

汽 轮 机 调 节

钟启新 张家琛 袁启昌 编

华中工学院出版社

汽轮机调节

钟启新 张家琛 袁启昌 编
责任编辑 韩瑞根

*

华中工学院出版社出版
(武昌喻家山)

湖北省新华书店发行 各地新华书店经售
湖北省咸宁市印刷厂印刷

*

开本: 787×1092 1/16 印张: 13.25 字数: 297,000
1983年9月第一版 1983年9月第一次印刷
印数: 1—7,000
统一书号: 15255—017 定价: 1.45元

前 言

本书是参考高等学校电厂热能动力专业的《汽轮机调节》教学大纲，并结合我们的教学科研实践写成的。

随着汽轮机组容量的增大和参数的提高，对汽轮机组的安全、经济运行的要求愈来愈高，从而对汽轮机自动调节的要求也愈来愈高。因此，汽轮机的调节系统除了要有良好的静态特性外，更重要的是要有良好的动态特性，因而深入分析汽轮机调节系统的动态特性是非常必要的。为了满足教学的需要，我们编写了这本教材。本书的重点是汽轮机调节系统动态特性的分析与计算。同时对应用电子数字计算机进行调节系统瞬态响应的计算问题作了较详细的介绍，并就某些非线性特性对系统瞬态响应的影响进行了分析与计算，这对全面、深入了解调节系统的动态特性是很有帮助的。

随着电子技术的发展，在不断提高和完善液压调节系统性能的同时，功频电液调节系统得到了相应的发展和日益广泛的应用，为了加强学生对新技术的掌握，本书用了一定的篇幅叙述功频电液调节系统的特性及其参数整定。为了能源的充分利用，供热式汽轮机将会比过去有更多的应用，因此本书对供热式汽轮机调节亦作了较详细的叙述。

本书分七章，内容包括：凝汽式汽轮机的液压调节系统，凝汽式汽轮机调节系统的数学模型，凝汽式汽轮机调节系统的动态特性分析与计算，中间再热式汽轮机组的液压调节系统，供热式汽轮机的调节，功频电液调节系统的工作原理和功频电液调节系统分析等。

本书可作为高等学校电厂热能动力专业教材，也可供有关工程技术人员参考。

本书由钟启新主编。其中第一、二、三章由钟启新编写，第四、五章由张家琛编写，第六、七章由袁启昌编写。在编写过程中曾得到华中工学院动力工程系汽轮机教研室、兄弟院校以及有关电厂、制造厂的热情帮助，在此谨向这些单位和有关同志表示衷心地感谢！

由于我们水平有限，不当之处，在所难免，我们诚恳地希望读者指正。

1983年8月于武昌

目 录

第一章 凝汽式汽轮机的液压调节系统

- § 1.1 汽轮机自动调节的任务 (1)
- § 1.2 汽轮机转速自动调节系统的基本原理 (1)
- § 1.3 典型的凝汽式汽轮机液压调节系统 (4)
- § 1.4 贯流式错油门—油动机在液压调节系统中的应用 (10)

第二章 凝汽式汽轮机调节系统的数学模型

- § 2.1 引言 (14)
- § 2.2 非线性特性的线性化 (14)
- § 2.3 汽轮机组的转子运动方程 (16)
- § 2.4 蒸汽容积方程 (22)
- § 2.5 具有断流式错油门的油动机运动方程 (25)
- § 2.6 具有贯流式滑阀的油动机运动方程 (30)
- § 2.7 调速器的运动方程 (43)
- § 2.8 调节系统的数学模型 (51)

第三章 凝汽式汽轮机调节系统的动态特性的分析与计算

- § 3.1 调节系统动态特性的基本概念 (56)
- § 3.2 线性调节系统的稳定性分析 (58)
- § 3.3 凝汽式汽轮机调节系统的过渡过程(瞬态响应)分析计算 (74)
- § 3.4 系统参数对动态升速最大值的影响以及减小它的方法 (89)

第四章 中间再热式汽轮机的液压调节系统

- § 4.1 中间再热汽轮机的调节特点 (96)
- § 4.2 中间再热式汽轮机的液压调节系统 (97)
- § 4.3 中间再热环节的数学模型与整机的功率特性 (98)
- § 4.4 中间再热机组的动态校正——功率滞后的补偿 (103)
- § 4.5 中间再热机组调节系统的数学模型 (106)
- § 4.6 中间再热机组调节系统的稳定性分析 (107)

第五章 供热式汽轮机的调节

- § 5.1 供热式汽轮机调节的概念 (114)
- § 5.2 背压式汽轮机的调节 (115)
- § 5.3 抽汽式汽轮机的调节 (118)
- § 5.4 抽汽式汽轮机调节系统的数学模型及其自整条件 (121)
- § 5.5 应用电子计算机计算供热机组调节系统的动态特性 (139)

第六章 功率-频率电液调节系统工作原理

- § 6.1 概述 (147)
- § 6.2 功率-频率电液调节系统工作原理 (149)
- § 6.3 运算放大器及其应用 (157)
- § 6.4 频率回路 (159)

§ 6.5	功率回路	(166)
§ 6.6	PID调节器	(172)
§ 6.7	功率放大器	(174)
§ 6.8	电液联接装置与液压系统	(175)
§ 6.9	功频电液调节系统的特点	(178)
第七章 功频电液调节系统分析		
§ 7.1	系统的传递矩阵	(180)
§ 7.2	功频调节系统的稳定域与PID调节器参数的关系	(184)
§ 7.3	功频调节系统PID调节器参数的整定计算	(186)
§ 7.4	功频调节系统的数学模型与动态特性的数值计算	(197)
§ 7.5	某些工况计算结果及其分析	(202)
参考文献		

第一章 凝汽式汽轮机的液压调节系统

§1.1 汽轮机自动调节的任务

在火电厂中，凝汽式汽轮发电机组（简称机组或汽轮机组）的任务是供给用户一定数量和一定质量的电力。供电质量的主要指标是供电的电压和频率。供热式汽轮发电机组，除了向用户供电外，还要供出一定数量和质量蒸汽。

供电电压除了和汽轮机的转速有关外，主要通过励磁电流进行调节，而供电频率则单值地取决于汽轮机的转速。供电频率的过高或过低，不仅影响用户的生产，而且也影响电厂本身的安全和经济运行；供热参数过高或过低，同样也是如此。因此，所有汽轮机组都必须有调节系统，当外界负荷变化时，能及时地进行调节，以满足用户的需要及电厂本身安全性和经济性的要求，使得供电频率和供汽压力保持在规定范围内。

电厂的汽轮机组的运行方式有两种——单机运行和并网运行。单机运行时，机组发出的电力直接供给用户；并网运行就是各电厂的汽轮机组发出的电力送入电网，而用户则从电网中获取所需的电力。机组并入电网运行，不仅提高了供电的可靠性、灵活性，而且可在并列运行的各机组之间合理分配负荷，从而改善了电厂的经济性。

由于汽轮机组的型式不同，调节系统型式可以是各种各样的，但它们都必须满足用户的要求，并保证机组本身的正常运行。对于凝汽式汽轮机组，为了保证供电的质量以及电厂本身的安全运行，调节系统应满足下列基本要求：

1. 当主汽门全开，蒸汽参数和供电频率在允许范围内变化时，调节系统应能维持机组从空负荷至额定负荷范围内的稳定运行。这一方面是为了机组能顺利地并入电网或解列，另一方面也是为了机组甩负荷后的安全。

2. 当负荷变化时，调节系统应能保证机组从某一稳定工况安全地过渡到另一稳定工况，而不发生较大的和长时间的摆动。

3. 机组单机运行时各种负荷下的转速摆动值和并网运行时的负荷摆动值均应在允许范围内。

4. 当机组突然甩额定负荷时，转速的最大升高值应小于超速保安器的动作转速。

对于供热式汽轮机组的调节系统，除上述的基本要求外，尚有一些其它要求，这将在第四章中加以叙述。

§1.2 汽轮机转速自动调节系统的基本原理

由于电能不易大量储存，要求汽轮机组发出的功率必须和外界负荷相平衡，否则汽轮机组的转速就会发生变化，从而使得供电频率发生变化。

假设蒸汽在汽轮机转子上所产生的力矩为 M_T ，外界负荷所决定的发电机负载力矩为

M_e ，则机组转子的运动方程可写成

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_e, \quad (1-1)$$

式中， I ——汽轮发电机组转子的转动惯量； ω ——转子旋转角速度。当机组的功率等于外界负荷，即汽轮发电机转子处于相对平衡时， $M_T = M_e$ 。从(1-1)式可知，

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0, \text{ 即 } \frac{d\omega}{dt} = 0,$$

汽轮机组转速保持不变。当外界负荷发生变化，如电负荷减小时，若进入汽轮机的蒸汽参数和流量都不随着变化，那么原有的力矩平衡就被破坏， $M_T > M_e$ ，即

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_e > 0, \text{ 或 } \frac{d\omega}{dt} > 0,$$

因而汽轮机组转速升高。为了使转速不变，应该相应地减小蒸汽所产生的力矩 M_T 。我们知道，蒸汽在汽轮机转子上产生的力矩（简称蒸汽力矩）为

$$M_T = 1.13 \frac{G_0 H_0}{n} \eta_{im} \text{ (公斤·米)}, \quad (1-2)$$

式中， G_0 ——蒸汽流量（公斤/小时）； $H_0 \eta_{im}$ ——焓降（大卡/公斤）； n ——转速（转/分）。

从式(1-2)可知，只要改变进入汽轮机的蒸汽流量或进汽参数就能改变力矩 M_T 。因此，当外界负荷变化时，为了使转速保持在规定的范围内，调节系统应及时地相应改变汽轮机的进汽量或进汽参数，即随着外界负荷变化的大小相应地改变调节阀门的开度。

图1-1是一个简单的汽轮机转速自动调节系统图。在该系统中调速器滑环通过杠杆

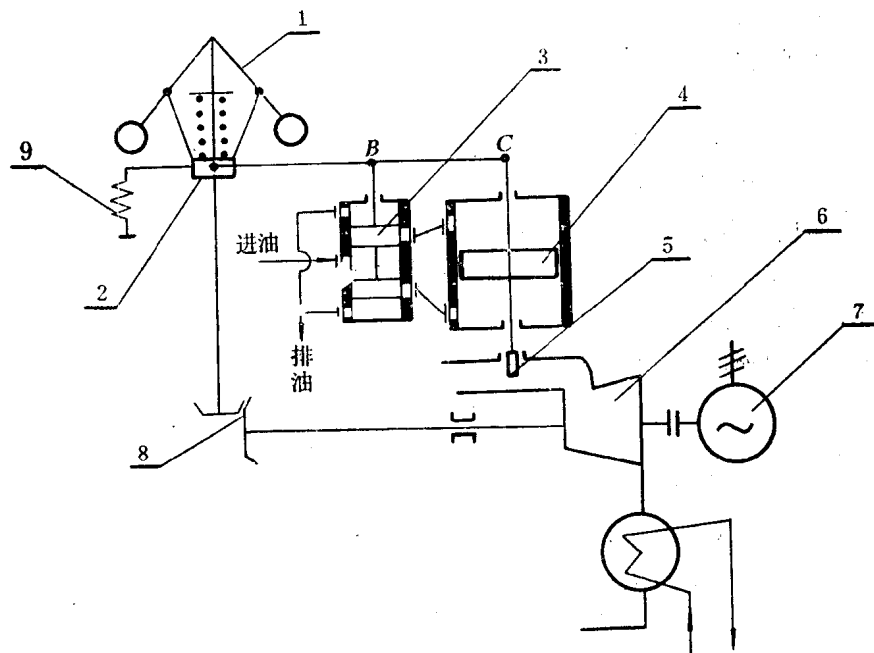


图1-1 汽轮机转速调节系统简图

1—调速器；2—调速器滑环；3—错油门滑阀；4—油动机活塞；5—调节阀门；6—汽轮机；7—发电机；8—传动齿轮；9—同步器

带动错油门滑阀；而错油门滑阀则控制着油动机的进、排油口，油动机活塞的移动操纵着调节阀门的启闭。例如外界负荷减小时， $M_T > M_e$ ， $d\omega/dt > 0$ ，转速升高，调速器滑环向上移动并带动杠杆以C点为临时支点向上移动，从而带动错油门滑阀（简称滑阀）向上移动。于是，从主油泵来的高压油通过错油门油窗口进入油动机活塞上部油缸，而油动机活塞下部油缸则通过油窗口和排油管路接通。活塞在上下油压差的作用下向下移动，从而关小调节阀门。与此同时，油动机活塞通过杠杆又带动错油门滑阀向回到中间位置的方向移动，当错油门滑阀回到中间位置，且蒸汽力矩与负载力矩重新达到新的平衡时，调节系统便进入一个新的稳定工况，调节过程便告结束。上述调节过程亦可用简洁的方块图来表示（见图1-2）。

由于油动机活塞的运动，错油门滑阀通过杠杆产生回中方向运动，这种现象我们称为反馈。由于油动机运动引起的错油门滑阀运动方向与由于调速器滑环位移引起的运动方向恰好相反。这样的反馈称为负反馈。对系统局部引入负反馈的目的是为了使系统稳定。

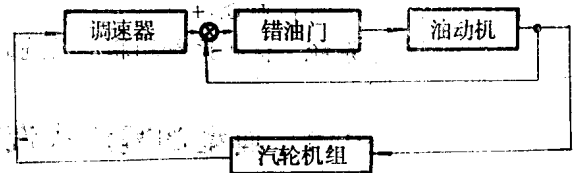


图1-2 调节系统方块图

由上述可知，调节过程结束后，错油门滑阀必须回到原来的中间位置，滑阀用凸肩把油动机的进、排油口重新封住。但是当负荷减小时，调节阀门开度应减小，油动机活塞应稳定在较低位置上，按杠杆传动原理，此时调速器滑环的稳定位置应相应升高，即负荷减小后的新稳定工况转速将高于负荷减小前的转速。反之亦然，可见，不同负荷的稳定转速将是有差别的。所以这种调节又称有差调节。有差调节系统的转速与功率之间的关系如图1-3所示，并称之为调节系统的静态特性。

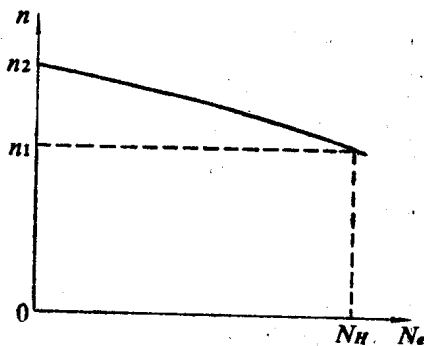


图1-3 调节系统的静态特性曲线

负荷变化后，要使转速重新恢复到规定值，调节系统需要配备同步器（给定装置）。同步器的作用是：单机运行时用它来改变转速，并网运行时用它来改变机组负荷。

由上述可知，一个调节系统是由调节对象（汽轮机组）和调节装置组成的，而调节装置按其各部分功用的不同又可划分成三部分：

1. 测量元件（调速器）。在图1-1所示系统中的离心式调速器就是测量元件，它的

根据运行要求，汽轮机组功率从零变到额定值时，转速的变化范围应加以限制。假设额定负荷时的转速为 n_1 ，当同步器位置不变，外界负荷逐渐减少至零时的转速为 n_2 ，则称下式

$$\delta_c = \frac{n_2 - n_1}{\frac{n_2 + n_1}{2}}$$

中的 δ_c 为调节不等率（速度不等率）。

通常采用转速差值 $(n_2 - n_1)$ 与额定转速 n_0 之比来表示调节系统的速度不等率，即

$$\delta = \frac{n_2 - n_1}{n_0}$$

作用是测量转速的偏差值 $\Delta\omega$ ，并使之转换成相应的物理量——滑环位移而输给下一环节。

2. 放大机构。从测量元件出来的信号，其功率比较小，不足以直接带动调节阀门，需要进行功率放大。断流式错油门-油动机就是放大机构。

3. 执行机构（配汽机构）。它根据调节信号的大小，相应地改变汽轮机的进汽量。此外，调节装置还要有同步器（给定装置）。

为了保证汽轮机组的安全运行，除了调节系统外，尚有保护系统，其中包括超速保护、轴向位移保护等。保护系统只是当调节系统发生故障或运行工况危及机组安全时，进行必要的报警或自动停机等。保护系统和调节系统基本上各自独立，所以一般把调节系统和保护系统分开进行叙述。

为了保证调节系统、保护系统和润滑系统的用油，还需要有供油系统。

§1.3 典型的凝汽式汽轮机液压调节系统

图1-1是最简单的调节系统原理图。实际应用的调节系统要复杂得多，也完善得多。目前在电厂运行的汽轮机调节系统有：机械-液压调节系统；全液压调节系统以及功频电液调节系统。本节介绍的是比较常见的三种国产液压调节系统。

一、具有旋转阻尼器的液压调节系统

图1-4是具有旋转阻尼器的液压调节系统简图。系统的主要特点是，采用直接由主轴传动的旋转阻尼器作为测量元件；应用了碟阀-波纹管式的放大器以及弹簧负反馈。

调节装置有三支通流油路：一支是主油泵来的高压油，经可调针阀进入一次油压 P_1 的油路，从阻尼短管排出，然后流入前轴承箱。当转速升高时，阻尼短管内油柱产生的离心力增大，从阻尼短管排出的油量减少，一次油压 P_1 升高。这样，通过旋转阻尼器就将转速的变化转换成了一次油压 P_1 的变化。第二支是主油泵来的高压油经节流孔 f_2 进入二次油室，经过碟阀控制的油口排出。二次油室内的油压 P_2 （二次油压）的大小由碟阀的开度决定。二次油一方面通向保护系统，另一方面进入继动器，作用在继动器活塞上面。第三支是高压油从节流孔 f_3 进入错油门滑阀顶部，然后通过由继动器活塞控制的碟阀油口从错油门滑阀中心孔排出，并在错油门滑阀顶部油室建立起三次油压 P_3 ，三次油压在各稳定工况下均为同一数值。

当外界负荷减小引起转速升高时，一次油压 P_1 升高，作用波纹管的向上力增大，波纹管被压缩，从而使由放大器碟阀控制的排油面积减小，二次油压 P_2 升高。 P_2 的升高使作用在继动器活塞上的力增大，继动器活塞向下移动，因而减小了由继动器活塞控制的碟阀与错油门滑阀顶部的间隙，从而使三次油的排油面积减小，三次油压 P_3 升高。 P_3 的升高，使错油门滑阀向下移动，高压油进入油动机活塞下部，而上部与排油管路相通，油动机活塞向上移动，关小调节阀门。在油动机活塞向上移动的同时，由于反馈杠杆作用，反馈弹簧拉力增大，继动器活塞向上运动，三次油压逐渐恢复。当调节阀门关小引起的转速变化和反馈作用的综合结果使继动器活塞回到原先位置时，三次油压亦随之

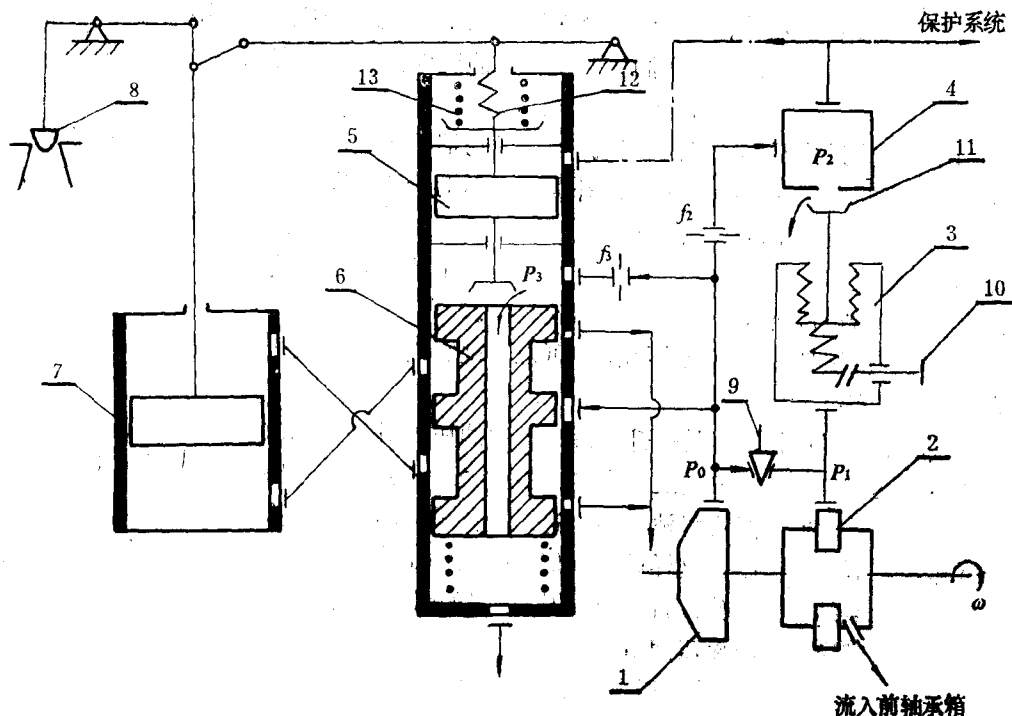


图1-4 具有旋转阻尼器的液压调节系统原理图

1—主油泵；2—旋转阻尼器；3—碟阀—波纹管式放大器；4—二次油室；5—继动器；6—错油门滑阀；7—油动机；8—调节阀门；9—可调针阀；10—同步器；11—碟阀；12—静反馈弹簧；13—动反馈弹簧

恢复到原先数值，错油门滑阀回到中间位置，若此时蒸汽力矩与负载力矩也达到新的平衡，于是，调节系统便进入新的稳定工况，调节过程结束。当外界负荷增加引起转速降低时，调节过程与上述的相反。上述调节过程亦可用方块图来表示（见图1-5）。

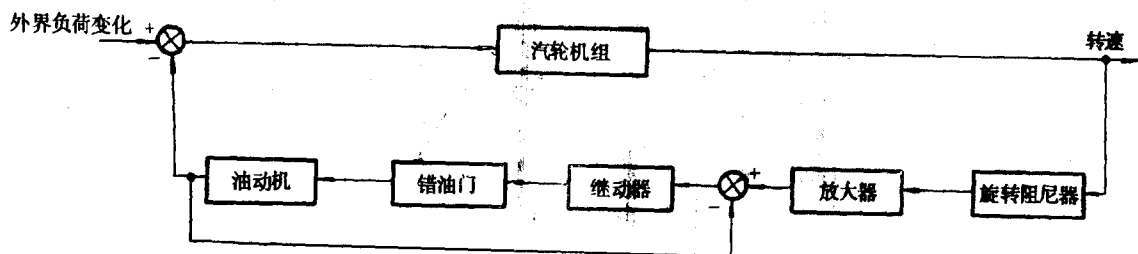


图1-5 具有旋转阻尼器的液压调节系统方块图

系统的弹簧反馈是由继动器活塞上部的静反馈弹簧（拉弹簧）和动反馈弹簧（压弹簧）实现的。在稳定工况下，继动器活塞的力平衡方程式为

$$P_2 F + K_1 Z_1 - K_2 Z_2 = 0, \quad (1-3)$$

式中， F ——继动器活塞上二次油压有效作用面积； P_2 ——二次油压； K_1 ， K_2 ——分别为动、静反馈弹簧刚度； Z_1 ——动反馈弹簧的压缩量； Z_2 ——静反馈弹簧的拉伸量。

在所有稳定工况下继电器活塞处在同一位置，故动反馈弹簧的压缩量是不变的，而负荷变化后新稳定工况下二次油压的变化由静反馈弹簧拉力变化来平衡，即

$$\Delta P_2 F - K_2 \Delta Z_2 = 0,$$

这说明动反馈弹簧不影响静态特性。但在继电器活塞运动过程中，动反馈弹簧作用在继电器活塞上的力是变化的。如当 P_2 升高时，继电器活塞向下运动，动反馈弹簧的压缩量减小，作用在活塞上的力也随之减小。同样一个 P_2 所引起的继电器活塞运动速度减小（与没有动反馈弹簧相比），相当于负反馈作用的加大，因而提高了系统的稳定性。并且动反馈弹簧刚度越大，动反馈作用就越大。

另外在反馈杠杆上有五个孔洞，可以通过它们来改变杠杆支点位置，从而改变系统的速度不等率。

从调节过程可知，当转速升高时，一次油压 P_1 升高，二次油压亦跟着升高，调节阀门关小，反之亦然。从安全运行角度来说这是一不足之处，因为当某种原因使二次油压降低或消失时，调节阀门将被开启，这是危险的。希望当一次油压升高时，对应二次油压下降，调节阀门关小，这样就可以使得二次油压消失时，调节阀门不致开大。为此，需要对放大器结构进行修改，修改后的原理图如图1-12所示。

二、具有脉冲泵的液压调节系统

图1-6是具有脉冲泵的液压调节系统的工作原理图，系统中的油泵为径向钻孔式离心泵。由于这种泵的压力-流量特性（简称 $P-Q$ 特性）曲线比较平坦，即使油路阻力特性变化较大，油泵出口处油压的变化也很小，因此本系统用它作脉冲泵兼主油泵。

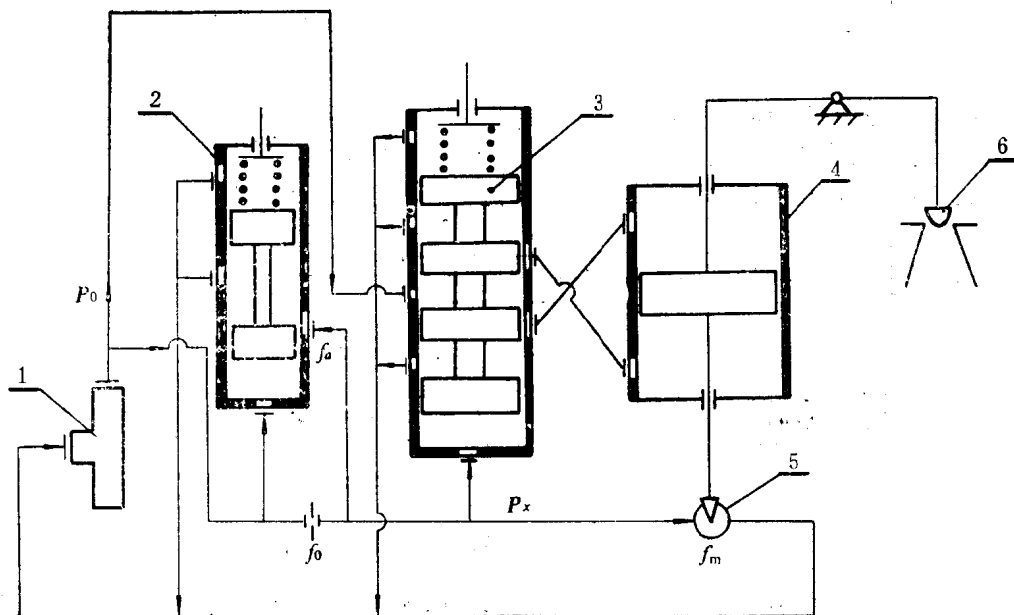


图1-6 具有脉冲泵的液压调节系统原理图

1—径向钻孔泵；2—压力变换器；3—错油门滑阀；4—油动机；5—反馈油口；6—调节阀门

油泵出口处的高压油直接通至压力变换器活塞下部，作为转速的脉冲信号，这种脉冲信号又称为直接脉冲。压力变换器活塞上部装有弹簧并和油泵进口相通，因此在压力

变换器活塞的上下就存在一个压差，其数值为油泵进、出口的油压差(即油泵的压增)。这个压差产生的作用力，在稳定工况下为活塞上面的弹簧力所平衡。

油泵出口的高压油通过节流孔 f_0 进入脉冲油路，然后通至错油门滑阀的下部，并同时从由压力变换器活塞控制的油口 f_a 和反馈油口 f_m 排出。错油门滑阀顶部装有弹簧并和油泵进口相通。在稳定工况下，滑阀上油压差所产生的向上作用力为其顶部的弹簧力所平衡，滑阀居于中间位置。

系统的调节过程如下：当外界负荷增加引起转速降低时，脉冲泵出口的油压降低，压力变换器活塞下部油压产生的向上作用力减小，因而在弹簧力作用下活塞向下移动。压力变换器活塞控制的排油口 f_a 开大，使脉冲油压降低，错油门滑阀在其顶部弹簧力的作用下向下移动，高压油通过错油门油窗口进入油动机活塞上部，而其下部则与排油管路相通，在油压差作用下油动机活塞向下移动，通过传动机构使调节阀门开大。与此同时，反馈油口 f_m 开度减小，使脉冲油压逐渐回升，当脉冲油压恢复到原来的大小时，错油门滑阀亦回到原来的中间位置。若此时汽轮机的蒸汽力矩与负载力矩亦达到平衡，新的稳定工况随之建立，调节过程结束。上述调节过程亦可用图 1-7 所示的调节方块图来表示。

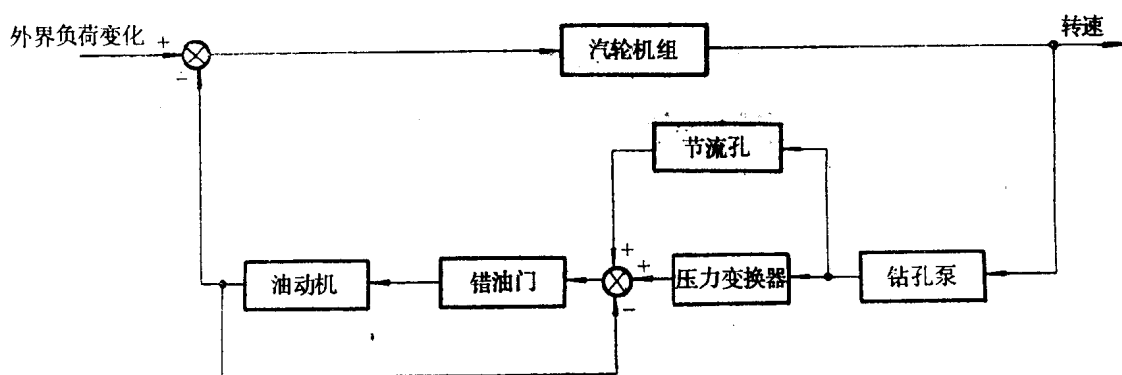


图1-7 具有脉冲泵的液压调节系统方块图

系统的特点之一是，当转速变化时，油泵出口油压变化这个直接脉冲与压力变换器位移所引起的放大脉冲是迭加的，这将使系统的灵敏性提高。由图 1-6可知，当压力变换器活塞遇到卡涩情况下，直接脉冲油压的升高亦能使脉冲油压升高，从而使调节阀门关小。但脉冲油压降低相应于机组功率增加，从安全的观点来看这是不利的，因为当供油方面由于意外原因导致油压大幅度降低时，希望调节系统能使负荷减小，然而这种系统在这方面的功能恰好相反。

由于与最后级油动机相匹配的是断流式错油门，因此，在任何稳定工况下，脉冲油压 P_x 必须保持不变，这就要求在任何稳定工况下压力变换器油口面积 f_a 与反馈油口面积 f_m 的变化大小相等而方向相反，即

$$f_a + f_m = \text{常数, 或 } \Delta f_a + \Delta f_m = 0.$$

这样将使得脉冲油路的油量在任何稳定工况下都是不变的。这种等油量油路对稳定油泵工作和减少油泵出口油压波动都是有利的。

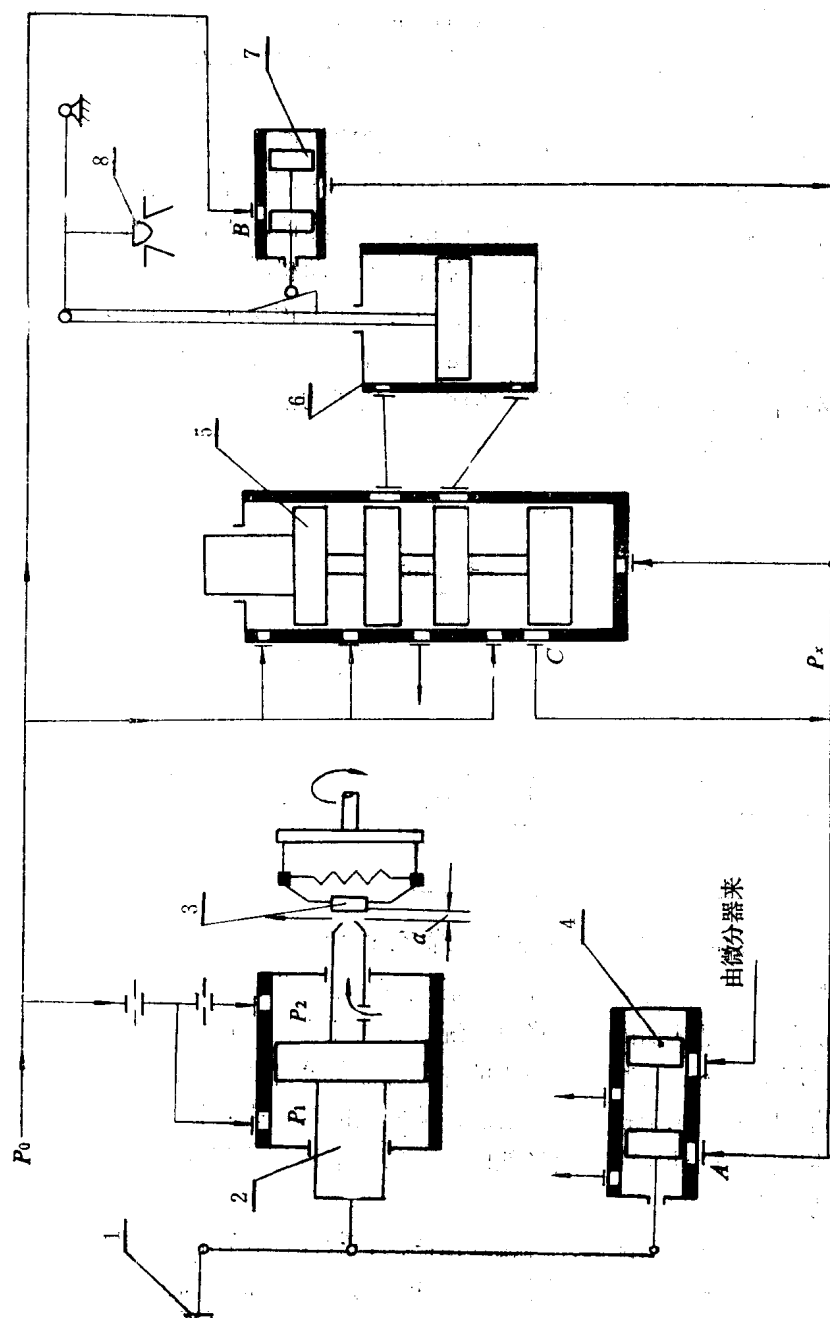


图1-8 具有高速弹性调速器的调节系统原理图

1—同步器；2—调速阀；3—调速块（挡油板）；4—分配滑阀；5—电动机；6—反馈滑阀；7—反馈滑阀；8—调节阀门

三、具有高速弹性调速器的机械液压式调节系统

图1-8是这种调节系统的工作原理图。该系统的特点之一是，采用了无铰链高速弹性调速器，消除了由于铰链等引起的机械摩擦，因此调速器的灵敏度较高。系统的特点之二是脉冲油路具有两路进油一路排油。两路进油是：高压油从错油门滑阀最下端凸肩所控制的油口C和经反馈滑阀所控制的油口B进入脉冲油路。一路排油是从分配滑阀所控制的油口A排出。

系统的调节过程如下：当负荷减小转速升高时，调速器重锤离心力增大，引起调速块向右移动，加大了随动滑阀喷嘴的油压间隙 a ，从而加大了喷油量。喷油量加大，使随动滑阀右侧油压 P_2 下降，破坏了滑阀上的力平衡关系，滑阀在油压差作用下向右移动，结果使间隙 a 减小，油压 P_2 逐渐升高。当滑阀的位移等于调速块的位移时，间隙 a 亦恢复到原来数值，滑阀右侧油压亦恢复到原先数值，滑阀停止运动。随动滑阀向右移动的另一结果是，通过杠杆带动分配滑阀右移，开大脉冲油路的排油口A，使脉冲油压 P_x 下降，从而使错油门滑阀向下移动。错油门滑阀下移，一方面使滑阀最下端凸肩控制的油口C开大，增大脉冲油路的进油量；另一方面使油动机活塞向下移动。当油动机活塞下移时，通过传动机构关小调节阀，同时通过油动机活塞杆上的反馈滑槽与滚轮开大反馈油口B，从而使脉冲油路的进油量增加。当脉冲油路的油压 P_x 恢复到原来数值，以及错油门滑阀回到中间位置的同时，若蒸汽力矩亦等于负载力矩，则新的稳定工况便随之建立起来。当负荷增加转速减小时，调节过程和上述的情况相反。上述调节过程亦可用图1-9来表示。

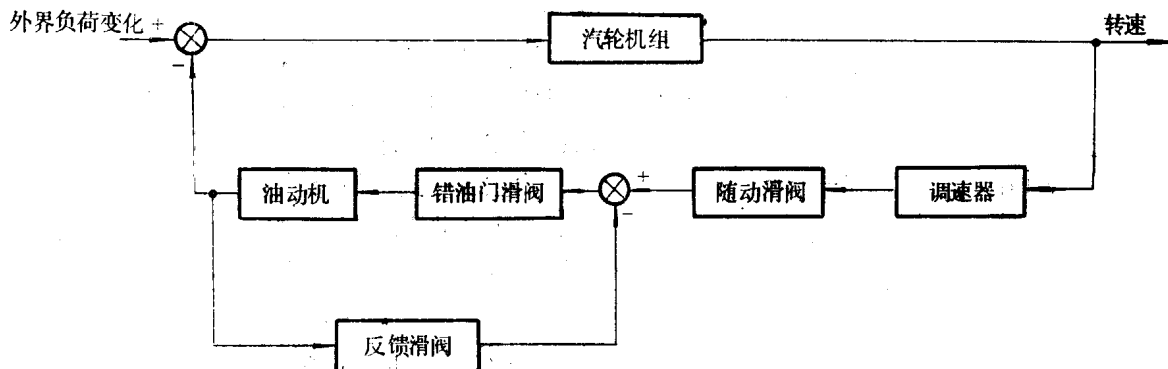


图1-9 具有高速弹性调速器的调节系统方块图

这里要进一步说明动反馈油口C的问题。当错油门滑阀离开中间位置时，一方面引起油动机产生运动，并通过反馈油口B产生反馈作用，另一方面，错油门滑阀本身一开始移动，进油口C的开度随即跟着变化。当转速升高，脉冲油压 P_x 降低，滑阀向下移动时，油口C的开度就增大，使进入脉冲油路的油量增加，脉冲油压 P_x 回升，因而使错油门滑阀的移动速度受到削弱，从而产生和调节信号相反的作用（即负反馈）。由于动反馈油口C在稳定工况下的开度保持不变，故它对静态特性没有影响。动反馈的使用可提高系统的稳定性。油口C的宽度越大，动反馈作用就越强。

将图 1-6 和图 1-8 进行比较可以看出：前者的脉冲油路为一路进油两路排油，后者为两路进油一路排油。两者的脉冲油压在所有稳定工况下均保持不变。为了提高系统的灵敏性，应使脉冲油压值等于主油压值的二分之一，即 $P_x = P_0/2$ 。两路进油一路排油的系统的灵敏度将高于一路进油两路排油系统的，因为两路进油一路排油系统只有一个由分配滑阀控制的排油口，这对于同样一个排油面积的变化值，将可得到较大的脉冲油压 ΔP_x 的变化值。

§1.4 贯流式错油门—油动机在液压调节系统中的应用

从上述三种液压调节系统可以看出，从调速器到最后一级断流式错油门—油动机之间，为了使调节信号得到放大，均采用了贯流式错油门—油动机作为中间放大机构。由于贯流式错油门—油动机具体结构形式的不同，调节系统也就各不相同。但各种贯流式错油门—油动机的工作原理是相同的。

如图 1-10 所示，油动机活塞的一面受压缩弹簧力的作用，另一面受脉冲油压 P_x 的作用。压力为 P_0 的高压油经固定节流孔 f_0 进入脉冲油路再经滑阀控制油口 f_x 排出。脉冲油压 P_x 的大小受滑阀控制油口 f_x 开度大小的控制：排油口 f_x 开度大，脉冲油压 P_x 就低，反之， P_x 就高。由于滑阀控制油口 f_x 经常有油流通，所以称它为贯流式错油门。在稳定工况下，油动机活塞处于某一位置，其力平衡方程式为

$$FP_x - (Km + H_0 + R) = 0,$$

式中， F ——油动机活塞面积； P_x ——脉冲油压； K ——弹簧刚度； m ——油动机活塞位移； H_0 ——弹簧的预紧力； R ——作用在活塞杆上的负载力。

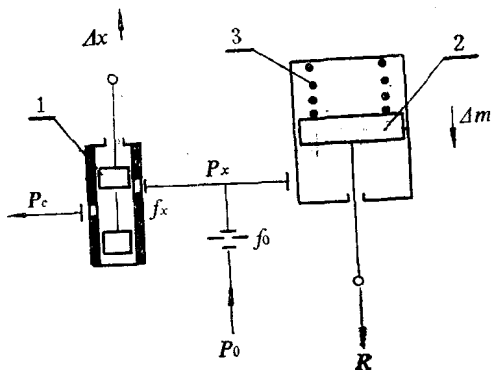


图 1-10 贯流式错油门—油动机工作原理图

- 1—贯流式错油门滑阀；2—油动机活塞；
3—压弹簧

出。由于贯流式错油门滑阀的尺寸比较小，因此只要用很小的力就可以改变油口 f_x 的开度，而油动机活塞直径比较大，尽管 P_x 的变化值不很大，但油动机活塞上所产生的力 $F \cdot \Delta P_x$ 相应比较大，因而实现了放大作用。采用这种贯流式错油门—油动机能方便地用液压系统实现调节信号的放大、传递与综合，从而给调节系统的结构布置带来很多方便。采用贯流式错油门—油动机作为中间放大机构时，控制油口开度的方法是很多的，可以

当控制油口 f_x 开大时，脉冲油压 P_x 降低，油动机活塞向下运动，于是，油动机活塞上面的弹簧作用力就减小。当作用在油动机活塞上的力重新达到平衡时，油动机活塞停止运动。假定负载力 R 保持不变，在新的稳定工况下，有

$$\Delta P_x F = \Delta m K,$$

式中， ΔP_x ——脉冲油压 P_x 的增量； Δm ——油动机活塞位移的增量。

因此，控制油口 f_x 开度的变化，会导致油动机活塞发生相应的位移。这里，油口开度 f_x 的变化是输入，而油动机活塞的位移是输出。

用碟阀也可以用挡油板等等。此外，其油路也不同于图1-10所示的，当然工作原理是相同的。现将前面所介绍的系统中所涉及的几种中间放大机构简单叙述如下。

一、具有随动滑阀的放大机构

图1-8所示调节系统中的随动滑阀，就属于贯流式错油门-油动机的放大机构。如图1-11所示，高压油 P_0 从固定节流孔 f_1 进入随动滑阀左侧油室，再经固定节流孔 f_2 进入滑阀右侧，然后从喷油咀和调速块（档油板）之间的间隙 a 排出。这种放大机构一方面能把调速块位移信号无接触、精确地变成了随动滑阀的位移，另一方面又能把放大后的移动力加大，满足通过杠杆带动分配滑阀的需要。在这种结构中，油压 P_1 在 F_1 面上的作用力起着弹簧力的作用。这种用油压力代替

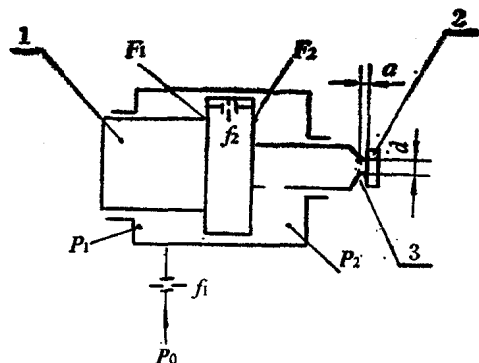


图1-11 随动滑阀工作原理图

1—随动滑阀；2—调速块（档油板）；3—喷油咀 P_x ），然后经碟阀控制的油口排出。 P_2 的大小由碟阀控制的油口的开度大小来决定。当碟阀开度减小，二次油压 P_2 升高时，继动器活塞上的力平衡关系被破坏，于是继动器活塞就开始运动，从而实现了调节信号的放大。如前所述，这种结构安全性较差，因而作了改进，改进后的这种放大机构的工作原理如图1-12所示。它由主、辅同步器弹簧、杠杆、波纹管，碟阀等组成。压力为 P_0 的高压油经节流孔 f_0 ，再经碟阀控制的油口排出。在油室中形成二次油压 P_2 ， P_2 的大小由碟阀控制的排油口的大小决定，而由碟阀控制的排油口的大小又由杠杆的位置决定。在杠杆上共作用着四个力矩：主、辅同步器弹簧的向下作用力，对 O 点形成顺时针力矩；一次油压作用在波纹管上和二次油压作用在碟阀上的向上作用力，对 O 点形成反时针力矩。当这些力矩平衡时，杠杆处于某一稳定位置。

当一次油压升高，反时针力矩大于顺时针力矩时，杠杆绕支点 O 作反时针转动，碟阀

作用力起着弹簧力的作用。这种用油压力代替弹簧力的结构称之为液力弹簧。油压 P_2 则相当于脉冲油压。喷油咀与调速块之间的排油面积 $f_3 = \pi da$ 相当于滑阀控制油口 f_x ，不同的只是 P_2 在稳定工况下保持不变。

二、应用碟阀控制油口开度的放大机构

这种放大机构由图1-4中的碟阀11、二次油室4、继动器活塞5、动反馈弹簧13和静反馈弹簧12等所组成。高压油 P_0 从固定节流孔 f_2 进入脉冲油路（二次油压 P_2 相当于

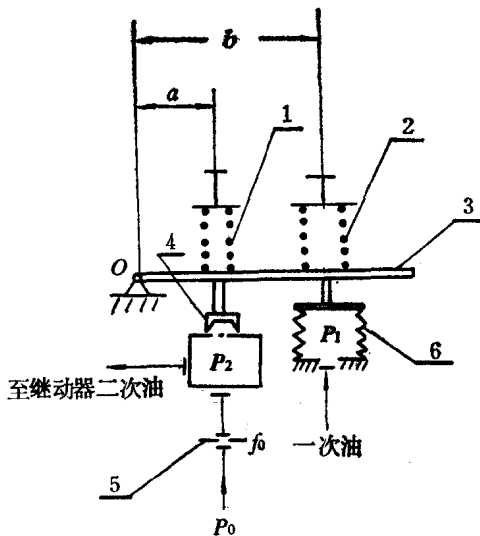


图1-12 碟阀式放大器示意图

1—主同步器弹簧；2—辅助同步器弹簧；3—杠杆；4—碟；5—节流孔；6—波纹管

控制的排油口开大，二次油压下降，从而实现了一次油压升高而二次油压降低的要求。而二次油压的变化同样会导致继动器活塞发生运动。由于 $b > a$ ，一次油压 P_1 在波纹管底部的有效作用面积大于二次油压 P_2 在碟阀上的有效作用面积，故 $\Delta P_2 > \Delta P_1$ 。

三、贯流式错油门-油动机在液压调节系统中的应用

用图1-10所示的放大机构作为液压调节系统的中间放大环节时，为了使系统结构紧凑，经常把这种放大机构和系统最后一级断流式错油门滑阀合在一起，故往往不易辨认，现举例剖析如下。

图1-6和图1-13 (a) 所示的系统的工作原理是完全相同的，仅仅在结构设计时，把前者最后一级放大机构中的断流式错油门滑阀和它前一级的贯流式错油门-油动机机构中的油动机活塞合成了一整体，并把贯流式错油门-油动机中的油动机活塞上面的弹簧移到了断流式滑阀的最顶部。

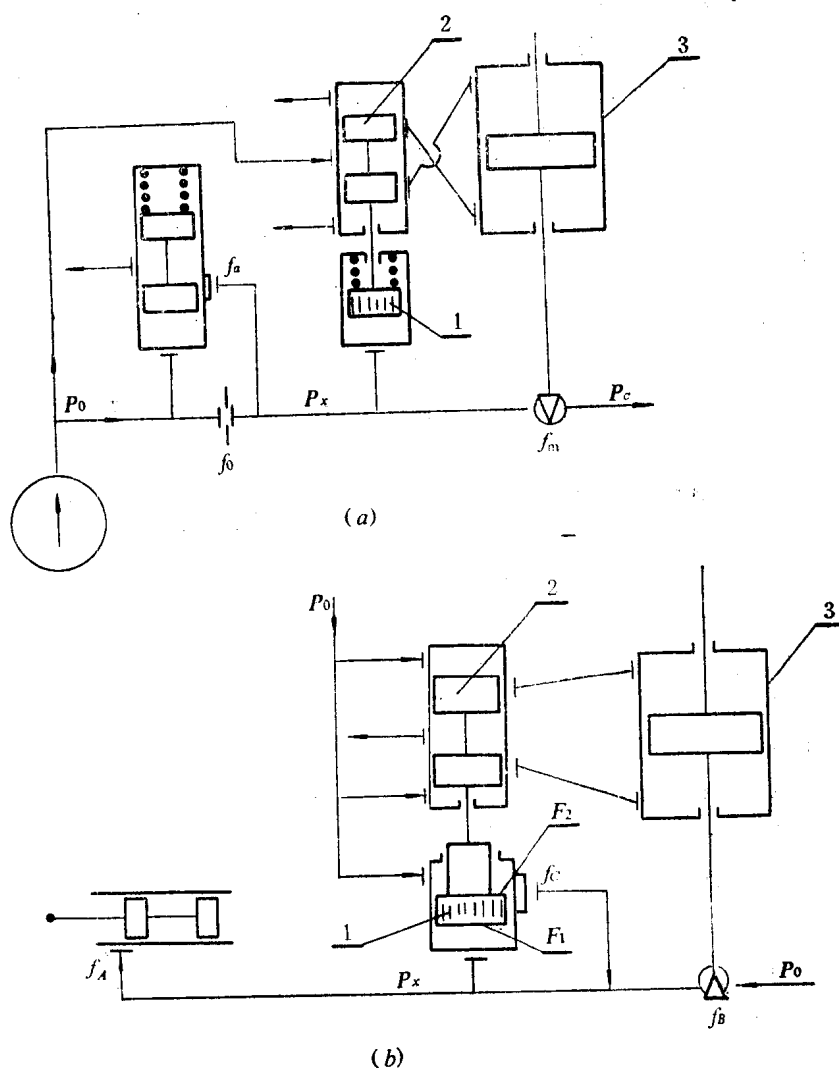


图1-13 液压调节系统中贯流式错油门-油动机放大机构剖析图

1—贯流式油动机活塞；2—断流式错油门滑阀；3—最后级油动机