

制漿造紙 工厂的通風

苏 H. A. 加洛奇金 著
李 康 翊 張 光 正 譯

輕工业出版社

制漿造紙工厂的通风

[苏] H. A. 加洛奇金著

李康翻 張光正譯

輕工业出版社

一九五九年·北京

內 容 介 紹

本書全面而系統地闡述了制漿造紙工廠各車間的排熱、防滴、降溫、采暖及工藝通風各種設施的設計和計算原理，着重地推薦了蘇聯先進的廢熱回收機組的新的流程和自動調節控制方法，並列舉了可供設計參考的數據和例題。

本書可供制漿造紙設計人員、生產人員及其他專業通風設計人員參考。

Н. А. ГАЛОЧКИН
ВЕНТИЛЯЦИЯ
ПРЕДПРИЯТИЙ
ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ГОСТЕСУМИЗДАТ МОСКВА 1955
根據蘇聯木材造紙出版社一九五五年版譯出

制漿造紙工廠的通風

(蘇聯) Н. А. 加洛奇金著
李康謝 張光正譯

輕工業出版社出版

(北京市廣安門內白雲路)

北京市書刊出版業營業許可證出字第088號

輕工業出版社印刷廠印刷

新華書店發行

850×1160公厘1/32・7 $\frac{5}{16}$ 印張・180,000字

1955年4月第1版北京第1次印刷

(1955年1月北京第2次印刷)

印數：1001—2,000 定價：(10)1.20元

統一書號：15042·254

目 录

序 言	6
第一章 通風的衛生及工艺任务的基本概念	7
空气的物理性質	8
湿空气 $I-d$ 圖的繪制	12
第二章 制漿及造紙生产工艺过程簡述	20
磨木漿厂(DM3)	20
化学紙漿的生产	21
紙机車間及抄紙	23
紙的擱置室	25
整飾車間及选紙室	26
輔助車間	26
第三章 工艺設備散湿量的計算	28
余湿	28
暴露水面的散湿量	29
打漿机波紋水面上的水分蒸發	30
紙机干部的散湿量	32
紙机湿部的散湿量	35
第四章 工艺設備散热量的計算	36
余热	36
紙机車間的散热量	36
工艺設備的散热量	47
太陽幅射加热量	48
第五章 室內換气量	49
当同时有热湿發散时的換气量的确定	49
排除有害气体及余热所需換气量的确定	64

排除余热所需通风量的确定	68
第六章 自然及机械的进风排风系统	70
自然通风和机械通风	70
高温车间的全面通风	70
散发有害气体车间的全面换气通风	71
纸机车间的通风	76
具有废热回收的近代通风系统简述	78
干燥浆板的干燥器车间	81
在纸的搁置室内创造人造气候	84
废热回收机组的流程	86
具有强制通风的多烘缸式纸机干部上的排气罩	90
在多烘缸纸机干部补充吹送热风	94
第七章 捕热器、进风排风机组	99
纸机车间通风装置中用以回收废热的捕热器	99
捕热器的结构	101
废热回收机组捕热器的热工计算	101
利用废热的空气调节系统的进风排风机组	116
在废热回收机组的空气混合室和进风室内送风温度的自 动控制和调节	123
室外空气与回流空气的混合室	132
混合室内混合气体温度按比例自动调节系统中的多叶调 节阀门联动机	134
纸机干部操作地区良好气象条件的建立	143
用深井水冷却空气	148
第八章 纸机车间外围结构和高湿车间的热工技术要求	157
外墙内表面温度的确定	157
在各种室内外温度和内部空气相对湿度下砖墙传热系数 和厚度的确定	158
车间内空气的计算温度	160

第九章 制漿造紙工厂主要車間通風設備的計算示例·····	162
紙机車間·····	162
紙机車間通風設備技術經濟操作指標的計算·····	189
在整飾工段內創造人工氣象條件的通風給濕設備的計算·····	191
洗滌工段通風設備的計算·····	196
磨木工段通風設備的計算·····	205
附 錄·····	215
參考文獻·····	229

序 言

共产党与苏维埃政府对劳动条件的改善甚为重视。在许多致力于劳动保护、劳动卫生、职业疾病等科学研究的研究院及许多卫生技术实验所的参与下，在国内工业通风的领域中，展开了巨大的工作。

从事通风工作的苏维埃科学研究机构及个别的专家，给部门提供了无数宝贵新颖的技术。

造纸工业通风最重要的任务之一，系为纸机车间及其他散发大量热及水分的车间内的工人创造良好的气象条件。

纸、纸板及纸浆生产的工艺过程中伴随着大量热和水分的散发。在浆温高达 $+90^{\circ}$ 的热法磨木浆过程中以及在真空过滤机内不断冲洗纸浆的过程中，更剧烈地增加了水分的蒸发。

必须装置强大通风设备来吸收水蒸汽和余热。

运行该项通风设备，是与耗费大量电能分不开的。若通风设备在操作运转中没有控制装置，或不够完善时，则将引起大量热能的无谓消耗，而且降低了通风系统的效能。

只有在通风系统中，合理地利用生产中所散发出的热能，即将室外空气与曾经适当方法处理过的室内空气混合来加热的方式，方能降低热能的消耗。

造纸机及抄浆机车间的通风计算，关系着车间内空气情况的变化，目的在于解决车间内的大量余热余湿的问题。

已有的各种技术文献几乎从来不曾说明这一问题，因此本书的目的，在于阐述制浆造纸工业主要生产车间通风设备的设计和计算原理，

第 一 章

通風的衛生及工艺任务的基本概念

用以造紙的原料，主要是由木材經化学处理而成的化学木漿，及由木材經机械方法制成的磨木漿。在較小的規模上，也有采用破布制成的破布半漿，以及用草本植物所制的紙漿来造紙。制成的紙漿經造紙机制成紙。紙幅中的水分，第一步在紙机湿部由压榨机以机械压挤方式排除，而后所剩余的部份水分，則在烘缸上靠通过烘缸的蒸汽所供的热量，蒸發排除。

造紙之主要生产过程(如二氧化硫的制备，紙漿的蒸煮及碱液的蒸發等)，均系于高温下进行，同时在車間内有大量的热量和有害气体發散。在造紙厂及制漿厂的主要車間内，工艺过程同时伴随以大量的水蒸汽及热量的發散。因此工人們遭受到高温及高湿的双重威胁。

高温对人体的影响，引起人体上的热平衡破坏，使人体的热量發散，受到阻碍。

必須保証人体内部所产生的热量的不断向週围环境發散，方能保持人体温度的平衡。人体向周围环境所發散的热量，由对流、辐射及皮膚与肺表面上水分蒸發等方式进行。

人体正常时对“热”的感觉，是取决于温度、湿度、及空气流动速度；这三个因素，通常称为“气象因素”，它們綜合地对人体产生影响。因此，对人体的周围环境來說，不能个别地把某一因素看成是适宜的或不适宜的标准。

“实感温度”是用来鑑定气象条件对人体热感觉的标准。所謂实感温度就是指饱和空气的温度，在这个温度下饱和空气像在一定温度和湿度下的空气一样具有同等冷却能力。

然而，只有在一定的“实感温度”下，才能保証有感觉最好的

条件，即舒适的条件。

清潔空气，即空气中所含有的塵埃及有毒物質的濃度不超过限度，亦为人类能發揮其应有工作能力的先决条件。

规范(H101-54)中规定了室内工作地区的空气温度、相对湿度、以及空气中允许含有有害气体及塵埃的限定濃度。

为了保证紙机上操作工人有令人满意的工作条件，从裝置在干部上的排气罩內所排出空气的温度，当其相对湿度为 $\varphi = 70\%$ 时，不得超过 $+45^{\circ}\text{C}$ 。当相对湿度 $\varphi = 40-50\%$ 时，排出的空气，可采用較高的温度($+50-55^{\circ}$)。

通風技术的任务，乃是保证在各生产車間內，具有一定的衛生条件及适当的气象性質。

在設計工艺过程中，非但必須考虑到完成工艺任务的条件，而且必須保证該項工艺过程对于操作工人健康的無害及安全。当由工艺过程所引起的气象衛生条件的变化不能光靠通風技术来作应有的改善时，则需要改变工艺的技术或工艺过程的組合。

空气的物理性質

大 气 压 力

在本書內，視大气为干燥空气与水蒸汽的混合气体。大气压力(B)系由下列数值組成：

$$B = P_{\pi} + P_{\text{水}} \text{毫米汞柱}, \quad (1)$$

式中： B ——大气压力，毫米汞柱；

P_{π} ——混合气体中所包含水蒸汽的分压力，毫米汞柱；

$P_{\text{水}}$ ——干燥空气的分压力，毫米汞柱。

無論在等温或等压情况下，一公斤过热水蒸汽所佔的体积，均比飽和水蒸汽所佔的体积为大。

在未飽和空气中，水蒸汽系处于过热状态，因其温度高于同一压力下飽和蒸汽的温度。

空气的绝对湿度

绝对湿度 γ 是 1 米³ 湿空气内所含水蒸汽的重量 (单位公斤)。

空气的含湿量

在 1 公斤干空气的混合气体中所包含的水蒸汽重量 (单位克)，即称为空气含湿量。空气含湿量，可由下列公式求得：

$$d = 622 \frac{P_n}{P_n} = 622 \frac{\varphi P_n}{B - \varphi P_n} \text{ 克/公斤干空气。} \quad (2)$$

式中： P_n ——饱和水蒸汽 ($\varphi = 100\%$) 的压力，毫米汞柱；

φ ——相对湿度，用小数表示。

空气的相对湿度

在 1 米³ 空气内所含的水蒸汽重量与 在同一温度下 1 米³ 饱和空气内所含的水蒸汽重量的比例，称为相对湿度。

$$\varphi = \frac{\gamma}{\gamma_s} \times 100\% = \frac{P_n}{P_n} \times 100\%, \quad (3)$$

式中： γ ——在已知温度及已知饱和程度下单位体积空气内的含湿量，克；

γ_s ——在同一温度及饱和状态下单位体积空气内的含湿量，克；

φ ——相对湿度，%。

混合气体的比重 ($\gamma_{\text{混}}$) 可由下列公式求得：

$$\gamma_{\text{混}} = \frac{B - P_n}{2.153 \times T} + \frac{P_n}{3.461 \times T} \text{ 公斤/米}^3, \quad (3a)$$

式中： P_n ——混合气体内所含水蒸汽的分压力，毫米汞柱 ($P_n = \varphi \times P_n$ 毫米汞柱)；

2.153——干燥空气的气体常数 (在测定压力时以毫米汞柱表示)；

3.461——水蒸汽的气体常数(在测定压力时以毫米汞柱表示);

T ——空气的绝对温度, $T = t + 273^\circ$ 。

空气的比热

空气单位重量的比热与单位体积的比热有所区别。单位重量的比热(C)即将1公斤干空气的温度提高1度所需消耗的热量。在与通风技术有关的温度范围内, $C = 0.24$ 千卡/公斤·度。

单位体积比热即将1米³空气的温度提高1度所需消耗的热量。

当 $t = 0^\circ$ 及正常气压下,单位体积比热数值 $C = 0.31$ 千卡/米³·度。

温度对空气体积变化的影响

若当某一温度 t 时,空气体积为 V_t 米³,则当 $t = 0^\circ$ 时,其体积将等于:

$$V_0 = \frac{V_t}{1 + \frac{1}{273}t} \text{ 米}^3 \quad (4)$$

当已知温度为 0° 时空气的体积,则当温度为 t° 时其体积将等于:

$$V_t = V_0 \left(1 + \frac{1}{273}t \right) \text{ 米}^3 \quad (5)$$

若已知当温度为 t° 时的体积,则当温度为 t_1 时其体积可由下列方程式求得:

$$V_{t_1} = \frac{V_t \left(1 + \frac{1}{273}t_1 \right)}{1 + \frac{1}{273}t} \text{ 米}^3, \quad (6)$$

式中:

$\frac{1}{273}$ ——空气体积膨胀系数(α)。

例：求加热 $V_1=10,000$ 米³， $t_1=-10^\circ$ ， $\varphi=80\%$ 的湿空气至 $t_2=20^\circ$ 所需的耗热量。大气压为 760 毫米汞柱。

当 $t=-10^\circ$ 时求干空气的比重：

$$\gamma_{c.a.} = \frac{B}{2.153T} = 0.465 \times \frac{B}{T} = \frac{0.465 \times 760}{273-10} = 1.343 \text{ 公斤/米}^3.$$

当 $t=-10^\circ$ 及 $\varphi=100\%$ 时水蒸汽分压力 $P_n=1.95$ 毫米汞柱（见附录表 3）。

当相对湿度 $\varphi=80\%$ 时，水蒸汽分压力为：

$$P_n = 1.95 \times 0.8 = 1.56 \text{ 毫米汞柱}$$

应用公式(3a)求得湿空气的比重：

$$\gamma_{an} = \frac{B-P_n}{2.153 \times T} + \frac{P_n}{3.461 \times T} = \frac{760-1.56}{2.153 \times 263} + \frac{1.56}{3.461 \times 263}$$

$$\cong 1.341 \text{ 公斤/米}^3.$$

由上面计算中可见，在实际计算中，可以忽略干空气与湿空气的比重
的差異而不致造成重大的誤差。

空气的重量：

$$G = V_1 \times \gamma_{an} = 10,000 \times 1.341 = 13,410 \text{ 公斤}.$$

热量的消耗为：

$$Q = G \times C(t_2 - t_1) = 13,410 \times 0.24(20 + 10) = 96,500 \text{ 千卡}^{**}.$$

也可从另一方式即应用公式(4)求得相等的耗热量。

在 0° 时，求空气所佔的体积(V_0)：

$$V_0 = \frac{V_1 \times T_0}{T_1} = \frac{10,000 \times 273}{273-10} = 10,380 \text{ 米}^3.$$

加热空气所消耗的热量为：

$$Q = 10,380 \times 0.31(20 + 10) = 96,500 \text{ 千卡}^{**}.$$

* 原文为 1.341 毫米汞柱，显系錯誤，故作修正——譯者註

** 原文在此二例內無時間关系，原書不明確，故把小时刪去——(譯者註)

湿空气的含热量

湿空气的含热量(I)即其所包含的干空气及水蒸汽含热量的代数和。

一般情况下，含有 1 公斤干空气的湿空气含热量(单位含热量)，可由下列公式确定：

$$I = 0.24t + (595 + 0.46t) \times \frac{d}{1000} \text{ 千卡/公斤干空气, } \quad (7)$$

式中：

$0.24t$ ——干空气的含热量，千卡/公斤；

$595 \times \frac{d}{1000}$ ——水蒸汽的汽化潜热；

$0.46 \times \frac{d}{1000}$ ——水蒸汽的过热热量。

湿空气 $I-d$ 图的绘制

$I-d$ 图利用图表方式来表示在一定大气压力下空气水蒸汽混合气体的五种基本参数 t , d , I , φ 及 P_a 的相互关系。

Ф. Э. 德泽尔仁斯基(Дзержинский)热工技术科学研究学院获得劳动红旗勋章的 $I-d$ 图，是由下列方法绘制：

作斜坐标系，其两坐标轴间的角度为 135° (参阅图 1)。在纵轴上标绘空气含热量数值 I ，千卡/公斤，而在横轴上标绘空气含湿量数值 d ，克/公斤。

在所附 $I-d$ 图上，含热量 1 千卡/公斤 = 10 毫米，含湿量 1 克/公斤 = 5 毫米。通过 O 点绘制辅助水平线 Od_1 ，在其上按所采用 1 克/公斤 = 5 毫米之比例每隔 1 克/公斤标绘含湿量数值。通过所得各点绘制等含湿量垂直线($d = \text{常数}$)。另外，在纵轴上以 O 为起点，按所采用的 1 千卡/公斤 = 10 毫米的比例每隔 1 千卡/公斤标绘空气含热量的各种数值；在 O 点以上为正值而在 O 点以

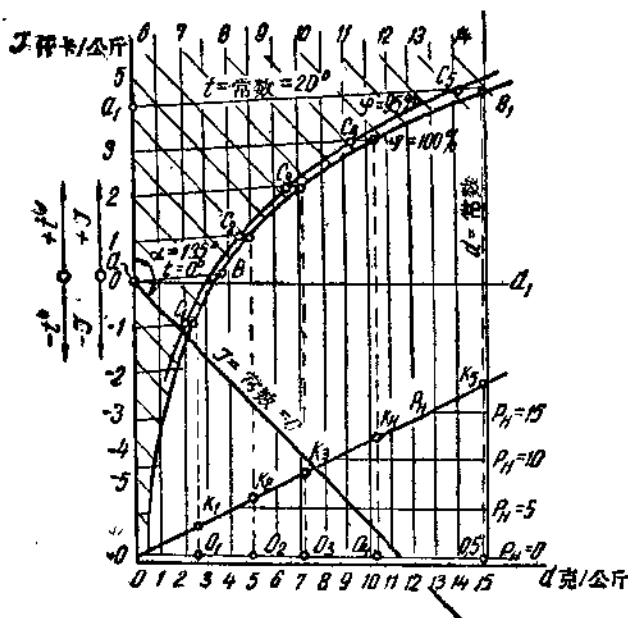


圖 1 I-d 圖

下为負值。

通过所得各点繪制与 $d = \text{常数}$ 的等含湿量綫成 135° 角的 $I = \text{常数}$ 的等含热量綫。

繪制等温綫 $t = \text{常数}$ 时，应使用下列方程式：

$$I = 0.24t + (595 + 0.46t) \frac{d}{1000}.$$

在按上述方法所繪得的綫網上，繪制等温綫 ($t = \text{常数}$) 及等相对湿度綫 ($\varphi = \text{常数}$)。

为了繪制等温綫 $t = 0^\circ$ ，要求得 $t = 0^\circ$ 时空气的兩極端状态：即当 $\varphi = 0\%$ (绝对干燥) 及 $\varphi = 100\%$ (饱和) 时。因为 $t = 0^\circ$ ， $\varphi = 0\%$ 及 $d = 0$ 故 $I = 0$ ；由此可知，零度等温綫須通过原点。

更进一步，当 $\varphi = 100\%$ 时，从下列公式求 d_s ：

$$d_s = 622 \times \frac{P_n}{B - P_n} = 622 \times \frac{4.6}{745 - 4.6} = 3.87 \text{ 克/公斤}.$$

P_n 之值系自附录表 3 采用。

当 $t=0$, $d=3.87$ 克/公斤时, 空气含热量将为:

$$\begin{aligned} I &= 0.24t + (595 + 0.46t) \times \frac{d}{1000} \\ &= 595 \times \frac{3.87}{1000} = 2.3 \text{ 千卡/公斤}. \end{aligned}$$

在 I - d 坐标系统上, 按以上所得到的数据, 先标出具有参数 $d=0$ 及 $I=0$ 的空气情况的 a 点(即坐标原点)。

然后标出具有参数 $I=2.3$ 千卡/公斤及 $d_s=3.87$ 克/公斤的 b 点。将 a 、 b 两点相连, 即得等湿线 $t=0^\circ$ 。

以类似方法可绘制任何其他等湿线。现更绘制 $t=20^\circ$ 等湿线。当 $t=20^\circ$, $\varphi=0\%$ 及 $d=0$ 时, 从方程式求得:

$$I = 0.24 \times 20 = 4.8 \text{ 千卡/公斤};$$

当 $t=20^\circ$ 及 $\varphi=100\%$ 时, 可得到

$$d_s = 622 \times \frac{17.391}{745 - 17.391} = 14.9 \text{ 克/公斤}$$

$$I = 0.24 \times 20 + (595 + 0.46 \times 20) \times \frac{14.9}{1000} = 13.79 \text{ 千卡/公斤}.$$

根据以上所求得的 I 及 d 数值, 在座标系统上, 标出 a_1 及 b_1 点, 再以直线连接之即得 $t=20^\circ$ 的等湿线。在使用 I - d 图时, 必需注意各等湿线并不相互平行, 因其与座标轴所成角度各异; 尤其在高温时, 更为显著。

在绘制等湿线已经见到其右端相当于空气饱和状态, 即 $\varphi=100\%$ 。

若将 B 、 B_1 等各点以匀调的曲线连接起来, 则可在图上得出一条相对湿度 $\varphi=100\%$ 的曲线, 即所谓“临界曲线”。

图上所有在曲线以上的部分, 全系水蒸汽尚未饱和的空气。为了绘制 $\varphi=95\%$ 的曲线, 先求得在此饱和程度时, 各种温度下

空气的含湿量；而后在等温綫上，按已获得的含湿量，标出 C_1 、 C_2 等各点。然后以勻調的曲綫將各点連接起来，即得 $\varphi=95\%$ 的曲綫。

例如求 $t=20^\circ$ ， $\varphi=95\%$ 时， C_5 点的地位。

計算空气含湿量：

$$d = 622 \times \frac{\varphi \times P_H}{B - \varphi \times P_H} = 622 \times \frac{0.95 \times 17.391}{745 - 0.95 \times 17.391}$$

$$= 14.1 \text{ 克/公斤。}$$

$$C_5 = d = 14.1 \text{ 克/公斤。}$$

可应用同一方法以繪制其他相对湿度曲綫。

在繪制分压力綫时，应在圖右首与縱軸平行的直綫上，按比例从 $P_H=0$ 起，至本圖范围所能包括的值为止，标出各分压力的数值，其單位为毫米汞柱。比例应尽可能选得大些，但同时最好要考虑到不使 P_H 綫与 $\varphi=100\%$ 的曲綫相交。沿通过等温綫 t 及相对湿度曲綫 $\varphi=100\%$ 相交各点的垂直綫上（參閱圖上虛綫），以在該温度下饱和空气所含水蒸汽的分压力值 P_H （該項压力值可从附录表3采用），从水平綫 $P_H=0$ 按所采用比例截取 K_1O_1 ， K_2O_2 等綫段。將以上所获得各綫段的端点（即 K_1, K_2, K_3 等点）連接起来，即得 P_H 值的曲綫。这条曲綫，差不多是一条直綫。

角 度 比 例

为了作角度比例，采取参数 $I=0$ ， $d=0$ 为空气的起始状态（座标原点）。

如果空气的最終状态，用 I_2 及 d_2 值来表示，則角度系数的方程式如下：

$$\Sigma = \frac{I_2 - I_1}{(d_2 - d_1) \times \frac{1}{1000}} = \frac{I_2}{\frac{d_2}{1000}}$$

在圖上，为每个 $I_2 : \frac{d_2}{1000}$ 值，可从原点引出一条射线，即从 $I=0, d=0$ 点开始，经过相当于所选定 I_2 及 d_2 值的点（以后简称 I 及 d ）。

今取 $\frac{d}{1000} = 0.01$ ，则当 $I=1.0$ 时，其相当比值 $\frac{I}{0.01} = 100$ ；

当 $I=2.0$ 时，比值 $\frac{I}{0.01} = 200$ ，等等。因此可见，辐射线角度比例具有下列数值：

$$\Sigma = \frac{I}{\frac{d}{1000}} = 100;$$

$$\Sigma = \frac{I}{\frac{d}{1000}} = 200 \text{ 等等,}$$

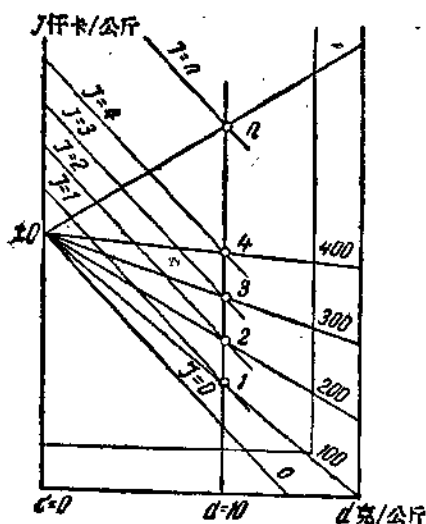


圖 2 $I-d$ 圖角度比例的繪制

必須通过坐标原点及垂直

线 $\frac{d}{1000} = 0.01$ 与各含热量

直线 $I=1.0, I=2.0, I=3.0$ 等线的交点（即 1, 2, 3 等点）（参阅圖 2）。

当 $\frac{d}{1000} = 0.01$ 时，

$\Sigma = 0$ 即表示 $I=0$ ，即

$\frac{I}{\frac{d}{1000}}$ 的辐射线，与 $I=0$ 1000

直线的方向相重合。

温湿图的实际应用，
見紙机車間通風計算的数字实例。