压力一降低发动机的输出功率就减小这一事实，在存储器的表格中，与此相对应地设定大气压力传感器信号 TA 与修正增益 KTA 的关系，以便使随着大气压力传感器信号 TA 的减小而修正增益 KTA 加大。

修正增益运算部 70n 输入燃油温度传感器信号 TF，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的燃油温度传感器信号 TF 相对应的修正增益 KTF。

这里，由于在燃油温度低的场合或高的场合输出功率均减小这一事实，在存储器的表格中，与此相对应地设定燃油温度传感器信号 TF 与修正增益 KTF 的关系，以便使随着燃油温度传感器信号 TF 的减小而修正增益 KTF 加大，而且随着燃油温度传感器信号 TF 的加大而修正增益 KTF 加大。

修正增益运算部 70p 输入冷却水温度传感器信号 TW，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的冷却水温度传感器信号 TW 相对应的修正增益 KTW。

这里，由于在冷却水温度低的场合或高的场合输出功率均减小这一事实，在存储器的表格中，与此相对应地设定冷却水温度传感器信号 TW 与修正增益 KTW 的关系，以便使随着冷却水温度传感器信号 TW 的减小而修正增益 KTW 加大，而且随着冷却水温度传感器信号 TW 的加大而修正增益 KTW 加大。

修正增益运算部 70q 输入进气温度传感器信号 TI，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的进气温度传感器信号 TI 相对应的修正增益 KTI。

这里，由于在进气温度低的场合或高的场合输出功率均减小这一事实，在存储器的表格中，与此相对应地设定进气温度传感器信号 TI 与修正增益 KTI 的关系，以便使随着进气温度传感器信号 TI 的减小而修正增益 KTI 加大，而且随着进气温度传感器信号 TI 的加大而修正增益 KTI 加大。

修正增益运算部 70r 输入进气压力传感器信号 PI，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的进气压力传感器信号 PI 相对应的修正增益 KPI。

这里，由于在进气压力低的场合或高的场合输出功率均减小这一事实，在存储器的表格中，与此相对应地设定进气压力传感器信号 PI 与修正增益 KPI 的关系，以便使随着进气压力传感器信号 PI 的减小而修正增益 KPI 加大，而且随着进气压力传感器信号 PI 的加大而修正增益 KPI 加大。

修正增益运算部 70s 输入排气温度传感器信号 TO，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的排气温度传感器信号 TO 相对应的修正增益 KTO。

这里，由于在排气温度低的场合或高的场合输出功率均减小这一事实，在存储器的表格中，与此相对应地设定排气温度传感器信号 TO 与修正增益 KTO 的关系，以便使随着排气温度传感器信号 TO 的减小而修正增益 KTO 加大，而且随着排气温度传感器信号 TO 的加大而修正增益 KTO 加大。

修正增益运算部 70t 输入排气压力传感器信号 PO，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的排气压力传感器信号 PO 相对应的修正增益 KPO。

这里，由于随着排气压力的上升输出功率均减小这一事实，在存储器的表格中，与此相对应地设定排气压力传感器信号 PO 与修正增益 KPO

的关系，以便使随着排气压力传感器信号 PO 的加大而修正增益 KPO 加大。

修正增益运算部 70u 输入发动机油温度传感器信号 TL，把它与储存在存储器中的表格相参照，运算与当时的发动机油温度传感器信号 TL 相对应的修正增益 KTL。

这里，由于在发动机油温度低的场合或高的场合输出功率均减小这一事实，在存储器的表格中，与此相对应地设定发动机油温度传感器信号 TL 与修正增益 KTL 的关系，以便使随着发动机油温度传感器信号 TL 的减小而修正增益 KTL 加大，而且随着发动机油温度传感器信号 TL 的加大而修正增益 KTL 加大。

转矩修正运算部 70v 把在上述修正增益运算部 70m～70u 中分别运算的修正增益加权，算出转速修正值 ΔTFL。此一计算方法，预先针对发动机固有的性能，事前把握与各自的修正增益相对应的输出功率减小的量，把针对待求的转矩修正值 ΔTFL 的基准的转矩修正值 ΔTB 作为常数储存在内部。进而，预先把握各自的修正增益的加权数，把该加权的修正量作为矩阵元素 A、B、C、D、E、F、G、H 储存在控制器内部。用这些值按图 6 的转矩修正值运算方框中所示的计算算出转矩修正值 ΔTFL。

虽然图 6 的计算公式用一次式来表达，但是由于其目的在于算出最终转矩修正值 ΔTFL，所以即使例如用二次式等来计算效果也相同。

收到如上所述生成的驱动电流 SI3 的电磁铁控制阀 32，如前所述地控制液压泵 1、2 的最大吸收转矩。

在以上所述中，目标发动机转速输入部 71 构成指令原动机（发动机）10 的目标转速的输入机构，转速传感器 72 构成检测原动机的实际转速的第 1 检测机构，基本转矩运算部 70e、转速偏差运算部 70f、转矩变换部 70g、极限运算部 70h、基本转矩修正部 70j、电磁铁输出电流运算部 70k、电磁铁控制阀 32、第 2 伺服阀 22A、22B，构成上述算出目标转速与实际转速的偏差并根据该偏差来控制液压泵 1、2 的最大吸收转矩的速度传感控制机构。

此外，环境传感器 75～82 构成检测与原动机 10 的环境有关的状态量的第 2 检测机构，修正增益运算部 70m～70u、转矩修正值运算部 70v、

速度传感转矩偏差修正部 70i，构成根据第 2 检测机构的检测值来修正上述在速度传感控制机构中所控制的液压泵 1、2 的最大吸收转矩的转矩修正机构。

于是，以上的速度传感控制机构、第 2 检测机构、转矩修正机构，构成本发明的液压泵的转矩控制装置。

下面，说明像以上这样构成的本实施例的工作的特征。

图 7 是表示本发明的转矩控制装置引起的发动机输出转矩与泵吸收转矩的匹配点的图。图 8 是为了比较而表示现有的转矩控制装置引起的发动机输出转矩与液压泵吸收转矩的匹配点的图。这些匹配点都是在使目标转速恒定的场合，发动机的输出转矩正常时和环境的变化引起输出功率减小时的匹配点。

这里假定，对现有的速度传感控制来说，没有图 5 的速度传感转矩偏差修正部 70i，把在极限运算部 70h 中所得到的速度传感转矩偏差 ΔT1 在基本转矩修正部 70j 中直接加到泵基本转矩 TRO 上，以此作为目标最大吸收转矩。

首先，发动机的输出功率减小，因发动机周围的环境而变化。例如，在使用高度为高原的场合，因大气压力降低而发动机输出功率从曲线 A 减小成曲线 B。

当发动机负载（液压泵的吸收转矩）轻时，燃油喷射装置（调速器机构）的调节曲线上的点成为发动机负载与输出转矩的匹配点，在令目标转速为 Na 的场合，轻载时与发动机的输出功率减小无关的发动机转速稍高于 Na，调速器机构的调节特性曲线上的点成为 NaO。这些，图 7 的本实施例和图 8 的现有技术都是相同的。

在发动机负载增加的场合，发动机输出转矩曲线 A、B 上的点成为发动机负载与输出转矩的匹配点。把此一点称为最大转矩匹配点。

当正常输出功率时，最大转矩匹配点是发动机输出转矩曲线 A 上的与目标转速 Na 相对应的点。在液压挖掘机的作业中，随着负载从轻载变成重载，发动机转速从 NaO 降低到 Na。这一点，对于图 7 的本实施例和图 8 的现有技术也是相同的。

当环境的变化引起发动机输出功率减小时，在现有技术的场合，速度传感控制根据发动机转速的降低（转速偏差 ΔN 的增大）来使液压泵的吸收转矩减小。此时，与发动机转速的降低（转速偏差 ΔN 的增大）相对应的液压泵最大吸收转矩的减小的比例由图 5 中所示的转矩变换部 70g 的增益 KN 来决定。把该增益称为泵最大吸收转矩的速度传感增益，图 8 的 'C' 的特性与此相当。

对现有的速度传感控制而言，由于没有图 5 的速度传感转矩偏差修正部 70i，所以即使发动机输出功率因为环境的变化而减小，此一速度传感控制增益 C 也是恒定的。因此， 当发动机负载增加时，发动机输出功率一从曲线 A 减小成曲线 B，速度传感控制就根据发动机转速的降低来使液压泵的吸收转矩沿着增益 C 的特性减小，在 Ma1 点处液压泵的吸收转矩与发动机的输出转矩相等，匹配。也就是说，匹配点从 Ma 点移动到 Ma1 点。

根据以上所述，在发动机输出功率因环境的变化而减小的场合，在液压挖掘机的作业中，随着负载从轻载变成重载，发动机转速从 Na0 大幅度地降低到 Na1（< Na）。

例如，在海拔高的地方进行挖掘作业的场合，虽然在铲斗空的状态下，发动机转速成为比目标转速 Na 稍高的 Na0，但是一挖掘土砂，发动机转速就降低成 Na1。

因此，噪声和起因于发动机转速的车体的振动变化，使作业者感到疲劳。

与以上的现有技术相反，在本实施例的场合，环境的变化一引起发动机的输出功率减小，传感器 75～82 就检测该环境的变化，修正增益运算部 70m～70u 和转矩修正值运算部 70v 输入该信号并作为转矩修正值 ΔTFL 估计发动机输出功率的减小，在速度传感转矩偏差修正部 70i 和基本转矩修正部 70j 中把从速度传感转矩偏差 ΔT1 减去转矩修正值 ΔTFL 的转矩偏差 ΔTNL 加到泵基本转矩 TR0 上，进行求出吸收转矩 TR1（目标最大吸收转矩）的处理。此一处理，在作为转矩修正值 ΔTFL 计算环境的变化所致发动机的输出功率减小量，按此一量减小泵基本转矩 TR0 这一

点上，相当于预先减小目标最大吸收转矩 TR1，随着发动机输出功率的减小（随着转矩修正值 ΔTFL 的增加），图 7 中所示的泵最大吸收转矩的速度传感的增益 C 的特性，按转矩修正值 ΔTFL 的量向下方移动。

结果，发动机输出功率减小时的与泵吸收转矩的匹配点成为 Ma2 点，发动机转速与正常输出功率时的 Na 没有变化，可以确保发动机转速的降低幅度小的良好的作业性。

像以上这样根据本实施例，即使在发动机输出功率因环境的变化而减小的场合，也可以减少在重载时发动机转速的降低，可以确保良好的作业性。

此外，像现有技术那样始终进行根据转速偏差来控制液压泵的吸收转矩的速度传感，即使在突然施加负载时或意外事件所致发动机输出功率减小的情况下，也可以防止发动机堵转。

进而，由于进行着速度传感控制，所以没有必要预先留有余地设定液压泵的吸收转矩，可以像现有技术那样有效地利用发动机输出功率。即使发动机输出功率，因为例如，机器之间的性能差异或者随着时间的性能变化而减小，也可以防止重载时的发动机堵转。

再者，虽然对上述实施例而言，在速度传感转矩偏差修正部 70i 中，从速度传感转矩偏差 ΔT1 减去转矩修正值 ΔTFL，但是也可以在基本转矩修正部 70j 中，从转矩偏差 ΔTNL 减去转矩修正值 ΔTFL，这是当然的。

用图 9～图 11 来说明本发明的第 2 实施例。图中，与图 5～图 7 中所示者相同的东西带有相同的标号。

在图 9 中，控制器具有泵目标倾转运算部 70a、70b、电磁铁输出电流运算部 70c、70d、基本转矩运算部 70e、转速偏差运算部 70Af、转矩变换部 70g、极限运算部 70h、基本转矩修正部 70j、电磁铁输出电流运算部 70k 等各种功能。

转速偏差运算部 70Af 求出目标发动机转速 NR1 与实际发动机转速 NE1 之差，进而减去在图 10 的处理中所求出的转速修正值 ΔNFL，算出转速偏差 ΔN。

在转矩变换部 70g 中，把此一转速偏差 ΔN 乘以速度传感的增益 KN，

算出速度传感转矩偏差 ΔT0，然后在极限运算部 70h 中，把速度传感转矩偏差 ΔT0 乘以上限下限极限，算出速度传感转矩偏差 ΔTNL，在基本转矩修正部 70j 中，从此一速度传感转矩偏差 ΔTNL 和泵基本转矩 TR0 求出吸收转矩 TR1（目标最大吸收转矩）。

除了这些以外，与图 5 中所示的第 1 实施例相同。

在图 10 中，控制器还具有修正增益运算部 70m～70u，转速修正值运算部 70Av 等各种功能。

在修正增益运算部 70m～70u 中的处理与图 6 中所示的第 1 实施例相同。

转速修正值运算部 70Av 把在修正增益运算部 70m～70u 中分别运算的修正增益加权，算出转速修正值 ΔNFL。此一计算方法，预先针对发动机固有的性能，事前把握与各自的修正增益相对应的输出功率减小的量，把针对待求的转速修正值 ΔNFL 的基准的转速修正值 ΔNB 作为常数储存在内部。进而，预先把握各自的修正增益的加权数，把该加权的修正量作为矩阵元素 A、B、C、D、E、F、G、H 储存在控制器内部。用这些值按图 10 的转速修正值运算方框中所示的计算算出转速修正值 ΔNFL。

此一场合，图 6 的计算公式即使例如用二次式等来计算效果也是相同。

在电磁铁输出电流运算部 70k 中所生成的驱动电流 SI3 向图 1 中所示的电磁铁控制阀 32 输出，如前所述地控制液压泵 1、2 的最大吸收转矩。

在以上所述中，对本实施例而言，修正增益运算部 70m～70u、转速修正值运算部 70Av、转速偏差运算部 70Af，构成根据第 2 检测机构（环境传感器 75～82）的检测值来修正靠速度传感控制机构（基本转矩运算部 70e、转速偏差运算部 70f、转矩变换部 70g、极限运算部 70h、基本转矩修正部 70j、电磁铁输出电流运算部 70k、电磁铁控制阀 32、第 2 伺服阀 22A、22B）中来控制的液压泵 1、2 的最大吸收转矩的转矩修正机构。

在像以上这样构成的本实施例中，当环境的变化引起发动机的输出功率减小时，输入传感器 75～82 的信号，在修正增益运算部 70m～70u

和转速修正值运算部 70Av 中作为转速修正值 ΔNFL 估计发动机输出功率的减小，在转速偏差运算部 70Af 中，从目标发动机转速 NR0 与实际发动机转速 NE1 的偏差再减去转速修正值 ΔNFL，从此一相减的转速偏差 ΔN 求出速度传感转矩修正值 ΔTNL，进行求出吸收转矩 TR1（目标最大吸收转矩）的处理。此一处理，在作为转速修正值 ΔNFL 计算环境的变化所致发动机的输出功率减小量，按此一量减小目标发动机转速 NR0 这一点上，相当于预先减小目标最大吸收转矩 TR1，随着发动机输出功率的减小（随着转速修正值 ΔNFL 的增加），图 11 中所示的泵最大吸收转矩的速度传感的增益 C 的特性，按转速修正值 ΔNFL 的量向图示右方移动。

结果，发动机输出功率减小时的与泵吸收转矩的匹配点，与图 7 中所示的第 1 实施例相同，成为 Ma2 点，发动机转速与正常输出功率时的 Na 没有变化。

因而，根据本实施例，可以得到与第 1 实施例相同的效果，即可以确保发动机转速的降低小的良好的作业性，同时即使在突然施加负载时或意外事件所致发动机输出功率减小的情况下，也可以防止发动机堵转等。

再者，虽然对上述实施例而言，在转速偏差运算部 70Af 中，从目标发动机转速 NR1 与实际发动机转速 NE1 的偏差再减去转速修正值 ΔNFL，但是这与从实际发动机转速 NE1 减去目标发动机转速 NR1 与转速修正值 ΔNFL 之和是相同的，也可以设置把转速修正值ΔNFL 加到目标发动机转速 NR1 上的机构，在转速偏差运算部 70Af 中从实际发动机转速 NE1 减去此一和。

工业实用性

根据本发明，即使在发动机输出功率因环境的变化而减小的场合，也可以减少在重载时发动机转速的降低，可以确保良好的作业性。

此外，由于像现有技术那样进行着速度传感控制，所以即使在突然施加负载时或意外事件所致发动机输出功率减小的情况下，也可以防止发动机堵转。

进而，由于进行着速度传感控制，所以没有必要留有余地地设定液压泵的吸收转矩，可以像现有技术那样有效地利用发动机输出功率。即使发动机输出功率因为，例如，机器之间的性能差异或者随着时间的性能变化而减小，也可以防止重载时的发动机堵转。

图1

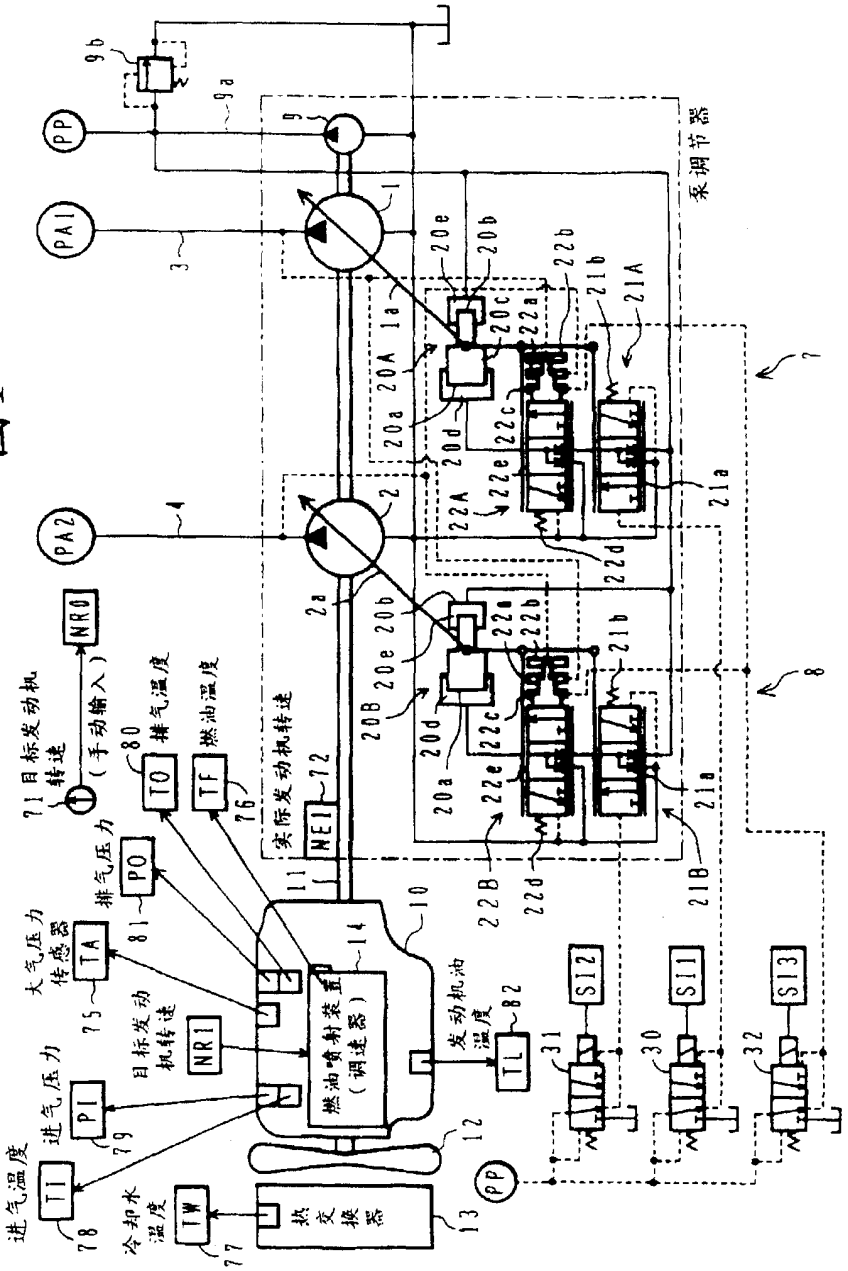

PP
PA1
PA2
9b
9a
9
1
3
4
2
2a
1a
20A
20B
20a
20b
20c
20d
20e
22A
22B
22a
22b
22c
22d
22e
21A
21B
21a
21b
7
8
泵调节器
NR0
71 目标发动机转速
(手动输入)
80 排气温度
TO
TF
76 燃油温度
实际发动机转速
NE1
72
11
10
14
燃油喷射装置
(调速器)
排气压力
PO
81
大气压力传感器
TA
75
目标发动机转速
NR1
进气压力
PI
79
进气温度
TI
78
冷却水温度
TW
77
热交换器
13
12
发动机油温度
TL
82
SI2
SI1
SI3
31
30
32

图2

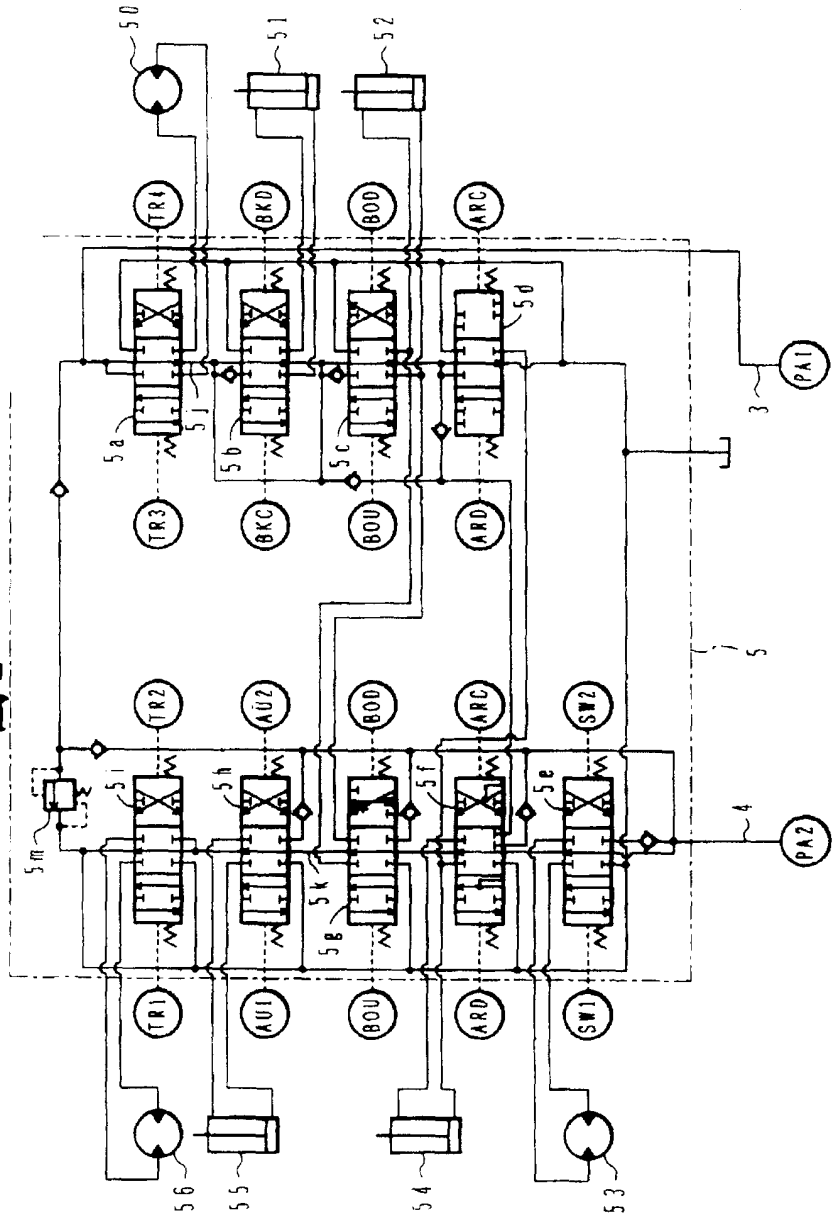

50
51
52
TR4
BKD
BOD
ARC
5a
5j
5b
5c
5d
PA1
3
TR3
BKC
BOU
ARD
5
TR2
AU2
BOD
ARC
SW2
5i
5h
5f
5e
5m
5k
5g
4
PA2
TR1
AU1
BOU
ARD
SW1
56
55
54
53

图3

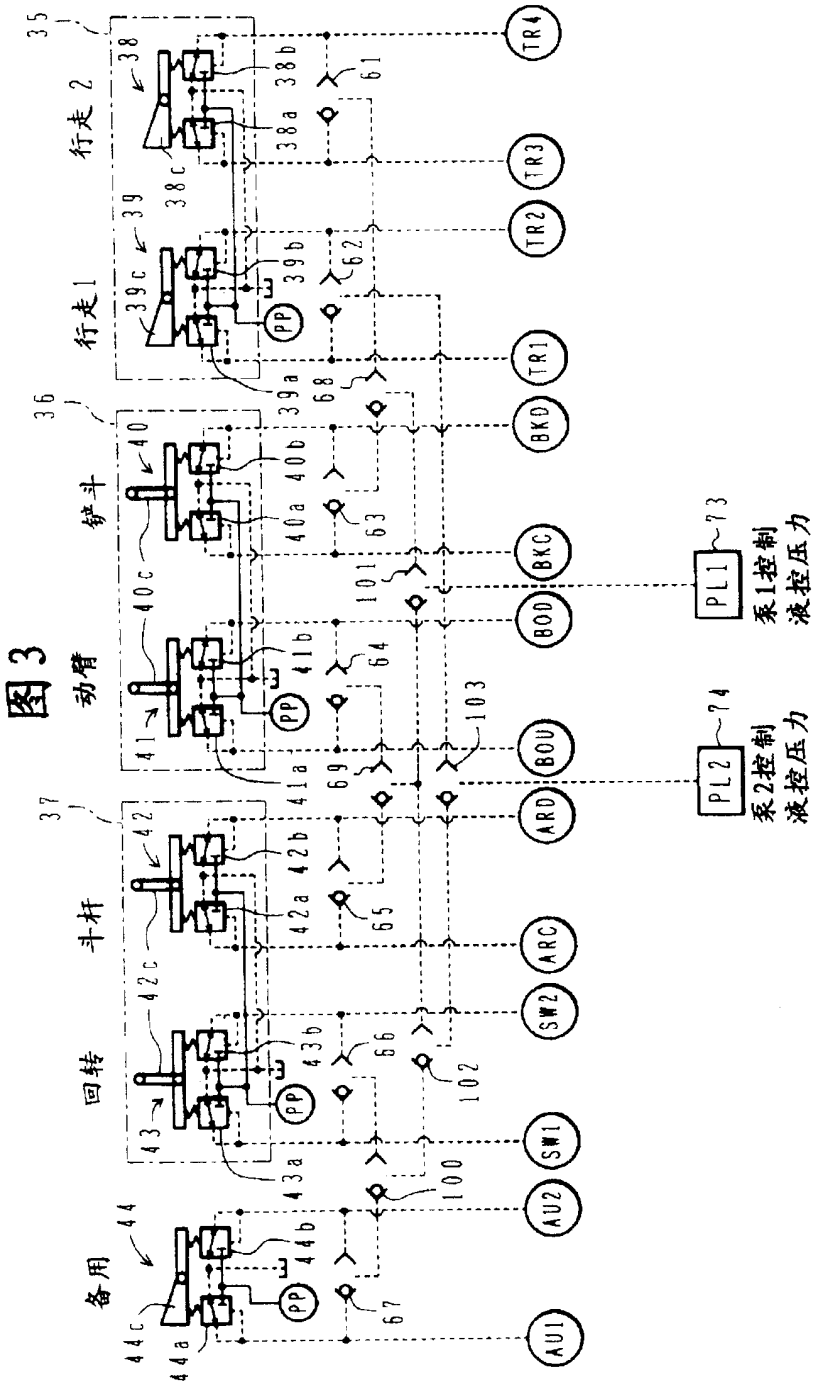

35
行走2
38
38a
38b
38c
61
TR4
TR3
行走1
39
39a
39b
39c
62
TR2
TR1
36
铲斗
40
40a
40b
40c
63
BKD
BKC
动臂
41
41a
41b
64
101
BOD
BOU
37
斗杆
42
42a
42b
42c
65
69
103
ARD
ARC
回转
43
43a
43b
66
102
SW2
SW1
备用
44
44a
44b
44c
67
100
AU2
AU1
PP
68
PL1
73
泵1控制
液控压力
PL2
74
泵2控制
液控压力

图 4

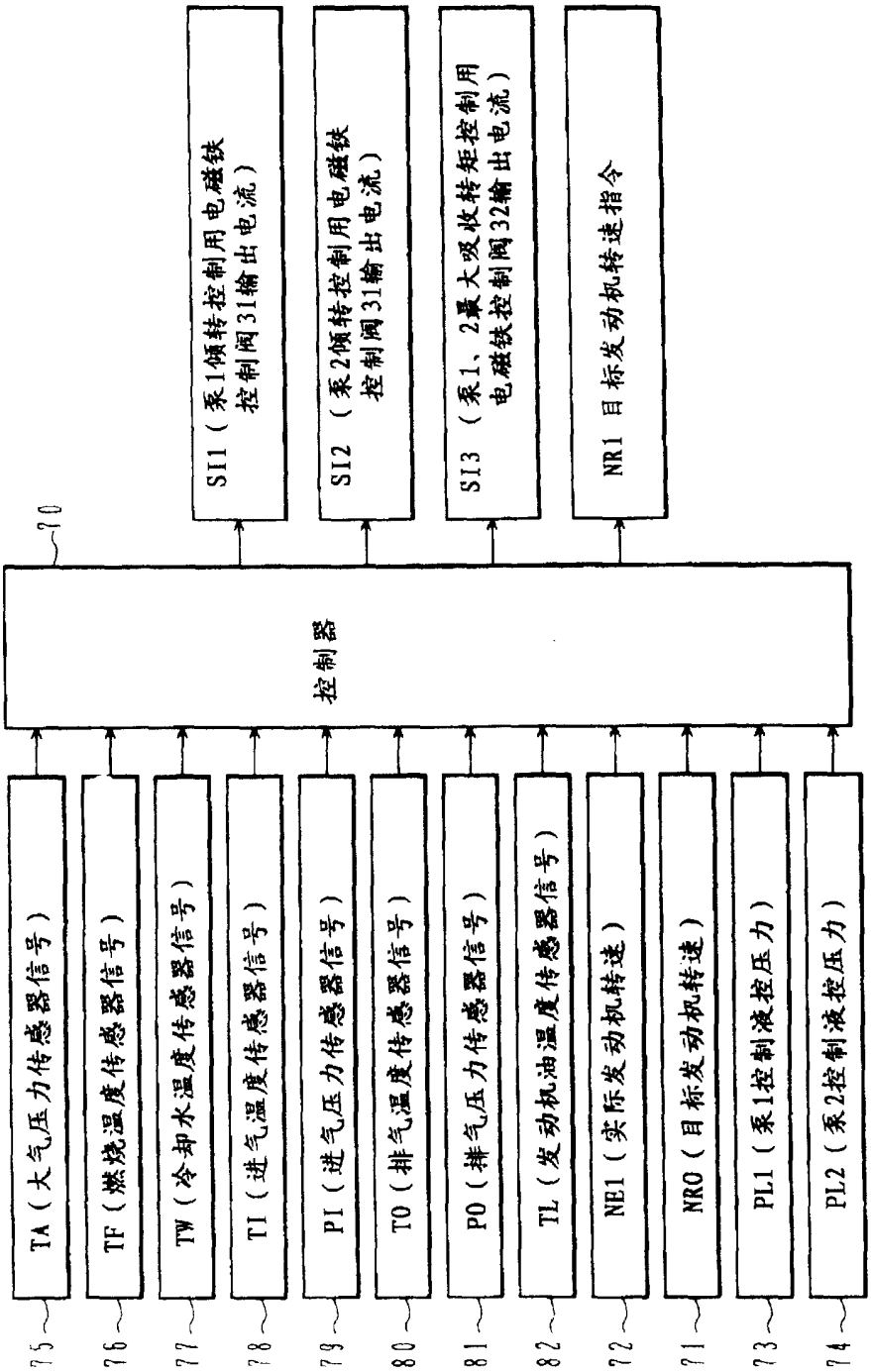

10
控制器
SI1（泵1倾转控制用电磁铁控制阀31输出电流）
SI2（泵2倾转控制用电磁铁控制阀31输出电流）
SI3（泵1、2最大吸收转矩控制用电磁铁控制阀32输出电流）
NR1 目标发动机转速指令
TA（大气压力传感器信号）
TF（燃烧温度传感器信号）
TW（冷却水温度传感器信号）
TI（进气温度传感器信号）
PI（进气压力传感器信号）
TO（排气温度传感器信号）
PO（排气压力传感器信号）
TL（发动机油温度传感器信号）
NE1（实际发动机转速）
NRO（目标发动机转速）
PL1（泵1控制液控压力）
PL2（泵2控制液控压力）
75
76
77
78
79
80
81
82
72
71
73
74

图 5

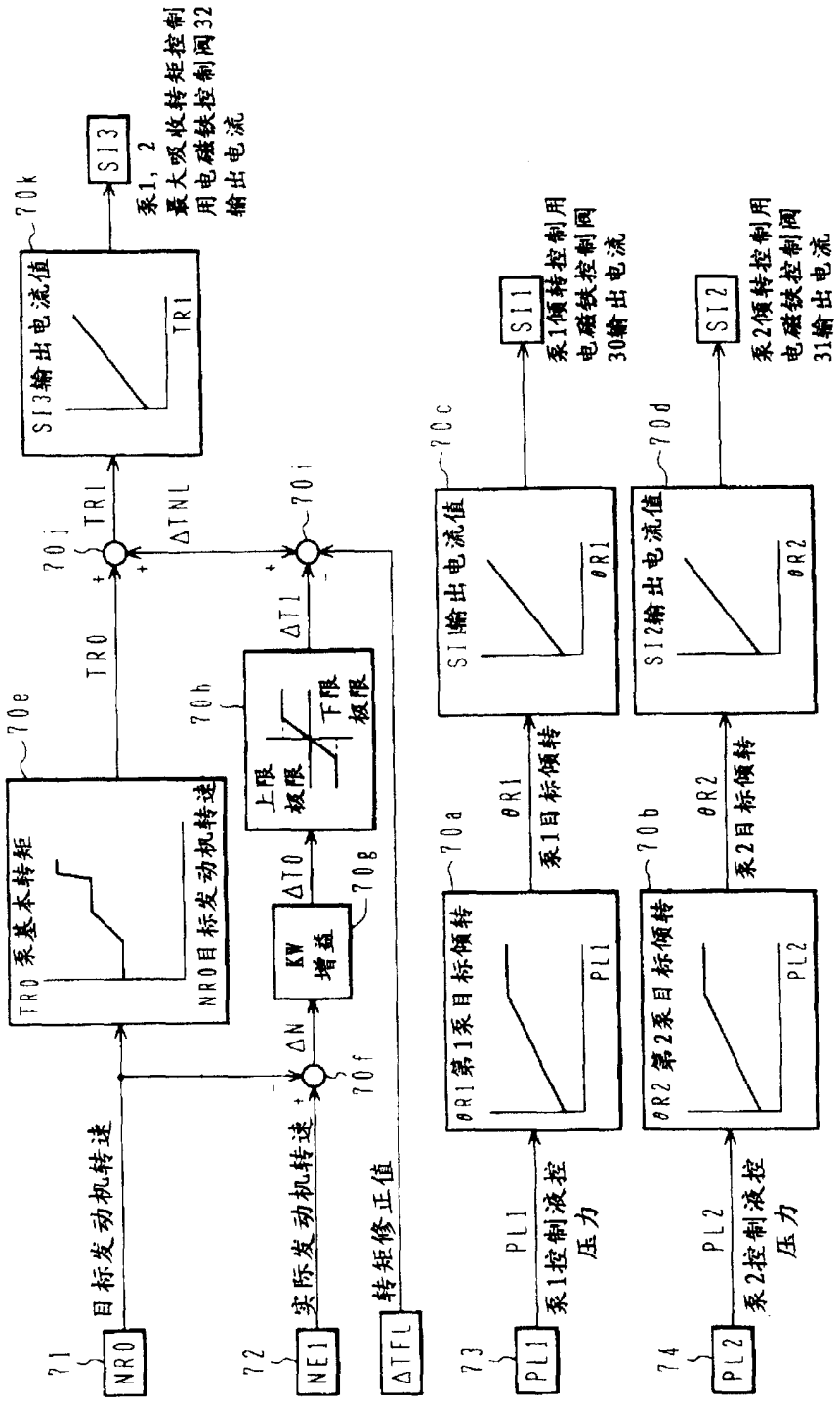

71
NR0
目标发动机转速
72
NE1
实际发动机转速
ΔTFL
转矩修正值
73
PL1
泵1控制液控压力
74
PL2
泵2控制液控压力
TR0 泵基本转矩
NR0目标发动机转速
70e
ΔN
KW增益
70g
ΔT0
上限极限
下限极限
70h
ΔT1
70i
70f
TR0
70j
TR1
ΔTNL
SI3输出电流值
70k
TR1
SI3
泵1, 2最大吸收转矩控制用电磁铁控制阀32输出电流
θR1第1泵目标倾转
PL1
70a
θR1
泵1目标倾转
SI1输出电流值
70c
θR1
SI1
泵1倾转控制用电磁铁控制阀30输出电流
θR2第2泵目标倾转
PL2
70b
θR2
泵2目标倾转
SI2输出电流值
70d
θR2
SI2
泵2倾转控制用电磁铁控制阀31输出电流

图6

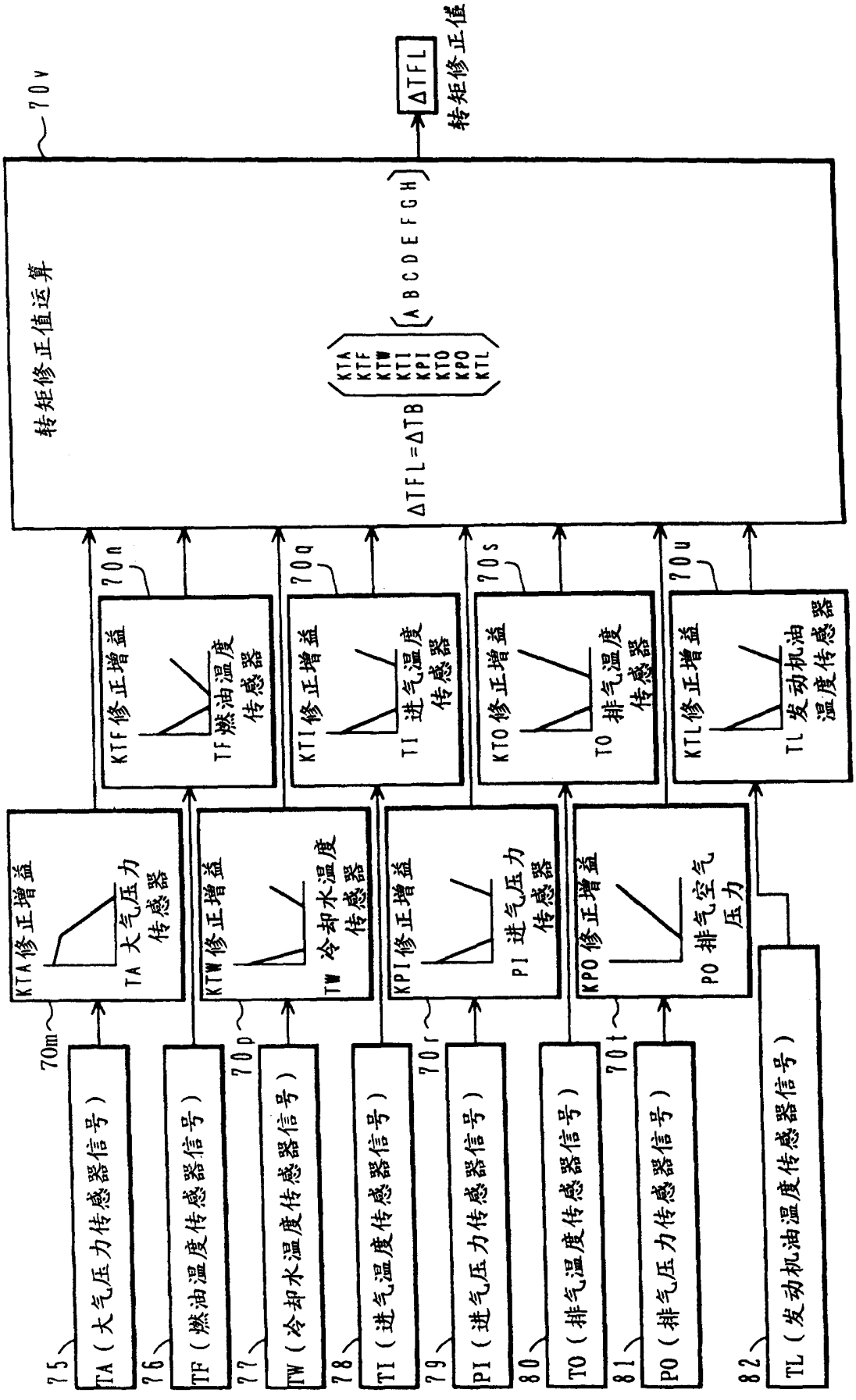

转矩修正值运算
70v
ΔTFL
转矩修正值
ΔTFL=ΔTB
KTA
KTF
KTW
KTI
KPI
KTO
KPO
KTL
A B C D E F G H
KTA修正增益
TA 大气压力传感器
KTF修正增益
TF 燃油温度传感器
KTW修正增益
TW 冷却水温度传感器
KTI修正增益
TI 进气温度传感器
KPI修正增益
PI 进气压力传感器
KTO修正增益
TO 排气温度传感器
KPO修正增益
PO 排气空气压力
KTL修正增益
TL 发动机油温度传感器
70m
70n
70o
70p
70q
70r
70s
70t
70u
TA（大气压力传感器信号）
TF（燃油温度传感器信号）
TW（冷却水温度传感器信号）
TI（进气温度传感器信号）
PI（进气压力传感器信号）
TO（排气温度传感器信号）
PO（排气压力传感器信号）
TL（发动机油温度传感器信号）
75
76
77
78
79
80
81
82

图7

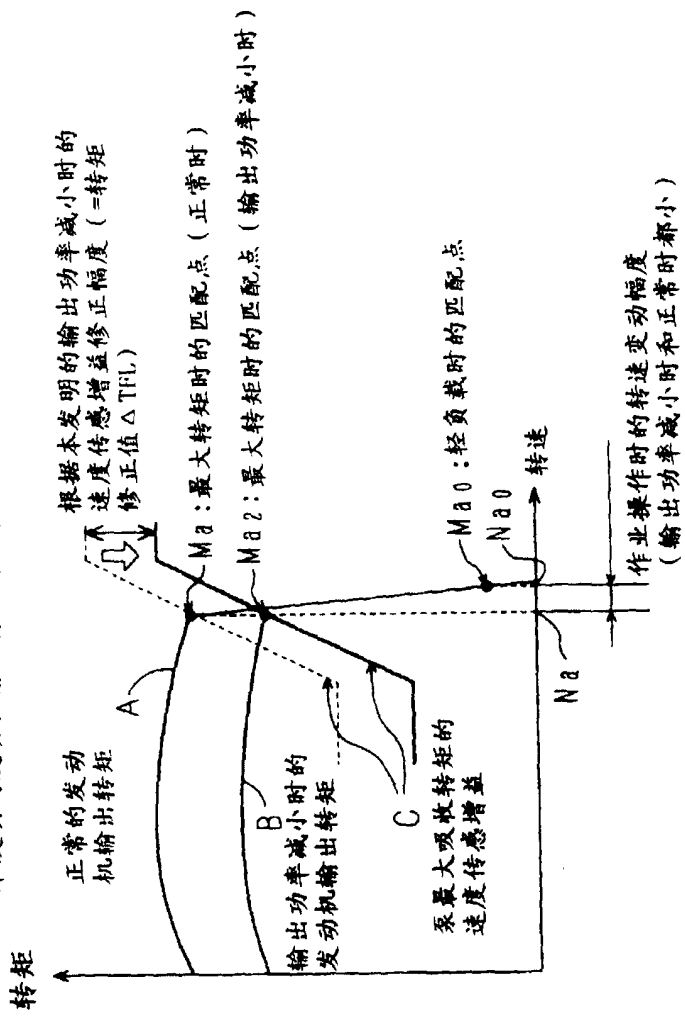

本发明的发动机输出转矩与吸收转矩的匹配点
转矩
正常的发动机输出转矩
根据本发明的输出功率减小时的速度传感增益修正幅度（=转矩修正值ΔTFL）
Ma：最大转矩时的匹配点（正常时）
Ma2：最大转矩时的匹配点（输出功率减小时）
A
B
C
输出功率减小时的发动机输出转矩
泵最大吸收转矩的速度传感增益
Ma0：轻负载时的匹配点
Na0
转速
Na
作业操作时的转速变动幅度
（输出功率减小时和正常时都小）

图8

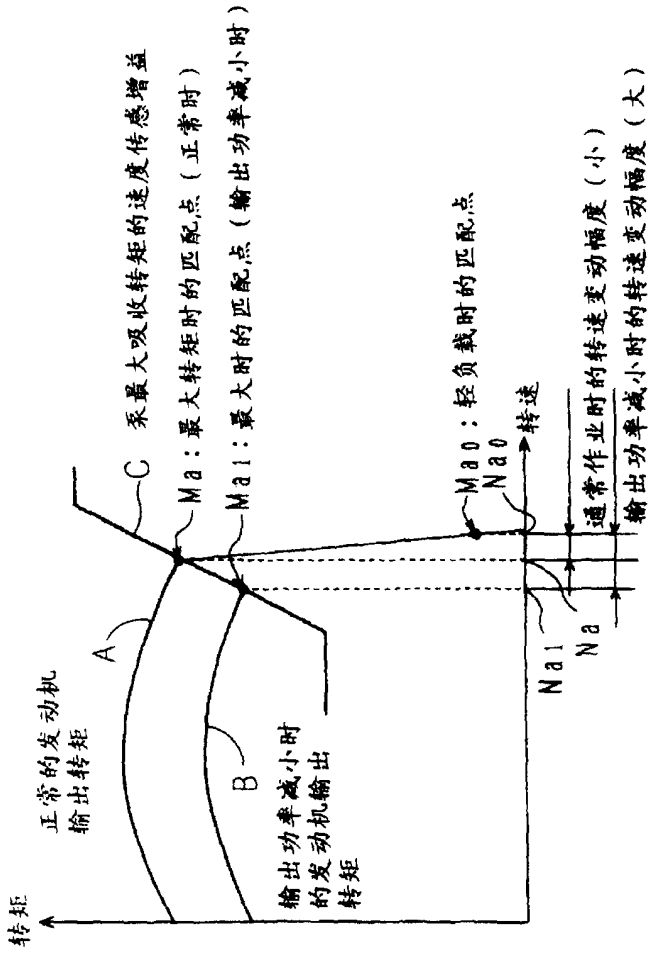

历来的发动机输出转矩与泵吸收转矩的匹配点
转矩
正常的发动机
输出转矩
A
C 泵最大吸收转矩的速度传感增益
Ma：最大转矩时的匹配点（正常时）
Ma1：最大时的匹配点（输出功率减小时）
B
输出功率减小时
的发动机输出
转矩
Ma0：轻负载时的匹配点
Na0
转速
Na1
Na
通常作业时的转速变动幅度（小）
输出功率减小时的转速变动幅度（大）

图9

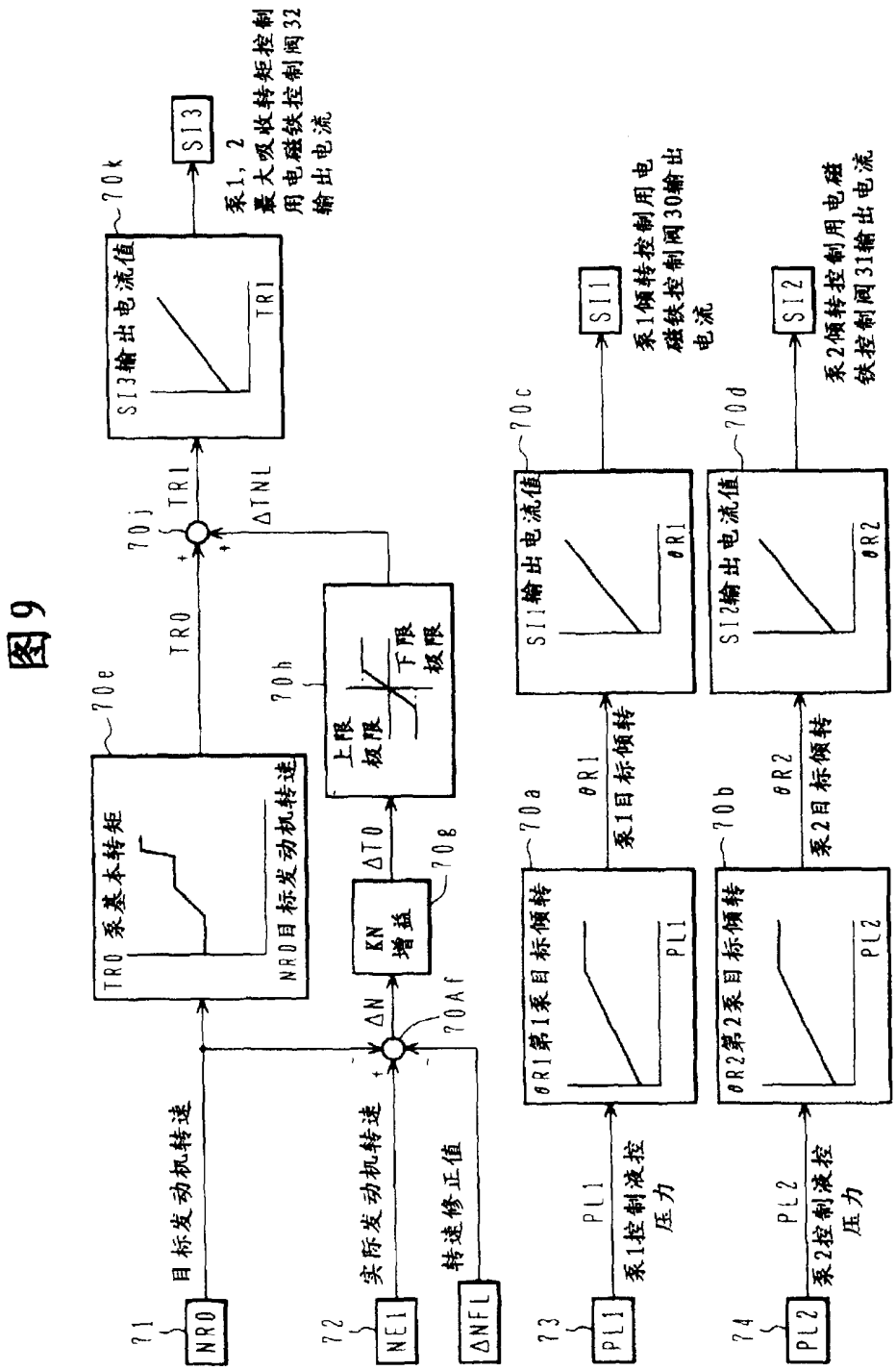

71
NR0
目标发动机转速
72
NE1
实际发动机转速
ΔNFL
转速修正值
73
PL1
泵1控制液控压力
74
PL2
泵2控制液控压力
70a
θR1第1泵目标倾转
PL1
θR1
泵1目标倾转
70b
θR2第2泵目标倾转
PL2
θR2
泵2目标倾转
70c
SI1输出电流值
θR1
SI1
泵1倾转控制用电磁铁控制阀30输出电流
70d
SI2输出电流值
θR2
SI2
泵2倾转控制用电磁铁控制阀31输出电流
70e
TR0 泵基本转矩
NR0目标发动机转速
TR0
70h
上限极限
下限极限
70g
KN增益
ΔN
ΔTO
70f
70j
TR1
ΔTNL
70k
SI3输出电流值
TR1
SI3
泵1, 2最大吸收转矩控制用电磁铁控制阀32输出电流

图10

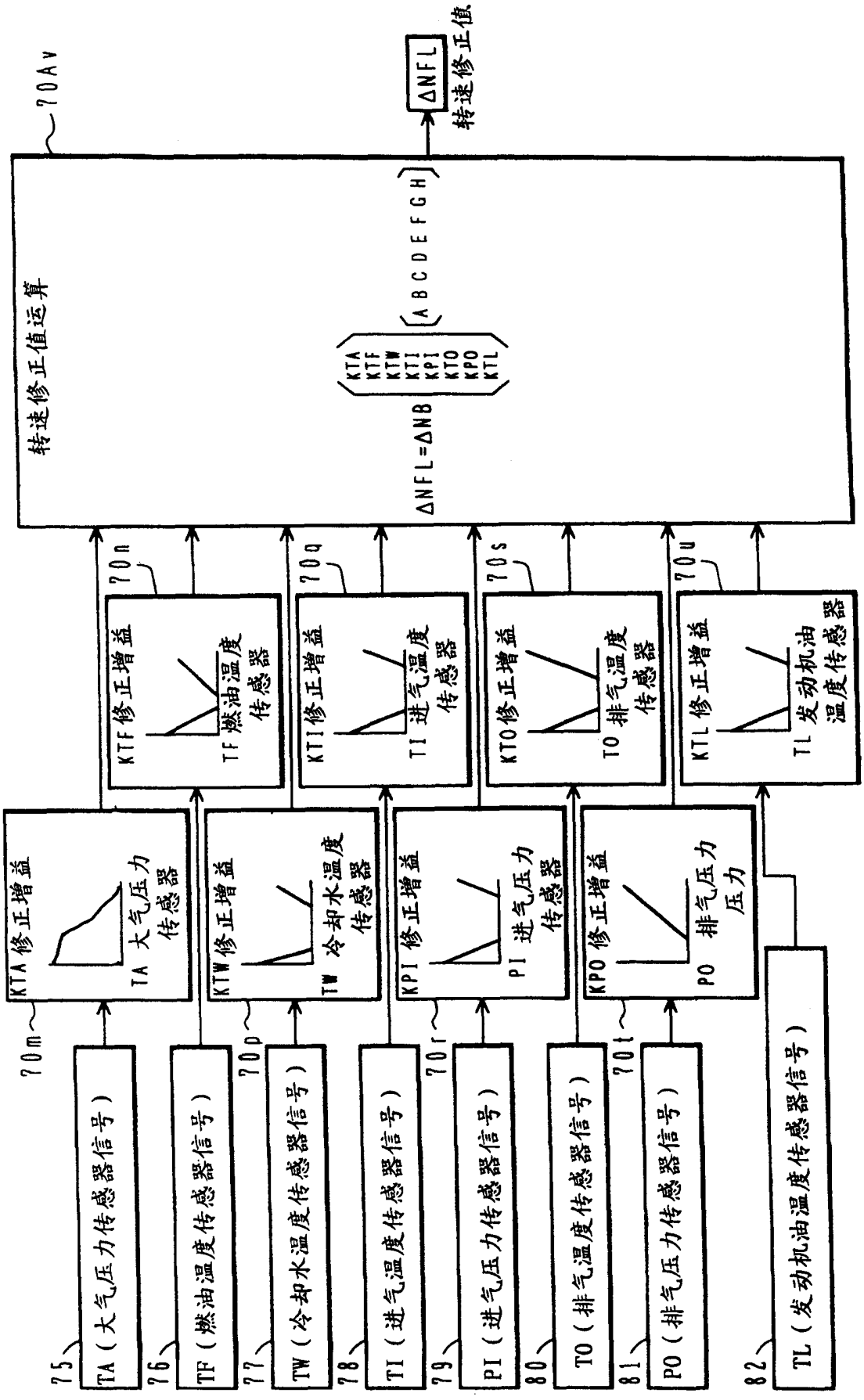

转速修正值运算
70Av
ΔNFL
转速修正值
ΔNFL=ΔNB
KTA
KTF
KTW
KTI
KPI
KTO
KPO
KTL
A B C D E F G H
KTA修正增益
TA 大气压力传感器
KTF修正增益
TF 燃油温度传感器
KTW修正增益
TW 冷却水温度传感器
KTI修正增益
TI 进气温度传感器
KPI修正增益
PI 进气压力传感器
KTO修正增益
TO 排气温度传感器
KPO修正增益
PO 排气压力压力
KTL修正增益
TL 发动机油温度传感器
70m
70n
70p
70q
70r
70s
70t
70u
75 TA（大气压力传感器信号）
76 TF（燃油温度传感器信号）
77 TW（冷却水温度传感器信号）
78 TI（进气温度传感器信号）
79 PI（进气压力传感器信号）
80 TO（排气温度传感器信号）
81 PO（排气压力传感器信号）
82 TL（发动机油温度传感器信号）

图11

本发明的发动机输出转矩与吸收转矩的匹配点

