

火力发电厂 烟风管道

[苏] Л. А. 利赫捷尔 著
李广泽 梁光华等 译
周以国 校

ГАЗОВОЗДУШНЫЕ
ТРАКТЫ
ТЕПЛОВЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

水利电力出版社

火力发电厂烟风管道

[苏] Л. А. 利赫捷尔著

李广泽 梁光华 等译

周以国 校

水利电力出版社

**ГАЗОВОЗДУШНЫЕ ТРАКТЫ ТЕПЛОВЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**
Л.А.РИХТЕР
М.,ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ,1984.

火力发电厂烟风管道

【苏】Л.А.利赫捷尔著

李广泽 梁光华 等译

周以国 校

水利电力出版社出版、发行

(北京三里河路6号)

各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

850×1168毫米 32开本 8.5印张 221千字

1989年8月第一版 1989年8月北京第一次印刷

印数0001—4460册

ISBN 7-120-00617-7/TK·108

定价7.00元

内 容 提 要

本书以莫斯科动力学院火力发电教研室多年积累的研究资料为基础，通过实例全面系统地阐述了火力发电厂烟风道的基本结构及主要零部件、最佳系统选择及布置等。对新型送吸风机、电气除尘器的特性、烟囱及尾部烟道的结构、有关技术经济计算方法以及环境保护等方面出现的新问题均作了介绍。

本书适用于电力、机械、冶金、石油、化工等工业部门从事管道及配件的设计、制造、安装、生产及运行维修的工程技术人员和大专院校师生参考。

译 者 的 话

本书根据苏联《ГАЗОВОЗДУШНЫЕ ТРАКТЫ ТЕПЛО-
ВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ》1984年第二版补充修订本翻译。
该书以莫斯科动力学院火力发电厂教研室多年积累的研究资料为
基础,结合实例,全面、系统地论述了火力发电厂烟风管道的基本
结构及其主要零部件、烟风道的最佳系统选择和各零部件空气动
力特性、空气和烟气的流速及设备布置等。书中总结了苏联最新
研究成果及大中型火力发电厂烟风管道及附件的实际运行经验,
内容丰富,还探讨了涉及环保方面的一些新问题。对新型送吸风
机和电气除尘器的特性、高烟囱和锅炉尾部烟道的结构,以及有
关技术经济计算方法均作了介绍和分析。

本书可供电力、机械、冶金、石油、化工等工业部门从事管
道和配件的设计、制造、安装、生产及运行维护的工程技术人员
和大专院校动力、机械及环保专业师生参考。

本书由西北电力设计院组织翻译。参加本书翻译工作的有李
广泽(第一~四章)、梁光华(第五~六章)、孙金城(第七~
九章)、吕全本(第十~十二章),李广泽统稿,王明清协助整
理。译稿经周以国审校。陆锡琛、田金玉、张建中阅读了部分译
稿并提出不少修改意见,尤其是陆锡琛同志为推动本书的翻译出
版作了许多有益的指导,在此一并表示感谢。

由于译者水平所限,译文难免有不妥之处,希读者批评
指正。

译者

1988年6月

前 言

烟风道是火力发电厂锅炉设备的重要组成部分，利用烟风道排送烟气要耗费大量的能量，它还影响着发电厂运行的可靠性。制造烟风道还要耗费大量的劳动力和材料。

本书在第一版中研究了火力发电厂烟风道的主要零部件，对烟风道的最佳系统选择和各零部件的空气动力特性、空气和烟气流动速度的选择以及设备的布置均作了介绍。

本书第二版从各个设备相互联系和布置的角度，研究了现代火力发电厂的烟风道，并且对空气动力研究给予了特别的注意，因为到目前为止对火力发电厂烟风道中烟气流体的空气动力学问题，只限于它的各个单独组成部分的实验资料（数据）。本书试图把基础理论同烟风道主要零部件的设计结合起来，除了论述降低流体阻力的传统问题以外，还论述了这些零部件（例如：锅炉的尾部对流烟道和电气除尘器）中烟气流均匀性的调节问题。书中还叙述了灰粒流经过电气除尘器无效区的运动问题，并提出了防止产生烟气在有效区外流动现象的方法。还着重介绍了烟囱中烟气流体的运动问题，分析了烟囱顶部自笼罩的原因。

本书介绍了大型高效送吸风机的创立，轴流式风机不仅广泛用作吸风机而且用作送风机。还介绍了微正压锅炉送风机的研制和汽轮机驱动等问题。

本书所引用的资料是以作者及其领导下的莫斯科动力学院火力发电厂教研室多年来所进行的研究为基础。其中烟风道零部件的改进部分由Ю.Б.沙洛夫、Б.Г.图瓦里巴耶夫、Н.А.谢马什科完成；除尘器空气动力学研究部分由Ю.Г.考兹洛夫和И.Х.季切夫（保加利亚人民共和国）、关万卿（越南民主共和国）完成；高度可靠性烟囱的设计部分由Е.И.加夫里洛夫、Б.И.科鲁米里茨、А.И.邱波拉可夫、А.М.格里帕柯夫、Б.Б.普罗哈

洛夫、Е.А.柴伊卡完成；高效送吸风机的研制部分由 Ю.П.卡拉巴诺夫完成。这些研究工作由С.Г.安德良诺夫、А.А.安维林、Л.А.波戈强和В.И.斯特罗格诺夫工程师继续进行。这些研究工作是与全苏国立设计院（ВТИПИ）所属原子能火电设计院（А.Ф.依万尼茨基，Н.Я.阿塔罗娃，А.П.斯科沃尔曹夫，Е.В.普什托尔斯基）、国立煤气净化设备设计托拉斯（Б.Д.依沃契金）、全苏科学研究设计院（ВНИПИ）火电设计院（И.Б.扎谢达切列夫，Ф.П.杜日赫，С.Л.切尔诺夫）、动力安装设计院及其它组织联合进行的。有关环境保护部分的研究是和科学技术硕士 Э.П.沃尔科夫共同进行的，本书第十二章第四节是由他编写的。

Ю.П.卡拉巴诺夫为本书评论和编辑加工作了大量工作，并提供了编写本书第二篇所需要的资料，为此作者表示深切的感谢。

作者

目 录

译者的话

前言

第一篇 烟风道的结构原理

第一章 烟风道系统	1
第一节 烟风道原则性系统图	1
第二节 驱动送吸风机所耗的能量	3
第三节 烟风道系统经济性的评价	10
第四节 在空气预热器防腐蚀情况下的空气管道系统	13
第五节 烟风道系统总图	19
第二章 气密式锅炉的烟风道	22
第一节 具有气密壁并在微正压下运行的锅炉经济效益的计算	22
第二节 评价气密式微正压锅炉经济效益的例题	27
第三节 微正压超临界锅炉的运行经验	28
第四节 微正压亚临界锅炉的运行试验	32
第三章 烟风道零部件的空气动力特性	36
第一节 烟风道零部件的结构特点	36
第二节 烟风道零部件设计的理论基础	39
第三节 利用复变函数理论研究零部件的空气动力特性	42
第四节 从周围介质中吸取空气	46
第五节 烟风道中气流的转折	50
第六节 烟风道的三通	58

第二篇 送吸风机和烟风道

第四章 对发电厂送吸风机的要求	61
第一节 在额定工况下送吸风机的特性	61
第二节 送吸风机的调节及其运行方式	69
第三节 送吸风机的高速性和结构的紧凑性	81

第四节	送吸风机运行的可靠性	82
第五节	送吸风机的声学特性	84
第五章	烟风道的特性与送吸风机的选择	88
第一节	蒸汽锅炉烟风道的计算特性	88
第二节	离心式送风机	92
第三节	轴流式送风机	99
第四节	离心式吸风机	101
第五节	轴流式吸风机	105
第六章	烟风道及其部件的布置	113
第一节	烟风道布置的要求	113
第二节	送吸风机烟风道连接段对其运行的影响	114
第三节	离心式风机前的烟风道连接段	116
第四节	离心式风机后的烟风道连接段	119
第五节	容量为500MW机组的蒸汽锅炉烟风道综合研究	122
第六节	3ИГМ型热电厂布置方案和烟风道	128

第三篇 除尘器的空气动力特性

第七章	除尘器特性	133
第一节	除尘参数	133
第二节	惯性除尘器	135
第三节	湿式除尘器	137
第四节	电气除尘器	140
第八章	电气除尘器中烟气流的均匀性	145
第一节	电气除尘器中气流均匀的特性	145
第二节	气流均匀性对高效电气除尘器除尘效率的影响	148
第三节	电气除尘器的烟气分配装置	154
第九章	含尘烟气在电气除尘器有效区外的流动	163
第一节	烟气在电气除尘器有效区外流动的基础理论	163
第二节	灰斗隔板对烟气在除尘器有效区外流动的影响	168

第四篇 烟囱和外部烟道

第十章	烟囱的空气动力特性	171
-----	-----------------	-----

第一节	有害物质在大气中的扩散	171
第二节	烟囱的类型	177
第三节	锥形烟囱的静压力	181
第四节	圆柱形组合筒身烟囱内的静压	187
第五节	利用扩散口降低烟囱的过剩静压	191
第六节	烟囱顶部的自笼罩	195
第十一章	烟囱和外烟道选择	201
第一节	烟囱数量的选择和其类型规范化	201
第二节	烟囱类型的选择	211
第三节	多筒烟囱	216
第四节	烟囱底座结构型式	218
第五节	动力锅炉的外部烟道	221
第六节	尖峰供热热水锅炉的烟道	227
第十二章	烟风管道系统的技术经济计算	232
第一节	烟风管道系统技术经济计算的一般方法	232
第二节	烟风管道和外部烟道的速度计算	237
第三节	蒸汽锅炉受热面烟气速度的计算	244
第四节	烟囱参数的技术经济计算	245
附录	基辅核电设计院完成的规范化装配式钢 筋混凝土烟道	255
参考文献		257

第一篇 烟风道的结构原理

第一章 烟风道系统

第一节 烟风道原则性系统图

为了保证火力发电厂蒸汽锅炉炉膛内的良好燃烧，需要供给一定量的空气。所需要的空气量大约对应于所产生的蒸汽量，但是空气和烟气的体积流量比水和蒸汽的体积大几百倍。因此，烟风道的有效通流截面以及排送空气和烟气所消耗的能量是很大的。

烟风道系统由冷风道、热风道、送吸风机、蒸汽锅炉尾部烟道、烟道、除尘器（有时还有脱硫装置）及烟囱等构成。

在进行烟风道设计时，需要研究以下问题：原则性系统图的编制；设备选择及展开的系统图的编制；烟风道部件的布置及空气动力学研究；在烟风道各区段上空气和烟气经济流速的论证和选择。

所谓原则性系统图是指以计算烟风道在给定各零部件阻力条件下排送空气和烟气所耗能量的烟风道系统图。根据原则性系统图可以确定送吸风机（输送冷风、热风、烟气用）的安装地点、具有不同风道特性的各独立管道及风机的数量、管道中装设具有持续压力节流装置作用的连通管及其它设备等。

影响原则性系统图选择的因素有：燃料的种类，所采用的燃料制备系统，燃烧设备的型式，所采用的过热蒸汽调节方法，蒸汽锅炉烟道和制粉系统中的压力（负压或正压），空气预热方法等，见参考文献[1-1]。

对于中等水分的烟煤及褐煤，常采用图1-1所示的烟风道原则性系统图。最简单而应用最广泛的是图1-1(a)所示的系统图。

空气预热器出口空气分为两部分：一次风进入磨煤机，然后输送燃料进入炉膛；二次风直接进入喷嘴或者进入竖井式磨煤机的喷口。

送风机压头应按二次风道的阻力进行选择计算，若按一次风道上进行则会产生部分能量的节流损失。

在能量使用方面比较经济的是图1-1(б)所示的系统，虽然这种系统比较复杂。空气预热器根据空气流程分为两部分。对于每一部分所安装的风机，其压头必需能克服该部分空气通道的流动阻力。

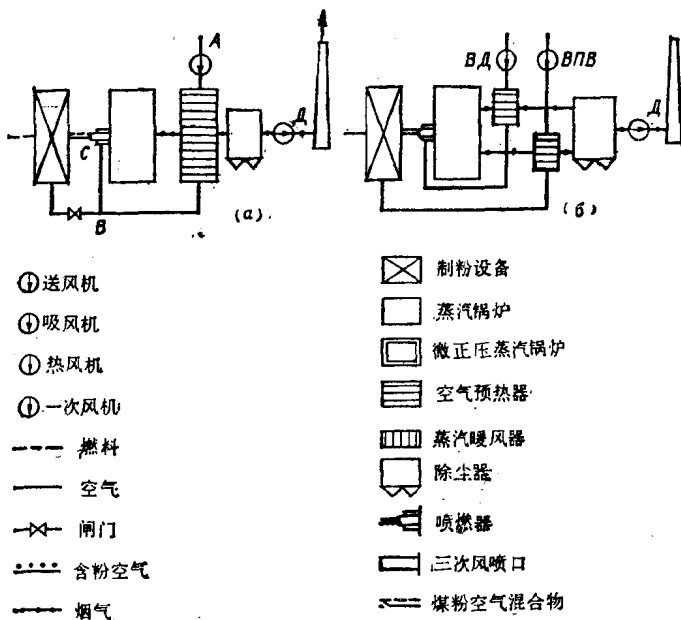


图 1-1 适用于中等水分的烟煤和褐煤的烟风道原则性系统图
(a)最简单的系统图；(б)具有分离式空气预热器的系统图。此图上的图例符号适用于图1-4、1-5、1-7

对于烟道也可以采用各种不同的原则性系统图：吸风机负压系统或者正压系统，

根据对上述系统的研究, 为了保证输送空气和烟气的能量消耗最小, 编制烟风道的原则性系统图有以下基本要求:

(1) 在系统中应当没有无谓耗能(节流)的管段;

(2) 送吸风机应当装设在介质具有最低温度和最小过剩空气量的地方;

(3) 在温度和过剩空气量相同的情况下, 由于燃烧使烟气体积比空气体积大, 送吸风机宜装在空气侧而不应装在烟气侧;

(4) 风机最好装在炉前, 而不装在炉后, 因为这样可以利用压缩热量。

按照上述要求, 可以评价某一系统的优缺点, 并找出在每一种情况下最有利的方案。为评价各种系统经济性的准则将在后面介绍。

第二节 驱动送吸风机所耗的能量

压缩能量的消耗

现在我们利用一台理想风机来研究输送空气或烟气所消耗的能量, 也就是说这种风机没有损失, 其压缩过程是绝热可逆的。在一般情况下, 送风机或吸风机的能量消耗 $N_{\text{нв}}$ (kW) 可按下列式求得:

$$N_{\text{нв}} = V l_{\text{ав}} \quad (1-1)$$

式中 V ——通过送风机(吸风机)的空气(烟气)体积, m^3/s ;

$l_{\text{ав}}$ ——绝热压缩 1m^3 气体所消耗的功, kJ/m^3 。

对于理想循环, 压缩 1m^3 气体所消耗的功, 可按下列式求得:

$$l_{\text{ав}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (1-2)$$

式中 κ ——定熵指数(对于双原子气体可以采用 $\kappa = 1.4$);

p_1 和 p_2 ——分别为气体在压缩起始和终结时的压力, kPa 。

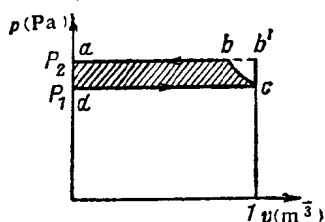


图 1-2 压缩 1m^3 气体所消耗的功
面积 $ab'cd$ 表示等容功；面积 $abcd$ 表示
(实际的)绝热功

当计算压缩功时，通常不用 l_{ad} 表示，而代入等容功(图1-2)，此等容功等于风机所产生的总压头，即扬程 H ，(kPa)：

$$H = p_2 - p_1 \quad (1-3)$$

使用总压头导致能量消耗略有增高，在送吸风机所产生的压头较高情况下应向减小的方向校正。

为此，我们可写出 l_{ad} 及 H

之间的关系式：

$$l_{ad} = H(1 - m) \quad (1-4)$$

式中 m ——修正系数，

$$m = 1 - l_{ad}/H \quad (1-5)$$

上述关系式可表示为：

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa} = \beta \text{ 及 } \frac{H}{p_1} = \overline{H}$$

将这些数值代入绝热功的计算式(1-2)，便可得出：

$$l_{ad} = \frac{p_1}{\beta} [(1 - \overline{H})^\beta - 1] \quad (1-6)$$

将圆括号中的表达式代入马克劳林(Маклорен)级数，并取前三项，则：

$$l_{ad} = p_1 \left(\overline{H} - \frac{1 - \beta}{2} \overline{H}^2 \right) \quad (1-7)$$

将式(1-5)代入式(1-7)，得：

$$m = \frac{1 - \beta}{2} \overline{H} = \frac{1}{2\kappa} \overline{H} \quad (1-8)$$

当 $\kappa = 1.4$ 和标准大气压 101.3kPa 时，确定校正系数 m 的简化表达式为：

$$m = 10^{-3} \frac{H}{3} \quad (1-9)$$

式中 H ——以kPa计。

表 1-1 中列有按精确公式 (1-6) 算得的 m 值。虽然这些数值的压力范围较宽,但实际上与按简化式 (1-9) 所求得的数值没有差别。当送吸风机总压头大于 3kPa 时,功率计算中的误差开始超过 1%,就应当考虑校正系数 m 。

表 1-1 空气绝热压缩时的特性值

名 称	风 机 压 力 (kPa)							
	1	2	4	6	8	10	15	20
式(1-4)中的校正系数 m	0.003	0.007	0.013	0.020	0.026	0.033	0.050	0.063
当 $t = 30^{\circ}\text{C}$ 时的温度 增值 $\Delta t_{ad}(\text{K})$	0.86	1.71	3.39	5.05	6.70	8.32	12.25	16.1

利用压缩热的计算

一般风机中的压缩过程是绝热的,由于压缩会使进入锅炉的空气得到一定的预热。现在我们来求这种温度的升高值。对于 1 kg 空气,可以写成下列关系式:

$$l_{ad}/\rho = c_p \Delta t_{ad} \quad (1-10)$$

式中 ρ ——风机入口的空气密度, kg/m^3 ;

c_p ——定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

Δt_{ad} ——压缩时空气温度的理论升高值, K。

因此,压缩时空气温度理论升高值可按下式求出:

$$\Delta t_{ad} = \frac{H(1-m)}{\rho c_p} \quad (1-11)$$

因为当空气温度在 $0 \sim 100^{\circ}\text{C}$ 时, $c_p \approx 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 则式 (1-11) 可以近似地写为:

$$\Delta t_{ad} = \frac{H}{\rho} (1-m) \quad (1-12)$$

当空气温度为 30°C 时, $\rho = 1.165 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。为了确定风机中的温度增值,可写成下列关系式:

$$\Delta t_{ad} = 0.86H(1-m)$$

即每千帕的压头可使空气温度升高 0.86K (见表 1-1)。对于其它空气温度情况下, 应按式 (1-12) 进行计算, 而密度 ρ 应按下式确定:

$$\rho = 1.293 \frac{273}{T} \quad (1-13)$$

式中 T ——进气温度, K 。

这样, 温度增值 $\Delta t_{a,d}$ 随着风机入口空气温度的升高而有所增大。由于风机中会产生损失, 所以当压缩时温度的实际升高值大于理论数值:

$$\Delta t_d = \Delta t_{a,d} / \eta_B \quad (1-14)$$

式中 η_B ——风机效率。

风机中的压缩功转换为热能, 此热能在锅炉中进一步加以利用, 然后在汽轮机和发电机中用以生产电能; 生产出来的电能又可用于传动风机。这样, $l_{a,d}$ 中返回到风机的热量有:

$$q_B = l_{a,d} \eta_{sc} \eta_{\lambda} \eta_{dB} \quad (1-15)$$

式中 η_{sc} 、 η_{λ} 及 η_{dB} ——分别为火力发电厂的效率、计及风机轴承中机械损失的效率及电动机的效率。

然而, 这个关系式是在不考虑有关热源(风机中空气压缩热)使空气加热, 导致空气预热器中的烟气冷却变差, 从而降低锅炉效率时, 才是正确的。所以, 我们还要进一步弄清此热量的哪一部分可以有效地被利用。为此, 我们再研究锅炉尾部的温差分布情况 (图 1-3)。

烟气温度 $\vartheta_{y,x}$ 和相应的锅炉的尾部对流烟道中空气预热器热端的最小温差 Δt_1 及省煤器冷端的温差 Δt_3 , 要根据技术经济计算来确定, 在计算时要考虑燃料对流受热面的金属消耗, 以及输送烟气的能量消耗。如果在锅炉外部将空气加热 (特别是利用压缩热) 一定的数值 δq , 则在温差 Δt_1 和 Δt_3 不变的情况下, 尾部对流受热面中的吸热量将减少同样的数值, 因此排烟温度将升高到 $\vartheta'_{y,x}$ 。这时, 利用压缩热所节省的燃料将被锅炉排烟损失的增加所抵消。所以在燃料方面不会获得效益。但这时锅炉受热面积会

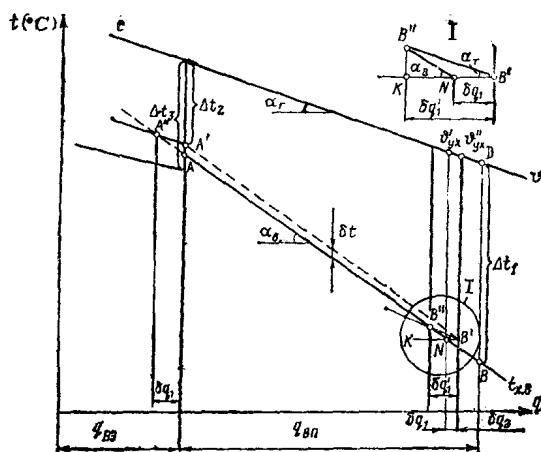


图 1-3 锅炉尾部的温差分布情况

BΘ—省煤器；BII—空气预热器

有某些减少，其值为：

$$\delta H = \delta q / k \Delta t_1 \quad (1-16)$$

式中 k ——空气预热器的传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

Δt_1 ——空气预热器冷端的温差。

带有 δ 的数值同不带 δ 的相同数值相比要小得多，因此可以把此数值视作无限小的数值，这对实际应用来说具有足够的准确度。如果空气预热器的受热面积不减少 δH 值，仍保持在原先的、未考虑风机中空气预热的受热面积值，则此受热面利用包含在烟气中的一部分热量 δq_1 可以将空气温度提高 δt 值，并将排烟温度降低到 θ_{yx} 。这样，当风机中空气被加热时， δq 热量的利用效率等于 $\xi = \delta q_1 / \delta q$ 。依靠受热面 δH 可确定出空气补充加热的数值。为利用热量 δq_1 使空气温度提高 δt 值，在空气预热器冷端当温差为 Δt_1 时，需要增加的受热面积为：

$$\delta H_1 = \delta q_1 / k \Delta t_1 \quad (1-17)$$

这时，沿空气预热器整个受热面的平均温度将提高 δt 值。这