

水利电力部技术改进局编

汽轮机调整系统的 设计和调整

第二輯

水利电力出版社

目

I	XTГЗ AK-50型汽輪机調整系統的試驗和整定	2
II	ЛМЗ ВПТ-25-3 型汽輪机調整系統的試驗調整	13
II-1	調整系統的动作原理及特点	13
II-2	調整系統的靜試驗及調整	14
II-3	空負荷与負荷試驗	37
II-4	汽輪机启动时調速系統的檢查	42
II-5	調压器运行中的問題	43
III	БПЗ АПТ-12 型汽輪机調整系統工作报告	44
III-1	工作原理	44
III-2	液体回路計算中的几个主要定理	44
III-3	В.В.С. 系統的分析	48
III-4	БПЗ АПТ-12 的特点	52
III-5	БПЗ АПТ-12 試驗調整要点	55
III-6	試驗記錄及存在的缺点	65
IV	兩台 E.W. 型汽輪机調整系統的試驗和整定	69
IV-1	E.W. 型2、3号汽輪机的簡單說明	70
IV-2	2号、3号汽輪机調整系統的問題	71
IV-3	2号汽輪机	72
IV-4	3号汽輪机	84
V	三菱汽輪机調整系統調整經驗	97
V-1	調整系統动作原理及存在的缺陷	97
V-2	如何解决負荷摆动的缺陷	100
V-3	如何解决經不起甩負荷的缺陷	102
V-4	如何解决主汽門不能自动关闭的缺陷	106
V-5	油路討論	108
VI	汽輪机調整系統动态过程測量方法簡介	110

I. XTF3 AK-50 型汽輪机調整系統 的試驗和整定

哈尔科夫汽輪发电机工厂出产的 AK-50 型的汽輪机是純凝汽式、單缸、冲动式的。汽輪机的通流部分，由一个双列速度輪和 16 个單列級所組成。

汽輪机的額定功率	$N_s = 50,000$ 瓩
轉速	$n = 1,500$ 轉/分
新蒸汽压力	$P_0 = 29$ 絕對大气压
新蒸汽温度	$t_0 = 400^\circ\text{C}$
排汽压力	$P_2 = 0.04$ 絕對大气压

这种汽輪机的調整系統是杠杆兼液力式的，見图 I-1。

主汽門后的新蒸汽，流到总汽櫃，由总汽櫃經過十个順序开启的調速汽門 1，进到噴咀組。調速汽門由固定在水平軸上的凸輪 2 来控制。軸的右端，裝有齒輪 3，和安置在活塞式伺服馬达 5 上面的齿条 4 相鈎住。伺服馬达 5 是双面进油式的。离心調速器 7，通过杠杆 8 和 9 来移动錯油門 6，以調整伺服馬达油腔的进油量。杠杆 8 的左臂，受着同步器 10 的彈簧的作用。当汽輪机正常工作时，双臂杠杆 9 被彈簧拉紧，并成为一個整体而工作。

危急保安器 11 同时移动两个油閉鎖器 13 和 14，然后关闭主汽門 12 和調速汽門 1。关闭調速汽門的步驟如下：自动閉鎖器 14 打开活塞 15 下部的泄油路，活塞 15 受彈簧的作用力，向下移动，当克服了联結杠杆上、下部的彈簧的应力以后，連杆 16 的凸肩和挂环接触，也向下移动，于是和錯油門 6 相联的杠杆 9 的下臂下降，使得伺服馬达 5 的活塞上升，并关闭調速汽門 1。

主油泵 17 和汽动輔助油泵 18 向調速系統和各軸承供油。

根据运行的經驗，这些汽輪机，在許多情况下經不起突然甩掉电負荷：在甩掉額定負荷的 80% 时，汽輪机的轉速过分升高，

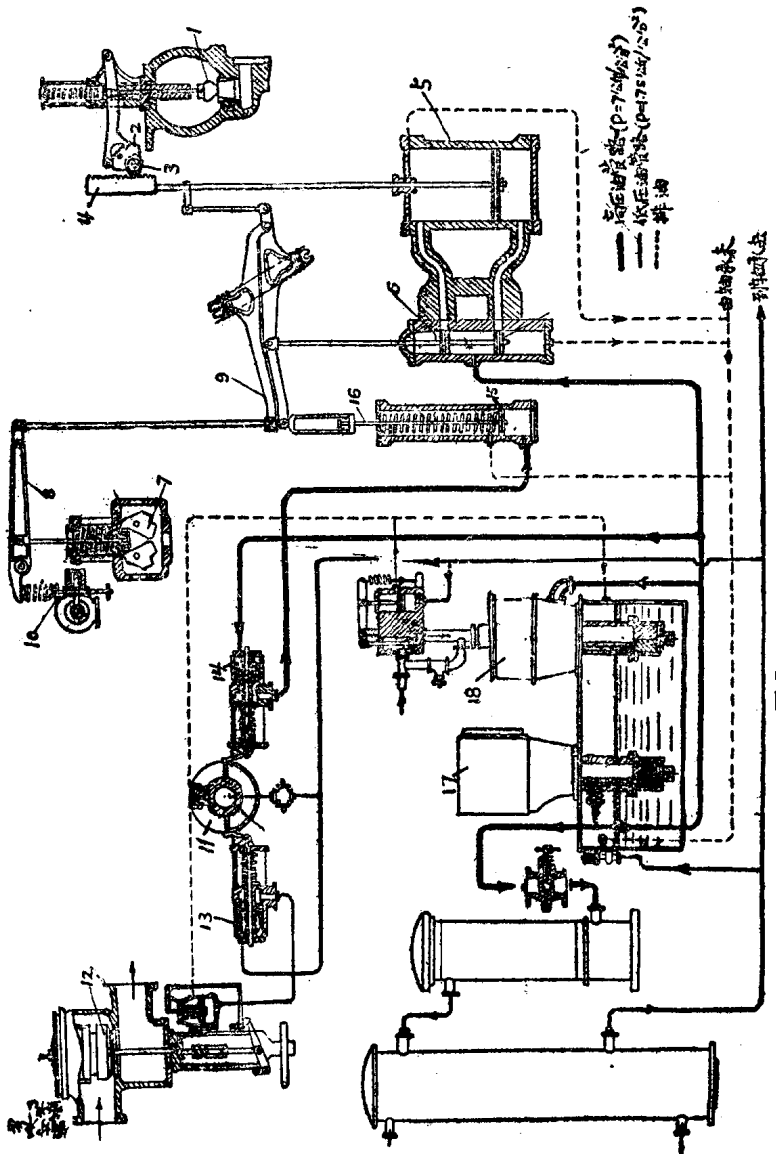


图 I - 1

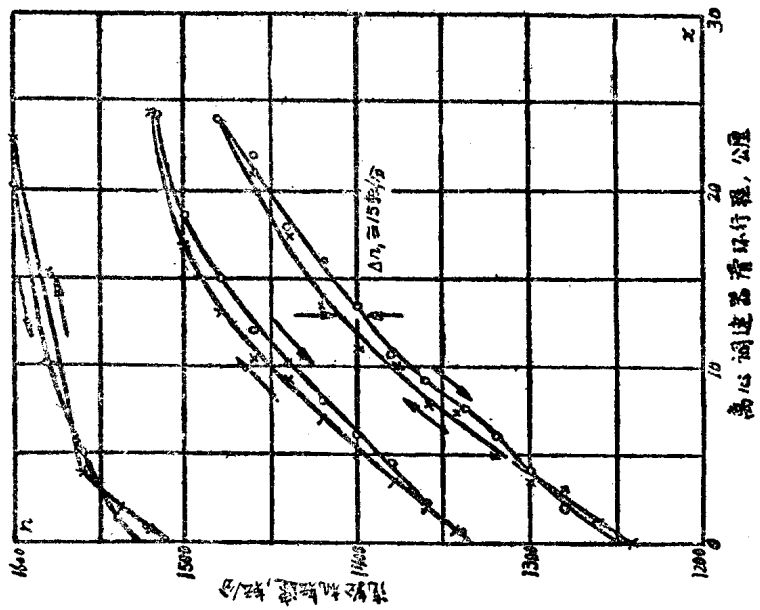
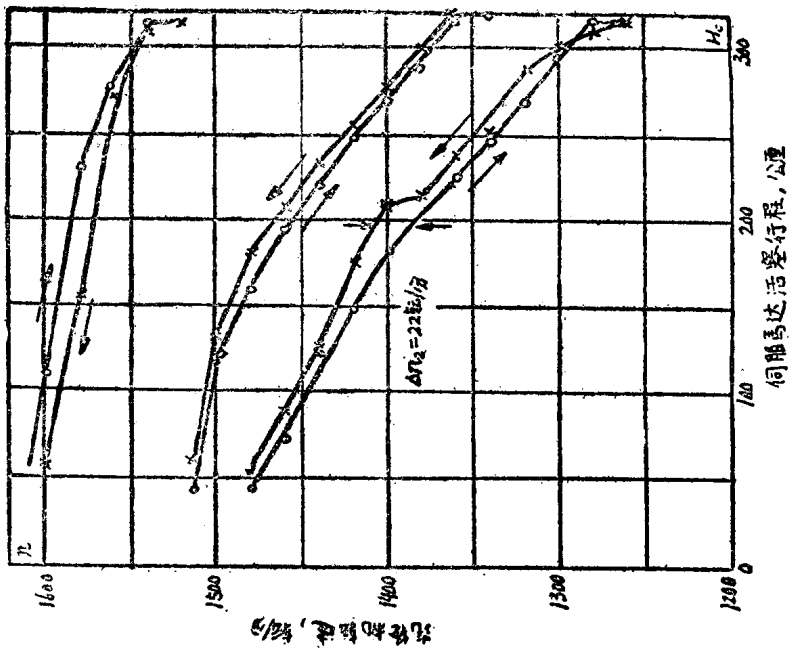


图 I-2

使得危急保安器动作。

此外, 当汽輪机的調速系統在工作时, 杠杆錯油門和伺服馬达的震动很大, 使得在伺服馬达連杆和齿条4連接的地方(图 I-1) 发生裂損。

为了查明調速系統工作不良的原因, 試驗了兩台汽輪机。其中一台汽輪机的試驗結果見图 I-2, I-4, I-5。

在三个不同的同步器位置来試驗調速系統时, 所得到的离心調速器滑环行程和轉速的关系 (見图 I-2), 发现在某种情况下, 离心調速器的迟緩率大到 $\Delta n_1 = 15$ 轉/分, 等于額定轉速的1.0%。

从轉速和伺服馬达活塞行程的关系来看 (图 I-2), 整个調速系統的迟緩率也很大, $\Delta n_2 = 22$ 轉/分, 等于額定轉速的1.5%。

經過檢查, 肯定了調速系統迟緩率太大的根本原因, 是由于离心調速器和联結着調速器的杠杆, 在接合处的間隙太大和扭曲。

迟緩率太大的另一原因是由于調速汽門錯油門和套筒油窗的重迭度不正确。因为套筒組成部分零件 1、2 和零

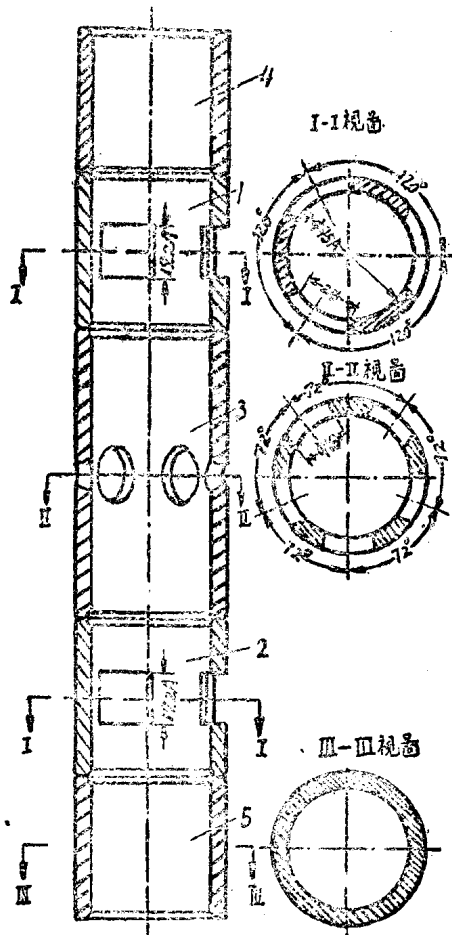


图 I-3

件3 (图 I-3) 沒有压得靠紧, 使得在錯油門的外方出現大的負重迭度, 內方又出現很大的正重迭度。由于重迭度不正确, 也破坏了調速系統工作的稳定性, 而且同步器也不好控制机組。

这些缺陷, 以及套在小軸上的离心調速器松动, 加以加蝸母小軸和汽輪机主軸的接合处間隙很大 (不是所需要的 $0.15 \sim 0.30$ 公厘, 而是1公厘), 就引起了調整杠杆跳動, 使得伺服馬达的連杆损坏。

图 I-4 是表示各調速汽門的行程和伺服馬达行程的关系, 显然, 第1和第2汽門是同时开启的。两个汽門的同时开启, 会过分地加重伺服馬达的載荷, 而且使得伺服馬达的位移特性曲綫, 在 $2,000 \sim 10,000$ 瓩的負荷內, 形成很平的部分, 见图 I-5。結果, 在 $2,000 \sim 10,000$ 瓩的負荷內, 調速系統的工作不稳定, 而且一操作同步器, 汽輪机就急驟的地加負荷。

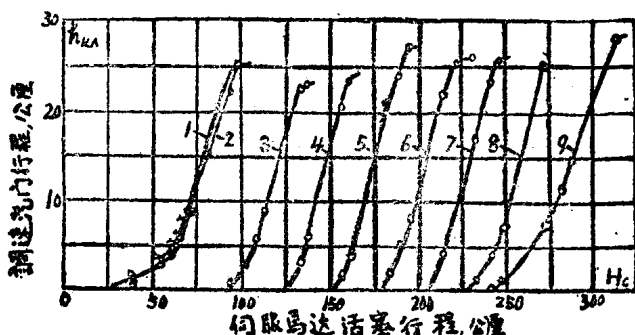


图 I-4

另一方面, 由图 I-4和 I-5可見: 其他的几个汽門, 大多数在开启时的重迭度較小, 伺服馬达活塞的行程, 就必需大到310公厘。

这样, 就恶化了調速系統在甩掉負荷时的工作状况, 这是由于要用很長的时间来关闭各調速汽門。結果使汽輪机的轉速过分升高, 并使危急保安器动作。

图 I-6用三个不同的同步器位置所表示的調速系統靜态特性

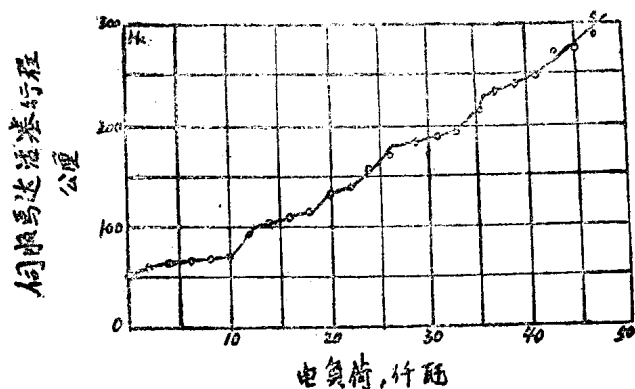


图 I-5

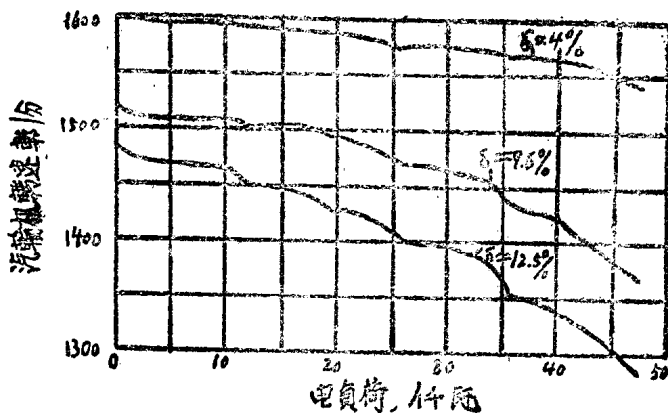


图 I-6

曲线，在从2,000~10,000瓦的负荷范围内，有过分平的部分，在这一段范围内，发现调速系统的工作不稳定，如同上面已经指出的，是由于头两个调速汽门同时开启。

另一方面，特性曲线的其他部分，过分倾斜，使调速系统的速度变动率太大：当同步器在中间位置时，这个数值 $\delta=9.8\%$ 。

调速系统的速度变动率太大，当甩掉负荷时，既增加了伺服马达活塞的行程，又使得转速过分升高。

这种汽轮机在突然甩掉负荷时的转速升高，也极可能使得油

压大大地降低，这是因为在調速汽門过分移动时，油泵的出力不够而发生的。

为了消除上面所談到的調速系統工作的一些缺陷，整定了調速系統，同时从構造上改变了某些个别的零件。

为了减小伺服馬达活塞的行程和改造静态特性曲綫，在第5、6、7、8和9各調速汽門上作好并安裝了新的、改变了形狀的凸輪（見图 I-7），图中的虛綫表示旧的凸輪形狀。

帶有將凸輪的汽門行程和凸輪軸轉角的关系，見图 I-8。

由图 I-7 和 I-8 可見，用新形狀的凸輪，在同样的凸輪轉角下，第5、6、7、8和9各汽門比原来开得早。此外，在这些汽門中，每个汽門的全行程所对应的凸輪轉角較小。結果和全部調速汽門行程相对应的伺服馬达全行程就減小了。

为了改进静态特性曲綫的形狀，也就是为了消除 2,000~10,000 瓩負荷範圍內的平的部分，并且減輕伺服馬达在移动头兩個汽門时的載荷，把第二汽門凸輪的鍵槽移动了 20° ，使第二汽門开得較迟，見图 I-7。

杠杆上的小滾輪，是用来抬高汽門的，这些小滾輪和凸輪之間的間隙，已調整在 0.5~0.7 公厘的範圍內。

在突然甩掉負荷的情況下，縮短伺服馬达活塞移动的时间，具有非常重大的意义，为了这样，做好并安裝了一个新的錯油門和筒，見图 I-9。

新套筒油窗的总寬度比原来的大 40%。根据新套筒的尺寸，作成了一个外重迭度为 0.25 公厘和內重迭度为 0.15 公厘的錯油門。此外，在錯油門的上活塞挖了一个直徑为 2.5 公厘的孔。这个孔是用来补充伺服馬达內的漏油，并以此来减小錯油門和傳动杠杆的跳动。为了消除錯油門和杠杆的剧烈跳动，消除了它們的接合处的弯曲和过分大的間隙。此外，蝸母杆和汽輪机主軸接合处的間隙从 1 公厘减小到 0.25 公厘，加强了离心調速器硬性地固定在它的傳动小軸上。为了消除弯曲，又校正了这个小軸（弯曲为 0.2 公厘）。

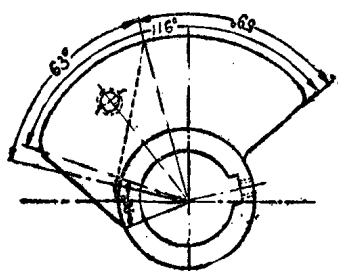
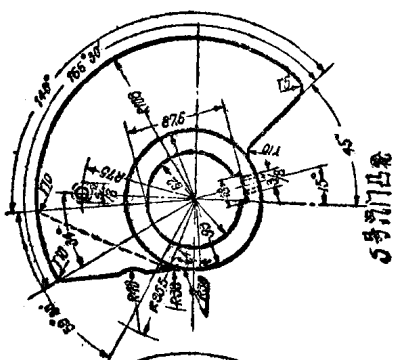
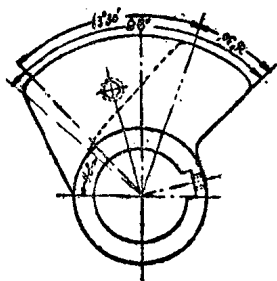
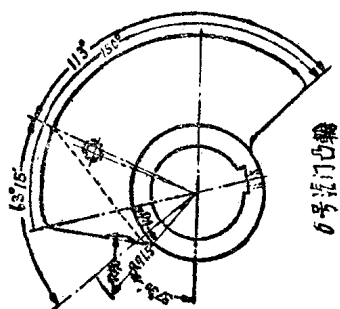
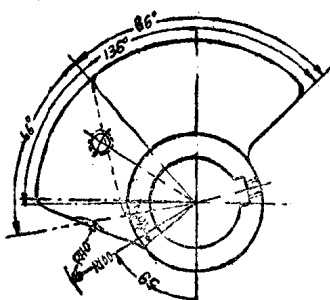
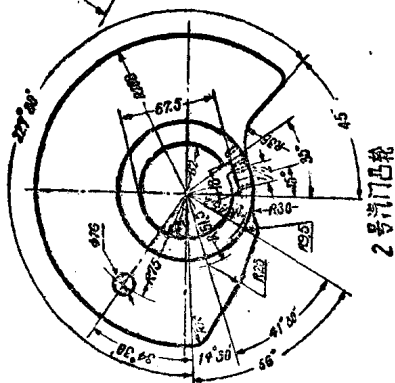


图 1-7



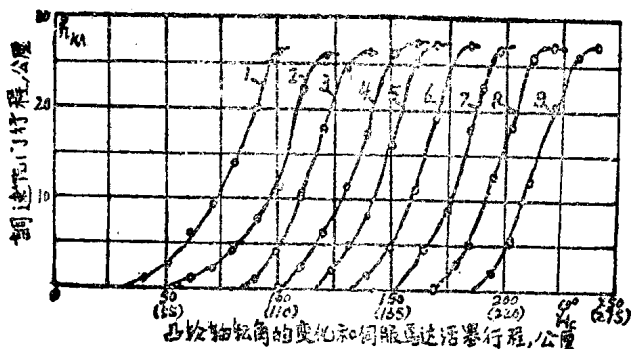


图 I-8

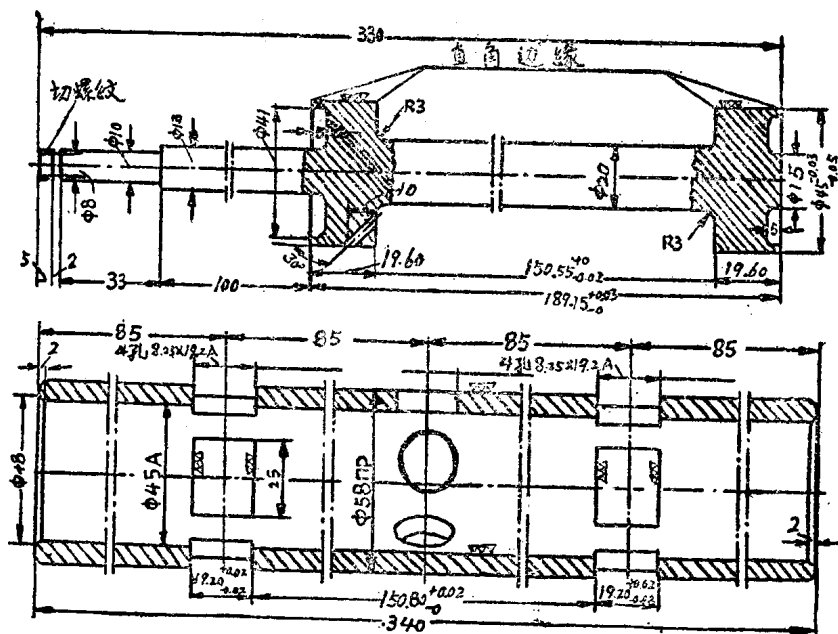


图 I-9

高压回热抽汽逆止門，距离汽輪机太远，为了减小内部的蒸汽容积，把逆止門移到了汽輪机的附近。

为了防止凸輪軸的軸承潤滑油被燒焦（以前曾經发生过），主調速汽門汽櫃上部，放了絕緣物。在完成了以上各种措施以

后，檢查了調整系統的工作，并画了各种特性曲綫。結果，無論是离心調速器的迟緩率，或是整个調整系統的迟緩率，都减小到0.5%。

整定以后的离心調速器迟緩率，等于整个調整系統的迟緩率，說明杠杆系統內沒有过分大的間隙和卡澀。

由于改变凸輪形狀的結果，总共只要200公厘的伺服馬达活塞行程，就能保證帶上滿負荷(图 I-10)比用旧凸輪时少了30%。

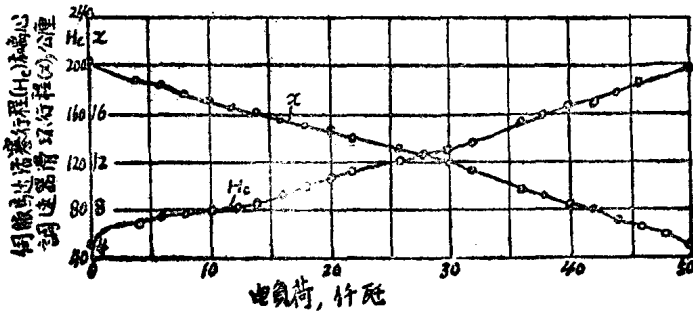


图 I-10

調整第2汽門的凸輪，保證了它开得較迟，并且消除了静态特性曲綫在2,000~10,000瓩負荷範圍內的平的部分(图 I-11)，这就提高了調整系統的穩定性。

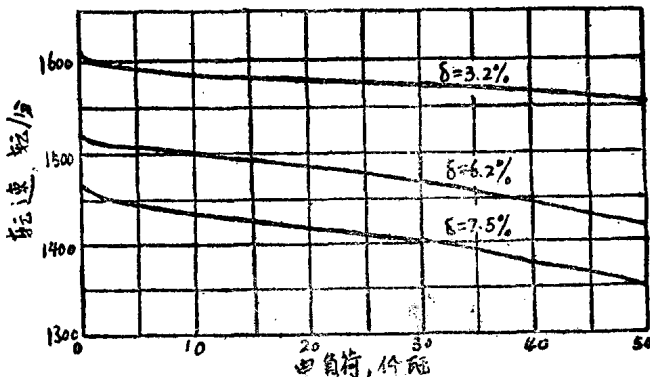


图 I-11

同步器在中間位置时速度变动率，减小到6.2%，改善了調

整系統在用掉負荷時工作狀況。

在全部投入回熱抽汽，突然甩掉滿負荷時，調整系統的試驗結果說明：轉速的最大升高為120轉/分，也就是8% (圖 I-12)。

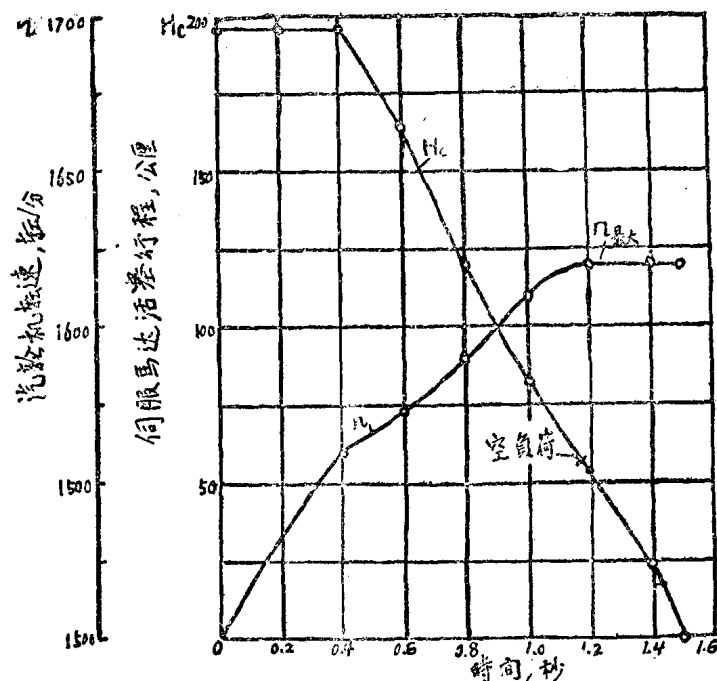


圖 I-12 突然甩掉負荷的結果， $N_0 = 50,000$ 瓩

$$\text{轉速的最大升高 } \Delta n_{\text{最大}} = \frac{n_{\text{最大}} - n_0}{n_{\text{額定}}} = \frac{1,620 - 1,500}{1,500} = 8\%。$$

因此，在進行了各項整定工作以後，ХТГЗ АК-50 型汽輪機的調整系統保證能在空負荷運行時維持額定轉速；保持負荷穩定；在整個負荷範圍內，同步器控制良好；在投入回熱抽汽時，也能經得起甩滿負荷。

В. И. 彭 金
А. С. 莫爾古里斯
А. И. 施里雅諾夫

II. ЛМЗ БПТ-25-3型汽輪机

調整系統的試驗調整

БПТ-25-3型汽輪机的調整系統較為复杂。調整系統中任一元件位置調整得不正确或发生故障，將會影响調整系統的運行。为此，汽輪机安裝完畢應該做一次調整系統的試驗，將調整系統各元件的位置調整正确后再投入運行。

第一次大修后最好也能做一次試驗，以后每次大修如調整系統并无缺陷，可以只檢查各元件的監視点。

本文介紹БПТ-25-3型汽輪机調整系統的試驗調整。

II-1 調整系統的动作原理及特点

БПТ-25-3型汽輪机調整系統的动作原理請見“高压汽輪机”上册159頁。

列宁格勒林大林金屬工厂制造的 БПТ-25-3 型汽輪机的調整系統由一个离心式調速器和兩個薄膜調压器組成。調整系統是通过三次放大的油压傳动，执行机构是利用凸輪軸的轉动而移动單座均衡汽門的調速汽門。

該系統的优点在于：調整系統的动力油压为12公斤/公分²，又經過多次放大，采用了双面进油的主伺服馬达，因而主伺服馬达的操作力量大，系統的保护裝置齐全；有軸向位移保护裝置，危急保安裝置（有二个离心飞錘），当危急保安器的离心飞錘打出后，利用了油压的力量自动的使离心飞錘返回汽輪机軸內；調速器錯油門尚有附加的危急保安裝置；采用了特殊的加速裝置（ $\phi 60$ 錯油門1公厘的过封裝置），甩負荷时可以减少一次放大所需的时间而达到迅速关闭調速汽門的目的。調整系統中应用了流通式与断流式錯油門，把断流式錯油門的伺服馬达作为主伺服馬达，这样就获得了流通式与断流式錯油門的优点。

此外在油泵采用了螺旋油泵，消耗的功率較少，又由于运行

时螺旋之間永远有一层油膜隔开，因而消除了金屬摩擦的可能。螺旋油泵的結構很簡單，沒有易磨損的零件，所以不需要备品。

这个系統的缺点在于：采用了离心調速器，就增加了調速系統的迟緩率，同时由于調速器与 $\phi 45$ ， $\phi 60$ 錯油門的连接是通过橫向的杠杆將滑环的位移傳給調速器錯油門，只要杠杆的连接处略有偏差，調速器錯油門的位置就会不正确，因而調速器的定位工作是較困难的。如果连接处有磨損或松弛現象，就会导致調速系統的摆动。 $\phi 45$ 錯油門的油室很多，特別是 $\phi 45$ 錯油門的 $\phi 105$ 活塞下部油压系由一个 $\phi 2$ 公厘的小孔將 12 公斤/公分^2 的节流而成为 3.1 公斤/公分^2 的油压，此小孔运行中油系統若不清洁，就易发生堵塞以致发生运行中的不正常現象。

調整系統是非綫性的(綫性的意义請見 APT-12-1 試驗調整报告)。純凝汽运行时，調速器行程与高压伺服馬达錯油門下部油压的关系也是非綫性的关系。

系統的油压为 12 公斤/公分^2 ，这就必須使油管接合处保持足够的严密性，不然容易造成漏油。較高的油压就易引起火灾。

当需分別試驗危急保安器飞錘的动作时，就需先將連接飞錘的門板和脫扣杠杆之間的定位銷子拔出，操作較為麻煩。

主伺服馬达与調速汽門杠杆的连接方式較為复杂。拉板容易卡住且較笨重。

采用了螺旋油泵与齒輪油泵(斜齿、正齿或人字齿)相比較虽有优点，但由于螺旋油泵的轉速为 $1,500 \text{ 轉/分}$ ，需要减速齒輪，調速器的轉速为 387.1 轉/分 ，也需要减速裝置，这些减速裝置的存在，就增加了发生事故的可能性。

II-2 調整系統的靜試驗及調整

調整系統的靜試驗是在汽輪机靜止、启动汽动油泵、保持汽动油泵的油压为 12 公斤/公分^2 、油温为 $50 \pm 5^\circ \text{C}$ 的条件下进行的。

靜試驗的目的是为了寻求調整系統各元件的特性及互相之間

的关系，同时可以发现各元件的起始位置是否正确，元件有无卡涩。

調整系統的某些缺陷如錯油門卡涩，錯油門行程不够，調压器的起始位置不正确等能通过靜試驗来发现缺陷的原因，因而若調整系統发生了不正常現象在負荷試驗与空負荷試驗无法判定缺陷的原因时，可以做靜試驗来寻找缺陷的原因。

一、自动主汽門的特性曲綫

自动主汽門在正常运行时应为全开，当汽輪机发生故障时，应迅速关闭自动主汽門。

图 II -1 为自动主汽門的特性曲綫（除图 II -15, 16 兩图外均为制造厂給的調整系統元件的設計特性曲綫）。为此，自动主汽門必須沒有卡涩現象，自动主汽門的彈簧特性应符合要求。

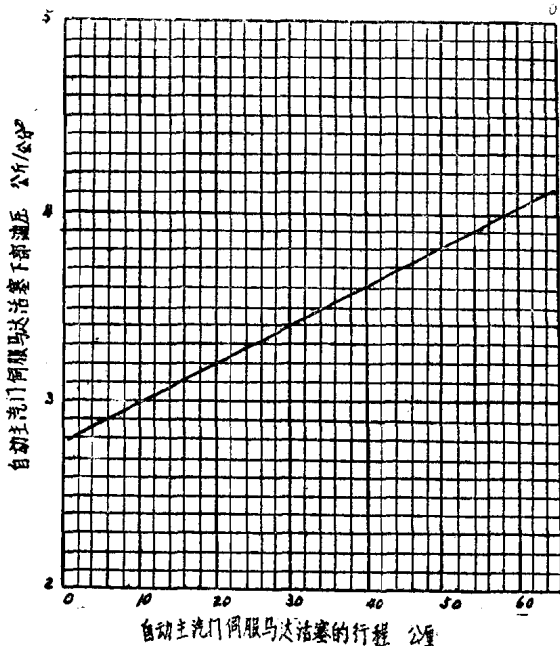


图 II -1 B1T-25-3型汽輪机自动主汽門特性曲綫

試驗自动主汽門时，先卸去自动主汽門外壳上的堵头，裝上压力表，开启汽动油泵，手搖自动主汽門的手把，使自动主汽門

逐渐开启，记下自动主汽門伺服馬达活塞的行程及自动主汽門伺服馬达活塞下的油压。然后使自动主汽門逐渐关闭，重复做一次。試驗所得的数据即可繪制如图Ⅱ-1所示的曲綫。所得的曲綫压力迟緩值不应超过0.4公斤/公分²。

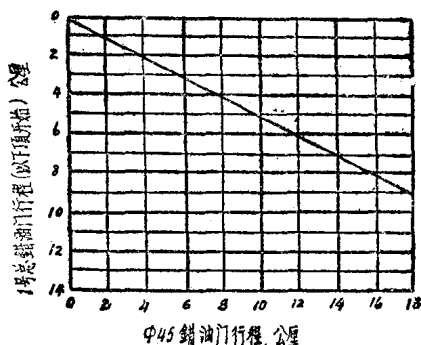
二、調速部分各元件及相互之間的特性曲綫

調速部分是指 $\phi 45$ 錯油門，1号总錯油門，高压伺服馬达等元件。

汽輪机在純凝汽方式下运行时，中压切换开关及低压切换开关均全关，因而仅是調速部分各元件起着調整作用。

1号总錯油門行程与 $\phi 45$ 錯油門行程之間的关系曲綫如图Ⅱ-2所示。从图Ⅱ-2可以檢查 $\phi 45$ 錯油門的定位是否正确，1号总錯油門的行程是否够，1号总錯油門与 $\phi 45$ 錯油門之間的連接管路中是否有堵塞等。

图Ⅱ-3为高压伺服馬达錯油門下部油压与 $\phi 45$ 錯油門行程的关系曲綫。以这条曲綫可知整个調速元件的連接特性是否正确，例如 $\phi 45$ 錯油門行程为零时，高压伺服馬达錯油門下部油压应为8.2 公斤/公分²，若油压数值不能达到此数值，則說明純凝汽情況下接帶25,000瓩的电負荷就有困难。此外也可檢查出 $\phi 45$ 錯油門与高压伺服馬达錯油門之間的联接系統有无缺陷。



图Ⅱ-2 B1T-25-3 型汽輪机1号总錯油門行程与 $\phi 45$ 錯油門行程的关系曲綫

图Ⅱ-4为高压伺服馬达行程与 $\phi 45$ 錯油門行程之間的关系曲綫，其意义与图Ⅱ-3相仿。

图Ⅱ-5为高压伺服馬达行程与高压伺服馬达錯油門下部油压之間的关系曲綫。