

中國建築學會
學術論文集

第五集

採暖通風與
空氣調節部分

中國建築學會編

城市建設出版社

中国 技术论文集
集

(采暖通风与空气调节部分)

中国建筑学会编

*

城市建设出版社出版

(北京阜外大街)

北京市书刊出版业营业许可证书字第088号

化工出版社印刷所印刷 新华书店总经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{18}$. $14 \frac{1}{9}$ 印张250千字. 插页2

1958年1月第1版

1958年1月第1次印刷

*

印数: 1—1,600册 定价: (11) 3.10元

前 言

1957年2月，中国建筑学会在召开第二届全国会员代表大会期间，举行了第一次采取宣读论文形式的全国性学术活动。会上共提出论文四十余篇，由于时间关系，只宣读了其中的十余篇，没有来得及讨论，会上代表们要求把这些论文汇编出版，以供各地建筑工作者的阅读、研究和讨论。会后，学会的学术委员会组织了审查工作，又补充了一些当时未及在会上提交的论文，删去几篇已在“建筑学报”上发表过的论文，按学科分类，编成论文集，分为6册，由城市建设出版社出版。

这次代表大会上的论文宣读，由于是第一次举办，没有经验，事先准备工作较差，各地提出论文时间匆促，所以广泛性还是很不够的。但是各地会员对这件事十分重视，认真对待，大都先将论文提到分会，并由分会推荐，而宣读时大家都踊跃参加，足以说明广大的建筑工作者对于科学研究工作和实际工作中的总结经验都很关心与热情。我们相信，随着建设事业实践和建筑科学研究工作的日益开展，随着学术活动工作经验的逐渐丰富，今后学术论文的提出，无论在质和量方面，都会日益提高和增长。这次论文集的出版，标志着一个好的开端，也多少反映出了1956年我国建筑科学所达到的水平，如果对于今后建筑科学上的“百花齐放、百家争鸣”能起一个推动作用，这就是很有意义的事了。

中国建筑学会

1957年7月

目 录

論 著

- 一、等量送风管道的研究…………… 建筑科学研究院 汪善国 (1)
- 二、噴霧風扇研究初步报告 劳动卫生及职业病研究所 張希仲 汪善国 刘光銓 (21)
- 三、集中送风…………… 第一机械工业部第一設計分局 盧定濤 (30)

經驗交流

- 一、自然通风…………… 第一机械工业部第二設計分局 黃吟生 (69)
- 二、自然通风計算中几个問題的探討…………… 黑色冶金設計总院 楊人驥 (84)
- 三、棉紡織厂通风設計特点…………… 紡織部基建設計院 王蘭序 (92)
- 四、恒温恒湿…………… 华氏通风机加工厂 鄧汉定 (108)
- 五、北京首都劇場空气調节介紹…………… 北京工业建筑設計院 張义士 (138)
- 六、保护圈平板式导热系数測定仪器和热电风速計
…………… 劳动卫生及职业病研究所 張希仲 周光发 崔玉璉 (149)

新技术研究

- 一、蒸汽噴射式冷冻机…………… 化工部有机化学設計院 吳子錦 (159)
- 二、混凝土加热板暖气裝置…………… 有色冶金設計院 李德祥 (212)
- 三、介紹陶瓷暖气片的性能与組裝方法…北京市建筑工程局 潘凌云 張峻岩 (231)
- 四、瓷—2型瓷噴咀的噴霧性能… 劳动卫生及职业病研究所 田桂鈺 常德华 (235)

报 导

- 一、关于防暑降溫技术措施的意見…………… (242)

論 著

等 量 送 風 管 道 的 研 究

建筑科学研究院 汪 善 国

等量送风是从管道的各个送风口中,送出数量相等或接近相等的风量。在全面送风的管道设计中,等量送风是主要的送风方式。就是在很多高温车间内应用局部送风时,等量送风也是重要方式之一。

等量送风应当达到下面三个要求:

一、送出的风量要均匀,和有足够的送风口,每一个送风口送出的风量要相等或有规律的改变,这样才能使工作地区能保持均匀的温度、湿度;

二、送风口的风速要接近一致。只有各个送风口的风速相等或接近相等,才能使工作区域内的气流尽可能的均匀;

三、各个送风口送风温度、湿度要尽可能地接近,这就是说管道头尾部的温差要小。

显然,要使各个送风口送出的风量相等或接近相等,则车间内或室内保持均匀的气象条件是等量送风的关键问题。

空气从管道中送出时,它的压力从管道中高出大气压的总压 $p_{总}$,变为车间内的压力 $p=0$ (车间内的压力通常和大气压非常接近)。因此,它总压的损失是:

$$\begin{aligned} p_{总} &= p_{静} + p_{动} \\ &= \xi_{口} \frac{v_{送}^2}{2g} \gamma + \frac{v^2}{2g} \gamma = \xi_{支} \frac{v^2}{2g} \gamma \end{aligned} \quad (1)$$

式中: $p_{总}$ 、 $p_{静}$ 、 $p_{动}$ ——在送风管道中空气的总压、静压和动压,公斤/平方公尺;

$v_{送}$ ——空气流经送风口时的速度,公尺/秒;

v ——空气在流经这个送风口之前,于管道中的速度,公尺/秒;

$\xi_{口}$ ——空气在流经送风口时的局部阻力系数(根据送风速度计算)。

$\xi_{支}$ ——空气从管道中送入车间,整个能量消耗时的局部阻力系数(根据管道中流速 v 计算)。

当空气由管道中通过送风口送入车间时,空气需要经过一个直角弯,在通过送风口时会缩小或扩大,然后才送出;实际上这是一个三通支管的局部阻力,因此可以用局部阻力系数 $\xi_{支}$,根据管道中空气的流速 v 来计算(图1)。

当送风方向与管道中空气的流向互相垂直时,管道中空气的动压 $p_{动}$ 必然消耗于转弯中,而送风速度 $v_{送}$ 与管道中静压 $p_{静}$ 之间的关系如下:

$$p_{静} = \xi_{口} \frac{v_{送}^2}{2g} \gamma \quad (2)$$

$$v_{\text{送}}^2 = \frac{2g}{\tau} \cdot \frac{p_{\text{静}}}{\xi_{\text{口}}} \quad (3)$$

因此,送风口的送风速度,决定于管道内空气的静压 $p_{\text{静}}$ 和送风口的局部阻力系数 $\xi_{\text{口}}$ 。而送风量是:

$$V_{\text{送}} = 3600 v_{\text{送}} F_{\text{送}} \quad \text{立方公尺/时} \quad (4)$$

式中: $F_{\text{送}}$ —— 送风口的截面积,平方公尺。

要达到等量送风的目的,以保持室内均匀的气象条件,就应当研究一下(3)式中的 $v_{\text{送}}$ 、 $p_{\text{静}}$ 和 $\xi_{\text{口}}$ 。

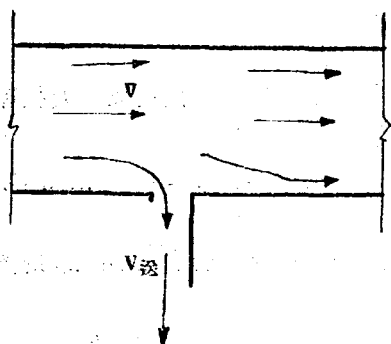


图1 管道中风速 v 与送风速度 $v_{\text{送}}$ 的送风量大于管道头部的送风量。

— $v_{\text{送}}$ 是不是需要完全相等?

等量送风所以要求风量相等的目的,是为了在车间内保持均匀的气象条件——温度、湿度、气流速度。由于空气流经管道时,往往会通过管壁从车间内吸热或是放热,这样,管道头尾就有了一定程度的温差。如果要使车间内温度、湿度均匀一致,则应使管道尾部的

显然,沿着管道的温升,可以用下面的微分算式表示:

$$\frac{di}{dn} = \frac{0.24dt}{dn} = \frac{Q}{G \cdot N_n} \quad (5)$$

式中 t —— 温升, $^{\circ}\text{C}$

n —— 从管道尾部开始送风口的次序

N —— 整个风道中单面送风口的数目

G —— 整个管道的送风量,公斤/时

Q —— 是在两个送风口之间管道中空气所吸收的热量。这可以根据下式来计算:

$$Q = K_{\text{传}} F (t_{\text{外}} - t_{\text{内}}) \quad \text{千卡/时} \quad (6)$$

式中: F —— 两送风口之间管壁的面积,平方公尺,

$t_{\text{外}}$ —— 管道外的车间温度, $^{\circ}\text{C}$

$t_{\text{内}}$ —— 管道内的温度,实际上它是一个变数(从管道头部空气的温度 t_0 增加到管道尾部 $t_0 + \Delta t$)。由于管道中的温升比起管道内外的温差($t_{\text{外}} - t_{\text{内}}$)数值是

较小的,为着简单起见,我们可以认为 $t_{\text{内}} = \frac{t_0 + (t_0 + \Delta t)}{2}$

$K_{\text{传}}$ —— 管壁的传热系数。虽然导热系数 $\alpha_{\text{内}}$ 是根据风速而变的(从20减少

到7.5千卡/平方公尺·时·度),但是它对K值的影响不是主要的,因此,为着简便起见,我們还是可以用下式来计算它的近似值:

$$K_{傳} = \frac{1}{\frac{1}{a_{內}} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_{外}}} = \frac{1}{\frac{1}{15} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{7.5}} \quad (6)$$

式中: δ ——管壁或是隔热层的厚度,公尺。

λ ——导热率,千卡/公尺·时·度。

这样

$$\frac{dt}{dn} = \frac{1}{0.24} \cdot \frac{NQ}{Gn}$$

整个管道的温升

$$\int_0^t dt = \frac{NQ}{0.24G} \int_0^n \frac{dn}{n} \quad (7)$$

从(7)式中可以看出,从管道头部到管道尾部,管道中空气的温升或温降,是沿着一个对数曲线变化的,但是,在越接近管道尾部时,K值越小,温差($t_{外} - t_{內}$)也减少,因此,沿着管道温升、温降的变化,是一个近似的对数曲线。

1953年我們曾测定了武汉国棉一厂細紗車間风道头尾温度的情况,结果如下:

头	25.7°C
中	25.7°C
尾	26.7°C

因此,这个结果是符合实际情况的。

下面是紡織厂內温升实际测定的資料:

管 道 的 温 升

表 1

厂 名	风道材料和隔热情况	管道长度公尺	管道内外温差 ($t_{外} - t_{內}$) °C	温 °C 升
武汉国棉一厂	薄钢板, 隔热 (板条、粉刷)	120	8.5	1
上海国棉六厂	薄 钢 板	150	5	2.6
上海国棉七厂	"	100	8	2.3
上海国棉二厂	"	50	8	1.6

由于管道头尾的温差,因此也影响了工作地区温度、湿度的不均匀。工作区域空气的参数与送风参数之间的关系,可以用下式表示:

$$i_{內} - i_{送} = \frac{Q'}{G'}$$

$$i_{內} = i_{送} + \frac{Q'}{G'}$$

式中: $i_{\text{內}}$ ——工作区域空气的含热量, 千卡/公斤

$i_{\text{送}}$ ——送风时, 空气的含热量, 千卡/公斤

Q' ——工作区域放散的热量, 千卡/时

G' ——送风量, 公斤/时

显然, 当管道中温度变化时, $i_{\text{送}}$ 也跟着改变; 要使 $i_{\text{內}}$ 保持不变, 必须使 $\frac{Q'}{G'}$ 改变 (增加或减少送风量)。

通常送风温度与车间内温度差约在 $8^{\circ}\sim 10^{\circ}\text{C}$ 之间, 因此, $\frac{Q'}{G'}$ 值约在 $2\sim 2.5$ 千卡/公斤左右。当管道中空气温度上升 1°C 时, 含热量增加 0.25 千卡/公斤, 约为 $\frac{Q'}{G'}$ 值的 10%, 因此, 我们可以得出这样的近似结果: 当管道中空气温升 1°C 时, 最后一个送风口的送风量应增长 10%, 才能使工作区域内的气象条件, 尽可能均匀一致。

由于温升而增加了管道后面的送风量, 虽对于保持车间内的温度、湿度的均匀一致是好的, 但却加大了工作区域气流的速度。按照阿勃拉莫维奇教授的自由射流公式, 气流速度的增加与送风速度的增加成正比。因此, 风量不能增加得太多, 以免造成工作区域气流流速的剧烈差异。当然, 在夏天工作区域温度增加时, 适当地增加气流速度, 这对卫生要求来说也是好的。

根据上面的情况, 管道尾部一个送风口的送风速度 $v_{\text{尾}}$ 与头部第一个送风口的送风速度 $v_{\text{頭}}$, 它们的送风速度比 $\frac{v_{\text{尾}}}{v_{\text{頭}}}$, 可以采用表 2 中的数值。

送 风 速 度 比 的 数 值

表 2

管 道 情 况	管道内外温差 $^{\circ}\text{C}$	温 升 $^{\circ}\text{C}$	送风速度比 $\frac{v_{\text{尾}}}{v_{\text{頭}}}$
隔热, 长 (60~80公尺)	$8\sim 10^{\circ}$	1.0	1.10
短 (30~40公尺)	"	0.5	1.05
木制, 长 (60~80公尺)	"	1.5~2.0	1.15
短 (30~40公尺)	"	0.5~1.0	1.10
薄钢板, 长 (60~80公尺)	"	2~3	1.15~1.20
短 (30~40公尺)	"	1~2	1.10~1.15

二 管道中压力的变化:

我们可以先研究一下, 在两个送风口之间压力变化的情况 (图 2)。

根据贝努利定律, 管道中 1—1、2—2 两个截面之间压力的变化, 可以由下式来

表示:

$$\frac{v_1^2}{2g} \gamma a + p_1 + z_1 \gamma = \frac{v_2^2}{2g} \gamma a_2 + p_2 + z_2 \gamma + \Sigma h \quad (9)$$

式中: v_1, v_2 ——管道中截面 1—1 和 2—2 空气的平均速度, 公尺/秒;

p_1, p_2 ——“ 空气的静压, 公斤/平方公尺;

z_1, z_2 ——“ 空气的位置, 公尺。

Σh ——在截面 1—1 和 2—2 之間所有的阻力损失, 公斤/平方公尺。

a 是管道中空气质点的动能总和与根据平均速度计算动能的比, 是一个修正系数。根据苏联纳·斯·索罗金教授的意見, 应用条缝送风口、直通风道的 a 值, 約在

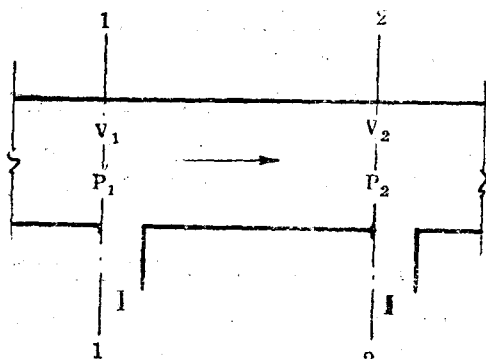


图 2 两个送风口之間压力的变化

1.1 左右。

根据阿基米特定理, 四周被空气包围着的输送空气的管道, 它的位能总是一样的, 因此, (9) 式可以改为:

$$p_2 = p_1 + \left[\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \gamma a - \Sigma h \right] \dots \dots \text{公斤/平方公尺} \quad (10)$$

这就是說: 管道中两个送风口之間的动压差已全部轉化为静压了, 因此, 后一个送风口的静压 p_2 , 决定于前

一个送风口的静压 p_1 , 和两个送风口之間所有的阻力损失 Σh 比动压差大还是小。

如果所有的阻力损失 Σh 小于动压差, p_2 就比 p_1 要大; 否則, 就恰好相反。

空气流过截面 1—1 与 2—2 之間时, 有那些阻力损失呢? 这里的阻力损失一共有两种: (一) 空气与管壁的摩阻损失; (二) 空气在通过送风口 I 时, 由于一部分空气从送风口中流出和在通过送风口后流速的变化所引起的涡流, 造成的阻力损失——三通阻力中的通路阻力损失。这里可以用局部阻力系数 $\xi_{直}$ 和相应风速 v_1 来计算:

$$h_{局} = \xi_{直} \frac{v_1^2}{2g} \gamma \quad (11)$$

式中: $h_{局}$ ——通路局部阻力损失, 公斤/平方公尺, 或公厘水柱。

苏联弗·納·泰利也夫曾对开有条缝形送风口直通风道的通路局部阻力系数 $\xi_{直}$ 和送出空气的局部阻力系数 $\xi_{支}$ 作了实验。他认为这两个局部阻力系数主要是受流量比 $\bar{q}$ 和宽度比 $\bar{b}$ 的影响, 这可以用下式来表示:

$$\bar{q} = \frac{q}{Q} \quad (12)$$

$$\bar{b} = \frac{b}{B} \quad (13)$$

式中: $\bar{q}$ ——流量比

q —— 送风口的送风量, 立方公尺/时

Q —— 管道中空气流过这个送风口之前的风量, 立方公尺/时

$\bar{b}$ —— 宽度比

b —— 条缝送风口的宽度, 公尺

B —— 送风管道与送风口互相垂直的宽度或高度, 公尺。

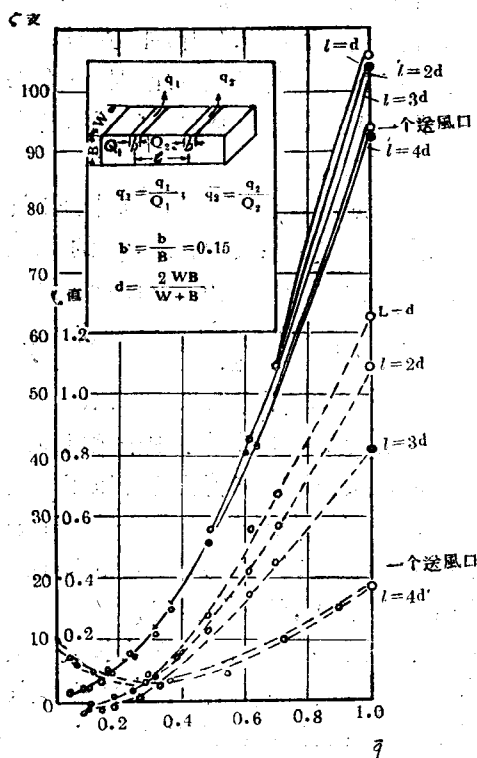


图 3 $\xi_{直}$ 、 $\xi_{支}$ 的关系 (苏联塔利耶夫)

簡單起见, 可以把它作为一个常数, 一般誤差不超过 5%。

l —— 每个段的长度, 公尺

g —— 重力加速度, 公尺/秒²。

τ —— 比重, 公斤/立方公尺。

我們如果采用送风口很多的薄鋼板直通风道, 則管道的当量直径 $d_{当}$ 是不变的, λ 和 l 也可以是不变的, 并且

$$l = \frac{L}{N} \quad (15)$$

式中: L —— 整个管道的长度, 公尺

N —— 管道的段数, 也等于整个管道上一面的送风口数

因此, (14) 式中, 只有 v 是变数。对于直通风道, 管道中的 v 可以用下式来计算:

图 3 是塔利耶夫实验的结果。从这个图上可以看出:

1. 根据管道中风速 v 计算的 $\xi_{支}$, 随着流量 q 的增加而急剧增加;
2. 通路的局部阻力系数 $\xi_{直}$ (也是根据 v 计算) 变化比较小;
3. $\xi_{直}$ 值和两送风口之间的距离 l 有关。当 $l > 3d$ 时, d 是管道的当量直径, $\xi_{直}$ 就和仅有一个送风口时的 $\xi_{直}$ 值接近。

对于整个管道来说, 管道的管線阻力实际上是各个段的管線阻力之和, $\Sigma h_{線}$ 。每一段的管線阻力 $h_{線}$ 可以用我們很熟識的达尔赛公式来计算, 公式如下:

$$h_{線} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \tau \quad (14)$$

式中: $h_{線}$ —— 各个段的管線阻力, 公斤/平方公尺

λ —— 摩擦系数。由于送风管道中气流的雷诺数 Re 都很大, 为

$$v = \frac{v_{\text{初}}}{N} n \quad (16)$$

式中: $v_{\text{初}}$ ——管道中的初速,公尺/秒

n ——自管道末尾送风口算起的数序,参阅图4。

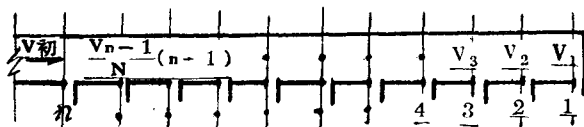


图4 管道的段数, —送风口的数序

当整个管道上的送风口的数量很多时,可以用下面的微分算式来计算各段管道的管線阻力:

$$\frac{dh_{\text{線}}}{dn} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma = \lambda \frac{l}{d} \cdot \left(\frac{v_{\text{初}}}{N} n \right)^2 \frac{1}{2g} \gamma = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{初}}^2}{2g} \gamma \cdot \frac{1}{N^2} n^2$$

计算整个管道的管線阻力时:

$$\int_0^N dh_{\text{線}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{初}}^2}{2g} \gamma \frac{1}{N^2} \int_0^N n^2 dn$$

$$h_{\text{線}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{初}}^2}{2g} \gamma \frac{1}{N^2} \left[\frac{n^3}{3} \right]$$

显然,整个管道的 $n = N$, 因此,

$$h_{\text{線}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{初}}^2}{2g} \gamma \frac{n}{3} = \frac{1}{3} \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{初}}^2}{2g} \gamma = M \frac{v_{\text{初}}^2}{2g} \gamma \quad (17)$$

这样计算出来的结果,比实际的要小一些;送风口的数目越多,就越接近实际的数值。当送风口少于10个时,用(17)式计算的误差,就会大于10%,因此,这时整个管道的管線阻力,可以用下式来计算:

$$\begin{aligned} \Sigma h_{\text{線}} &= \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2g} \gamma \left\{ v_{\text{初}}^2 + v_{n-1}^2 + v_{n-2}^2 + \dots + v_1^2 \right\} \\ &= \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2g} \gamma \left\{ \left[\frac{v_{\text{初}}}{N} n \right]^2 + \left[\frac{v_{\text{初}}}{N} (n-1) \right]^2 + \dots + \left[\frac{v_{\text{初}}}{N} (1) \right]^2 \right\} \\ &= \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{初}}^2}{2g} \gamma \cdot \frac{1}{N^2} \left\{ n^2 + (n-1)^2 + (n-2)^2 + \dots + 1^2 \right\} \\ &= \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{初}}^2}{2g} \gamma \cdot \frac{1}{N^2} \sum_{i=1}^n n^2 \end{aligned} \quad (17')$$

表3是管道在不同数量的段数——即不同数量的单面送风口数时, $\sum_{i=1}^n n^2$ 和

$\frac{1}{N^2} \sum_{i=1}^n n^2$ 的值。

如果管壁比較粗糙时,上面計算的值就会和实际的情况更近似一些。

表 3

段数~單面送风口数 n	n^2	$\sum_1^n n^2$	$\frac{1}{N^2} \sum_1^n n^2$
1	1	1	1.0
2	4	5	1.25
3	9	14	1.56
4	16	30	1.87
5	25	55	2.20
6	36	91	2.52
7	49	140	2.86
8	64	204	3.19
9	81	285	3.52
10	100	385	3.85

在計算整个管道內的压力——靜压 $p_{静}$ 、动压 $p_{动}$ 、总压 $p_{总}$ 变化时,通路阻力应不应当計算? 这个問題是等量送风管道計算中爭論的問題之一。

如果管道中通路阻力不算,那么,动压差將使管道尾部中的靜压 $p_{静}$ 大大增加。按照这样計算得出的数值,就和上海章华毛紡織厂、北京国棉三厂实际測定的結果不符(參閱表4与表5)。

由此可見,管道中通路阻力必須加以計算。

根据上海章华和北京国棉三厂的測定資料以及苏联塔利耶夫实验的結果,可以認為直通风道应用条縫送风口管道中的通路局部阻力系数 $\xi_{直}$ 与 q 之間的关系,如图6所示:

这样,我們可以用下式來計算整个管道中的通路阻力:

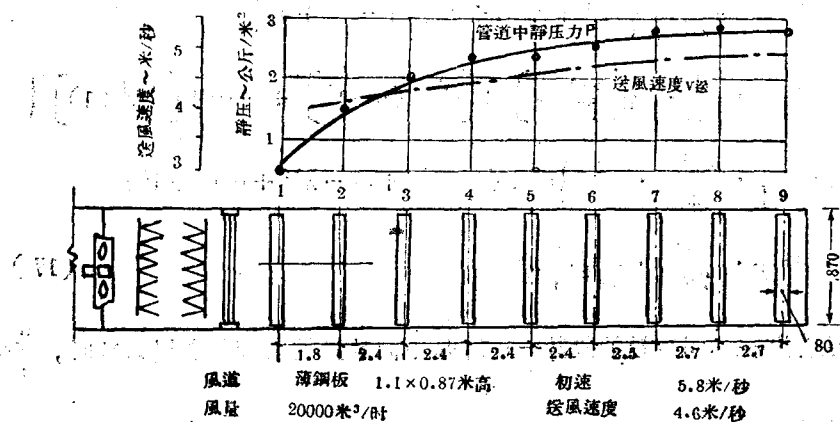


图 5 上海章华毛紡織厂送风的測定

北京国棉三厂管道中压力的测定

支风道截面 1.5公尺寬×0.5公尺高
条縫送风口 1.5公尺長×0.1公尺寬
管道总長 38公尺
送风口数量 21个

表 4

风量, 立方公尺/时	20000	31500
初速 $v_{初}$, 公尺/秒	7.4	11.6
初速比 $\frac{v_{送}}{v_{初}}$	0.38	0.38

送 风 口 号 数	靜压, 公斤/平方公尺	送风速度, 公尺/秒	靜压, 公斤/平方公尺	送风速度, 公尺/秒
1	-0.25	吸风	-0.4	吸风
5	0.4	2.6	0.8	4.2
9	0.55	2.9	1.10	4.0
13	0.45	2.5	1.10	4.2
17	0.72	3.4*	1.90	5.4*
21	1.15	2.7	2.80	4.1

* 註: 第 17 送风口后有厂房的伸縮縫, 影响了前面送风速度。

管道中压力变化的情况

表 5

項 目	單 位	上海章华 毛紡織厂	北 京 国棉三厂	北 京 国棉三厂
风量	立方公尺/时	20000	20000	31500
管道中第 2 送风口前风速	公尺/秒	5.3	7.1	11.0
管道中末尾送风口前风速	"	0.65	0.3	0.5
管道中第 2 送风口前动压	公斤/平方公尺	1.71	3.0	7.5
管道中末尾送风口前动压	"	0.02	0.005	0.01
动压差 (包括修正系数 α)	"	1.90	3.4	8.3
整个管道的管綫阻力	"	0.12	1.0	2.4
管道中第 2 送风口处靜压	"	1.5	0.15	0.2
管道中末尾送风口处靜压 (計算)	"	3.28	2.45	6.1
" (实际)	"	2.8	1.15	2.8

註: 北京国棉三厂管道中, 管壁的平均绝对粗糙度 K , 估計为 2 公厘。

$$\Sigma h_{局} = \xi_n \frac{v_{初}^2}{2g} \tau + \xi_{n-1} \frac{v_{n-1}^2}{2g} \tau + \dots + \xi_2 \frac{v_2^2}{2g} \tau$$
$$= \frac{v_{初}^2}{2g} \tau \cdot \frac{1}{N^2} \left[\xi_n n^2 + \xi_{n-1} (n-1)^2 + \dots + \xi_2 (2)^2 \right]$$

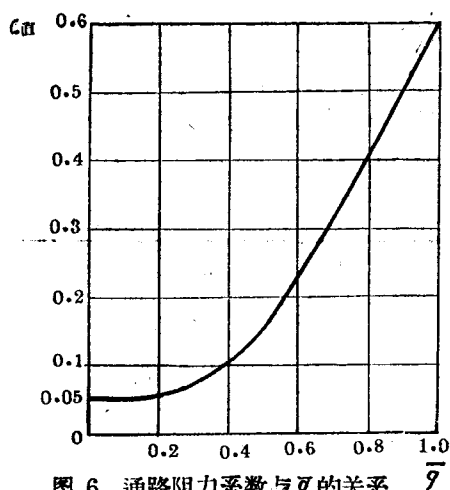


图 6 通路阻力系数与 $\frac{n}{\gamma}$ 的关系

$$= K \frac{v_{初}^2}{2g} \gamma \quad (19)$$

显然,

$$K = \frac{1}{N^2} \left[\xi_n n^2 + \xi_{n-1} (n-1)^2 + \dots + \xi_2 (2)^2 \right] \quad (20)$$

式中: $v_{初}$ —— 第一个送风口前管道中的速度, 初速, 公尺/秒

$\xi_2, \xi_3, \dots, \xi_n$ —— 各段的通路局部阻力系数。

通路局部阻力系数

表 6

段数~單面 送风口数 N	n^2	$\xi_{直}$	$\xi_{直} n^2$	$\sum \xi_{直} n^2$	K
1					
2	4	0.16	0.64	0.64	0.160
3	9	0.075	0.68	1.32	0.146
4	16	0.06	0.96	2.28	0.142
5	25	0.06	1.5	3.78	0.151
6	36	0.055	2.0	5.78	0.161
7	49	0.055	2.7	8.5	0.173
8	64	0.05	3.2	11.7	0.183
9	81	0.05	4.0	15.7	0.194
10	100	0.05	5.0	20.7	0.207
11	121	0.05	6.1	26.8	0.222
12	144	0.05	7.2	34	0.236
13	169	0.05	8.5	42.5	0.252
14	196	0.05	9.8	52.3	0.267
15	225	0.05	11.2	63.5	0.282
16	256	0.05	12.8	76.3	0.297
17	289	0.05	14.5	90.8	0.314
18	324	0.05	16.2	107	0.331
19	361	0.05	18	125	0.347
20	400	0.05	20	145	0.361
21	441	0.05	22	167	0.379
30	900	0.05	45	473	0.525
40	1600	0.05	80	1698	0.688

由图 5, 我們可以算出不同的 K 值如表 6 中所示。

計算通路阻力的 K 值和管道段数——單面送风口数量 N 之間的关系, 也可以用图線表示, 如图 7 所示。

通路局部阻力系数 ξ 值在 $\bar{\xi} = 0.02 \sim 0.10$ 这一段内的值, 对整个通路局部阻力影响很大, 故需要进一步的研究。

这样, 如果我們知道了管道头部的靜压, 就可以应用(10)、(17)、(19)和(20)式計算管道尾部的靜压 $P_{尾}$ 。

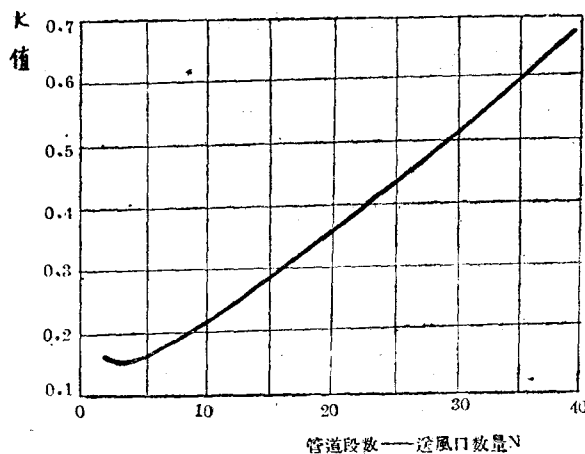
按照这样計算出来管道尾部的靜压与实际測定結果进行比较, 如表 7 中所示:

管道中压力的数值

表 7

項 目	單 位	上海章华 毛紡織厂	北京国棉三厂	
风量	立方公尺/时	20000	20000	31500
初速 $v_{初}$	公尺/秒	5.8	7.4	11.6
动压差 (包括 α)	公斤/平方公尺	1.90	3.4	8.3
管道中第 2 送风口处的靜压	"	1.60	0.15	0.2
整个管線阻力 $\Sigma h_{線}$	"	0.12	1.0	2.4
整个通路阻力 $\Sigma h_{局}$	"	0.34	1.63	2.85
末一个送风口处管道中的靜压 (計算)	"	2.94	0.92	3.25
末一个送风口处管道中的靜压 (实际)	"	2.8	1.15	2.8

从上面的計算中可以看出, 管道中通路阻力約为动压差的 15~70%, 或是管線阻力的 1.2~1.5 倍, 在一般情况下, 比重比管線阻力还要大, 必須計算。

图 7 K 值与管道段数 N 值的关系

三 送風速度与送風口局部阻力系数 ξ_0 的关系

1956 年 12 月,我們在上海章华毛織厂和国营三毛管道測定中,我們除了发现管道中的靜压 $p_{静}$,沿着送风方向、逐渐增加以外,我們还发现了一个很有兴趣的情况:管道中靜压 $p_{静}$ 的增加与相应送风口送风速度的增加速度不符——靜压 $p_{静}$ 增加的速度要快得多。这可以从表 8 中的計算看出:

管道中靜压与送风速度增加的情况

表 8

項 目	單 位	章华毛紡織厂	國毛三厂
第 2 送风口送风速度 v_{n-1}	公尺/秒	4.1	1.9
末尾送风口送风速度 $v_{末}$	"	5.1	2.7
速度比 $\frac{v_{末}}{v_{n-1}}$		1.24	1.42
第 2 送风口处管道中的靜压 p_{n-1}	公斤/平方公尺	1.5	0.6
末尾送风口送风速度 $p_{尾}$	"	2.8	1.5
靜压比 $\sqrt{\frac{p_{尾}}{p_{n-1}}}$		1.37	1.58

显然, $\sqrt{\frac{p_{尾}}{p_{n-1}}}$ 应当和 $\frac{v_{末}}{v_{n-1}}$ 是相等的,可是实际上, $\sqrt{\frac{p_{尾}}{p_{n-1}}}$ 大了一些。在章华毛紡織厂的測定中,我們应用了調节导风板、虽然各个送风口送风速度 $v_{送}$ 接近相等,但是管道中的靜压仍然增加。根据(2)式

$$p_{静} = \xi_0 \frac{v_{送}^2}{2g}$$

只有認為 ξ_0 是变化的——随着送风方向,逐渐增長,这才能解釋这些現象。这和苏联塔利耶夫所著的論文“条縫风口直通管道的均匀送风”中所提出: ξ_0 是根据 $\bar{q}$ 和 $\bar{b}$ 变化的,并且計算起来很复杂是符合的;——在塔利耶夫的論文中,他应用了 μ 来代替 ξ_0 ; 显然

$$\xi_0 = \frac{1}{\mu^2} \quad (21)$$

式中: μ —— 出口系数

为什么在管道头部 ξ_0 会小而在管道尾部要大呢? 对直通风道來說,管道头部管道中的风速大于送风速度,而在管道后部风速大大低于送风速度,这就須先急剧的縮小截面,通过送风口后再扩大,因而局部阻力系数 ξ_0 是应当比管道头部大一些的。

我們如果要求各个送风口送风量完全相等,則由(2)式就可以看出,必須使各个

送风口的 $\frac{p_{静}}{\xi_0}$ 值相等。

根据章华、三毛、北京国棉三厂和郑州国棉二厂的测定结果，我们可以初步提出图 8 ξ_0 值和 $\bar{q}$ 的参变曲线。

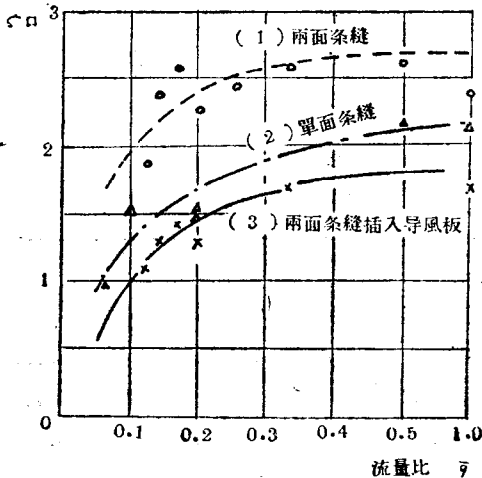


图 8 ξ_0 与 $\bar{q}$ 的参变曲线

图 8 中的 ξ_0 值根据三种情况画出：(一)两面都开有条缝送风口，导风板不插入管道内；(二)单面开有条缝送风口，导风板不插入；(三)两面开有条缝送风口，导风板插入。其中，以单面开有条缝送风口的 ξ_0 值变化比较大些—— ξ_0 值从 1.0 增加到 2.3；而应用插入导风板以后，气流被导风板导出， ξ_0 值最小。

ξ_0 值的变化规律，的确是很复杂的，需要进一步加以研究。一般管道尾部 ξ_0 值，约为管道头部 ξ_0 值的 1.5~2.0 倍左右。

四 等量送风管道的计算

在设计等量送风管道时，下面几个要求是已经确定了的：

- (一) 工作地域需要的气流速度和工作面距送风口的高度；
- (二) 管道头部的最大送风量和管道长度；
- (三) 管道两侧送风还是单面向下送风或是多面送风。

1. 计算时首先需要确定的是用等截面的直通风道呢，还是用大头小的楔形风道。显然，根据上面的资料，如果要达到温度、湿度均匀一致的目的，则最后一个送风口送风速度 $v_{尾}$ 比第一个送风口送风速度 $v_{头}$ 是要增加的；而最后一个送风口的局部阻力系数 ξ_0 又为第一个送风口的 ξ_0 的 1.5 倍左右，因此，管道中，最后一个送风口处的静压 $p_{尾}$ ，通常应为第一个送风口 $p_{头}$ 的 1.8 倍左右。只有采用等截面的直通风道，才能保证静压这样的增长。

2. 选用管道头部管道中最大风速——合适的初速 $v_{初}$ 问题。在苏联索罗金教授所著的“纺织厂合理化通风”中，曾强调了决定送风速度 $v_{送}$ 和初速 $v_{初}$ 的比 $\frac{v_{送}}{v_{初}} = C$ ，对于等量送风的重要性，这是对的。但必须指出，当我们计算管道中通路的阻力，并且也考虑到 ξ_0 从管道头部沿着送风方向增加这样一个情况时，初速比 $C > 1$ ，就不一定会使送风更均匀些。这可以从表 9 不用插入导风板时的实际测定中可以