

調速器技术

《1》

集美航海学校
图书资料室

中国造船学会轮机学术委员会出版

一九八一·十一

前 言

调速器是船舶动力装置转速自动调节系统必备的精密而重要的部件。传统的机械——液压调速已普遍应用于大功率船用和机车用柴油机上，电子调速器近年来也日趋完善，越来越多地应用于船舶主机和发电机上，成为调速器的发展方向。我国在调速器的研制方面起步较晚，六十年代初才着手仿制，至今尚未形成我国自行设计生产的系列，必须奋起直追，来填补我国发动机制造业中的这一空白。

用自动控制理论来指导调速器设计和研制，并解决调速器与发动机及其负载的匹配问题，以期得到最佳的动态调节品质；借助模拟计算机以及通过专门的试验得到的准确参数，有可能使我们预测调节系统的动态过程，从而指出改进的方向，这已经成为调速器的主要研究手段。国外对调速器的研究虽然在五十年代已经成熟，但是有价值的技术报导则很少见；世界几家名牌调速器生产公司，对其专利保守甚严，而国内技术力量分散，同行之间缺乏交流，也是我国调速器技术发展缓慢的原因。近几年我国从事调速器的专业技术人员，在自力更生、奋发图强的精神鼓舞下，想方设法，不断提高产品质量和性能，缩小了与国外产品的差距；同时已开始研制新的产品系列，相信不久的将来我国必定有自己的调速器系列来装备我国的发动机。同时这几年来也加强了对外交往，多次与美国伍德沃德公司、英国欧罗伯公司和日本柴油机机器公司进行了有益的技术交流，同样希望国内也有这样一个园地，交流我们自己的经验，报导国外的先进技术，因而拟定出版本刊物，相信一定会得到国内同行的热情支持。

本刊承蒙中国造船学会轮机学术委员会付主任、711研究所总工程师熊琳审阅，以致感谢。

711研究所工程师邵家骥、顾永安、华裕达等为本期编辑，出版做了许多工作，一并致谢。

六机部红江机械厂

付总工程师 吴令茂

一九八一年八月

目 录

调速器概论	(1)
转速调节系统	(8)
日本液压调速器的研制试验报告	(18)
理想的液压调速器	(50)
欧罗伯调节器公司的调速器及选配	(71)
发动机——调速器性能 估算拉尺分析	(76)
美国伍德沃德调速器的基本原理	(80)
美伍德沃德船用调速器	(92)
英 RE 1500 系列调速器	(105)
UG 8使用说明书1977年修改内容	(116)
发动机调速器的发展方向	(122)
伍德沃德新型全电调速器	(126)
美 DYNA 系列 电子 调速器	(129)
美国2301/EG-3P 电液调速器	(131)
瑞典 ASEA 公司船用主机电子调速系统	(145)
英国 SEG 10/20 型船用电子调速器	(153)
交流发电机组的并联运行	(155)
美国军用规范对 200 千瓦柴油发电机组的技术要求	(161)
发电机组速度调节的术语定义	(163)
向伍德沃德调速器公司订货时需提供的资料	(167)

调 速 器 概 论

天津懿德 三上忍 林直司

1. 前 言

所谓调速器究竟是怎样的机械呢？按其功能来说，调速器是控制原动机转速的机械。其输入是原动机的转速，输出是控制原动机能源输出的操纵杆的移动。但是，现在的原动机的控制变得复杂了，对调速器功能的要求也多了。

调速器是以原动机的转速作为输入的，所以，只有当原动机所驱动负载变化时，调速器才会调节原动机的转速。而由于原动机本身的原因引起的转速变化，调速器就失去了调节作用。

本文所说的原动机是指将能源转换为机械功的装置，例如柴油机、蒸汽轮机、燃气轮机、水轮机、汽油机等。不包括空气马达和电动机等。本文将叙述原动机的调速器，特别是柴油机或者蒸汽轮机用的调速器。由于它们的功能全部相同，所以在结构上没有区别。

2. 机械式调速器

机械式调速器之所以被采用，是因为它结构简单，成本低廉。其缺点是有速度降，即随着负载的增加，具有速度下降的特性。机械式调速器为何会产生速度降呢？

首先，调速器的设定转速是由调速弹簧的压缩量决定的。一个压缩长度，对应着一个转速。因此，可通过改变调速弹簧的压缩长度来得到原动机的设定转速(图1)。

调速器的飞块由原动机所驱动。其转速与

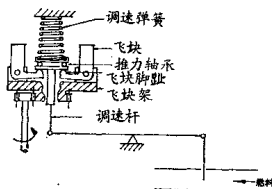


图 1

原动机相同或者成一定比例。所以，飞块的离心力也与原动机转速相对应。当飞块的离心力的垂直分力与调速弹簧的力相平衡时，原动机可以看作在稳定运行状态下，按设定转速运行。

如果负载发生变化，于是，原动机发出的扭矩与驱动负载的扭矩失去平衡，则原动机增速或减速。调速器飞块的转速及其离心力也都发生变化。因而，破坏了飞块离心力与调速弹簧的力的平衡，最终，调速器稳定在新的调速弹簧的力与飞块离心力相平衡的点上运行。

负载变化后，调速器调节后的调速弹簧的长度与负载变化前是不相同的。因此，负载变化后的调速器的设定转速与负载变化前相比是不同的，也就是说产生了速度降。

从机械调速器的结构来看，速度降的产生原因也可以这样理解，即，当负载增加，原动机转速下降的时候，必须使原动机回复到原来的转速，燃料调节阀必须尽可能大地开启，使之与负载的增加相平衡。亦即，飞块应尽可能

地向内侧收拢，使调速弹簧伸长。负载减小时，为了使燃料减少，必须提高飞块的转速，也就是提高原动机的转速。由此，从机械式调速器的结构来看，负载增加——转速降低，负载减小——转速增加的特性是不可避免的。

机械式调速器中，推动燃料杆的力是飞块的离心力和调速弹簧的弹力，所以，当推动燃料杆的力较大时，必然地，飞块和调速弹簧的尺寸增大，于是调速器变大了。

另外，为了推动燃料杆，机械式调速器的操纵杆系的摩擦阻力也是不能忽略的。也就是说，飞块即使测出了原动机转速的变化，然而，由于飞块产生的离心力较小，尚不能推动燃料杆，当原动机的转速继续增大，直到飞块产生足够的离心力推动燃料杆，便产生了滞后。该滞后通常称之为不灵敏区。如果不灵敏区变大，将造成燃料调节阀的开度不能按转速的变化而按比例变化，所以必须增大燃料杆的位移以弥补燃料杆的滞后，这就成为原动机不能稳定运转的潜在因素。

3. 有速度降的机械液压式调速器

机械液压式调速器是将液压机构的输出代替机械调速器的直接输出。在获得所需的输出功率的情况下，调速器的结构尺寸可以做得较小。

为了使调速器更稳定的工作，在调速器内部增设产生速度降的机构。由于速度降机构安装在不同的位置，而分为刚性反馈调速器和弹性反馈调速器二种。

刚性反馈调速器的反馈杆如图2所示，它位于调速杆和动力活塞杆之间。

图中，飞块处于垂直位置，其离心力与调速弹簧的弹力相平衡时，原动机在某一定转速下稳定运行。一旦原动机转速有了变化，飞块的离心力也随之变化，破坏了它与调速弹簧力的平衡。飞块在原动机转速升高时，向外侧张

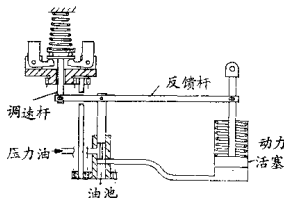


图 2

开。如果转速下降时，则向内侧收拢。调速杆在转速升高时向上提，转速降低时向下移。反馈杆以动力活塞作为支点，转速升高时，将导向滑阀向上提，于是导向阀套的孔口下方被打开，动力活塞的工作油流向油池，动力活塞向下移，带动燃料杆向减油方向移动。由于动力活塞的下移，导向滑阀也向下移，直到遮住导向阀套上的孔的位置时，于是动力活塞停止下移。由于向原动机供给的燃料的减少，原动机开始减速，飞块逐渐回复到原来的垂直位置。然而，动力活塞从原来的位置下降了，并且，反馈杆的调速杆端却比原来的位置升高了，由于此时负载和燃料供给量已经平衡，所以飞块不能回复到原来的垂直位置。因此，调速器在比原来转速高的转速下稳定运行。

反之，原动机在转速下降（负载增大）时，反馈杆的动力活塞一端升高，而调速杆一端下降，飞块向内侧收拢，调速器在比原来转速低的速度下稳定运行。

也就是说，这类调速器具有负载增大——转速下降，负载减小——转速升高的性能。

弹性反馈调速器的作用原理如图3所示。

导向滑阀与调速杆是同一个滑阀。飞块处于垂直位置时，导向滑阀的控制口凸肩将导向阀套的控制口完全遮住，通往动力活塞的压力油既不流出，也不流入，动力活塞保持在一定位置上，原动机在一定的转速下运行。

负载增大时，原动机转速下降，飞块向内

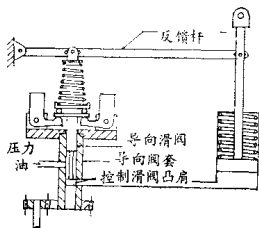


图 3

侧收拢，使导向滑阀向下移动，打开控制口，压力油流入动力活塞下方，使动力活塞上升，燃料增加。随着动力活塞的上升，反馈杆以固定支点为中心往上摆动，使调速弹簧力向减小方向变动。由于调速弹簧力减小，所以，飞块即使在比原来转速低时也能回复到垂直位置。一旦飞块回复到垂直位置，便将控制口遮闭，动力活塞便停止移动。因此，负载增大后，原动机的转速低于原来的转速。

负载减小时，由于调速弹簧力的增大，因而原动机的转速高于原来的转速。

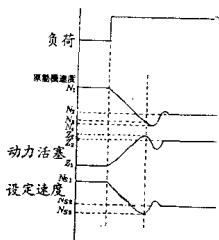


图 4

有速度降调速器的性能曲线如图4所示。它表示了负载增大时原动机的转速、动力活塞的输出位移及设定转速的变化等之间的相

互关系。由于负载的增大，原动机的转速下降到 N_1 ，因为动力活塞同时向增加燃料的方向移动，所以原动机的转速又从 N_1 开始回升。在动力活塞向增加燃料的方向移动时，因为调速弹簧的力被减小，所以设定转速逐渐降低。当设定转速 N_{st} 和原动机转速 N_2 相一致时，动力活塞便停止移动。也就是说，负载增大后，原动机转速在到达新的稳定转速 N_2 之前，动力活塞向燃料增加的方向移动，停止在 Z_2 ，提前完成对燃料的调节，待原动机加速后，最后稳定在转速 N_2 。

4. 恒速调速器

调速器必须具有速度降，是瞬时的也好，是持续的也好。凡是没有速度降特性的调速器是不能稳定地工作的。

在负载变化时，瞬时地给予速度降使调速器稳定地工作，负载调节后，将速度降撤除，能够恒速运行，把这种方法叫做补偿。补偿有两种类型，阻尼补偿和压力补偿。

阻尼补偿的原理如图5所示。在某一设定转速下，如果飞块的位置和调速弹簧的相对位置在负载变化前后能够保持相同，那末原动机的转速在负载变化后也仍保持不变。所以，在负载变化前后，如果调速弹簧的长度是相同的，则调速器就能保持恒定性。

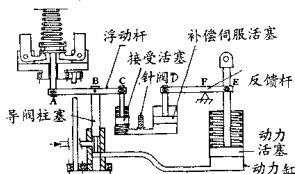


图 5

图6表示了在某一负载下原动机在稳定运转时，飞块的位置即相对的调速弹簧的长度，

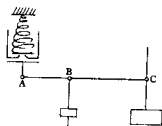


图 6

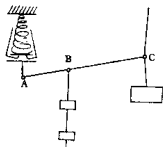


图 7

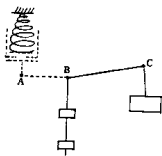


图 8

与动力活塞的位置的关系。

图 7 表示了负载增大时，动力活塞停止在上升位置的状态，在该状态下，把与负载的增加相平衡的燃料量供给原动机。由于飞块向内侧收拢，调速弹簧伸长；所以，同负载变化之前相比，调速器的设定转速降低了，其原理同机械式调速器。在负载变化后，如果考虑了象图 8 所示的那样的结构，飞块就能回复到原来的位置。但是反馈杆 AC 是刚体的，这是不可能的，因此，要把反馈杆 AC 分为两段，组成中间以油压连接的结构。

图 6 表示了原动机在某一负载下稳定运行时的状态，当负载增加时，原动机的转速就下降，飞块向内侧收拢，把导向滑阀向下压，压

力油流向动力活塞下方，动力活塞上升，而补偿伺服活塞向下压，在油压作用下，补偿接受活塞往上升，在压缩其下部的弹簧的同时，将浮动杆的右端向上抬起，导向滑阀也往上提，该状态如图 9 所示。

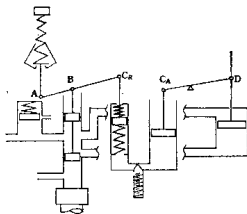


图 9

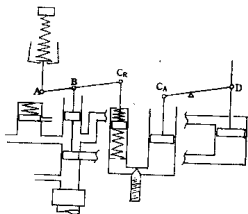


图 10

由于动力活塞向增加燃料方向移动，所以向原动机供给的燃料量增加了，原动机加速。因此飞块的离心力也增加了，调速杆逐渐上升，停止在导向滑阀孔遮住的位置上。因此，动力活塞也停止移动，此时，原动机是在向原来的转速加速的过程中。如图 10 所示。

由于原动机转速上升，飞块从这个位置要向外侧飞开，在导向滑阀的位置不变时，为了使飞块回复到原来的垂直位置，就必须使浮动杆的右端下降，左端上升，而且其量必须相等。而决定补偿接受活塞下降量的是阻尼针阀，当阻尼针阀的开度与原动机的加速率吻合

时,调速器就稳定工作。原动机的加速率由原动机和其所驱动的负载的回转矩 GD^2 值等决定。因此,阻尼针阀的开度必须根据每台原动机及其负载进行调整,但一旦调整好之后,几乎没有必要重新调整。如图 11 所示。

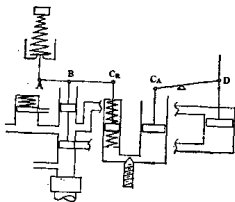


图 11

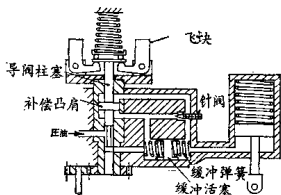


图 12

图 6 的 F 点是可以调整的支点。如果将该点向补偿伺服活塞一侧移,则把传递动力活塞的位移的比值减小了。因此,为了使导向滑阀回到原来的位置,动力活塞的移动量必须加大,即,在较短的时间内,给予原动机较大的燃料变化量,所以,能较快地实现原动机的加速或减速。这种补偿称为最小补偿。

最大补偿是将支点 F 移近动力活塞侧,这时,只要动力活塞少量地移动就能使导向滑阀回到原来的位置,所以,原动机的燃料调整时间变长。

图 12 表示了压力补偿调速器的简图。

稳定运行时,飞块处于垂直位置,缓冲活

塞处于中间位置,在该活塞两侧装有相同的弹簧,处于平衡状态。当负载增加时,原动机转速下降,飞块向内侧收拢,将导向滑阀向下压,压力油从阀口流向缓冲活塞。缓冲活塞向右移动,同时压缩右端的缓冲弹簧。缓冲活塞右端的压力油被排出并推动动力活塞向上移动,使原动机燃料增加而开始加速。缓冲活塞在右移的过程中,它的左端的油压稍高于右端的油压,凸角下端作用的是高压油,凸角的上端作用的是低压油,因此补偿凸角上产生了向上的作用力。该力与飞块的离心力具有相同的方向,因此,在原动机的转速回复到原来的转速之前,飞块回复到垂直位置,遮住了导向阀进油孔。

但这时原动机正在加速,为了在不移动导向滑阀的情况下使原动机回复到原来的转速,只要使作用在补偿凸角两端的压力差消失就行了。使这个压力差与原动机的加速率相匹配,如该压力差消失了,导向滑阀停止移动,飞块便能回复到垂直位置,也就是说,调速弹簧力就能回复到原来的压缩力,原动机就在原来的转速下运转。

在这种调速器中,利用缓冲活塞两端产生的油压差,提供瞬时的静态调速率。

5. 电子调速器

采用机械液压式调速器能够满足控制要求的场合,是没有必要使用电子调速器的。电子调速器的优点在于在控制燃料时,只要可能将控制参数几乎全部转换为电信号就可能采用了。其响应时间可以达到机械液压式调速器的 $1/10 \sim 1/2$ 。因此,适应范围非常广泛。

电子调速器的作用方框图如图 13 所示。如果考虑与机械调速器的作用原理相对照,是容易理解的。

电子调速器的输入部分是由磁性测速头和速度传感器组成,如果有必要的话,同时并用负载传感器。磁性测速头产生交流电压,该交流电压的频率与原动机的转速成比例。而转速

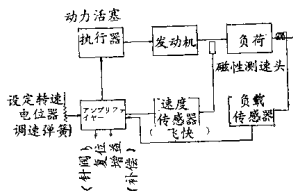


图 13

传感器则将这个交流电压转变为与交流电的频率成比例的直流电压。负载传感器从交流发电机的输出电压、电流和功率因数测出与电功率 (KW) 成比例的直流电压。

电子调速器的控制部分由放大器和转速设定器组成，如果有必要的话，也能够同时并用斜坡发生器、工作状态转换开关和速度降控制器。将转速设定信号和由转速传感器、负载传感器、斜坡发生器发出的信号送入放大器的输入点，并把各输入信号的代数和放大后作为输出，再把放大器的输出电压作为执行器的输入。

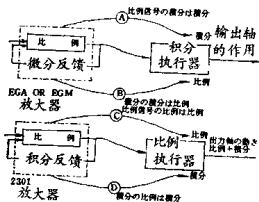


图 14

电子调速器大体分为两类。其中一类放大器进行比例微分运算，执行器是积分型的，另一类放大器进行比例积分运算而执行器是比例型的。然而两种执行器的输出都是比例积分形式 (图 14)。

输入信号的大小不决定积分型执行器的输出轴转角，只决定输出轴的转动速度，即使较小的输入信号也能使执行器的输出轴转到极限位置。另外，比例型执行器输出轴的位置由输入信号的电压的大小来决定。两种形式电子调速器的特性见图 15。

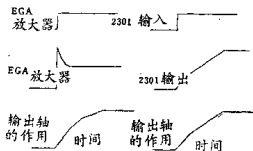


图 15

原动机转速增加的时候，磁性测速头的输出频率增加，并输入到速度传感器，而速度传感器将其转换成与频率成正比的输出电压，在放大器的输入点作为负信号进行相加。另一方面，因为转速设定信号为正信号，所以在放大器内，把负的转速信号和正的转速设定信号进行相加。如果二者之和为负值，则放大器向执行器输出减油的信号，使原动机的燃料减少。若二者之和为零，则原动机在设定转速下运行。

斜坡发生器是使速度信号产生一定的斜率，它控制原动机从空车到额定转速的加速率 (见图 16)。反之，也能控制原动机的减速率。在控制加速时，如果使斜坡发生器的输出随着所希望的增加率变化，例如从 -DC9V 向 +DC9V 变化，那末输出电压在到达 DCOV 的过程中，原动机将以这个加速率被加速到额定转速。

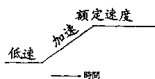


图 16

燃气轮机压气机出口压力 (CDP) 的大小而动作, 从而控制起动时的燃料量。

图 19 为气体燃料用燃料阀的简图。起动时, 在调速器作用下, 摇臂 L_1 向燃料增加的方向转动, 并且停止在最大位置, 摇臂 L_2 顺时针方向转动全行程。另一方面, 限制器轴在限制器弹簧的弹力作用下, 逆时针方向移动到最大位置, 可调摇臂 L_3 的顶端限制了燃料阀柱塞往上方的移动。CDP 随着燃气轮机转速升高而增加, 由于加在限制器膜片上的 CDP 的作用, 可调摇臂 L_3 的顶端逐渐向上移动, 在 CDP 增加的同时, 使燃料量增加起来。

如果燃气轮机转速高于设定转速时, 调速器向减少燃料方向动作, 而输入摇臂 L_1 、摇臂 L_2 向顺时针方向转动, 燃料阀柱塞向下压, 使燃料量减少。

根据符合对应各 CDP 的燃料量而设计柱塞的形状, 能够实现燃料加速的程序。

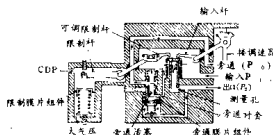


图 20

图 20 为液体燃料用燃料阀的简图。它由配油阀、旁通阀和加速限制器三部分组成。配油阀由带槽的空心柱塞和有孔口的空心轴组

成, 柱塞的移动受到输入杆或限制杆中的任何一个的限制, 因此控制了燃油量。配油孔(上面所讲的槽)的形状和大小是按燃气轮机所需要的燃油量来设计的。在旁通阀中有膜片, 它能检测出燃料进口压力和出口压力, 并根据该压力决定旁通阀柱塞的位置。加速限制器中膜片的动作取决于 CDP, 因此, 决定了燃料限制器摇臂的位置。

液体燃料用燃料阀的进口压力 p_1 和出口压力 p_2 的压力差常常是不变的, 根据配油孔的面积就控制了 p_2 的流量。

即: $W_f = Ak \sqrt{\Delta p}$ 如果把式中的 $\sqrt{\Delta p}$ 取为常数, 则流量与面积 A 成比例。为了保持 p_1 与 p_2 的压力差不变, 设有旁通阀。控制面积 A 的大小的是限制杆和输入杆, 限制杆的位置取决于 CDP, 而输出杆则取决于调速器的机械输出。

8. 结束语

因受篇幅限制, 本文未能对调速器进行全面阐述, 而只不过对作为调速器基础的需要特别强调的方面作了说明。电子调速器对将来原动机的控制所要求的性能是能满足的, 但是, 用机械液压式调速器能够满意地控制的场合, 是不必考虑采用电子调速器的。

张佩余译自《日本船用机关学会志》1975. Vol.10 第 5 号 12—19
盛树立校

转 速 调 节 系 统

一、发动机

发动机一组典型的运行曲线示于图 1。该

组曲线通常是由实验确定的, 如用方程式来表示, 既烦琐也很困难。对于参考点的线性化运行方程用如下方法得到: 从图 1 可以看出 N 是

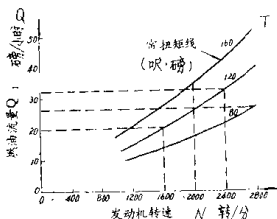


图 1 发动机的特性曲线

流量 Q 和发动机扭矩 T 的函数，于是

$$N = N(Q, T)$$

线性化得：

$$n = \left. \frac{\partial N}{\partial Q} \right|_T q + \left. \frac{\partial N}{\partial T} \right|_Q t$$

$\partial N / \partial Q|_T$ 为在所有其他参量不变时(在这里是 T 不变)每单位油量变化引起的转速变化。这一偏微分等于扭矩不变时曲线在参考点的斜率，即

$$\left. \frac{\partial N}{\partial Q} \right|_T = \frac{2400 - 1600}{32 - 20} = 66.7$$

偏微分 $\partial N / \partial T|_Q$ 为 Q 不变时每单位扭矩变化引起的转速变化，它是从运行特性曲线水平方向的截距计算得到的。计算过程如下：

$$\left. \frac{\partial N}{\partial T} \right|_Q = \frac{2730 - 1530}{80 - 160} = -15$$

负号表示 Q 为常数时，转速随扭矩的增加而减小。这样当在点 $N_s = 2000$, $Q_s = 26$ ，以及 $T_s = 120$ 附近工作时， N 的线性近似为：

$$N \approx N_s + n = 2000 + 66.7q - 15t$$

按一个元件的工作特性曲线工作而不是按方程式工作的基本区别，在于其偏微分是从曲线的物理分析得出，而不是从对方程式的数学分析得到的。

二、液压系统

图 2 表示的是一种液压放大器的简图。这种放大器动作迅速，而且能产生很大的力，阀的位置用 x 表示，驱动负载的大活塞的位置为

y 。由于作用在阀上的力是平衡的，所以称这种阀为平衡阀，改变阀的位置只要很小的力。当阀向上运动时，压力油进入活塞的上侧，而活塞下部的流体被排出，油液通过油泵在系统内循环。相反，阀向下运动时，压力油与大活塞底部一侧接通，活塞的上部则与上泄油孔接通，油液流回油泵。

当略去负载质量时，阀两端的压降保持不变，这时，流向活塞的流量正比于阀的开口面积，而阀的开口面积显然正比于距离 x ，所以

$$q = Cx$$

这里 q 为通过阀到活塞腔的流量。进入活塞腔的流量 q 等于油腔的容积变化率，而后者等于活塞的速度 Dy 乘以活塞的横截面积 A ，

$$q = ADy$$

使上述 q 的表达式相等，解得 y 为

$$y = \frac{C}{AD} x = \frac{C}{A} \frac{1}{D} x \quad (1)$$

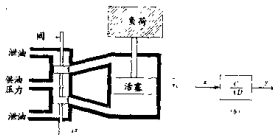


图 2 液压放大器

$1/D$ 表示这一液压阀与活塞组合起到液压积分作用，即位置 y 正比于位置 x 的积分，其方框图示于图 2(b)。

负载 M 对液压放大器工作的影响可以由图 3 的运行特性确定，流入油缸的流量 Q 是阀的位置 x 及动力活塞两端压降的函数，即，

$$Q = Q(X, P)$$

线性化得

$$q = \left. \frac{\partial Q}{\partial X} \right|_P x + \left. \frac{\partial Q}{\partial P} \right|_X p = C_1 x - C_2 p \quad (2)$$

这里 $C_1 = \partial Q / \partial X|_P$ 和 $C_2 = -\partial Q / \partial P|_X$ ， $\partial Q / \partial X|_P$ 是当 P 保持在参考值不变时由曲线的纵向截距得到的。因为 Q 随着 X 的增加而增加，

所以 $\partial Q / \partial X|_P$ 是一个正常数。 $\partial Q / \partial P|_X$ 为 X 处于参考值时曲线的斜率, 由于 Q 随着 P 增加而减少 (负的斜率), 因此 $\partial Q / \partial P|_X$ 是一个负值, 常数 $C_2 = -\partial Q / \partial P|_X$ 是一个正常数。在分析控制系统时, 希望所有的常数均为正值。这就使得控制工程师能直接从运行方程式和导出的方框图确定当输入经过一定的变化后输出是增加还是减少。

动力活塞传递给负载的力, 等于活塞两端的压力差与活塞截面积 A 的乘积, 所以

$$pA = M \frac{d^2 y}{dt^2} = MD^2 y \quad (3)$$

这里 M 为负载质量, 而 $d^2 y / dt^2$ 为其加速度。将式(3)中的 p 代入式(2)得

$$q = C_1 x - C_2 \frac{M}{A} D^2 y$$

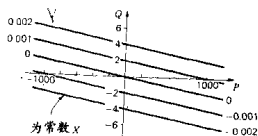


图 3 液压放大器的运行曲线

进入油缸的流量 q 等于容积的变化率, 后者是截面积 A 乘以速度 dy/dt , 所以

$$q = A \frac{dy}{dt} = A D y$$

使 q 的上述表达式相等, 并解出输出 y 。 y 是输入位置 x 的函数, 得

$$y = \frac{(C_1/A)x}{D(1+\tau D)} \quad (4)$$

这里 $\tau = C_2 M / A^2$ 。必须指出, 当忽略负载时 ($M=0$), 则 $\tau = C_2 M / A^2 = 0$, 式(4)简化成式(1)。通常 C_2 是非常小的, 所以 $\tau \approx 0$, 一般情况下, 由式(1)给出的近似方程是很适用的。

三、液压伺服

一种液压伺服器示于图4。一根称为浮动杆的连杆连接输入位置 x , 阀的位置 e , 以及活塞的位置 y 。当伺服器处于它的参考位置时, 杠杆的中心线如图4所示。当 e 为0时, 阀关闭, 油液不能进入大活塞, 也不能从大活塞流出。

这一伺服器的动作如下: 当输入从其参考位置改变时, 由于作用在活塞上的力很大, 使活塞瞬时处于原位, 因此, 浮动杆首先绕 y 处的接头转动。浮动杆的这一位置在图4中以虚线表示。由于 e 的相应的位移, 这时阀允许油液进入大活塞, 并使其向 e 为0的方向运动, 在浮动杆的最终位置上, e 重新为0, 而活塞则移动了一个距离 y 。浮动杆的这一最终位置示于图4。稳态运行时, 输入 x 与输出 y 的关系为

$$\frac{y}{b} = \frac{x}{a} \text{ 或 } y = \frac{b}{a} x$$

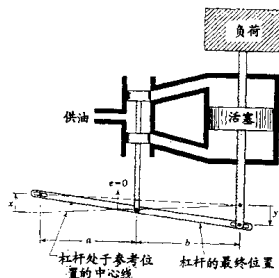


图 4 液压伺服器

既描述这一伺服器的动态性能, 也描述其稳定运行的整个方框图是这样求得的, 在图5中表示了浮动杆机构, 其相对于参考位置的小变量,

$$e = \frac{\partial E}{\partial X} \Big|_t x + \frac{\partial E}{\partial Y} \Big|_t y \quad (5)$$

$\partial E / \partial X$ 的值为 E 的变化与 X 的变化之比, 这时其他参变量均保持在其参考位置不变。图 5(b) 表示 y 固定于参考位置时的连杆, 从小三角形得

$$\frac{\partial E}{\partial X} \Big|_t = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{\Delta E}{\Delta X} = \frac{b}{a+b}$$

同样, 从 x 固定于参考位置时的图 5(c) 中可得到

$$\frac{\partial E}{\partial Y} \Big|_t = \lim_{y \rightarrow 0} \frac{\Delta E}{\Delta Y} = \frac{-a}{a+b}$$

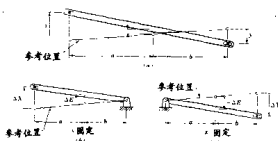


图 5 浮动杆机构

由于 e 随着 y 的增加而减小, 于是出现了负号。将上述结果代入式(5)便得到浮动杆机构的下述表达式:

$$e = \frac{b}{a+b} x - \frac{a}{a+b} y \quad (6)$$

这一方程表明浮动杆机构起到一个比较器或加法器的作用。上述结果可以直接通过对图 5(a) 封闭检查得到。显然, e 的运动是当 y 固定而 x 变化, 即 $[b/(a+b)]x$, 和当 x 固定而 y 变化, 即 $[-a/(a+b)]y$ 的二者作用之和。

当 $a=b$ 时

$$e = \frac{x-y}{2} \quad (7)$$

式(7)的方框图示于图 6(a)

阀——活塞组合的方程由式(1)用 e 代替 x 求得。这样

$$y = \frac{C}{AD} e \quad (8)$$

上式的方框图示于图 6(b)。将图 6(a) 和 (b) 结合到一起便得到伺服器的整个方框图, 如图

6(c)。

输入 x 与输入 y 之间的整个关系从图 6(c) 的方框图求得:

$$(x-y) \frac{C}{2AD} = y$$

$$\text{或} \quad (1+\tau D)y = x \quad (9)$$

$$\text{这里} \quad \tau = \frac{2A}{C}$$

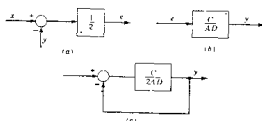


图 6 (a) 浮动杆的方框图, (b) 阀与活塞之方框图, (c) 伺服马达的方框图

方程(9)是表达 x 与 y 之间关系的微分方程。稳态运行时, x 与 y 二者均为常数。当 y 为常数时, 量值 $Dy = dy/dt$ 为零, 于是, 稳态运行时, 式(9)就成为

$$y = x$$

为了决定 y 对于给定变量 x 的瞬态响应, 须解方程(9)。这是一个常系数一阶线性微分方程。在任意时间 $t=0$, 如果输入 x 从其参考位置瞬时变化到一个新的或者说最终位置 $x = x_f$, 这就出现了一个如图 7(a) 所示的阶跃变化。式(9)除以 τ 得

$$\left(D + \frac{1}{\tau}\right)y(t) = \frac{1}{\tau}x_f$$

这一微分方程的解为:

$$y(t) = e^{-t/\tau} \left[\int_0^t \frac{x_f}{\tau} e^{t/\tau} dt + C \right] = -e^{-t/\tau} [x_f e^{t/\tau} + C] = x_f + C e^{-t/\tau}$$

当 $t=0$ 时, $y(0)=0$, 得 $C = -x_f$, 这一微分方程的最终解为

$$y(t) = (1 - e^{-t/\tau})x_f \quad (10)$$

响应解 $y(t)$ 的图形示于图 7(b)。这样一条指数响应曲线的特点是在 $t=\tau$ 时, $y(t)$ 为其总的变化的 63.2%, 这是令式(10)中的 $t=\tau$ 求

得的, 于是:

$$y(\tau) = (1 - e^{-1})x_f = (1 - 0.368)x_f \\ = 0.632x_f$$

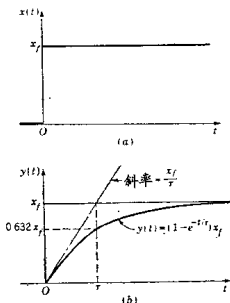


图 7 阶跃函数的响应

这一指数响应曲线的另一特征是, 在 $t=0$ 点的切线与 $t=\tau$ 时的最终值 $y(t)_f = x_f$ 的交点所决定的。这 τ 称为时间常数, 是响应速度的度量标准。当 τ 很小时, 系统很快就达到稳定运行状态, 而当 τ 很大时, 发生的变化过程则需要较长的时间。

$$\left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=0} = \frac{1}{\tau} e^{-t/\tau} x_f \Big|_{t=0} \\ = \frac{x_f}{\tau}$$

于是, 正如图 7(b) 所示的, 切线的斜率就是由切线与 $t=\tau$ 的最终值 $y(t)_f = x_f$ 的交点所决定的。 τ 称为时间常数, 是响应速度的度量标准。当 τ 很小时, 系统很快就达到稳定运行状态, 而当 τ 很大时, 发生的变化过程则需要较长的时间。

四、转速调节系统

图 8 表示一个用于燃气轮机、蒸汽轮机或柴油机的典型的转速调节系统。调节杆的位置固定在预定的发动机转速上。转速调节图表示的是某一参考运行位置, 因而所有的小参变量均为 0, 这些参变量运动的正方向由各自的箭头表示。

飞块质心与回转中心的距离为 $R = R_1 + \gamma$, 飞块是直接由齿轮连到输出轴 (指发动机转速输出轴——译注) 上的, 所以飞块的速度 ω 与输出转速成正比。如图 8 所示的绕一固定支点转动的杠杆将飞块离心力传递到下弹簧座的底部, 支点和杠杆随飞块一道作为一个整体回转。如果发动机转速下降而低于其参考值, 那么飞块的离心力就减小, 因而减小了作用于弹簧底部的力, 以致引起 X 向下运动, 进而使 e 向下运动。然后, 油液就流向大活塞的底部, 使 y 增加, 以致流量控制阀打开得更宽一些。增加供油以后, 发动机转速将增加, 直到重新达到平衡。对于蒸汽轮机, 流量控制阀控制的是蒸汽量, 而在燃气轮机和柴油机上, 则是控制油量。

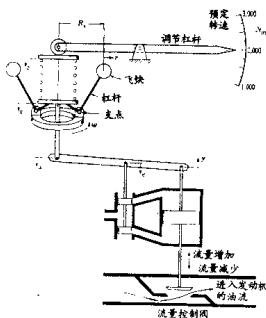


图 8 转速调节系统

假定调节杆移动到一个较高的速度位置, 随之会使 z 向下运动, 因而 x 向下运动。正如刚才所讨论的, 当 x 向下移动时, 打开燃油阀使转速增加。

这一系统的整个方框图推导如下: 弹簧顶部的位置仅仅是预定速度的函数, 所以弹簧顶部对于其参考位置的变化量 z 为

$$z = C_z n_{in} \quad (11)$$

这里 $n_{in} = N_{in} - N_t$ 为预定转速的变化, 而 $C_2 \partial Z / \partial N_{in}$ 为预定转速 N_{in} 每单位增量而引起的位置 Z 的增量。

作用于飞块的离心力 F_c 为

$$F_c = 2MR\omega^2$$

这里, M ——两个飞块中每一飞块的质量

R ——回转中心到每一飞块质心的距离

ω ——飞块角速度

通常, 调速器是直接由齿轮连到输出轴上的。因而 ω 等于啮合比乘以输出速度, 即

$$\omega = C_g N_o$$

这里, C_g 啮合比(指飞块角速度与发动机转速的比——校注), 将这一 ω 值代入到上述 F_c 的表达式得

$$F_c = 2C_g^2 MR N_o^2 = C_f R N_o^2 \quad (12)$$

这里 $C_f = 2C_g^2 M$, 取飞块臂对于旋转支点的力矩, 有

$$F_s = \frac{b}{a} F_c = C_r F_c$$

这里 F_s = 弹簧力,

a = 支点到弹簧座的距离,

b = 支点到飞块质心的距离,

$C_r = b/a$, 为杠杆比, 将式(12)的 F_c 代入上式有

$$F_s = C_f C_r R N_o^2 \quad (13)$$

两个独立变量是 R 和 N_o , 线性化有

$$f_s = C_3 r + C_4 n_o \quad (14)$$

这里,

$$C_3 = \frac{\partial F_s}{\partial R} \Big|_t = C_f C_r N_o^2$$

及

$$C_4 = \frac{\partial F_s}{\partial N_o} \Big|_t = 2C_f C_r R_t N_t$$

弹簧对于其参考压缩长度的压缩量为 $z - x$,

这样, 弹簧作用力的增量为

$$f_s = K_s(z - x) \quad (15)$$

这里 K_s 为弹簧常数, 使式(14)、(15)相等

$$K_s(z - x) = C_3 r + C_4 n_o$$

图 8 的几何图形表明, r 的运动与 x 的运

动是通过一根杠杆联系起来的。所以 $r = -C_r x$, 取负号是因为 r 增加, x 减小。从上式消去 r ,

$$K_s z - K_s x = -C_r C_3 x + C_4 n_o$$

或

$$x = \frac{K_s z - C_4 n_o}{K_s - C_r C_3} \quad (16)$$

式(11)和(16)的方框图示于图 9, 它是转速调节系统的比较器。

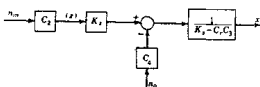


图 9 比较器的方框图

伺服器的运行已在第三节讨论了, 方框图示于图 6(c)。

通过流量控制阀的流量是位置 Y 的函数, [即 $Q = Q(Y)$] 线性化有

$$q = \frac{\partial Q}{\partial Y} \Big|_t y = C_5 y \quad (17)$$

这里, C_5 为 $Q-Y$ 曲线在参考位置的斜率。

发动机转速 N_o 是供给发动机的燃油流量 Q 和扭矩 T 的函数

$$N_o = N_o(Q, T)$$

上式的线性化形式为

$$n_o = \frac{\partial N_o}{\partial Q} \Big|_t q + \frac{\partial N_o}{\partial T} \Big|_q t = C_6 q - C_7 t \quad (18)$$

这里 $C_6 = \partial N_o / \partial Q \Big|_t$ 为 T 保持在参考值时单位流量变化引起的转速变化, $C_7 = -\partial N_o / \partial T \Big|_q$ 为 Q 在参考值不变时, 每单位扭矩变化而引起的转速变化。上述偏微分从所考虑的特有的发动机的运行特性曲线得到。一台发动机的典型的运行特性示于图 1。

发动机发出的扭矩 t 减去负载扭矩 t_L 为用来加速的净扭矩, 即

$$t - t_L = J \alpha = J D n_o \quad (19)$$

这里, $\alpha = dn_o / dt = D n_o$ 为发动机的角加速度, J 为发动机的转动惯量, 将 t 从式(19)代入到

式(18)得

$$n_0 = C_6 q - C_7 t_L - C_7 J D n_0$$

或

$$n_0 = \frac{C_6 q - C_7 t_L}{1 + \tau_2 D} = \frac{C_6}{1 + \tau_2 D} (q - C_8 t_L) \quad (20)$$

这里, $\tau_2 = C_7 J$ 及

$$C_8 = \frac{C_7}{C_6} = -\frac{\partial N_0 / \partial T}{\partial N_0 / \partial Q} \Big|_t = -\frac{\partial Q}{\partial T} \Big|_t$$

将 $N_0 = N_0(Q, T)$ 写成隐函数 $G(Q, T, N_0) = 0$ 的形式, 则偏微分的结果为

$$\frac{\partial Q}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial N_0} \frac{\partial N_0}{\partial Q} = (-1)^3 = -1$$

或

$$\frac{-\partial N_0 / \partial T}{\partial N_0 / \partial Q} = \frac{\partial Q}{\partial T} \quad (21)$$

式(17)和式(20)的方框图示于图 10

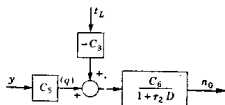


图 10 发动机的方框图

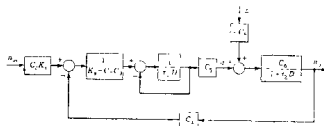


图 11 组合方框图

合并图 9、图 10、图 6(c) 便得到这一转速调节系统的完整的方框图, 如图 11, 其中 $\tau_1 = 2A/C$

令 $K_1 = C_6 / (K_2 - C_7 C_3)$ 并消去小反馈环节以后, 图 11 可用图 12 来表示, 下面推导其输出 n_0 关于输入 n_{in} 以及外部干扰 t_L 的微分方程运算式: 从参考点输入 $C_2 K_1 n_{in}$ 减去反馈信号 $C_1 n_0$, 同时对方框图的顺馈部分进行数学运算, 直到得出 n_0 , 即

$$\left\{ \left[(C_2 K_1 n_{in} - C_4 n_0) \frac{K_1}{1 + \tau_1 D} \right] - C_8 t_L \right\} \frac{C_6}{1 + \tau_2 D} = n_0 \quad (22)$$

解出 n_0 得

$$n_0 = \frac{C_2 C_6 K_1 K_2 n_{in} - C_6 C_8 (1 + \tau_1 D) t_L}{(1 + \tau_1 D)(1 + \tau_2 D) + C_4 C_6 K_1} \quad (23)$$

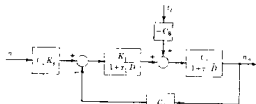


图 12 转速调节系统的整个方框图

在决定一个系统的动态性能时, 一个重要问题是找出系统对于某一参考状态的增量的变化。这就是从图 12 的方框图引出的运算形式。如果求出的是绝对值, 只要加上参考值就很容易从 n_{in} 转换成 N_{in} 或从 n_0 转换成 N_0 。

五、稳态运行

反馈系统的一般方框图示于图 13(a), 对于稳态运行, c, v, u 均为常数值, 在常值上运算时, D 的各次项均为零。描述调节系统稳态运行的方程由令系统的微分方程中的 $D=0$ 获得。同样, 描述一个系统的稳态运行的方框图由令系统的总方框图中的 $D=0$ 获得。描述图 13(a) 的系统的稳态运行方框图示于图 13(b), 其中

$$K_{G1} = [G_1(D)]_{D=0} \quad K_{G2} = [G_2(D)]_{D=0}$$

$$K_H = [H(D)]_{D=0}$$

这里 K_{G1} 由令微分算式 $G_1(D)$ 中的 $D=0$ 得到, 等等, 从图 13(b), 可求出稳态运行方程为

$$[(Av - K_H c) K_{G1} + Bu] K_{G2} = c$$

或

$$c = \frac{AK_{G1}K_{G2}}{1 + K_{G1}K_{G2}K_H} v + \frac{BK_{G2}}{1 + K_{G1}K_{G2}K_H} u \quad (24)$$