

蒸汽机车 通风理论及试验

交通部科学研究院
兰州铁道学院

人 民 交 通 出 版 社

蒸汽机车通风理论及试验

交通部科学研究院
兰州铁道学院

人民交通出版社
1975年·北京

蒸汽机车通风理论及试验

交通部科学研究院

兰州铁道学院

人民交通出版社出版

(北京市安定门外和平里)

北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷一厂印

开本: $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ 印张: 6.625 字数: 138 千

1975年2月 第1版

1975年2月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—5,000 册 定价(科三): 0.54 元

(只限国内发行)

毛主席语录

一个正确的认识，往往需要经过由物质到精神，由精神到物质，即由实践到认识，由认识到实践这样多次的反复，才能够完成。

人类总得不断地总结经验，有所发现，有所发明，有所创造，有所前进。

前 言

蒸汽机车烟箱通风装置是联系汽机和锅炉的重要环节。国内外经验证明,改进烟箱装置的通风特性,不但能提高机车的牵引力和功率,有利于多拉快跑,而且还能替国家节约煤炭。我国蒸汽机车的烟箱通风装置,绝大部分至今还沿用着百年来的传统式通风装置,效率一般有 $6\sim 8\%$ 。近几年来,正在试验研究新型矩形通风装置,已取得一定成果。

蒸汽机车烟箱通风装置的工作过程是很复杂的。长期以来,即使对传统式通风装置,一直还只能采用经验设计方法。近二、三十年来,出现了比较完整的压差理论计算方法。我国从1956年开始,曾先后在十余台不同类型的机车上采用压差理论的设计计算方法,改造了传统式通风装置,并在改造前后,作了牵引热工性能试验。试验结果表明:通风效率有所提高。由于扩大了乏汽喷口直径,降低了背压,提高了牵引力,节约了燃料。

本书总结了十余套传统式通风装置的试验数据,提供了较完整的理论设计计算方法和设计参数,这些资料可供今后现场热力工作同志试验研究新型通风装置和改进传统式通风装置设计计算中参考之用。

由于水平所限,本书的缺点、错误可能很多,希望读者批评指正。

编者

1973.6

内 容 提 要

本书根据蒸汽机车通风装置的改装试验的进展，从压差理论上进行了探讨和研究，对改进机车热力状态节约燃料方面，提供了参考资料，可供现场运用、检修、热力工作人员和科研人员工作上参考。

目 录

一、通风装置压差理论概述	1
1. 乏汽喷出过程	1
2. 燃气与乏汽的混合过程	3
3. 混合气体的扩压过程	11
4. 能量平衡	18
二、我国几种主要蒸汽机车烟箱通风装置的构造及 用压差理论改造的概况	23
1. 原设计的通风装置	23
2. 改造设计的通风装置	27
3. 前进型3518号机车通风装置试验	31
三、用压差理论改造通风装置的主要效果	48
1. 对牵引特性和机车总效率的影响	48
2. 对锅炉效率的影响和节煤率	56
3. 对通风效率的影响	60
4. 对烟筒效率的影响	63
5. 对速度场的影响	68
四、通风装置改造前后有关资料的整理	75
1. 供汽率与放热率的关系	75
2. 燃气体积与燃气比容	81
3. 乏汽量与乏汽比容	86
4. 混合气体参数	91
五、通风装置设计中参数和系数的选定	106
1. 设计中参数的选择	106

(1) 引射系数 m	106
(2) 比容比值 i_v	108
(3) 外网截面当量 $F_{\text{当}}$ 和锅炉流体阻力	109
2. 设计中系数的选择	122
(1) 乏汽流动时的速度系数 $\varphi_{\text{乏}}$	122
(2) 射流换算压缩系数 $\sigma_{\text{射}}$	123
(3) 蒸汽消耗计算系数 $\mu_{\text{消}}$	123
(4) 混合气体比容修正系数 φ_n	124
(5) 烟筒喉部速度场特性系数 $\beta_{\text{喉}}$	125
(6) 通风特性系数 Π_1	125
(7) 通风特性系数 Π_3	126
(8) 引射速度系数 $\varphi_{\text{引}}$	128
(9) 烟筒喉部换算压缩系数 $\sigma_{\text{喉}}$	129
(10) 燃气轴向速度系数 $\varphi_{\text{燃}}$	129
(11) 烟筒效率 $\eta_{\text{筒}}$	129
(12) 最有利的射流喷射角 2α	134
(13) 最有利的烟筒张角 2β	136
六、蒸汽机车通风装置的设计计算	137
1. 通风装置设计计算方法	137
2. 设计计算方法举例	142
结论	146
各种机车历次试验通风特性数据表 (附表 1)	148
采用符号表 (附表 2)	189
参考资料	202

一、通风装置压差理论概述

蒸汽机车乏汽引射通风理论可以从乏汽自喷咀的喷出，燃气与乏汽的混合和混合气体的扩压三方面来概括。最后以能量平衡的方式表示各方面的对比关系。兹分述于下：

1. 乏汽喷出过程

乏汽在乏汽道中的流动及由喷咀的喷出一般认为是绝热过程。假使在乏汽道处测定的乏汽压力为 $P_{乏道}$ ，温度为 $t_{乏道}$ ，则根据热力学公式求得乏汽在乏汽道和喷咀两处的动能差为：

$$\frac{w_o^2}{2g} - \frac{w_{乏道}^2}{2g} = \frac{k}{k-1} \cdot 10^4 P_{乏道} v_{乏道} \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_{乏道}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots\dots\dots (1-1)$$

式中： w_o ——乏汽在喷咀处的理论流速，米/秒；

$w_{乏道}$ ——乏汽在 $t_{乏道}$ ， $P_{乏道}$ 处的流速，米/秒。

实际上，由于乏汽在乏汽道和喷咀处都有能量损失。因此，在喷咀出口处的实际流速 $w_{乏}$ 往往低于理论流速 w_o ，其

动能 $\frac{w_{乏}^2}{2g}$ 要小于理论动能 $\frac{w_o^2}{2g}$ 。也就是，

$$\frac{w_o^2}{2g} = (1 + \zeta_{乏}) \frac{w_{乏}^2}{2g} \dots\dots\dots (1-2)$$

式中： $\zeta_{乏}$ ——乏汽流动能量损失系数。

因为上两式中的速度都是动能速度。根据连续定理，如果采用流量速度作计算，应考虑射流在喷嘴处的压缩性。

$$D = \frac{w_{乏道} f_{乏道}}{v_{乏道}} = \frac{w_{乏} f_{喷} \sigma_{射}}{v_{乏}} \dots\dots (1-3)$$

式中： $f_{乏道}$ ——测定 $t_{乏道}$ 及 $P_{乏道}$ 处乏汽道截面积；

$\sigma_{射}$ ——射流换算压缩性系数。

在绝热过程时， $P_{乏道} v_{乏道}^k = P_o v_{乏}^k$ ，所以

$$\frac{w_{乏道}}{w_{乏}} = \frac{v_{乏道}}{v_{乏}} \cdot \frac{\sigma_{射} f_{喷}}{f_{乏道}} \left(\frac{P_o}{P_{乏道}} \right)^{\frac{1}{k}} \frac{\sigma_{射} f_{喷}}{f_{乏道}} \dots\dots (1-4)$$

将 (1-2)， (1-4) 代入 (1-1)，并化简：

$$w_{乏} = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_{乏道} v_{乏道}^{10^4} \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_{乏道}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \dots\dots (1-5)$$

式中： φ ——乏汽流动能量损失及受初速影响的速度系数

$$\frac{1}{\varphi^2} = 1 + \zeta_{乏} - \left(\frac{P_o}{P_{乏道}} \right)^{\frac{2}{k}} \left(\frac{\sigma_{射} f_{喷}}{f_{乏道}} \right) \dots\dots (1-6)$$

假使不考虑初速 $w_{乏道}$ 的影响，则乏汽流动时的速度系数为 $\varphi_{乏}$ ，即：

$$\frac{1}{\varphi_{乏}^2} = 1 + \zeta_{乏} \dots\dots (1-7)$$

由于乏汽喷出的脉动性，直接测定乏汽流速比较困难。因此，一般利用乏汽的重量流速来计算乏汽实际和理论流速。

乏汽平均重量流速：

$$u_{乏} = \frac{D}{f_{喷}} \text{ 公斤/米}^2 \cdot \text{秒} \dots\dots (1-8)$$

乏汽实际流速：

$$w_{\text{乏}} = \frac{Dv_{\text{乏}}}{\sigma_{\text{射}} f_{\text{喷}}} = \frac{u_{\text{乏}} v_{\text{乏}}}{\sigma_{\text{射}}} \text{米/秒} \dots\dots (1-9)$$

乏汽理论流速:

$$w_0 = \frac{w_{\text{乏}}}{\varphi_{\text{乏}}} = \frac{u_{\text{乏}} v_{\text{乏}}}{\mu_{\text{消}}} \text{米/秒} \dots\dots\dots (1-10)$$

式中: $\mu_{\text{消}}$ ——蒸汽消耗计算系数

$$\mu_{\text{消}} = \sigma_{\text{射}} \varphi_{\text{乏}}$$

2. 燃气与乏汽的混合过程

在混合过程中,对燃气如何进入乏汽射流并与乏汽相混合的问题有几种不同的学说。百年来几乎公认燃气与乏汽混合的主要原因是表面摩擦。这种表面摩擦的学说由于缺乏理论分析和系统的计算方法,近年来已不被重视。随着流体力学的发展,自由喷射的紊流理论已应用到蒸汽机车的通风装置。认为燃气进入乏汽射流的原因是由于气体分子间的彼此位移和紊流摩擦的结果。但是到目前为止,紊流理论还不能与蒸汽机车乏汽引射通风装置的特点密切结合起来。有些人不承认射流内的压力低于周边的压力,否定了利用裙筒给燃气以适当轴向速度可以提高通风效率的作用。因此根据现有方法 *〔8〕设计出来的通风装置,燃气与乏汽射流的法向冲击损失很大。试验证明,这样的通风装置不但通风效率很低,而且燃烧情况恶化,显著地降低了锅炉蒸发力。但是把紊流理论应用在蒸汽机车上还只是在初始阶段,目前还在继续研究中。

研究燃气与乏汽混合过程的另一种理论是压差理论。认为乏汽射流内部产生纵向及横向的压差,射流内部压力低于周围压力。由于压差的作用,使燃气产生伴流速度进入乏汽

注: *〔8〕指书后参考资料第8项(以下同此)。

流与乏汽相混合。根据压差理论建立了较完整的通风装置设计计算方法*〔7〕。试验证明,对于传统式的通风装置,用这种方法进行设计,其各部尺寸比较合适。能够达到提高通风效率,增大蒸发能力和节约燃料的目的。因此,在此处仅对压差理论的计算方法作简要的介绍。

假使在等压混合条件下,不考虑气流冲击时的附加损失(斜冲击,板壁摩擦等)。则燃气与乏汽混合时的动量方程可用下式表示:

$$Dw_{\text{乏}} + Gw_{\text{燃}} = (D + G)w_{\text{喉}} \dots\dots\dots (1-11)$$

式中: $w_{\text{燃}}$ —— 燃气轴向流速, 米/秒;

$w_{\text{喉}}$ —— 混合终了时混合气体流速, 米/秒。

由于燃气与乏汽混合时有动量损失, 而且混合气体的动量比两气体混合前的动量低, 故必须用引射速度系数 $\varphi_{\text{引}}$ 来修正。

$$(Dw_{\text{乏}} + Gw_{\text{燃}}) \varphi_{\text{引}} = (D + G)w_{\text{喉}} \dots\dots\dots (1-12')$$

因此, 在混合终了时, 相当于烟筒喉部流速 $w_{\text{喉}}$ 为:

$$w_{\text{喉}} = \frac{w_{\text{乏}} + m w_{\text{燃}}}{1 + m} \varphi_{\text{引}} = \frac{1 + m i_w}{1 + m} \varphi_{\text{引}} w_{\text{乏}} \dots\dots\dots (1-12)$$

式中: m —— 引射系数,

$$m = \frac{G}{D};$$

i_w —— 燃气与乏汽轴向速度比值,

$$i_w = \frac{w_{\text{燃}}}{w_{\text{乏}}};$$

$\varphi_{\text{引}}$ —— 引射速度系数 (气流冲击时造成不可逆损失及在混合过程中速度场与压力场不均匀性而加的修正系数)。

在混合过程中的另一种重要特性是混合气体比容 $v_{\text{喉}}$ 。假使不考虑气流冲击时由于能量损失而增加的热量，混合气体比容可以从燃气及乏汽比容用加权平均法求得。

$$Dv_{\text{乏}} + Gv_{\text{燃}} = (D + G) v'_{\text{喉}}$$

$$v'_{\text{喉}} = \frac{1 + m i_v}{1 + m} v_{\text{乏}} \dots\dots\dots (1-13)$$

式中： i_v ——燃气与乏汽比容比值， $i_v = \frac{v_{\text{燃}}}{v_{\text{乏}}}$ 。

实际上，由于气流冲击时产生附加热量使混合气体温度上升。因而，实际的混合气体比容 $v_{\text{喉}}$ 应较 $v'_{\text{喉}}$ 大一些。根据热力学的方法，

$$v_{\text{喉}} = \frac{R_{\text{喉}} T'_{\text{喉}}}{P_{\text{喉}}} \dots\dots\dots (1-13')$$

式中： $T'_{\text{喉}}$ ——混合终了时混合气体绝对温度；

$P_{\text{喉}}$ ——混合终了时混合气体绝对压力；

$R_{\text{喉}}$ ——混合终了时混合气体常数。

若以 φ_v 表示两比容的比值。

$$v_{\text{喉}} = \frac{v'_{\text{喉}}}{\varphi_v} = \frac{1 + m i_v}{1 + m} \cdot \frac{v_{\text{乏}}}{\varphi_v} \dots\dots (1-13'')$$

根据压差理论，燃气进入烟筒喉部的速度 $w'_{\text{燃}}$ 是由烟箱内及烟筒喉部的压差 h_w 所造成。此处因有能量损失，不可能使全部压头都变为轴向速头，故轴向速度 $w_{\text{燃}}$ 要低于 $w'_{\text{燃}}$ 。也就是说：

$$w_{\text{燃}} = \varphi_{\text{燃}} w'_{\text{燃}} \dots\dots\dots (1-14)$$

式中： $\varphi_{\text{燃}}$ ——燃气轴向速度系数。

$$h_w = \frac{w'^2_{\text{燃}}}{2g\varphi_{\text{燃}}} = \frac{1}{\varphi_{\text{燃}}^2} \cdot \frac{w^2_{\text{燃}}}{2g\varphi_{\text{燃}}} \dots\dots\dots (1-15)$$

式中: h_w ——烟箱内及烟筒喉部的压差。

$$h_w = P_0 - P_{\text{喉}}, \text{毫米水柱} \dots\dots\dots (1-15')$$

传统式的烟箱通风装置由于烟筒入口与喷咀间的距离较大, 所以燃气与乏汽的冲击损失能量较大, 而 $w_{\text{燃}}$ 较小。为了减少这种损失, 应适当降低裙筒以提高燃气轴向速度 $w_{\text{燃}}$ 。但是, 降低裙筒增大 $w_{\text{燃}}$, 虽然能减少气流冲击损失, 却不可避免地要增加裙筒下部的气流阻力。由此可知, $w_{\text{燃}}$ 或 i_w 是不能随便增大的。应当根据两种能量损失的变化绘制乏汽射流相对能量损失与燃气轴向速度比值 i_w 的关系曲线 (见图 1-1)。在曲线上表示: 当 i_w 增大时相对的冲击能量损失 e' 虽显著降低, 但由于增加燃气流动阻力而附加的相

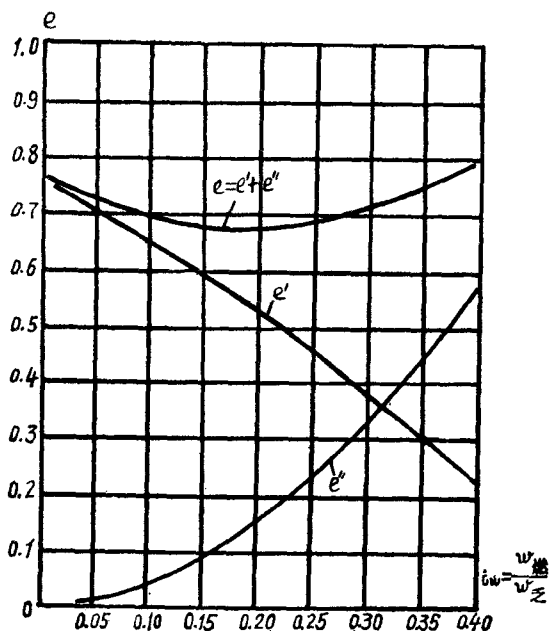


图 1-1 乏汽射流相对能量损失与燃气乏汽轴向速度比值的关系曲线

对能量损失 e'' 也随着增加。两种能量损失之和($e' + e''$)有一个最低点, 与此点相应的 i_w 就是最有利的燃气与乏汽轴向速度比值 i_w , 最佳 (图示 i_w , 最佳 ≈ 0.2)。

在通风装置中, 能量损失的大小最终表现在通风效率上。因此最有利的燃气与乏汽轴向速度比值必须与最高的通风效率相对应。

通风效率 $\eta_{\text{风}}$ 为:

$$\eta_{\text{风}} = \frac{N_{\text{燃}}}{N_{\text{乏}}} = \frac{2gv_{\text{燃}}}{w_{\text{乏}}^2} \varphi_{\text{乏}}^2 mh \dots\dots\dots (1-16)$$

式中: $N_{\text{燃}}$ ——燃气流动功率,

$$N_{\text{燃}} = Gv_{\text{燃}} (P_{\text{出}} - P_o) = Gv_{\text{燃}} h \dots\dots\dots (a)$$

$N_{\text{乏}}$ ——乏汽喷射功率,

$$N_{\text{乏}} = D \frac{w_o^2}{2g} = \frac{D}{\varphi_{\text{乏}}^2} \cdot \frac{w_{\text{乏}}^2}{2g} \dots\dots\dots (b)$$

h ——烟箱真空度,

$$h = P_{\text{出}} - P_o \dots\dots\dots (c)$$

在(1-16)式中, 通风效率和 i_w 没有直接的联系。为了找出两者的关系, 还必须通过下列计算。

混合气体在烟筒内的扩压过程是利用燃气与乏汽在混合終了时的有效动能将混合气体的压力由 $P_{\text{喉}}$ 恢复到 $P_{\text{出}}$ 的过程。

$$\begin{aligned} \frac{w_{\text{喉}, s}^2}{2g} \cdot \eta_{\text{筒}} &= \int_{\text{喉}}^{\text{出}} 10^4 v dp = v_m (P_{\text{出}} - P_{\text{喉}}) \\ &\approx v_{\text{喉}} (h + h_w) \dots\dots\dots (1-17) \end{aligned}$$

式中: $\eta_{\text{筒}}$ ——烟筒效率(混合气体有效压缩功与烟筒喉部动能的比值);

v_m ——混合气体在扩压过程中的平均比容，

$$v_m \approx v_{喉};$$

$$\text{故} \quad h + h_{\omega} = \frac{w_{喉,3}^2}{2g v_{喉}} \eta_{筒} \dots\dots\dots (a)$$

烟筒喉部的动量速度，由 (1—12) 式得出，

$$w_{喉,2} = \frac{1 + m i_{\omega}}{1 + m} \varphi_{引} w_{\omega} \dots\dots\dots (b)$$

由于速度场的不均匀，动能和动量速度是不同的。如烟筒喉部特性系数 $\beta_{喉}$ 表示两者的比值，则：

$$\beta_{喉} = \frac{w_{喉,3}}{w_{喉,2}} = \frac{1}{\int w_{\omega}^2 r_i df_{喉}} \sqrt{\int w_i r_i df_{喉} \int w_i^3 r_i df_{喉}} \dots\dots\dots (c)$$

$$\text{所以} \quad w_{喉,3} = \beta_{喉} w_{喉,2} \dots\dots\dots (d)$$

将 (1—13') 式的 $v_{喉}$ 代入 (a) 式，再将 (a) 式和 (b) 式代入 (d) 式并化简即得：

$$h + h_{\omega} = \frac{1}{2g v_{燃}} \lambda w_{\omega}^2 \dots\dots\dots (e)$$

式中之 λ 为：

$$\lambda = \eta_{筒} \varphi_{引}^2 \beta_{喉}^2 \varphi_v \frac{(1 + m i_{\omega})^2 i_v}{(1 + m i_v)(1 + m)} \dots\dots\dots (f)$$

根据 (1—15) 式得：

$$h_{\omega} = \frac{1}{\varphi_{燃}^2} \cdot \frac{w_{燃}^2}{2g v_{燃}} = \frac{1}{\varphi_{燃}^2} \cdot \frac{i_{\omega}^2 w_{\omega}^2}{2g v_{燃}} \dots\dots\dots (g)$$

将 (g) 式代入 (e) 式并化简得：

$$h = \left(\lambda - \frac{i_{\omega}^2}{\varphi_{燃}^2} \right) \frac{w_{\omega}^2}{2g v_{燃}} \dots\dots\dots (h)$$

将 (h) 式代入 (1-16) 式即得通风效率。

$$\eta_{\text{风}} = \varphi_{\text{乏}}^2 m \left(\lambda - \frac{i_w^2}{\varphi_{\text{燃}}^2} \right) \dots\dots\dots (1-18)$$

当燃气与乏汽的轴向速度比值最有利时, $\eta_{\text{风}}$ 达到最大值。因此可以利用极限关系求出 i_w , 最佳, 即:

$$\frac{\partial \eta_{\text{风}}}{\partial i_w} = 0 \dots\dots\dots (a)$$

$$\text{或 } \eta_{\text{筒}} \varphi_{\text{引}}^2 \beta_{\text{喉}}^2 \varphi_v \frac{2m i_v (1 + m i_w)}{(1 + m i_v)(1 + m)} - \frac{2i_w}{\varphi_{\text{燃}}^2} = 0$$

\dots\dots\dots (b)

将 (1-17-f) 式代入上式并化简得:

$$\lambda m = \frac{i_w}{\varphi_{\text{燃}}^2} + \frac{m i_w^2}{\varphi_{\text{燃}}^2} \dots\dots\dots (c)$$

$$\text{由 (1-18) 式: } \lambda m = \frac{\eta_{\text{风}}}{\varphi_{\text{乏}}^2} + \frac{m i_w^2}{\varphi_{\text{燃}}^2} \dots\dots\dots (d)$$

$$\text{所以 } i_w, \text{最佳} = \frac{\varphi_{\text{燃}}^2}{\varphi_{\text{乏}}^2} \eta_{\text{风}, \text{max}} \dots\dots\dots (1-19)$$

对 (b) 式除以 $2i_w$, 最佳, 则:

$$\eta_{\text{筒}} \varphi_{\text{引}}^2 \beta_{\text{喉}}^2 \varphi_v \frac{\left(\frac{1}{i_w, \text{最佳}} + m \right) m i_v}{(1 + m i_v)(1 + m)} - \frac{1}{\varphi_{\text{燃}}^2} = 0$$

$$\text{或 } \frac{1}{i_w, \text{最佳}} = \frac{1}{\eta_{\text{筒}} \varphi_{\text{引}}^2 \beta_{\text{喉}}^2 \varphi_v \varphi_{\text{燃}}^2} \cdot \frac{(1 + m i_v)(1 + m)}{m i_v}$$

\dots\dots\dots (1-20)

将 (1-20) 式代入 (1-19) 式并化简, 即可得最大通风效率。

$$\eta_{\text{风}, \text{max}} = \frac{\eta_{\text{筒}} \varphi_{\text{引}}^2 \beta_{\text{喉}}^2 \varphi_v \cdot \varphi_{\text{乏}}^2 i_v m}{(1 + m i_v)(1 + m) - \eta_{\text{筒}} \varphi_{\text{引}}^2 \beta_{\text{喉}}^2 \varphi_v \varphi_{\text{燃}}^2 i_v m^2}$$

\dots\dots\dots (1-21)