



苏联 Б.М. 脫魯揚諾夫斯基編

汽輪机設計和运行 的几个問題

水利电力出版社

序 言(节譯)

这本选集探討汽輪机的設計和运行的几个問題。它主要由美、英、德各国期刊中的一些資料組成。除了杂志上刊登的文章外，还包括 1954 年美国动力會議的报告，其余的資料基本上都曾在 1954~1955 年发表过。

选集中所述及的主要問題是近代大型汽輪机制造的一般趋势。其余几篇論文是关于汽輪机运行方面的問題。它們主要是涉及到高参数的汽輪机，其中大部分是关于汽輪机的快速起动問題。显然，在目前这些問題的重要性是在日益增长，而我們关于汽輪机起动方面的論文和資料尚不多。这些論文特別使人感到兴趣，因为其中大部分是論及一炉一机組合中汽輪机的起动問題。虽然这些論文有某些重复和类似，但无疑地其中大部分經驗数据对于讀者是有益的。在某些情况下，对这些数据的分析甚至能够得出完全和作者不同的結論。在这里应该提到，美国人和英国人在关于快速起动問題的解决办法上是有某些不同的。

C. Я. 古利次綜合了美国动力會議的报告，美国机械工程学会 1953 年第八期的論文是由副博士 B. II. 諾巴格夫翻譯。其余的翻譯工作是由选集的主編完成的。

Б. М. 脫魯揚諾夫斯基

目 录

1. 美国汽轮机制造业的发展趋势.....	(3)
2. 超高压汽轮机	К. 佛兰克(13)
3. 汽轮机的起动.....	编者(21)
4. 汽轮机的起动	Д. С. 霍尔(21)
5. 快速起动技术.....	Д. С. 霍尔和 А. Ф. 勃利顿(35)
6. 现代汽轮机的起动.....	К. В. 爱里斯顿(49)
7. 汽轮机的快速起动	П. Ф. 卡尔松(53)
8. 汽轮机的快速起动问题.....	К. Д. 威尔逊(59)
9. 汽轮机的可调节起动.....	Р. Л. 雷诺(61)
10. 汽轮机快速起动的经验.....	Д. С. 法尔克楠(66)

1. 美国汽轮机制造业的发展趋势

本文是根据一九五四年三月所召开的美国动力会议年会的材料汇编而成的，在这次会议上美国制造大功率汽轮机的三家主要公司的代表均作了报告，指出了目前和今后的发展趋势。

这些报告是：P.C. 涅勃列脱的“未来的汽轮机”（通用电气公司）；K.K. 佛兰克的“汽轮机制造的发展”（西屋公司）；K.A. 威尔逊和 H. II. 享辛的“近代汽轮机设计的趋势”（爱利斯-查曼尔斯公司）。

除了上述的报告，在编写这篇文章时，还参考了一九五五年“通用电气公司评论”杂志第一期上编辑部写的一篇文章^①。

本文试图总结和指出整个美国汽轮机制造的发展趋势，因为上述三大公司完全代表了美国动力界的面貌。但是由于情报资料的不足，同时由于某些新的发展趋势还处于萌芽阶段，所以对它的了解尚不够清楚，因此在这篇文章中所提出的一些论点，有些较能使人信服，而有些就差一点。

虽然如此，这篇文章对苏联读者来说，仍然是感兴趣的。

在美国动力工程界已经肯定的发展趋势中，应当着重指出的是：广泛应用初压为 140~165 大气压，接着就跳耀到超临界压力区 316~350 大气压，所有大功率汽轮机组中均采用中间过热，高压缸采用反流式和汽缸内部冷却。

对 20 万瓩以上的机组采用双轴“紧置”式的趋势还没有完全肯定。

应该注意到美国汽轮机制造的主要趋势是不断提高机组的经济性。

最近几年来，美国热力发电厂的发展主要是采用大功率的汽轮机。目前一批 20 万瓩的汽轮机已经投入运行，两台 25 万瓩的汽轮机准备试车，一台 26 万瓩的汽轮机正在制造，已订货的有单机组功率为 27.5 万瓩和 30 万瓩的汽轮机。

在这些报告中，列举了提高电厂经济性的数字，并列出了有助于提高经济性以及保证提高经济性的因素。

根据通用电气公司的资料，在最近五十年来，生产 1 瓩小时电能的煤耗平均每年约减少 2~3%（图 1-1）。

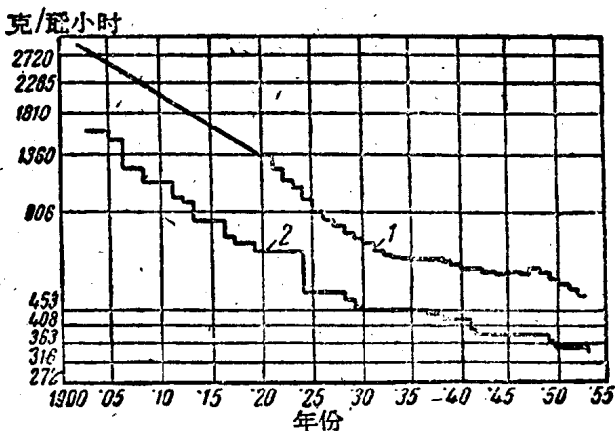


图 1-1 美国电厂的煤耗

1—美国平均值；2—通用公司效率较高的汽轮机。

这种提高经济性的方法可以在图 1-2 中看到，图中表示从 1910 年到目前汽轮机循环的

^① 目前美国所设计的汽轮机和发电机构造的介绍，很全面地载在美国电机工程师学会学报（Transactions AIEE）1955 年第 73 卷第 1735~1746 页中 D. 克利克的文章中。

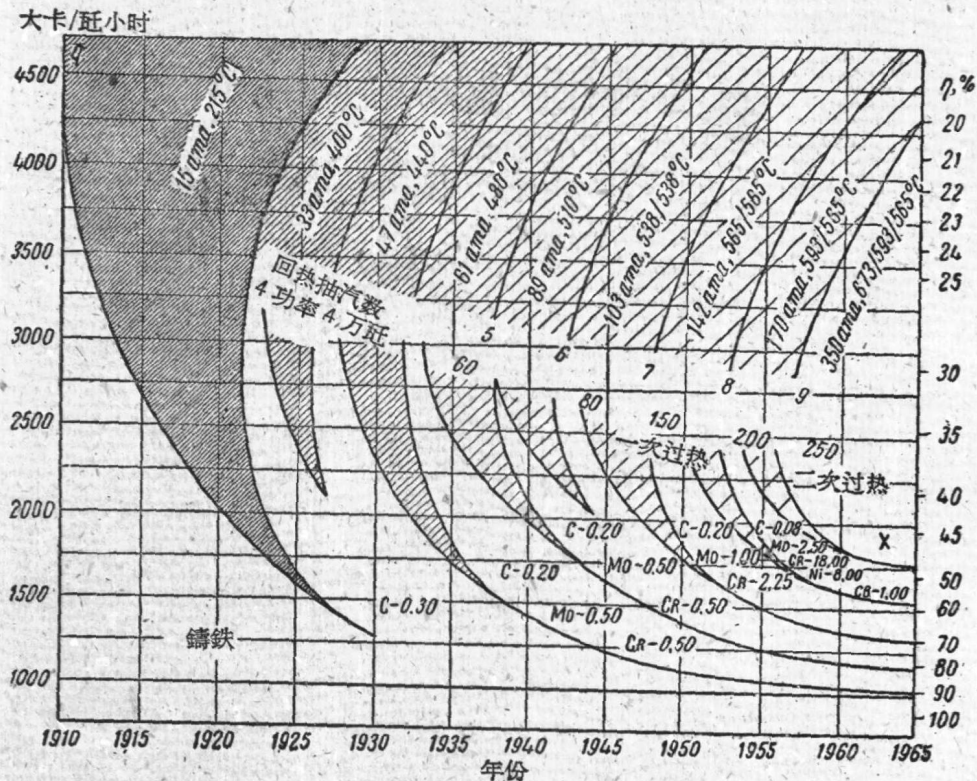


图1-2 蒸汽循环的演变

q—电厂净热耗率, 大卡/瓩小时; η —电厂净效率%;
 один П.П.—一次中间过热; двойной П.П.—两次中间过热。

演变, 同时也预计了将来。在这个图表上可以找到影响电厂经济性的各种因素^①。这些电厂的经济指标是指西屋公司所生产的或所设计的汽轮机。

从图中很明显可以看到, 电厂经济性的提高意味着蒸汽初参数的提高, 采用中间过热和增加回热抽汽数; 并且一年年地增加单位机组的功率。

图表中同样表明, 保证一定初参数的提高, 就应采用相应的材料。不难看到, 从珠光体钢过渡到奥氏体钢的“界线”。

现在来单独研究一下上述每个因素对经济性的影响。

蒸汽初参数

近年来, 由于采用了临界点以下的所谓高参数和超高参数的蒸汽, 经济性有了不断的提高。不久以前, 汽轮机设计中广泛地应用初压为 127~140 大气压和初温为 538~565°C 的蒸汽。用这样的蒸汽参数制造了许多台功率在 20 万瓩以下的汽轮机。

以后蒸汽参数就提高到 165 大气压和 595°C, 特别是通用电气公司采用了这样参数给基而尼电厂制造了两台相同的汽轮机。但是, 目前要想得出采用如基而尼电厂所采用参

① 在这图表中没有指出一系列保证提高电厂经济性的较重要因素。并且特别指出, 三大公司的报告没有一部分是牵涉到如何提高汽轮机本身的效率。——编者

数的最后结论，似乎不太可能。因为到目前为止，有关这台汽轮机运行的资料还没有，并且基而尼电厂在1954年还没有列入美国较经济电厂之列。

进一步提高经济性就要使初压过渡到临界区域。西屋公司作出一个图表(图1-3)，它表示由于采用了超临界参数而可能得的经济性的提高。

应当指出，在作这个图表时，是用普通水蒸汽图表对超临界蒸汽性能进行了估算。

作为这个图表的基础是：采用初压142大气压，初温 565°C，中间过热到 565°C，背压为0.052大气压力，机组功率为20万千瓦。

图中与横坐标平行的水平线(例如：有△记号的线表示基础参数机组的经济性)是表示蒸汽的初温和中间过热温度相同时机组的经济性的变化。

如众所知，当初压提高时，给水泵的功率消耗是减低经济性的一个重要因素。这个因素在作图时是考虑进去的(图1-3)。

在报告中提到，美国动力工程界至今尚未采用超临界压力，其原因是由于下列两个严重的困难：

1)缺乏在临界点邻近的蒸汽状态的研究资料和在临界压力区的蒸汽变化方法的资料。

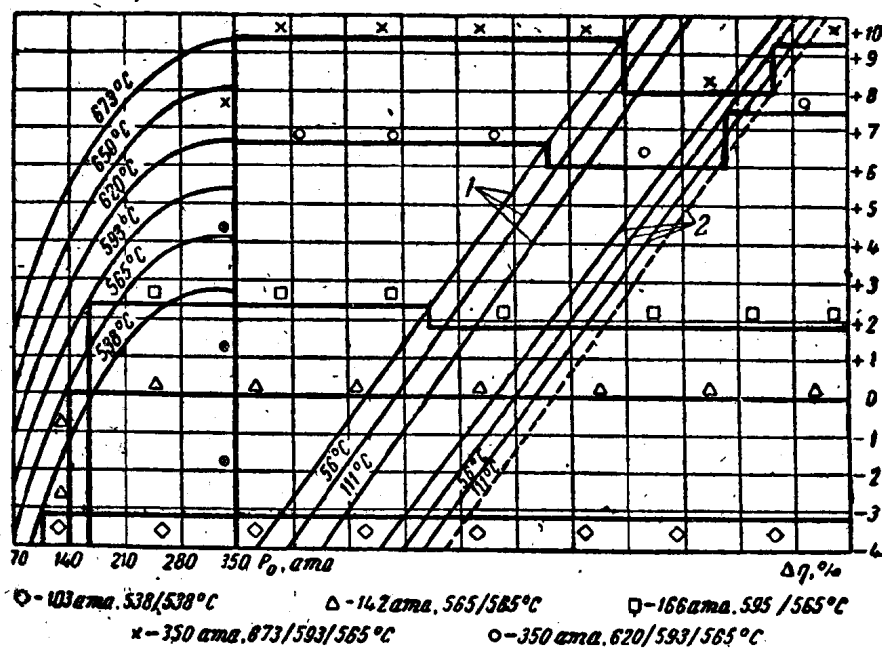


图1-3 蒸汽初参数对中间过热循环的经济性的影响($N=20$ 万千瓦)

$\Delta\eta$ —机组效率的变化%；1—第一级中间过热的基线(线上的数字——初温和第一级中间过热后的温度差)；2—第二级中间过热的基线(线上的数字——第一级和第二级过热后温度差)。

长时期存在着这样一种意见，即在 225 大气压的邻域里，应避免汽化过程。一般认为 183 大气压以上和 267 大气压以下的压力范围是不稳定工作区域。但是目前西屋公司的代表们对这个观点的正确性发生了怀疑，并且认为，随着实验资料的累积和进一步实际应用临界压力，就能证明上述的限制是没有根据的。

2)没有优质钢材能长期经受高温，且能保证汽轮机可靠地工作，因为如果不进一步

提高蒸汽温度而只应用超临界压力是没有用处的。而采用了高于初温为 565°C 的蒸汽后，就须要用另一种合金钢，那就是含有大量合金元素的奥氏体钢。如图1-2所示，西屋公司在这样高温下采用了奥氏体钢，其成份为0.08%碳、18%铬、8%镍和2.5%铝；合金的稳定剂用1%的铌。应用奥氏体钢给冶金学家提出了极其严重的任务。应当指出，对近代汽轮机来讲，在目前阶段， 620°C 的初温已经可以认为是实际上允许的蒸汽温度的水准。只在汽轮机中第一级喷嘴以前的固定元件上有这样的温度。经过第一级喷嘴后，温度已经降到可以应用珠光体钢的范围了。但是按这家公司的意见，要在工业上广泛地应用初温为 620°C 还不能实现，因此这样高的温度只对十分大的汽轮机来说才合算，因为奥氏体钢的价格毕竟还是十分高的。

应当指出，上述问题所牵涉到的一系列困难，现在已经在很大程度上得到了解决，因而就有可能开始设计几台超临界参数的汽轮机，如费洛电厂的（通用电气公司）汽轮机——压力为316大气压和初温为 620°C ；爱迪生顿的汽轮机（西屋公司）——初压为350大气压和初温为 650°C ①。

可以指出，美国最近五十年来平均每年初温的提高约为 6.7°C 。这就是美国著名的汽轮机厂提出在1975年可以指望应用初温为 $680\sim 707^{\circ}\text{C}$ 的根据。但是这样粗糙的推算不能认为是十分有理由的。

中间过热和回热

最近几年，美国汽轮机组经济性的提高同样是由于采用了蒸汽的中间过热。

广泛地采用蒸汽的中间过热是从1950年开始的。在四年中（从1950年到1954年）通用电气公司所设计的大功率有中间过热的汽轮机的数目，从19%增加到90%，其中功率在10万瓩以上的汽轮机几乎全做成有中间过热的。

应用了超临界参数的蒸汽后，就要牵涉到须要二次中间过热的問題了。

图1-3所表示的是过热温度和可能改善经济性的关系。在研究这个图表时必须考虑到，即经济性的个别数值可能是不可靠的，但是总的来看，这个图表可以给出中间过热对经济性的影响的概念。

应用这个图表的方法是这样的：第一簇斜线（从温度线向右算起）是表示应用过热温度比初温低的中间过热而得到的经济性的变化。第二簇斜线表示应用第二阶中间过热后所能得到经济性的提高，并给出了当第二级过热温度等于或低于第一级过热温度的效果。

应该指出，如果将蒸汽初参数增高到350大气压和 620°C ，并且用两级中间过热到 595°C 和 565°C ，那末循环的经济性要比用基础参数（140大气压和 $565/565^{\circ}\text{C}$ ）时提高约7.5%。

按爱利斯-查曼尔斯公司的意见是，超高参数的蒸汽经过第二阶中间过热后，经济性还可以提高约1.5%。

最近，对功率并不算太大的汽轮机（6万瓩，甚至4万瓩）应用中间过热也认为是具有经济价值的，对这一点的看法，各个公司都是一致的。图1-4（见70页）就是这类汽轮机

① 这电厂设计的介绍就在电世界(Elec. World)1954年142卷20期K.M. 依尔文所写的文章里。

的纵剖面图。这是通用电气公司所设计的一台功率为4~6万瓩，转速为3,600轉/分的单缸机组。

图1-5(見70頁)中所示的是爱利斯-查曼尔公司出品的汽轮机纵剖面图，它已经在运行，其功率为5万瓩，蒸汽中间过热的温度为565°C，即与新蒸汽的温度相同。

在广泛地应用蒸汽中间过热的同时，回热抽汽的数目也在增加，这一点在图1-2中就很明显地证实了。

目前，对一般大功率的汽轮机，其回热抽汽的平均数为七个；有些机组的回热抽汽数达八个，甚至到九个。

背压和余速损失

另一个提高汽轮机经济性的的重要因素是减少余速损失。目前，各汽轮机制造厂对于用减少余速损失的方法来提高经济性的问题，给予更大的注意力^①。

从各个公司提供的资料来看，他们正在大力进行旨在减少余速损失方面的研究工作。例如，通用电气公司为了校验三元流动的理论进行了试验研究工作。目前，这家公司建议在试验机组上进行3,600轉/分和1,800轉/分汽轮机排汽部分的研究，其叶片长度取极限值，真空度取正常值^②。

减少余速损失可按三个主要方向进行：

- a) 增加最后几级的叶片长度。
- b) 蒸汽分流和采用双轴式机组。
- b) 采用改进的排汽管。

增加最后级叶片长度的方法广泛地被采用在已有的和正在设计的构造中。最末级叶片的长度不断地在增长着，目前，对3,600轉/分的汽轮机西屋公司已经采用635公厘，而爱利斯-查曼尔和通用电气公司采用660公厘。

最近，对高真空的大功率的汽轮机，广泛地采用双轴式机组，其中高压缸的转速为每分钟3,600轉，而低压缸的转速为每分钟1,800轉。减低低压缸的转速，就有可能增加末级叶片长度和平均直径几乎到二倍左右，而应力的大小仍保持不变。目前，对1,800轉/分的叶片，其长度已达1,016~1,092公厘的范围了(后者为通用电气公司出品的汽轮机系列)。双轴式汽轮机允许在余速损失不大的条件下通过大量的容积流量。这种类型的汽轮机今天已经能设计到26万瓩了(但根据最近的报导，已经达到33万8千瓩了)^③。

不久以前，各制造厂广泛地宣传着用增加排汽口的数目作为减少单轴和双轴机组余速损失的方法。

对3,600轉/分单轴汽轮机，要增加其单机功率将导致排汽口的数目增加。因为每一个排汽口所能担负的最大平均功率，在较长时期内是保持不变的。目前对这样的汽轮机其排汽口数已达到三个，有的甚至达至四个(阿斯托利亚电站的通用电气公司出品的汽轮机)。

对双轴的机组(低压汽缸有较大排汽面积)，排汽口数目随着功率的增加而增加，但增

① 可见本书原文关于汽轮机排汽部分的技术经济比较一文。

② 这台试验汽轮机的照片，是从1955年第十届美国动力会议年会上通用电气公司所做的报告中选录下来的。——编者

③ 力能(Power)杂志1955年第9期(阿斯托利亚电站)。

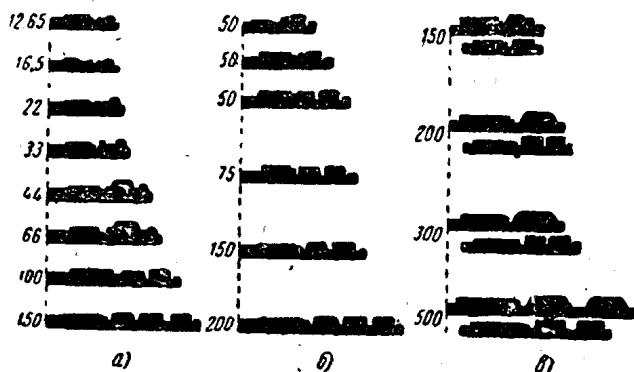


图1-8 功率1265万瓩到50万瓩之间的汽轮机机组所采用类型的示意图

- а—美国电气工程师学会和美国机械工程师学会的标准；
 б—中间过热式汽轮机的“普通类型”；
 в—双轴中间过热的汽轮机。

加得比较慢；低压汽缸仅有两个排汽口的汽轮机，容量为25万到30万瓩时，其特性仍很好(图1-8)。

减少排汽管中的损失。关于1800转/分机组的轴向排汽问题经初步实际研究后证明，应用这种类型的排汽可以提高经济性0.6%。通用电气公司出品的双轴汽轮机的低压部分，就采用了轴向排汽，其构造如图1-6(见71页)所示。该公司的另一些汽轮机，设计成侧面排汽(图1-7，见71页)。

汽轮机向高效率大功率发展时，必然与降低汽轮机机组和电厂总价格的努力相结合。上述的论点，在很大程度上决定于正确地选择汽轮机机组轴的数目。

汽轮机轴的数目

最近，这个问题曾是一个专题讨论的问题；各个工厂所制造的和在设计功率为20万到26万瓩以下的汽轮机中，有单轴的，但也有双轴的。

在选择主轴数目时，需要考虑到电厂本身的特点，一般还要进行分析这种或那种型式的(单轴式还是双轴式)汽轮机定货的经济技术比较的有利性。

爱利斯-查曼尔斯公司提出一个图表(图1-8)，表示现有的和将要设计的汽轮机的构造。

在亚临界参数的汽轮机中，不论是已经制造好的，或者是正在制造的，功率最大的汽轮机为：

а)西屋公司为格拉金电厂所造的单轴汽轮机，其功率为25万瓩，3600转/分(图1-9，见71页)。这台汽轮机本身是22万5千瓩机组的改进设计。由于它的背压较高(0.07大气压)，就有可能在保持末级叶片高度仍为635公厘的条件下所得到的排汽损失并不大。

б)西屋公司为鲁日河电厂所造的双轴汽轮机，功率为26万，其转速为：高压缸3600转/分，低压缸为1800转/分。

в)图1-10(见71页)是爱利斯-查曼尔斯公司出品的功率为20万瓩，转速为3600转/分的汽轮机的纵剖面图。这台汽轮机是属于“普通”类型的(见图1-8中中列的最末一图)。汽轮机是由三个汽缸，三个平行蒸汽分流所组成的。末级工作叶片长度为660公厘。一个止推轴承完全担负了全机组的轴向力；它的位置在高压缸和中压缸的中间，这两个汽缸中的汽流方向是相反的。

这种构造的汽轮机，由于转子和汽缸的温差所产生的定子和转子之间的相对膨胀为最小。内外汽缸之间和外汽缸和支座之间的死点是选择这样的，即要求机器在静止和工作状态时，其轴向间隙的变化为最小。当温度在565°C以下时，采用纯铁体的铬钼钢，而

当温度较高时，就要用奥氏体钢来代替了。如果将这台汽轮机的背压提高到0.07大气压，在同样的排汽部分下，功率就可以增高到25万瓩^①。

但是近来，在20万瓩以上的汽轮机构造中，双轴式的数目开始比单轴式的增多了，单轴式的机组正在被排挤出来，因为双轴机组是较有利的。

可用下列的数字来证实这个论点；近年来，通用电气公司接受了七台20万瓩以上单轴式汽轮机的订货（其中两台已经投入运行了）。

曾接受了十一台双轴式汽轮机的订货，其中一台已经投入运行，一台正在安装。从西屋公司的构造来看，这个论点就显得不太使人信服了。

对大功率汽轮机采用双轴式这一趋势的肯定，在很大程度上是由于出现了所谓新型“紧置”型的双轴式汽轮机的缘故^②。

最近所有美国主要制造厂均采用“紧置”型的构造。在上面例子中，通用电气公司出品的十一台汽轮机中，有十台是“紧置”型的构造。这家公司采用这种类型构造的第一台汽轮机的功率为15万6千瓩，它已在维尔·柯吉电厂里投入运行了。

这台汽轮机的设计真空度很高(0.017大气压)。当背压为0.035大气压时，这台汽轮机的低压缸可以用在25万瓩的汽轮机上。“紧置”型构造的优点就是十分紧凑。这类机器的高压缸转速为3600转/分，而低压缸——1800转/分。

图1-11(见71页)表示两类汽轮机的比较。一为单轴三分流3600转/分的汽轮机，其末级叶片长度在目前设计方案中是最长的，另一和它比较的是一台双轴式的汽轮机，其低压缸只有一个排汽口，转速为1800转/分。两者的排汽面积大小相等。通用电气公司做了比较后证明，双轴式汽轮机机组的本身是紧凑的，它的长度比单轴式机组要缩短9150公厘(宽度有些增加)。这类机组，当功率为15~25万瓩时，造价和单轴的相等，而经济性比单轴的高0.67%以上。

爱利斯-查曼斯公司也得出相同的结论，这家公司用三台功率为15万瓩相同参数的汽轮机作比较(图1-12)。图1-12中注明单轴式3600转/分汽轮机的长度和它所占用的面积。这些数字是指三分流式(末级叶片的长度 $l=635$ 公厘)和双分流式(末级叶片的长度 $l=660$ 公厘)汽轮机的，但同时也示出高压缸为3600转/分及低压缸为1800转/分的双轴“紧置”式汽轮机。

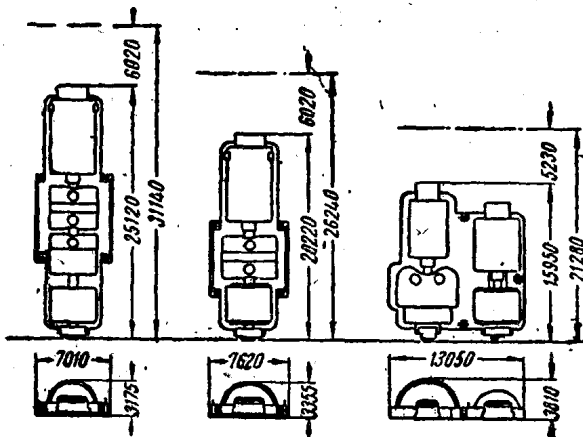


图1-12 15万瓩有中间过热汽轮机机组构造排列的几种方法

“紧置”式汽轮机在汽机车间中，既可以直放，也可以横放。“紧置”式汽轮机需要较小的吊车设备，并且可以很适合地安装在一机一炉型的电厂中。

估计，“紧置”式汽轮机将成为今后汽轮机的发展方向，并且将能把一台机组设计到

① 可以指出，在克利克的文章中(见本文开始)，这台汽轮机是作为15万瓩的标准汽轮机而出现的。——编者

② 参见本书原文威尔逊“大功率汽轮机机组”的文章。

50万瓩。

高压部的构造

高压部分的构造型式的選擇也是一个值得研究和分析的問題，其目的是在于将所有受高温作用的元件集中在一个地方(这样可以調剂热膨胀)、在于冷却內汽缸以及在于节省在超高参数和超临界参数下工作的汽轮机奧斯丁体鋼的消耗量。

可以說已經肯定了一种趨勢，就是对工作温度为 565°C 或更高的汽轮机均采用双层汽缸。

利用經過几級膨胀后的蒸汽来冷却內汽缸的系統，在最近几年里有了一系列的变更(图1-13, 見72頁)。

图1-13a(見72頁)是表示部分冷却的示意图(仅冷却进汽管)，图1-13b(見72頁)是用高压缸中間級抽出的中压中温蒸汽来冷却高压缸的示意图，图1-13c(見72頁)是表示初参数为165大气压和 593°C 的，有中間过热的汽轮机的內汽缸完全冷却的系統图。

对大功率、高参数中間过热式汽轮机的高压缸，各制造厂一致采用“反流”式，即蒸汽由汽缸的中間通入，經過一級或几級的膨胀，再經過中間过热后就通入同一汽缸的中压部分。蒸汽在这部分流动的方向正和高压部分流动方向相反，因而就出現了这个名称。

在現有的结构中，高压缸采用“反流”式的有格拉金(图1-9)和基尔尼(图1-14, 見72頁)电厂的汽轮机。

图1-15(見73頁)表示的是西屋公司出品的大功率高参数汽轮机調速級噴管室的典型构造。

在这个图上注出，在汽轮机正常工作时，噴咀組汽室元件的相对膨胀。两噴咀組汽室之間的間隙处的曲綫，是表示随着蒸汽流过噴咀时，汽室两边在空間膨胀的軌迹。間隙的大小应这样取，即汽轮机在正常工作时，其噴咀組汽室不致于相碰。

这种噴咀汽室的构造，不仅用奧斯丁体鋼，同样也用純鉄体鋼在高温下进行过試驗，試驗結果指出，它可以保証現代高参数汽轮机的順利工作。

制造厂对汽轮机中受高温零件的工艺檢查是十分重視的。为此，如爱利斯-查曼尔斯公司所指出的那样，同时采用了几种檢驗方法，例如既經過超音波探伤，又經過 x -射綫檢驗。为了檢驗，这家公司目前采用了强力的电子回旋加速器。

对現代高温汽轮机汽封的工作也十分重視。用在高温区域的水封均以汽封来代替。汽封的构造和运行問題，由于旧型汽封工作不佳，而进行过周密的考虑。

图1-16(見73頁)是西屋公司出品的高温大功率汽轮机的典型端汽封的构造。

汽封見图1-16a。

为了汽封能自动地工作，設有特列的裝置(图1-16b)，它由汽封蒸汽調节器、蒸汽凝汽器、排汽器和蒸汽冷却器組成。排汽器的作用是使汽封汽室中的压力保持低于大气压力，以免蒸汽漏入汽机車間內。在汽轮机低压缸低温端使用汽封时，須接入一个高温蒸汽冷却器(图1-16d)。

上述的汽封系統，很多机組都采用了。

超临界参数汽轮机的构造

目前对研究和选择超临界参数汽轮机的最好构造方案很重视。

按现有的设计方案来看,汽轮机在超临界参数下工作的部分,本身是一个附加的、单独无联系的汽缸,按照各公司的意见,这个汽缸最好有自己的轴承。超临界压力缸的转子和其他转子是靠挠性联轴节联结起来的。

超临界参数汽轮机的超高压部分设计成“普通”型的(见图1-17,见74页)。蒸汽的参数为 350° 大气压和625°C,两级中间过热为 595°C和565°C。超高压缸的功率约为全机组功率的25%。

汽轮机是冲动式的,调速级做成双速度级,是为了在第一级中就能得到很大的热降,这样就有可能使转子用现有的金属来做。这种超高压缸构造的特点是在于没有水平分面。在超高压缸构造中采用了内汽缸蒸汽冷却,冷却用的蒸汽在汽轮机中已经部分地作过功,为此在内汽缸中设有筒形槽。冷却内汽缸用的蒸汽是从超高压缸末级出来的430°C的蒸汽。

汽轮机各缸间的蒸汽流动路线画在图1-17下半部分。在第一级中间过热器中,蒸汽的温度加热到595°C;经过高压缸,蒸汽的参数为27大气压和约400°C;在第二级中间过热器中,蒸汽被过热到565°C。经过第二级中间过热以后的各部分和图9所示的相似。

除了这种“普通”型超高压缸构造外,西屋公司正在研究制造另一种构造,今暂称它为“X”型。这种构造(图1-18,见74页)是用于蒸汽初温高于620°C的汽轮机上。预计到它是在比较短期内运行,因为制造这种汽轮机所用的材料,在工作中受到很大的应力。目前正在仔细研究这类汽轮机在经济上的合理性等问题。

和蒸汽初参数为350大气压和620°C,并有两级中间过热 595/565°C相比,当蒸汽初温提高到650°C(其他参数均保持原来的水平),其经济性将可增加0.75%,如温度增高到678°C时,就可提高1.5%。

根据制造厂的意见,采用这种类型的汽轮机,它的有些零件在高应力作用下,只能工作较短的一段时间。但是,决不能因而而停止研究找出适当的材料,使制造出的汽轮机能有一般的长时期运行的可能性,因为当冶金方面的问题解决以后,那么关于这种类型汽轮机的問題,就有不同的决定了。

图1-18是西屋公司所拟定的“X”型汽轮机超高压缸的构造。蒸汽的参数是超临界的;即350大气压和650°C,二级中间过热 595/565°C。“X”型汽轮机的超高压缸约带全机负荷的10%,并且从超高压缸出来的蒸汽温度,应和现有汽轮机的初温度一样,即允许应用现代汽轮机制造业中所应用的材料。这台汽轮机各元件的布置和蒸汽流动方向也画在图1-18中。“X”型汽轮机超高压缸的尺寸相当小,汽缸的形状几乎是球形的。汽轮机转子中受高温的部分,长度不到610公厘;转子的其他部分的直径也是比较小的。

调节和保护系统

汽轮机工作的可靠性是决定于调节和保护系统工作的好坏,在报告中同样也注意了这些系统的选择和它的特性。

对大功率有中间过热的汽轮机,西屋公司提出了如图1-19(见75页)所示那样设置调

节汽閥的示意图。

这台汽輪机調节系統中的关闭机构是装在主汽管上的主汽閥和每級中間过热后管道上的关闭閥。除了上述两种閥門以外，在这系統中还有中間断汽閥，其功用是当汽輪机轉速超过正常时，减少从中間过热管流入中压汽缸和低压汽缸的蒸汽量。

高温大流量的汽輪机都采用两个主汽閥，这样可以在运行过程中檢驗其工作可靠性，而不减低其負荷。这类构造的典型特点是在正常負荷下，閥門不突出在蒸汽通路中，这样就可以减小在主汽閥中的流动損失并减少提杆和套筒之間間隙中的漏汽量。要达到这一点，必須使汽輪机在正常工作时，也就是主汽閥全开时，其閥球正坐在套筒上，从而閉塞了这个間隙(图1-19)。

此外，这种构造还可以大大地增大提杆和套筒之間間隙，因此，就使主汽閥的工作更可靠了。

在这个系統中把一关闭閥放在中間过热后的管道上，是为了制止蒸汽流入汽輪机的中压缸和低压缸中去。和主汽閥一样，这个关闭閥的关闭是靠保安裝置的动作。

中間过热后的关闭閥，在构造上和主汽閥比較，只有关闭方法上的不同。按制造厂的意見，它可以增加調节系統中关闭机构工作的可靠性，因为关闭閥元件中有两种运动：移动和轉动。

上面已經提到过，在汽輪机的中間过热导汽管上装有两个平行的中間断汽閥，这样就有可能在汽輪机运行过程中进行檢驗。

这些断汽閥的构造和主汽閥相同；提杆和套筒之間間隙很大，閥門也坐在套筒上。

图1-20(見75頁)中举例說明西屋公司大功率汽輪机机組所装备的典型的专用控制測量仪表。当汽輪机机組启动或在正常运行时，这些仪器在很大程度上能減輕工作人員的劳动强度。

这些控制測量仪器主要是測量和記錄主軸的偏心率，轉子的振动，汽缸的热变形，同样也能确定轉子的位置，以及測量轉动和靜止部分的变形。

記錄主軸偏心度的仪表(图1-20a, 見75頁)，对于汽輪机的启动特別有用；它能使司机知道是否可以安全地繼續提升轉速。

图1-20b中所示的振动仪可以測量主軸上需要測量的任何点的振动。这种振动仪同样可以用于測量軸承底座的振动，但是由于近代新型汽輪机高速轉子的質量很小，所以只当振幅达到可惊数字时，才可能应用这仪器来記錄軸承座的振动。

測量和确定汽缸在調速器端的前面部分的热膨胀，是用图1-20c所示的仪表进行的。在启动和改变負荷时，連續和均匀的汽缸膨胀，就表示汽輪机工作是正常的。

图1-20d是轉子軸向位移指示器。如果仪器記錄失常，就說明不是止推軸承負載过大，就是燒坏了。

相对热膨胀指示器(图1-20e)是測量和記錄轉动部分和靜止部分的热膨胀，也就是軸向間隙的变化。

(王維寶譯 石道中校)

2. 超高压汽轮机*

K. 弗兰克(美国西屋公司)

经过长期的讨论和研究之后,目前电厂使用超高压参数的問題正在实现。在此应该注意这样两个正在设计的机组:即費拉德菲公司爱迭斯顿电厂的32万5千瓩凝汽式汽轮机装置。它采用350大气压和650°C的蒸汽初参数,并且利用了两级中间过热,使蒸汽温度达到565°C。还有克利福連公司的21万5千瓩凝汽式汽轮机装置。它的蒸汽初参数为250大气压和593°C,并利用一次中间过热,使汽温达到565°C。采用了这些参数后,使电厂的热耗率降低250~380大卡/瓩小时。如果注意到美国电厂在过去十五年内(从1930年至1945年)热耗率方面只得到了同样的改进,那末改用新参数的重要性就更显而易见了。

关于类似的电厂,过去出版的刊物中已经谈到过。特别是在1954年美国动力会议的报告中,作者曾用曲线指出了在利用高初参数的愿望实现后大概可能预期的收获。目前详细研究这个问题的必要性已经成熟了。下面就将超高压循环和近代电厂常用的循环进行比较。后者是指:初参数为103大气压和538°C,过热温度为538°C,背压为0.05大气压的循环,即今天应理解成为参数比较低的循环;初参数为142大气压和565°C,蒸汽过热后温度为565°C,背压为0.05大气压的中参数循环;以及初参数为170大气压和593°C,蒸汽过热后温度为565°C,背压为0.05大气压的高参数循环。

电厂的性能

图2-1 a至c是初压力和初温度对汽轮机装置性能的影响曲线。当然这些数值应该按每一种汽轮机的具体类型和最后一級叶片的具体尺寸进行校正。从这两簇曲线里分别可得到汽轮机热耗率和机组净热耗率的数值。这两簇曲线间的差额是表示安装在从凝汽器到锅炉的给水管路上水泵的功率对热耗率的影响。给水泵功率的影响特别大。这种影响将单独叙述。

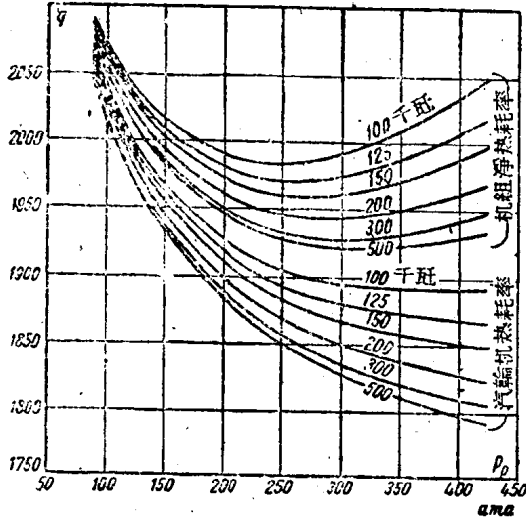
作曲线时所采用的汽轮机装置的热力系统用图2-2来表示。同时,为了便于变更,故意选择了最简单的热力系统图。

随着热循环初压的增高,带动给水泵所需能量的消耗也随之增加很多。因此在很大程度上降低了采用超高压电厂所能得到的热能的节约。因此给水泵占用功率大小对电厂特性曲线影响的研究是非常重要的。从图2-1可以看到,净热耗率在一定的蒸汽初压下具有最小值。为了更好地研究给水泵功率大小的影响,画出了专门的曲线(图2-3)。在这个图上,这些曲线所表示的是汽轮机的经济性和机组的净经济性和初压的关系^①。这些曲线是和初参数为142大气压和565°C,蒸汽中间过热后温度为565°C和背压为0.05大气压的循环做比较而得出来的。这些曲线是由图2-1a之数值换算而得的。

* C.I.C. Frank, Superpressure Steam Turbines, Combustion, 1955, V.27, №5.

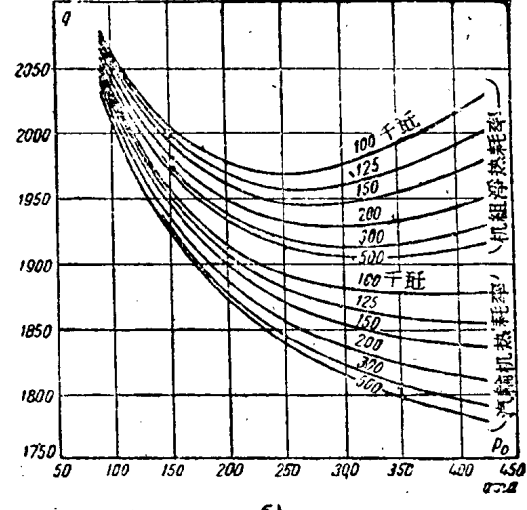
① 汽轮机机组的经济性是在不考虑水泵功率消耗时的经济性,而机组净经济性是在考虑水泵功率消耗后。

大卡/瓩小时



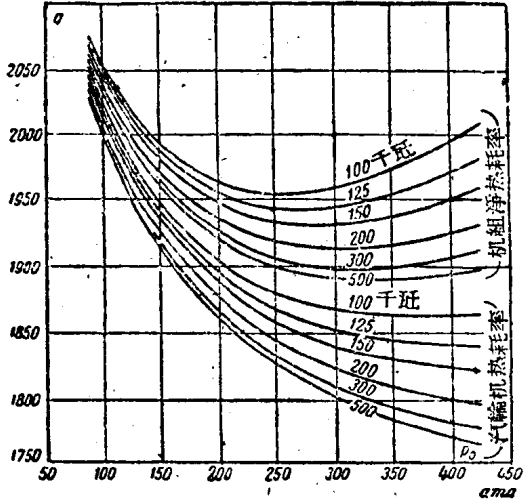
a)

大卡/瓩小时



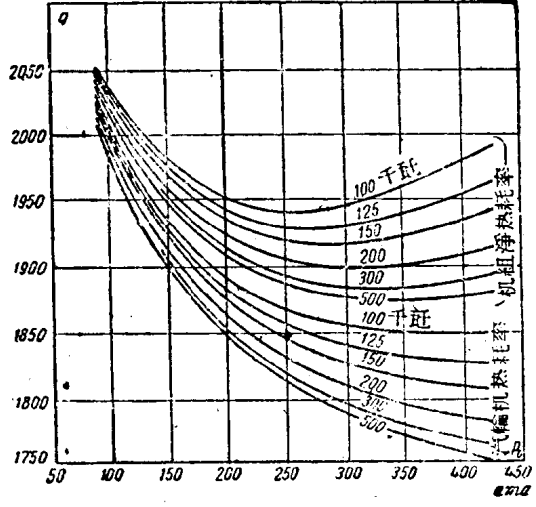
b)

大卡/瓩小时



c)

大卡/瓩小时



d)

图2-1 汽轮机的热耗率(一次中间过热, 六个回热抽气)

a—初温538°C; 中间过热温度538°C; 背压0.05大气压;

b—初温565°C; 中间过热温度538°C; 背压0.05大气压;

c—初温565°C; 中间过热温度565°C; 背压0.05大气压;

d—初温593°C; 中间过热温度565°C; 背压0.05大气压。

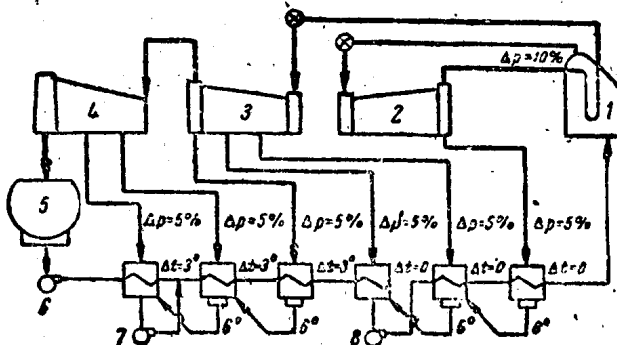


图2-2 汽轮机装置热力系统图

1—锅炉; 2—高压汽轮机; 3—中压汽轮机; 4—低压汽轮机; 5—凝汽器; 6—冷却水泵; 7—排水泵; 8—给水泵。

給水泵的影响

就在这同一个图上，表示了某一系数（即 $K_{n,n}$ ——譯注）和初压的关系，这个系数考虑了給水泵功率对汽輪机装置經濟性的影响。在給水泵的压力超过或等于汽輪机的新蒸汽压力时，这系数有不同的数值，图中表示的机組淨效率的曲线，是在給水泵压力超过汽輪机新蒸汽压力20%时得出来的，这个百分比是比较低的数值。給水泵大小的影响可以从下列的例子中看出来。当新蒸汽压力为350大气压，而給水泵的压力超过它20%时，也就是420大气压时，轉动給水泵的能量消耗为3.4%，或者大致为60大

卡/瓩小时。如果取压力超額的百分数为30%，也就是水泵的压力达到460大气压时，那末，能量消耗还要增加0.3%，即增加5.5大卡/瓩小时。作图2-1和图2-3中的机組淨效率曲线时，水泵和它的傳动装置的性能取下列数值：电动机的效率为0.95，傳动装置的效率为0.98。液体傳动装置的效率为0.96。水泵自己的效率为0.75。

用变轉速的汽輪机来代替給水泵的电力傳动装置是恰当的。这个汽輪机的蒸汽，可以从中間过热器的入口或出口处的蒸汽母管上供給。

工作过的蒸汽可以輸入任何一个低压回热加热器中。为了电厂的起動，必須要留一台电动給水泵。对不同类型的給水泵傳动装置方案的比較，是需要另作專門研究的。

电厂的預計热耗率

图2-1所示的汽輪机装置的热耗率数值，对于汽輪机的設計师們也是有意义的。在研究全电厂的工作和研究如何合理地选择参数时，必須知道全电厂的热耗率。于是，除了决定汽輪机机組的淨热耗率的因素之外，还應該考虑鍋炉装置的经济性，电厂輔助设备所需功率大小（原来沒有計算在內者）以及其他一切可能的損耗。在目前很难对所有可能的参数和不同的循环規定出全电厂的热耗率数值。在近似估計电厂热耗率时，我們可应用图1中汽輪机的淨热耗率曲线和已知的某些循环的全电厂的热耗率数值。例如，蒸汽参数为103大气压，538°C/538°C和背压为0.05大气压的10万瓩汽輪机电厂，按图2-1a汽輪机的淨热耗率是2065大卡/瓩小时，而电站的热耗率为2420大卡/瓩小时。也就是說，两种热耗率之間的換算系数为1.171。对20万瓩的电厂，汽輪机参数为142大气压，565°C/565°C和背压为0.05大气压，对应数值分别为：1975及2295大卡/瓩小时和1.161。对20万瓩的电厂，参数为170大气压593°C/565°C和背压为0.05大气压的汽輪机的数值为：1940及2225大卡/瓩小时和1.163。根据这些数据，計算汽輪机的热耗率和电厂的热耗率之間的差額时，平均換算系数可以取1.165。該系数的这个平均

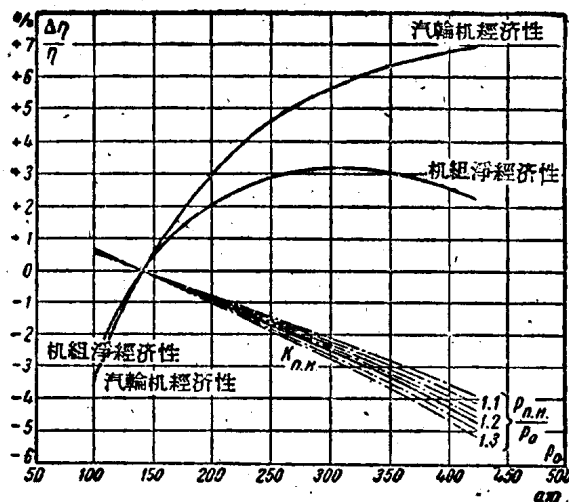


图2-3 給水泵对汽輪机装置經濟性的影响

給水泵功率对汽輪机装置所引起的效率改变（該汽輪机为一次中間过热和六个回热抽汽的）20万瓩，初温565°C；中間过热后温度为565°C；背压为0.05大气压。

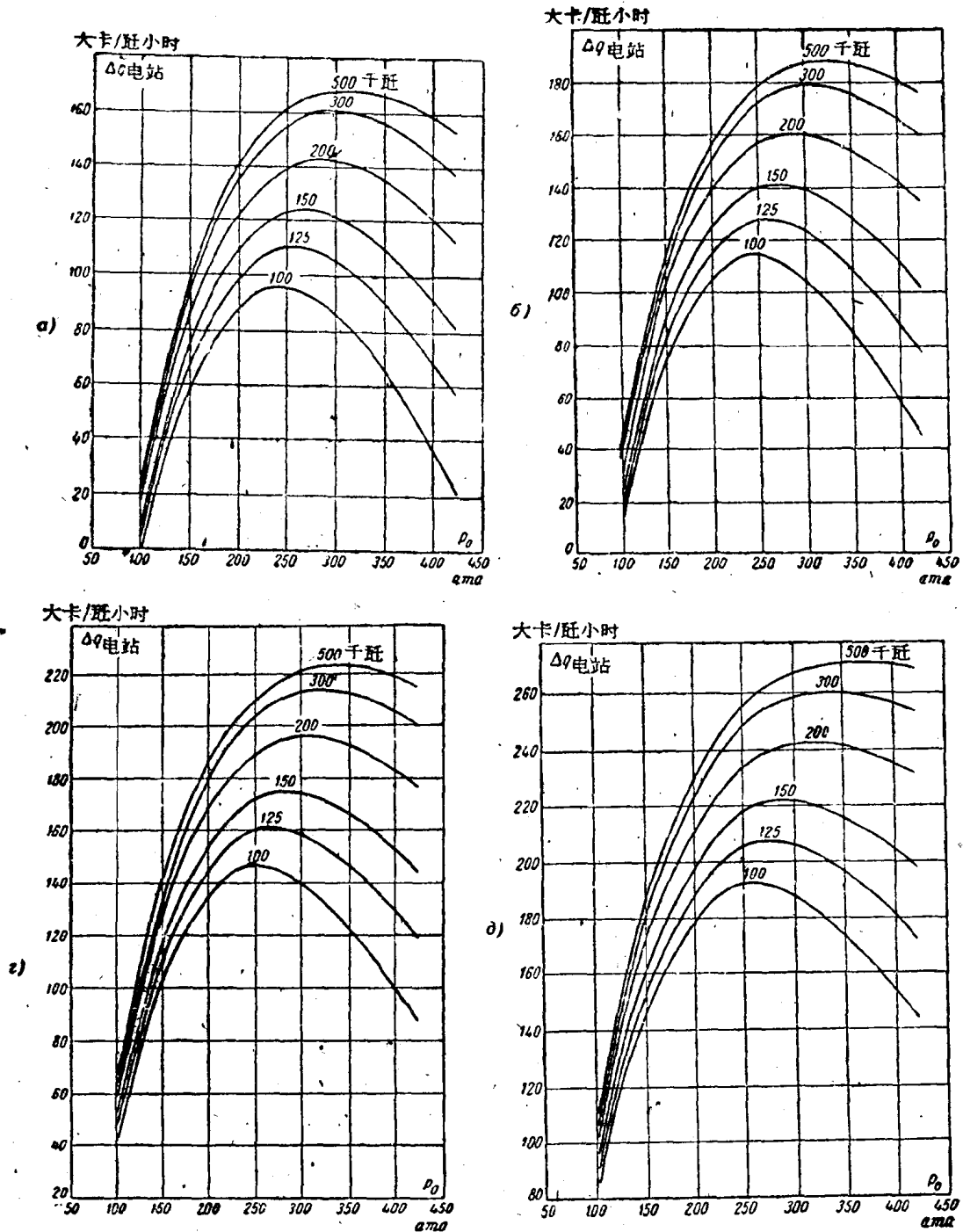


图2-4 电厂净热耗率

汽轮机机组有一次中间过热和六个回热抽气。 α —初温为 538°C ；中间过热后温度为 538°C ；背压为 0.05°C ；背压为 0.05 大气压； θ —初温为 565°C ；中间过热后温度为 565°C ；背压为 0.05 大气压； ι —初温为 593°C ；第一级中间过热后温度为 565°C ；第二次中间过热后温度为 565°C ；背压为 0.05 大气压； δ —初温为 593°C ；第一级中间过热后温度为 565°C ；第二次中间过热后温度为 565°C ；背压为 0.05 大气压； δ —初温为 593°C ；第一级中间过热后温度为 565°C ；第二次中间过热后温度为 565°C ；背压为 0.05 大气压。