

凝汽式汽輪機 調速系統的試驗與調整

蘇聯 維·恩·維列爾 格·依·蘇瓦羅夫著

于運海 霍宏先譯

燃料工業出版社

5

522.21
944

內容提要

本書共分三章，分別講述了凝汽式汽輪機調速系統的工作原理基本概念、試驗方法以及一般缺陷的調整方法。本書係凝汽式汽輪機調速系統運行和檢修方面極有價值的參考書，適合於發電廠汽輪機工作人員閱讀。

30

凝汽式汽輪機調速系統的試驗與調整

ПРОВЕРКА И НАСТРОЙКА СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ
КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

根據蘇聯國立動力出版社(ГОСЭНЕРГОИЗДАТ)
1945年莫斯科俄文第一版翻譯

蘇聯 В. Н. ВЕЛЛЕР Г. И. ШУВАЛОВ 著

于運海 霍宏先譯

燃料工業出版社出版

社址：北京東長安街燃料工業部

北京市書刊出版營業許可證出字第012號

北京市印刷一廠排印 新華書店發行

編輯：劉玉枝 校對：趙葆玲 唐寶珊

書號361 * 電157 * 787×1092 $\frac{1}{2}$ 開本 * 3 $\frac{3}{4}$ 印張 * 68千字 * 印1—4,600冊

一九五五年二月北京第一版第一次印刷

定價5,300元

目 錄

引 言

第一章 調速系統工作和構造方面的基本知識	3
第一節 調速系統的任務	3
第二節 調速的方法	4
第三節 汽輪機의各種調速系統	5
第四節 調速系統靜態特性曲線	21
第五節 汽輪發電機의並列運行	22
第六節 同步器	25
第七節 調速系統界限的調整條件	31
第八節 確定調速系統速度變動率和靜態特性曲線形狀的因素	34
第九節 調速系統的遲緩率	38
第十節 對於正常工作的調速系統的要求	41
第二章 調速系統的試驗	42
第一節 試驗程序和目的	42
第二節 準備工作和需要測量的數值	43
第三節 第一試驗——測取 x 和 $z=f(n)$ 的關係	45
第四節 第二試驗——測取 x 和 $z=f(N_0)$ 的關係	50
第五節 第三試驗——求調速系統機件移動的界限	53
第六節 靜態特性曲線的繪製	54
第七節 驟然去掉負荷後調速系統的試驗	54
第三章 汽輪機調速系統的整校	58
第一節 不能維持空轉	59
第二節 調速系統界限安置不正確	63
第三節 負荷不穩定任意擺動	70
第四節 當負荷驟然去掉時轉速升高過大	79
結 語	95
附 錄	96

引 言

保證汽輪機調速系統的工作正常，是提高發電廠的運行可靠性及部分經濟性的重要條件之一。

關於這一點，時常沒有被工作人員給以足夠的重視。由於這一原因，在某些發電廠內嚴重的違背着正常的運行方式，甚至有汽輪發電機的飛擊毀損情形。

首先是汽輪發電機加入電網並列運行的發電廠，調速系統工作不正常可能發生嚴重的後果。因為在並列運行時，個別機組調速系統工作的缺陷表現得並不明顯，常常只等發電機從電網上解列後才暴露出來（當空轉時或故障解列以後）。

運行經驗證明，調速系統工作中的大多數缺陷與它們的裝置不正常、調整不好或組合質量不良有關。這些缺陷應該首先加以消除。

除此以外，很多調速系統機構上（構造上）有缺陷，由於這些缺陷調速系統是不穩定的，或者不能在驟然去掉接近額定出力的負荷時執行它的任務。這些缺陷同樣應該消除，因為它降低了運行的可靠性。

下面敘述確定調速系統正常工作條件的基本概念，以及對於系統工作的試驗、調整和消除最典型缺陷方面的指南。

第一章 調速系統工作和構造方面的 基本知識

第一節 調速系統的任務

凝汽式汽輪機調速系統的任務，在於保持汽輪機的轉速在一定的數值上。機組旋轉機件的平衡，以及由此發生的等速均衡運動，取決於汽輪發電機轉子上的力矩的平衡，這一平衡可以用方程式表示如下：

$$M_e = M_g + M_n, \quad (1)$$

式中 M_e ——蒸汽作用在汽輪機軸上所發出的旋轉力矩，
公斤-公尺；

M_g ——在發電機轉子上的力矩，公斤-公尺；

M_n ——在汽輪發電機內，由於機械損失、風損、電氣和熱力損失而產生的抵抗力矩，公斤-公尺。

當蒸汽力矩過大或不足轉子旋轉的平衡狀態破壞時，轉子轉速即將加快或減低以恢復至平衡狀況，在這一種情況下方程式（1）變為：

$$M_e = M_g + M_n + I \frac{d\omega}{dt}, \quad (2)$$

式中 I ——汽輪機和發電機轉子的總慣性力矩，公斤-公尺·秒²；

$$\frac{d\omega}{dt} \text{——角加速度 } \frac{1}{\text{秒}^2} = \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt}.$$

力矩還可以用出力來表示，即

$$M_e = 975 \frac{M_e}{n}; \quad M_a = 975 \frac{N_a}{n}; \quad M_n = 975 \frac{N_n}{n},$$

式中 n ——轉子轉速。因此，恒等式 (2) 可以改寫為

$$\frac{975 N_e}{n} = \frac{975 N_a}{n} + \frac{975 N_n}{n} + I \frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{或} \quad N_e = N_a + N_n + \frac{I}{9310} n \frac{dn}{dt}. \quad (3)$$

第二節 調速的方法

轉速在一定數值上的穩定，由恒等式 (1) 所決定，或者說由於 $\frac{d\omega}{dt} = 0$ 的條件來決定，即在轉子上沒有角加速度。為了滿足這一條件，必須在出力 N_a 變更時適當的改變機組的蒸汽力能 N_e 。因此，自動維持轉速一定的調速系統應該在轉速變化時，使汽輪機的蒸汽分配機構發生一定的動作。

變更汽輪機出力 N_e 有兩種方法，它們的實質可用蒸汽在汽輪機內工作的方程式加以說明：

$$N_e = \frac{DH_0 \eta_{0e}}{860}. \quad (4)$$

在這一方程式內： N_e ——汽輪發電機發出的電氣出力，瓩；

D ——到汽輪機的新蒸汽流量，公斤/時；

H_0 ——在汽輪機內的絕熱降，大卡/公斤；

η_{0e} ——汽輪機的相對電氣效率。

第一個調速方法，是變更新蒸汽的流量 D ，所以稱之為

數量調速法。

第二個調速方法，是在到達汽輪機噴嘴前對蒸汽進行節流，以變化消耗在汽輪機內的絕熱降 H_0 ，這一方法稱為節流調速法。

純粹的數量調速法是不採用的，因為施行這一方法時必須正確的變更噴嘴的流通斷面，構造上要遭遇到很大的困難。

節流調速法是變更汽門的開度，同時自然的變更着蒸汽的流量，這一調速方法要降低蒸汽的工作能力，所以不經濟。

較經濟的是混合調速法，蒸汽進入汽輪機的噴嘴時不是經過一個汽門，而是一組的汽門（普通為 3—10 個）；每一汽門藉節流作用以調整進入它所屬噴嘴組內的蒸汽，而噴嘴流通斷面的變化（數量調速法）又藉噴嘴組內汽門的順序開啓或關閉而達到。這一種調速方法稱為噴嘴法。

第三節 汽輪機的各种調速系統

凝汽式汽輪機調速系統的作用原理大多數是相同的。最普通的調速系統如圖 1 所示。

利用蝸母傳動裝置將汽輪機轉子的轉動傳到離心調速器的軸上，重錘的離心力量則由裝在調速器內的彈簧所平衡。

調速器滑環 E 和重錘是鉸合連接的，重錘的運動經過滑環傳至槓桿 EC 上。

在槓桿 EC 上連接有錯油門，用它控制由油泵來的潤滑油流到伺服馬達的這一個或另一個油腔內去。藉伺服馬達的轉動或滑動移動着汽門，改變着汽輪機的蒸汽出力。

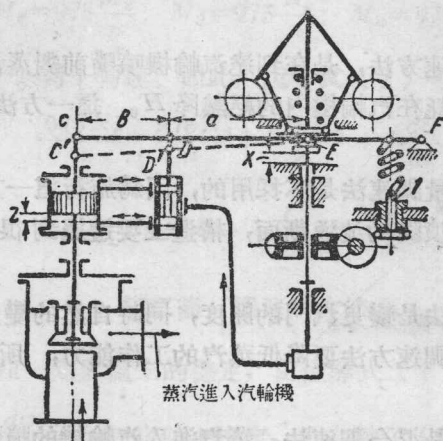


圖 1

茲將調速的過程用圖解說明如下：

當旋轉力矩和抵抗力矩（出力和負荷）間的平衡破壞時，機組的轉速便發生變化，離心調速器的滑環發生移動。在槓桿 CE 上以 C 點為中心的點 E 也和它一道移動同樣的大小。這一移動引起了錯油門的移動，離開了它原來的中間位置使伺服馬達的一個油腔內進油另一個油腔內逃油。由於伺服馬達活塞的平衡被破壞，引起了活塞以及和它連在一起的節流汽門、槓桿 CE 上的點 C （以 E 點為中心）一道移動，這樣恢復正在調整的錯油門回到它原來的中間位置。

槓桿 CE 是用來連接調速器和錯油門的，稱為直接調整槓桿。

在上述調速系統內，藉同一槓桿又作為使錯油門恢復到中間位置的反調整，所以它又稱為反調整槓桿。雖然實際上它是同一槓桿，但在機械作用上却是不同的，第一個旋轉點

(直接調整)是在絞合點 C ，第二點是在絞合點 E 。

斷流式錯油門的調速系統

這一調速系統的特點是採用着斷流式錯油門。當負荷沒有變化時，錯油門位於中間位置，阻止油流從錯油門內通過，所以伺服馬達活塞停止在由調速器滑環位置所決定的位置上（點 E ）。

在上述系統內，甚至當伺服馬達活塞自發的移動時，還能使它自己恢復到原來的位置上，因為活塞的移動引起反調整槓桿上的錯油門移動，這樣，就又恢復了活塞的原來位置。

因此，活塞僅能在調速器滑環移動的影響下，即當轉速變更時，才能穩定到或離開了某一位置。

流通式錯油門的調速系統

另外的本質上不同的一類調速系統，是使用流通式錯油門。

這類調速系統的最早構造中的一種，正由比比西公司製造着（圖 2）。

在這一調速系統中，離心調速器的滑環直接和錯油門相連，以錯油門的邊稜來調整套筒上洞口開度的大小。潤滑油從油泵經過固定的節流門 11 沿油管 12 進入伺服馬達油腔內，同時經過錯油門套筒的洞口逃油到前軸承的油室。

伺服馬達的活塞，一端由彈簧壓緊，另一端承受油的壓力，當轉速變化時，調速器的滑環 6 即行移動，而且改變逃油孔開度的錯油門也與它一齊移動。這樣改變着在油管 12 內的油壓，因之，也改變着伺服馬達活塞下的油壓。

當伺服馬達的活塞移動時，它的彈簧緊力隨之改變以

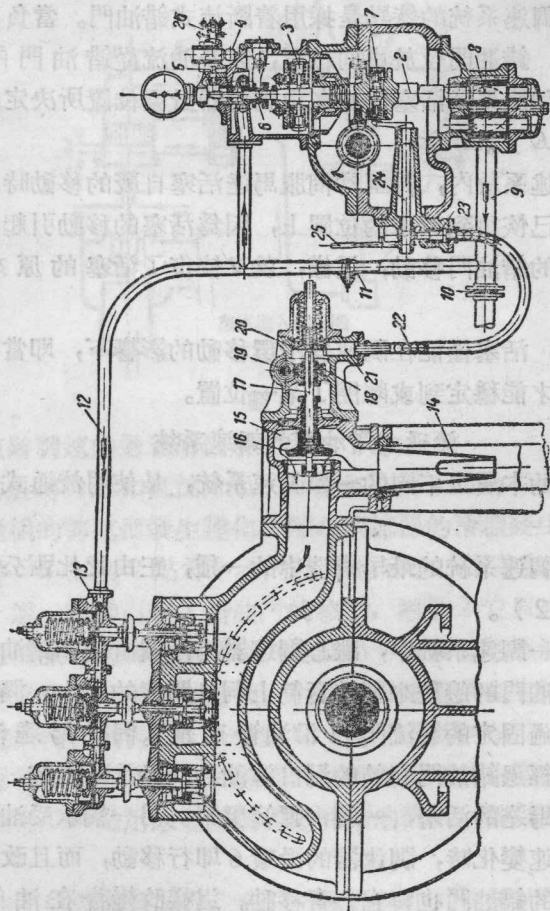


圖 2 比比西汽輪機調速系統

後，伺服馬達活塞的平衡即行恢復。在這種情況下，彈簧是起着阻止伺服馬達活塞移動的反調整作用。這樣，轉速變更就引起了伺服馬達活塞位置的變更。這一調速系統的優越性，在於沒有槓桿的聯系，調速系統工作的安全性大。缺點是當活塞移動時伺服馬達的移置力量小，因為它是被彈簧緊力變動所決定的。可是，在斷流式錯油門上，任何一個位置的移置力量都等於伺服馬達的全部出力。

伺服馬達油腔內的壓力可由一般的拜爾努里(Бернулли)公式求出：

$$P_c = P_n - \alpha \frac{v^2}{2g},$$

式中 P_n ——油泵油壓；

P_c ——伺服馬達的油壓；

v ——錯油門內油的速度；

α ——阻力係數。

斷流式錯油門油的速度 v 僅由流入伺服馬達的油量來決定。當活塞卡住不移動時，那末 $v = 0$, $P_c = P_n$, 不管伺服馬達活塞位置是在什麼地方。

流通式錯油門，潤滑油經常從其中流過，因之 $v \neq 0$ 。假如在起始的位置是 P'_c 和 v_1 ，此後，流通式錯油門開度發生變化變為 P''_c 和 v_2 ，則：

$$P''_c - P'_c = \Delta P_c = \alpha \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

即作用在活塞上的力量係由經過錯油門油的速度的平方差來確定，錯油門開度小時差數也小。

雙倍力量的調速系統

爲了把這兩類調速系統的優越性結合起來，時常轉向雙倍力量的調速系統發展。在這一情況下，離心調速器移動流動式錯油門，它改變中繼伺服馬達活塞下的壓力，這一伺服馬達又移動着主伺服馬達的斷流式錯油門。

列寧格勒斯大林機械工廠 АП-25-1 型汽輪機，採用了這樣的調速系統。

最近列寧格勒斯大林機械工廠又把這一系統應用到 AK-50-2 和 AK-100-1 型汽輪機的調速系統上。這些汽輪機的調速系統如圖 3 所示（在書的末尾）。AK-100 型汽輪機共有 5 個調速汽門（均汽門），其中的兩個由單獨的伺服馬達活塞來控制，其他的三個汽門由總的旋轉式伺服馬達來控制。

速度調速器 5 移動流通式錯油門 1，它改變着脈動管 II 上進油孔 α 和出油孔 σ 的開度。

進口開度和出口關度越大時，在這一管內的油壓也越大。

油由脈動管 II 進入中繼伺服馬達 2、3 和 4 的下部油腔內，它們的活塞還受着彈簧的作用，伺服馬達 2 和 3 同時也作爲第 1 和第 5 汽門主伺服馬達的斷流式錯油門。在這一情形內，錯油門套筒的移動是起着反調整作用的。

中繼伺服馬達 4 移動均汽門 2、3 和 4 的旋轉式伺服馬達的斷流式錯油門。反調整凸輪盤和使錯油門 4 移到中間位置的槓桿是用來作爲反調整的。

轉速增加相當於負荷在降低，調速器重錘將甩開，滑環向右移動，錯油門 1 上昇，同時關小進油孔 α 和開大出油孔 σ 。脈動管 II 的油壓減小，中繼伺服馬達 2、3 和 4 下降，引起

均汽門的伺服馬達向關閉的方向移動。

這一系統允許經過錯油門 1 的變化不大的油流，能使脈動管 II 的油壓變更範圍相當大（在 AK-100-1 汽輪機脈動管內的油壓變化範圍為 1.5—7.5 絕對大氣壓）。

裝置在離心調速器錯油門 1 上的墊圈 σ 限制着它的下降程度，因此，當電網周波降低或過分操作同步器時，能自動限制住汽輪機的出力。採用流通式錯油門，可以將它和其他三個伺服馬達用油管連接起來，而不必使用槓桿聯系，在這一種情形下，反調整是每一個錯油門上的短槓桿。

離 心 調 速 器

轉速的變更必然傳到離心調速器。離心調速器如圖 4 所示，重錘的離心力量被彈簧的緊力所平衡。重錘的移動經過槓桿傳導傳送至調速器滑環上。

如以下列符號表示：

G ——重錘重量；

r ——重錘重心旋轉半徑；

n ——調速器轉速；

C_p ——調速器彈簧的硬度。

則離心調速器重錘平衡方程式可以寫作

$$\frac{G}{g} n^2 \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 r = C_p h, \quad (5)$$

式中 h ——彈簧緊力。

當轉速變化為 Δn 時，重錘移動數字為 Δr ，彈簧緊度變化為 Δh ，即

$$\left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{G}{g} (2n \Delta n \cdot r + n^2 \Delta r) = C_p \Delta h.$$

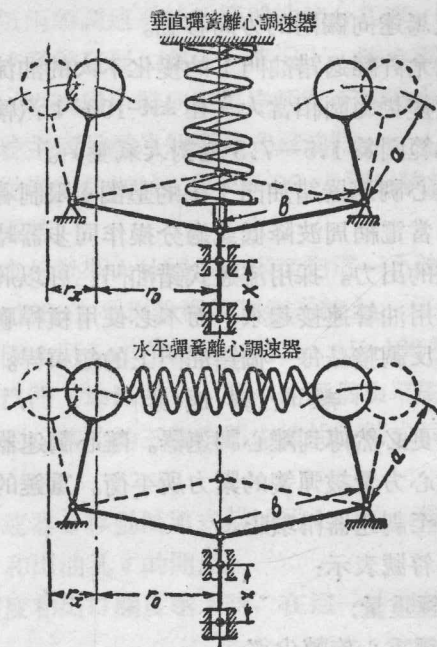


圖 4

以方程式 (5) 除上式得出

$$\frac{2rn\Delta n + \Delta rn^2}{n^2r} = \frac{\Delta h}{h}; \quad 2\frac{\Delta n}{n} + \frac{\Delta r}{r} = \frac{\Delta h}{h}, \quad (6)$$

即轉速的相對變化為彈簧緊力的相對變化和重錘旋轉半徑的相對變化之差的二分之一所平衡：

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{\frac{\Delta h}{h} - \frac{\Delta r}{r}}{2}.$$

由於 $\Delta h = \Delta r$ (圖 4 的下部) 或者是成比例的增大,

並將 $\frac{\Delta r}{r}$ 移至括弧以外將得出

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{1}{2} \frac{\Delta r}{r} \left(\frac{r}{h} - 1 \right).$$

如前所述，重錘經過槓桿和滑環相連接。用 i 表示由重錘到滑環的傳遞關係， x 表示滑環的行程，則可得出

$$\Delta r = i \Delta x,$$

即

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{i}{2} \cdot \frac{\Delta x}{r} \left(\frac{r}{h} - 1 \right).$$

或者以方程式 (5) $\frac{r}{h}$ 值代入上式

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{i}{2} \frac{\Delta x}{r} \left[C_p \frac{g}{G n^2} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 - 1 \right]. \quad (7)$$

重錘靜止時將彈簧的原始緊度定好，重錘開始動作時的轉速將等於 [參閱方程式 (5)]

$$n_0^2 = \frac{C_p h_0}{G \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 r'_0};$$

式中 h_0 ——彈簧原始緊度。

求出的上述方程式不包括調速器內的摩擦。考慮到摩擦時方程式 (5) 應改為

$$\frac{G}{g} \cdot \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \cdot n_1^2 r = C_p h + P_{mp}.$$

摩擦力僅在運動開始時發生。

在平衡狀態時，仍係採用方程式 (5)

從上述方程式內減去方程式 (5)，得出

$$\frac{G}{g} \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 (n_1^2 - n^2) r = P_{mp},$$

或者採用近似值

$$2 \frac{G}{g} \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 n \Delta n r = P_{mp}.$$

爲了得到摩擦影響的相對值，以方程式(5)除上式，則求得

$$\varepsilon = \frac{2 \Delta n}{n} = \frac{P_{mp}}{C_{ph}}. \quad (8)$$

ε 的數值以百分數表示之，稱爲調速器的遲緩率。因而，調速器的遲緩率等於摩擦力與調速器彈簧力量之比，並且此一遲緩率可由兩倍的轉速變化（這一變化是應該在重錘開始移動以前發生的）與調速器額定轉速之比求出。

流通式和斷流式錯油門的伺服馬達

所有現代汽輪機上的蒸汽分配機構都是用伺服馬達來控制的。伺服馬達依靠有壓力的油來工作。以前採用的油壓大約爲2—3絕對大氣壓，現在（ЛМЗ工廠）油壓已到7絕對大氣壓。增加油壓可減小伺服馬達的尺寸和改進調速系統的動態性能。同時，提高油壓時油管破裂的情形更可能發生，所以所有和高壓油相接觸的活動部分必須有高度的嚴密性，因而，零件加工的質量和它們的磨損對於調速系統工作的安全就有着更大的意義。在汽輪機製造工廠內，由於技術工藝程序質量的提高允許了工作油壓增加到3—4倍，因之，在大型機組調速系統上可以減輕構造上的問題。

伺服馬達根據它構造上的形狀分爲旋轉式和活塞式；按動作原理分爲一側進油和兩側進油。

旋轉式伺服馬達一般是兩側進油，可作成雙槳式或者單槳式，在第一類情形軸向力量不傳授到伺服馬達軸上，但同時它的可能旋轉角度不超過 $100-160^\circ$ ，因此，使傳導偏心輪外形的定形就發生困難。

單向式（一側進油的）伺服馬達汽門的開啓是利用伺服馬達，關閉時則利用彈簧，其他方面，單向式伺服馬達和兩側都有油壓的雙向式沒有什麼區別。

伺服馬達的作用力（以活塞式伺服馬達為例）等於油壓乘有效面積，即

$$P_c = P_M(F_c - F_u),$$

式中 F_u ——心桿斷面面積。

這一力量被彈簧力量和截門上的蒸汽力量所平衡，即

$$P_c = P_{np} \pm P_n,$$

式中 P_{np} ——彈簧力量；

P_n ——蒸汽力量。

蒸汽力量的符號決定於汽門的幾何形狀，彈簧力量可以硬度和緊力表示

$$P_{np} = CH,$$

式中 C ——彈簧硬度；

H ——彈簧全部緊力。

因此 $P_c = CH \pm P_n$ ，如伺服馬達油壓以 P_M 表示，則

$$P_M(F_c - F_u) = CH \pm P_n.$$

當汽門移動時，例如：當汽門開啓時，錯油門此時離開它的中間位置，露出通到伺服馬達的進油口，在此情況下，伺服馬達的油壓即等於油泵的油壓，當活塞移動時附帶發生伺服馬達所有運動部分的惰性和摩擦，所以方程式（9）