

高等学校教学用书

汽輪机的凝汽設備

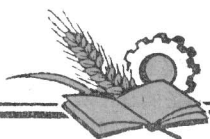
B·II·勃留多夫著

龔家彪等譯



中国工业出版社

高等学校教学用书



汽輪机的凝汽設備

B·II·勃留多夫著

龔家彪 王守泰 陈来久 曹祖庆 王荣年 陈景尧译

苏联高教部批准作为动力机械制造专业的教材

江苏工业学院图书馆
藏书章

中国工业出版社

本书詳細探討汽輪机表面式凝汽器的热力过程、凝汽器及其零件的构造；介紹主要零件的強度計算方法，以及凝汽器附属机組的必备資料。此外本书还探討循环水泵、凝結水泵及空气泵的构造及其运行，书中对空气泵予以很大的注意，对射汽抽气器的构造、工作原理及計算方法也予以研究。

在本书的最后部分中研究了凝汽器的变动工况，介绍了凝汽设备运行的一般資料，探讨了凝汽设备的設計和运行諸問題。

本书所探討的凝汽设备以苏联制造的为主。在大多数章节中都附有大量的例題，因而对大学生們有很大的帮助。

本书可作为我国高等工业学校动力机械学及动力专业的教材。

汽輪机的凝汽设备

B·H·勃留多夫著

魏家彪等譯

(根据水利电力出版社原稿重印)

*

第一机械工业部教材編审委员会編輯(北京复兴門外三里河第一机械工业部)

中国工业出版社出版(北京佟麟閣路丙10号)

(北京市书刊出版事业許可証出字第110号)

中国工业出版社第二印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

*

开本787×1092¹/₁₆·印張12·字数292,000

1958年2月北京第一版

1961年7月北京新一版·1961年12月北京第二次印刷

印数514—1,173·定价(10)1.50元

*

統一书号：15165·635(一机-121)

原 序

本書是按照“汽輪機的凝汽設備”這門課程的教學大綱編寫的，該教學大綱經蘇聯高等教育部高等工業學校管理司批准，並適用於動力學院和動力系的“汽輪機製造”專業。

現在，這門課程的情況是這樣的：雖然由於對汽輪機內的过程已有深入的了解、對汽輪機各部件和各另件的工作已有正確的概念，以及由於把空氣氣體動力學、彈性理論和其他知識領域中的近代成就運用到設計中去，以致在汽輪機製造的領域中和在設計和計算完善的汽機方面已經有了很大的成就；但在凝汽器製造的領域中，改進早先擬定的設計和計算凝汽設備的方法的工作，在長時期中就進行的極為緩慢。由於這種情況因而在實際工作中還存在着一種不精確的、有時簡直是錯誤的有關凝汽設備工作的見解。在很多情況下這些來自國外的見解就毫無批判地滲入到我們的有關資料中。但是在最近幾年內，由於蘇聯學者和技术人員在凝汽設備工作过程的研究方面，及其設計和運行的合理方法的探討方面進行了巨大工作，因而發現了這些見解的缺陷和錯誤。蘇聯科學的成就已使我們對這個技術部門所掌握的知識已大大的擴大和深入了一步，同時已使我們能擬定改善現有的及新設計的凝汽設備工作的方法。

在這一方面不能不指出在批判根深蒂固的有關凝汽設備工作的見解和樹立新觀點方面所進行的積極活動，這些活動開始於捷爾仁斯基至蘇熱工研究所開始目前還在勝利地進行着。在寫這本書時我廣泛地利用了这个研究所的工作人員，如技術科學博士Л. Д. 別爾曼、工程師Г. А. 穆林、技術科學副博士И. К. 葛里舒克三位同志的極有價值的研究成果。我也廣泛地利用了С. С. 古達節拉捷在波爾宗諾夫中央鍋

爐汽輪機研究所中對蒸汽凝結時的傳熱方面所得到的巨大成果。此外，本書在某種程度上也介紹了工廠設計部門的工作，特別是列寧洛勒斯大林金屬工廠以及其他機關（電站部技術改進局、熱電廠設計院）。

在發展凝汽設備的理論和實踐方面，雖然已有了一定的成就，但是還有很多問題仍舊沒有人研究。在這些問題中就有：估計滲入凝汽器的空氣對蒸汽空氣混合物向管壁放熱的影響問題。

在計算凝汽器冷卻面時，為了要正確地考慮到這個因素，現有的實驗數據是完全不夠的。工程師С. Н. 富克斯最近在全蘇熱工研究所所完成的副博士論文“帶有空氣的蒸汽在水平管子上凝結時的放熱”中，對於蒸汽空氣混合物在單根水平管子上凝結時的放熱系數確定了一系列新的實驗關係，但是對於實際設計來說，這些新的數據仍然是不夠的。

因為還缺乏估計空氣對放熱系數（自蒸汽至管壁）所生影響的可靠數據，所以暫時還不可能根據蒸汽空氣混合物向抽氣口流動的过程中局部傳熱系數的改變來進行凝汽器冷卻面的嚴密計算。因此，截至目前為止，實際上還是根據工業用凝汽器試驗時所得到的實驗數據來估計總的平均傳熱系數（凝汽器的全部冷卻面的平均值），然後再計算凝汽器的冷卻面。

由於上述情況，因而在敘述表面式凝汽器理論時在邏輯結構上出現了某些不協調現象，因為在足夠詳細地探討了蒸汽在凝汽器冷卻面每一部分的傳熱問題之後，我們還是不得不介紹僅根據總平均傳熱系數而得的試驗數據來決定凝汽器的冷卻面。但是，為了達到教學目的，我們認為在本課程中有必要對凝汽器中的傳熱理論儘可能作完整的說明，這些說明同時也是

为了对汽轮机凝汽器的热力计算问题作进一步研究打好基础。因此，本书中所述的凝汽器计算方法应该看作是：与其说被实践证明是有效的，不如说在教学法的理由上被证明是有效的。

除了尽可能完满地探讨表面式凝汽器的理论之外，本书对射汽抽气器也给予很大的重视。根据现代的概念，在凝汽器本身的工作和抽气器的工作之间存在着紧密的联系。所以凝汽器本身的工作实质上依赖于抽气器的工作，由此可见，正确了解抽气器的过程（特别在抽气器工况改变下），对凝汽设备的设计和运行甚为重要。但在这里对抽气器理论和实际方面的某些原则性问题也还没有充分讨论。在这些问题中就有：关于用工作蒸汽流来抽除蒸汽空气混合物的作用原理的确切概念、抽气器设计工况的决定等等。

苏联学者、设计师和运行人员的卓越工作，

无疑地在最近将会解决上述许多问题。但是在目前尚未解决的情况下，本书还不可能得到所期望的完满性和严整性。虽然如此，也可以相信本书采取这样的叙述方式无论对于学生或工厂工作人员都是有用的。

在编写本书时，我得到了莫斯科莫洛托夫动力学院热机教研组教师的集体帮助，我感谢 A. B. 雪格略耶夫教授、技术科学副博士 Г. И. 苏沃洛夫以及 H. K. 保达施柯夫副教授对我原稿中个别章节所提出的宝贵意见。我要特别感谢 H. Г. 莫洛卓夫副教授，他曾非常仔细地看过原稿，并曾提出了许多有益的意见。

最后还应该指出本书编辑 Л. И. 戈登副教授的帮助，戈登副教授对原稿中的个别地方作了更明确的说明。

B. 勃留多夫

目 录

原序		
第一章 緒論	4	
1-1. 汽輪設備中蒸汽終压的数值	4	
1-2. 凝汽設備的任务及其主要部件	5	
1-3. 凝汽器中真空的形成以及絕對压力的数值	6	
1-4. 凝汽器中的压力对于汽輪机所發出功率的影响	9	
1-5. 凝汽器中真空的測量	11	
1-6. 凝汽器的类型	12	
第二章 表面式凝汽器的理論和計算	16	
2-1. 表面式凝汽器的裝置和工作	16	
2-2. 进入凝汽器的空气量	18	
2-3. 蒸汽空气混合物及分压力的分配	21	
2-4. 蒸汽凝結过程的原理	23	
2-5. 凝結的方式	25	
2-6. 蒸汽凝結时的热交換	26	
2-7. 从蒸汽到管壁的放热	28	
2-8. 各別因数对于蒸汽向壁面放热的影响	36	
2-9. 蒸汽中的空气对于蒸汽向壁面放热的影响	39	
2-10. 通过凝汽器管壁的傳热	45	
2-11. 从管壁到冷却水的放热系数	46	
2-12. 傳热系数	47	
2-13. 凝汽器中蒸汽冷却水的溫度及其平均溫差	54	
2-14. 冷却水管的直徑、長度及数目	57	
2-15. 管子在凝汽器中的排列	59	
2-16. 冷却水的流程数目	61	
2-17. 凝汽器的汽阻	63	
2-18. 凝汽器的水阻	67	
2-19. 凝汽器的热力計算	69	
第三章 凝汽器的構造	74	
3-1. 汽流向下式凝汽器	74	
3-2. 汽流向側式凝汽器	75	
3-3. 汽流向心式凝汽器	81	
3-4. 汽流向上式凝汽器	84	
3-5. 管簇的合理形式	86	
第四章 凝汽器的零件和强度計算	88	
4-1. 凝汽器的管子	88	
4-2. 管板和縱向連接	97	
4-3. 凝汽器的外壳	101	
4-4. 水室和端盖	103	
4-5. 凝汽器与汽輪机的連接以及在基础上的安裝	104	
4-6. 大气排出閥	105	
第五章 空气泵	107	
5-1. 空气泵的种类	107	
5-2. 射汽抽气器的裝置和工作	110	
5-3. 計算射汽抽气器一級的理论基础	112	
5-4. 射汽抽气器計算例題	128	
5-5. 抽气器冷却器的計算	133	
5-6. 抽气器的特性	134	
5-7. 抽气器在变动工况下的工作	135	
5-8. 射汽抽气器的構造	138	
第六章 循环水泵和凝結水泵	145	
6-1. 循环水泵的类型、裝置和拖动	145	
6-2. 选择循环水泵所需数据的确定	148	
6-3. 循环水泵的構造和特性	151	
6-4. 循环水泵的調节和併列运行	155	
6-5. 凝結水泵	156	
第七章 凝汽器在变动工况下的工作	160	
7-1. 改变主要因素对于凝汽器工作的影响	160	
7-2. 改变抽出的空气量对于凝汽器中压力的影响	164	
7-3. 凝汽器特性曲綫的繪制	166	
第八章 有关凝汽設備运行的一般知識	168	
8-1. 凝汽設備在汽輪机起動、运行及停机时的維護	168	
8-2. 凝汽設備工作中的監視	169	
8-3. 凝汽器中真空下降的原因	171	
8-4. 凝結水的过冷却	173	
第九章 凝汽設備在設計和运行中的經濟問題	175	
9-1. 凝汽器中經濟上最有利的压力	175	
9-2. 确定凝汽器中最有利的冷却倍率及最佳的冷却水流速	176	
9-3. 設備正在运行时确定凝汽器中最有利真空的工况	178	
附录	184	
参考讀物目录	180	

第一章 緒 論

1-1. 汽輪設備中蒸汽終压的数值

提高汽輪設備的經濟性可以循兩方面来进行：一方面力求达到較高的循环热效率，而另一方面則極力設法使組成汽輪設備各个机組的工作完善，首先是汽輪机本身，汽輪机通汽部分的工作完善。

在达到汽輪設備較高的循环热效率的諸主要方法之中有这样一些方法，如提高設備的初参数和降低終压力。

在汽輪設備中采用高压，譬如在 480°C 时 90 絕對大气压，則与中压設備(29 絕對大气压及 400°C) 比較可使設備的經濟性提高 12—15%。苏联現有的动力正在广泛运用这些参数的基础上發展着，不但如此，还可以預料到蒸汽初压还将繼續增大，并因此而提高蒸汽的初温。

在設備中降低終压也使蒸汽循环的經濟性大大提高。从热力学中大家都知道，随着終压的降低、乏汽温度也相应降低、因此傳給冷源的热量减小，这样就使循环經濟性在其他条件不变的情况下相应增加。

研究圖 1-1 所示循环热效率 η_c 与 P_2 之間的关系，可以看出降低汽輪机的背压力 P_2 是如何地有利。很明显，在选定的蒸汽初参数 35 絕對大气压及 435°C 之下，終压从 1 絕對大气压降低到 0.1 絕對大气压使热效率从 27.7% 升高到 35.5%。背压力繼續降低时， η_c 还将增長得更猛烈些。由此可见，这一提高蒸汽动力循环經濟性的方法是非常有效的。

降低終压至大气压力以下，实际上乃是使乏汽在高度真空下凝結来达到的。为了这个目的，極大多數的汽輪裝置都具有凝汽設備。

在使蒸汽全部凝結或部分凝結(抽汽式汽輪机)的近代汽輪設備中，終压一般很低。其

設計值多半为 0.05—0.04 絕對大气压。而且汽輪机的凝汽設備容許能够获得更加低的終压。

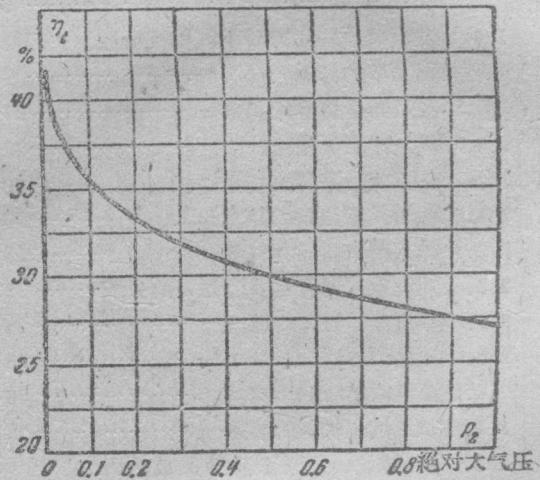


圖 1-1 热效率 η_c 与背压力 P_2 的关系
初参数: $p_0=35$ 絕對大气压, $t_0=435^{\circ}\text{C}$

但是在設備中真正实行可能更低的終压并非都是合适的，因为在汽輪机乏汽口中保持真空是需要化費能量来帶动凝汽裝置的附屬設備的。因此，汽輪机背压力降低时，虽然焓降增大，汽輪机的功率也相应增加，但凝汽設備所消耗的功率也同时增大。从某一时候起，汽輪机因真空度增大而增加的功率比凝汽裝置附屬設備运行所增加的能量消耗还要小些，因而繼續降低終压就会得不偿失。

乏汽的体积随 P_2 的降低而急剧增大，汽輪机排汽部分的尺寸就因此而需要显著增大，主要是汽輪机最末一級的尺寸需要增大，这也就影响到終压的選擇。

例如，如采取蒸汽的初参数 $p_0=90$ 絕對大气压以及 $t_0=500^{\circ}\text{C}$ ，而汽輪机的內效率 $\eta_{oi}=0.84$ ，則在不同的 P_2 时將有：

最終压力	$p_2=0.05$	0.04	0.03	絕對大气压
最終比容	$v_2=25.1$	30.8	40.0	公尺 ³ /公斤
比容之比	$v_2/v_{2,0.05}=1.0$	1.23	1.59	
	$v_2/v_{2,0.04}=0.815$	1.0	1.30	

这就是說、在所有其他条件相同时,取 $p_2=0.04$ 絕對大气压以代替0.05絕對大气压为設計数值,就需要增大最末一級的通道截面23%,而以 $p_2=0.03$ 絕對大气压以代替0.04絕對大气压則需增大30%。

这一情况使汽輪机的構造趋于复杂,因而增高汽輪机的造价。在設計大型凝汽式汽輪机时还發生特殊的困难。因为在这种汽輪机中蒸汽的体积流量成为如此之大,以致降低設計背压会受到最末一級叶片的通汽能力的限制,而这一級的叶片根据强度条件已不能做得比一定的尺寸再大。使最末一級叶片出口处蒸汽速度增加固然可以增大蒸汽流量,但同时也会引起汽輪机中排汽損失的增大,从而因采用較低終压而得来的好处也就减小。因此在这种情形中我們在最末几級采取各种蒸汽分流的方法。

必須指出,苏联工厂在設計最末几級最大的叶片中已經有了能够超过国外厂商技术的巨大成就。在列宁格勒斯大林金屬工厂的構造中,最末几級叶片的尺寸是現有汽輪中最大的。这些成就大大地扩大了在大型凝汽式汽輪机中利用高度真空的可能性。

目下在苏联的汽輪机制造業的实践中,在很多情况下采用更低的乏汽設計压力——0.035—0.03絕對大气压。采用高度真空还能够更加提高汽輪设备的經濟性。采用較高真空时,在汽耗量上所节省的数量多寡很容易从研究下面的数字中看出:

初参数	$p_0=90$ 絕對大气压及 $t_0=500^\circ\text{C}$			
終压力	$p_2=0.05$	0.04	0.03	絕對大气压
理想焓降	$H_0=323$	329	336	仟卡/公斤
节省汽耗	$\Delta\eta_n=-1.82$	± 0	$+2.12\%$	

由这些数字的比較中可以見到,如果不考虑消耗在凝汽裝置附屬設備上的能量随 p_2 設計值降低而引起的改变,那末对于高压汽輪机來說,背压从0.04改变为0.03絕對大气压,可使

汽耗量大概减小2% (要稍許小一点,因为在回热循环下凝結的要蒸汽流减小到只达总蒸汽量的80—70%)。

对于中压汽輪机來說, p_2 降低时焓降的相对增加比高压汽輪机大,因而汽耗的节省約等于2.5%。

考虑到消耗在凝汽裝置附屬設備上的能量之可能增加,可以平均地認為:随着 p_2 設計值之从0.04降低到0.03絕對大气压,汽耗量的节省是1.5—2%。

对于担負基本負荷的大型汽輪机,汽耗量减小1.5—2%,可以节省相当多的燃料;对于功率为50 000瓩的設備來說,每小时約可节省300—400公斤的标准燃料。这一燃料的节省在国民經济中具有重大的意义。因此当 p_2 的設計值降低到0.035—0.03絕對大气压且不致引起在凝汽設備能量消耗的显著增大时,使所有設備的結構复杂一些,价錢貴一些,也就是扩充汽輪机的低压部分以便利用高度真空常常是比較合理的方案。

在汽輪設備中应用高度真空是苏联动力經济部門中目前技术政策的主要方向之一。

因此合理設計和正确运行凝汽設備問題一直是苏联动力工作者急待解決的問題,它在目前对于动力工業的进一步發展具有更加重要的意义。

1-2. 凝汽设备的任务及其主要部件

从热力学方面来看,汽輪裝置中的凝汽設備执行了冷源的功用,降低冷源的温度就提高循环的热效率。要实现这一作用就要凝結乏汽,此时所形成的凝結水可以保存住,而后即用来作为蒸汽鍋爐的給水。因此,汽輪裝置中凝汽設備的任务包括:

- 在汽輪机乏汽口中建立并保持高度真空;
 - 获得供蒸汽鍋爐給水用的純淨凝結水。
- 凝汽設備包括下列部件:凝汽器,循环水泵,凝結水泵及空气泵。这些部件以及帶动各

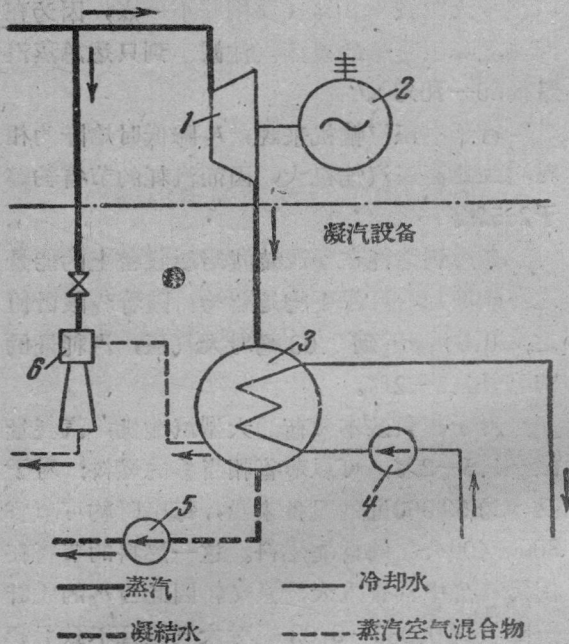


圖 1-2 最簡單凝汽設備的原則性示意圖

1—汽輪機；2—發電機；3—凝汽器；4—循環水泵；5—凝結水泵；6—射汽抽氣器（空氣泵）。

泵所需的動力機械、所需的管道及管子附件組成了凝汽設備。

圖 1-2 所示是最簡單凝汽設備的原則性示意圖。

來自汽輪機 1 的乏汽通向凝汽器 3，汽輪機 1 與發電機 2 相連，凝汽器 3 是一個熱交換器具，通常為表面式，乏汽即在凝汽器中凝結。為了帶走蒸汽凝結時所放出的熱量，用循環水泵 4 使冷卻水不斷地流過形成冷卻面的凝汽器管子。水從離電廠不遠的自然供水水源（河、湖或海）中進入。如果在電廠所在地區缺乏天然供水水源，那麼水從人工供水水源（冷水塔、冷水池或噴水池）中進入凝汽器。在凝汽器中受熱後的循環（冷卻）水在冷水塔、冷水池或噴水池中冷卻，此後這些循環水從新用來使蒸汽凝結。在第一種供水系統中稱為直流供水。利用人工水源時供水系統有迴流供水之稱。也有同時採用直流供水和迴流供水的綜合供水系統。

蒸汽凝結後所形成的凝結水，由凝結水泵 5 從凝汽器中抽出並打入蒸汽鍋爐的給水箱

中。

為了保持凝汽器中所建立的真空，必須從凝汽器的蒸汽側不斷地排除不能凝結的氣體——空氣，空氣之進入凝汽器中主要是由於處於真空狀態下的系統不夠嚴密。排除不能凝結的氣體的任务由空氣泵 6 來承擔，通常以射汽（蒸汽）抽氣器或射水（水力）抽氣器作為空氣泵。在起動凝汽設備使投入運行時，為了在凝汽器中造成最初的真空，採用了特殊的起動抽氣器以幫助經常作用的主要抽氣器，以便在凝汽器的蒸汽空間以及汽輪機機殼內迅速地排除空氣；大家知道，當汽輪機空轉時真空一直延伸到第一級的汽室。

除射汽抽氣器之外，所有這些設備都放在裝着汽輪發電機的機器樓下的凝汽間——地下室中。在近代設備中，為了便於運行，通常將射汽抽氣器置於汽輪發電機的近旁。在採用小功率汽輪機的單層裝置中，凝汽設備的機組即位於機器分場內，此時並無凝汽地下室。

近代汽輪設備具有較圖 1-2 所示要複雜得多的熱力系統，這主要是由加熱給水的回熱系統所造成的。回熱系統的工作與凝汽設備的工作有緊密的聯繫。冷卻器和發電機的空氣冷卻器亦都與凝汽設備的循環水系統相聯繫，前兩者也都位於凝汽間中。可見，不論是整個汽輪設備工作的經濟性及工作的可靠性都與凝汽設備的工作有關。因此在汽輪設備的運行中，應對凝汽設備的工作付予很大的注意。

圖 1-3 所示是正常凝汽設備機組的佈置實例。

1-3. 凝汽器中真空的形成以及絕對壓力的數值

凝汽器中真空的形成與下述情形有關：如大家所知道的，密閉在某一定容積中的蒸汽與液體之間的平衡壓力，須視蒸汽與液體在該容積中所共處的溫度而定；此時兩者的關係是單值的，也就是說每一蒸汽在其飽和狀態下的溫度與一完全一定的平衡壓力相對應。因此，如

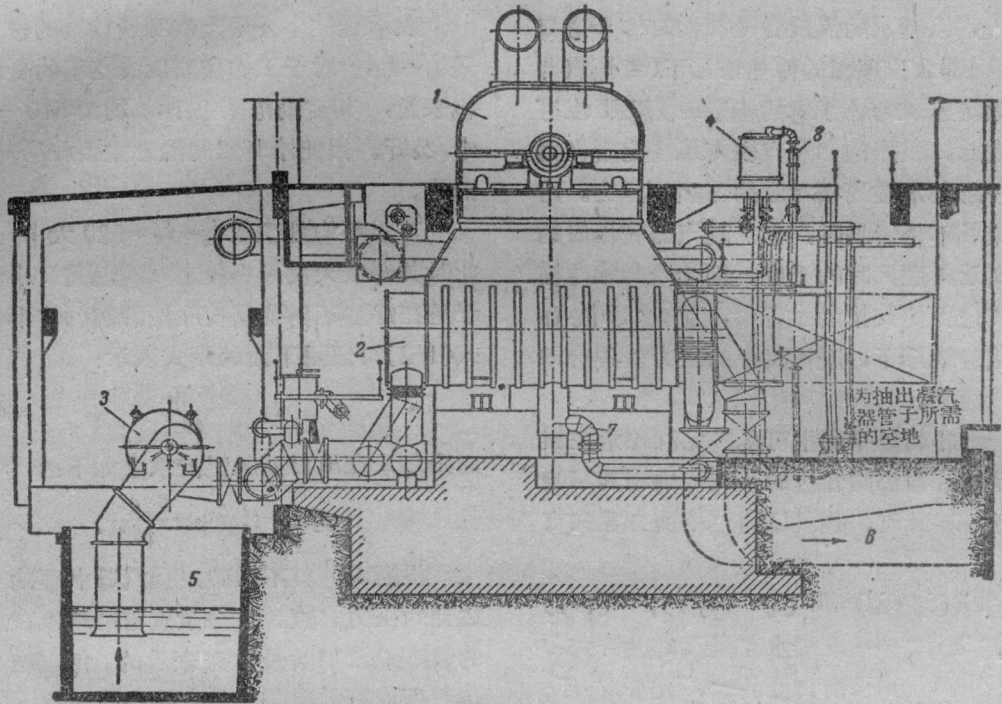


圖 1-3 凝汽設備總圖

1—汽輪機；2—凝汽器；3—循環水泵；4—抽氣器；5—吸水井；6—冷卻水排水溝；
7—至凝結水泵的凝結水管；8—空氣管。

果在这个沒有其他氣體存在的容積中發生了蒸汽的等壓凝結過程（也就是流進凝汽器被凝結蒸汽的流量不變，凝結的熱量不斷的被帶走，及此時所形成的凝結水也不斷被帶走等條件下的穩定凝結過程），則在容積中將確立與溫度相對應的壓力，此溫度就是容積中的蒸汽隨冷卻條件而改變的溫度。蒸汽最低的極限溫度是冷卻介質的溫度，凝結過程即靠這一介質將熱量帶走。若以普通水放在凝汽器中作為冷卻介質來冷卻。那麼，在冷卻介質的溫度之下，平衡壓力是一很小的數值。舉例來說，如果蒸汽在容積中凝結時的溫度等於 20°C ，則其中的壓力由飽和蒸汽表可以求得為 0.0238 絕對大氣壓。因此，在凝結純淨的蒸汽時只要使凝結過程的溫度降低到 20°C 就可以達到高度的真空。

但是在真實的凝汽器中，蒸汽的等壓凝結過程是在有不凝結氣體（主要是空氣）存在的情形下發生的，因此如果對這種空氣不採取特別

措施來從凝汽器中將它排除，則儘管對應于蒸汽（在通常冷卻條件下）飽和溫度的壓力可以比大氣壓力低得很多，但在蒸汽凝結過程中，由蒸汽和空氣分壓力所構成的凝汽器中的總壓力畢竟仍然會等於大氣壓力的。因為這個緣故，為了確定蒸汽的等壓凝結過程，並在高度真空的水平上保持這一過程（這一高度真空是根據蒸汽在真實凝汽器中的冷卻情況而達到的），則除了必需經常帶走熱量和所形成的凝結水之外，像前面已曾指出，還必需不斷帶走漏入凝汽器中的空氣。因為漏入凝汽器中的空氣量與流入凝汽器中的乏汽相比是很小的，所以在不斷排除空氣的條件下凝汽器中的壓力實際上等於和凝結溫度相當的飽和壓力。

現在我們來研究在凝汽器各種不同的運行條件下，凝汽器所能達到的壓力究竟是多少。

從凝汽器中形成真空的過程中得出的結論是：凝汽器中壓力的最小數值決定於冷卻水的

温度。在以冷却水数量的無限多為特征的理理想凝汽器中，冷却水的温度各处相同并等于进口处的数值。那么在理想的傳热情形下(当蒸汽与水之间的温差成为等于零的極限时)以及沒有空气存在时，根据饱和蒸汽表可以决定凝汽器中与这一冷却水温度相对应的“理想”压力。冷却水的流量不是無限时，它从凝汽器流出时的温度將高于其进入时的温度，因为冷却水与被凝結蒸汽进行热交换的过程中，前者即被加热。在这种情形下，凝汽器中的压力就与冷却水的流量有关。

从凝汽器的热平衡中可以决定冷却水在出口处的温度。与周圍介質的热交换由于其不重要而忽略不計时，凝汽器的热平衡方程式可以写作：

$$D_k(i_2 - i_k) = W(i_2^{sod} - i_1^{sod}), \quad (1-1)$$

式中 i_1^{sod} 及 i_2^{sod} —— 冷却水在凝汽器进口处和出口处的焓，大卡/公斤；

i_2 —— 乏汽的焓，大卡/公斤；

i_k —— 从凝汽器中流出的凝結水的焓，大卡/公斤；

D_k —— 进入凝汽器中的蒸汽量，公斤/小时或吨/小时；

W —— 冷却水量，公斤/小时或吨/小时。

在低温范圍中，冷却水及凝結水的焓 i_2^{sod} ， i_1^{sod} 及 i_k 在数量上等于其相当的温度 t_1^{sod} ， t_2^{sod} 及 t_k 。因此方程式(1-1)可以改写作：

$$D_k(i_2 - t_k) = W \cdot (t_2^{sod} - t_1^{sod}). \quad (1-1a)$$

由此，凝汽器中冷却水的温升 $\Delta t = t_2^{sod} - t_1^{sod}$ 將为

$$\Delta t = \frac{i_2 - t_k}{\frac{W}{D_k}} = \frac{i_2 - t_k}{m}. \quad (1-2)$$

由比值 $\frac{W}{D_k} = m$ 公斤/公斤或吨/吨所决定的，在凝結 1 公斤蒸汽上所費的冷却水量通常称为冷却倍率。在現代凝汽設備中冷却倍率的数值在 50—120 的范圍之內。 m 的合适数值可

用技术經濟的計算来求得(參閱 § 9-2)。

表示凝結 1 公斤蒸汽时所放出的热量的焓差 $i_2 - t_k$ ，对于工作在高度真空下的凝汽汽輪机來說，其变动范圍很小，約为 510—530 大卡/公斤。因此冷却水的温升主要視冷却倍率而定。

可以平均地采取 $i_2 - t_k = 520$ 大卡/公斤；此时其与最大或最小值之間的偏差將小于 2%。于是在許多不需要高度准确計算的情形中，公式(1-2)可以用下面的形式表示：

$$\Delta t = \frac{520}{m} \quad (1-2a)$$

而冷却水在出口处的温度求之如下：

$$t_2^{sod} = t_1^{sod} + \frac{520}{m}. \quad (1-3)$$

根据 t_2^{sod} 就不难确定凝汽器中理論上能够达到的压力之值。这一数值与冷却水在进口处的温度以及用数量 m 来表示的，每凝結 1 公斤蒸汽所应有的冷却水量有关，这一关系如圖 1-4 所示。圖中曲綫是在被凝結蒸汽的温度与凝結水离开凝汽器时的温度相等这一假定之下

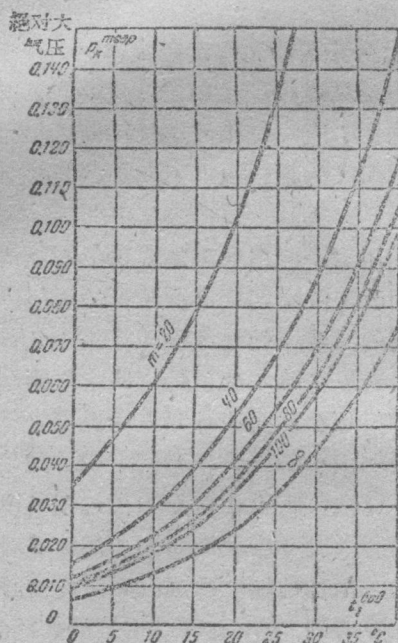


圖 1-4 凝汽器中理論上能达到的压力 p_k^{meop} 与冷却水温度 t_1^{sod} 及冷却倍率 m 之間的关系

繪成的。

从这些曲线得到的结论是：冷却水的温度愈低，冷却倍率愈大，则在凝汽中能够达到的真空愈高。就平均数值 $t_1^{000} = 10^\circ\text{C}$ 及 $m = 60$ 来说，凝汽器中理论上能够达到的压力是 0.0221 绝对大气压。

在实际情形中，被凝结蒸汽与冷却水之间的换热永远有一些温度差 δt 。因此，在真实的凝汽器中蒸汽的温度 t_n 较冷却水出凝汽器时的温度 t_2^{000} 要高出 δt 那么多，这也就是说

$$t_n = t_2^{000} + \delta t. \quad (1-4)$$

在表面式凝汽器中传热温差 δt 的设计数值在 $3-10^\circ\text{C}$ 的范围内。传热温差与凝汽器的冷却面积有关； δt 随冷却面的增大而减小。为了作比较性的计算通常取 $\delta t = 5^\circ\text{C}$ 。由此得

$$t_n = t_2^{000} + 5 = t_1^{000} + \frac{520}{m} + 5^\circ\text{C}. \quad (1-5)$$

在凝汽器中对于不同的 t_1^{000} 及 m ，由公式 (1-5) 求得与 t_n 相当的压力如表 1-1 所示：

表 1-1

冷却水进口 处的温度， °C	凝汽器中的压力，绝对大气压			
	冷却倍率			
	50	60	80	100
0	0.0178	0.0160	0.0138	0.0126
5	0.0245	0.0221	0.0191	0.0176
10	0.0331	0.0300	0.0261	0.0241
15	0.0442	0.0402	0.0353	0.0327
20	0.0585	0.0533	0.0472	0.0438
25	0.0770	0.0702	0.0624	0.0579
30	0.0998	0.0915	0.0815	0.0761
35	0.1282	0.1178	0.1055	0.0987
40	0.1639	0.1515	0.1362	0.1270

1-4. 凝汽器中的压力对于汽轮机所发出功率的影响

用计算的方法，或者更好的是用实验的方法，可以对每一机组确立功率的改变 ΔN 与背压 p_2 之间的关系。在绘制实验曲线 $\Delta N = f(p_2)$ 时，必须在凝汽器的进汽量不变时进行一

些试验，此时应在不同的乏汽压力下准确地量度汽轮机所发出的功率。

在大多数情形中，凝汽器紧紧地与汽轮机的乏汽口相连接，并在凝汽器的喉部测量乏汽的压力，也即在凝汽器的受汽管上测量乏汽压力。因此，在凝汽器中被量得的乏汽压力 p_n 与背压 p_2 的计算值不同，后者是最末一级叶片后面的压力，两者的差别就在乏汽管的阻力上，乏汽管的阻力约达 4 公厘汞柱，或更高一些，特别在焊成的乏汽管构造中。

A. C. 齐里别尔曼及 Г. С. 斯摩良罗夫 (пмэ) 确定了 [参考读物 1]：如果按照求 $\Delta N = f(p_2)$ 的计算或实验结果，对于进入凝汽器中一定的蒸汽量 D_n 构成关系式 $\frac{\Delta N_i}{D_n} = \varphi\left(\frac{p_2}{D_n}\right)$ 或 $\frac{\Delta N_0}{D_n} = \psi\left(\frac{p_n}{D_n}\right)$ ，（此处 ΔN_i ——汽轮机轴内功率的改变，而 ΔN_0 ——汽轮机发电机电功率的改变），则这一关系将普遍适用于凝汽器的任何进汽量。图 1-5 给出了由计算方法得来的这种关系的例子。

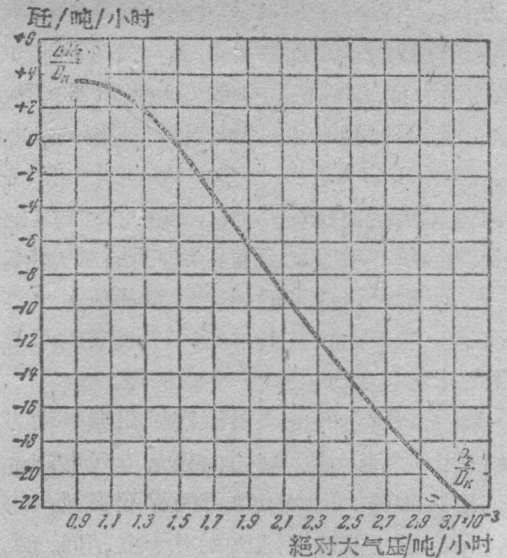


图 1-5 凝汽器中压力影响于汽轮机功率改变的通用曲线

所介绍的曲线表示出：随着 p_2 的减小功率改变 ΔN_i 的增量在背压变化的很大范围内

几乎保持不变。但是从某一时候起，汽轮机后面的压力降低时， ΔN_i 的增量缩小而至于到零。对于凝汽器中这一压力，亦即随着这一压力的降低汽轮机功率改变的增量开始为零时的压力，称为凝汽中的極限压力，或者，像大家常常說的極限真空。

在圖 1-5 所示的例子中，凝汽器中的極限压力相当于 $\frac{p_2}{D_{\kappa}} = 0.9 \times 10^{-3}$ 絕對大气压/吨/

小时。于是在本例中在和正常工况相适应的进汽量 $D_{\kappa} = 34$ 吨/小时时，極限压力 p_2 是 ~ 0.0306 絕對大气压。这并不是汽轮机后面物理上可能达到的最低压力，而是在这一压力下，已不再可能有效地利用汽轮机中因 p_2 降低而增大的焓降。这一压力相当于充分利用了汽轮机最末一級叶片出口斜切部分的膨胀能力。在达到这一極限压力之后，当 p_2 繼續降低时，蒸汽的膨胀已發生在最末一級工作叶輪的后面，因此不能再使有效功增大。

既然圖 1-5 中所示的关系对于一定的汽轮机是普遍适用的，則亦不难确定：不同的極限压力与凝汽器中不同的进汽量相对应，極限压力随进汽量的减小而降低。这一情形可用圖 1-6 所示的、汽轮机功率改变与凝汽器中压力改变的关系曲线来很好地表明，这些关系曲线则是根据 JM3 AT-25-1 型及 AP-25-1 型汽轮机的通用实验曲线繪成的。在圖 1-6 中縱坐标向上表示功率增量的負值，因此曲线的斜率对圖 1-5 所示通用曲线的斜率来说是按另一方向改变的。这些曲线按其过程的性質来说乃是圖 1-5 所示普遍关系在鏡子中的映像。

圖 1-6 所示的曲线是汽轮机組典型动力曲线的一个示例，典型动力曲线是苏联电站部规定作为其所屬电厂必須执行的标准資料，規定的目的在于使估計各別因素对于电站同一类設备工作經濟性的影响上得到統一。依靠已知的典型特性曲线，就可以求得当凝汽器中乏汽絕對压力改变时功率的修正值，从而也就可以求得汽耗量及热耗量的修正值。从圖 1-6 的曲线

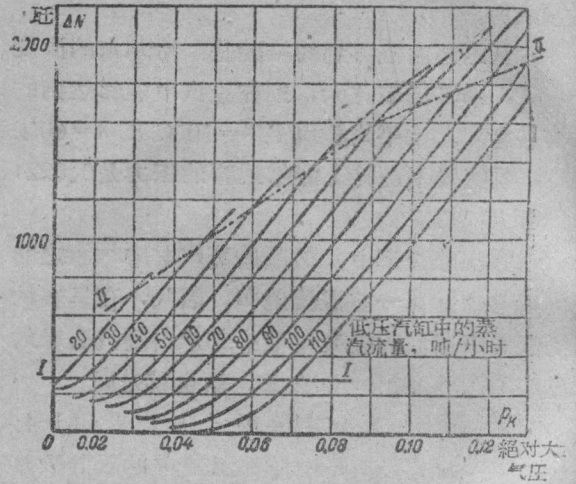


圖 1-6 汽轮机功率改变与凝汽器中压力改变的关系—JM3 牌 AT-25-1 及 AP-25-1 型汽轮机的典型动力特性曲线

中看得出来：在極限曲线 I-I 及 II-II 的范围内，当 p_{κ} 改变 ± 0.01 大气压时，JM3 牌 AT-25-1 及 AP-25-1 型汽轮机功率的平均修正值是 ± 250 瓦。

工作于初参数为 29 絕對大气压 400°C 的其他类型汽轮机的通用特性曲线表示，当凝汽器中的压力与相当的正常数值偏差不大时，其斜率几乎与圖 1-6 所示者相同。因此，在同一功率的一些汽轮机中，当进入凝汽器中蒸汽量不同时，凝汽器中压力的一定的不大数量的改变会导致汽轮机功率大致相同的改变。例如，从曲线中得到的对于 JM3 牌 AT-25-1 及 AP-25-1 型汽轮机的功率修正值也适用于 AK-25-1 及 AK-25-2 型汽轮机。对于 JM3 牌 AK-50-1 型汽轮机， p_{κ} 改变 ± 0.1 大气压将使汽轮机功率改变 ± 450 瓦。与此相同的 p_{κ} 的改变，对于 XTP3 (哈尔柯夫的基洛夫汽轮机发电厂) 牌 AK-50 型汽轮机将使功率改变 ± 550 瓦。

就大多数中压汽轮机来说，可以認為：与凝汽器中压力改变 ± 0.01 大气压相对应的功率改变约为汽轮机在凝汽工况下正常功率的 $\pm 1\%$ 。

不論对于設备的设计或者运行，通用特性曲线在确定凝汽器最佳压力的計算中获得了广

泛的应用。下文將介紹这种計算的方法。

1-5. 凝汽器中真空的測量

凝汽器中的真空用最簡單式样的真空表來測量,这种真空表可以是通常的U形玻璃管,其中半充以水銀。如果这种U形管的一个口与凝汽器中保持着真空的蒸汽側相連,此时令管子的另一口开着,則管子中的水銀將發生移动,根据水銀面的高度差就可以判断真空的数值。更方便的是由簡單玻璃管構成的真空表,这种玻璃管的一头插入水銀杯中,另一头則与凝汽器相連。在这种情况下,玻璃管中水銀面的高度 H 就决定了真空的大小, H 之值可从玻璃管旁边的标尺上讀出。

这种真空表及其附件的簡圖如圖1-7所示。

如果根据水銀气压表指示的大气压力 B 公厘汞柱是已知的,則凝汽器中的绝对压力將求为:

$$p_k = B - H \text{ 公厘汞柱。} \quad (1-6)$$

考虑到 0°C 时的工程大气压等于735.6公厘汞柱,凝汽器中的绝对压力可以表之如下:

$$p_k = \frac{B_0 - H_0}{735.6} \text{ 绝对大气压,} \quad (1-7)$$

式中 H_0 ——測量出的真空 H 換算到 0°C 时的数值,公厘汞柱;

B_0 ——測量出的压力 B 換算到 0°C 时的数值,公厘汞柱。

真空表讀数換算到 0°C 时可按下列公式进行:

$$H_0 = H - (\alpha - \beta) \cdot H \cdot t \text{ 公厘汞柱,} \quad (1-8)$$

式中 α ——水銀的膨脹系数,等于0.000182;

β ——标尺的綫膨脹系数,对于黃銅來說等于0.000019,对于鋼來說等于0.000011;

t ——水銀和标尺的温度,取其等于真空表裝設处空气的温度。

在試驗凝汽設備以决定凝汽器中真空的真实数值时,也考虑到被量度的数值 H 由于毛細管作用而生的某些估算过小。毛細管作用的

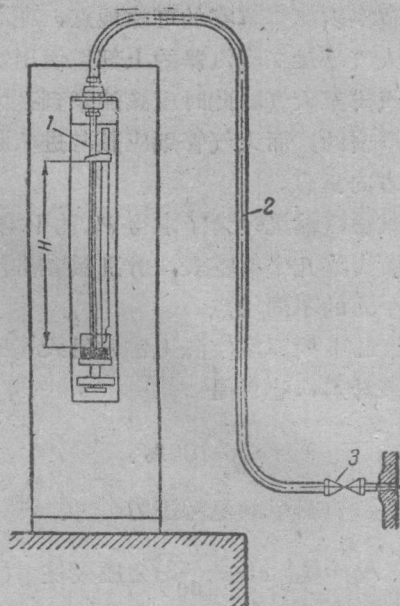


圖 1-7 真空表裝置簡圖
1—真空表; 2—連接管; 3—考克。

修正值与管子的直徑及凸面的高度有关;水銀在管子中的凸出表面称为凸面。这一修正值同时增加到真空表和气压表的讀数上。此外,應該考虑到,当按公式(1-7)以求 p_k 时,是假定真空表与气压表位于同一水平标高的,当仪表裝在不同水平标高的相反情形中,例如气压表置于机器間而真空表在凝汽間,則必須考虑到大气压力随着高度的改变。这些情况的計算可以參閱[参考讀物2]。

为了根据真空表讀数正确地表示凝汽器中真空的数值,仪表的接連地点也很重要。通常真空表是連接到汽輪机排汽管或凝汽器进汽管上任意选定的地方的。

但是在試驗凝汽器时發覺到:裝在排汽管上不同地点的真空表,其讀数常常不同,这可以用汽流速度头不同的影响来解釋,因为汽流速度沿排汽管截面的分佈是不均匀的。由于这一緣故,必須將真空表接到凝汽器上这样一种地点,在那兒速度头对于測量蒸汽靜压力的影响即使不能全部消除則也是在相当大的程度上消除了的。其中根据Г. А. 穆林的特別观察[参考讀物3],大气管(自动排大气閥以前)可以

作为用真空表测量真空的可靠地点，在许多设备中，大气管接在凝汽器的上部以便出事故时可將蒸汽排至大气。此时应该注意到：大气閘务須是严密的，而大气管則应该与进入凝汽器的汽流方向垂直。

在試驗汽輪机时为了求得 P_K 的平均数值，通常装置有好几个真空表，分別接在排汽管上同一水平面的不同地点。

凝汽器中的真空实际上常常用大气压力的百分数来计算，也就是：

$$V = \frac{H_0}{B_0} 100\% \quad (1-9)$$

于是凝汽器中的绝对压力

$$P_K = B_0 \left(1 - \frac{V}{100} \right) \text{公厘汞柱} \quad (1-10)$$

或
$$P_K = \frac{B_0}{735.6} \left(1 - \frac{V}{100} \right) \text{绝对大气压。} \quad (1-11)$$

V 的数值在某种程度上表示了凝汽装置的工作效果。这可以在下面所述的事实中看出来：当大气压力不同而其他条件保持不变时，要在凝汽器中产生相同的压力就要求凝汽装置的附属设备（主要是空气泵）做不同的功。随着大气压力的升高，空气泵就不得不作较多的功来压缩从凝汽器中抽出的空气，这就具体表现在 V 的数值上。正如从公式(1-10)中得出： P_K 不变时较大的 V 值与较大的 B_0 之值相应。

同时，为了全面地表明汽輪装置的工作，單有一个数量 V 是不够的。对于汽輪机来说，重要的倒不是真空的百分数而是凝汽器中的绝对压力。只有这个绝对压力才决定了汽輪机后面的終压。在所有設計汽輪装置的計算中，以及在确定汽輪机在运行条件下經濟性的計算中、以及其他的計算中都包含都要用到汽輪机的終压。这个情况必須始終予以注意。从公式(1-10)也可以得出結論：不同的 V 值，視大气压力的值而可以与同一的 P_K 相对应。因此为了根据真空 V 的数值来确定 P_K ，前者始終需要伴有与其有关的 B_0 之值的讀数。

就实用目的来说，凝汽装置的工作效果最好是直接用凝汽器中达成的绝对压力来表示。

例題 1-1 如果在和凝汽器相連的真空表中，水銀柱的高度 $H = 705$ 公厘，而真空表裝設处气压表的汞柱高度折算到 0°C 时为 $B_0 = 747$ 公厘汞柱。試求凝汽器中的绝对压力。已知仪表裝設处空气的溫度为 20°C 。标尺为鋼制。

折算到 0°C 的真空表讀数

$$H_0 = 705 - (0.000182 - 0.000011) \times 705 \times 20 \\ = 705 - 2.41 = 702.59 \text{ 公厘汞柱。}$$

凝汽器中的绝对压力

$$P_K = 747 - 702.59 = 44.41 \text{ 公厘汞柱。}$$

或
$$P_K = \frac{44.41}{735.6} = 0.062 \text{ 绝对大气压}$$

例題 1-2 如果在 $B_0 = 740$ 公厘汞柱时知道 $V = 96\%$ ，試求凝汽器中的绝对压力。

凝汽器中的绝对压力

$$P_K = 740 \left(1 - \frac{96}{100} \right) = 29.6 \text{ 公厘汞柱，}$$

或
$$P_K = \frac{29.6}{735.6} = 0.0402 \text{ 绝对大气压。}$$

1-6. 凝汽器的类型

现有的凝汽器按照乏汽凝結方式的原则性区别，可以划分为以下两类：

- 1) 混合式凝汽器；
- 2) 表面式凝汽器；

在混合式凝汽器中，在蒸汽与冷却水的直接混合下發生了蒸汽的凝結。

在表面式凝汽器中，蒸汽是在冷的表面上实行凝結的，这一冷的表面將乏汽与冷却水，或將乏汽与用来使表面冷却用的空气分隔开来。

混合式凝汽器的种类有：順流的混合式凝汽器，逆流的混合式凝汽器以及噴射式凝汽器。

属于表面式凝汽器的有：蒸發器式凝汽器，空气凝汽器以及表面凝汽器。

混合式凝汽器

混合式凝汽设备的簡圖示在圖 1-8 中。

冷却水由于循环水泵的压头或凝汽中的真

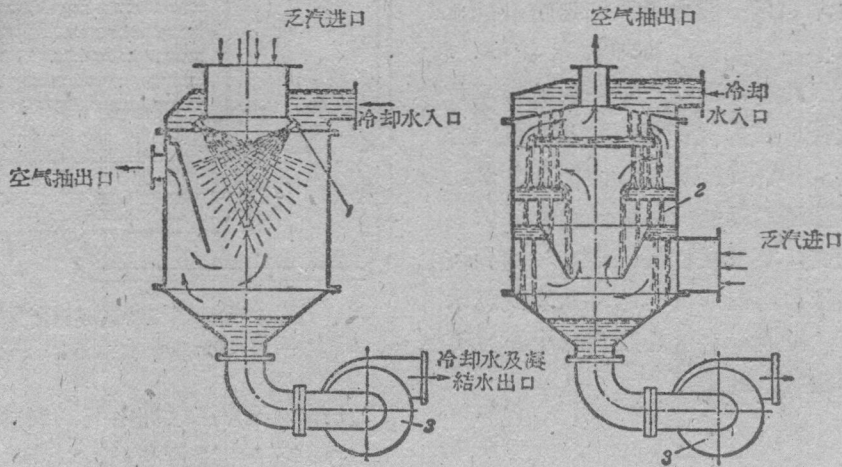


圖 1-8 混合式凝汽設備簡圖

1—順流凝汽器；2—逆流凝汽器；3—抽水機。

空而进入噴管，冷却水即通过这些噴管噴散在凝汽器的汽域中。在有些構造形式中，依靠裝在凝汽器汽域中的一些有孔的橫隔板来达到水的分散作用。冷却水和凝結水的混合物由抽水機排除之。

空气的排除則由空气泵(抽气器)来执行。在空气从凝汽器下部抽出的情形中，此时如蒸汽通过位于凝汽器上部的进汽管进入凝汽器，則汽流的方向与落下的冷却水水流或水滴的运动方向重合。这种凝汽器称为順流的混合式凝汽器。在空气从凝汽器上部抽出的情形中，如冷却水也从凝汽器的上部进入，而进汽管則位于凝汽器的下部；此时冷却水流和水滴在上升的乏汽中落下。这种凝汽器称为逆流的混合式凝汽器。

为了利用凝汽器中的真空来使冷却水吸到散水噴管(这样就可以不用循环水泵)，混合式凝汽器标高在可能的情况下应尽量与水头的标高接近，这种凝汽器就称为低位凝汽器。

凝汽器的位置足够高时，这对于逆流的混合式凝汽器是最方便的，排水管可以在不装抽

水泵的条件下用作为直接排除冷却水与凝結水混合的水封。在这种情况下，凝汽器就称为高位凝汽器或气压表式凝汽器。

混合式凝汽器出現得很早。混合式凝汽器的原理在首批制造的蒸汽机中已被利用过。在这些蒸汽机中，直接将冷却水注入蒸汽机汽缸中以实现乏汽的凝結。混合式凝汽器的进一步改进既循着蒸汽机發展的道路进行，也循着較晚出現的汽輪机的發展道路进行。許多老式的汽輪設備曾裝置了混合式凝汽器。可以指出：热机發展史上的成就虽然算在汽輪机身上，但这个成就的先决条件在很大程度上是：在高度真空的条件下蒸汽的凝結問題已获得解决，而促进这一問題解决的就是蒸汽机設備中的混合式凝汽器的早期运行經驗。

現在已不再为汽輪設備制造混合式凝汽器了。虽然混合式凝汽器構造簡單而在运行中又很方便，可是它具有一个在近代汽輪設備中不能容許的重大的缺陷，这就是丢失了凝結水。

噴射式凝汽器

噴射式凝汽器裝置示于圖 1-9 中。在這種凝汽器中，冷卻水以一股或數股高速流動的水流進入蒸汽域中。當蒸汽與冷卻水水流接觸時，蒸汽即發生凝結，而空氣則被射流帶至位于下部的擴散管。在擴散管中，水及空氣混合流的速度降低，其中的壓力則因此而升高，這就是說發生了流動動能向勢能的轉變。依靠這一動能的改變，空氣在擴散管中被壓縮到較大氣壓稍高的壓力，而后即與冷卻水及凝結水一起排到外面。因此，在這種凝汽器中再沒有具備抽水機和空氣泵的必要。

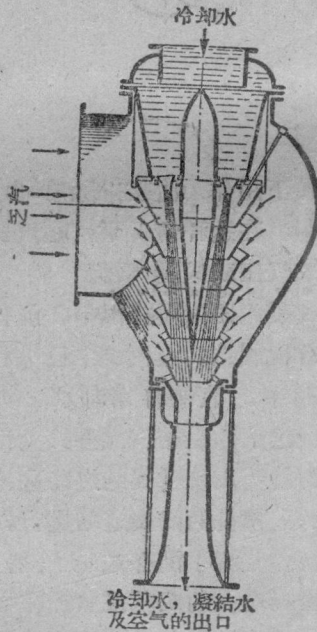


圖 1-9 噴射式凝汽器

噴射式凝汽器較前面幾種都要緊湊，但是和混合式凝汽器一樣，它的缺點是丟失凝結水，因此噴射式凝汽器在近代汽輪設備中亦不見採用。

蒸發器式凝汽器

蒸發器式凝汽器由許多管子組成，由于淋在管子外面的冷卻水從管子表面的蒸發作用，

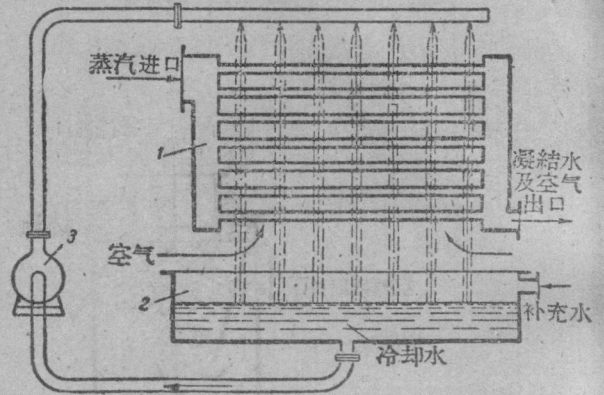


圖 1-10 蒸發器式凝汽器裝置的簡圖
1—凝汽器；2—集水池；3—循環水泵。

以及循環于管子之間空氣的受熱作用，蒸汽就在這些管子中進行凝結。

蒸發器式凝汽器的簡圖如圖 1-10 所示。

冷卻水從配水管中呈細流落到管子的表面，一部分蒸發了，其餘的再流到集水池中，從這里與補充水一起用水泵從新向上打到配水管中去。空氣循環主要是為了排除凝汽器外表面上形成的蒸汽。空氣的不斷循環則可用自然的或人工的通風來保持。凝結水和空氣視真空度的大小或者一起地或者分別地用泵來從管子中排除。

蒸發器式凝汽器在近代汽輪設備中不見採用。這類凝汽器由于傳熱不佳故尺寸很大，此外又必須放在電廠的廠房外面，這就使得管道很長，壓力損失也就相應地增大。在這些凝汽器中，法蘭及其他接頭的數目很多，這就促使漏氣增加。除此之外，這類凝汽器的工作視大氣的情況而定，因而要在凝汽器中保持一定的真空度是有困難的。

空氣凝汽器

空氣凝汽器與蒸發器式凝汽器相類似，只是在空氣凝汽器中用空氣冷卻。

這類凝汽器主要應用在運輸設備中，首先是凝汽的機車中。在蘇聯的實際應用中，這種凝汽器在上一世紀的末葉開始用于蒸汽機車