

172400

苏联Н.Ф.奥西波夫斯基著

高压鼓型锅炉的运行

电力工业出版社

高压鼓型锅炉的运行

苏联H.Φ.奥西波夫斯基著

朱 泰译

电 力 工 业 出 版 社

內 容 提 要

本書討論与高压鼓型鍋炉运行特点有关的主要問題。

本書叙述了高压設備經濟性以及高参数蒸汽性質的原理，按照鍋炉机組个别元件的工作条件而采用的金屬的特性数据；介紹了鍋炉机組个别元件如蒸汽过热器、省煤器、汽水門等的运行特点。

書中另有專門篇幅叙述水循环的特性、水处理以及高参数蒸汽鍋炉机組升火的特点。

Н.Ф.ОСИПОВСКИЙ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ БАРАБАННЫХ КОТЛОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ МОСКВА 1953

高压鼓型鍋炉的运行

根据苏联国立动力出版社1953年莫斯科版翻譯

朱 泰譯

*

496R117

电力工業出版社出版(北京市右街26号)

北京市書刊出版業營業許可証出字第082号

北京市印刷一厂排印 新华書店發行

*

787×1092 $\frac{1}{2}$ 开本 * 17 1/2 印張 * 361 千字 * 定价(第10类)2.40元

1957年5月北京第1版

1957年5月北京第1次印刷(0001—5,100册)

т

序

在战后的五年计划年代中，苏联动力工业的发展是以广泛采用先进的新技术和高参数蒸汽(鍋爐机組后为 100 表大气压， 510°C)为基础的。

对近年来投入生产的高压发电厂的掌握已经卓有成效。

高蒸汽参数，以及发电厂运行水平的提高保证了 1950 年发一度电的标准煤耗比较战前的 1940 年下降了 9.2%。但同时高蒸汽参数的应用也对运行人员提出了许多在使用中压设备时所不会碰到的新的问题。

在鍋爐机組元件内和汽轮机内所发生的物理和化学过程是因使用高参数蒸汽而变得复杂化了。与中压设备比较，其中特别是金属的工作条件有了变化，对蒸汽品质和爐水处理的要求提高了，汽水門和法蘭接合的工作条件也复杂化了。

由于金属的工作条件比较困难，因此有必要采用相应的焊接技术以及对受压的鍋爐元件——蒸汽过热器，蒸汽管等等进行比较严格的监督。

以上所述的情况引起了对发电厂设备的构造特点及其工作原理进行比较深刻的研究，和对许多因采用高参数蒸汽而发生的物理现象进行了解的必要性。

为便于运行人员解决管理高压鍋爐时日常工作中所发生的复杂问题以及紧急判定设备运行中所发生的个别现象，作者以多年的调整和試驗高压鼓型鍋爐工作經驗以及研究和調整机构所公佈的資料为基础，綜合了此种设备的現有的运行經驗。

本書簡要地敘述了高压設備經濟性的基本情況，高参数蒸汽的性

質，以及高压鍋爐構造上的特点。对採用於現代鍋爐制造的金屬會給以更多的注意，列出了關於鍋爐个别元件强度安全系数的数据，敘述了金屬在一定工作条件下的容許溫度的計算方法。

在高压鍋爐运行中，对升火时期厚壁汽鼓和受热面管子的加热，輻射和对流型蒸汽过热器以及省煤器的冷却等問題的考虑有着特殊的意义。

本書个别的几章还討論了鍋爐机組个别元件（蒸汽过热器，省煤器，汽水門等等）的工作特点。

为了編纂研究的数据，利用了研究和調整机构所公佈的材料，文献内的数据以及著者在苏联电業联合改进局長期工作中对鍋爐設備所进行的試驗和調整工作所积累的資料。

著者鑑於摆在他面前的任务——減輕运行人員在掌握和熟悉高压鍋爐設備工作中的困难，是相当艰巨的；因此，对指出本書中存在的缺点預先表示感謝。所有的意見請逕寄下列地址——莫斯科水閘河岸街 10 号国立动力出版社。

著者对 Н. М. 奥斯特洛夫斯基工程师；技术科学博士，Н. Г. 別茨魯科夫教授；技术科学博士，М. С. 歇哥罗比教授；技术科学碩士，А. В. 罗地尼；М. О. 雅布尼茨基工程师；Л. И. 克魯茨明工程师和 С. М. 歇哈尔工程师在审閱原稿和原稿的个别章节时所提出的宝贵的意見表示深切的謝意。

著 者

目 录

序

緒言	6
第一章 高参数蒸汽的主要性質	9
第二章 高压鼓型鍋爐構造上的特点	22
第三章 用於高压設備的金屬	57
3-1. 鍋爐設備元件金屬應力的各種特性	57
3-2. 表明金屬強度的指標	61
3-3. 溫度達 400—425°C 的鍋爐設備元件內的容許應力	63
3-4. 在高蒸汽参数下工作的鍋爐設備元件的容許應力	66
3-5. 提高鋼材抗蠕變性的因素	70
3-6. 當在高溫度下工作時，鋼材結構內發生的變化	74
3-7. 用在高压鍋爐上的主要鋼材的簡要特性	79
3-8. 用以製造高压鍋爐個別元件的金屬	83
3-9. 運行中鍋爐機組元件金屬的損壞的性質	95
3-10. 高压鍋爐金屬品質和它的運行中的性狀的監督	100
第四章 蒸汽過熱器	117
4-1. 蒸汽過熱器系統	117
4-2. 對流型和輻射型蒸汽過熱器的特性	126
4-3. 高压蒸汽過熱器管壁的工作情況	131
4-4. 運行因素对高压蒸汽過熱器工作的影响	136
4-5. 高压鍋爐過熱蒸汽溫度的調整	147
4-6. 由蒸汽過熱器管損壞引起的事故的分析	163
4-7. 高压鍋爐蒸汽過熱器的阻力	170
4-8. 高压鍋爐蒸汽過熱器的運行特点	175
第五章 省煤器	177

5-1. 高压省煤器的型式	177
5-2. 高压省煤器構造上的特点	182
5-3. 省煤器內的水速	188
5-4. 沸騰型省煤器的不稳定的工作状况	190
5-5. 省煤器联箱的手孔接合	194
5-6. 省煤器蛇形管的固定	195
5-7. 省煤器管焊缝內气孔的形成	196
5-8. 与省煤器焊缝內气孔的产生作斗争的主要方法	202
5-9. 省煤器管内表面腐蚀性破坏的监督	205
第六章 高压鍋爐內水的循环	208
6-1. 循环回路的简要特性	208
6-2. 循环回路安全工作的主要条件	215
6-3. 个别运行因素对水的循环的影响	227
6-4. 測定鍋爐循环回路內水速的裝置的简要特性	232
第七章 蒸汽管及汽水門的法蘭接合	235
7-1. 法蘭接合的简要特性	235
7-2. 梳形垫料	237
7-3. 透鏡式垫料	245
7-4. 薄膜形垫料, 無垫料的法蘭接合, 波形金屬-石棉垫料	247
7-5. 高压法蘭接合的銷釘和螺絲帽	248
第八章 啓閉汽水門	258
8-1. 閘門和截門的構造特点	253
8-2. 密封面的特性	263
8-3. 高压汽水門的構造和运行特点	239
8-4. 疏水系統和疏水門	280
8-5. 汽水門严密度的监督	285
8-6. 密封面的加工要求	288
第九章 水位計	291
第十章 安全門	306
第十一章 鍋爐机組的升火	321
11-1. 一般情况	321

11-2. 升火时鍋爐受熱面的加熱·····	323
11-3. 升火时汽鼓的加熱·····	328
11-4. 蒸汽管的暖管·····	336
11-5. 鍋爐机組升火的延續時間·····	338
11-6. 升火前注入鍋爐內的水的容許溫度·····	340
11-7. 升火前鍋爐加水延續時間·····	343
11-8. 鍋爐机組升火时蒸汽过热器冷却·····	343
11-9. 鍋爐机組与蒸汽母管隔絕后的冷却·····	362
11-10. 用以冷却蒸汽过热器的蒸汽的利用·····	366
11-11. 表面式蒸汽冷却器的加熱·····	368
11-12. 鍋爐升火时省煤器的冷却·····	369
第十二章 水处理·····	373
12-1. 天然水·····	373
12-2. 水垢对蒸发受熱面的工作的影响·····	376
12-3. 水的品質指标·····	377
12-4. 爐水的磷酸处理·····	384
12-5. 具有高溶解度的鹽类的沉淀·····	388
12-6. 苛性脆化·····	393
12-7. 飽和蒸汽·····	395
12-8. 飽和蒸汽的取样·····	404
12-9. 汽鼓的内部裝置·····	407
12-10. 鍋爐的排污·····	418
12-11. 爐水携带的鹽类在蒸汽过热器和汽輪机蒸汽管道內的性狀·····	421
12-12. 防止苛性脆化的水处理方法·····	426
参考文献·····	429

緒 言

近 15—20 年以來，用提高蒸汽初參數（壓力和溫度）的辦法提高了熱力設備的經濟性。近年來為本國鍋爐製造工廠所廣泛採用的最高蒸汽壓為 100 公斤/平方公分（在機組隔絕截門後），而過熱蒸汽溫度則為 500—510°C（蘇聯國家標準 3619-47）。從壓力為 29 公斤/平方公分，425°C（汽輪機前）過渡到壓力為 90 公斤/平方公分，480~490°C，可使電能生產的燃料消耗降低 12~14%。

科學研究組織和設計機構（蘇聯中央機爐研究所，全蘇熱工研究所，莫斯科動力學院，火電設計院）所進行的技術經濟研究指明，僅僅將壓力從 90 提高到 170 公斤/平方公分，就可以降低電能生產的燃料消耗 5% 左右。隨着壓力的繼續提高（大於 170 公斤/平方公分），經濟性的增長就比較緩慢。

熱力設備的經濟性是隨蒸汽初溫度的提高而增長的。發電廠經濟性的提高差不多與這個溫度的提高成正比，但是經濟性隨壓力的增高而增長就有着衰減的特性。當採用高的初壓力和初溫度（550—580°C）時，對於蒸汽過熱器和蒸汽管就必需使用貴重的高級合金鋼（奧司丁體級）。設備價格的急劇上漲引起了限制初溫度的必然性；現代最高的、技術上容許的汽輪機前的蒸汽溫度為 550—580°C。這個溫度的提高是與繼續掌握價格上合理和強度上安全的合金鋼有關係的。

現代蘇聯超高蒸汽參數設備所採用的汽輪機前蒸汽壓力為 170 公斤/平方公分、550°C，並將蒸汽中間加熱到 525°C。

表明凝汽式發電廠經濟性的主要指標是它的總效率 η_{cm}^{6p} 和相應的發出一度電的單位耗熱量（或標準煤耗）。

在表 1 中列舉了個別高壓和壓力較高的凝汽式發電廠以及高壓中心熱電廠的電能生產標準煤耗值，以作比較。

表 1

蒸汽参数		发电厂型式	發一度电的 标准煤耗值 克/度
压力, 公斤/平方公分	让热蒸汽温度, °C		
29	420	凝汽式	490
80	500	凝汽式	470
100	510	凝汽式	430
100	510	容量 50 000 瓩的热电中心厂 (按标准設計), 用抽汽供給地区 热能	315
100	510	同上, 帶中間加热, 利用抽汽 供給地区热能	293

从比較工作压力为 29 和 100 公斤/平方公分的发电厂可知, 100 公斤/平方公分的发电厂的生产电能的燃料消耗量要少:

$$\frac{490-430}{430} \cdot 100 \approx 14\%.$$

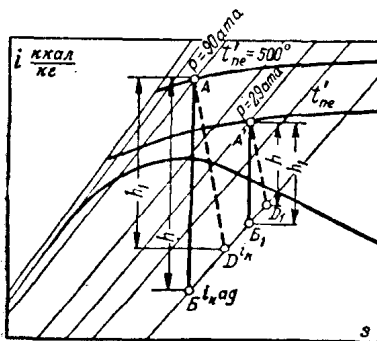
发电厂的效率一般用下列等式表示之:

$$\eta_{cm}^{6p} = \eta_{ky}^{6p} \eta_{mn}^{6p} \eta_{mas}^{6p}, \quad (1)$$

式中 η_{ky}^{6p} ——鍋爐房的总效率;

η_{mn} ——与运行水平有关的热流效率, 为 96—98%;

η_{mas}^{6p} ——汽輪机間的总效率。

圖 1 汽輪机热力过程的 $i-s$ 圖

随着蒸汽参数(蒸汽压力和温度)的提高, 热力設備經濟性(η_{cm}^{6p})的增長由下列因素決定:

a) 增大汽輪机內的热力降, 即減少發出一度电的單位热耗和汽耗 (圖 1);

б) 採用再生加热給水;

в) 实行中間加热蒸汽。

在具有再生加热的凝汽式設備

中，發出一度電的單位耗熱量用下列關係表示

$$q_g = \frac{D(i_{ne} - t_{n.e})}{W} = d(i_{ne} - t_{n.e}), \quad (2)$$

式中 D ——蒸汽量，噸/小時；

i_{ne} ——過熱蒸汽含熱量，大卡/公斤；

$t_{n.e}$ ——給水含熱量，大卡/公斤；

W ——汽輪發電機負荷，瓩；

$d = \frac{D}{W}$ ——發出一度電的耗汽量。

從式(2)可知，熱耗 q_g 隨再生加熱器後給水含熱量的提高而減少。隨着初壓力的提高，再生循環內的經濟水溫增大了，這就使得它的效率有所提高。

對於蒸汽壓力為 100 公斤/平方公分的設備，其省煤器前的給水溫度採用 215°C (蘇聯國家標準 3619-47)。

蒸汽參數的提高並不影響鍋爐房的效率值。因此，隨着蒸汽壓力和溫度的增大，發電廠的經濟性 (η_{cm}^{op}) 是依靠汽輪發電設備的效率提高而增長的。在任何情況下，只有當鍋爐機組具有高的經濟性時，熱力發電廠才可能有高數值的效率。

為了提高設備的經濟性，同時保持汽輪機通汽部分端部的蒸汽濕度在容許範圍以內，要採用蒸汽的中間加熱(圖 11-37 的系統)。

圖 2 的曲線表明蒸汽在汽輪機內膨脹後，其端部的蒸汽濕度與初壓力和初溫度的關係曲線。

當蒸汽初溫度不變時，端部濕度隨蒸汽初壓力的提高而增加。

在汽流內形成的水滴使葉片受到機械的磨損(侵蝕)並降低汽輪機的相對內效率。因此，現代凝汽式汽輪機的最後級出口蒸汽濕度的數

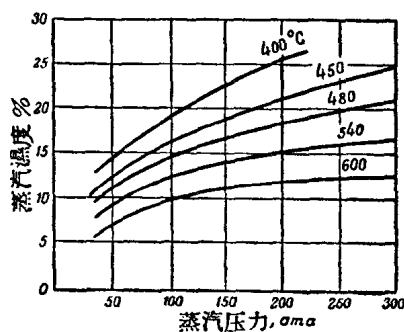


圖 2 汽輪機排汽濕度與蒸汽初壓力及初溫度的關係曲線

值应限制在 12—14%。

当具有中間加热时，汽輪机設備内的热力降 h 为：

$$h = i_{ne} - i_k + \Delta i_{en}, \quad (3)$$

式中 i_{ne} ——新蒸汽含热量，大卡/公斤；

i_k ——凝汽器内蒸汽实际含热量，大卡/公斤；

Δi_{en} ——在中間蒸汽过热器内傳送給蒸汽的热量，大卡/公斤。

在具有中間加热的設備内，發一度电的耗汽量用下列等式表示

$$d = \frac{860}{(i_{ne} - i_k + \Delta i_{en}) \eta_k \eta_i}, \quad (4)$$

从上式可知，若中間蒸汽过热器系統内的压力降很小（以及可以略去不計），採用中間的蒸汽过热器就可以降低汽輪发电机的电能生产耗汽量。在現代設備中，中間加热通常用裝置在高压鍋爐机組烟道內的蒸汽过热器来进行（圖 2-14）。当蒸汽压力为 90—110 公斤/平方公分时，苏联發电厂过去不採用中間加热，蓋因設備投資价值較昂貴，而發电厂的热力系統又較复杂的緣故。

苏联已經創立了强大的力能基地。現在高压發电厂容量佔到全部热力發电厂容量的 27.2%，並超过了战前水平 18 倍。根据十九次党代表大会的決議，在第五个五年計劃期内預定要增加發电厂总容量达一倍。除水力發电厂以外，力能建設的增長將在广泛發展高参数和超高蒸汽参数的热力發电厂以及採用自动化的热力生产过程的基础上进行之。

当正确組織發电厂和——首先是——工艺过程管理复杂的現代化的大型鍋爐机組的运行时，所要求的經濟性水平是可能达到的。

第一章 高参数蒸汽的主要性質

在高参数水蒸汽应用於力能上以前，对它的热力学性質曾进行过長期的研究。在世界上个别国家內，从事水蒸汽性質的試驗已达 100

年以上。虽然如此，不久前水蒸汽性質的研究实验材料还远未能將那些对热力学工程重要的参数包括在内。

最初發表的蒸汽表和水蒸汽曲綫圖在很大程度上是从延長蒸汽状态方程式計算求出的数据構成的，由此得出的数值，包括許多經驗系数在内，並不能認為十分确实可靠。

1929, 1931 和 1934 年的国际專門會議曾对水蒸汽表問題进行了討論。由於举行这些會議的結果拟出了所謂“骨幹的”水蒸汽表。以后的每一次會議又根据最新的試驗結果确定了表的支撑点及其容許誤差。到第三次国际會議召开时，已經进行过一些高压和 500°C 高温含热量的測定工作；也試驗了压力到 360 公斤/平方公分和温度到 450°C 的比容。

1946 年苏联出版了 M. И. 伏加洛佛佳(莫斯科动力学院)的水蒸汽表。伏加洛佛佳的圖表是根据水蒸汽状态方程式制成的；包含在这个方程式內的常数是以第三屆国际會議的“骨幹”表为依据的。

根据所採用的方程式構成了从 0 到 300 公斤/平方公分，温度从 0 到 550°C 範圍內的水蒸汽热力性質表。在 1951 年出版的修正第四版的圖表中，其温度范围扩充到了 700°C 。

伏加洛佛佳圖表的数据与“骨幹”表的数据的差別在於对第三屆国际會議所規定的容許誤差的安排。

全苏热工研究所 (BTII) 对参数范围达 600°C 和 300 公斤/平方公分的水蒸汽热力性質进行了詳細的試驗。根据全苏热工研究所对 300 公斤/平方公分和 600°C 的試驗数据以及其他試驗機構的試驗数据(达 450°C 和 200 公斤/平方公分)，制成了全苏热工研究所的一套热力学圖表，在該表所包括的参数範圍內，所有状态完全不用延長的办法，使全苏热工研究所的圖表最确切可靠。

在高压和高温区域内全苏热工研究所进行了下列参数的試驗。

a) 温度从 30 到 325°C ，压力从 1 到 400 公斤/平方公分範圍內水的导热；

b) 蒸汽温度从 70 到 500°C ，压力从 0.1 到 300 公斤/平方公分水

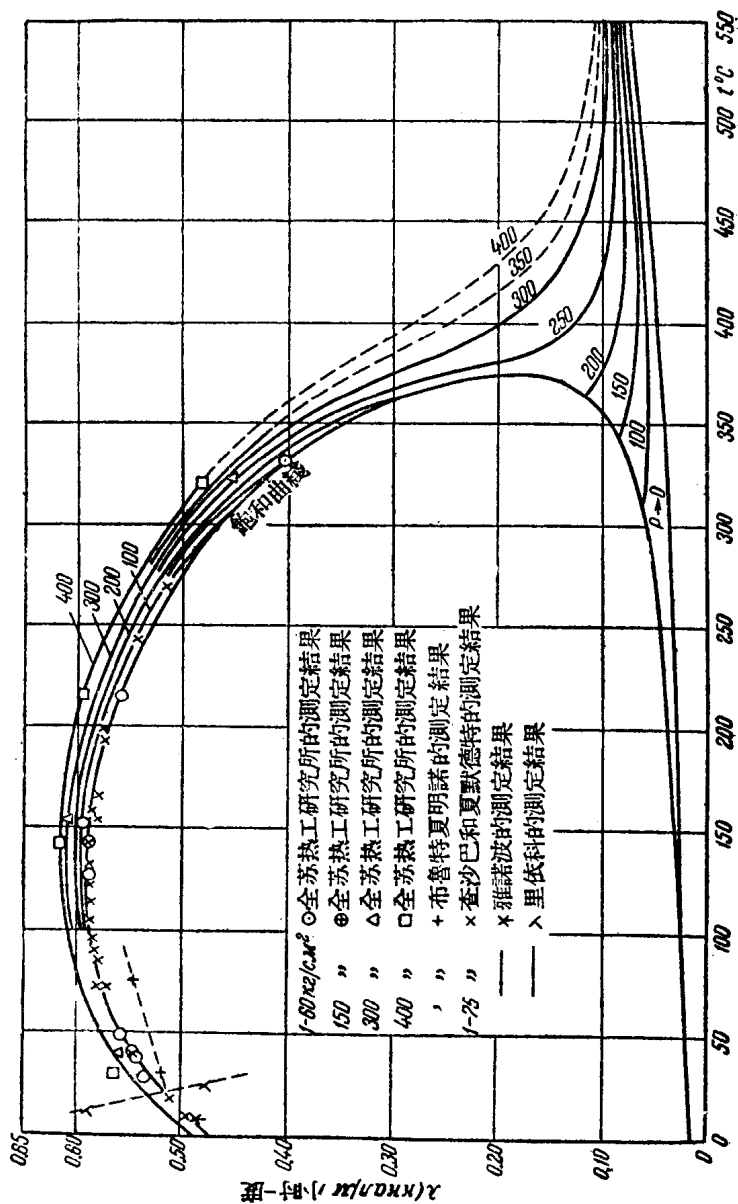


圖 1-1 水和水蒸氣的導熱與溫度的關係

蒸汽的导热;

Б) 在压力到 300 公斤/平方公分 150—600°C 温度间距内水蒸汽的粘度; 从 0°C 到临界温度水的粘度;

Г) 压力从 200 到 300 公斤/平方公分和温度从 420 到 600°C 水蒸汽的比热;

Д) 蒸汽的比容, 包括超临界压力区域在内。

水和蒸汽的导热

按全苏热工研究所的数据, 水和水蒸汽导热与压力和温度的关系曲线示如图 1-1。从图 1-1 的曲线可知, 饱和曲线上水的导热是随着温度的提高而增加的, 直到 130°C, 继续增加温度则导热下降。

随着压力增加而来的水和蒸汽导热的变化变更了热交换的条件(第四和第五章)。

从作为例子的式 (a) 可知, 从管壁到过热蒸汽的放热系数是与蒸汽导热的 0.55 方成正比的:

$$\alpha_2 = A \frac{(wd\rho)^{0.8}}{d} \cdot \frac{\lambda^{0.55}}{\mu^{0.45}} c_p^{0.45}, \quad (a)$$

式中 α_2 ——放热系数, 大卡/平方公尺-小时-度;

A ——系数(常数);

w ——介质(蒸汽)速度, 公尺/秒;

d ——管子直径, 公尺;

λ ——介质导热系数, 大卡/公尺-小时-度;

μ ——介质的动力粘度, 公斤-秒/平方公尺;

c_p ——介质的恒压比热, 大卡/公斤-度。

蒸汽的比热

表 1-1 列举了压力为 30, 90, 120 和 200 公斤/平方公分和温度到 520°C 的过热蒸汽真正的比热值。在恒温时蒸汽的比热随压力的增加而增大; 恒压时蒸汽比热随温度的提高而减小。

表 1-1

压 力 公斤/平方公分	压力不变时, 过热蒸汽真正的比热值 c_p , 大卡/公斤-度, 当温度为, °C														
	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520
30	0.815	0.697	0.637	0.620	0.579	0.565	0.555	0.549	0.544	0.542	0.540	0.539	0.538	0.538	0.539
90	—	—	—	—	1.106	0.910	0.811	0.746	0.702	0.672	0.648	0.632	0.618	0.608	0.600
120	—	—	—	—	—	1.358	1.059	0.917	0.826	0.769	0.721	0.690	0.667	0.649	0.636
200	—	—	—	—	—	—	—	2.29	1.467	1.167	1.608	0.903	0.839	0.791	0.753

在临界和超临界区域内(按全苏热工研究所的数据), 水蒸汽的比热在一定温度下达到最大值, 然后随温度的继续提高而下降。

比较压力 30 公斤/平方公分 400°C 和 90 公斤/平方公分, 450°C 的过热蒸汽的比热可作为具体例子。前者的比热 $c_p^{30} = 0.544$ 大卡/公斤-度, 后者的比热 $c_p^{90} = 0.64$ 大卡/公斤-度。在不同的压力的情况下, 1 公斤过热蒸汽获得 1 大卡时其蒸汽温度的变化为:

$$\Delta t_{ne}^{30} = \frac{1}{0.544} = 1.84^\circ\text{C}; \quad \Delta t_{ne}^{90} = \frac{1}{0.64} = 1.57^\circ\text{C}.$$

在热力情况不稳定的工作过程中(当燃料的品质变更等等), 高压锅炉蒸汽过热器内过热蒸汽温度的变化幅度比压力较高的和低压锅炉要小些。

水和蒸汽的粘度

按照全苏热工研究所的数据, 水和饱和水蒸汽(饱和曲线上的)的动

表 1-2

温 度, °C	饱和压力, 公斤 平方公分	水		蒸 汽	
		动力粘度, $\mu \cdot 10^6$ 公斤-秒 平方公尺 ①	运动粘度, $\nu \cdot 10^5$ 平方公尺 秒 ②	动力粘度, $\mu \cdot 10^6$ 公斤-秒 平方公尺	运动粘度, $\nu \cdot 10^5$ 平方公尺 秒
230	28.5	12.2	0.145	1.77	1.25
240	34.1	11.7	0.141	1.81	1.06
250	40.6	11.2	0.137	1.86	0.913
260	47.9	10.8	0.135	1.92	0.794
270	56.1	10.4	0.133	1.97	0.684
280	65.5	10.0	0.131	2.03	0.599
290	75	9.6	0.129	2.10	0.526
300	87.6	9.3	0.128	2.17	0.461
310	110.6	9.0	0.128	2.24	0.402
320	115.1	8.7	0.128	2.33	0.353

① μ ——动力粘度系数或摩擦系数。

② ν ——运动粘度系数, 等於 $\frac{\mu}{\rho}$, 内中 ρ —介质的密度等於 $\frac{\gamma}{g}$, 而 g 为重力加速度。