

[19] 中华人民共和国国家知识产权局



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200680040382.4

[51] Int. Cl.

E02F 9/20 (2006.01)

E02F 9/22 (2006.01)

F15B 11/16 (2006.01)

F15B 21/14 (2006.01)

[43] 公开日 2008 年 10 月 29 日

[11] 公开号 CN 101297083A

[22] 申请日 2006.10.26

[21] 申请号 200680040382.4

[30] 优先权

[32] 2005.10.31 [33] JP [31] 317133/2005

[86] 国际申请 PCT/JP2006/321430 2006.10.26

[87] 国际公布 WO2007/052538 日 2007.5.10

[85] 进入国家阶段日期 2008.4.28

[71] 申请人 株式会社小松制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 森永淳 河口正 井上宏昭

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公

司

代理人 李贵亮

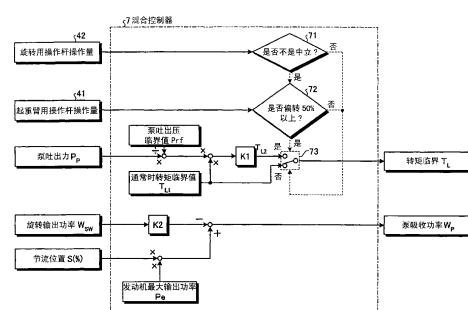
权利要求书 2 页 说明书 20 页 附图 18 页

[54] 发明名称

作业机械的控制装置

[57] 摘要

以油压促动器和电动促动器复合动作时匹配两促动器速度为目的，在判定部(71、72)中根据起重臂用操作杆(41)的操作量和旋转用操作杆(42)的操作量，判定起重臂用油压缸(31)和旋转用发电电动机(11)正在复合动作时，根据泵吐出压(P_p)，生成并输出对应于例如油压泵(3)的吐出压(P_p)变小而旋转用发电电动机(11)的转矩临界值(TL_2)变小这样的转矩临界指令，用于对旋转用发电电动机(11)的转矩加以限制。另外，还生成以对应于旋转输出功率(W_{sw})变大而减少油压泵(3)的吸收功率(W_p)的方式对油压泵(3)的吸收功率(W_p)加以限制的泵吸收功率指令，发动机·泵控制器(17)控制油压泵(3)以使油压泵(3)的泵吸收功率不超过运算的泵吸收功率(W_p)。



1. 一种作业机械的控制装置，其特征在于，包括：

由发动机驱动的油压泵；

被供给从油压泵吐出的压油的油压促动器；

与发动机的输出轴连结的发电电动机；

在蓄积发电电动机发出的电力的同时向发电电动机供给电力的蓄电池；

由发电电动机发出的电力或/及蓄积在蓄电池中的电力驱动的电动促动器；

判定油压促动器和电动促动器正在复合动作的判定机构；

当判定为油压促动器和电动促动器正在复合动作时对电动促动器的转矩或动作速度加以限制的控制机构。

2. 一种作业机械的控制装置，其特征在于，包括：

由发动机驱动的油压泵；

被供给从油压泵吐出的压油的油压促动器；

与发动机的输出轴连结的发电电动机；

在蓄积发电电动机发出的电力的同时向发电电动机供给电力的蓄电池；

由发电电动机发出的电力或/及蓄积在蓄电池中的电力驱动的电动促动器；

以对应于电动促动器的功率变大而减少油压泵的吸收功率的方式对油压泵的吸收功率加以限制的控制机构。

3. 一种作业机械的控制装置，其特征在于，包括：

由发动机驱动的油压泵；

被供给从油压泵吐出的压油的油压促动器；

与发动机的输出轴连结的发电电动机；

在蓄积发电电动机发出的电力的同时向发电电动机供给电力的蓄电池；

由发电电动机发出的电力或/及蓄积在蓄电池中的电力驱动的电动促

动器；

判定油压促动器和电动促动器正在复合动作的判定机构；

当判定为油压促动器和电动促动器正在复合动作时对电动促动器的转矩或动作速度加以限制的第一控制机构；

以对应于电动促动器的功率变大而减少油压泵的吸收功率的方式对油压泵的吸收功率加以限制的第二控制机构。

4. 根据权利要求 1 或 3 所述的作业机械的控制装置，其特征在于，

以对应于油压泵或油压促动器的负载变小使电动促动器的转矩或动作速度的限制值变小的方式进行控制。

5. 根据权利要求 1~3 中任意一项所述的作业机械的控制装置，其特征在于，

油压促动器是使作业机动作的设备，

电动促动器是使上部旋转体动作的设备。

6. 根据权利要求 1 或 3 所述的作业机械的控制装置，其特征在于，

油压促动器是包括使起重臂动作的起重臂用油压促动器的油压促动器，

电动促动器是使上部旋转体动作的上部旋转体用电动促动器，

判定机构判定处于提升旋转作业时的情况，在该提升旋转作业时，起重臂用油压促动器向使起重臂上升的方向动作，同时上部旋转体用电动促动器以使上部旋转体旋转的方式动作。

作业机械的控制装置

技术领域

本发明涉及一种作业机械的控制装置，特别是涉及适用于利用发电电动机辅助发动机驱动力的混合方式建筑机械的控制。

背景技术

油压挖掘机所进行的代表作业之一是提升旋转作业。提升旋转作业是利用起重臂装载下方的砂土，其后面上升起重臂一面使上部旋转体旋转规定角度（例如 90° ），装载在翻斗汽车的载物台上这样的作业。在提升旋转作业时，起重臂用操作杆和旋转用操作杆被复合操作，同时进行起重臂的上升和上部旋转体的旋转。

利用图 1 简略说明现有建筑机械 1 的构成。还有，图 1 中为了便于说明，只选取用于使上部旋转体和起重臂动作的构成进行表示。如该图 1 所示，以柴油发动机 2 作为驱动源驱动油压泵 3。油压泵 3 采用可变容量型油压泵，通过变化其斜板 3a 的偏转角等从而使容量 q (cc/rev) 变化。以吐出压 P_p 、流量 Q (cc/min) 从油压泵 3 吐出的压油分别经由操作阀 21、操作阀 22 向起重臂用油压缸 31、旋转用油压促动器 32 供给。各操作阀 21、22 依靠各操作杆 41、42 的操作而动作。通过向各油压促动器 31、32 供给压油，从而驱动各油压促动器 31、32，使与各油压促动器 31、32 连接的起重臂、上部旋转体动作。

建筑机械 1 工作期间，起重臂、上部旋转体上的负载是变化的。与之相应地，油压机器（油压泵 3）的负载（油机负载）、也就是发动机 2 上的负载是变化的。

油压泵 3 被进行载荷感知控制。即，控制油压泵 3 的斜板 3a 的偏转角，以使油压泵 3 的吐出压 P_p 和油压促动器 31、32 的负载压（最大负载压） PLS 的差压（操作阀前后差压） ΔP 为一定差压。

另外，为了使当多个油压促动器 31、32 同时动作时不向负载轻的一

方油压促动器供给多的压油，而在各操作阀 21、22 上分别设置压力补偿阀 51、52。

压力补偿阀 51、52 调整注入操作阀 21、22 的压油，以使各操作阀 21、22 的前后差压 ΔP 为相同值。压力补偿阀 51、52 的动作是节制向负载轻的一侧的操作阀供给的压油，以使很难供给压油。

在连接操作阀 21 和油压促动器 31 的油路上设置起重臂用溢流阀 61。另外，在连接操作阀 22 和油压促动器 32 的油路上设置旋转用溢流阀 62。旋转用溢流阀 62 的设定溢流压 Prf 设定为低于起重臂用溢流阀的设定溢流压的压力。这是因为当操作旋转用操作杆 42 时通过使旋转用溢流阀 62 溢流动作从而将一定压力的压油向油压促动器 32 供给，提高旋转时的操作性。例如，旋转用溢流阀 62 的溢流压 Prf 设定为 $270\text{kg}/\text{cm}^2$ ，向油压促动器 32 供给一定压力 $270\text{kg}/\text{cm}^2$ 的压油。

不过，若按照这样的构成进行提升旋转作业，则发生以下问题。

1) 旋转和起重臂的速度匹配恶化

提升旋转时，当各操作杆 41、42 分别倒到全杆位置时，上部旋转体和起重臂的速度匹配，当上部旋转体旋转到翻斗汽车的载物台上时起重臂恰好上升到翻斗汽车的载物台高度是理想的。为此，如图 2—1 所示，必须将发动机 2 的功率（输出、马力：kw）合理分配给起重臂用油压促动器 31 和旋转用油压促动器 32。若发动机 2 的功率为 100kW ，则 100kW 中 30kW 分配给旋转用油压促动器 32， 70kW 分配给起重臂用油压促动器 31 的状态是理想的状态。

可是，提升旋转作业时，如上所述要向旋转用油压促动器 32 供给溢流压 Prf（最大压）的压油。若以发动机 2 功率的分配来看，则如图 2—2 所示，发动机 2 的输出 100kW 中 40kW 分配给旋转用油压促动器 32， 60kW 分配给起重臂用油压促动器 31。

在该功率分配中，与起重臂侧相比，向上部旋转体侧的功率分配过大，上部旋转体的旋转速度比起重臂的上升速度快。为此，往往是当将上部旋转体旋转到翻斗汽车的载物台上时，起重臂还没有上升到载物台的高度。为此，作为操作员不能为了匹配起重臂和上部旋转体的速度而全杆操作两操作杆 41、42，必须细致调整。这要求操作员技术熟练，同时导致提升旋

转操作的操作性恶化。

2) 能量损耗、燃料消耗率的恶化

提升旋转作业时，如上所述进行节制向负载轻的一侧的操作阀供给的压油这样的压力补偿控制，同时旋转用溢流阀 62 进行溢流动作。从而，剩余的压油被排出到油箱，导致能量损耗、燃料消耗率的恶化。

于是，为了解决这样的问题，现已实施了以下这样的技术，其是在提升旋转作业时与通常作业时不同，中止压力补偿控制，只根据起重臂用油压促动器 31 的负载压，控制油压泵 31 的斜板 3a（现有实施技术）。

根据该现有实施技术，提升旋转作业时，向旋转用油压促动器 32 供给与起重臂用油压促动器 31 的负载压相当的压力、也就是比溢流压 Prf ($270\text{kg}/\text{cm}^2$) 低压的压油（例如 $200\text{kg}/\text{cm}^2$ ）。从而，若以发动机 2 的功率分配来看，则接近图 2—1 所示理想的分配。从而，若将两操作杆 41、42 操作到全杆位置，则成为上部旋转体旋转到翻斗汽车的载物台上时起重臂恰好上升到了载物台高度的状态，能够进行大致理想的提升旋转作业。另外，由于抑制了基于压力补偿控制而节制向负载轻的一侧的操作阀供给的压油、或旋转用溢流阀 62 进行溢流动作，因而能够消除能量损耗、燃料消耗率恶化。

下述专利文献 1、2 中也记载了以下这样的发明，其是在多个油压促动器复合动作时，通过调整向各油压促动器供给的压油压力等从而来匹配多个油压促动器的各速度。

专利文献 1：特开平 11—71788 号公报

专利文献 1：特开 2003—278705 号公报

在建筑机械的领域中，不断开发出利用发电电动机辅助发动机驱动力的混合方式的建筑机械，已经形成了许多专利申请。

图 3 表示混合方式的建筑机械的构成例。与图 1 同样，油压泵 3 由发动机 2 驱动，向起重臂用油压促动器 31 供给从油压泵 3 吐出的压油。在发动机 2 的输出轴上连结着发电电动机 4。在蓄电器 10 中蓄积着发电电动机 4 发出的电力，同时蓄电器 10 向发电电动机 4 供给电力。上部旋转体依靠作为电动促动器的旋转用发电电动机 11 进行动作。旋转用发电电动机 11 由发电电动机 4 发出的电力或/及蓄积在蓄电器 10 中的电力驱动。

在此，没有对旋转用发电电动机 11 产生的转矩设置限制。从而，对于旋转用发电电动机 11，从蓄电器 10 供给 20kW 的功率、还从输出 100kW 的发动机 2 供给 20kW 的功率，在旋转用发电电动机 11 中产生与旋转用溢流阀 62 的溢流压 Prf (270kg/cm^2) 相当的转矩 ($135\text{N}\cdot\text{m}$)。从而，向旋转用发电电动机 11 分配 40kW，向起重臂用油压促动器 31 分配 80kW，与图 2—2 同样偏离功率分配的理想状态(图 2—1)，上部旋转体的旋转速度比起重臂的上升速度快，导致旋转和起重臂的速度匹配恶化的结果。

而且，图 3 所示的构成由于一方的起重臂用促动器为油压促动器 31，而另一方的旋转用促动器为电动促动器 11，从而不能适用起重臂、旋转的促动器双方均是油压促动器的构成为前提的现有实施技术。另外，也不能适用起重臂、旋转的促动器双方均是油压促动器的构成为前提的专利文献 1、2 所述的技术。

发明内容

本发明即是鉴于这样现状而产生的，以油压促动器和电动促动器复合动作时匹配两促动器速度作为解决课题。

为了解决上述课题，实现目的，第一发明的特征在于，包括：由发动机驱动的油压泵；被供给从油压泵吐出的压油的油压促动器；与发动机的输出轴连结的发电电动机；在蓄积发电电动机发出的电力的同时向发电电动机供给电力的蓄电器；由发电电动机发出的电力或/及蓄积在蓄电器中的电力驱动的电动促动器；判定油压促动器和电动促动器正在复合动作的判定机构；当判定为油压促动器和电动促动器正在复合动作时对电动促动器的转矩或动作速度加以限制的控制机构。

另外，第二发明的特征在于，包括：由发动机驱动的油压泵；被供给从油压泵吐出的压油的油压促动器；与发动机的输出轴连结的发电电动机；在蓄积发电电动机发出的电力的同时向发电电动机供给电力的蓄电器；由发电电动机发出的电力或/及蓄积在蓄电器中的电力驱动的电动促动器；以对应于电动促动器的功率变大而减少油压泵的吸收功率的方式对油压泵的吸收功率加以限制的控制机构。

另外，第三发明的特征在于，包括：由发动机驱动的油压泵；被供给

从油压泵吐出的压油的油压促动器；与发动机的输出轴连结的发电电动机；在蓄积发电电动机发出的电力的同时向发电电动机供给电力的蓄电器；由发电电动机发出的电力或/及蓄积在蓄电器中的电力驱动的电动促动器；判定油压促动器和电动促动器正在复合动作的判定机构；当判定为油压促动器和电动促动器正在复合动作时对电动促动器的转矩或动作速度加以限制的第一控制机构；以对应于电动促动器的功率变大而减少油压泵的吸收功率的方式对油压泵的吸收功率加以限制的第二控制机构。

另外，第四发明的特征在于，第一发明或第三发明中，以对应于油压泵或油压促动器的负载变小使电动促动器的转矩或动作速度的限制值变小的方式进行控制。

另外，第五发明的特征在于，第一发明或第二发明或第三发明中，油压促动器是使作业机动作的设备，电动促动器是使上部旋转体动作的设备。

另外，第六发明的特征在于，第一发明或第三发明中，油压促动器是包括使起重臂动作的起重臂用油压促动器的油压促动器，电动促动器是使上部旋转体动作的上部旋转体用电动促动器，判定机构判定处于提升旋转作业时的情况，在该提升旋转作业时，起重臂用油压促动器向使起重臂上升的方向动作，同时上部旋转体用电动促动器以使上部旋转体旋转的方式动作。

若利用附图说明本发明，则如图5所示，判定部71、72中根据起重臂用操作杆41的操作量和旋转用操作杆42的操作量，判定起重臂用油压缸31和旋转用发电电动机11正在复合动作。在此，可以为油压促动器是使起重臂等作业机动作的促动器（起重臂用油压缸31），电动促动器是使上部旋转体动作的促动器（旋转用发电电动机11）（第五发明），也可以不限定于此。当油压促动器为起重臂用油压促动器、电动促动器为上部旋转体用电动促动器时，判定部71、72中判定处于提升旋转作业时的情况，在该提升旋转作业时，起重臂用油压缸31向使起重臂上升的方向动作，同时旋转用发电电动机11以使上部旋转体旋转的方式动作（第六发明）。

第一控制机构进行以下控制。即，切换部73中判定为起重臂用油压缸31和旋转用发电电动机11正在复合动作时，根据泵吐出压P_p，生成并输出

用于对旋转用发电电动机11的转矩加以限制的转矩临界指令。例如，生成并输出对应于油压泵3的吐出压P_p变小而使旋转用发电电动机11的转矩临界值TL2变小的转矩临界指令（第四发明）。在此，也可以取代泵吐出压P_p而采用油压促动器（起重臂用油压缸31）的负载压。另外，也可以不限制电动促动器（旋转用发电电动机11）的转矩而限制电动促动器（旋转用发电电动机11）的动作速度。

若判定为正在进行提升旋转作业时等的复合动作，则经由变换器9控制旋转用发电电动机11以使旋转用发电电动机11的产生转矩不超过运算出的转矩临界值TL2。

第二控制机构进行以下控制。即，例如，根据旋转输出功率W_{sw}和节流位置S，生成以对应于旋转输出功率W_{sw}变大而减少油压泵3的吸收功率W_p的方式对油压泵3的吸收功率W_p加以限制的泵吸收功率指令，并向发动机·泵控制器17输出。发动机·泵控制器17控制油压泵3以使油压泵3的泵吸收功率不超过运算出的泵吸收功率W_p。

可以进行基于第一控制机构的控制和基于第二控制机构的控制双方（第三发明），也可以只进行基于第一控制机构的控制（第一发明），只进行基于第二控制机构的控制（第二发明）。

发明效果

将本发明的效果与比较例对比如下。如图4—2所示，若进行基于第一控制机构的控制，则旋转用发电电动机11的产生转矩受到限制。从而对旋转用发电电动机11，从蓄电器10供给15kW的功率，还从输出100kW的发动机2供给15kW的功率，由此对旋转用发电电动机11供给总共30kW的功率，在旋转用发电电动机11中产生与油压泵3的当前吐出压P_p（200kg/cm²）或起重臂用油压缸31的当前负载压相当的转矩（100N·m）。向旋转用发电电动机11分配30kW，向起重臂用油压促动器31分配85kW，与功率分配的理想状态（图2—1）大致相同，从而，与图4—1的比较例相比，上部旋转体的旋转速度受到抑制，旋转和起重臂的速度匹配良好。

图4—3例示除了基于第一控制机构的控制以外还进行基于第二控制机构的控制时的功率分配。如图4—3所示，若进行基于第二控制机构的控制，则进一步限制油压泵3的吸收功率。从而，从发动机2输出85kW，其

中被油压泵3吸收70kW。另外，与图4—2同样，进行了基于第一控制机构的控制的结果是对旋转用发电电动机11供给总共30kW的功率，在旋转用发电电动机11中产生与油压泵3的当前吐出压 P_p (200kg/cm^2) 或起重臂用油压缸31的当前负载压相当的转矩 ($100\text{N}\cdot\text{m}$)。向旋转用发电电动机11分配30kW，向起重臂用油压促动器31分配70kW，与功率分配的理想状态（图2—1）相同，成为旋转和起重臂的速度匹配理想的状态。

另外，如图6所示，当没有进行限制油压泵3吸收功率的基于第二控制机构的控制时，随着提升旋转作业的时间经过，起重臂用油压缸31的行程速度 V' 不逐渐下降（速度 V' 平坦或上升的意思），有些偏离上部旋转体的旋转速度 U 和起重臂用油压缸31的行程速度 V' 的匹配的理想状态。另外，在提升旋转作业的后半程，与操作员要结束起重臂上升的意思相反，起重臂上升速度没有变慢，以至给操作员造成操作感觉上的不舒服感。

与之相对，如图5所示，当进行了限制油压泵3吸收功率的基于第二控制机构的控制时，随着提升旋转作业的时间经过，如前所述限制泵吸收功率，因此，起重臂用油压缸31的行程速度 V 逐渐下降，上部旋转体的旋转速度 U 和起重臂用油压缸31的行程速度 V 的匹配成为理想状态。另外，在提升旋转作业的后半程，与操作员要结束起重臂上升的意思一致，起重臂上升速度变慢，不会给操作员造成操作感觉上的不舒服感，操作性提高。

另外，若进行基于第一控制机构的控制，则如图7—2的A、图7—1的A'所示，可知与比较例的速度 U' 相比，上部旋转体的旋转速度 U 受到抑制。另外，若进行基于第二控制机构的控制，则如图7—2的B、图7—1的B'所示，可知与比较例的速度 V' 相比，起重臂用油压缸行程速度 V 随着转移到作业后半程而逐渐变慢。如此确认，根据本发明，能够谋求上部旋转体和起重臂的速度的匹配，能够精度良好、操作性良好地进行提升旋转作业。

附图说明

图1是表示现有的油压挖掘机的构成例的油压回路图。

图2—1是例示具备油压促动器的油压挖掘机中的功率分配的图。

图2—2是例示具备油压促动器的油压挖掘机中的功率分配的图。

图 3 是表示实施例的油压挖掘机构成的图。

图 4—1 是例示具备油压促动器和电动促动器的油压挖掘机中的功率分配的图。

图 4—2 是例示具备油压促动器和电动促动器的油压挖掘机中的功率分配的图。

图 4—3 是例示具备油压促动器和电动促动器的油压挖掘机中的功率分配的图。

图 5 是实施例的控制块图。

图 6 是表示复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 7—1 是表示相对于与图 5 对应的实施例的比较例的图，是表示复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 7—2 是表示与图 5 对应的实施例的复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 8 是其他实施例的控制块图。

图 9—1 是表示相对于与图 8 对应的实施例的比较例的图，是表示复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 9—2 是表示与图 8 对应的实施例的复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 10 是其他实施例的控制块图。

图 11—1 是表示相对于与图 10 对应的实施例的比较例的图，是表示复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 11—2 是表示与图 10 对应的实施例的复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 12 是其他实施例的控制块图。

图 13—1 是表示相对于与图 12 对应的实施例的比较例的图，是表示复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 13—2 是表示与图 12 对应的实施例的复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 14 是其他实施例的控制块图。

图 15-1 是表示相对于与图 14 对应的实施例的比较例的图，是表示复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 15-2 是表示与图 14 对应的实施例的复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 16 是其他实施例的控制块图。

图 17-1 是表示相对于与图 16 对应的实施例的比较例的图，是表示复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图 17-2 是表示与图 16 对应的实施例的复合动作时油压促动器和电动促动器的动作速度的时间变化的图。

图中，2—发动机，3—油压泵，4—发电电动机，7—混合控制器，11—旋转用发电电动机，17—发动机·泵控制器，31、33~36—油压促动器，41、42—操作杆，71、72—判定部。

具体实施方式

以下参照附图，关于本发明的实施方式进行说明。图3表示实施方式的建筑机械1的整体构成。建筑机械1假定为油压挖掘机。

建筑机械1具备上部旋转体和下部行使体，下部行使体由左右履带构成。在车体上安装由起重臂、悬臂、铲斗构成的作业机。驱动起重臂用油压缸31从而起重臂动作，驱动悬臂用油压缸33从而悬臂动作，驱动铲斗用油压缸34从而铲斗工作。另外，分别驱动左行使用油压马达35、右行使用油压马达36从而左履带、右履带旋转。

若驱动旋转机器12，则经由摆动齿轮、摆动圆等使上部旋转体旋转。在发动机2的输出轴上连接着作为串联泵构成的油压泵3，通过旋转发动机输出轴，从而驱动油压泵3。油压泵3为可变容量型的油压泵，通过变化斜板3a的偏转角，使容量q (cc/rev) 变化。

以吐出压P_p、流量Q (cc/min) 从油压泵3吐出的压油分别向起重臂用操作阀21、悬臂用操作阀22、铲斗用操作阀23、左行使用操作阀24、右行使用操作阀25供给。油压泵3的吐出压P_p由油压传感器13检测，表示泵吐出压P_p的信号向混合控制器7输入。

从起重臂用操作阀21、悬臂用操作阀22、铲斗用操作阀23、左行使用

操作阀24、右行使用操作阀25输出的压油分别向起重臂用油压缸31、悬臂用油压缸33、铲斗用油压缸34、左行使用油压马达35、右行使用油压马达36供给。从而，分别驱动起重臂用油压缸31、悬臂用油压缸33、铲斗用油压缸34、左行使用油压马达35、右行使用油压马达36，起重臂、悬臂、铲斗、左履带、右履带动作。

在建筑机械1的驾驶室中设有用来使各作业机、下部行使体、上部旋转体动作的操作杆。图2中以用来使起重臂动作的起重臂用操作杆41、用来使上部旋转体动作的旋转用操作杆42为代表表示。

在起重臂用操作杆41、旋转用操作杆42上设有检测操作量(操作位置)的传感器41a、42a。由传感器41a、42a检测出的信号向混合控制器7输入。

发动机2为柴油发动机，其功率(输出、马达：kw)控制通过调整向缸内喷射的燃料量而进行。该调整通过控制附设在发动机2的燃料喷射泵上的调节器而进行。

发动机·泵控制器17输入表示由燃料刻度盘14设定的节流位置S(%) 的信号，同时输入表示发动机2转速的信号。节流位置S以发动机2的最大转速(高怠速转速)为100%，以单位%表示。表示由燃料刻度盘14设定的节流位置S的信号向混合控制器7及发动机·泵控制器17输入。

发动机·泵控制器17根据与节流位置S对应的发动机目标转速和当前的实际发动机转速，输出用于将发动机转速变成目标转速的调节器控制指令，调节器与之对应地增减燃料喷射量以获得目标转速。

还有，基于发动机·泵控制器17的对发动机2及泵3的一般性控制，分成重挖掘模式(作业机在高负载状态下的作业模式)和通常的挖掘模式进行控制。重挖掘模式中，若泵负载上升，压力上升，则发动机转速下降。此时，发动机·泵控制器17进行控制以降低泵吐出量，以使发动机转速成为规定输出点附近的转速。相反，若压力变低，则发动机·泵控制器17进行控制以增加泵吐出量，以使成为规定输出点附近的转速。另一方面，在通常的挖掘模式中，若泵负载上升，压力上升，则发动机转速下降。此时，发动机·泵控制器17通过发动机2侧和泵3侧的复合控制来控制泵吸收转矩沿着发动机2的等马力曲线，一面保持转矩一定，一面降低发动机转速，从而可在燃料利用效率好的区域中使用发动机2。

在发动机2的输出轴上连结着发电电动机（马达/发电机）4。例如，在发动机输出轴上经由齿轮等连结发电电动机4的驱动轴。发电电动机4进行发电作用和电动作用。也就是说，发电电动机4作为电动机（马达）进行动作，还作为发电机进行动作。

发电电动机4被变换器8进行转矩控制。变换器8对应于从混合控制器7输出的转矩指令对发电电动机4进行转矩控制。在旋转机器12的驱动轴上连结旋转用发电电动机11。

旋转用发电电动机11进行发电作用和电动作用。也就是说，旋转用发电电动机11作为电动机（马达）进行动作，还作为发电机进行动作。当上部旋转体停止时吸收上部旋转体的转矩进行发电。

旋转用发电电动机11被变换器9进行转速控制或转矩控制。变换器9对应于从混合控制器7输出的目标速度指令对旋转用发电电动机11进行转速控制。发电电动机11的转速由旋转检测器15检测，变换器9控制旋转用发电电动机11以使目标速度和检测旋转速度不存在偏差。

表示在旋转用发电电动机11中产生的转矩和旋转速度的信号作为表示上部旋转体当前输出功率的信号向混合控制器7输入。在混合控制器7中根据旋转用发电电动机11的转矩值和旋转速度值，运算上部旋转体的当前输出功率（旋转输出功率）W_{sw}。

在混合控制器7中，根据当前的旋转输出功率W_{sw}和由燃料刻度盘14设定的当前节流位置S，生成用于限制油压泵3的吸收功率W_p的泵吸收功率指令，向发动机·泵控制器17输出。

在混合控制器7中，根据起重臂用操作杆41、旋转用操作杆42的各操作量和泵吐出压P_p，生成用于限制由旋转用发电电动机11产生的转矩的转矩临界指令，向变换器9输出。

若从混合控制器7输出转矩临界指令，则变换器9对发电电动机11进行转矩控制，以使由旋转用发电电动机11产生的转矩在转矩临界值TL以下。

变换器8、变换器9分别经由直流电源线与蓄电器10电连接。另外，变换器8、变换器9彼此经由直流电源线直接电连接。还有，控制器7、17以蓄电器10为电源进行动作。

蓄电器10由电容器和蓄电池等构成，对发电电动机4、旋转用发电电

动机11发电作用时发出的电力进行蓄积（充电）。另外，蓄电器10将蓄积在该蓄电器10中的电力向变换器8、变换器9供给。还有，本说明书中还包括作为静电进行电力蓄积的电容器和铅电池、镍氢电池、锂离子电池等蓄电池在内称为“蓄电器”。

发电电动机4作为发电机动作时的动作如下。即、由发动机2产生的输出转矩的一部分经由发动机输出轴传递给发电电动机4的驱动轴，吸收发动机2的转矩进行发电。并且，由发电电动机4产生的交流电力经变换器8转换成直流电力，经由直流电源线在蓄电器10中蓄积电力。或者由发电电动机4产生的交流电力经变换器8转换成直流电力，经由直流电源线直接向另一变换器9供给。

发电电动机4作为电动机动作时的动作如下。即、从蓄电器10输出电力，蓄积在蓄电器10中的直流电力经变换器8转换成交流电力，向发电电动机4供给，使发电电动机4的驱动轴旋转动作。或者从另一变换器9供给的直流电力经变换器8转换成交流电力，向发电电动机4供给，使发电电动机4的驱动轴旋转动作。从而在发电电动机4中产生转矩，该转矩经由发电电动机4的驱动轴向发动机输出轴传递，与发动机2的输出转矩累加（辅助发动机输出）。该累加的输出转矩由油压泵3吸收。

旋转用发电电动机11作为电动机动作时的动作如下。即、旋转用发电电动机11被由发电电动机4发出的电力或/及蓄积在蓄电器10中的电力驱动。从而，蓄积在蓄电器10中的直流电力或/及从另一变换器8供给的直流电力经变换器9转换成交流电力，向旋转用发电电动机11供给，使旋转机器12的驱动轴旋转动作，而使上部旋转体旋转动作。

旋转用发电电动机11作为发电机动作时的动作如下。即、若上部旋转体停止，则在旋转机器12中产生的转矩传递给旋转用发电电动机11的驱动轴，被吸收而进行发电。并且，由旋转用发电电动机11产生的交流电力经变换器9转换成直流电力，经由直流电源线在蓄电器10中蓄积电力。或者由旋转用发电电动机11产生的交流电力经变换器9转换成直流电力，经由直流电源线直接向另一变换器8供给。

发动机·泵控制器17根据泵吸收功率W_p和发动机转速，求得泵吸收转矩，控制油压泵3的斜板3a的偏转角，以使油压泵3的吐出压P_p和油压泵

3的容量q的积不超过泵吸收转矩。

以下，关于由混合控制器7执行的控制内容，同时参照图5进行说明。本实施例中，执行以下的第一控制及第二控制。

(第一控制)

在判定部71、72中，根据起重臂用操作杆41的操作量和旋转用操作杆42的操作量，判定起重臂用油压缸31和旋转用发电电动机11正在复合动作。从而，判定处于提升旋转作业时的情况，在该提升旋转作业时，起重臂用油压缸31向使起重臂上升的方向动作，同时旋转用发电电动机11以使上部旋转体旋转的方式动作。

在切换部73中，在判定为起重臂用油压缸31和旋转用发电电动机11正在复合动作时，根据泵吐出压Pp，生成并输出用于对旋转用发电电动机11的转矩加以限制的转矩临界指令。生成并输出对应于油压泵3的吐出压Pp变小使得旋转用发电电动机11的转矩临界值TL变小的转矩临界指令。

即，判定部71中，根据旋转用操作杆42的操作量，判定是否不是中立位置（旋转用操作杆42是否被操作）。另外，判定部72中，根据起重臂用操作杆41的操作量，判定操作杆41是否沿起重臂上升方向被操作50%以上。

当判定部71、72的判定结果至少有一个为否时，判断为不是提升旋转作业时，切换部73切换到否侧。从而，以通常时的转矩临界值TL1作为转矩临界TL的转矩临界指令经由切换部73向变换器9输出。

与之相对，当判定部71、72的判定结果双方均为是时，判断为是提升旋转作业时，切换部73切换到是侧。从而，以提升旋转时的转矩临界值TL2作为转矩临界TL的转矩临界指令经由切换部73向变换器9输出。

提升旋转时的转矩临界值TL2能够利用例如下述运算式求得。

$$TL2 = (Pp / Prf) \cdot TL1 \cdot K1 \quad (1)$$

其中，

Pp：泵吐出压

Prf：泵吐出压临界值

TL1：通常时转矩临界值

K1：修正系数

泵吐出压临界值Prf是与前述图1所示的油压回路中的旋转溢流阀62的溢流压相当的值，例如设定为 $270\text{kg}/\text{cm}^2$ 。

通常时转矩临界值TL1是将泵吐出压临界值Prf换算成转矩的值，例如设定为与泵吐出压临界值Prf ($270\text{kg}/\text{cm}^2$) 相当的转矩值 ($135\text{N}\cdot\text{m}$)。

如上述式(1)所示，运算出对应于油压泵3的吐出压Pp变小使得旋转用发电电动机11的转矩临界值变小的转矩临界值TL2。

在此，上述式(1)中采用了泵吐出压Pp、泵吐出压临界值Prf，不过，也可以取代它们而使用起重臂用油压缸31的负载压、起重臂用油压缸31的负载压的临界值。

混合控制器7在提升旋转作业时经由变换器9控制旋转用发电电动机11，以使旋转用发电电动机11的产生转矩不超过所运算出的转矩临界值TL2。

(第二控制)

另外，混合控制器7中，根据旋转输出功率Wsw和节流位置S，生成以对应于旋转输出功率Wsw变大而减少油压泵3的吸收功率Wp的方式对油压泵3的吸收功率Wp加以限制的泵吸收功率指令，并向发动机·泵控制器17输出。

泵吸收功率Wp能够利用例如下述运算式求得。

$$W_p = S \cdot P_e - W_{sw} \cdot K_2 \quad (2)$$

其中，

S：节流位置

Pe：发动机最大输出功率

Wsw：旋转输出功率

K2：修正系数

上述(2)式的右边的S·Pe表示当前转速下的发动机最大输出功率。

如上述(2)式所示，若运算出对应于旋转输出功率Wsw变大而减少油压泵3的吸收功率这样的油压泵吸收功率Wp，则发动机·泵控制器17控制油压泵3的斜板3a的偏转角，以使油压泵3的泵吸收功率不超过运算出的泵吸收功率Wp。

接下来，参照图4-1、图4-2、图4-3，关于基于本实施例的控制所

产生的效果进行说明。图4-1是比较例，表示没有进行上述第一控制、第二控制时的功率分配。

如图4-1所示，对于旋转用发电电动机11，从蓄电器10供给20kW的功率、还从输出100kW的发动机2供给20kW的功率，从而对旋转用发电电动机11供给总共40kW的功率，在旋转用发电电动机11中产生与旋转用溢流阀62的溢流压Prf (270kg/cm^2) 相当的转矩 ($135\text{N}\cdot\text{m}$)。向旋转用旋转发电电动机11分配40kW，向起重臂用油压促动器31分配80kW，与图2-1同样大大偏离了功率分配的理想状态 (图2-1)。因而，上部旋转体的旋转速度比起重臂的上升速度快，导致旋转和起重臂的速度匹配恶化。

与之相对，图4-2例示进行了第一控制时的功率分配。如图4-2所示，通过第一控制限制旋转用发电电动机11的产生转矩，结果是对于旋转用发电电动机11，从蓄电器10供给15kW的功率，还从输出100kW的发动机2供给15kW的功率，由此对旋转用发电电动机11供给总共30kW的功率，在旋转用发电电动机11中产生与油压泵3的当前吐出压Pp (200kg/cm^2) 或起重臂用油压缸31的当前负载压相当的转矩 ($100\text{N}\cdot\text{m}$)。向旋转用发电电动机11分配30kW，向起重臂用油压促动器31分配85kW，与功率分配的理想状态 (图2-1) 大致相同。从而与图4-1的比较例相比，上部旋转体的旋转速度受到抑制，旋转和起重臂的速度匹配良好。

与之相对，图4-3例示除了第一控制以外还进行第二控制时的功率分配。如图4-3所示，通过第二控制进一步限制油压泵3的吸收功率，结果是从发动机2输出85kW，其中被油压泵3吸收70kW。另外，与图4-2同样，进行了第一控制的结果是对旋转用发电电动机11供给总共30kW的功率，在旋转用发电电动机11中产生与油压泵3的当前吐出压Pp (200kg/cm^2) 或起重臂用油压缸31的当前负载压相当的转矩 ($100\text{N}\cdot\text{m}$)。向旋转用发电电动机11分配30kW，向起重臂用油压促动器31分配70kW，与功率分配的理想状态 (图2-1) 相同，成为旋转和起重臂的速度匹配理想的状态。

图6是表示提升旋转作业时起重臂用油压缸31的行程速度 V (cm/sec) 的时间变化和该提升旋转作业时上部旋转体的旋转速度 U (rpm) 的时间变化。图6中，虚线表示没有进行第二控制时 (没有限制油压泵3的吸收功率时) 的油压缸行程速度 V'，实线表示进行了第二控制时 (限制了油

压泵3吸收功率时)的油压缸行程速度V。

当没有进行限制油压泵3吸收功率的第二控制时,随着提升旋转作业的时间经过,起重臂用油压缸31的行程速度V'不逐渐下降(速度V'平坦或上升的意思),有些偏离上部旋转体的旋转速度U和起重臂用油压缸31的行程速度V'匹配的理想状态。另外,在提升旋转作业的后半程,与操作员要结束起重臂上升的意思相反,起重臂上升速度没有变慢,以至给操作员造成操作感觉上的不舒服感。

与之相对,当进行了限制油压泵3吸收功率的第二控制时,随着提升旋转作业的时间经过,起重臂用油压缸31的行程速度V逐渐下降,上部旋转体的旋转速度U和起重臂用油压缸31的行程速度V的匹配成为理想状态。另外,在提升旋转作业的后半程,与操作员要结束起重臂上升的意思一致,起重臂上升速度变慢,不会给操作员造成操作感觉上的不舒服感,操作性提高。

图7—1、图7—2与图6相同都表示提升旋转作业时起重臂用油压缸31的行程速度V(cm/sec)的时间变化和上部旋转体的旋转速度U(rpm)的时间变化。图7—2是与本实施例(进行了第一控制及第二控制的情况;图4—3所示的功率分配)对应的图,图7—1是与比较例(图4—1所示的功率分配)对应的图。

若进行第一控制,则如图7—2的A、图7—1的A'所示,可知与比较例的速度U'相比,上部旋转体的旋转速度U受到抑制。另外,若进行第二控制,则如图7—2的B、图7—1的B'所示,可知与比较例的速度V'相比,起重臂用油压缸行程速度V随着转移到作业后半程而逐渐变慢。如此确认,根据本实施例,能够谋求上部旋转体和起重臂的速度的匹配,能够精度良好、操作性良好地进行提升旋转作业。

可对上述实施例进行各种变形。上述实施例中,关于执行第一控制和第二控制双方的情况进行了说明。可是,本发明不是必须同时执行双方控制,也可以实施只执行第一控制、或只执行第二控制。

另外,本发明判定油压促动器和电动促动器正在复合动作进行第一控制即可,促动器的动作对象是任意的,不应限定于使起重臂动作的油压促动器、使上部旋转体动作的电动促动器。

另外，第一控制中采用的运算式（1）、第二控制中采用的运算式（2）只是一例，当然也能够实施根据这些式子以外的式子运算转矩临界值、泵吸收功率。

另外，第一控制中限制了旋转用发电电动机11的转矩，不过，也可以不限制转矩，而限制旋转用发电电动机11的动作速度。

图8是与图5对应的图，是表示在混合控制器7中只进行第一控制的实施例的图。如该图8所示，该实施例中，以起重臂用操作杆、悬臂用操作杆、铲斗用操作杆的各操作量中任意一个操作量也就是作业机用操作杆的操作量达到50%以上为条件进行第一控制。

图9—1、图9—2是与图7—1、图7—2对应的图，将比较例和图8所示的实施例对比表示。即，根据图8的实施例，当判定上部旋转体和作业机正在复合动作时，进行第一控制，从而如图9—2的A、图9—1的A'所示，与比较例的速度U'相比，上部旋转体的旋转速度U受到抑制，能够谋求上部旋转体和作业机的速度匹配。

图10是与图5对应的图，是表示在混合控制器7中只进行第一控制的实施例的图。如该图10所示，该实施例中，以起重臂用操作杆、悬臂用操作杆、铲斗用操作杆的各操作量中最大操作量也就是作业机用操作杆的操作量达到50%以上为条件进行第一控制。

另外，取代（1）式而利用下述（3）式，运算复合动作时的转矩临界值TL2。

$$TL2 = (St / Stm) \cdot TL1 \cdot K1 \quad (3)$$

其中，

St：起重臂用操作杆、悬臂用操作杆、铲斗用操作杆的各操作量中最大的操作量

Stm：作业机用操作杆的最大操作量（全杆位置）

TL1：通常时转矩临界值

K1：修正系数

如上述式（3）所示，将作业机用操作杆的操作量St当作油压泵3或作业机用油压促动器31、33、34的负载，运算出对应于作业机用操作杆的操作量St变小而使旋转用发电电动机11的转矩临界值变小的转矩临界值

TL2。

图11—1、图11—2是与图7—1、图7—2对应的图，将比较例和图10所示的实施例对比表示。即，根据图10的实施例，当判定上部旋转体和作业机正在复合动作时，进行第一控制，从而如图11—2的A、图11—1的A'所示，与比较例的速度U'相比，上部旋转体的旋转速度U受到抑制，能够谋求上部旋转体和作业机的速度匹配。

图12是与图5对应的图，是表示在混合控制器7中只进行第一控制的实施例的图。如该图12所示，该实施例中，以起重臂用操作杆、悬臂用操作杆、铲斗用操作杆的各操作量中最大操作量也就是作业机用操作杆的操作量达到50%以上为条件进行第一控制。

另外，该实施例中，没有限制旋转用发电电动机11的转矩，而是限制旋转用发电电动机11的动作速度。即，转换部74中，将旋转用操作杆42的操作量（杆行程）当作上部旋转体的当前旋转速度，操作量被转换成旋转速度U。

当判定为上部旋转体和作业机没有进行复合动作时（判定部71、判定部72的判定结果至少有一个为否），切换部73切换到否侧，通常时的旋转最高速度Ur1被输入给选择部75。

另外，当判定为上部旋转体和作业机正在复合动作时（判定部71、判定部72的两判定结果均为是），切换部73切换到是侧，复合动作时的旋转最高速度Ur2被输入给选择部75。

在此，复合动作时的旋转最高速度Ur2设定为低于通常时的旋转最高速度Ur1的值。

选择部75选择经由转换部74输入的当前旋转速度U、从切换部73输入的旋转最高速度Ur1（通常时）、Ur2（复合动作时）中某一小的旋转速度作为旋转目标速度Ur，将目标速度指令向变换器9输出。从而旋转用发电电动机11控制旋转速度使其成为旋转目标速度Ur。

图13—1、图13—2是与图7—1、图7—2对应的图，将比较例和图12所示的实施例对比表示。即，根据图12的实施例，判定上部旋转体和作业机正在复合动作时，进行第一控制，限制上部旋转体的旋转速度U为复合动作时最高速度Ur2，如图13—2的A、图13—1的A'所示，与比较例的速度

U' 相比，上部旋转体的旋转速度 U 受到抑制，能够谋求上部旋转体和作业机的速度匹配。

图14是与图5对应的图，是表示在混合控制器7中只进行第二控制的实施例的图。如该图14所示，在该实施例中，根据旋转输出功率 W_{sw} 和节流位置 S ，运算对应于旋转输出功率 W_{sw} 变大而减少油压泵3的吸收功率 W_p 的泵吸收功率 W_p ，进行使油压泵3被限制在所运算出的泵吸收功率 W_p 以下的第二控制。

图15—1、图15—2是与图7—1、图7—2对应的图，将比较例和图14所示的实施例对比表示。即，根据图14的实施例，进行限制油压泵3的泵吸收功率的第二控制，从而如图15—2的B、图15—1的B' 所示，与比较例的速度 V' 相比，起重臂用油压缸行程速度 V 随着转移到作业后半程而逐渐变慢。从而，谋求上部旋转体和起重臂的速度的匹配，能够精度良好、操作性良好地进行提升旋转作业。

图16是与图5对应的图，是表示在混合控制器7中只进行第二控制的实施例的图。如该图16所示，该实施例中，泵吸收功率 W_p 不是利用(2)式而是利用下述(4)式求得。

$$W_p = S \cdot P_e - U / U_m \cdot K_2 \quad (4)$$

其中，

S : 节流位置

P_e : 发动机最大输出功率

U : 上部旋转体的当前实际转速(旋转实际转速)

U_m : 上部旋转体的最大转速

K_2 : 修正系数

上述(4)式的右边的 U / U_m 对应于(2)式的 W_{sw} (旋转输出功率)。

如上述(4)式所示，将旋转实际转速 U 相对于上部旋转体的最大转速 U_m 的比率 U / U_m 当作旋转输出功率 W_{sw} ，运算对应于旋转速度比率 U / U_m 变大而减少油压泵3的吸收功率的油压泵吸收功率 W_p 。并且，进行使油压泵3被限制在所运算出的泵吸收功率 W_p 以下的第二控制。

图17—1、图17—2是与图7—1、图7—2对应的图，将比较例和图16所示的实施例对比表示。即，根据图16的实施例，进行限制油压泵3的泵吸

收功率的第二控制，从而如图17-2的B、图17-1的B'所示，与比较例的速度V'相比，起重臂用油压缸行程速度V随着转移到作业后半程而逐渐变慢。从而，谋求上部旋转体和起重臂的速度匹配，能够精度良好、操作性良好地进行提升旋转作业。

还有，上述各实施例中，假定为油压挖掘机进行了说明，不过，只要是具备油压促动器和电动促动器的构成即可，能够在油压挖掘机以外的任意建筑机械、进而是包括建筑机械的作业机械中适用本发明。

工业上的可利用性

如以上，本发明的作业机械的控制装置在包括带有具备油压促动器和电动促动器的构成的任意建筑机械在内的作业机械中有用，特别适于油压挖掘机等建筑机械。

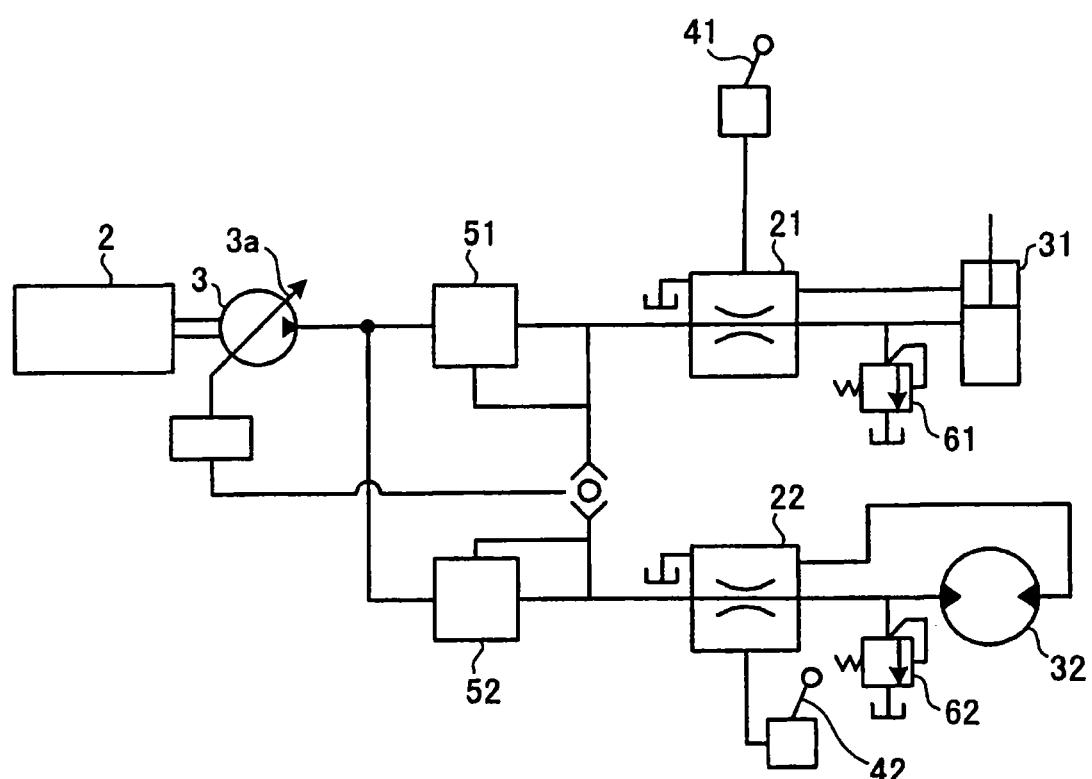
现有技术

图 1

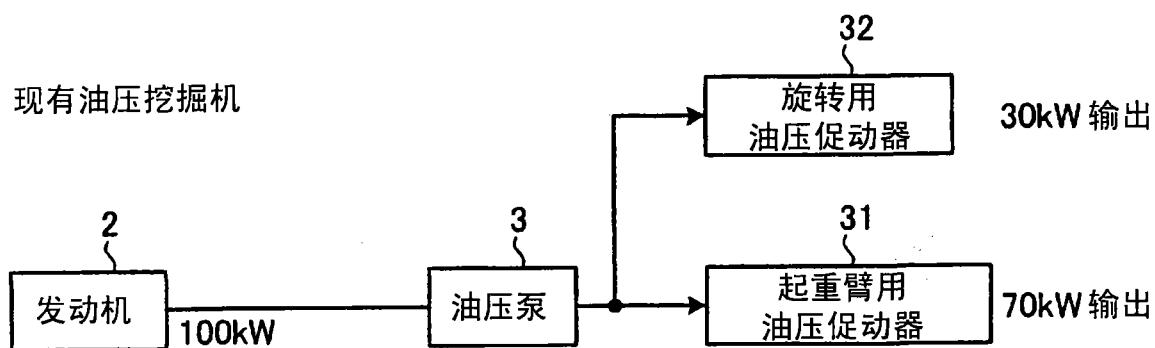


图 2-1

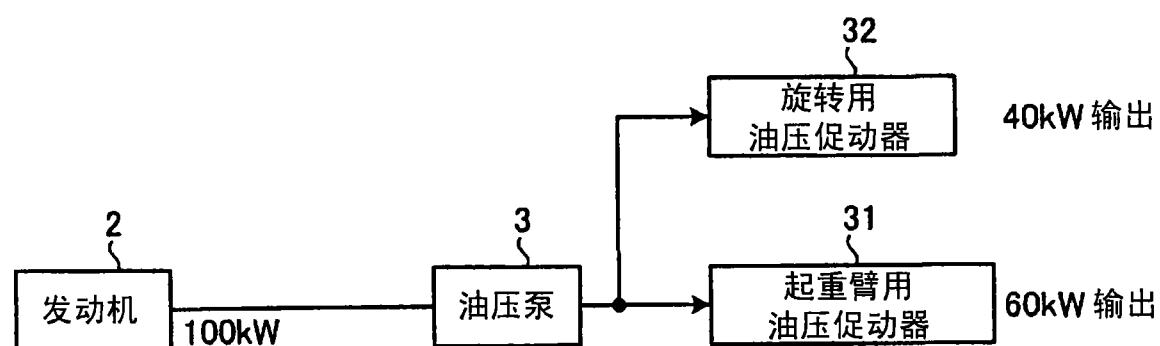


图 2-2

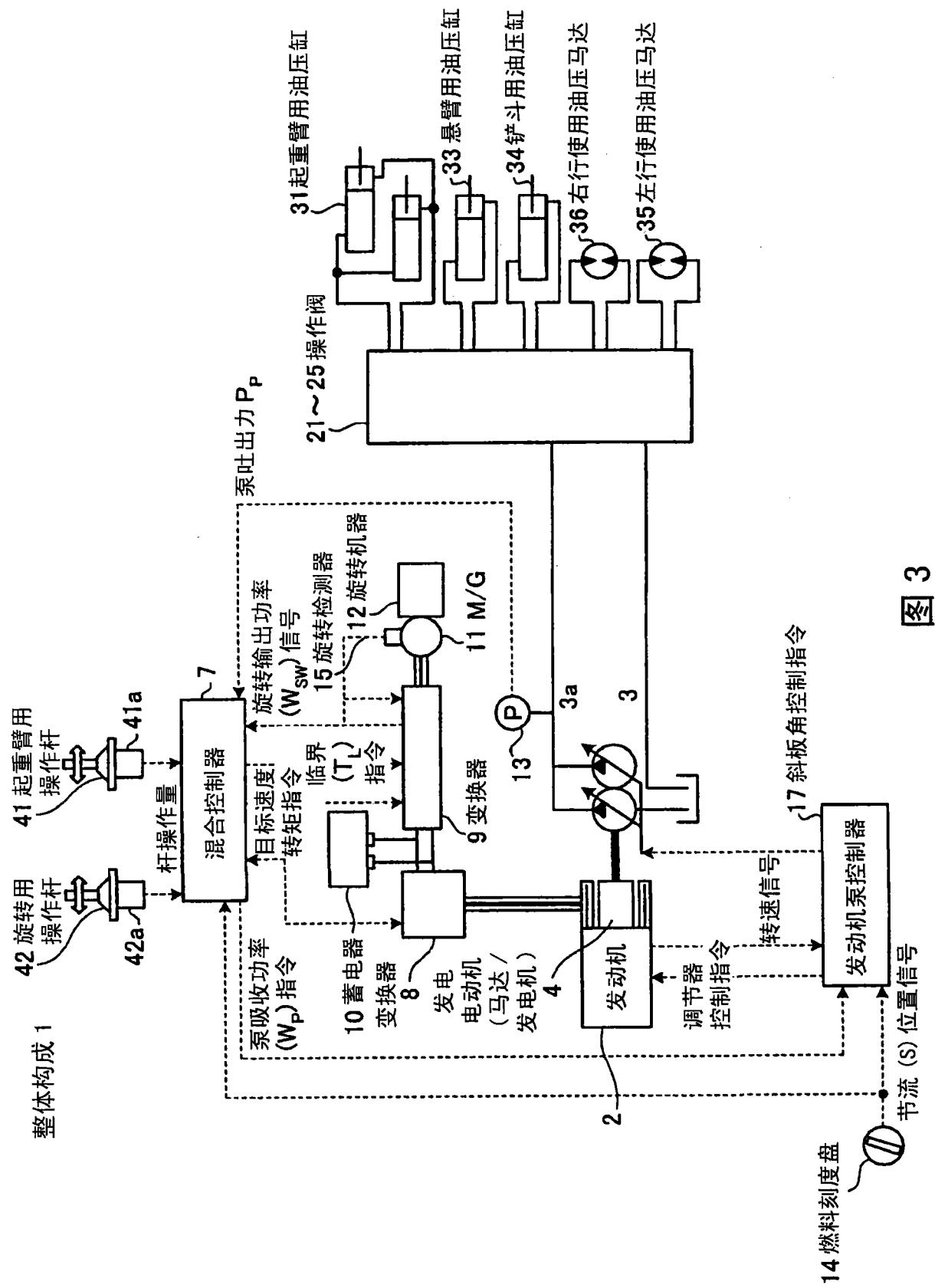


图 3

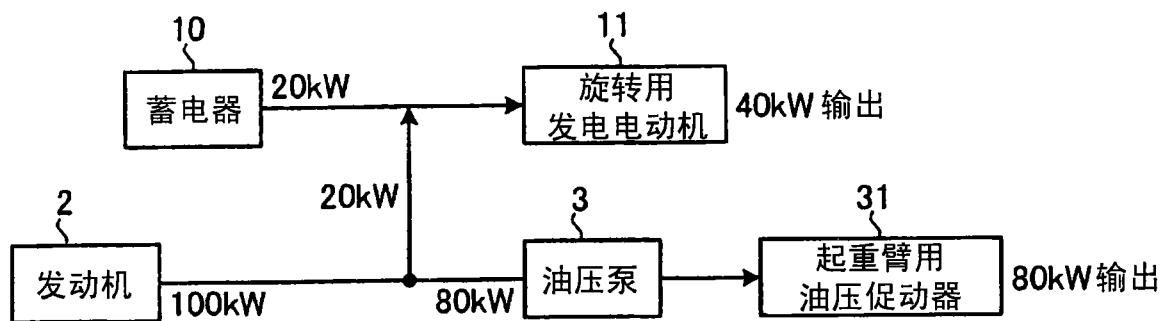


图 4-1

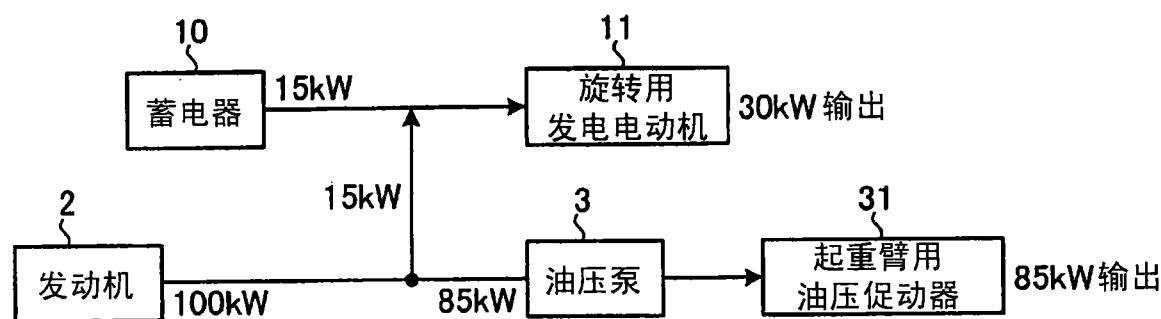


图 4-2

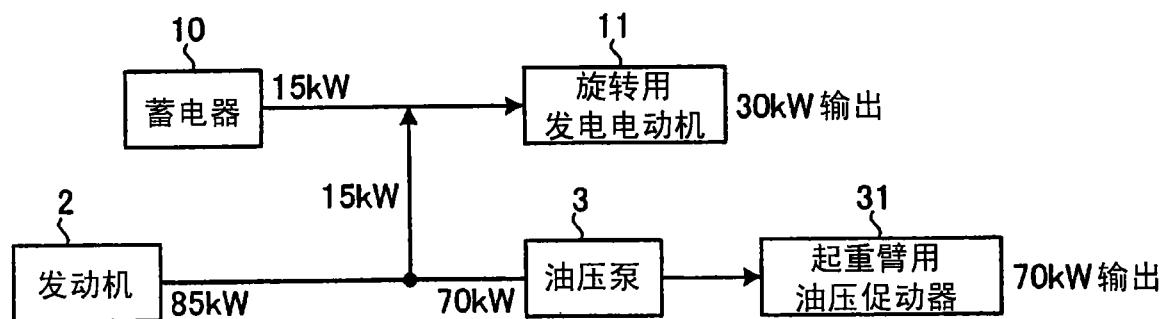
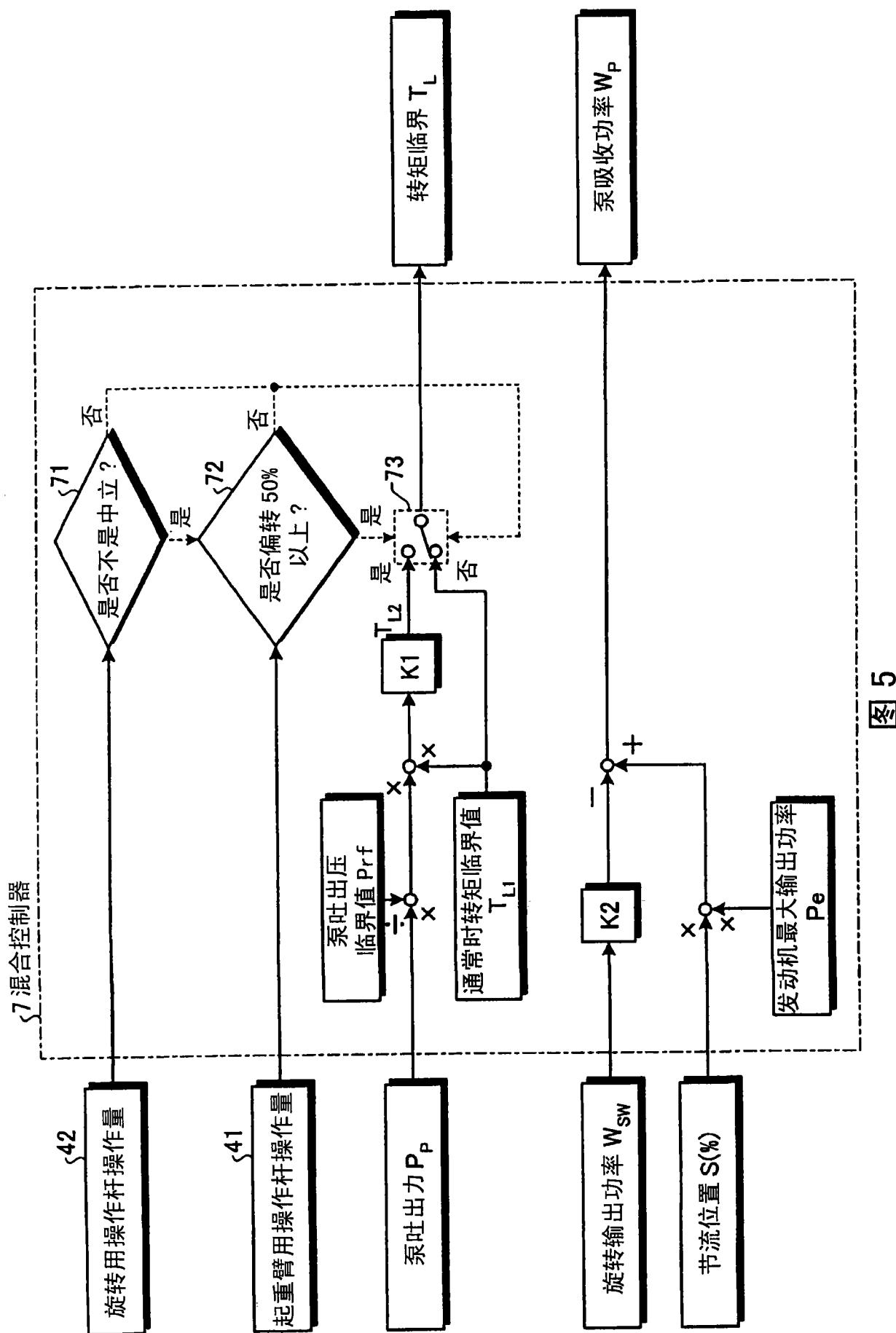


图 4-3



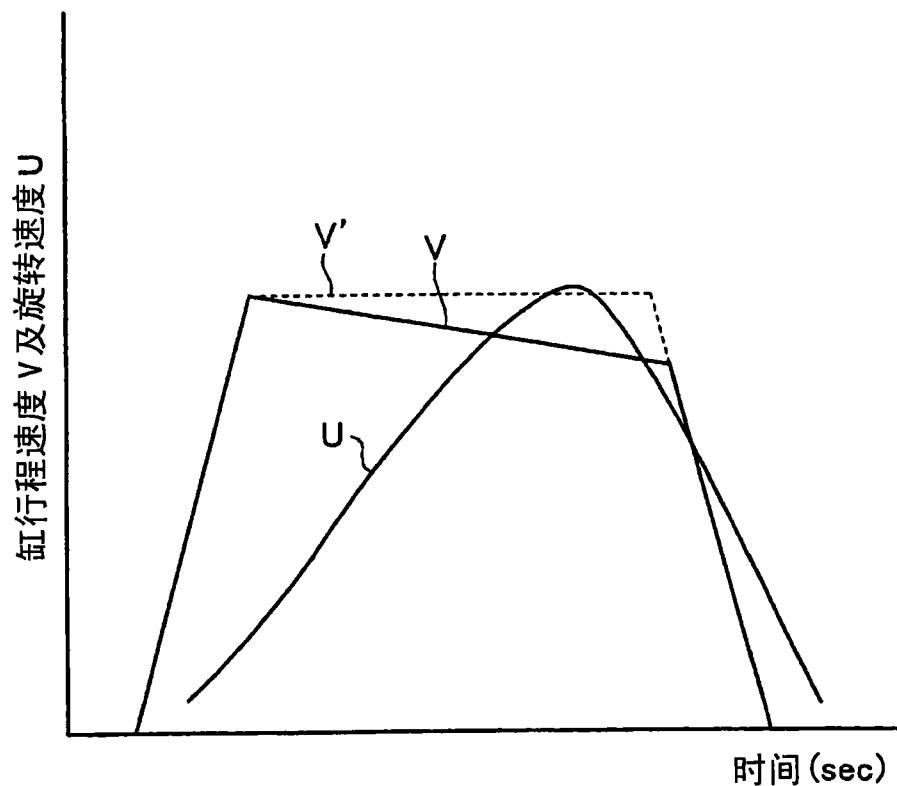


图 6

缸行程速度 V 及旋转速度 U

90 度提升旋转

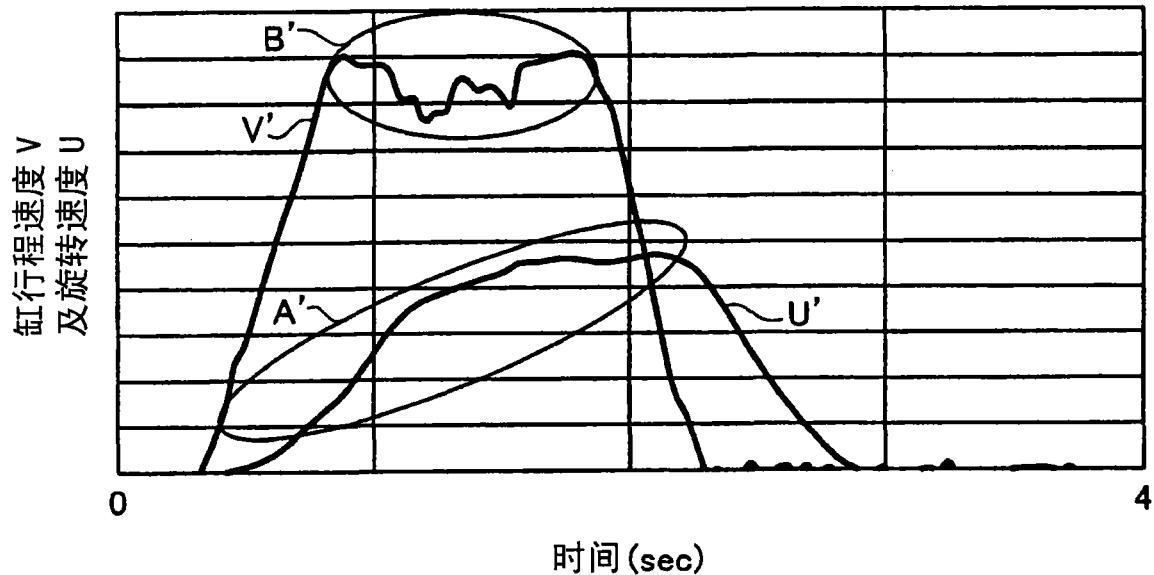


图 7-1

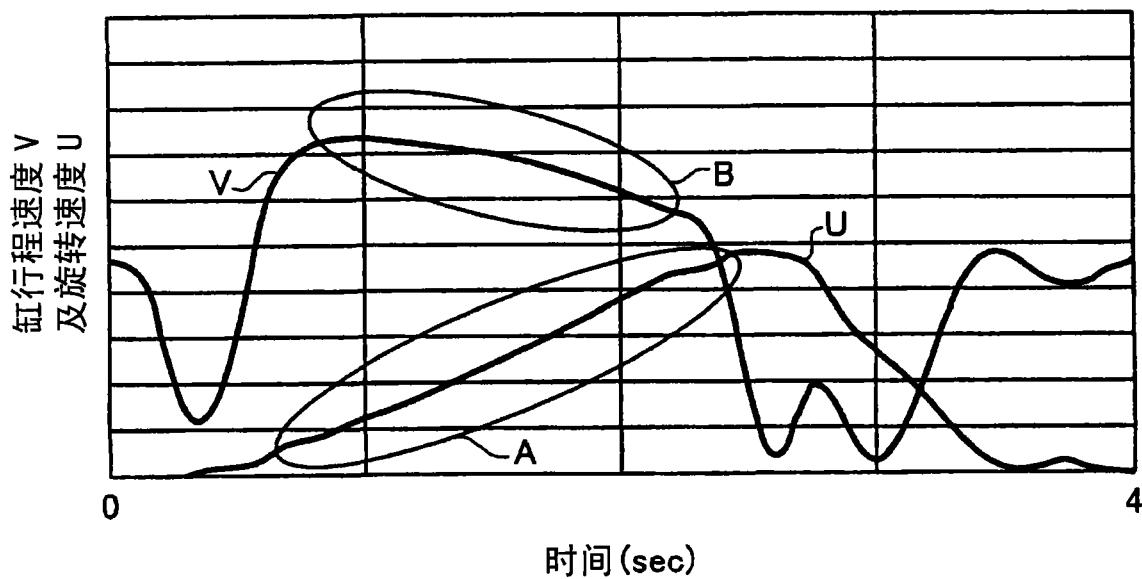
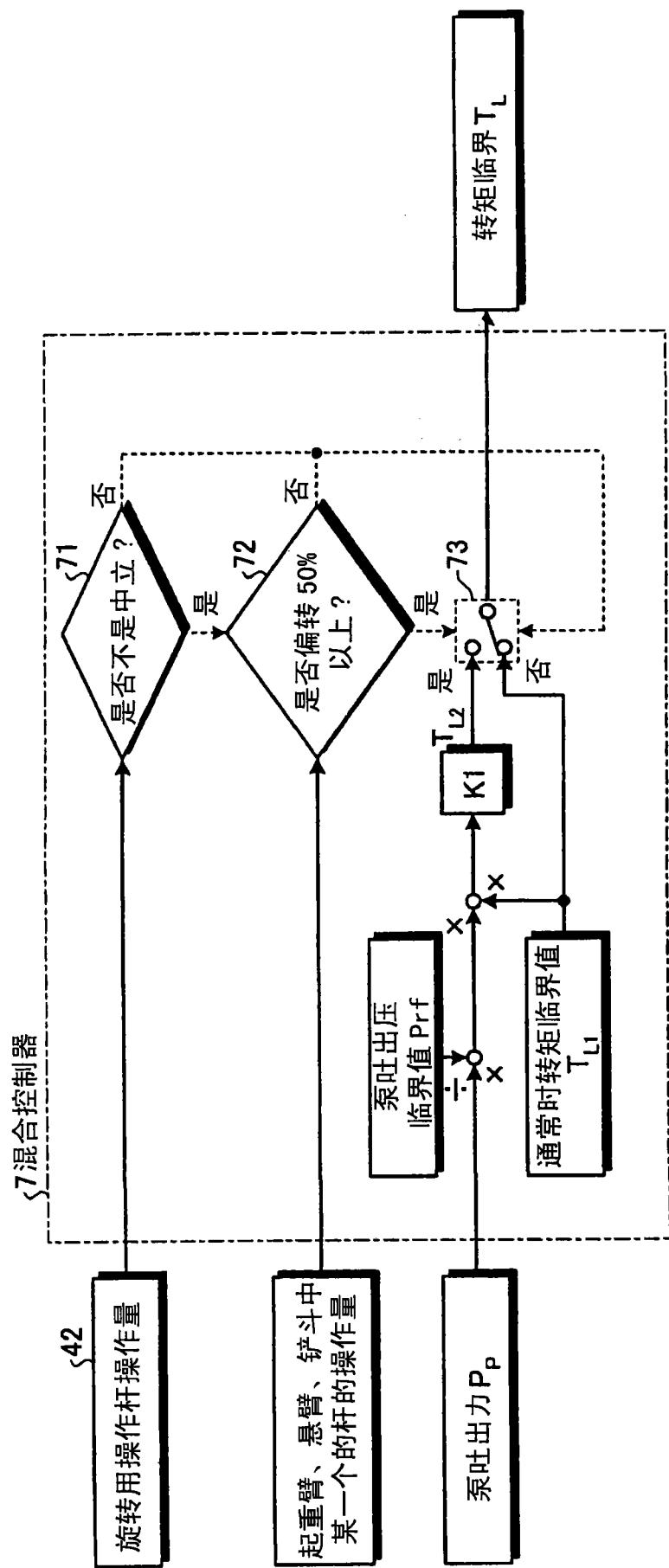
缸行程速度 V 及旋转速度 U 

图 7-2



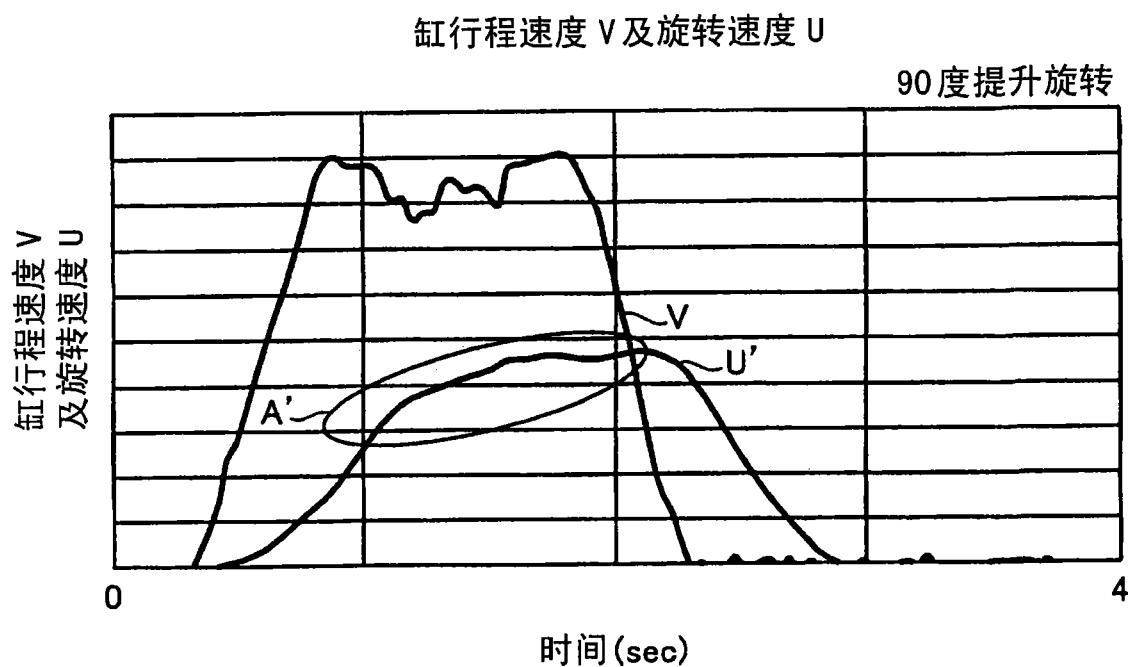


图 9-1

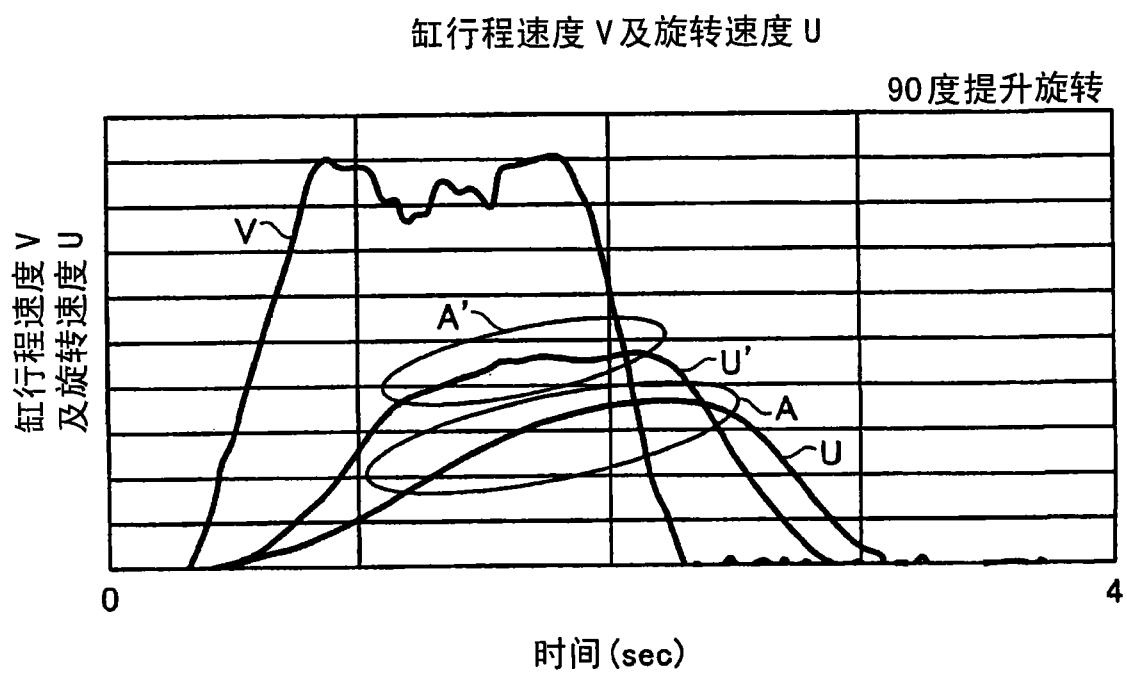
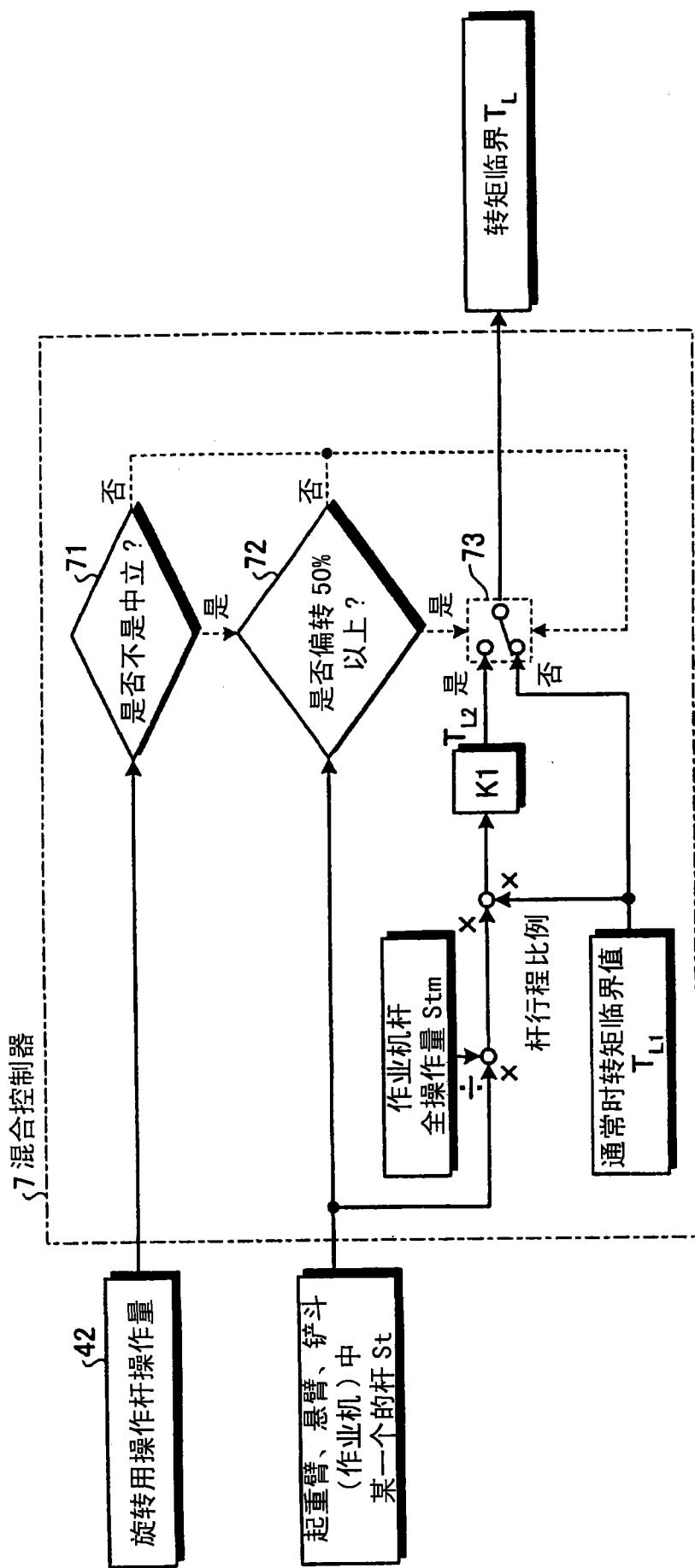


图 9-2



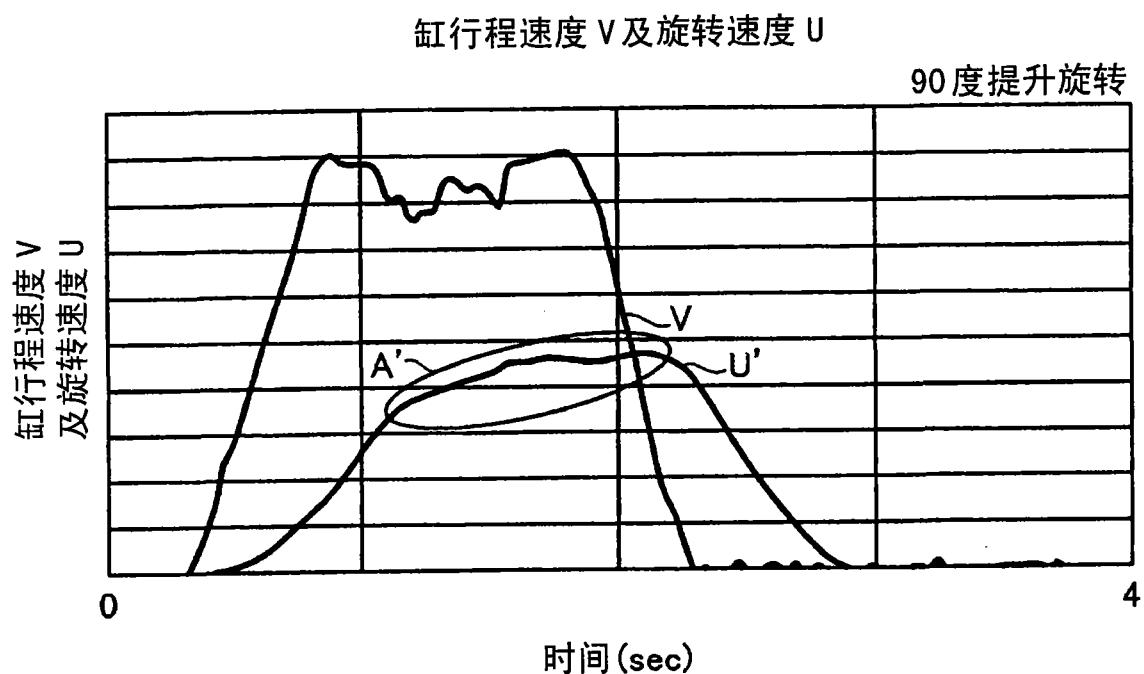


图 11-1

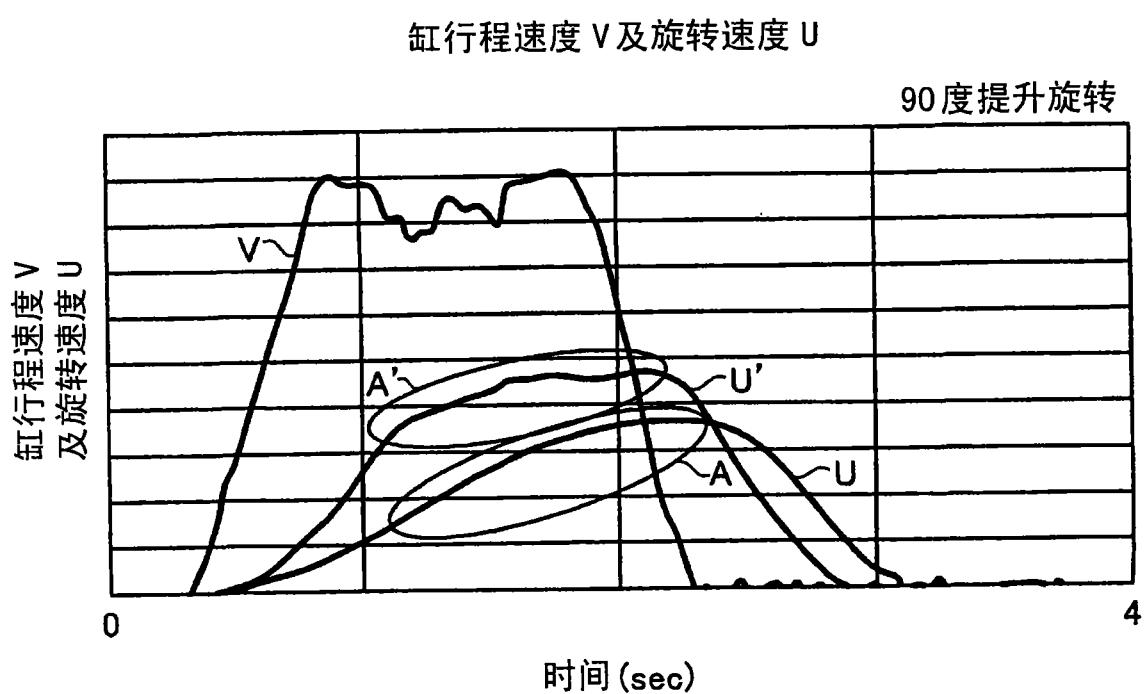


图 11-2

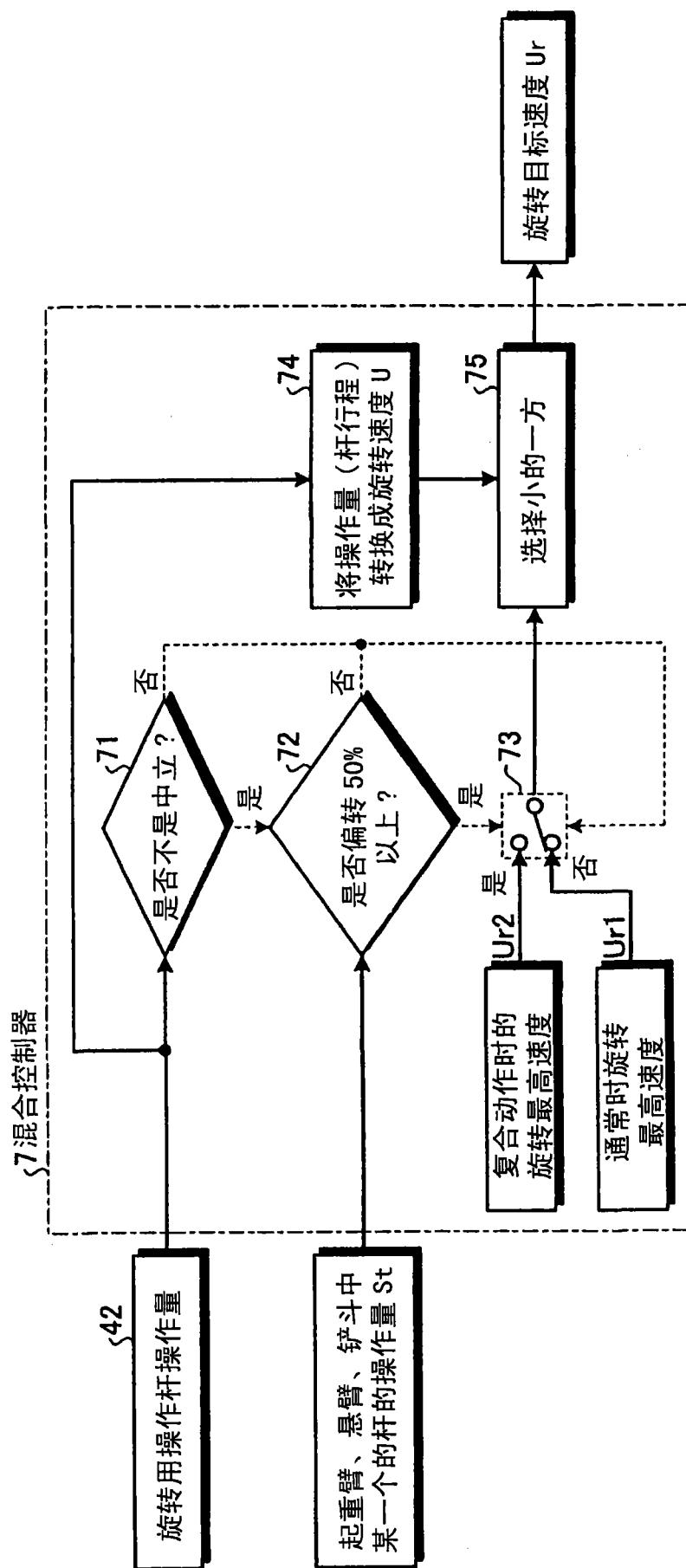


图 12

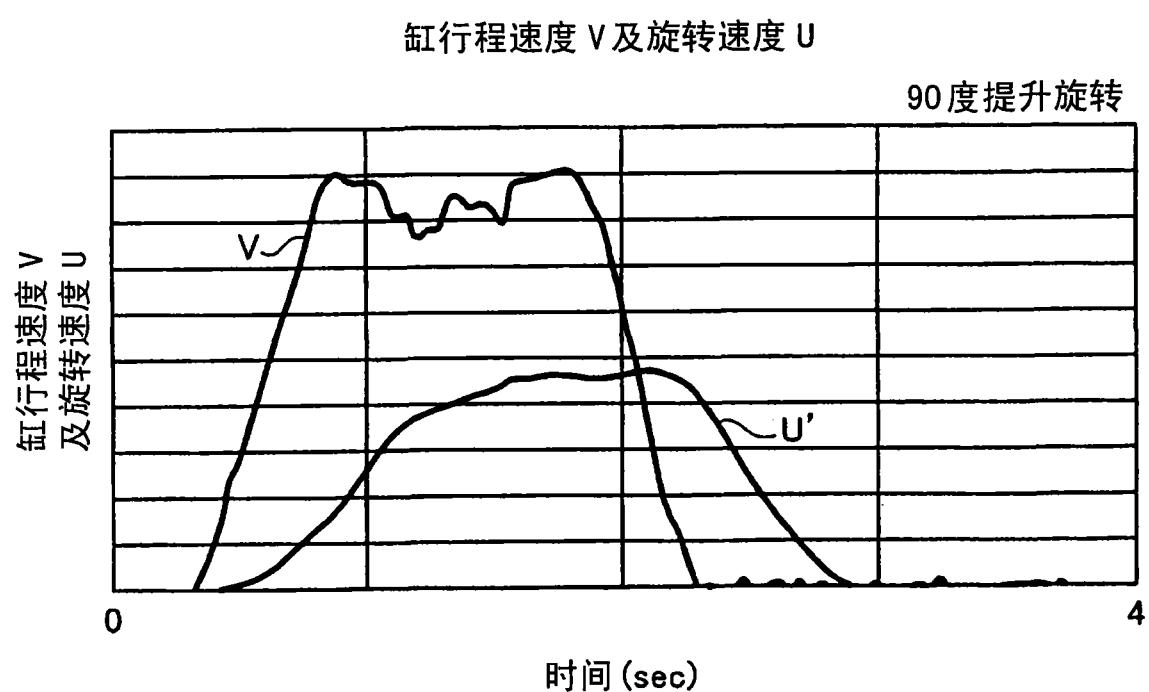


图 13-1

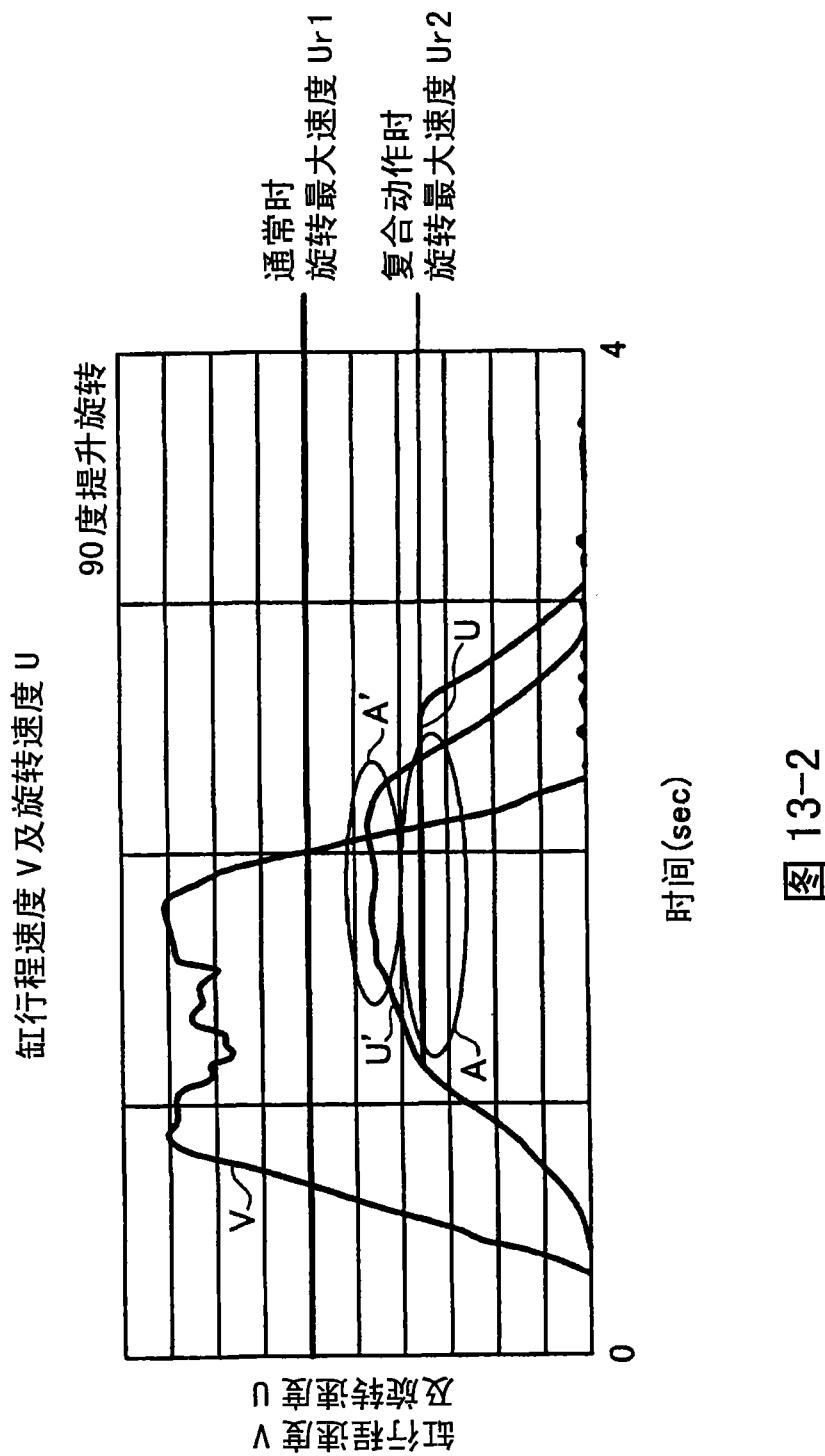


图 13-2

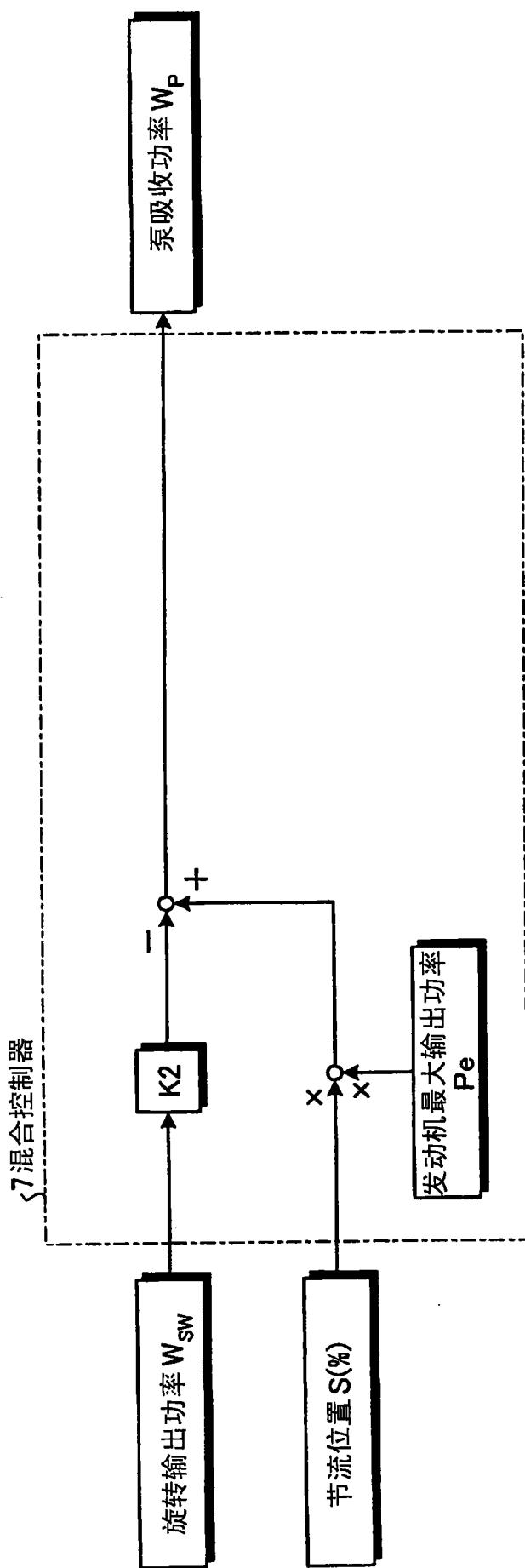


图 14

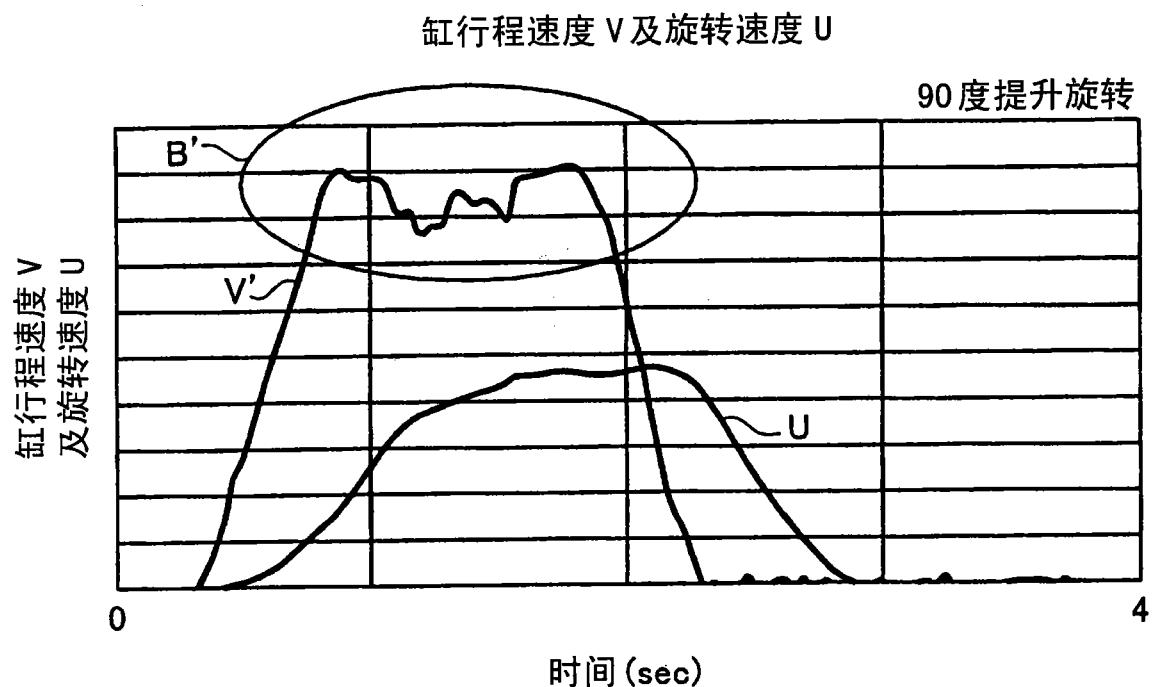


图 15-1

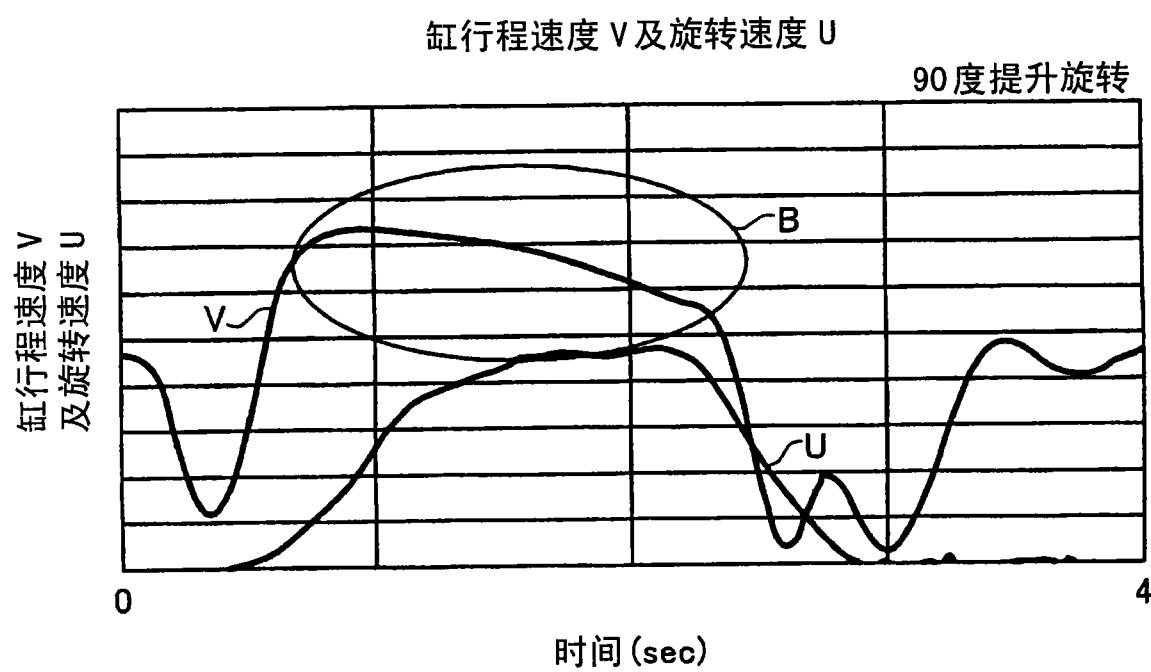
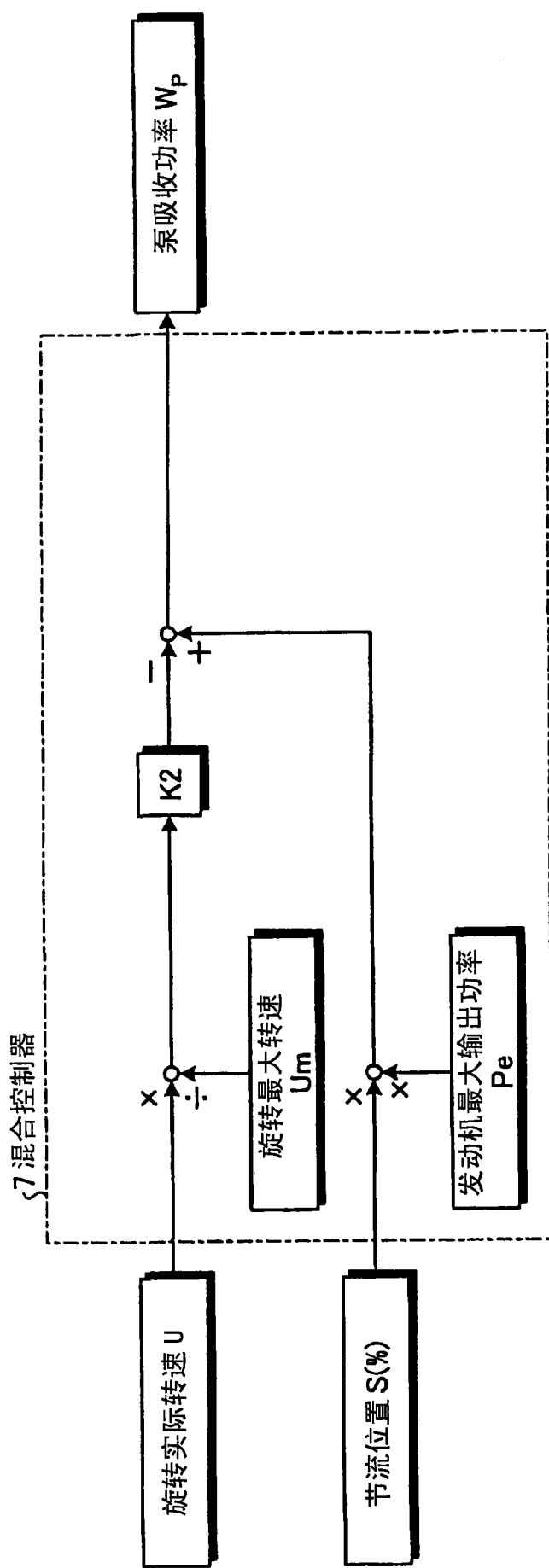


图 15-2



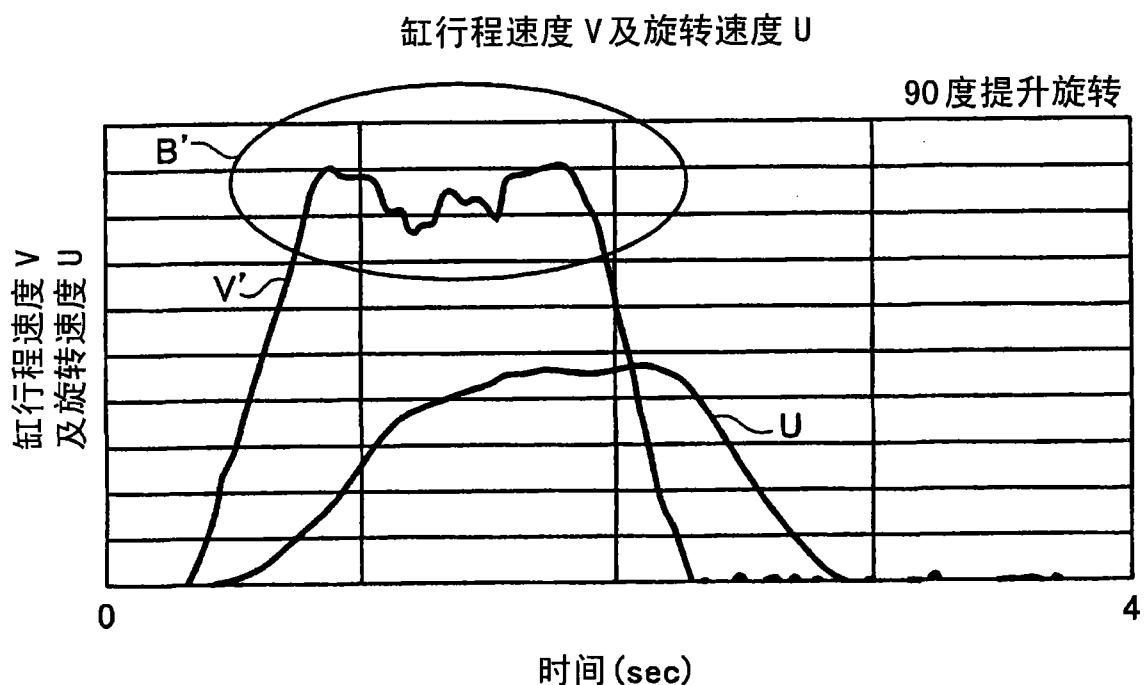


图 17-1

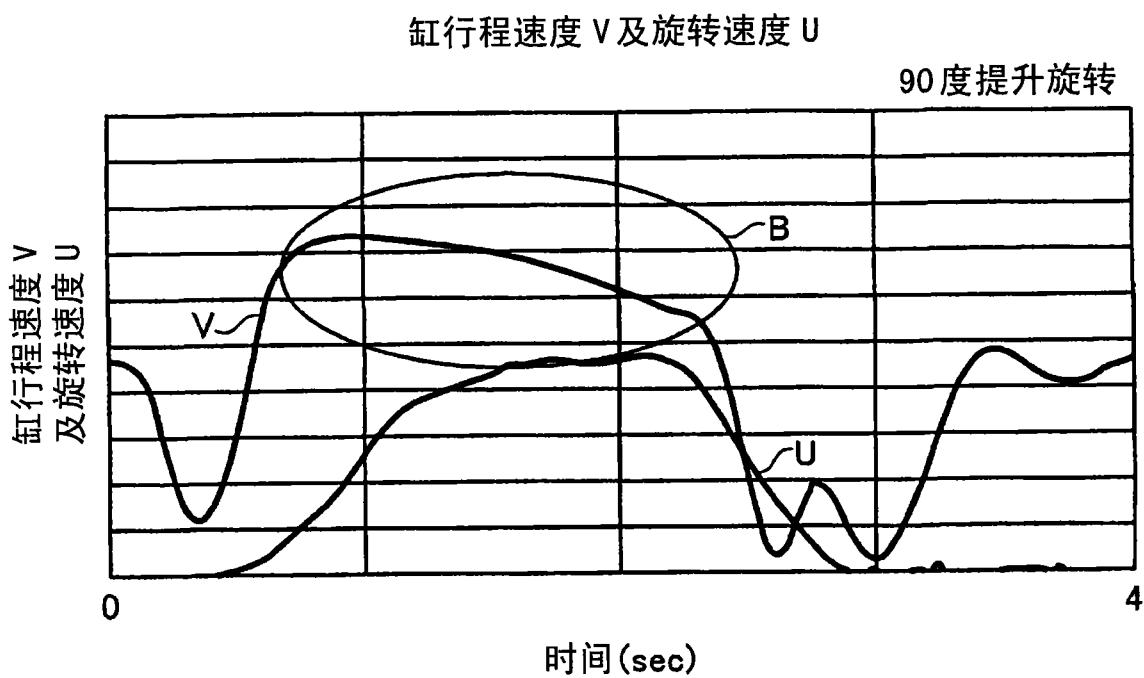


图 17-2