

水利电力部技术改进局编

汽輪机調整系統的 設計和調整

(第三輯)

水利电力出版社

目 录

I. 抽汽式汽輪机調整系統的調整	3
I-1. 供热式汽輪机的調整系統	3
I-2. 汽輪机調整系統的 稳定	32
I-3. 工况图	48
I-4. 供热式汽輪机調整系統的調整	55
II. 各种汽輪机調整系統的調整	72
II-1. 汽輪机調整系統的一般概念	72
II-2. 調整系統的調整	113
III. 提高运行汽輪机調整系統动作迅速性的方法	128
III-1. 概述	128
III-2. 影响汽輪发电机升速的因素和甩負荷时轉数 的最大升高的确定	130
III-3. 提高調整系統动作迅速性的各种方法	147
III-4. 提高調整系統动作迅速性的新方法	159
III-5. 甩負荷时的調整系統試驗	172
III-6. 实例計算	175
IV. 軸向位移繼动器	185
IV-1. 概述	185
IV-2. 繼动器系統和構造	187

I. 抽汽式汽輪机調整系統的調整

I-1 供热式汽輪机的調整系統

§1. 概 述

供热式汽輪机的調整系統可分为兩大类：一类是牽連調整系統，另一类是非牽連調整系統。

供热式汽輪机的調整系統与純凝汽式汽輪机調整系統的差別是：供热式汽輪机調整系統中的被調整参数(指轉速、压力)不止一个。

对于抽汽凝汽式汽輪机而言，調整系統中有压力調整器与速度調整器。

非牽連調整系統中，每一个調整器只能控制本身的汽門組，例如：抽汽凝汽式汽輪机調整系統中，当抽汽压力变化时，压力調整器起作用，只調整了抽汽压力，由于抽汽压力的复原或接近原来的数值后，电負荷也就发生了变化(汽輪发电机并列在電網中运行)。也就是說在一次抽汽凝汽式汽輪机中，有高压調整汽門与低压調整汽門，压力調整器只控制低压調整汽門，速度調整器只控制高压調整汽門。

牽連調整系統中，任一調整器的动作能控制所有的調整汽門，例如：在一次抽汽式汽輪机中，压力調整器能同时控制高压調整汽門与低压調整汽門。这样就有可能做到：当一种負荷改变时(电負荷或抽汽負荷)經過一种調整器的調整，另一种負荷可以不受影响。

非牽連調整系統的調整器虽不能控制所有汽門，而使汽机的内部发生联系；但汽机本身还是使被調整参数相互間联系起来。因为当抽汽負荷变化时，压力調整器起調整作用后控制本身的汽門，抽汽流量发生了变化，也就影响了电負荷，反之电負荷变



化，高压調整汽門开度变化就会影响抽汽流量，这类联系我們称为汽輪机的内部联系。

图 I-1 为非牽連調整系統的系统图，及这种系統的结构图与运动方程式，图 I-1 a 为 联杆系統的原理图；图 I-1 b 为 液动系統的原理图，图 I-1 c，I-1 d 为 兩段抽汽式汽輪机 非牽連調整系統的结构图。方程式中各参数均用相对值表示。式中：

$\eta = \frac{\Delta z}{z_0}$ ——調整器的相对位移； $\mu = \frac{\Delta m}{m_0}$ ——伺服馬达的相对位移；

$\varphi_1 = \frac{\Delta \omega}{\omega_0}$ ——轉速的相对值； $\varphi_2 = \frac{\Delta P_1}{P_{10}}$ ——第一段抽汽室

抽汽压力的相对值； $\varphi_3 = \frac{\Delta P_2}{P_{20}}$ ——第二段抽汽室抽汽压力的相对

值。 T_{a1} 、 T_{a2} 、 T_{a3} 为 飞升時間。 T_{a1} 的意义是將額定功率所对应的工作力矩加在汽輪机上，汽輪机的轉速从零到額定轉速所需的时间； T_{a2} ——第一段抽汽室突然帶上額定热負荷抽汽室的压力由零到达額定值所需的时间； T_{a3} ——第二段抽汽室突然帶上額定热負荷抽汽室內的压力由零到达額定值所需的时间。

$\delta_1 = \frac{\Delta n}{n_0}$ 、 $\delta_2 = \frac{\Delta P_1}{P_{10}}$ 、 $\delta_3 = \frac{\Delta P_2}{P_{20}}$ 为 被調整参数的变动率。 δ_1

表示当电負荷由零变到額定負荷时，轉速的变动值与額定轉速之比，即速度变动率； δ_2 表示当第一段抽汽流量由零到額定值时，第一段抽汽室压力的变动值与第一段抽汽室的額定压力之比，即压力变动率； δ_3 的意义与 δ_2 的意义相同。例如帶兩段抽汽的 АИТ-12 型汽輪机的参数如下：額定轉速 n_0 ——3,000 轉/分，第一段抽汽室的額定压力 P_{10} ——10 絕對大气压，第二段抽汽室的額定压力 P_{20} ——1.2 絕對大气压，电負荷由零到額定值轉速的变动值 Δn ——150 轉/分，第一段抽汽流量由零到額定值抽汽室压力的变动值 ΔP_{10} 为 1.0 絕對大气压，第二段抽汽流量由零到額定值

抽汽室压力的变动值 ΔP_{20} 为 0.2 絕對大气压，因而 $\delta_1 = \frac{150}{3000} = 0.05$ ， $\delta_2 = \frac{1}{10} = 0.1$ ， $\delta_3 = \frac{0.2}{1.2} = 0.17$ 。

图 I-1 非牽連調整系統的原理圖及其結構圖

T_{c1} , T_{c2} , T_{c3} 分别是高、中、低压伺服马达时间，它表示在静态时当调整器的静态行程为 η_{10} , η_{20} , η_{30} ，使错油门在静态全行程为 σ_{10} , σ_{20} , σ_{30} 时伺服马达关闭所需的时间。

C_{11} , C_{12} 和 C_{13} 等系数表示机器内部联系的大小，系数 C_{11} , C_{12} 和 C_{13} 的联系情况在结构图上就用箭头表示，两段抽汽式汽轮机有三个被调整参数，因而可能有九个联系，例如图 I-1a 所示， m_1 为高压调整汽门的开度， m_2 表示中压调整汽门的开度， m_3 表示低压调整汽门的开度； ω 是角速度； P_1 是第一段调整抽汽的压力， P_2 为第二段调整抽汽的压力。因而 m_1 可与 ω , P_1 , P_2 有联系， m_2 可与 ω , P_1 , P_2 有联系，这样就有九个联系了。但是也可以缺少一部分联系，如图 I-1b 中的虚线所示，高压调整汽门的开度与第二段调整抽汽的压力没有联系，低压调整汽门的开度与第一段调整抽汽的压力无关。如此只有七个内部联系。

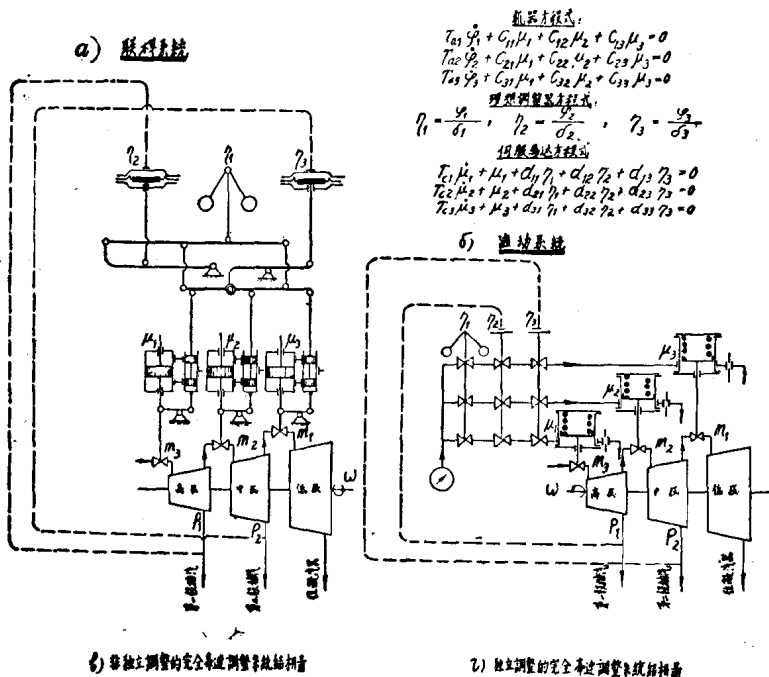
非牵连调整系统的缺点是当一个被调整参数发生变化，所对应的调整器动作后，其他被调整参数在静态时要发生变化，即调整系统中各被调整参数之间，要发生干扰。为了消除这个缺陷供热式汽轮机就改用了牵连调整系统。图 I-2 是完全牵连调整系统图，图 I-2a 为连杆式的牵连调整系统的原理图，图 I-2b 为液动式的牵连调整系统的原理图，图 I-2c, I-2d 为两种牵连调整系统的结构图。

在牵连调整系统中，任何一个调整器都能控制所有的调整汽门。如图 I-2a 所示速度调整器 η_1 能控制高压、中压、低压调整汽门；压力调整器 η_2 能控制高压、中压、低压调整汽门；压力调整器 η_3 也能控制高压、中压、低压调整汽门。这种调整器与汽门组之间的联系称为外部联系。如果调整器与汽门组之间的传动比选择得恰当，这种外部联系能够与内部联系互相补偿。图 I-2e 就表示内部联系恰和外部联系相补偿的情况，这就相当于每个调整器，调整汽门只控制一个被调整参数，因而可以分解成为三个单独的独立系统。满足这种条件的调整系统称为自治调整或独立调整。

必须指出，上述分解条件上只在静态时成立，过渡过程中各

被調整参数并不满足自治調整的要求，因而这种調整又称为靜态独立調整。

要滿足靜态独立調整的要求，只需有一定的傳动比就可以了。为了使牽連調整系統在动态时也能滿足独立性的要求，就必须使所有的伺服馬达时間相等。



a) 靜态独立調整的完全牽連調整系統結構圖

b) 靜态独立調整的完全牽連調整系統結構圖

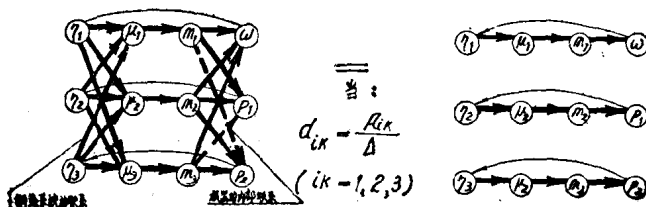


图 I-2 完全牽連調整系統圖

滿足靜態獨立和動態獨立的牽連調整系統，當一個被調整參數受到擾動以後，其他未被擾動的被調整參數無論在靜態或動態都不會受到擾動，因而整個調整系統就完全可以分解成幾個單獨系統，從而來校驗每個系統的穩定性，計算每個系統的快速動作和進行調整系統的計算。這樣就大大的簡化了調整系統的計算。

在兩段抽汽式汽輪機中，採用非牽連調整系統時，如果汽輪機是單機運行（不併在熱力網與電力網中運行），三個調整器都是彈性反饋的話，那末就成為靜態獨立調整，這時不論哪一個被調整參數受到擾動，不論系統之間的聯系方式如何，未被擾動的參數在靜態下是不會受到影響的。

在兩段抽汽式汽輪機非牽連系統中，如果汽輪機是單機運行（不併列在熱力網與電力網運行），三個調整器是非彈性反饋的話，只要變動率相當小，則仍可當作靜態獨立調整來看待。

由此可見，對於單機運行的汽輪機而言，靜態獨立的要求不必去考慮，只需考慮動態獨立。

非牽連調整系統的汽輪機某一種負荷併列運行時情況就大不相同。例如兩段抽汽式汽輪機，當發電機併列於電網中運行時，有一個熱力負荷變化，則壓力調整器動作後只控制本身調整汽門，這樣就會引起電負荷的改變，因為發電機併列在電網中運行，周波為一定，所以速度調整器不起作用，要恢復電負荷必需操作同步器。

如果三個被調整參數的負荷均併列運行，那末情況就更壞了。因而在併列運行時，調整系統的靜態獨立既特別重要，而動態獨立也很重要。如不符合動態獨立調整特性，那末在過渡過程中，所有被調整參數相互間都要受到擾動。

如果熱力負荷不併列在熱力網中運行，但汽輪發電機併列在電網中運行，那末最重要的是使其他負荷的改變不影響電負荷，尤其當壓力調整器是彈性反饋的情況時，上述關係更顯得重要，至於其他負荷之間的改變就比較次要。因為在這種情況下要求其他負荷改變不影響電負荷，而電負荷的改變由於其他負荷並不與

热力網并列运行，压力調整器又是彈性反饋，自然就符合靜态独立的条件了。对于这种情况，为了簡化起見可以采用局部牽連調整系統。

图 I -3(附書后)为局部牽連式調整系統图，在图 I -3a 的調整系統中，当第二段抽汽流量改变时，压力調整器 η 动作，就能控制 μ_1 与 μ_2 ，因而有可能做到第二段抽汽流量的改变在靜态条件下并不影响电負荷。在图 I -3b 的調整系統中，当第一段或第二段抽汽流量分别改变时，在靜态条件下，都可能做到不影响电負荷。在图 I -3c 的調整系統中，当第一段抽汽流量改变或第二段抽汽流量分别改变后都不会影响电負荷，第二段抽汽流量的改变还可能达到不影响第一段抽汽流量的改变（在靜态情况下）。在图 I -3d 的調整系統中，当第一段抽汽流量改变或第二段抽汽流量改变后，就要影响电負荷；但当电負荷或第一段抽汽流量改变时，对第二段抽汽流量可能做到沒有影响。显然这样的联系方式是不合理的，因为发电机并列在电網中运行，我們應該使其他負荷改变不影响电負荷。同样，图 I -3e 所示調整系統的联系方式也是不合理的（指汽輪发电机并列在电網中运行，而热力負荷并不并列在热力網中运行而言）。

图 I -3a₁、I -3b₁、I -3c₁、I -3d₁、I -3e₁ 为局部牽連調整系統的結構图。这些調整系統并未遵照靜态、动态独立所必需的条件，因而并不符合靜态独立和动态独立調整。图 I -3a₂、I -3b₂、I -3c₂、I -3d₂、I -3e₂ 也是調整系統的結構图，这些調整系統是滿足靜态独立和动态独立調整的条件，即內部联系与外部联系恰好抵消。

最完全的独立是所有的內部联系与所有的外部恰好抵消，这种調整称为独立調整或自治調整。大多数抽汽式汽輪机都采用这种最完善的牽連調整方法。但是在很多結構中，常因結構的复杂而使牽連調整的最大优点。不显著了。

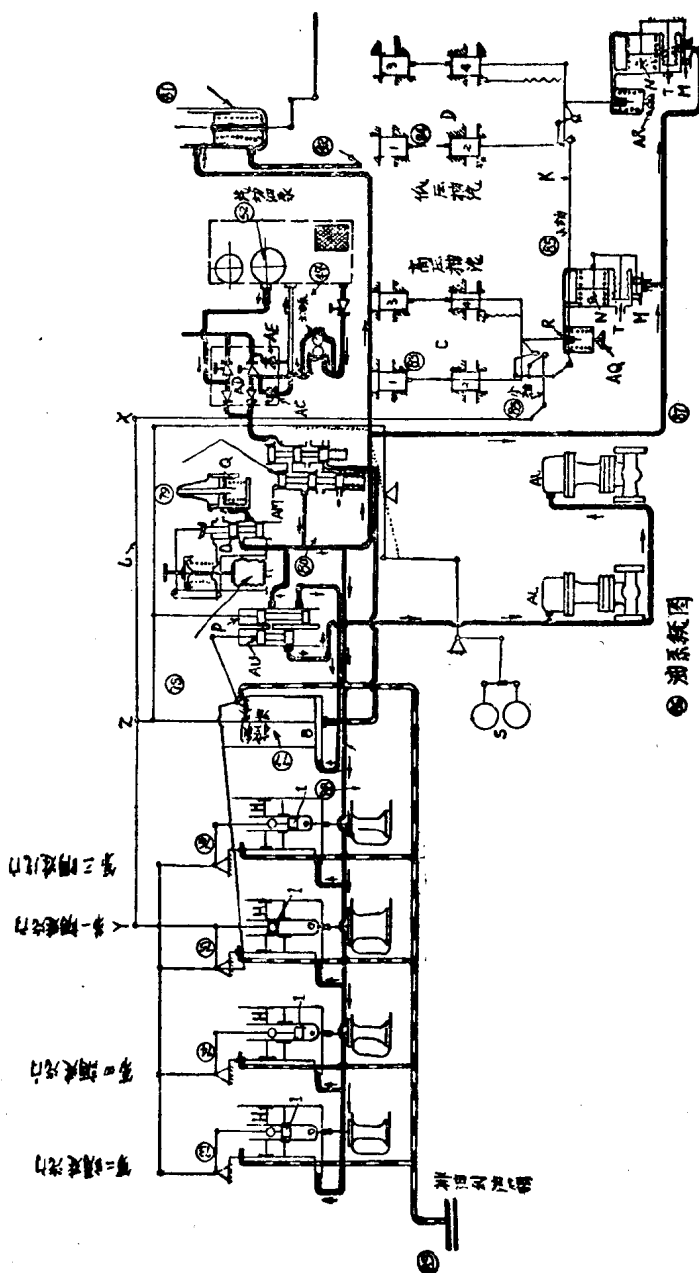


图 I-5 Фрезер-Чармерс型分段抽汽式汽轮机调整系统的构造图

图 I-6 为这种汽轮机局部牵连调整系统的结构图。从图 I-6 中可看出这一系统是采用图 I-36 的局部牵连调整系统。中压部分的中間伺服马达和低压部分中間伺服马达能分别作用于高压伺服马达，因而使调整系统在抽汽负荷改变后在静态情况下可能做到

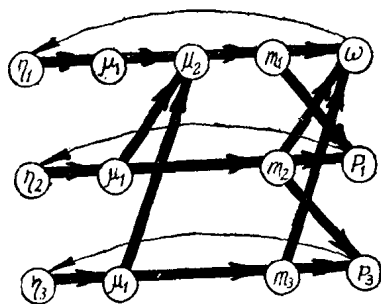


图 I-6 Фрезер-Чалмерс 型兩段抽汽式汽轮机局部牵连调整系统的结构图

电负荷不受影响，而抽汽负荷之間（指第一段抽汽与第二段抽汽负荷之間）互相有影响。

调整系统中的速度调整器经过了两次放大操作的调整汽门，而压力调整器都采用弹性反馈。高压调整汽门之间的联系并不只是采用一般的刚性连接，

而且还采用操作力很大的伺服马达，每一高压调整汽门都有这样的伺服马达。第一个高压调整汽门的伺服马达操作着其他三个高压调整汽门伺服马达的错油门，调整错油门拉杆的长度，就可以改变这些错油门先后动作的次序。

中压和低压主伺服马达杆做成螺絲扣，并且用螺帽套住。利用带有手轮的螺帽就可以用手移动伺服马达。这样的设备是为了便于投入抽汽而设立的。将抽汽投入热力网的正规操作应该是：抽汽管路上的截门未开时，投入压力调整器，利用压力调整器的同步器，使抽汽室内的压力等于或略高于热力网的压力。然后慢慢的打开抽汽管道上的截门，直到全开为止。抽汽量的大小可以用压力调整器的同步器来确定。这种正规投入抽汽的方法和发电机并列电网的操作方法完全一样。但是在很多情况下，当抽汽管路的截门关闭时，投入压力调整器会发生抽汽室内的压力非常不稳定的现象，所以抽汽能否正规地投入就说明了抽汽调整的性能是否良好。

如果发现投入抽汽时，抽汽室内的压力发生摆动，则应当先

帶上部分熱負荷後，再投入壓力調整器。因此，為了使抽汽室內的壓力和熱力網的壓力預先平衡，在中壓與低壓部分伺服馬達杆上備有手動調整裝置，否則投入抽汽就會發生困難。

Фрезер-Чалмерс型汽輪機投入抽汽的方法如下：用手輪將伺服馬達的活塞抬起，使抽汽室壓力與熱力網的壓力相平衡，將抽汽管路上的截門打開，帶上一小部分熱負荷，然後將壓力調整器的蒸汽脈沖管路打開，再漸漸用手輪將活塞放下，直到壓力調整器開始調整抽汽時為止。

圖 I -7 為 Фрезер-Чалмерс型汽輪機完全牽連調整系統的原理圖。圖 I -8 為 Фрезер-Чалмерс型汽輪機完全牽連調整系統的構造圖。圖 I -9 為 Фрезер-Чалмерс型汽輪機完全牽連系統的結構圖。採用完全牽連調整系統就會使系統大為複雜，因為需要在兩個壓力調整器中引入附加的放大設備。兩個壓力調整器具有彈性反饋。圖 I -10 所示即為彈性反饋具有一次放大的壓力調整器。這種壓力調整器的靈敏元件是波形箱（手風琴式薄膜）。錯油門的反饋拉杆掛在中間元件即彈性反饋活塞上，此活塞在靜止時，位於中間位置。由於錯油門在靜止時也處於中間位置，所以波形箱的位置也不變。換句話說靜態時被調整參數（壓力）應不改變。圖 I -11（附書後），I -12，I -13 所示為烏馬格 АПТ-12 型兩段抽汽式汽輪機完全牽連調整系統的原理圖，構造圖和結構圖。這種汽輪機的特點是採用混合式調整。高壓調整汽門有兩組，第一個伺服馬達首先動作，它帶動控制全部蒸汽的節流汽門，這個汽門將部分蒸汽直接送入一個弓形的噴嘴組內（弓形占半個圓周）。其餘 4 個調整汽門是將蒸汽供給第二部分半圓內的弓形噴嘴，這是用回轉型伺服馬達來控制的。採用這種系統的目的是為了防止回轉型伺服馬達所控制的任一汽門卡住時汽輪機受損，但是這樣就增加了系統的複雜性。

系統採用了阿斯卡尼亞型彈性反饋的壓力調整器，整個系統有 12 種聯系的聯杆系統，這種系統所占的空間也大為增加。

圖 I -14、I -15 表示 АЕТ型汽輪機完全牽連調整的構造圖，

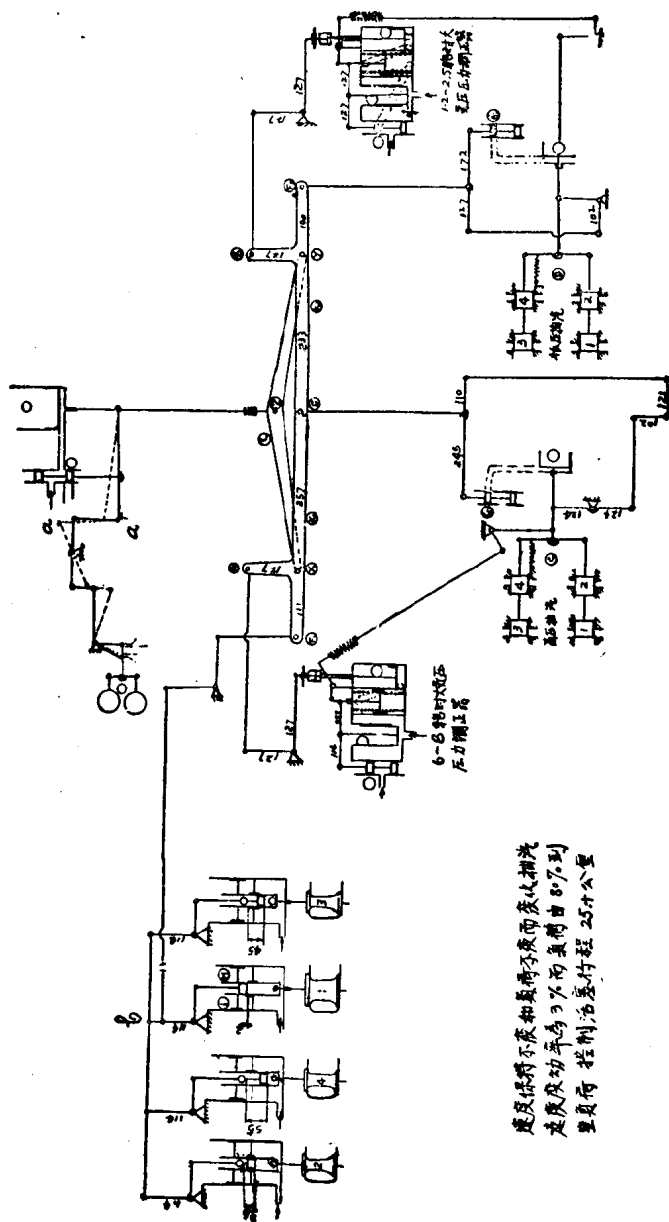


图 I -7 Фрезер-Чаймерс型汽轮机完全牵速调整系统的原理图

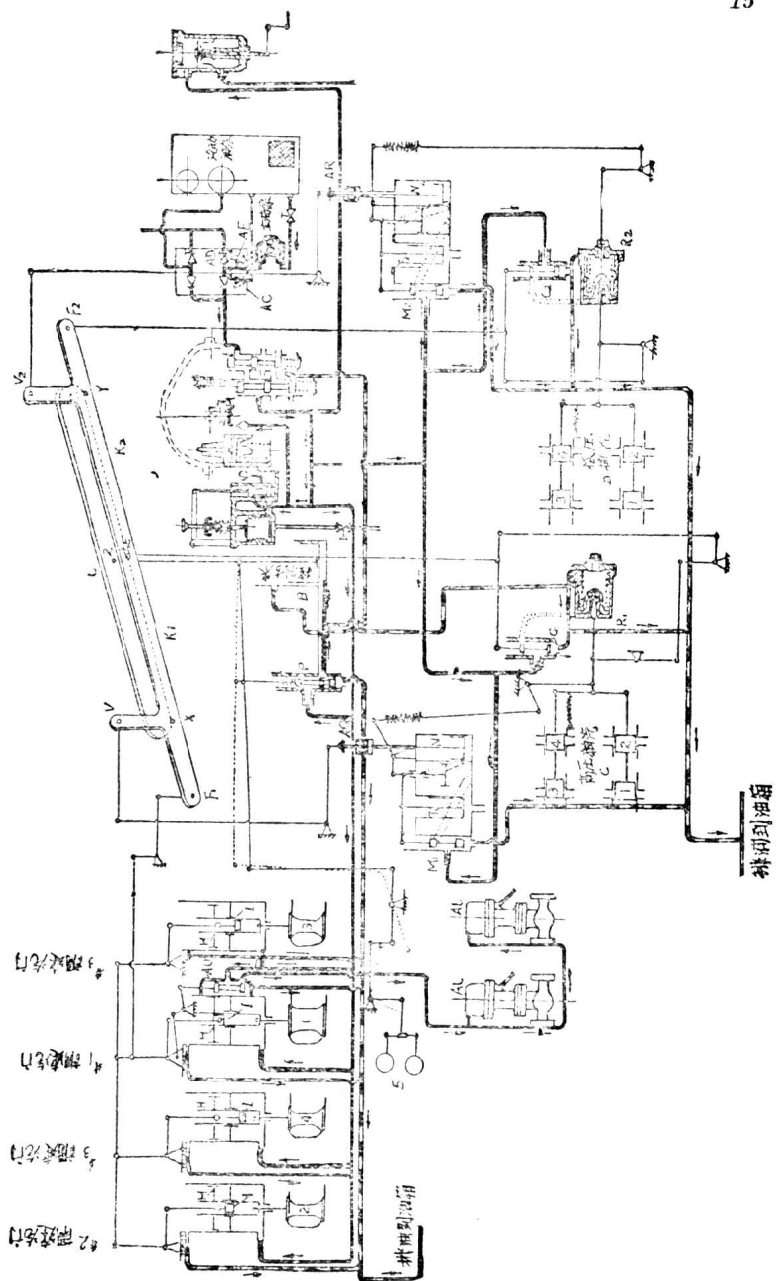


图 I-8 Фрезер-Чампер型汽轮机完全牵连调整系统的构造图

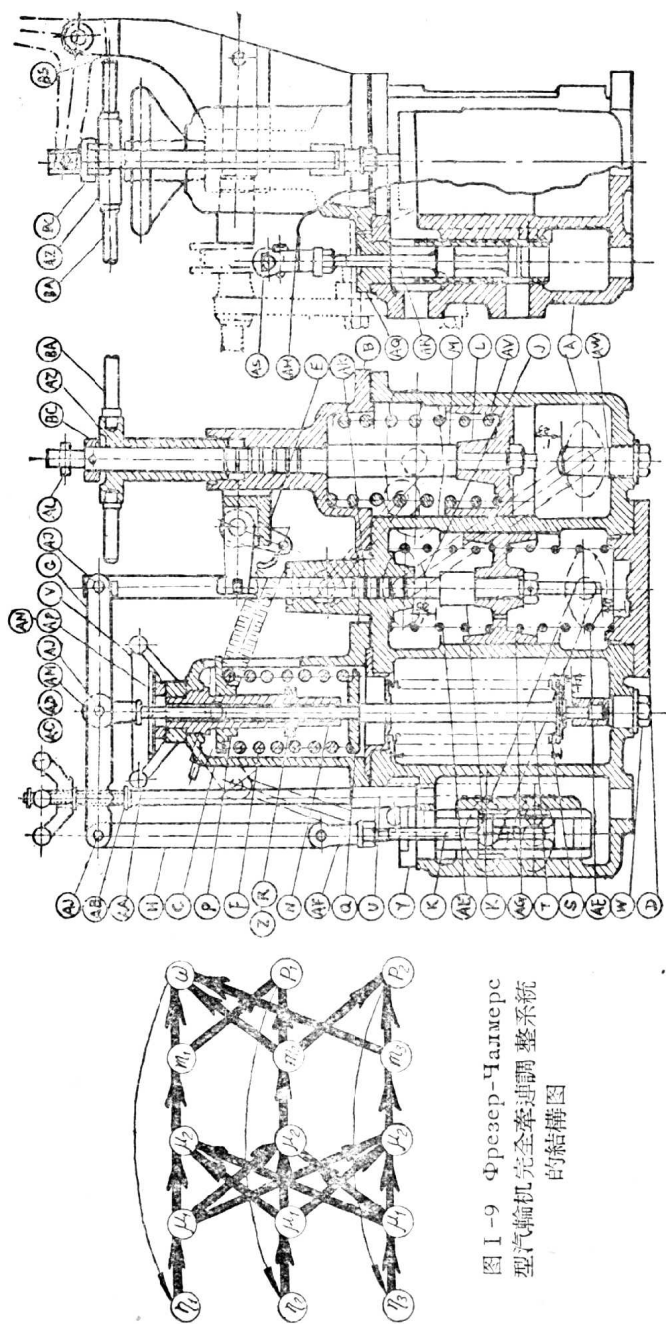


圖 I-9 Фрезер-Чалмерс
型汽輪機完全牽連調整系統
的結構圖

