

前 言

通风机性能试验是通风机设计、生产、检验中必不可少的项目。随着我国经济与科技的发展,对于国外引进的通风机技术和产品及我国出口国际市场的通风机产品,必须对其质量和水平进行严格的考核和认定。

对于同一台通风机由于采用不同的试验装置或不同的国家标准,往往会导致通风机性能试验结果的差异。因此,在进、出口通风机产品质量考核中要求执行的必须是合同双方均能接受认可的或在国际上公认的权威性试验标准。

ISO 5801:1997(E)《工业通风机 用标准化风道进行性能试验》是目前世界上通风机性能试验的最新国际标准。GB/T 1236—1985《通风机空气动力性能试验方法》是在我国贯彻执行的国家标准,该标准已贯彻了十几年,随着通风机产品的不断改进和提高,满足市场需要的各种新型通风机产品也不断推出,通风机的性能试验方法也应不断完善和改进。

本标准在技术内容和编写规则上等同采用 ISO 5801:1997《工业通风机 用标准化风道进行性能试验》。等同采用是为了加快我国通风机专业采用国际标准工作的步伐,缩短与国际标准和国外先进标准间的差距,使我国标准尽快与国际标准接轨。其目的是为了提我国通风机产品的质量水平,以便适应国际贸易、技术进步和市场经济的需要。

本标准 and 附录尊重原文,在技术内容上未作修改,在结构层次、编写方法上未作变动,保持与原文一致。但对原文中出现的错误,如在标准原文中多处出现的名词术语、参数的符号和公式表达及装置图中尺寸标注上的不完全统一等,经核实和确认后进行了更正。

本标准正文中所涉及到的引用标准应以执行我国对应的国家标准、行业标准为原则,如 ISO 5167-1:1991 应按 GB/T 2624—1993 执行。

引用标准中,如:ISO 3966:1977、ISO 5168:¹⁾、ISO 5221:1984、IEC 34-2:1972、IEC 51-2:1984、IEC 51-3:1984、IEC 51-4:1984 现在尚未查到该标准的原文版本和对应的国内标准。

在本标准附录 E 中所涉及到的相关标准如:ISO/TR 8428:²⁾、NFX 10-200:1986、E 51-100:1983 (AFNOR)现在尚未查到该标准的原文版本。

本标准的附录 A、附录 B、附录 C 都是标准的附录。

本标准的附录 D、附录 E 都是提示的附录。

本标准从实施之日起同时代替 GB/T 1236—1985。

本标准由国家机械工业局提出。

本标准由全国风机标准化技术委员会归口。

本标准起草单位:沈阳鼓风机研究所。

本标准主要起草人:姜韵竹、郭庆富、陈凤义、陈明良。

1) 将出版。(ISO 5168:1978 修改版)

2) 将出版。

ISO 前言

ISO(国际标准化组织)为各国标准团体(ISO 会员国)的世界性联盟。其国际标准的起草工作通常是通过 ISO 技术委员会进行的。每个会员国对技术委员会所确定的课题感兴趣有权参加委员会讨论。各国际机构政府性的及非政府性的,与 ISO 取得联系,也可参加工作。ISO 在电气技术标准所有事务上同国际电气技术委员会密切合作。

由本技术委员会采纳的国际标准草案传阅给各成员体投票。作为国际标准出版要求至少 75% 的成员体投票同意才算通过。

国际标准 ISO 5801 由 ISO/TC 117“工业通风机”技术委员的分委员会 SC1“用标准化风道进行通风机性能试验”制定。

附录 A、附录 B 和附录 C 构成本国际标准的整体部分。附录 D 和附录 E 仅供参考。

ISO 引言

本国际标准为来自世界通风机工业和研究机构的主导专家经近 30 年的讨论,比较试验及仔细分析的结果。

多年以前就已证明在不同国家中所制订的通风机性能试验规范始终不能导致相同结果。

长时间以来就已明显的需要一国际标准,ISO/TC 117 于 1963 年开始其工作,多年来已有重大进展,虽然国际标准本身尚未出版,但此后各国际标准版本间已导向更趋一致。

在某些基本点上一致的情况下来完成本国际标准现已成为可能。应考虑到试验设备,特别是大型通风机的试验设备是很昂贵的,并且需要把从各国规范中提出的许多装置包括在目前国际标准中以认可其将来使用,这就全然说明本文件的意义。

本标准的基本特征如下:

a) 装置类型 因为连接到通风机出口和/或入口的管道改变了其性能,因此应一致同意承认这四种标准装置的类型。

四种装置类型有:

——A 型:自由进口和自由出口;

——B 型:自由进口和管道出口;

——C 型:管道进口和自由出口;

——D 型:管道进口和管道出口。

适用于一个以上装置类型的通风机将具有一个以上的标准化性能特性,用户应选择最接近其应用的装置类型。

b) 公用部件 根据不同的试验规范对相同的通风机进行试验所得出的差异主要取决于在通风机出口处的流谱,对小型通风机通常尤其重要。必须把用于通风机的所有标准化试验风道邻近通风机进口和/或出口都有公用部分,有总的协议以保证通风机压力确定的一致性。

这些公用部件的几何变化受到严格限制。

然而对一些特殊情况已达成习惯协议:

——对于离心式或横流式无出口涡流的通风机在排向大气或风室测试情况下采用 30.2 f) 所述简化出口管道不带整流器这是可允许的。

——对于大型通风机(出口直径超过 800 mm) 在出口处用包含整流器的标准化公用风道进行试验可能是困难的,在这种情况下,各有关方达成协议可采用 30.2 f) 所述的装置,在出口侧有 2D 长度的管道进行通风机性能测试。采用这种方法所得结果在某种程度上可能不同于采用通常 D 型装置的方法所得结果,特别是如果通风机产生大涡流时。要确定可能差异值仍然是一待研究的课题。

c) 计算 把通风机压力定义为通风机出口的滞止压力与通风机进口的滞止压力之差。在要求高精度时,一定要考虑到空气的可压缩性。在此,在基准马赫数不超过 0.15 时,可采用简化的方法。

产生于 ISO/TC 117 的分委员会 SC 1 的特设小组工作的计算通风机基准截面的滞止压力和流体静压的方法,在附录 C 中给出。

对于通风机输出功率和效率计算建议三种方法,所有这三种方法都给出很相似的结果(对于压比等于 1.3 仅有千分之几的差异)

d) 流量测量 流量的确定已完全与通风机压力确定分离开来。可采用许多标准化方法测量。

中华人民共和国国家标准

工业通风机 用标准化风道进行性能试验

GB/T 1236—2000
idt ISO 5801:1997

Industrial fans—Performance testing using
standardized airways

代替 GB/T 1236—1985

1 范围

本标准适用于除专为空气循环而设计的风扇(例如,屋顶吊扇和台扇)之外的各种型式的工业通风机性能的测定。

本标准提出了对测量误差的估算和给出了模型试验情况下,在规定的试验范围内,转速、输送气体和规格变化试验结果的换算规则。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成本标准的条文,本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB/T 2624—1993 流量测量节流装置 用孔板、喷嘴和文丘里管测量充满圆管的流体流量
(eqv ISO 5167-1:1991)

ISO 3966:1977 封闭管路内的流体流量的测定 使用皮托静压管的速度场法

ISO 5168:¹⁾ 流体流量的测定 误差的估算

ISO 5221:1984 空气的分布和空气的扩散 测量空气输送管道内空气流量方法的准则

IEC 34-2:1972 旋转电动机机械 第2部分:通过试验确定旋转电动机机械的损失和效率的方法(牵引车辆除外)

IEC 51-2:1984 直接作用指示模拟电气测量仪表及其附件 第2部分:电流表和电压表的特殊要求

IEC 51-3:1984 直接作用指示模拟电气测量仪表及其附件 第3部分:功率表和无功伏安表的特殊要求

IEC 51-4:1984 直接作用指示模拟电气测量仪表及其附件 第4部分:频率表的特殊要求

3 定义

本标准适用于 ISO 5168 中给出定义和下列定义。

注1:本标准中使用的全部符号同它们的单位在第4章中列出。

3.1 管路的截面积 A_c area of the conduit section

管路截面 x 的面积。

3.2 通风机进口面积 A_1 fan inlet area

取空气输送装置上游段末端的界面作为通风机进口平面。通常,取机壳进口平面的总面积作为进口面积。

3.3 通风机出口面积 A_2 fan outlet area

1) 将出版。(ISO 5168:1978 修改版)

取空气输送装置下游段始端的界面作为通风机出口平面。通常,取机壳出口平面的总面积作为出口面积。

3.4 温度 t temperature

热敏元件测得之空气或流体的温度。

3.5 绝对温度 Θ absolute temperature

热力学温度 $\Theta = t + 273.15$

注2:本标准中 Θ 表示绝对温度, t 表示摄氏温度。

3.6 气体常数 R specific gas constant

对于理想干气体状态方程为

$$\frac{p}{\rho} = R\Theta$$

对于干空气: $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

3.7 等熵指数 κ isentropic exponent

对于理想气体和等熵过程:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{常数}$$

对于大气: $\kappa = 1.4$

3.8 等压比热 c_p specific heat capacity at constant pressure

对于理想气体:

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R$$

3.9 等容比热 c_v specific heat capacity at constant volume

对于理想气体:

$$c_v = \frac{1}{\kappa - 1} R$$

3.10 压缩性系数 Z compressibility factor

对于理想气体: $Z = 1$;

对于实际气体:

$$Z = \frac{p}{\rho R \Theta}, \text{ 并且 } Z \text{ 是 } p/p_c \text{ 和 } \Theta/\Theta_c \text{ 的函数。}$$

式中: p_c ——气体的临界压力;

Θ_c ——气体的临界温度。

3.11 某一点的滞止温度 Θ_{sg} stagnation temperature at a point

滞止温度是在无能量或无热量交换的情况下,理想气体流动的等熵滞止点的绝对温度。滞止温度在风道内是不变的,对进口风管来讲,则等于试验环境中大气的绝对温度。

3.12 某一点的静态或流体温度 Θ static or fluid temperature at a point

静态或流体温度是热敏元件以流体速度移动下记录的绝对温度。

对于实际气流:

$$\Theta = \Theta_{sg} - \frac{v^2}{2c_p}$$

式中: v ——某一点的流速, m/s 。

在风管内流速增长时,静态温度下降。

3.13 干球温度 t_d dry-bulb temperature

干球温度是在试验环境中,靠近通风机进口或风道进口的干热敏元件测得空气温度。

3.14 湿球温度 t_w wet-bulb temperature

湿球温度是由吸湿绳覆盖且露在空气中的湿热敏元件测得的空气温度。

当正确测量时,大致接近绝热饱和温度。

- 3.15 截面 x 的滞止温度 Θ_{sx} stagnation temperature at a section x
规定风道截面面积上平均滞止温度的时间平均值。
- 3.16 截面 x 的静态或流体温度 Θ_x static or fluid temperature at a section x
规定风道截面面积上静态或流体温度的时间平均值。
- 3.17 某一点的绝对压力 p absolute pressure at a point; absolute pressure
在相对于周围空气静止时的某一点测得的绝对压力。
- 3.18 大气压力 p_a atmospheric pressure
通风机平均高度的自由大气的绝对压力。
- 3.19 表压 p_s gauge pressure
当基准压力是测量点的大气压力时的压力值。该值可能是正值,也可能是负值。

$$p_c = p - p_s$$

- 3.20 某一点的绝对滞止压力 p_{sg} absolute stagnation pressure at a point
在流动气体中,某一点测得之绝对压力(如果该气流通过等熵过程而静止)。

$$p_{sg} = p \left[1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

式中, Ma 是在该点的马赫数(见 3.23)。

- 3.21 马赫系数 F_M Mach factor
某一点动压的修正系数,由下式给出:

$$F_M = \frac{p_{sg} - p}{p_a}$$

马赫系数可按下式计算:

$$F_M = 1 + \frac{Ma^2}{4} + \frac{(2 - \kappa)Ma^4}{24} + \frac{(2 - \kappa)(3 - 2\kappa)Ma^6}{192} + \dots$$

- 3.22 某一点的动压 p_d dynamic pressure at a point
此压力按该点空气的速度 v 和密度 ρ 进行计算。

$$p_d = \rho \frac{v^2}{2}$$

- 3.23 某一点的马赫数 Ma Mach number at a point
某一点的气体速度和声速之比。

$$Ma = \frac{v}{\sqrt{\kappa R_w \Theta}} = \frac{v}{c}$$

式中, c 是声速, $c = \sqrt{\kappa R_w \Theta}$;

R_w 是湿气体的气体常数。

- 3.24 某一点的滞止表压 p_{esg} gauge stagnation pressure at a point
绝对滞止压力 p_{sg} 和大气压力 p_a 之差。

$$p_{esg} = p_{sg} - p_a$$

- 3.25 质量流量 q_m mass flowrate
单位时间内通过规定风道截面的空气质量对时间的平均值。

注 3: 质量流量在通风机风道系统内(除泄漏外)的各截面上是相同的。

- 3.26 截面 x 的平均表压 p_{ex} average gauge pressure at a section x
在规定风道截面上表压对时间的平均值。

- 3.27 截面 x 的平均绝对压力 p_x average absolute pressure at a section x
在规定风道截面上绝对压力对时间的平均值。

$$p_x = p_{ex} + p_a$$

- 3.28 截面 x 的平均密度 ρ_x average density at a section x
由绝对压力 p_x 和静态温度 Θ_x 计算的流体密度。

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

式中, R_w 是湿气体的气体常数。

- 3.29 截面 x 的容积流量 q_{Vx} volume flowrate at a section x
规定风道截面的质量流量除以该截面的平均密度值。

$$q_{Vx} = \frac{q_m}{\rho_x}$$

- 3.30 截面 x 的平均速度 v_{mx} average velocity at a section x
规定风道截面上的容积流量除以该截面面积 A_x 。

$$v_{mx} = \frac{q_{Vx}}{A_x}$$

注 4: 这是气体速度在截面上垂直分量对时间的平均值。

- 3.31 截面 x 的常规动压 p_{dx} conventional dynamic pressure at a section x
由规定风道截面上的平均速度和平均密度计算的动压。

$$p_{dx} = \rho_x \frac{v_{mx}^2}{2} = \frac{1}{2\rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

注 5: 常规的动压将小于该截面动压的平均值。

- 3.32 截面 x 的马赫数 Ma_x Mach number at a section x
规定风道截面上的平均气体速度除以声速。

$$Ma_x = v_{mx} / \sqrt{\kappa R_w \Theta_x}$$

- 3.33 截面 x 的平均滞止压力 p_{sgx} average stagnation pressure at a section x
用该截面上的马赫系数 F_{Mx} 修正的常规动压 p_{dx} 与平均绝对压力 p_x 之和。

$$p_{sgx} = p_x + p_{dx} F_{Mx}$$

注 6: 此平均滞止压力可以按下列表达式进行计算:

$$p_{sgx} = p_x \left[1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

- 3.34 截面 x 的滞止表压 p_{esgx} gauge stagnation pressure at a section x
该截面上平均滞止压力 p_{sgx} 和大气压 p_a 之间的差。

$$p_{esgx} = p_{sgx} - p_a$$

- 3.35 进口滞止温度 Θ_{sg1} inlet stagnation temperature

气体速度小于 25 m/s 的一个截面上, 靠近通风机进口的试验空间中的绝对温度。

在此情况下进口滞止温度可以认为等于环境温度 Θ_a 。

$$\Theta_{sg1} = \Theta_a = t_a + 273.15$$

- 3.36 进口滞止密度 ρ_{sg1} inlet stagnation density

由进口滞止压力 p_{sg1} 和进口滞止温度 Θ_{sg1} 计算的密度。

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

- 3.37 进口滞止容积流量 q_{Vsg1} inlet stagnation volume flowrate
质量流量除以进口滞止密度。

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

- 3.38 通风机压力 p_F fan pressure

通风机出口滞止压力和通风机进口滞止压力之差值。

$$p_F = p_{sg2} - p_{sg1}$$

当马赫数小于 0.15 时:

$$p_F = p_{tF} = p_{t2} - p_{t1}$$

注 7: 通风机压力与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.39 通风机动压 p_{d2} fan dynamic pressure

通风机出口的平均动压,由质量流量、出口平均气体密度和通风机出口面积进行计算。

$$p_{d2} = \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

3.40 通风机静压 p_{sF} fan static pressure

通常规定为通风机压力减去用马赫系数修正的通风机动压。

$$p_{sF} = p_{s2} - p_{d2} F_{M2} - p_{s2} = p_2 - p_{s2}$$

注 8: 通风机静压与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.41 平均密度 ρ_m mean density

进口和出口密度的算术平均值。

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

3.42 平均滞止密度 ρ_{ms2} mean stagnation density

进口和出口滞止密度的算术平均值。

$$\rho_{ms2} = \frac{\rho_{s21} + \rho_{s22}}{2}$$

3.43 通风机单位质量功 y fan work per unit mass

通过通风机的单位质量流体机械能的增加。

$$y = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \alpha_{A2} \frac{v_{m2}^2}{2} - \alpha_{A1} \frac{v_{m1}^2}{2}$$

y 可按 3.47 中的规定进行计算:

$$y = \frac{P_u}{q_m}$$

所获得之值与按上式求得之值只差千分之几。

注 9: y 应与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.44 通风机单位质量静功 y_s fan static work per unit mass

$$y_s = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \alpha_{A1} \frac{v_{m1}^2}{2}$$

注 10: y_s 应与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.45 通风机压比 r fan pressure ratio

通风机出口截面的平均滞止绝对压力与其进口截面的平均滞止绝对压力之比。

$$r = p_{s2} / p_{s1}$$

3.46 压缩性修正系数 k_p compressibility corrective coefficient

通风机对空气作的机械功与同样质量流量、进口密度和压比的不可压缩流体作的功之比。

假设多变压缩在通风机机壳无热传导的情况下,所作功由叶轮功率推导出。

k_p 由下式给出

$$k_p = \frac{Z_k \lg r}{\lg [1 + Z_k (r - 1)]}$$

$$\text{式中: } Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\rho_{s1} P_1}{q_m p_F}$$

注 11: k_p 和 ρ_{s1} / ρ_{ms2} 相差小于 2×10^{-3} 。

3.47 通风机空气功率 P_u fan air power

常规的输出功率为质量流量与通风机单位质量功的乘积或进口容积流量、压缩性修正系数 k_p 和通风机压力的乘积。

$$P_0 = q_m y = q_{Vsg1} p_F k_P$$

注 12: P_0 与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.48 通风机静空气功率 P_{us} fan static air power

常规的输出功率为质量流量 q_m 与通风机单位质量静功的乘积或进口容积流量、压缩性修正系数 k_{Ps} 和通风机静压 p_{sF} 的乘积, k_{Ps} 用 $r = p_z / p_{sg1}$ 计算。

$$P_{us} = q_m y_s = q_{Vsg1} k_{Ps} p_{sF}$$

注 13: P_{us} 与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.49 叶轮功率 P_i impeller power

供给通风机叶轮的机械功率。

3.50 通风机的轴功率 P_s fan shaft power

供给通风机轴的机械功率。

3.51 电机输出功率 P_o motor output power

电机或其他原动机的输出轴功率。

3.52 电机输入功率 P_e motor input power

电机驱动装置端子上供给的电功率。

3.53 叶轮转速 n rotational speed of the impeller

通风机叶轮每分钟的转数。

3.54 叶轮旋转频率 N rotational frequency of the impeller

每单位时间通风机叶轮的转数。

3.55 叶轮叶尖速度 u tip speed of the impeller

叶轮叶片外缘的圆周速度。

3.56 圆周马赫数 Ma_o peripheral Mach number

等于圆周速度与通风机进口滞止条件下气体声速之比的无量纲参数。

$$Ma_o = u / \sqrt{\kappa R_w \Theta_{sg1}}$$

3.57 通风机叶轮效率 η_i fan impeller efficiency

通风机空气功率 P_0 除以叶轮功率 P_i 。

注 14: η_i 应与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.58 通风机叶轮静效率 η_{is} fan impeller static efficiency

通风机静空气功率 P_{us} 除以叶轮功率 P_i 。

注 15: η_{is} 应与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.59 通风机轴效率 η_s fan shaft efficiency

通风机空气功率 P_0 除以通风机轴功率 P_s 。

注 16: 通风机轴功率包括轴承损失, 而通风机叶轮功率不包括这一损失。

注 17: η_s 应与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.60 通风机电机轴效率 η_o fan motor shaft efficiency

通风机空气功率 P_0 除以电机输出功率 P_o 。

注 18: η_o 应与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.61 总效率 η_e overall efficiency

通风机空气功率 P_0 除以通风机和电机组成的电机输入功率 P_e 。

注 19: η_e 应与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

3.62 进口密度与平均密度的比 k_p ratio of inlet density to mean density

通风机进口的流体密度除以通风机内平均密度。

$$k_p = \frac{2\rho_1}{\rho_1 + \rho_2}$$

3.63 截面 x 的动能系数 α_{Ax} kinetic energy factor at a section x

等于通过所确认的面积 A_x 的时间平均流通量的动能除以通过该面积的对应于平均空气速度的动能的无量纲系数。

$$\alpha_{Ax} = \frac{\iint_{A_x} (\rho v_n v^2) dA_x}{q_m v_{mx}^2}$$

式中, v 是绝对速度, m/s;

v_n 是垂直于截面的速度, m/s。

注 20: 通常 $\alpha_{A1}=1$ 和 $\alpha_{A2}=1$ 。

3.64 截面 x 的动能指数 i_{kx} kinetic index at a section x

无量纲系数, 等于截面 x 上的单位质量的动能与通风机的单位质量功之比。

$$i_{kx} = \frac{v_{mx}^2}{2y}$$

3.65 截面 x 的雷诺数 Re_{Dx} Reynolds number at a section x

确定流动状态的无量纲参数, 常用作标度参数。该参数是就地速度、就地密度及相关标准长度(风管直径, 叶片弦长)的乘积除以动力粘度。

$$Re_{Dx} = \frac{v_{mx} D_x}{\nu_x} = \frac{4q_m}{\pi \mu D_x}$$

3.66 常规损失系数 $(\zeta_{x-y})_y$ friction loss coefficient

风管截面 x 和 y 之间的摩擦损失的无量纲系数, 用截面 y 的速度和密度计算。

对于不可压缩流体:

$$\Delta p_{xy} = \frac{1}{2} \rho_y \cdot v_{my}^2 (\zeta_{x-y})_y$$

4 符号和单位

4.1 符号

本标准适用于下列符号和单位:

符号	术 语	国际单位制
A_x	管路截面 x 的面积	m^2
a	壁面压力孔的孔径	mm
b	风管正交截面的宽度	m
C	排出系数	—
c	声速 $c = \sqrt{\kappa R_u \Theta_r}$	m/s
c_p	等压比热	J/(kg · K)
c_v	等容比热	J/(kg · K)
d	孔板或喷嘴喉道直径	m
d_i	皮托静压管滞止压力孔径	mm
D	管路流量计上游段的圆形管道内径	m
D_h	矩形管道段水力直径 $D_h = \frac{4 \times \text{截面积}}{\text{截面积周长}}$	m
D_x	圆形管道截面 x 内径	m
D_r	叶轮外径	m
F_{Mx}	截面 x 动压修正的马赫系数	—
g	重力加速度	m/s^2
h	矩形管道截面的高度	m

h_u	相对湿度 p_v/p_{sat}	—
i_{kx}	截面 x 上的动能指数 $\left\{i_{kx} = \frac{v_{mx}^2}{2\gamma}\right\}$	—
$k_c(k_{cs})$	试验结果换算时使用的系数	—
k_p	通风机密度比 $\left\{k_p = \frac{2\rho_1}{\rho_1 + \rho_2}\right\}$	—
k_P	计算通风机空气功率 P_u 用的压缩性修正系数	—
k_{Ps}	计算通风机静空气功率 P_{us} 用的压缩性修正系数	—
Ma	马赫数	—
Ma_x	截面 x 上的马赫数	—
Ma_{ref}	进口滞止条件下截面 x 的参考马赫数	—
Ma_u	叶轮的圆周马赫数	—
m	孔板面积比 $(m=d/D)^2$	—
N	叶轮的旋转频率	r/s
n	叶轮的转速	r/min
p	流体的绝对压力	Pa
p_a	通风机平均高度上的大气压	Pa
p_e	表压 ($p_e = p - p_a$)	Pa
p_{sg}	绝对滞止压力	Pa
p_{sgk}	某一点的滞止表压	Pa
p_{sgx}	截面 x 上的滞止表压	Pa
p_d	某一点的动压	Pa
p_x	截面 x 上的流体空间和时间的平均绝对压力	Pa
p_{ex}	截面 x 上的流体空间和时间的平均表压	Pa
p_{sgx}	截面 x 上的流体空间和时间的平均滞止绝对压力	Pa
p_{dx}	截面 x 上的常规动压	Pa
p_{sat}	饱和蒸汽压力	Pa
p_v	水蒸汽的分压	Pa
p_F	通风机压力 ($p_F = p_{sg2} - p_{sg1}$)	Pa
p_{sF}	通风机静压 ($p_{sF} = p_2 - p_{sg1}$)	Pa
p_{d2}	通风机动压	Pa
p_u	管路流量计的上游平均绝对压力	Pa
p_{d0}	管路流量计的下游平均绝对压力	Pa
P_a	供给通风机轴的机械功率	W
P_e	电机输入功率	W
P_o	驱动器输出轴有效功率	W
P_r	供给通风机叶轮的机械功率	W
P_u	通风机空气功率	W
P_{us}	通风机静空气功率	W
q_m	质量流量	kg/s
q_v	容积流量	m ³ /s
q_{vs1}	对应于标准使用条件的通风机进口上游滞止条件下的容积流量	m ³ /s
q_{vx}	截面 x 上的容积流量	m ³ /s

r	压比	—
r_d	流量计压比 $r_d = p_{d0}/p_u$	—
r_{dp}	对于流量计 $\frac{\Delta p}{p_{d0}}$	—
R	干空气或气体的气体常数	J/(kg·K)
R_w	湿空气或气体的气体常数	J/(kg·K)
$Re_{Dx}(Re_{dx})$	截面 x 上的雷诺数	—
t_a	环境温度	°C
t_b	气压表温度	°C
t_d	干球温度计温度	°C
t_w	湿球温度计温度	°C
t_x	截面 x 上的静态温度	°C
t_{sgx}	截面 x 上的滞止温度	°C
u	叶轮周速或叶尖速度	m/s
u_x	x 的相对误差	%
U_x	x 的绝对误差	与 x 相同
v	某一点的气体速度	m/s
v_{mx}	截面 x 上的气体平均速度	m/s
y	通风机单位质量功	J/kg
y_s	通风机单位质量静功	J/kg
Z	状态方程中的压缩性系数	—
	$Z = \frac{p}{\rho R_w \Theta_x}$	
	对于理想气体 $Z=1$	
Z_k	计算压缩性修正系数 k_p 使用的系数(第一种方法)	—
Z_p	计算压缩性修正系数 k_p 使用的系数(第二种方法)	—
z_x	截面 x 的平均高度	m
α	管路内流量计的流量系数	—
α_{Ax}	面积 A_x 的截面 x 上的流体动能系数;假设 $\alpha_{Ax}=1$	—
β	孔板或喷嘴内径与风管上游段直径之比 d/D	—
β'	孔板或喷嘴内径与风管下游段直径之比	—
Δp	差压	Pa
Δz_b	气压表和通风机平均高度之间的高度差	m
ϵ	膨胀系数	—
$(\zeta_{x-y})_y$	截面 x 和 y 之间的常规损失系数,用截面 y 计算	—
η	效率	—
η_s	静效率	—
η_a	通风机轴效率 $\eta_a = \frac{P_u}{P_s}$	—
η_e	总效率 $\eta_e = \frac{P_u}{P_e}$	—
η_o	通风机电机轴效率 $\eta_o = \frac{P_u}{P_o}$	—
η_r	通风机效率 $\eta_r = \frac{P_u}{P_r}$	—

η_{st}	通风机静效率 $\eta_{st} = \frac{P_{st}}{P_r}$	—
Θ_{stx}	截面 x 上的滞止温度	K
Θ_x	截面 x 上的静态温度	K
Θ_e	环境温度	K
Θ_u	管路内流量计的上游静态温度	K
κ	等熵指数, 对于理想气体 $\kappa = c_p/c_v$	—
λ	通风机功率系数	—
Λ	一个直管道直径长度的摩擦损失系数	—
μ	动力黏度	Pa·s
ρ	气体密度	kg/m ³
ρ_x	截面 x 上的气体平均密度	kg/m ³
ρ_m	通风机内气体平均密度	kg/m ³
Φ	流量系数 $\Phi = \frac{q_m}{\rho_m D_r^2 u}$	—
Ψ	通风机单位质量功系数 $\Psi = \frac{y}{u^2}$	—
ω	角速度	rad/s
ν	运动黏度	m ² /s

4.2 下标

1	试验通风机进口
2	试验通风机出口
3	进口侧风道内的压力测量截面
4	出口侧风道内的压力测量截面
5	进口侧测量时喉道或 Δp 下游测孔截面
6	出口侧测量时 Δp 上游或 p_a 测孔截面
7	进口侧测量时 Δp 上游或 p_a 测孔截面
8	出口侧测量时喉道或 Δp 下游的测孔截面
a	试验空间的环境大气
b	气压表
c	试验截面的中心点
do	流量测量装置的下游
F	通风机
Gu	与合同中规定的特性相关的保证参数
n	通风机基准面, 进口 $n=1$, 出口 $n=2$
s	静态条件
sat	饱和条件
sg	滞止条件
Te	与合同中规定的特性相关的试验参数
u	相对于流量测量装置上游的空气条件
$x \sim y$	从截面 x 到截面 y 的风道段

5 概述

通风机单位质量功的上限为 25000J/kg, 当通风机平均密度 1.2kg/m³ 时, 相当于通风机压力增大,

约等于 30 000 Pa。

标准化风道下试验的工作流体应是大气,其压力和温度应在正常大气范围内。

有 4 种装置类型,对应有四种性能特性。

—— A 型:自由进口,自由出口;

—— B 型:自由进口,管道出口;

—— C 型:管道进口,自由出口;

—— D 型:管道进口,管道出口。

通风机性能不能看作是不变的。例如,如果速度分布图是扭曲的或有涡流,通风机压力-流量的特性曲线可按上游段的流体流量进行修正。

虽然下游段流动一般不可能影响通过叶轮的流量,而下游段管道的损失可以按通风机出口流体流量进行修正。

通风机流量、压力及效率的测量和计算方法在第 14~27 章和附录 A 中规定。这种方法是在考虑到马赫数效应和密度变化的情况下,建立的关于可压缩流动的方法。同时也提出了基准马赫数小于 0.15 和/或通风机压力小于 2000 Pa 时的简化方法。

在本标准中使用绝对压力和温度进行计算,但是也提供使用表压的当量表达式。

通常与下述各项相符:

——通风机装置类型 C 和 D,在通风机进口的上游段,应提供一公用风管段,以便模拟长直进口风管。

——通风机装置类型 B 和 D,在出口压力测量段的上游,应提供与通风机出口相邻的公用风管段(包括一个标准化流体整流器:一个有 8 个辐射叶片的整流器或格栅整流器)以便模拟一个长直出口风管。

当试验装置 C 型打算模拟一个现场装置而有一个短管道排向大气时,该试验通风机应装有与通风机出口相同形状的风管,而风管的长度为 2 倍的当量直径。

对于大型通风机(出口直径 \geq 在 800 mm)采用 D 型装置进行试验,在出口侧的用包括整流器标准化公用风道下进行试验可能很困难。在此情况下,有关各方应协商一致,通风机的性能可采用 30.2f)中所述的装置,在出口侧有长度为 L 的风管进行测量。以这种方法获得的结果与在进口侧和出口侧使用公用风管所获得之结果在某种程度上有所不同,特别是在通风机产生大的涡旋的情况下,更是如此。

按照惯例,通风机进口和通风机出口的动能系数 α_{A1} 、 α_{A2} 应认为等于 1。

6 压力测量仪表

6.1 气压表

试验空间的大气压力应在通风机进口和出口段中心之间的平均高度上确定,其误差不应超过 $\pm 0.2\%$ 。直读汞柱型气压表应读出最接近的 100 Pa (1 mbar) 或最接近的 1 mm 汞柱的读数。气压表应按标准进行校准,并对读数的汞密度与标准值的差、由于温度造成的刻度长度的变化以及就地 g 值进行校正。

如果预定刻度适于仪表区域 g 值 ($\pm 0.01 \text{ m/s}^2$ 内) 和室温 (在 $\pm 5^\circ\text{C}$ 内), 校正可以是不必要的。

如果无液型或压力传感型气压表的校准精度为 $\pm 200 \text{ Pa}$, 则可以使用上述气压表, 并且在试验时检查校准。

气压表应装在试验室内的通风机进口和出口的平均高度上。对于超过 10 m 的高度差, p_a 应加上校正正值 $\rho_a g (z_b - z_m)$, 其中, z_b 是气压表套管或气压表传感器的高度; z_m 是通风机进口和出口之间的平均高度; g 是就地的重力加速度值; ρ_a 是环境空气密度。

6.2 压力计

测量差压的压力计的误差,在稳定压力条件下以及加上校准校正正值(包括校准温度的温差和 g 值的校正正值),不得超过有效压力的 1% 或 1.5 Pa, 取较大者。

应采用有效压力为通风机额定负载时的滞止压力或在测定额定容积流量时相应压力计工作的差压。额定负载在正常情况下,接近通风机特性的最佳效率点。

压力计在正常情况下应是垂直的或倾斜的液体圆柱型的,但是,可以采用带有指示或记录仪表的压力传感器,而且要有同样的精度和校准要求。

校准应在连续稳定的压力下,使压力顺序升高和降低以检查差值。

基准仪表应是精密的压力表或微压计,该表可以读出精度为 $\pm 0.25\%$ 或 0.5 Pa ,取较大者。

6.3 压力计的阻尼

压力计读数的快速波动可通过阻尼进行限制,这样做便于估计在有效压力的 1.0% 范围内的平均读数。阻尼可以是接压力计的空气接头或者是仪表管内的液体。该阻尼应是线性的,而且型式应能保证在两个方向中的任一方向的移动阻力是相同的。阻尼不应过大,以致阻止了较慢变化的正确指示。如果发生上述现象,则应取足够数量的读数,以便确定在 $\pm 1.0\%$ 的有效压力范围内的平均数。

6.4 压力计的检查

液柱压力计应在其试验位置进行检查,以确定其校准是否接近有效压力。斜管压力计应经常进行液位检查,必要时,应重新检查校准。所有压力计的零读数,在每次连续读数之前和之后,在仪表无干扰的情况下,均应进行检查。

6.5 压力计的位置

压力计或压力传感器的零位高度应是压力测量截面的平均高度(见图1)。

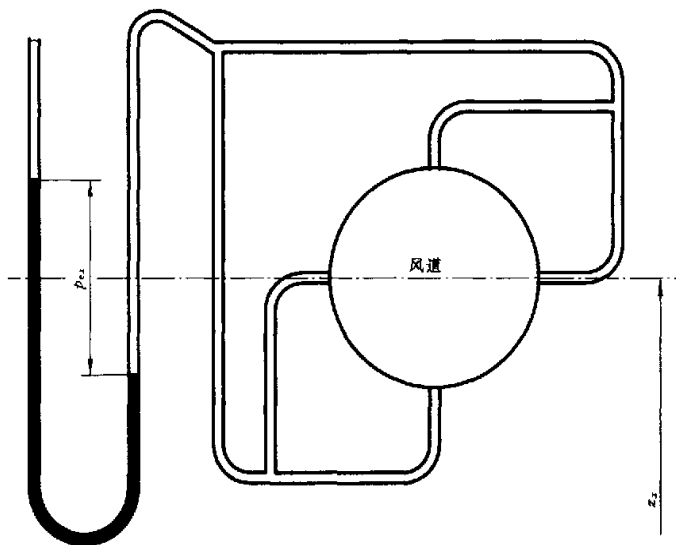


图1 获得压力计平均静压和高度的测孔连接

7 风道内平均压力的测定

7.1 测量方法

应使用符合6.2~6.5要求的各种压力计,该表一端接壁测孔或接压力测量平面内皮托静压管组的压力接头。

为确定此平面的平均静压,压力计的另一端应敞开与试验室内的大气压力相通。

为了确定通风机压力测量平面对应的差压,压力计的一端或两端可接至按照7.4布置的4个测孔接头之间。

7.2 壁测孔的使用

在第21~27章和第32~35章中规定的标准化风道内,进行压力测量的每一截面上,平均静压取接

7.3 结构布置的 4 个壁孔的静压平均值。

7.3 测孔的结构

每一个测孔的孔形均是通过风道壁的孔,它符合图 2 中所示的尺寸范围。增补的范围见第 22~26 章流量测量装置使用的孔。孔应仔细地钻,使孔与风道内表面垂直,并且平齐,而且要将所有内部突出部分去掉。孔的边应倒圆,其最大允许值为 $0.1a$ 。

孔径 a 应不小于 1.5 mm,不大于 5 mm 和不大于 $0.04D$ 。

当风道流速与通风机进口和出口速度相当时,则需要特别注意。在这种情况下,孔应位于风道直段处,该处没有接头或其他不规则的部分(距上游段 $1D$,下游段 $D/2$ 的距离, D 为风道直径)。当风道非常大时,实际上是不能满足此条件的,在这种情况下,可以采用 7.6 中规定的皮托静压管法。

7.4 位置和连接

当采用圆柱形风道时,4 个孔应等距分布在圆周上。当采用矩形风道时,该孔应位于 4 个侧面的中心位置。4 个相似的孔可以接至单个的压力计上,它们连接如图 1 所示。

7.5 合格检查

应注意,要保证所有管子和接头均无堵塞和漏泄,并且应将液体排净。在进行连续观察之前,4 个测孔的压力应在最大流量处连续进行单独测量。如果测得之 4 个读数中的任何一个读数对于 $p_{ex} \leq 1000 \text{ Pa}$ 超过了 5% 或对 $1000 \text{ Pa} < p_{ex} < 30000 \text{ Pa}$ 超过 2% 范围时, p_{ex} 为平均表压,孔和压力计接头应进行检查,看其是否有缺陷,如果检查未发现缺陷,则应检查流量是否稳定。

注 21:平均表压为当测量流量时,在额定流量下通过喷嘴或孔板两端的压力。或者是在压力测量时的额定通风机压力。

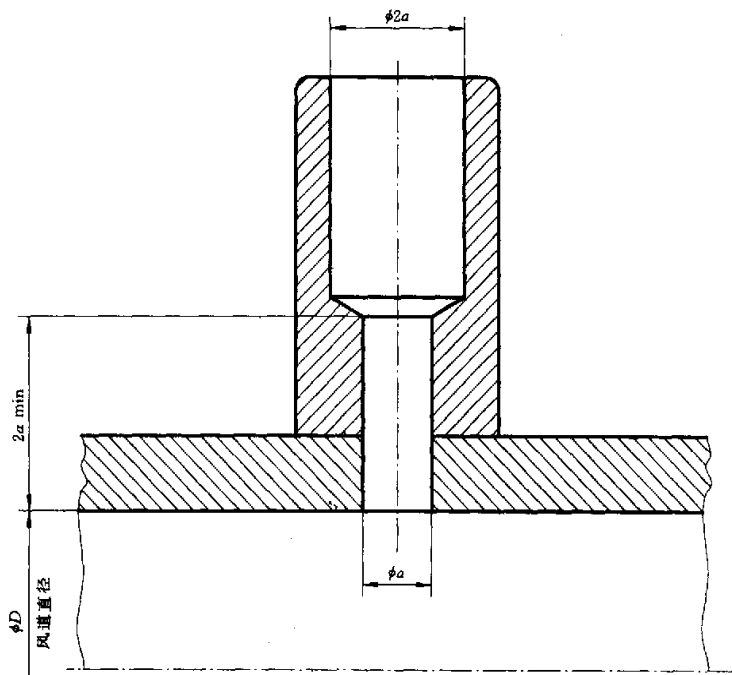


图 2 管壁压力测孔的结构

7.6 皮托静压管的使用

在圆形风道适当的压力测量平面内,应至少选择 4 个点,该 4 个点应等距,对称轴线位于圆周,距管壁大约为风道直径的 $1/8$ 。或者,当采用矩形风道时,距每一壁中心为管道宽度的 $1/8$ 。在稳定流量条件下,应在每一点取静压读数,并进行平均计算。

另一方面,如果需要,4 个分开的皮托静压管的静压接头可以接在一起,以便得到 7.4 和图 1 中所述方法的单一的平均读数。

8 温度测量

8.1 温度计

经校准后的测量温度的仪表精度,应为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。

8.2 温度计位置

当将探头放入风道内进行温度测量时,其测量精度则是流体速度的函数。

测量的温度不是滞止温度,也不是静态温度,而是它们之间的值,通常接近滞止值。

如果空气速为 25 m/s 时,滞止和静态温度之间的差为 0.31°C ;空气速度为 35 m/s 时,相同的差为 0.61°C (当静态温度为 293.15K 时)。

如果在空气速度小于 25 m/s 的管段内进行测量时,测量温度假定等于滞止和静态温度。

因此,进行通风机进口上游段滞止温度或试验风道的滞止温度的测量,限制在空气速度在 0~25 m/s 的管段内或在进口风室内进行。

为了测量平均滞止温度,则应将一个或几个探头以管径中心对称布置,直立适当截面内不同高度的直径上。探头应屏蔽以防受热表面的辐射。

如果不能满足上述要求时,探头可置于风道内水平直径上至少距管壁 100 mm 或风道直径的 1/3,以较小者为宜。

8.3 湿度

试验室内的干球和湿球温度应在可以记录试验风道进气条件的位置进行测量。仪表应隔离以防受热表面的辐射。

湿球温度计应置于流速至少为 3 m/s 的空气流内。套管应清洁,而且与球接触良好,还应用清水保持湿润。

如果仪表使用的精度为 $\pm 2\%$,则可进行相对湿度的测量。

9 转速的测量

9.1 通风机轴的转速

通风机轴的转速应在每一测试点的试验期间,定期进行测量以确保平均轴转速的误差不超过 $\pm 0.5\%$ 。不应使用对试验通风机转速或通风机性能有大的影响的测量装置。

9.2 采用方法举例

9.2.1 测量期间转速的数字计数器

在测试期间内,计算的脉冲数不应小于 1000,通过计数器的启动和停止使计时装置自动启动,而且计时装置的误差不得大于计算脉冲总数所需时间的 0.25%。

9.2.2 转数计数器

计数器不应有滑动,并且每个读数周期不小于 60 s。

9.2.3 直接指示的机械或电气转速表

此转速表不应有滑动,而且在使用前和使用后应进行校准。这种仪表的刻度最小分度不应大于测量转速的 0.25%。

9.2.4 闪光测频法

除非提供的是按其已知频率或者是在 $\pm 0.25\%$ 范围测量进行了检查的,否则,这种测频法在使用前和使用后,应对照标准转速进行校准。

9.2.5 频率计

当通风机是由同步电机或感应电机直接驱动时,通过电源频率的测量可以计算转差频率。频率计的误差不应大于 0.5%(即,按 IEC 51-4 的规定,精度等级指数为 0.5)。

采用较低等级指数(即较小误差)的仪表是允许的。为了可以直接计算,使其误差不超过轴转速的 $\pm 0.25\%$,应使用指示转差频率的装置。

10 输入功率的测定

10.1 测量精度

在规定性能范围内的通风机输入功率应通过某种方法来测定,这种方法包括平均试验点的每次有效读数,使其结果误差不超过 $\pm 2\%$ 。

10.2 通风机的轴功率

当测定的功率是通风机轴的输入功率时,可采用以下的方法。

10.2.1 反应式测力计

借助于托架式或力矩台式测力计测量力矩。确定负载的精度为 $\pm 0.2\%$ 。确定的力矩臂长度精度应达到 $\pm 0.2\%$ 。

在每次试验前和后,应检查零力矩的平衡(配重)。其差值应在试验期间测得之最大值的 0.5% 范围内。

10.2.2 扭矩仪

扭矩采用误差不超过 2.0% 的测量扭矩的扭矩仪进行测量。为了进行校准,已确定负载的精度为 $\pm 0.2\%$ 。

被测量的力矩臂长度精度应达到 $\pm 0.2\%$ 。在每次试验前和后,均应检查零力矩的平衡(配重)和读出系统的量程。在每次检查时,其差值应在试验期间测得之最大值的 0.5% 范围内。

10.3 采用电气测量法测定轴功率

10.3.1 损失求和法

直接驱动的电机的输出功率,采用 IEC 34-2 中规定的损失求和法,按照其电器输入功率进行推导。为此,应在每一试验点上测量电压、电流、转速,当采用交流电机时,应进行输入功率和感应电机的转速差的测量和通风机未连接时电机的空载损失的测量。

10.3.2 校准的电机

直接驱动的电机,输出功率要按制造厂和用户均可接受的效率校准进行测定。电机应负载运转足够的时间,以保持其在正常操作温度下进行运转。电源应在规定范围内,即

电压: $\pm 6\%$;

频率为 $\pm 1\%$ 。

10.3.3 电气仪表

在按 10.3.1 或 10.3.2 中所述进行通风机试验时,应采用下述方法之一,进行电机的输入功率测量:

- a) 对于交流电机,采用双瓦特表或积分功率表方法。
- b) 对于直流电机,采用测量输入电压和电流的方法。

采用标准化风道进行试验时,进行上述测量采用的仪表应按 IEC 51-2 和 IEC 51-3 中规定的等级指数 0.5,并在其上加上校准校正值;或者采用等级指数为 0.2 的仪表,此时,不必加校准校正值。

10.4 叶轮功率

除非叶轮是直接装在电机轴上,否则,确定通风机叶轮轮毂的输入功率是必要的,以便从轴功率中减去轴承损失和挠性联轴器中的损失。这可以通过在同样的转速下,将叶轮取下,进一步进行运转,并且测量由于轴承摩擦而造成的转矩损失进行确定。如果必要,通风机叶轮可以由等量重物(具有可以忽略不计的气动损失)替代以提供相似的负载。

10.5 传动系统

在采用标准化风道进行试验时,在通风机和功率测量点之间应避免有传动系统的插入,除非在这种传动形式中,在规定操作条件下,可以可靠地确定其传递损失或者所规定的输入功率包括这种传递损失。

11 尺寸的测量和面积的确定

11.1 流量测量装置

用于流量测量的喷嘴、孔板和风道的尺寸应符合其使用的相应各条款中规定的公差。

11.2 尺寸公差

11.2.1 规定的风道部件长度在制造后应进行测量,而且应符合试验方法的要求,其公差应在 -1% ~ $+10\%$ 范围之内,另有说明的除外。

11.2.2 规定的风道部件直径在制造后应进行测量,而且应符合试验方法的要求,其公差应在 $\pm 1\%$ 范围之内,另有说明的除外。

11.3 截面积的确定

11.3.1 尺寸测量

有效的尺寸测量应取自风道的参考横截面,以便确定标准化风道和其他轮廓清晰的规则段内的横截面面积,公差在 $\pm 0.5\%$ 以内。

11.3.2 圆形管段

圆形管段,在测量截面上至少取3个直径测量值的算术平均值作为等于该管段的平均直径。直径的位置是按截面内的相等角定位。如果两个相邻直径之间测量之差大于 1% ,测量直径的数量应加倍。圆形管段的面积按下式求得

$$A = \pi \frac{D^2}{4}$$

式中: D —测量直径的算术平均值。

11.3.3 矩形管段

矩形管段的宽度和高度应沿等距并平行于宽度和高度的5条线进行测量,如果两相邻宽度或高度之间的差大于 2% ,则在此方向的测量数应加倍。应取各测量宽度的算术平均值作为该管段的平均宽度,并且应取各测量高度的算术平均值作为该管段的平均高度。应取平均宽度乘以平均高度的值作为该管段的截面积。

12 空气密度、湿气体常数和黏度的确定

12.1 试验环境中的空气密度、湿空气的气体常数和截面 x 的平均密度

试验环境的空气密度按下列表达式求得

$$\rho_a = \frac{p_a - 0.378 p_v}{287 \Theta_a}$$

式中: Θ_a 是环境绝对温度,开尔文度。 $\Theta_a = t_a + 273.15$

$t_a = t_d$ (干温度 $^{\circ}\text{C}$)(见14.3);

p_v 是空气中的水蒸汽分压,Pa;

287是干空气的气体常数 R ,J/(kg·K);

$$0.378 = \frac{R_v - R}{R_v}$$

当 $R_v = 461$ (是水蒸汽的气体常数)

湿空气的气体常数 R_w 则按下式求得

$$R_w = \frac{p_a}{\rho_a \Theta_a} = \frac{287}{1 - 0.378 p_v / p_a}$$

注22:对于标准空气:

$\rho_a = 1.2 \text{ kg/m}^3$;

$\Theta_a = 293.15 \text{ K}$;

$p_a = 101325 \text{ Pa}$;

$h_a = 0.40$;

$$R_w = 288\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})。$$

风道截面 x 的平均空气密度可按下列表达式求得

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \theta_x}$$

12.2 蒸汽压力的确定

当在通风机进口采用干湿球湿度计测量空气湿度时,蒸汽分压 p_v 按下列表达式求得

$$p_v = (p_{\text{sat}})_{t_w} - p_a A_w (t_d - t_w)(1 + 0.00115 t_w)$$

式中: t_d 为干球温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_w 为湿球温度, $^{\circ}\text{C}$;

$A_w = 6.66 \times 10^{-4} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ (当 t_w 在 $0 \sim 150^{\circ}\text{C}$ 时);

$A_w = 5.94 \times 10^{-4} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ (当 t_w 小于 0°C 时);

$(p_{\text{sat}})_{t_w}$ 是在湿球温度 t_w 下的饱和蒸汽压力的值。

表 1 所列为温度 $-4.0^{\circ}\text{C} \sim 49.9^{\circ}\text{C}$ 时的饱和蒸汽压力值 p_{sat} 。

p_{sat} 可按下列表达式求得

在 0°C 和 30°C 之间:

$$p_{\text{sat}} = \exp\left\{\frac{17.438 t_w}{239.78 + t_w} + 6.4147\right\}$$

在 30°C 和 100°C 之间:

$$p_{\text{sat}} = 610.8 + 44.442 t_w + 1.4133 t_w^2 + 0.02768 t_w^3 + 2.55667 \times 10^{-4} t_w^4 + 2.89166 \times 10^{-6} t_w^5$$

也可以直接测量空气相对湿度 h_v 按下式求得

$$p_v = h_v (p_{\text{sat}})_{t_d}$$

式中, $(p_{\text{sat}})_{t_d}$ 是按照上述公式用 t_d 代替 t_w 时计算的干球温度 t_d 下的饱和蒸汽压力。

12.3 空气黏度的确定

在 $-20 \sim +100^{\circ}\text{C}$ 范围内,可以使用下式求得动力黏度:

$$\mu = (17.1 + 0.048 t_x) 10^{-6}$$

运动黏度 ν 由下面表达式给出:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

表 1 饱和水蒸汽压力 p_{sat} 为湿球温度 t_w 的函数

湿球温度 t_w	饱和水蒸汽压力 p_{sat}									
	hPa									
$^{\circ}\text{C}$	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
-4	4.55	4.51	4.48	4.44	4.41	4.37	4.35	4.31	4.28	4.24
-3	4.89	4.87	4.83	4.79	4.76	4.72	4.68	4.65	4.61	4.59
-2	5.28	5.24	5.20	5.16	5.12	5.08	5.04	5.01	4.97	4.93
-1	5.68	5.64	5.60	5.56	5.52	5.47	5.44	5.39	5.36	5.32
-0	6.11	6.07	6.03	5.97	5.93	5.89	5.84	5.80	5.76	5.72
0	6.11	6.16	6.19	6.24	6.29	6.33	6.37	6.43	6.47	6.52
1	6.56	6.61	6.67	6.71	6.76	6.80	6.85	6.91	6.96	7.00
2	7.05	7.11	7.16	7.21	7.25	7.31	7.36	7.41	7.47	7.52
3	7.57	7.63	7.68	7.73	7.79	7.85	7.91	7.96	8.01	8.08
4	8.13	8.19	8.24	8.31	8.36	8.43	8.48	8.53	8.60	8.65
5	8.72	8.79	8.84	8.91	8.96	9.03	9.09	9.16	9.21	9.28
6	9.35	9.41	9.48	9.53	9.61	9.68	9.75	9.81	9.88	9.95
7	10.01	10.08	10.15	10.23	10.29	10.36	10.43	10.51	10.57	10.65
8	10.72	10.80	10.87	10.95	11.01	11.09	11.17	11.24	11.32	11.40

表 1(完)

湿球温度 t_w	饱和水蒸汽压力 p_{sat}									
	hPa									
°C	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
9	11.48	11.55	11.63	11.71	11.79	11.87	11.95	12.03	12.11	12.19
10	12.27	12.36	12.44	12.52	12.61	12.69	12.77	12.87	12.95	13.04
11	13.12	13.21	13.29	13.39	13.47	13.56	13.65	13.75	13.84	13.93
12	14.01	14.11	14.20	14.29	14.39	14.48	14.59	14.68	14.77	14.87
13	14.97	15.07	15.17	15.27	15.36	15.47	15.57	15.67	15.77	15.88
14	15.97	16.08	16.19	16.29	16.40	16.51	16.61	16.72	16.83	16.93
15	17.04	17.16	17.27	17.37	17.49	17.60	17.72	17.83	17.96	18.05
16	18.17	18.29	18.41	18.52	18.64	18.76	18.88	19.00	19.12	19.25
17	19.37	19.49	19.61	19.73	19.87	19.99	20.12	20.24	20.37	20.51
18	20.63	20.76	20.89	21.03	21.16	21.29	21.43	21.56	21.69	21.83
19	21.96	22.11	22.24	22.39	22.52	22.67	22.80	22.95	23.09	23.23
20	23.37	23.52	23.67	23.81	23.96	24.11	24.25	24.41	24.56	24.71
21	24.87	25.01	25.17	25.32	25.48	25.64	25.80	25.95	26.11	26.27
22	26.43	26.60	26.76	26.92	27.08	27.25	27.41	27.59	27.75	27.92
23	28.09	28.25	28.43	28.60	28.77	28.95	29.12	29.31	29.48	29.65
24	29.84	30.01	30.19	30.37	30.56	30.75	30.92	31.11	31.29	31.48
25	31.68	31.87	32.05	32.24	32.44	32.63	32.83	33.01	33.21	33.41
26	33.61	33.81	34.01	34.21	34.41	34.61	34.83	35.03	35.24	35.44
27	35.65	35.87	36.08	36.28	36.49	36.71	36.93	37.15	37.36	37.57
28	37.80	38.03	38.24	38.47	38.69	38.92	39.15	39.37	39.60	39.83
29	40.05	40.29	40.52	40.76	41.00	41.23	41.47	41.71	41.95	42.19
30	42.43	42.68	42.92	43.17	43.41	43.67	43.92	44.17	44.43	44.68
31	44.93	45.19	45.44	45.71	45.96	46.23	46.49	46.75	47.01	47.28
32	47.56	47.83	48.09	48.37	48.64	48.92	49.19	49.47	49.75	50.03
33	50.31	50.60	50.88	51.16	51.45	51.73	52.03	52.32	52.61	52.91
34	53.20	53.51	53.80	54.11	54.40	54.71	55.01	55.32	55.63	55.93
35	56.24	56.55	56.87	57.17	57.49	57.81	58.13	58.45	58.77	59.11
36	59.43	59.76	60.08	60.41	60.75	61.08	61.41	61.75	62.08	62.43
37	62.77	63.11	63.45	63.80	64.15	64.49	64.85	65.20	65.56	65.91
38	66.27	66.63	66.99	67.35	67.72	68.08	68.45	68.83	69.19	69.56
39	69.95	70.32	70.69	71.07	71.45	71.84	72.23	72.61	73.00	73.39
40	73.79	74.17	74.57	74.97	75.37	75.77	76.17	76.59	76.99	77.40
41	77.81	78.23	78.64	79.05	79.47	79.89	80.32	80.73	81.16	81.59
42	82.03	82.45	82.89	83.32	83.76	84.20	84.64	85.08	85.53	85.97
43	86.43	86.88	87.33	87.79	88.25	88.71	89.17	89.64	90.11	90.57
44	91.04	91.52	91.99	92.47	92.95	93.43	93.91	94.40	94.88	95.37
45	95.87	96.36	96.85	97.35	97.85	98.36	98.85	99.36	99.88	100.39
46	100.89	101.41	101.93	102.45	102.97	103.51	104.04	104.57	105.09	105.63
47	106.17	106.71	107.25	107.79	108.33	108.89	109.44	109.99	110.55	111.11
48	111.67	112.23	112.80	113.37	113.93	114.51	115.08	115.65	116.24	116.83
49	117.41	118.00	118.59	119.17	119.79	120.37	120.99	121.57	122.19	122.80

13 流量的确定

13.1 概述

流量的测定可按 GB/T 2624 和 ISO 3966 的规定进行,用这种方法测得流量符合本标准的要求。本标准规定的不同流量测量方法均适用于通风机试验,而且在每一种情况下,均给出了相应的测量误差。

流动实际上应无涡流。保证这种条件的措施见试验方法。

在这种放宽的条件下,允许采用两种基本的流量测量方法:使用管路内流量计或横动法。

13.2 管路内流量计(标准的一次装置)

13.2.1 可以使用的流量计有文丘里喷管、孔板、锥形进口和进口喷嘴。前两种流量计可以接在风管的进口或出口以及两段风管之间使用。锥形进口和进口喷嘴只可在接至从自由空间吸入空气的风管进口使用。上述仪表和可以使用的简化装置的要求见第 22~26 章和 GB/T 2624。

13.2.2 通过管路内差压流量计的质量流量一般表达式如下

$$q_m = \frac{\alpha \epsilon \pi d^2}{4} \sqrt{2 \rho_u \Delta p}$$

式中: q_m ——质量流量, kg/s;

d ——喉道直径, m;

ρ_u ——上游密度, kg/m³;

Δp ——差压, Pa;

α ——流量系数;

ϵ ——膨胀系数;

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_u \theta_u}$$

正常情况下, θ_u 应为流量计上游流体温度。

当流量计位于试验通风机进口侧时:

$$\theta_u = \theta_{su} - \frac{q_m^2}{2A_u^2 \rho_u^2 c_p} + \frac{P_{rx} \text{ (或 } P_{ex})}{q_m c_p}$$

式中: P_{rx} (或 P_{ex}) 是由辅助通风机提供的功率;

A_u 是流量计上游管道的面积;对于进口孔板或进口喷嘴 $A_u = \infty$ 。

当流量计在试验通风机出口侧时:

$$\theta_u = \theta_{su} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p} - \frac{q_m^2}{2A_u^2 \rho_u^2 c_p}$$

采用迭代法求得 q_m 值。

对于给定的装置, ϵ 是压比的函数,而 α 是雷诺数的函数。这些系数值见第 22~26 章、表 5 和表 6、图 18、图 22 和图 24~图 28。

13.2.3 管路内流量计的差压测量,其误差不应超过 $\pm 1.4\%$ 的观察值。

13.2.4 与每一流量元件相关的流量系数误差值见第 24~26 章。按照 GB/T 2624—1993 规定通过对照改进了的或校准的标准装置校准此装置,通常可以减少管路内流量计装置(符合此放宽条件)相关的误差。

13.2.5 为了便于选择流量计的型式和规格,在图 3 中给出了与每一种型式相关的损失(以下游段风管内动压的倍数表示),也示出了通过每一种装置的大约差压值。

13.2.6 文丘里喷管对接近空气流的干扰具有相对小的压力损失和较小的灵敏度。特别是孔板,压力损失较大,而且,如果通风机特性扩展达到最大容积流量时,则要求辅助增压通风机。在进行通风机特性曲线上的一个以上预定点试验时,与流量测量的同时孔板可提供控制压降,而这可能是有用的性能。

13.2.7 管路内流量计通常用于试验室内的试验。然而,如果装置满足第 22~26 章中规定的相应要求,这种流量计也可用于现场试验。

13.3 横动法

应在管道的数个位置上测量就地速度,采用积分法,以求得管道内的平均速度。在横向平面内测量管道的截面积则可计算流量(见第 11 章和第 27 章)。

在标准化风道内,应使用符合 ISO 3966 要求的皮托静压管〔见图 29 中 a)、b)、c)和 d)〕

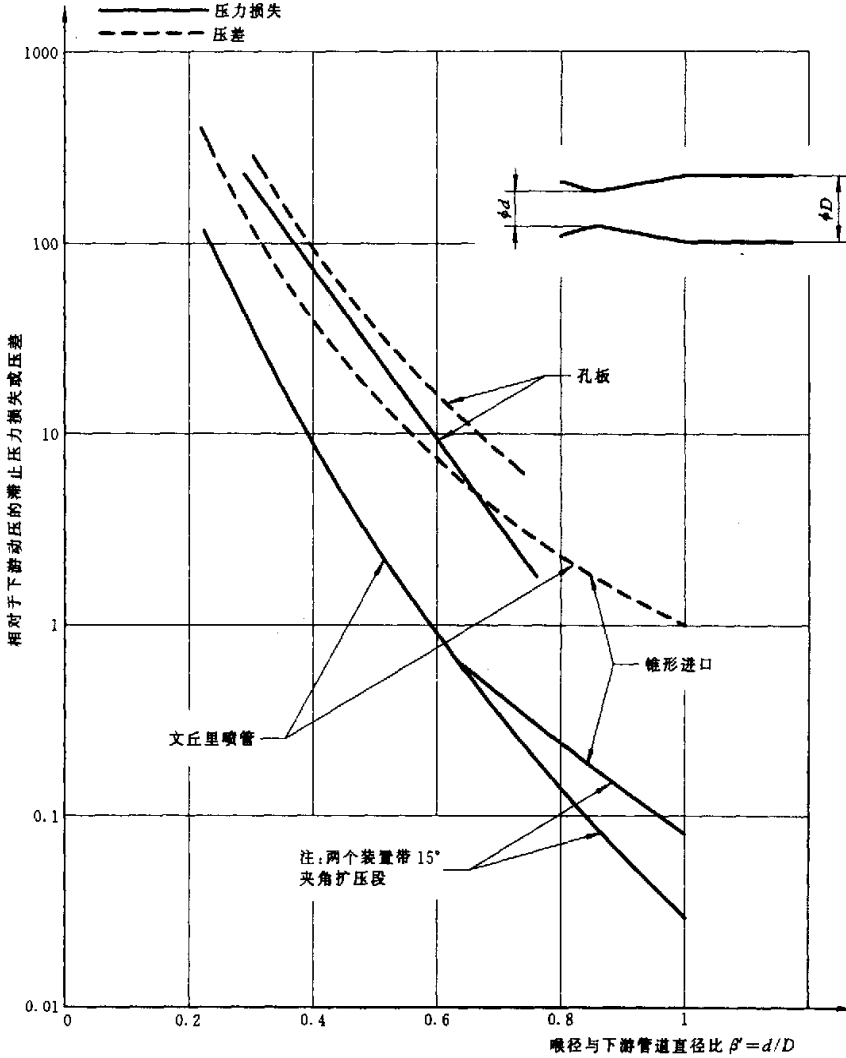


图 3 标准的一次装置的压力损失及差压

14 试验结果的计算

14.1 概述

根据所采用的试验方法,按照单个试验点的测量确定通风机性能的专用说明见第 18~第 35 章。

一般情况下的可压缩流体流动的计算方法在本章中说明,其简化计算方法于 14.9 中。

14.2 单位

整个计算使用的单位应是第 4 章中给出的 SI(国际单位制)。其结果也用此单位表示,即用帕斯卡(Pa)表示压力,用瓦特(W)表示功率,用每秒立方米(m^3/s)表示容积流量。

14.3 温度

14.3.1 本标准中,在截面 x 上测得的平均温度假设是滞止值 $\Theta_{0,x}$,而不是流动的温度或高速下稍有降

低的静态温度 Θ_r 。静态温度 Θ_r 按 14.4.3 确定,并且用于流体状态方程中计算密度。

14.3.2 按照本标准的规定,试验风道内的空气特性应看作是绝热的,因为这种空气来自大气,除了在试验通风机内没有热能或机械能的增高。因此,在通风机上游段的各截面内的滞止温度 Θ_{s0} 应为常数,而且应等于试验场地的环境温度 Θ_a 。

$$\Theta_{s0} = \Theta_{s0} = \Theta_a$$

当试验风室上游段使用辅助通风机时除外。

14.3.3 通风机出口滞止温度 Θ_{s02} 和下游段风道内的滞止温度等于通过通风机的温升加上通风机的进口滞止温度,而该温升取决于叶轮功率 P_r , 质量流量 q_m 和等压比热 c_p 。

$$\Theta_{s02} = \Theta_{s01} + \frac{P_r}{q_m c_p} = \Theta_{s02}$$

注 23: 在上述表达式中,对于空气时的 c_p 可以取作 1008 J/(kg·K) 作为第一次近似值。

注 24: 当电机完全浸在空气流中时, P_r 应由电机输入功率 P_e 代替。

14.3.4 在无上述条件应用时,例如叶轮功率未测量,则应采用测量装置(例如,温度计)测量滞止温度。测量时,将测量装置按照 8.2 的规定插入风道内的速度不超过 35 m/s 的位置(假如此位置正好接近基准截面)。

14.3.5 在截面 x 上流体的静态温度 Θ_x 低于测量的滞止温度或在该截面上推导出来的温度,此温度用马赫数 Ma_x 和滞止温度 Θ_{s0x} 表示如下:

$$\frac{\Theta_{s0x}}{\Theta_x} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2$$

其比值 $\frac{\Theta_{s0x}}{\Theta_x}$ 作为 Ma_x 函数绘制图 4 中。

因为 Ma_x 通常是未知数,所以 Θ_x 应按下列各项计算,按照 14.4.3 的规定进行。

- 质量流量 q_m ;
- 滞止温度 Θ_{s0x} ;
- 截面积 A_x ;
- 截面 x 处的压力 p_x 或滞止压力 p_{s0x} 。

14.4 马赫数和参考条件

14.4.1 概述

在采用标准化风道进行低压通风机试验时,通常要使空气流速充分地降低,这样使其对参数,如气体压力、温度和密度的影响达到可以忽略的程度。在进行高、中压通风机试验时,除非基准马赫数小于 0.15 对应于标准空气流速 51.5 m/s,否则,应在压力、温度和密度的滞止值和静态值之间进行鉴别。

马赫数值为 0.15 作为上述进行鉴别的界线。

14.4.2 基准马赫数

为了快速鉴定上述范围,对由于空气流速造成的压缩现象应予以考虑,基准马赫数 Ma_{2ref} 按下式确定

$$Ma_{2ref} = \frac{v_{m2}}{c_{ref}} = \frac{q_m}{A_2 \rho_0 \sqrt{\kappa R_w \Theta_{s0}}} = \frac{q_m}{A_2 \rho_{s01} \sqrt{\kappa R_w \Theta_{s01}}}$$

假设空气参考条件是试验环境的条件,在温度、压力和密度的滞止值和静态值之间进行鉴别的基准马赫数等于 0.15。

14.4.3 截面 x 的马赫数 Ma_x

按照截面 x 确定的平均速度 v_{mx} 除以同一截面的声速 c_x , 即

$$Ma_x = \frac{v_{mx}}{c_x} = \frac{q_m}{A_x \rho_x \sqrt{\kappa R_w \Theta_x}}$$

式中: $\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$ 和 $v_{mx} = \frac{q_m}{A_x \rho_x}$

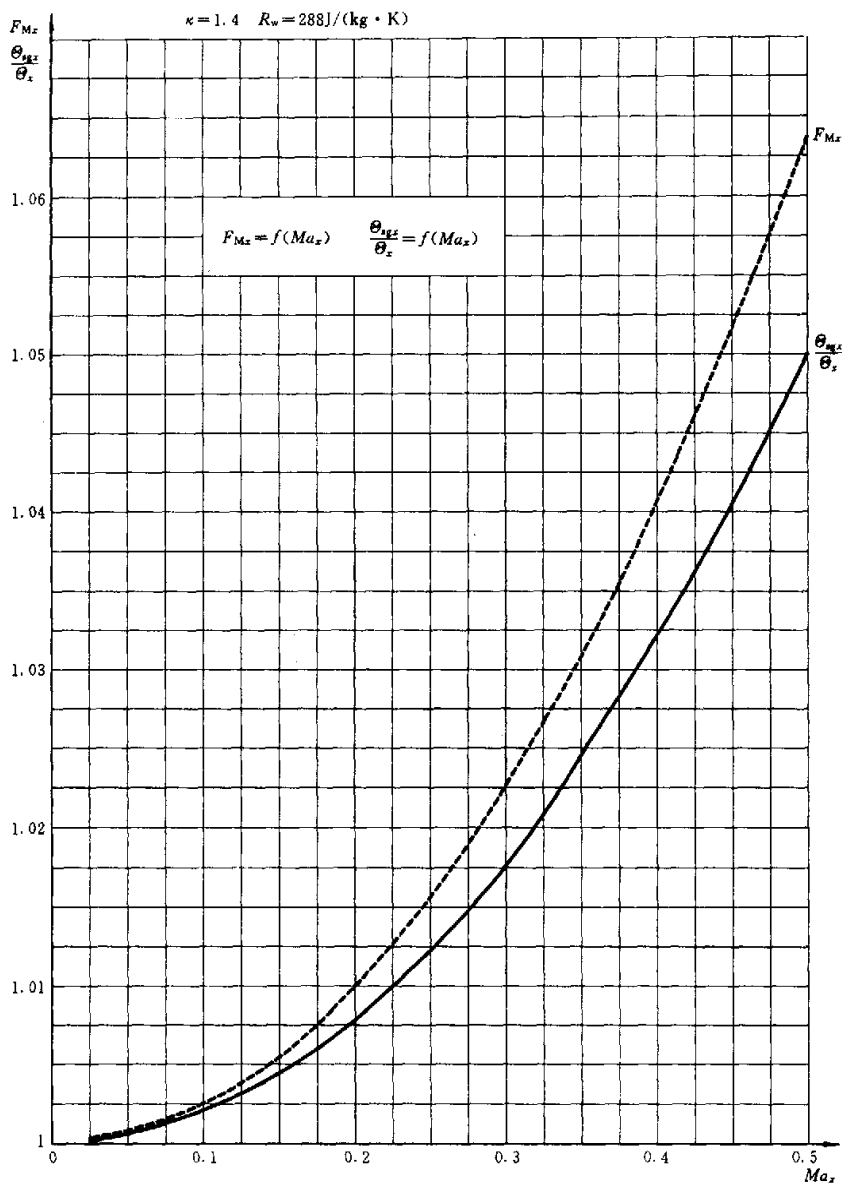


图4 F_{M_x} 和 Θ_{sgx}/Θ_x 作为 Ma_x 的函数的变化

14.4.3.1 当已知 p_x 和 Θ_{sgx} 时, Ma_x 和 Θ_x 的计算

假设

$$M^2 = \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \frac{\kappa - 1}{2\kappa} \frac{R_w \Theta_{sgx}}{p_x^2} \quad \text{和} \quad \frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} = \frac{1 + \sqrt{1 + 4M^2}}{2}$$

$$Ma_x = \sqrt{\left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} - 1 \right) \frac{2}{\kappa - 1}}$$

$\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x}$ 和 Ma_x 作为 M^2 的函数在绘出在图5中。

14.4.3.2 当已知 p_{sgx} 和 Θ_{sgx} 时, Ma_x 和 Θ_x 的计算

假定:

$$Ma_{sgx}^2 = \frac{q_m^2}{A_x^2 \rho_{sgx}^2 \kappa R_w \Theta_{sgx}} = \frac{q_m^2}{A_x^2 \kappa p_{sgx} \rho_{sgx}}$$

马赫数 Ma_x 由

$$Ma_x = Ma_{sgx} \sqrt{(1 + 1.217 Ma_{sgx}^2 + 1.369 Ma_{sgx}^4 + 10 Ma_{sgx}^6)}$$

给出。

对于 $\kappa = 1.4$ 和 $Ma_{sgx} \leq 0.45$

$$\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2$$

Ma_x/Ma_{sgx} 作为 Ma_{sgx} 的函数绘出在图 6 中。

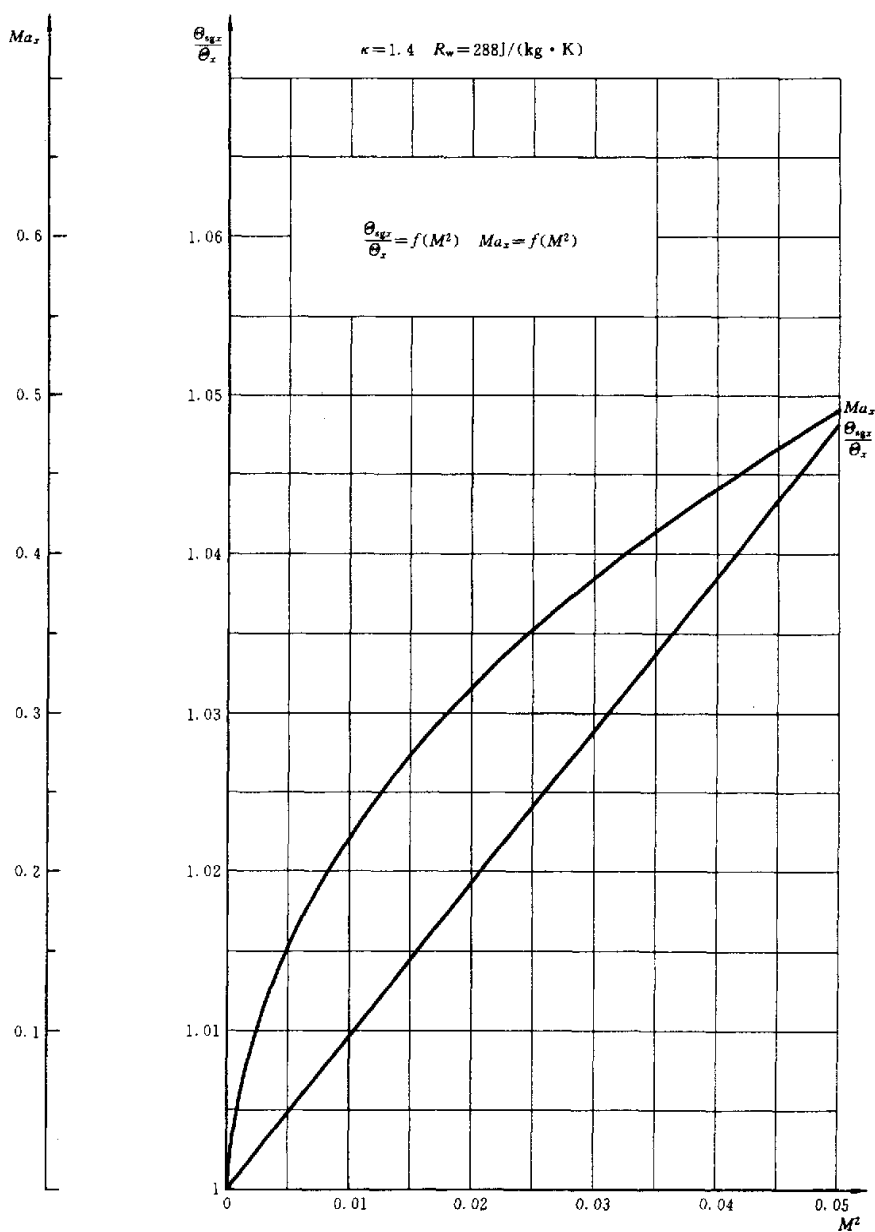


图 5 Ma_x 和 Θ_{sgx}/Θ_x 作为 M^2 的函数的变化

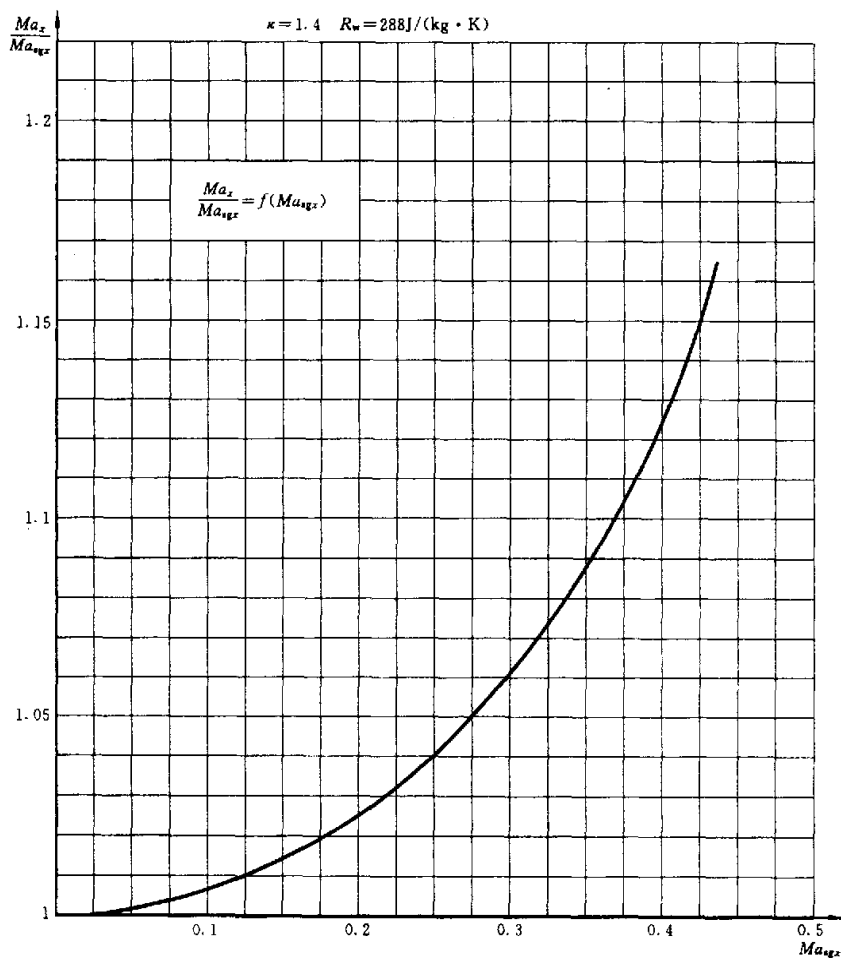


图 6 Ma_x/Ma_{sgx} 作为 Ma_{sgx} 的函数的变化

14.4.4 在截面 x 处的密度 ρ_x 及平均速度 $v_{m,x}$ 的计算

如果马赫数 Ma_x 是根据 14.4.3.1 或 14.4.3.2 中计算的。由下式

$$\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2$$

$$\frac{p_{sgx}}{p_x} = \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$\frac{\rho_{sgx}}{\rho_x} = \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}$$

截面 x 的平均速度可以按下面表达式确定

$$v_{m,x} = \frac{q_m}{A_x \rho_x}$$

式中： $\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x} = \rho_{sgx} \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{-1}{\kappa - 1}} = \frac{p_{sgx}}{R_w \Theta_{sgx}} \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{-1}{\kappa - 1}}$

14.5 通风机压力

14.5.1 按国际上的协议，通风机压力 p_F 被定义为在通风机出口处的滞止压力和通风机进口处的滞止压力之差，即

$$p_F = p_{sg2} - p_{sg1}$$

在任何风管或风室截面 x (面积 A_x) 的滞止压力 $p_{s,x}$ 由 $p_{s,x} = p_x + p_{dx} F_{M_x}$ 给出。

其中, 截面 x 处的动压 p_{dx} 由 $\frac{1}{2} \rho_x v_{m,x}^2 = \frac{1}{2} \rho_x \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$ 与 $\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$ 确定。

马赫系数 F_{M_x} 作为 Ma_x 的函数由表达式

$$F_{M_x} = \frac{p_{s,x} - p_x}{1/2 \rho_x v_{m,x}^2} = 1 + \frac{Ma_x^2}{4} + \frac{Ma_x^4}{40} + \frac{Ma_x^6}{1600} + \dots$$

给出(见 3.21, 式中 $\kappa=1.4$ 时), 并作为 Ma_x 的函数绘制在图 4 中。

注 25: 当马赫数 Ma_x 小于 0.15 ($F_{M_x}=1.006$), 试验风道截面 x 上的滞止压力 $p_{s,x}$ 和较早标准中使用的全压 $p_{t,x}$ 的差在低速下非常小。

注 26: 通风机压力也可以定义为通风机出口处滞止表压和通风机进口处的滞止表压之差。

$$p_F = p_{s,2} - p_{s,1} = p_{c,2} + p_{d,2} F_{M,2} - (p_{c,1} + p_{d,1} F_{M,1})$$

14.5.2 按国际上的协议, 通风机静压 $p_{s,F}$ 定义为在通风机的出口处的静压和通风机进口处的滞止压力之差, 即

$$p_{s,F} = p_2 - p_{s,1}$$

当截面 x 的 $p_{s,x}$ 、 $\Theta_{s,x}$ 、 q_m 和 A_x 已知时, p_x 由下述方法计算:

在 Ma_x 按 14.4.3.2 确定之后, ρ_x 由下面表达式给出

$$\rho_x = \frac{\rho_{s,x}}{\left[1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_x^2 \right]^{\frac{1}{\kappa-1}}} = \rho_{s,x} \frac{\rho_x}{\rho_{s,x}}$$

$$\frac{\rho_x}{\rho_{s,x}} = \left[1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_x^2 \right]^{\frac{-1}{\kappa-1}}$$

作为 Ma_x 的函数在图 7 中示出。

$$p_x = p_{s,x} - p_{dx} F_{M_x} = p_{s,x} - \frac{1}{2} \rho_x \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 F_{M_x}$$

F_{M_x} 按照 14.5.1 和图 4 确定。

14.6 由试验管道截面 x 上测量的表压 $p_{c,x}$ 来计算通风机基准截面上的滞止压力假定:

A_n ——通风机进口或出口截面面积(对于进口 $n=1$, 出口 $n=2$)。

A_x ——试验管道的测量截面面积(对进口 $x=3$, 出口 $x=4$) (见图 8)。

截面 x 上的绝对静压由 $p_x = p_{c,x} + p_s$ 给出。并且按照 14.3.2、14.3.3、14.3.4

$$\Theta_{s,x} = \Theta_{s,n}$$

Ma_x 和 Θ_x 按 14.3.5、14.4.3.1 计算

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

$$v_{m,x} = \frac{q_m}{A_x \rho_x}$$

基准截面处滞止压力由

$$p_{s,n} = p_x + \frac{1}{2} \rho_x v_{m,x}^2 F_{M_x} [1 + (\zeta_{n-x})_x]$$

式中, $(\zeta_{n-x})_x$ 是对截面 x 计算的截面 n 和截面 x 间的能量损失系数, 计算按照 30.6。

对于出口试验管道: $(\zeta_{n-x})_x \geq 0$;

对于进口试验管道: $(\zeta_{n-x})_x \leq 0$ 。

注 27: 对于进口试验管道或进口风室 $p_{c,x}$ 为负值。

注 28: 也可以写成: $p_{c,s,n} = p_{c,x} + \frac{1}{2} \rho_x v_{m,x}^2 F_{M_x} [1 + (\zeta_{n-x})_x]$

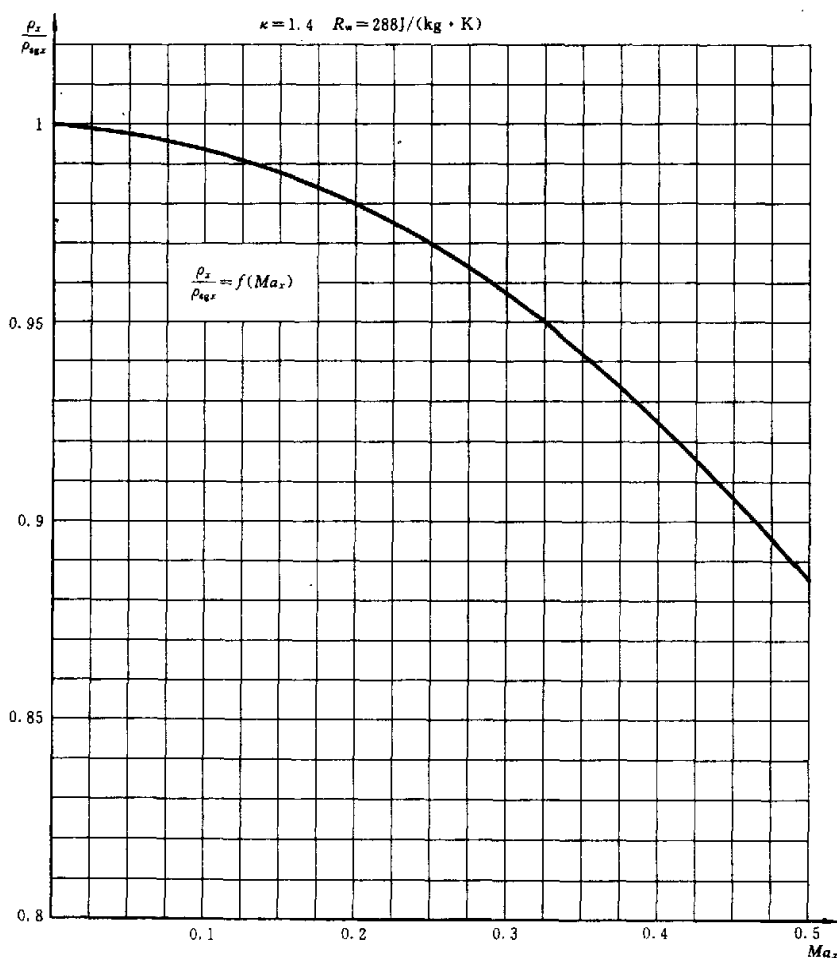


图 7 $\rho_x/\rho_{0,x}$ 作为 Ma_x 的函数的变化

14.6.1 在通风机基准截面处流体压力的计算

通风机基准平面中流体的静止压力 p_n 按照 14.5.2 计算, 由 p_{sgn} 、 θ_{sgn} 和 A_n 得出。

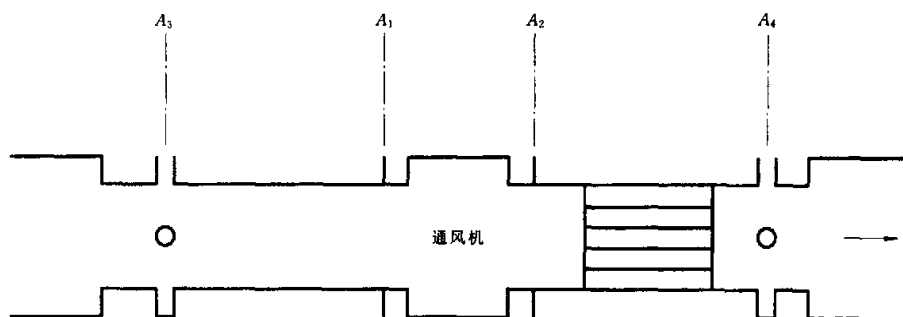


图 8 测量平面和基准平面

14.7 进口容积流量

本标准中流量测定方法是对质量流量 q_m 的确定。在无泄漏的情况下, q_m 在整个风道系统中不变。进口容积流量可以表达为在进口滞止条件下容积流量, 即

$$q_{vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

14.8 通风机空气功率和效率

建议三种方法：

——第一种由单位质量功的概念导出；

——另外两种使用容积流量和压力概念及流体可压缩性效应的修正系数计算得出。

这三种方法给出相同的结果，对于压比等于 1.3 时不超过千分之几。

14.8.1 由通风机单位质量功来计算通风机空气功率和效率

$$y = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left[\frac{q_m}{\rho_2 A_2} \right]^2 - \frac{1}{2} \left[\frac{q_m}{\rho_1 A_1} \right]^2$$

式中： $\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ ；

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1}；$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}；$$

ρ_1 和 ρ_2 按照 14.5.2 来计算。

通风机空气功率 P_u 等于 $q_m y$ 的乘积。

各种效率由 P_u 和供给通风机的各种功率计算得出。即

$$\text{通风机效率：}\eta_t = \frac{P_u}{P_i}$$

$$\text{通风机轴效率：}\eta_s = \frac{P_u}{P_s}$$

$$\text{通风机电机轴效率：}\eta_o = \frac{P_u}{P_e}$$

$$\text{总效率：}\eta_c = \frac{P_u}{P_e}$$

14.8.2 由通风机容积流量和通风机压力来计算通风机空气功率和效率

$$P_u = q_{Vsg1} p_F k_P$$

式中： q_{Vsg1} ——进口滞止条件下的容积流量；

p_F ——通风机压力， $p_F = p_{sg2} - p_{sg1}$ ；

k_P ——压缩性修正系数。

以 14.8.1 中相同的方法由各种输入功率来计算各种效率。

用 k_P 系数计算推荐的两种方法，它们精确地给出相同结果。

注 29：由这一方法计算的通风机空气功率始终小于按照 14.8.1 计算的空气功率 ($\approx 2 \times 10^{-3} \sim 3 \times 10^{-3}$)

14.8.2.1 压缩性修正系数 k_P 的计算

压比 r 的计算为

$$r = 1 + \frac{p_F}{p_{sg1}}$$

式中： p_F ——按照 14.5.1 的通风机压力；

p_{sg1} ——通风机进口处的滞止压力。

假定

$$Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\rho_{sg1} P_F}{q_m p_F} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_F}{q_{Vsg1} p_F}$$

$$k_P = \frac{Z_k \lg r}{\lg [1 + Z_k (r - 1)]}$$

并且 k_P 作为压比 r 和系数 Z_k 的函数在图 9 中绘出。

注 30： k_P 和 $\frac{p_{sg1}}{\rho_{msg}}$ 的差小于 2×10^{-3} ，其中 $\rho_{msg} = \frac{\rho_{sg1} + \rho_{sg2}}{2}$

压缩性修正系数 k_p 也可使用下列表达式确定：

$$k_p = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

式中： $x = \frac{p_F}{p_{sg1}} = r - 1$

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sg1}}$$

k_p 作为 x 和 Z_p 的函数在图 10 中绘出。

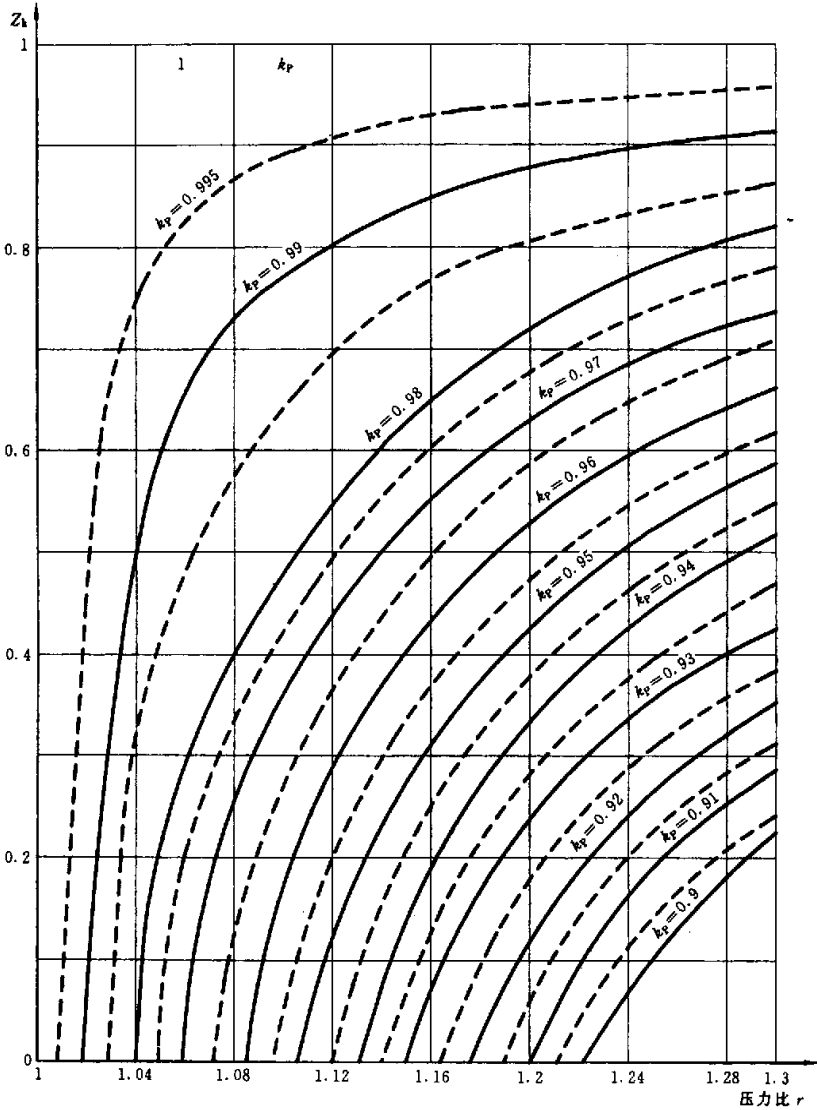


图 9 确定压缩性修正系数 k_p 的图表

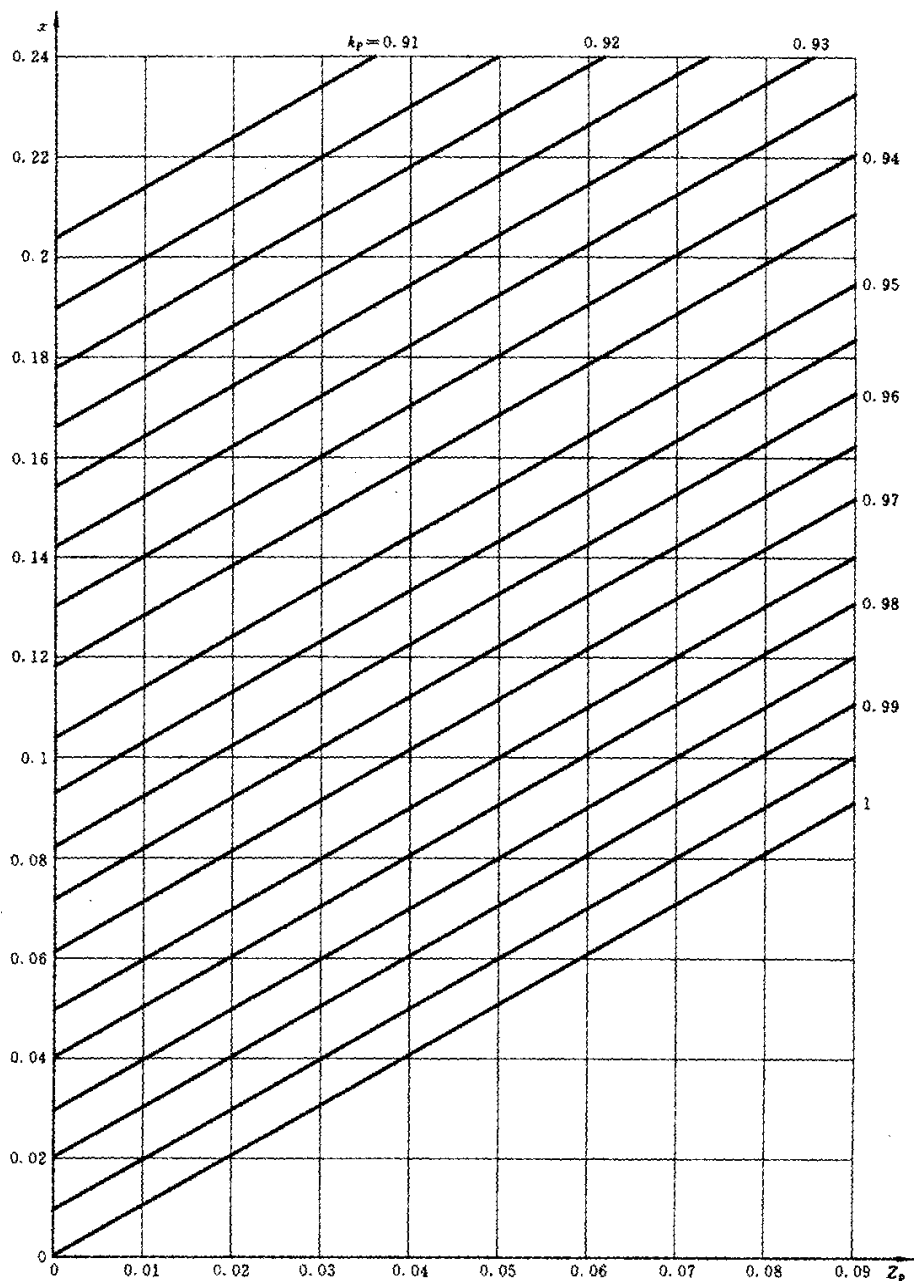


图 10 确定压缩性修正系数 k_p 的图表

14.8.2.2 由通风机空气功率 P_u 来确定通风机单位质量功 y

通风机单位质量功可由下式确定

$$y = \frac{P_u}{q_m} = \frac{P_u}{q_{V_{S1}} \rho_{S1}}$$

式中： $P_u = q_{V_{S1}} p_F k_p$

按照 14.8.2 和 14.8.2.1。

14.8.3 常规静效率

14.8.3.1 由通风机单位质量静功 y_s 来计算通风机静空气功率和静效率

$$y_s = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

$$\text{式中: } \rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

通风机静空气功率 $P_{us} = y_s q_m$

各种效率从 14.8.1 中以相同方法由 P_{us} 来计算。

14.8.3.2 由通风机容积流量和通风机静压来计算通风机静空气功率

通风机静空气功率由下式给出

$$P_{us} = q_{Vsg1} p_{sF} k_{Ps}$$

式中 k_{Ps} 按 14.8.2.1 计算, 并且

$$r = 1 + \frac{p_{sF}}{p_{sg1}}$$

$$x = \frac{p_{sF}}{p_{sg1}} = r - 1$$

$$Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\rho_{sg1} P_t}{q_m p_{sF}}$$

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_t}{q_{Vsg1} p_{sg1}}$$

按照 14.8.1 由 P_{us} 确定静效率。

注 31: 由这种方法计算的通风机静空气功率始终大于按照 14.8.3.1 计算的静空气功率 ($\approx 2 \times 10^{-3} \sim 4 \times 10^{-3}$)

14.8.3.3 由通风机静空气功率 P_{us} 来确定通风机单位质量静功 y_s

通风机单位质量静功 y_s 用下列表达式确定

$$y_s = \frac{P_{us}}{q_m} = \frac{P_{us}}{q_{Vsg1} \rho_{sg1}}$$

14.8.4 通风机动能指数在进口 i_{k1} 或在出口 i_{k2} 的确定

动能指数 i_{kx} 由下列表达式给出

$$\text{在通风机进口: } i_{k1} = \frac{v_{m1}^2}{2y}; \text{ 在通风机出口: } i_{k2} = \frac{v_{m2}^2}{2y}。$$

14.9 简化的计算方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 和/或通风机压力不超过规定值时, 可以使用简化的计算方法。

14.9.1 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 而通风机压力 p_F 大于 2000Pa (压比大于 1.02)

——马赫系数 F_{Ms} 可以取 1;

——滞止温度 Θ_{sR} 和静态或流体温度 Θ_x 可以看作相等并作测量。

14.9.1.1 质量流量的确定

滞止和静态温度可以看作相等并且测量流量计上游温度。

流量确定对于按第 22~27 章所述流量计上游密度的计算不需要逐次逼近法。

$$\Theta_u = t_u + 273.15 = \Theta_{sgu}$$

$$p_u = p_{cu} + p_o$$

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_w \Theta_u}$$

然而, 在第一次确定质量流量和相应的雷诺数之后应该对流量系数 α 作雷诺数的修正。

14.9.1.2 截面 x 上滞止压力 p_{sgx} 的确定

根据 14.9.1 中规定的假设, 对于出口管道:

$$\Theta_2 = \Theta_1 = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg4} = \Theta_{sg1} + \frac{P_t (\text{或 } P_c)}{q_m c_p} \quad (\text{温度 } \Theta_{sg4} \text{ 可以测量})$$

对于进口管道:

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_3 = \Theta_{sg3}$$

测量截面上的绝对压力由下式给出

$$p_x = p_{ex} + p_s$$

$$p_{sgx} = p_x + \frac{1}{2} \rho_x v_{mx}^2 \quad \text{或} \quad p_{sgx} = p_x + \frac{1}{2\rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

式中: $\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$

滞止表压 p_{esgx} 由下式给出

$$p_{esgx} = p_{ex} + \frac{1}{2} \rho_x v_{mx}^2 = p_{ex} + \frac{1}{2\rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

14.9.1.3 由截面 x 上测量的表压 p_{ex} 来确定通风机基准截面上滞止压力

假定:

A_n ——基准截面的面积(对于通风机进口 $n=1$, 对于通风机出口 $n=2$)

A_x ——试验管道的测量截面面积(见图 8)(对于进口管道 $x=3$, 对于出口管道 $x=4$)。

$$\Theta_{sgx} = \Theta_{sgn} = \Theta_x = \Theta_n$$

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

$$v_{mx} = \frac{q_m}{A_x \rho_x}$$

截面 n 上的滞止压力由下式给出

$$p_{sgn} = p_x + \frac{1}{2} \rho_x v_{mx}^2 [1 + (\zeta_{n-x})_x] \quad \text{或} \quad p_{sgn} = p_x + \frac{1}{2\rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 [1 + (\zeta_{n-x})_x]$$

式中: $(\zeta_{n-x})_x$ 是按照 30.6 对截面 x 计算的截面 n 和截面 x 间的能量损失系数,

对于出口试验管道: $(\zeta_{n-x})_x \geq 0$;

对于进口试验管道: $(\zeta_{n-x})_x \leq 0$ 。

注 32: 对于进口试验管道或进口试验风室表压 p_{ex} 为负。

注 33: n 截面上滞止表压由下式给出:

$$p_{sgn} = p_{ex} + \frac{1}{2} \rho_x v_{mx}^2 [1 + (\zeta_{n-x})_x] = p_{ex} + \frac{1}{2\rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 [1 + (\zeta_{n-x})_x]$$

14.9.1.4 在通风机基准截面上静压的确定

按照 14.9.1.2, $\Theta_n = \Theta_{sgn} = \Theta_x = \Theta_{sgx}$

$$p_n = p_{sgn} - \rho_n \frac{v_{mn}^2}{2} = p_{sgn} - \frac{1}{2\rho_n} \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2$$

式中: $\rho_n = \frac{p_n}{R_w \Theta_n}$; 但 p_n 是未知的。

假定对于首次估算:

$$(\rho_n)_1 = \rho_{sgn} = \frac{p_{sgn}}{R_w \Theta_{sgn}} = \frac{p_{sgn}}{R_w \Theta_n}$$

$$(p_n)_1 = p_{sgn} - \frac{1}{2(\rho_n)_1} \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2$$

和

$$\rho_n = \frac{(p_n)_1}{R_w \Theta_n}$$

$$p_n = p_{sgn} - \frac{1}{2\rho_n} \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2$$

$$p_{en} = p_{esgn} - \frac{1}{2\rho_n} \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2$$

对 p_{en} 的 10^{-3} 精度, 两三次迭代是足够的, p_n 的值可以由下列方程求得

$$p_n = \frac{1}{2} \left[p_{sgn} + \sqrt{p_{sgn}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2 R_w \Theta_{sgn}} \right]$$

$$\rho_n = \frac{p_n}{R_w \Theta_n}$$

14.9.1.5 通风机压力的计算

通风机压力 p_F 和通风机静压 p_{sF} 由下面表达式给出

$$p_F = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sF} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

14.9.1.6 通风机空气功率 P_u 的确定

通风机空气功率 P_u 、通风机静空气功率 P_{us} 和通风机单位质量功 y 及 y_s 按照 14.8.1、14.8.2、14.8.3 计算。

各种效率由 P_u 或 P_{us} 和供给通风机的各种功率按照 14.8.1 计算。

14.9.2 基准马赫数 Ma_{ref} 小于 0.15 和通风机压力 p_F 小于 2000 Pa (压比小于 1.02)

——马赫系数 F_{Mx} 可以取 1;

——静态和滞止进口温度与静态和滞止出口温度可以看作相等,并在试验通风机上游没有辅助通风机下等于环境温度,即

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_u = \Theta_s = t_u + 273.15$$

——通过通风机和试验风道的空气流动看作不可压缩的;

——在有辅助通风机时,气流在截面 3 和 4 之间看作不可压缩的(见图 8)。

14.9.2.1 质量流量的确定

按照 14.9.1.1,

$$p_u = p_{ex} + p_s$$

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_w \Theta_u}$$

然而,在首次确定质量流量及相应的雷诺数之后,应对流量系数 α 作雷诺数的修正。

14.9.2.2 截面 x 上滞止压力 p_{sgx} 的确定

按照 14.9.1、14.9.1.2 和 14.9.2,

$$p_x = p_{ex} + p_s$$

$$p_{sgx} = p_x + \frac{1}{2} \rho_1 v_{mx}^2 = p_x + \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

或

$$p_{esgx} = p_{ex} + \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

式中:在试验通风机上游没有辅助通风机时, $\rho_1 = \frac{p_s}{R \Theta_{sg1}} = \frac{p_s}{R \Theta_s} = \rho_s$;

在试验通风机上游有辅助通风机时, $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$ 。

14.9.2.3 由截面 x 上测量表压 p_{ex} 来确定通风机基准截面上的滞止压力

按照 14.9.1.3 和 14.9.2,

$$p_{sgn} = p_x + \frac{1}{2} \rho_1 v_{mx}^2 [1 + (\zeta_{n-x})_x] = p_x + \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 [1 + (\zeta_{n-x})_x]$$

截面 n 上滞止表压由下面表达式给出:

$$p_{esgn} = p_{ex} + \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 [1 + (\zeta_{n-x})_x]$$

14.9.2.4 在通风机的基准截面上静压的确定

按照 14.9.1.4 和 14.9.2,

$$p_n = p_{sgn} - \frac{1}{2} \rho_1 v_{mn}^2$$

$$p_n = p_{sgn} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \left(\frac{A_x}{A_n} \right)^2 = p_{sgn} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2$$

也可写成

$$p_{en} = p_{esgn} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \left(\frac{A_x}{A_n} \right)^2 = p_{esgn} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2$$

14.9.2.5 通风机压力

通风机压力 p_F 和通风机静压 p_{sF} 由下面表达式给出

$$p_F = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sF} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

14.9.2.6 通风机空气功率 P_u 的确定

通风机空气功率和通风机静空气功率由下面表达式计算

$$P_u = q_{vsg1} p_F$$

$$P_{us} = q_{vsg1} p_{sF}$$

各种效率由 P_u 或 P_{us} 和供给的各种输入功率按照 14.8.1 计算。

15 试验结果换算规则

验收试验期间,当通风机性能测量是在规定的条件下进行时,试验结果才能直接与保证值作比较。

在通风机上完成的大部分的试验中,不可能精确地模拟并保持按运行条件所规定的试验风道上的操作和/或驱动条件。

只有换算的结果可同规定值作比较。

对于特别大的通风机而言,当由于受到动力供应或标准化的试验风道的尺寸的限制,全尺寸试验不能实行时,可在标准化风道中进行模型试验。

15.1 通风机相似定律

15.1.1 相似性

有相似流动条件的两台通风机将具有相似的性能特性。性能特性的相似程度取决于两台通风机和通过通风机流动的相似程度。

15.1.1.1 几何相似

完全的几何相似要求两台通风机的所有相应尺寸的比相等。这包括厚度、间隙和粗糙度以及流道的其他线性尺寸的比率。所有对应的角度相等。

15.1.1.2 雷诺数相似

为了保持边界层的相对厚度、速度图形和摩擦损失相等,雷诺数相似是必要的。

$$Re_u = \frac{uD_i \rho_{sg1}}{\mu} = \frac{uD_i \rho_{sg1}}{\mu R_w \Theta_{sg1}}$$

当圆周雷诺数增大时,摩擦损失减少。因此,效率和性能可能会提高。

对于雷诺数比等于 20, 可以取得 0.04(4%) 效率差。

15.1.1.3 马赫数和速度三角形相似

为了保持速度三角形相等,通过通风机的压力、速度和温度的变化也必须相同。

当圆周马赫数高于 0.15 时,如果对于试验和规定条件的马赫数没有保持相等,就会出现相当大的差。

对于通风机,圆周马赫数为

$$Ma_u = \frac{u}{\sqrt{\kappa R_w \Theta_{sg1}}}$$

当这马赫数增大时,圆周雷诺数随通风机压力增大而增大。

当通风机压力增大时, ρ_m 增大, k_p 和 $\frac{\rho_{sg1}}{\rho_{msg}}$ 减小。速度三角形相似不再考虑并且损失将增大。

这就是为什么当马赫数增大时, 通风机性能提高和效率下降的原因。

这个效应取决于通风机型号、叶轮设计及操作点在特性曲线上的位置。

当在 14.8.2.1, 14.8.2.2 中规定的压缩性修正系数 k_p 接近 ρ_{sg1}/ρ_{msg} 时, 可以使用它代表通过该通风机的密度变化和速度三角形相似性的特征。

注 34: 在通风机中从来没有激波, $Ma < 0.7$ 。

15.2 换算规则

下标 Te 适用于试验测量值和试验结果, 下标 Gu 适用于合同操作条件和保证性能。

图 11 示出了 $\frac{Re_{uTe}}{Re_{uGu}}$ 允许的变化, 作为 Re_{uGu} 的函数, 并且图 12 给出了 n_{Gu}/n_{Te} 的变化作为 k_{pGu} 和 Δk_p 的函数。

$$\Delta k_p = k_{pGu} - k_{pTe}$$

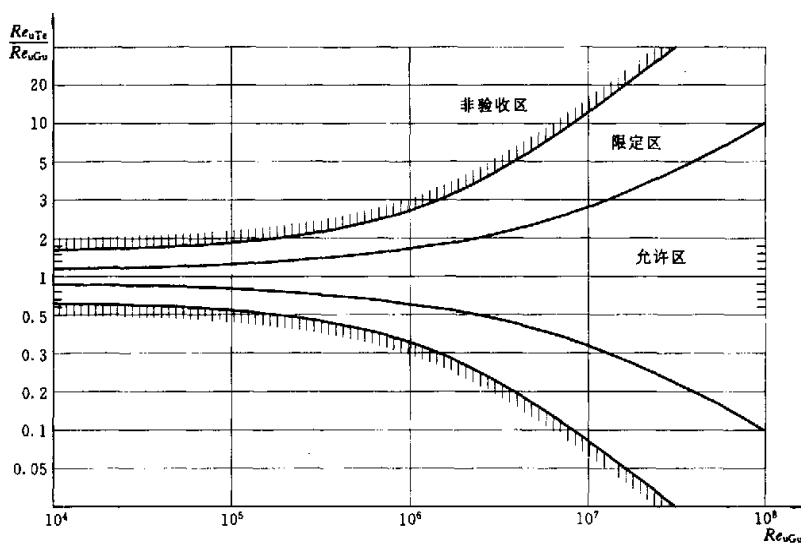


图 11 Re_{uTe}/Re_{uGu} 允许的变化作为 Re_{uGu} 的函数

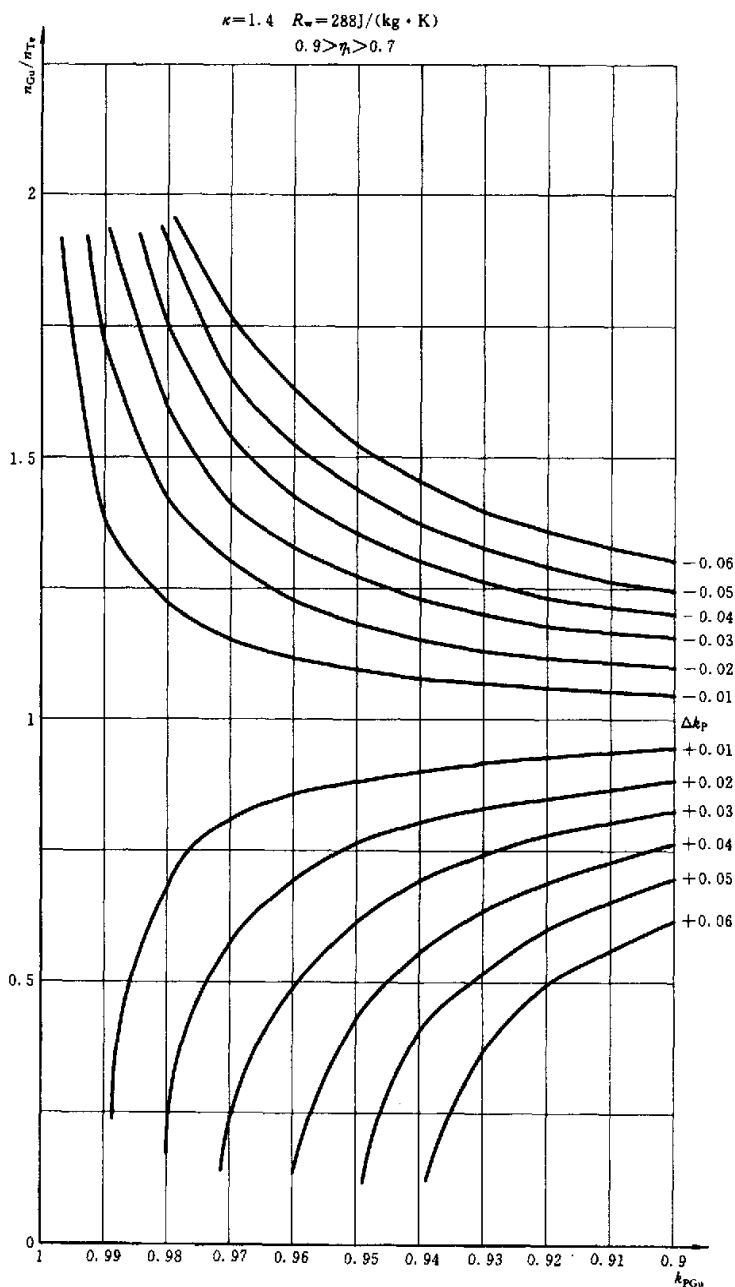


图 12 n_{Gu}/n_{Te} 作为 k_{PGu} 和 Δk_P 的函数的变化

15.2.1 可压缩流体的换算规则

建立通风机性能由试验条件到规定条件包括压缩性修正系数 k_P 大于 ± 0.01 变化和大到 0.06 的换算的通用规则还没有足够的证据。

15.2.1.1 压缩性修正系数 k_P 大于 ± 0.01 变化的换算规则

这些换算规则可以用下面表达式表示, 式中 q 是可由一种类型向另一类型变化的指数, 其值 $0 \sim 0.5$ 。

为确定压比 r 的范围和在最佳效率点两边上通风机特性范围, 推荐一种典型试验(这可能在模型试

验上),在上述范围内 q 可以被看作不变的,没有过份增大性能预测的不可靠性。

应用这些换算规则,需要买方和制造厂间商议。

保证条件的压缩性修正系数 k_{PGu}, k_{PsGu} 由下述近似公式可以求出。它在千分之几之内是正确的。

$$\frac{1-k_{PGu}}{1-k_{PTe}} = \left(\frac{n_{Gu} D_{rGu}}{n_{Te} D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{R_{wTe} \Theta_{sg1Te}}{R_{wGu} \Theta_{sg1Gu}} \right) \frac{k_{Te}}{k_{Gu}} \left(\frac{1-k_{Gu}(1-\eta_r)}{1-k_{Te}(1-\eta_r)} \right) = k_c^2$$

$$\frac{1-k_{PsGu}}{1-k_{PsTe}} = \left(\frac{n_{Gu} D_{rGu}}{n_{Te} D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{R_{wTe} \Theta_{sg1Te}}{R_{wGu} \Theta_{sg1Gu}} \right) \frac{k_{Te}}{k_{Gu}} \left(\frac{1-k_{Gu}(1-\eta_{sr})}{1-k_{Te}(1-\eta_{sr})} \right) = k_c^2$$

换算后通风机性能则可由下列表达式求出

$$\frac{q_{Vsg1Gu}}{q_{Vsg1Te}} = \frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^3 \left(\frac{k_{PGu}}{k_{PTe}} \right)^q$$

$$\frac{p_{FGu}}{p_{FTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^2 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{PGu}}{k_{PTe}} \right)^{-1}$$

$$\frac{p_{sFGu}}{p_{sFTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^2 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{PsGu}}{k_{PsTe}} \right)^{-1}$$

$$\frac{P_{rGu}}{P_{rTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^3 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^5 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{PGu}}{k_{PTe}} \right)^q$$

雷诺数 Re_u 应在图 11 的范围之内。

这些表达式在下列参数变化时建立的:

- 转速 n 或旋转频率 N
- 叶轮直径 D_r
- 气体: R_w, κ
- 进口温度 Θ_{sg1} 和密度 ρ_{sg1} 。

注 35: 在可以看作常数的参数函数中,可以引入简化表达式。

15.2.1.2 压缩性修正系数 k_p 小于 ± 0.01 变化的换算规则

在按照图 11 允许的圆周雷诺数的范围内,下列表达式可以适用。

保证条件的压缩性修正系数 k_{pGu}, k_{pGu} 可由 15.2.1.1 中给出的公式计算。

换算后通风机性能则可由下列表达式求出

$$\frac{q_{Vsg1Gu}}{q_{Vsg1Te}} = \frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^3 \left(\frac{k_{pGu}}{k_{pTe}} \right)^q$$

$$\frac{p_{FGu}}{p_{FTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^2 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{pGu}}{k_{pTe}} \right)^{-1}$$

$$\frac{p_{sFGu}}{p_{sFTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^2 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{PsGu}}{k_{PsTe}} \right)^{-1}$$

$$\frac{P_{rGu}}{P_{rTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^3 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^5 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{pGu}}{k_{pTe}} \right)^q$$

式中 η 是 η_r 或 η_{sr} , 而 q 是由一种类型向另一种类型变化的指数,其值 $0 \sim 0.5$ 。

注 36: 在可以看作常数的参数函数中,可以引入简化表达式。

15.2.2 不可压缩流动的简化换算规则

当试验和保证条件的通风机压力小于 2000 Pa 时, k_p 接近于 1, 下列简化的表达式可以用于换算性能的计算。

$$\frac{q_{Vsg1Gu}}{q_{Vsg1Te}} = \frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^3$$

$$\frac{p_{FGu}}{p_{FTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^2 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) = \frac{p_{sFGu}}{p_{sFTe}}$$

$$\frac{P_{rGu}}{P_{rTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^3 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^5 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right)$$

15.2.3 轴和叶轮功率

测量及规定的输入功率通常是通风机轴功率 P_{sTe} 和 P_{sGu} 。

必须估算在 n_{Te} 下的轴承损失 P_{bTe} 和在 n_{Gu} 下的 P_{bGu} 并使用关系式：

$$P_{rTe} = P_{sTe} - P_{bTe}$$

$$P_{sGu} = P_{rGu} + P_{bGu}$$

以便按 15.2 中规定的进行换算。

然而，假定：

$$\frac{P_{rGu}}{P_{rTe}} = \frac{P_{sGu}}{P_{sTe}}, \text{误差将不超过 } \frac{200(n_{Gu} - n_{Te})P_b}{n_{Te}P_s} \text{ (以 \% 表示), 它通常忽略不计。}$$

16 通风机特性曲线

16.1 概述

本条款论述单台通风机上试验结果的图形表示法。用无量纲系数或其他方式表示整个速度范围和尺寸范围的一系列通风机性能的图表在本标准的范围之外。

16.2 绘图方法

实际的试验结果或者按照第 15 章给出的规则换算后的结果，应该对对应进口容积流量绘制一系列试验点。通过这些点画出光滑的曲线，把不稳定结果得到的任何不连续点用虚线部分连接起来。

假如在 15.2.1 中给出的换算限定之外的那些变化，清楚地用绘制曲线表明，可以使用按第 15 章给出的规则进行换算的结果。

对于通风机压力大于 2000 Pa 的通风机，应该用 $\frac{\rho_2}{\rho_{sg1}}$ 或 $k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$ 示出通风机出口密度值。

16.3 恒速时特性曲线

不变转速通风机特性曲线是按照第 15 章给出的规则，换算为不变的规定转速 n_{Gu} 、规定密度 ρ_{Gu} 和规定的绝对进口压力 p_{sg1Gu} 下得到的特性，除非另有协议，密度 ρ_{Gu} 为 1.2 kg/m^3 。

通风机压力 p_F 和通风机静压 p_{sF} 或它们中任一个与用马赫系数作修正的通风机动压 ($\rho_{d2} \cdot F_{M2}$) 一起绘出对应进口容积流量 q_{Vsg1} 的曲线。通风机效率 η 和/或通风机静效率 η_s 或它们的轴功率曲线也可绘制出。例子在图 13 中给出。

16.4 固有速度时特性曲线

如果对一个机组它包括供货的通风机以及它的驱动设备，则可以使用固有速度特性曲线。该驱动设备在固定和规定的条件下，即在驱动电动机的额定电压和频率下工作。该转速也应在按进口容积流量绘制的通风机性能特性曲线上指示出。倘若该转速通过使用驱动设备上的性能数据来修正，在 15.2 给出的雷诺数标准之内，换算另一种空气密度是允许的。

16.5 可调负载的通风机特性曲线

对于改变性能的方法，例如可调节叶或可变进口导叶的通风机，要求绘制可调负载的通风机特性曲线。进口密度 1.2 kg/m^3 时的恒速特性曲线族以适合的调节步骤在整个可用的容积流量范围内供选用。通过通风机压力特性曲线上相等效率的各点画出光滑等值线可以示出效率。例子在图 14 中给出。

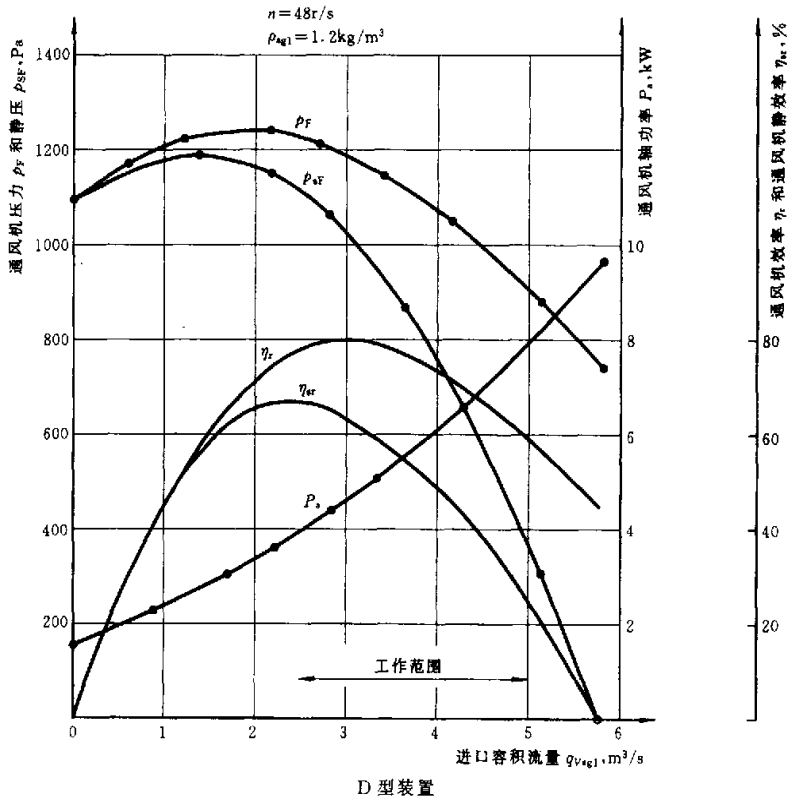


图 13 恒速全通风机特性曲线实例

16.6 全通风机特性曲线

全通风机特性曲线由通风机零静压一直到零进口容积流量。然而通常仅仅使用一部分，并且建议供货者应该说明通风机适宜的进口容积流量范围。所绘制的通风机特性则可限制到这一正常工作范围。在进口容积流量的正常工作范围之外，测量值的误差有增大的趋向并且可能在进口或出口生成不满意的流型。

16.7 规定负载的试验

规定负载的试验应该不少于确定通风机特性部分包括规定的进口容积流量和规定的通风机滞止压力或静压的三个试验点。还要通过规定的负载点画出系统阻力线，因滞止压力或静压随着进口容积流量的平方而变化(见图 15)。该通风机的操作点最可能的将是通风机特性线和系统阻力线的交点，并且在该交点上的进口容积流量和规定的进口容积流量之间的差应被看作是通风机偏离规定的特性的程度。

注 37：应按照有关通风机公差的 ISO 标准确定偏差或公差。

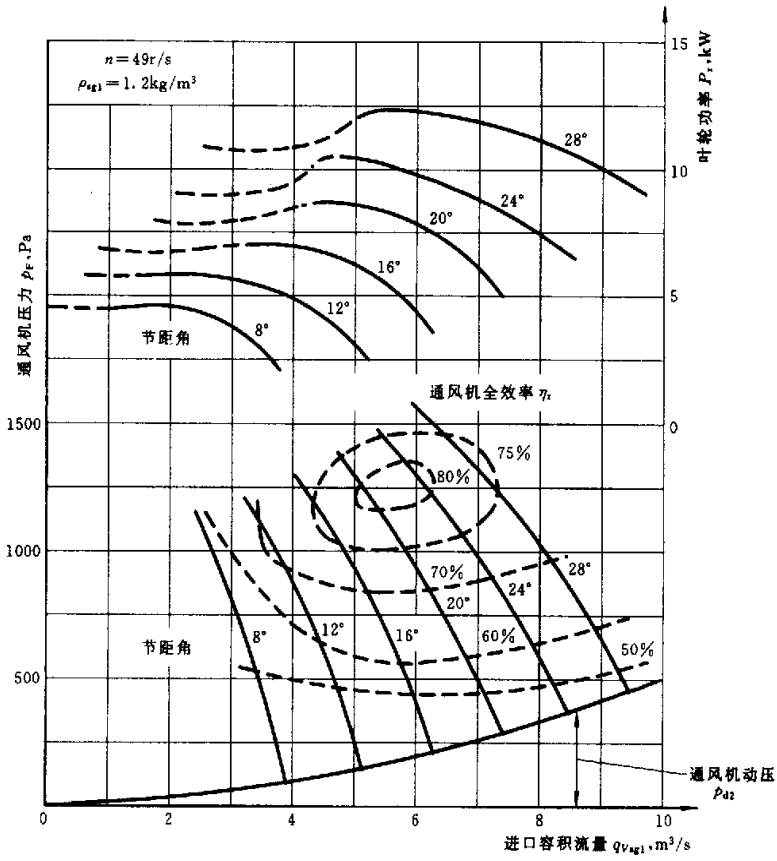
17 误差分析

17.1 原则

所有的测量都有误差范围这是验收的原则。任何结果，如通风机流量和通风机压力根据测量数据计算的也会含有误差，这不仅由于数据中的误差而且由于计算方法中的近似值或误差。因此，测量的质量或结果是随有关误差而变化的，误差分析以各种有效范围提供了表示误差数量的方法，任何通风机试验的质量以进行误差分析作为最佳估价。

ISO 5168 包括误差分析不仅适用于对流体流量测量，并适用于通风机测试所有方面。ISO 5168 中含有的概念提供了所要遵循的根据。

在本标准中，要求 95% 覆盖率。



D型装置

图 14 可调负载的通风机特性曲线实例

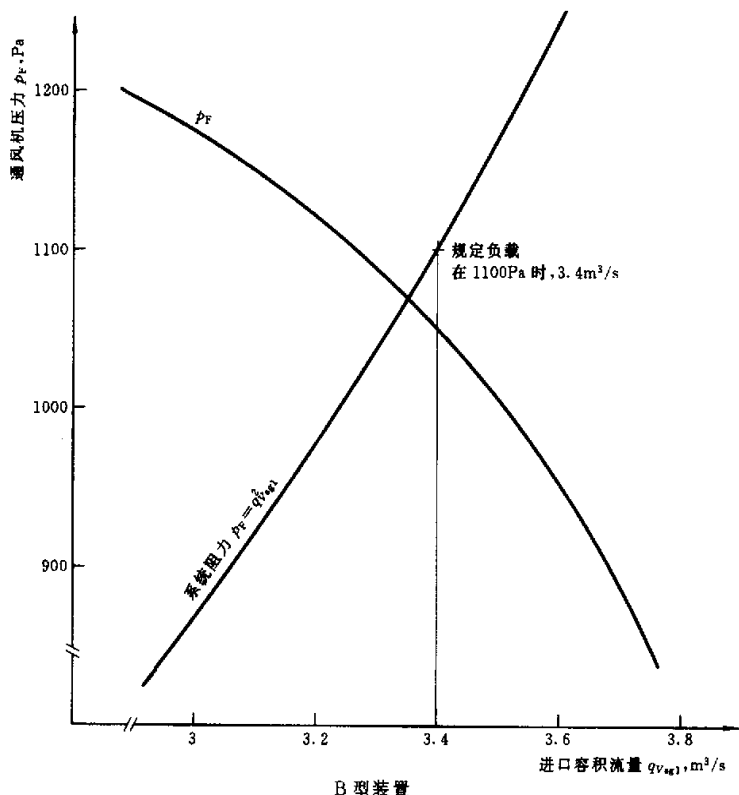


图 15 规定负载的试验实例

17.2 试验前和试验后的分析

推荐试验前的误差分析以便鉴定潜在的测量问题和允许设计最昂贵的有效试验,要求进行试验后的误差分析以便确定试验的质量。这也会示出哪一种测量与最大的误差有关。

17.3 分析方法

通风机试验的精确误差分析需要做出巨大的努力以及有关仪表、校准、计算和其他因素的详细资料。至少要有五个能考虑通风机试验结果的参数(或许多至 15 个)。每个结果取决于一次或多次测量而定。每一测量能具有五个以上误差组分。所有这些组分在误差分析中都应予以考虑。

在 ISO 5168 提出的方法包括下述步骤:

- a) 列出所有可能的误差源。
- b) 对每种误差源合理计算或估价基本误差。
- c) 对每种测量,分别用平方根总和法综合基本偏差极限和基本的精度指数。
- d) 对于每个参数,分别用灵敏度系数或有限地增大变换过程数据的方法扩散测量偏差极限和测量精度指数。
- e) 对于每个参数进行误差的计算。
- f) 对于每个参数要说明误差的间隔。

注 38: 除测量误差外,可能还有与从表或图、或从采用的公式中提取数据有关的误差。

17.4 误差的扩散

ISO 5168 说明了由于校准误差、数据搜集误差、数据变换误差、方法误差、人为误差如何综合在测量误差中。也详述了把各种测量及其他误差散布至结果误差的途径。即便可将各种误差综合进入最终计算,强调精度指数和偏差极限的分开计算是重要的。

17.5 误差报告

结果的报告应对每个重要参数说明以下几点:

- a) 参数的试验值²⁾;
- b) 精度指数和自由度的相关程度 ν ;
- c) 偏差范围;
- d) 基于 95% 可达范围的误差。

实例:

a) $R = q_v = 5 \text{ m}^3/\text{s}$

b) $s = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}, \quad \nu = 5$

c) $B = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$

d) $U = \sqrt{B^2 + (t_{95})^2}$ (U 相当于 ISO 5168 中的 U_{RSS})

$U = \sqrt{0.025^2 + (2.57 \times 0.05)^2} = 0.131 \text{ m}^3/\text{s}$

从而 $u = \frac{U}{R} = \frac{0.131}{5}$

17.6 最大容许的测量误差

本标准列出对测量仪表的某些要求,其中包括仪表本身的精度和清晰度及在某些情况下,试验前和试验后有关校准仪表必须用的工作标准资料。依据精度指数和偏差范围中没有给出这一资料也没有可达范围的说明,但可假定这些值是用于 95% 可达范围的误差。在由仪表制造厂提供说明数据时,相同的假定通常认为是合理的。

表 2 为通风机试验期间参数直接或间接测量的最大容许相对误差,用于测定参数值的仪表(或仪表组合)必须具有足够的精度,这样在进行各项误差综合估算时,结果误差不会超过表 2 所列值。

表 2 单一参数测量的最大容许误差

参 数	符 号	测量的相对误差	说 明	见 条 款
大气压力	p_a	$u_{pa} = \pm 0.2\%$	温度和高度的修正	6.1
环境温度	θ_a	$u_{\theta a} = \pm 0.2\%$	靠近通风机进口或管道进口进行测量或在速度低于 25 m/s (0.5 C) 的风室内测量	8.1
湿度	h_a	$u_{ha} = \pm 0.2\%$	空气密度的误差当 $t_a = 30 \text{ C}$ 时对于 $(t_a - t_w)$ 中是 $\pm 2 \text{ C}$ 的误差	8.3
表压	p_e	$u_{pe} = \pm 1.4\%$	静压大于 150 Pa: 结合 1% 压力计及 1% 读数波动,对高压通风机运行波动时误差可减少到 1% 以下	6.2 6.3
差压	Δp	$u_{\Delta p} = \pm 1.4\%$	按表压	6.2, 6.3
叶轮转速	n	$u_n = \pm 0.5\%$	采用电气扫描方法可减少到 0.2%	9
叶轮旋转频率	N	$u_N = \pm 0.5\%$	按转速	9
输入功率	P_i	$u_{Pi} = \pm 2\%$	用扭矩仪或双瓦特表测量,误差根据瓦特表和传感器的等级	10
喷管喉部面积	A_d	$u_{Ad} = \pm 0.2\%$	$u_d = 0.1\%$	
管道面积	A_r	$u_{Ar} = \pm 0.5\%$	$u_D = 0.1\%$	11
质量流量	q_m	u_{qm}		22~27

17.7 最大容许的结果误差

通风机试验结果误差列于表 3 内,如果在本标准条件下所进行的试验,所列结果也是每次结果允许的最大相对误差,使用经检验达到比上述章节所要求的误差低的仪表可能得到更好的质量(更低的误差)结果。

表 3 中的误差是基于 95% 的可达范围,精度指数和偏差范围没有分别给以说明。但在本标准条件

2) 参数的最好估算是试验值。通过重复试验和使用平均结果可以改进这一估算。

下所进行的任何试验应包括误差分析,因此分离的精度指数和偏差范围值在分析期间是存在的。

表3 最大容许的结果误差

参数	符号	相对误差	说明
环境密度	ρ_a	$u_{\rho a} = \pm 0.4\%$	$\sqrt{u_{\rho a}^2 + u_{T_a}^2 + u_{p_a}^2}$
通风机温升	$\Delta\theta$	$u_{\Delta\theta} = \pm 2.8\%$	$\sqrt{u_{p_f}^2 + u_{q_m}^2}$
出口滞止温度	θ_{s2}	$u_{\theta_{s2}} = \pm 0.4\%$	$\frac{u_{\Delta\theta} \Delta\theta}{\theta_{s2}}$
出口滞止密度	ρ_{s2}	$u_{\rho_{s2}} = \pm 0.7\%$	u_{p_2}
动压	p_{d2}	$u_{p_{d2}} = \pm 4\%$	$\sqrt{4u_{q_m}^2 + 4u_a^2 + u_{p_2}^2}$
通风机压力	p_f	$u_{p_f} = \pm 1.4\%$	u_{p_c}
通风机空气功率	P_u	$u_{P_u} = \pm 2.5\%$	$\sqrt{u_{q_m}^2 + u_{p_f}^2}$
通风机效率	η_r	$u_{\eta_r} = \pm 3.2\%$	$\sqrt{u_{p_u}^2 + u_{p_f}^2}$
通风机流量	q_m 或 q_v	u_{q_m} 或 $u_{q_v} = \pm 2.0\%$	见各章节对应的各种流量测量方法

18 试验方法的选择

18.1 分类

要试验的通风机应按 18.2 中规定的四种装置型式之一来分类。供货厂要说明通风机指定的装置型式和用户要由可用的装置型式中选择最接近其应用的型式。

18.2 装置类型

四种装置类型如下:

- A 型:自由进口,自由出口;
- B 型:自由进口,管道出口;
- C 型:管道进口,自由出口;
- D 型:管道进口,管道出口。

在上述分类中,这些术语应具有下述的含意:

自由进口或出口表示空气直接来自无障碍的自由大气进入通风机或者离开通风机直接通向无障碍大气。管道进口或管道出口分别表示空气进入或离开通风机是经过连接到通风机进口或出口的管道。

18.3 试验报告

按本标准规定的通风机性能的所有资料还要说明它们对应的装置型式。因为在四种装置型式中适合使用的所有通风机对于各个装置将有不同的性能特性,其不同的程度取决于通风机的型号和设计。

在试验报告中,还要说明由第 32~35 章中选择的方法,但这对于产品目录资料或者销售合同是不必要的,因为在各种装置型式中允许的选择方法可以预期在测量误差之内给出相一致的结果。

18.4 用户的装置

在选择一种装置型式匹配它的系统时,应注意到通过长度等于一个直径的管道连接到通风机的系统通常足以(见 30.3)确定带进口管道的性能,若弯头突然膨胀或者气流分离的其他源不太近。

为确定带出口管道的性能,在出口侧要求两个或三个直径长度的管道。

若横截面积不改变,矩形向圆形过渡件只有很小的影响。对于自由出口和带管道的出口系统,当装到通风机出口的扩散段横截面积增大时,可以预期性能的变化。

18.5 可选择的方法

对于任一种装置型式,可选择的方法只是在流量和控制的方法上不同。喷嘴、孔板的相对优点及流量测量的横动方法在第 13 章中说明。也可以使用完全符合本标准或其他重要的标准要求的其他方法。

可选择的标准化风道和所要求的测量及计算在第 32、33、34、35 章和附图中讨论。

18.6 管道模拟

为限制试验室中所要求的标准化风道数目,设计为自由进口或出口装置型式试验的风道可以通过增加第 30 章中所述的进口和出口的管道模拟段以适合管道进口或管道出口的装置型式试验。

为 A 型装置试验设计的标准化风道可以适于对 B、C 或 D 型装置提供试验,还包括很宽范围的通风机尺寸的第 31 章中叙述的进口侧或出口侧试验风室都会很好适合永久的、通用的、试验装置的需要。

B 型或 C 型装置试验的标准化风道可以适用提供对 D 型装置的试验。

19 通风机与试验风道的安装

19.1 进口和出口

交货通风机应在除试验风道外没有任何附加物并在不取下可能影响流量的任何部件(除非在试验之前另有协议)下作试验。

如果供货商和采购商之间先前有协议,用不随通风机供货的过渡风道,例如进气箱或出口扩散器确定该通风机的综合性能仍然是允许的,这种附加物应在试验报告中详细说明,并且它的进口或出口应被看作为试验通风机的进口或出口。

19.2 风道

除了另有规定之外,所有试验风道应是直的并全为圆形横截面。

风道各段之间的接头要有良好的对中,没有内部隆起,与试验下的通风机质量流量相比较漏泄是微不足道的。在对测量仪表接入和操作作出规定的地方,要特别小心把该风道的漏泄和障碍减小到最低限度。

19.3 试验空间

当通风机不运行时,该通风机及其试验风道的组件应该在进口或出口周围不得存有大于 1m/s 的气流。要小心避免可能会出现相当大改变进口或出口处空气流动的任何障碍物的存在。特别由风道或试验通风机的进口或出口处接近两个风道直径内不得有任何墙壁或其他主要障碍。在第 22~第 26 章中规定了流量测定的进口或出口处的较大无障碍空间,试验空间应大到足以允许气流由出口自由返回到进口。

19.4 通风机与风道的匹配

为了与试验风管尺寸相符,通风机进口或出口面积应被看作不扣除电动机、整流装置或任何其他障碍物的进口或出口法兰的总面积。在电动机、整流装置或其他障碍物延伸在进口或出口法兰之外,将要确定带风管装置的性能的地方,该壳体要由同进口或出口相同规格和形状的风管来延长并且具有足够的长度覆盖住障碍物。试验风道尺寸应由通过该障碍物最外面的延伸面测量,作为进口或出口法兰平面。

19.5 出口面积

为了确定通风机的动压,通风机出口面积应被看作在未对电动机、整流装置或任何其他障碍物扣除下机壳的出口法兰或出口开放处的总面积。

没有机壳的自由出口通风机不明确定义出口面积。标称的面积可规定并说明,例如螺旋桨壁通风机环间的面积或者开式运转离心叶轮的圆周出口面积。相应的通风机动压和通风机压力标称也将是如此规定。

20 试验操作

20.1 工作流体

以标准化风道作试验的工作流体应该是大气,并且压力和温度要在通风机出口或在通风机进口处正常的大气范围之内。

20.2 转速

20.2.1 对于恒速特性来说,通风机应在规定的速度下工作。转速有很大差别或者通风机使用空气之外的气体或者在很大差别的密度下,应该按照运用第 15 章的规定。

20.2.2 在按第 16 章规定的固有转速特性情况下,通风机应在电动机或原动机所允许的范围之内以稳定的供气条件运行。

20.3 稳定运行

在对通风机特性线上的任何点进行测量之前,该通风机应该运行直到取得稳态操作,其速度波动范围不超过 1%。

应在通风机特性线上的每个试验点上取转速和输入功率的读数。如果它们正在波动,应取得足够的读数,通过取平均值来得到一个符合第 9 和第 10 章给出的测量精度的值。

20.4 环境条件

大气压力、干球温度和湿球温度应在确定通风机特性所要求的在试验环境内一系列观察期间(6.1 推荐所允许的除外)来取得读数。如果环境条件正在变化,在特性线各试验点上要取得足够的读数,通过平均取得一个符合第 6 和第 8 章中给出的测量精度的值。

20.5 压力读数

对通风机特性线上的各点,试验风道中的压力应在不少于 1min 期间作观测。快速波动要在压力计上阻尼,如果读数始终示出随机变化,要记录足够的观测点,确保得到的时间平均值在 6.3 中给定的精度范围内。

20.6 规定负载的试验

规定负载的试验应不少于 3 个试验点,确定包括规定流量在内的通风机特性的相应部分。

20.7 通风机特性曲线的试验

通风机特性曲线的试验应该包括足够的试验点,以允许在性能的正常工作范围上绘制特性线。在特性线形状有明显急剧变化之处,间隔点要靠近。

20.8 工作范围

正常工作范围外的试验点可以记录,并且绘制全通风机特性曲线,只作资料。在正常工作范围之外所作的试验将不必具有对正常范围内作试验预期的精度。

21 流量的测定

流量测定的六种方法在 21.1~21.6 中列出和在 22~27 中叙述。

21.1 ISO 文丘里喷管(见 GB/T 2624)

- 进口文丘里喷管;
- 管道内文丘里喷管;
- 出口文丘里喷管。

21.2 多喷嘴或文丘里喷管

- 试验风室中多喷嘴;
- 进口文丘里喷管;
- 管道内文丘里喷管;
- 出口文丘里喷管。

21.3 90°弧进口喷嘴

21.4 锥形进口

21.5 孔板

- 进口孔板;
- 管道内孔板(GB/T 2624);
- 出口孔板;
- 风室中孔板。

21.6 皮托静压管(见 ISO 3966 和 ISO 5221)

22 用 ISO 文丘里喷管测定流量

22.1 几何形状

喷管尺寸如图 16 所示,并符合 GB/T 2624—1993 的 8.1 和 9.2。喷管外形应轴向对称,弯曲部分用样板检查。喉部应是圆筒形,当在与喷管轴线垂直的任何面上测量时,任何直径与相应平均直径之差不超过 $0.0005d$ 。其外形表面的算术偏差表示的粗糙度 Ra ,应不超过 $10^{-4}d$ ($Ra \leq 10^{-4}d$)。喉部两个圆弧和平面应相切而无明显的阶梯。喷管轴线和风道轴线应一致。

22.1.1 喉径 d 是在喉部压力测孔的平面内大约 45° 角间隔测量四个值的算术平均值,其精度为 $0.001d$ 。

22.1.2 压力孔应符合图 16 中所示的尺寸和第 7 章及 GB/T 2624 中 8.1.5 和 9.2.3 规定的要求。

22.1.3 通过喷嘴的压差 Δp 应按照第 6 章和 13.2.3 的要求测量。

22.1.4 除了另有规定外,扩散段的夹角可以在 $0^\circ < \theta < 30^\circ$ 范围之内。为使损失最小,推荐 15° 夹角。除了在某些 C 型装置情况(见第 34 章)外,文丘里喷管可以截短。扩散段则可缩短到它的全长的大约 35% 而不会很大地改变该装置中的压力损失。扩散或圆筒形连接件不应小于 $3d$ 长。

22.1.5 上游和下游管道的安装条件和长度应按照 GB/T 2624—1993 第 6 章。上游管道直径应是圆形,任何直径与对应平均直径相差不多于 $0.003D$ [见图 17 a)]。

22.2 自由进口条件下的文丘里喷管

22.2.1 在图 17 b)中规定的进口区内,对进入进口的空气自由运动不应有任何外部障碍,并且任何横向气流速度都不应超过喷管喉部速度的 5%。

22.2.2 应确保在差压计的高压分度盘上记录的压力是进口区内的环境压力。

22.2.3 符合 25.2 和图 17 c)的要求的筛网加载在自由进口文丘里喷管装置上是允许的,但是将要增大流量系数 α 的误差。并且如果流量测定的误差不超过 $\pm 2\%$ 时,其压比 r_d 应不小于 0.90。

22.2.4 符合 22.4.3 和图 17 b)要求,位于喷管的进口面的下游不小于 $4d$ 之处的筛网可以在不增大流量系数 α 误差下使用。

22.3 喷管性能

22.3.1 直径比

在本标准中,文丘里喷管可以在自由进口中使用,即 $\beta=0$ 至对管道内文丘里喷管的最大直径比 $\beta=0.67$ 的范围内。

22.3.2 流量系数

流量系数 α 在下列限制内与雷诺数无关:

——直径比: $\beta = d/D, 0 \leq \beta \leq 0.67$;

——喉径: $d \geq 0.05\text{m}$;

——喉部雷诺数:

$$Re_d = \frac{4q_m}{\pi \mu d} \geq 10^5$$

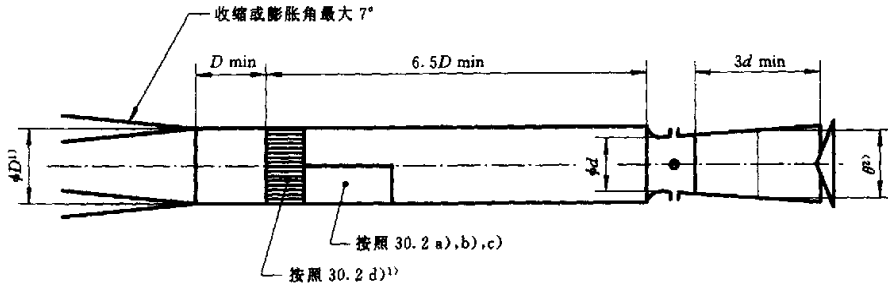
式中: μ ——喷嘴上游的空气动力黏度;

D ——上游风道的直径;

d ——喷嘴喉径。

在这些条件下, α 和 β 间的关系由下列经验表达式给定:

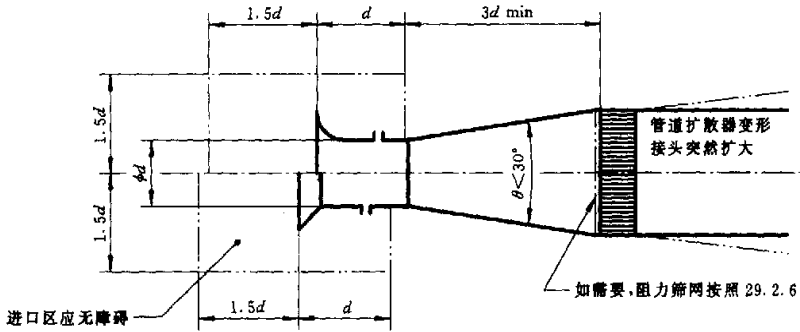
$$\alpha = \frac{0.9858 - 0.196\beta^{4.5}}{(1 - \beta^4)^{0.5}}$$



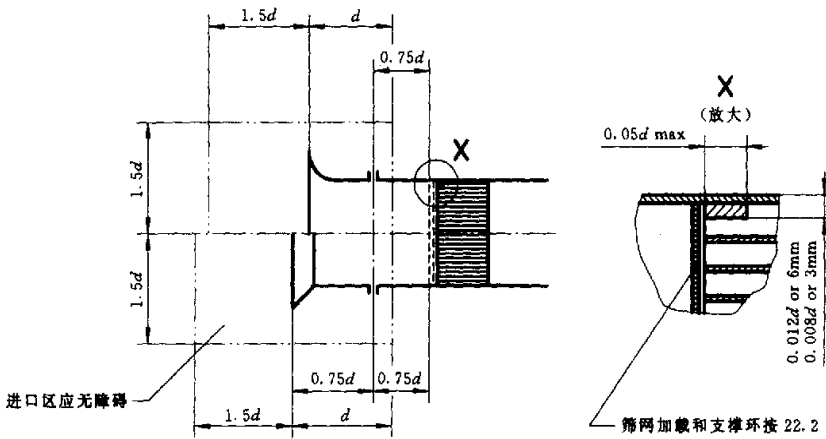
1) $D = 1.5d$ min

2) $\theta \leq 30^\circ, \theta = 15^\circ$ 用于最小损失

a) 管道内文丘里喷管



b) 自由进口喷管或锥形进口



c) 自由进口文丘里喷嘴或有可调节筛网加载的锥形进口

图 17 流量测量装置

22.3.3 膨胀系数

膨胀系数 ϵ 与压比 r_d 有关。

$$r_d = \frac{p_{d0}}{p_u} = 1 - \frac{\Delta p}{p_u}$$

假定 Δp 为正值, 当 $r_d > 0.75$ 时, 下列表达式有效:

$$\epsilon = \left(\frac{\kappa r_d^{2/\kappa}}{\kappa - 1} \frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 r_d^{2/\kappa}} \frac{1 - r_d^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - r_d} \right)^{0.5}$$

22.3.4 复合系数

对于压比 r_d 的代表性值, 在图 18 中的复合系数 $\alpha\epsilon$ 是根据 β 比给出予以说明。质量流量由下列表达式给出:

$$q_m = \alpha\epsilon\pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho_u \Delta p}$$

式中: ρ_u 是喷嘴上游的密度。

22.3.5 喷嘴上游密度的计算

22.3.5.1 自由进口条件的文丘里喷管

喷嘴上游的密度由下列表达式给出:

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_u \Theta_u}$$

式中: $p_u = p_s$

$$\Theta_u = \Theta_s = t_s + 273.15$$

22.3.5.2 管道内的文丘里喷管

喷嘴上游的密度由下式给出:

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_u \Theta_u}$$

式中: p_u —— 上游压力;

Θ_u —— 文丘里喷嘴上游温度。

22.3.5.2.1 测量温度 t_u 时并且上游马赫数小于 0.15, 绝对温度 $\Theta_u = t_u + 273.15$ 大于真实的静态温度并小于滞止温度, 而这两个值之间的差小于 5×10^{-3} 。

用 Θ_u 进行计算。

22.3.5.2.2 温度 t_u 不测量时并且上游马赫数大于 0.15。

流量计上游的滞止温度由下式给出:

$$\text{用于没有辅助通风机的进口风管: } \Theta_{sgu} = \Theta_{sgl} = t_s + 273.15;$$

$$\text{用于有辅助通风机的进口风管: } \Theta_{sgu} = \Theta_{sgl} + \frac{P_{rx}(\text{或 } P_{ex})}{q_m c_p}$$

式中: P_{rx} 为辅助通风机的轴功率或 P_{ex} 为辅助通风机内部电动机的输入功率。

$$\text{用于出口风管: } \Theta_{sgu} = \Theta_{sgl} + \frac{P_r(\text{或 } P_e)}{q_m c_p}$$

对于所有情况, 静温度 Θ_u 可用下列表达式计算:

$$\Theta_u = \Theta_{sgu} - \frac{q_m^2}{2A_u^2 \rho_u^2 c_p}$$

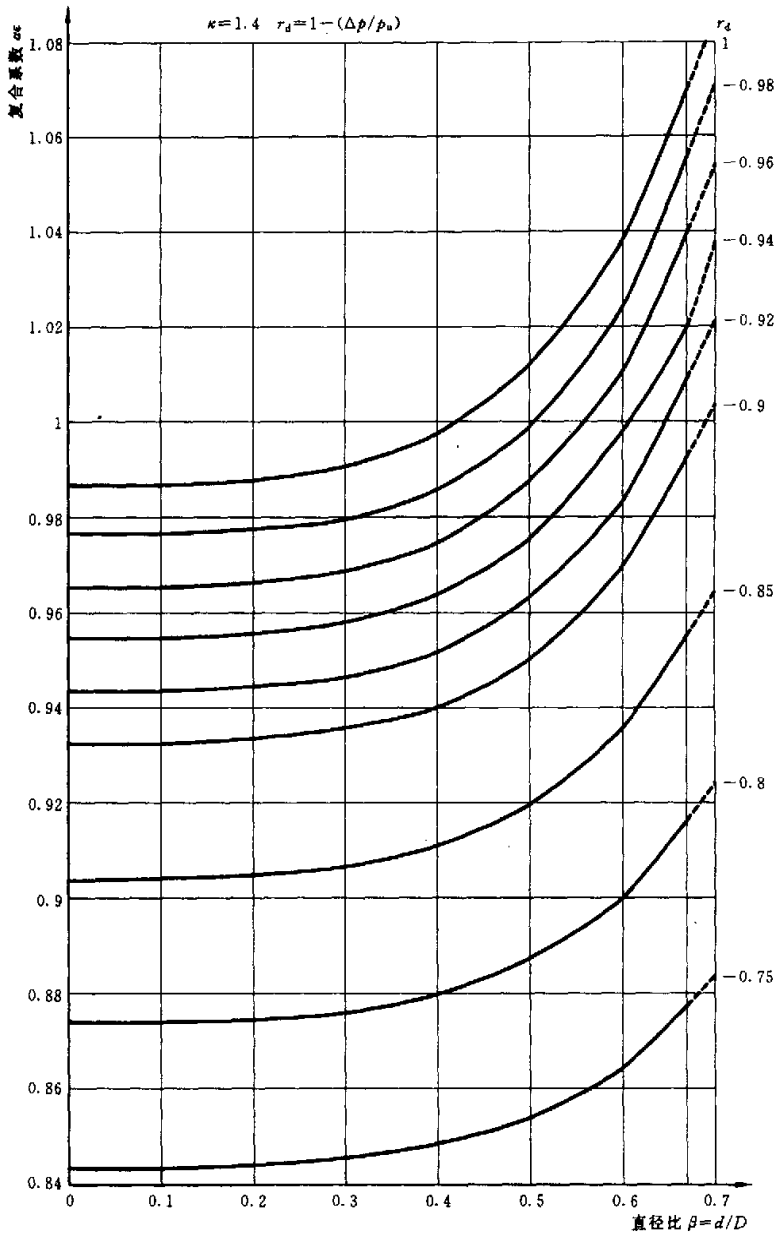
对于第一次近似计算, $\Theta_u = \Theta_{sgu}$ 和得到 q_m 的第一个值 q_{m1} 。这个值允许对流量计雷诺数 Re_D 或 Re_d 、 Θ_u 及质量流量 q_m 的计算。

注 39: 对于 $\beta = 0.67$ 和 $\frac{p_{d0}}{p_u} = 0.75$

马赫数 $Ma_u = 0.235$

$$\frac{\Theta_{sgu}}{\Theta_u} = 1.0110$$

$q_m(\Theta_{sgu})$ 比 q_m 的真实值小 5.5×10^{-3} 。



注:对自由进口文丘里喷嘴, β 应取作 0。

图 18 ISO 文丘里喷嘴的复合流量系数

22.4 误差

22.4.1 如图 17 a) 中所示管道内的文丘里喷嘴的流量系数 α 的误差 u_α (以 % 表示) 如下:

$$u_\alpha = \pm \left[1.2 + 1.5 \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

22.4.2 如图 17 b) 中所示带有自由进口的文丘里喷嘴的流量系数 α 的误差 u_α 为 $\pm 1.2\%$ 。

22.4.3 如图 17 c) 所示当对自由进口文丘里喷嘴使用从喷嘴进口平面起小于 $4d$ 的处筛网加载时, 对流量系数的误差要作 0.5% 的算术加法。 u_α 则将等于 $\pm 1.7\%$ 。

22.4.4 膨胀系数 ϵ 的误差 u_ϵ (%) 由下列表达式给出:

$$u_c = \pm (4 + 100\beta^8) \frac{\Delta p}{p_0}$$

22.4.5 如果压力、密度和直径测量的误差等于第7~第11章中规定的最大值,压比 r_d 不小于表4中示出的值,则质量流量 q_m 或容积流量 q_v 测定的综合误差 u_{q_m} 或 u_{q_v} 将不超过表4中的值。

表4 流量测定的误差

文丘里喷嘴装置	管道内(图 17 a))	自由进口(图 17 b))	有筛网的自由进口(图 17 c))
压比 $r_d = 1 - \Delta p / p_0$	0.75	0.75	0.90
流量系数误差 u_c	$\pm 1.5\%$	$\pm 1.2\%$	$\pm 1.7\%$
流量误差 u_{q_m} 或 u_{q_v}	$\pm 2.0\%$	$\pm 1.75\%$	$\pm 2.0\%$

23 用多喷嘴或文丘里喷嘴测定流量

23.1 安装

对于标准风道中试验,在进口或出口风室中应使用多喷嘴。它们可能规格不同但它们在尺寸和半径上,相对于风室轴线应是对称定位。

对于有风管的装置应使用喉部测孔组成的喷嘴。上游压力测孔应位于适当装置的图示中,下游测孔为喉部测孔如图 19 中所示。

23.2 几何形状

23.2.1 多喷嘴及文丘里喷嘴的尺寸和公差如图 19 所示。外形应该是轴向对称的及出口边缘应是直角锐边,并且没有毛刺、刻痕或者倒圆。喷嘴轴线和它们所安装的风室的轴线应该是平行的,喷嘴喉部尺寸 L 应为 $0.6d \pm 0.005d$ (推荐的)或者 $0.5d \pm 0.005d$ 。

23.2.2 喷嘴应有的椭圆段如图 19 所示,但也可以使用两个或三个半径近似成椭圆,在任何点法线方向上与标准椭圆形相差不大于 $0.015d$ 。

23.2.3 喷嘴喉径 d 应该在椭圆的短轴和喷嘴出口处测量(精度 $0.001d$)。应在 45° 间隔上取四个测量值并且这些值都应在平均值的 $\pm 0.002d$ 之内。在喉部进口处平均值可大于 $0.002d$,但不小于在喷嘴出口上的平均值。

23.2.4 喷嘴表面要求相当光滑以致直尺在其表面上没有刮碰并且表面局部凸起峰-峰值应不大于 $0.001d$ 。

23.2.5 当喷嘴使用在风室中,可使用图 19 所示出的任一种型式。

在喷嘴排气口直接与管道或扩散段连接时,应该使用喉部有测孔的喷嘴并且喷嘴出口采用法兰连接。

23.2.6 喷嘴喉部测孔应该有 4 个间隔 90° 的静压测孔与压力计相连。

23.2.7 当一风管与喷嘴连接时,喉径与进口风管的直径比应不超过 0.525 。连接到喷嘴上游侧的风管应是直的均匀圆形截面。当用于提供一测量段时,应有其直径 $6.5 \sim 6.75$ 倍的长度和当用于出口风管时,应有直径 $9.5 \sim 9.75$ 倍的长度。

23.3 进口区

多喷嘴定位应该使各喷嘴的中心线与风室壁距离不少于 $1.5d$ 。同时使用的任何两个喷嘴中心间的最小距离应是较大喷嘴的 $3d$ 。 d 是大喷嘴的直径。

23.4 多喷嘴与文丘里喷嘴性能

23.4.1 符合 23.3 要求制造的多喷嘴装置对压比 $r_d > 0.9$ (即 $\Delta p < 10$ kPa)未校准下可以使用。

表 5 用于风室内喷嘴的流量系数

喷嘴流量系数 α	雷诺数 Re_d		喷嘴流量系数 α	雷诺数 Re_d	
	$L/d=0.5$	$L/d=0.6$		$L/d=0.5$	$L/d=0.6$
0.950	12 961	14 720	0.974	62 766	69 736
0.951	13 657	15 491			
0.952	14 401	16 314	0.975	68 713	76 295
0.953	15 196	17 195	0.976	75 488	83 765
0.954	16 047	18 137	0.977	83 249	92 320
			0.978	92 195	102 180
0.955	16 961	19 148	0.979	102 576	113 620
0.956	17 942	20 234			
0.957	18 998	21 402	0.980	114 715	126 992
0.958	20 136	22 661	0.981	129 024	142 753
0.959	21 365	24 021	0.982	146 048	161 500
			0.983	166 513	184 032
0.960	22 695	25 492	0.984	191 401	211 428
0.961	24 137	27 086			
0.962	25 703	28 817	0.985	222 073	245 182
0.963	27 407	30 701	0.986	260 450	287 409
0.964	29 268	32 758	0.987	309 324	341 172
			0.988	372 865	411 057
0.965	31 303	35 006	0.989	457 538	504 164
0.966	33 535	37 472			
0.967	35 989	40 184	0.990	573 788	631 966
0.968	38 697	43 174	0.991	739 389	813 986
0.969	41 693	46 482	0.992	986 593	1 085 643
			0.993	1 378 954	1 516 727
0.970	45 018	50 153	0.994	2 056 291	2 260 760
0.971	48 723	54 242			
0.972	52 866	58 815	0.995	3 377 887	3 712 194
0.973	57 519	63 948			

表 6 用于风室内喷嘴的膨胀系数

静压比 r_d	直径比 β					
	0	0.20	0.25	0.30	0.40	0.50
	膨胀系数 ϵ					
1.00	1.000 00	1.000 00	1.000 00	1.000 00	1.000 00	1.000 00
0.98	0.989 23	0.989 21	0.989 17	0.989 11	0.988 86	0.988 29
0.96	0.978 34	0.978 29	0.978 23	0.978 11	0.977 61	0.976 50
0.94	0.967 32	0.967 26	0.967 16	0.966 99	0.966 25	0.964 61
0.92	0.956 19	0.956 10	0.955 98	0.955 75	0.954 78	0.952 63
0.90	0.944 92	0.944 81	0.944 66	0.944 38	0.943 19	0.940 55

23.4.4 质量流量由下列表达式给出：

对于多喷嘴

$$q_m = \epsilon \sum_1^n (\alpha_i d_i^2) \frac{\pi}{4} \sqrt{2\rho_0 \Delta p}$$

对于文丘里喷管

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho_0 \Delta p}$$

式中： $\sum_1^n (\alpha_i d_i^2)$ ——各个开式喷嘴直径平方乘以它们各自的流量系数的和；

ρ_0 ——按照 22.3.5 的上游密度。

23.5 误差

23.5.1 对于 $Re_d \geq 1.2 \times 10^4$ 排出系数 C 的误差为 $\pm 1.2\%$ 。

24 用 90°圆弧进口喷嘴测定流量

24.1 安装

进口喷嘴只能在开式(自由)进口条件下使用并且应该符合图 20。

24.2 几何形状

24.2.1 90°弧进口喷嘴及其延长圆筒管道部件的表面应该加工达到标准喷嘴规定精度的粗糙度。这保证了直接连接到风管的部件中气流不会影响喷嘴进口处的测量条件。如果必要对试验风道的横截面作任何扩大时,应在进口测量喷嘴圆形风管的连接管中去进行。

喷嘴和延长的圆筒管道剖面示于图 20 中。

24.2.2 喷嘴喉径 d 应测量到 $0.001d$ 的精度。

在角度间隔 45° 下所取四个测量值,并应在平均值的 $\pm 0.002d$ 之内。

压力测孔应符合图 20 中示出的尺寸及第 7 章中规定的要求。

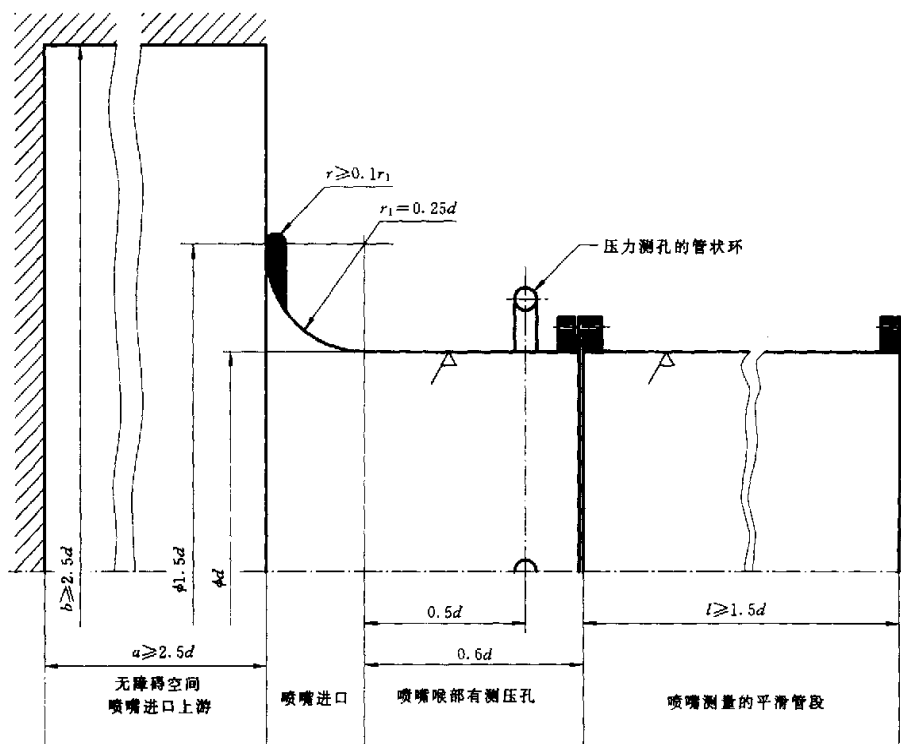
喷嘴、测量风管和延长风管的表面应该非常光滑。

24.3 进口喷嘴前面的无障碍空间

在进口中心点周围的无障碍矩形空间的最小尺寸取决于喷嘴喉径值 d 的尺寸。

$$a = b \geq 2.5d$$

a 为进口的中心点和上游平面之间的距离见图 17 b)、c)和图 20; b 为矩形空间的边。



全长: $\geq 2.35d$

图 20 90°弧进口喷嘴几何形状

24.4 90°弧进口喷嘴的性能

质量流量由下式给出：

$$q_m = \alpha \epsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho_u}$$

式中：对于 $10^6 \leq Re_d \leq 10^7$ 和 $d \geq 50\text{mm}$

$$\alpha = 1 - 0.004 \sqrt{\frac{10^6}{Re_d}}$$

ϵ 是膨胀系数，对于 $\kappa = 1.4$ 和 $\Delta p \leq 2000\text{Pa}$

$$\epsilon = 1 - 0.55 \frac{\Delta p}{p_u}$$

$\rho_u = \rho_s$ 是符合 22.3.5 的上游密度。

24.5 误差

对于 $\alpha \leq 1$, $Re_d \geq 10^5$ 时流量系数的误差为 ± 0.003 。

25 用锥形进口测定流量

只能在开式(自由)进口条件下才可使用锥形进口。

25.1 几何形状

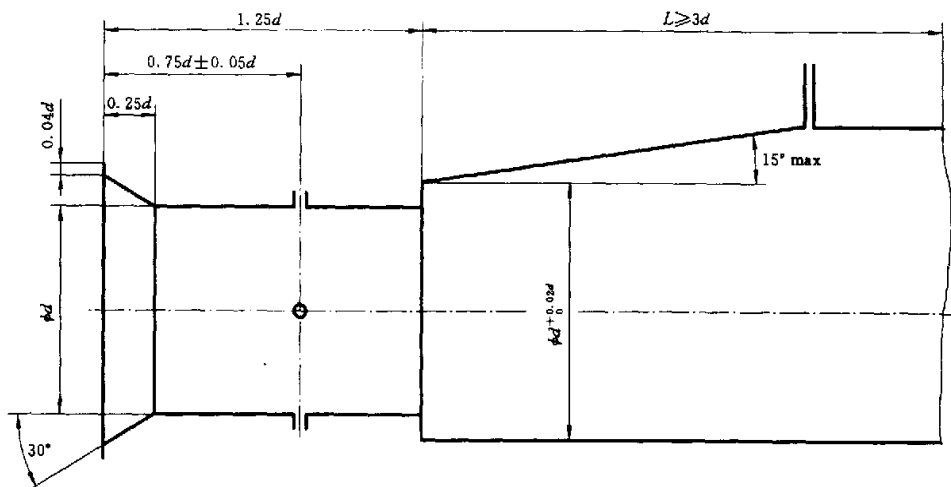
25.1.1 锥形进口尺寸和公差在图 21 中示出。型线应该是轴向对称的，锥体与端面及锥体与圆筒喉部之间接合均无隆起及凸出的锐边。进口的轴线和风道的轴线应是一致的。

25.1.2 喉径 d 是在喉部压力测孔平面内以大约 45° 角度间隔所取得的四个测量值的算术平均值，精度在 $0.001d$ 之内。

25.1.3 压力测孔应符合第 7 章的要求。

25.1.4 差压 Δp 应按照 13.2.3 的要求测量。

25.1.5 除了另有规定之外，扩散段的夹角可在 $\theta \leq 30^\circ$ 范围。扩散的或圆筒连接件应不小于 $3d$ 长。



注：4个壁测孔按第7章中规定。

图 21 锥形进口几何形状

25.2 网筛加载

25.2.1 符合图 17 c) 的可调节网筛加载与锥形进口允许一起使用，但流量系数 α 的误差增大(见 25.5.3)。

25.2.2 网筛、防涡流装置及其支承可以安装在连接件上，但不允许侵占规定的喉部。

25.2.3 网筛的支承应该具有在使用的强度和刚度不变下最小的迎风面积。例如，任何单个横向构件都

不应出现大于2%的堵塞。支承应该确保网筛在中部不准弯曲。

注 40:防涡流装置作为最好的网筛支承见图 17 c)。

网筛应精确地切割并且应该安装径向厚度最大 0.012 d 或 6mm 和最小 0.008 d 或 3mm 及长度最大 0.05 d 的支承环或者采用其他方式消除壁上的漏泄。

25.3 进口区

25.3.1 在图 17 c)中规定的进口区内,对于流入进口空气的自由运动不应有任何外部障碍,并且任何涡流的速度不要超过喷嘴喉部速度的 5%。

25.3.2 应该确保差压计的高压盘上记录的压力读数为进口区环境压力。

25.4 锥形进口性能

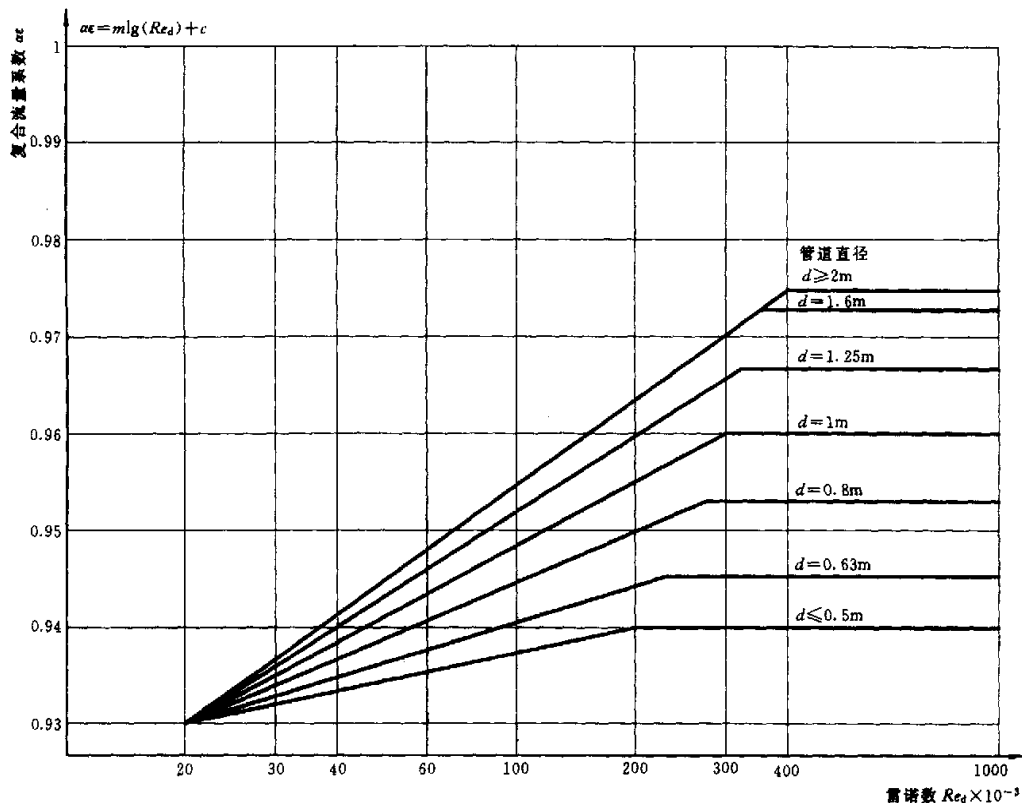
25.4.1 按照上述要求制造的锥形进口用于压比 $r_a \geq 0.96$, 即 $\Delta p < 4000$ Pa 时不必作校准。

25.4.2 复合系数 $\alpha\epsilon$ 取决于雷诺数 Re_d 并在图 22 中绘出,当 $Re_d < 20000$ 时不应采用锥形进口。

25.4.3 质量流量由下列表达式给出:

$$q_m = \alpha\epsilon\pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho_a\Delta p}$$

式中, ρ_a 是按 22.3.5 计算的上游密度。



对于 $d \leq 0.5m$; $m = 0.01107, c = 0.8824, \alpha\epsilon_{max} = 0.94$;
 对于 $0.5m < d < 2m$; $m = 0.00963 + 0.04783d + 0.05533d^2$,
 $c = 0.9715 - 0.2058d + 0.05533d^2$;
 $\alpha\epsilon_{max} = 0.9131 + 0.0623d - 0.01567d^2$;
 对于 $d \geq 2m$; $m = 0.03459, c = 0.7812, \alpha\epsilon_{max} = 0.975$ 。

图 22 锥形进口复合流量系数 $\alpha\epsilon$

25.5 误差

25.5.1 复合系数 $\alpha\epsilon$ 的误差和流量系数 α 的误差是相同的。当 $Re_d \leq 3 \times 10^5$ 时并且在连接件内不允许

有任何网筛加载情况下,可适用的基本误差为±1.5%。对此应算术地增加(当应用时)与低 Re_d 和网筛负载相关的净附加误差。

25.5.2 由于低 Re_d (即 $Re_d < 3 \times 10^5$)而产生的附加误差(%)表示如下:

$$\pm \left(\frac{2 \times 10^4}{Re_d} - \frac{1}{15} \right)$$

25.5.3 由于符合 25.2 均匀网筛出现的附加误差要用算术方法增加 0.5%。

25.5.4 如果使用 $\alpha\epsilon$ 校正正值代替 25.4.2 中给出的值可以降低这些误差。可以用按照 ISO 3966 要求的皮托静压管或用流量系数误差不超过 1.0% 的一次仪表方法进行校准。网筛加载符合图 17 c) 的质量或容积流量值的综合误差可取 ±2%。

26 用孔板测定流量

26.1 安装

对于在标准化风道中试验,在试验风管的进口(进口孔板)、在试验风管的出口(出口孔板)或在相同直径的上下游风管之间(按照 GB/T 2624 的管道内孔板)可以使用通用设计的孔板。风管应符合有关试验方法的要求。

26.2 孔板

26.2.1 孔板和有关的压力测孔应符合图 23 中示出的尺寸及本款和 GB/T 2624 中第 7 中的要求。

有两种型式测孔可选择,对于小型风道用取压环一般更方便些,对于较大的规格风管用壁测孔,虽然任一种用法都不是唯一的。

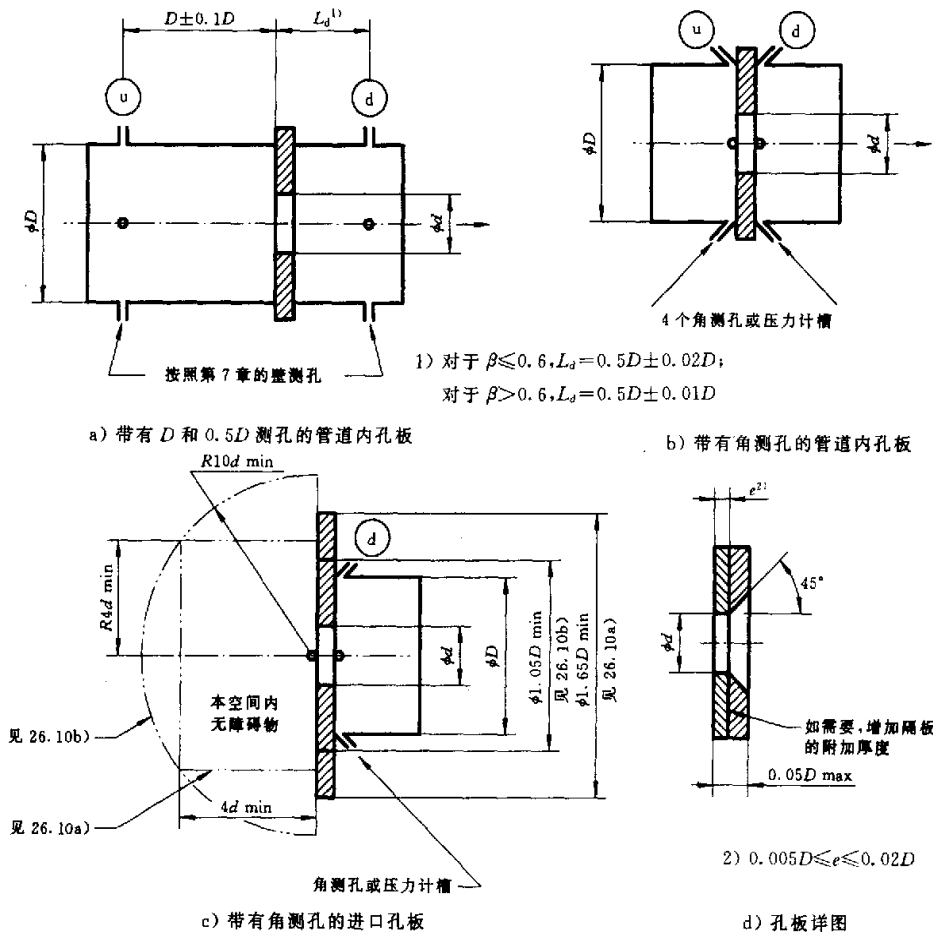
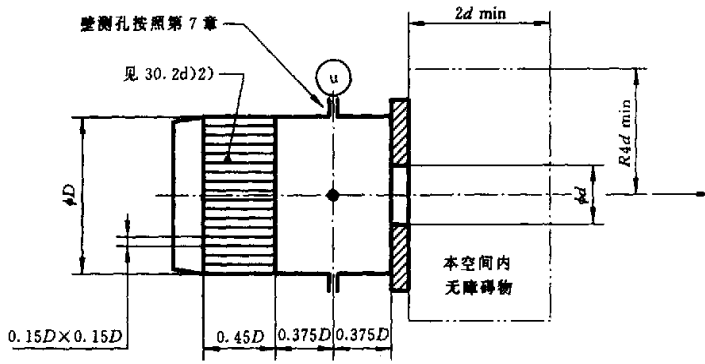
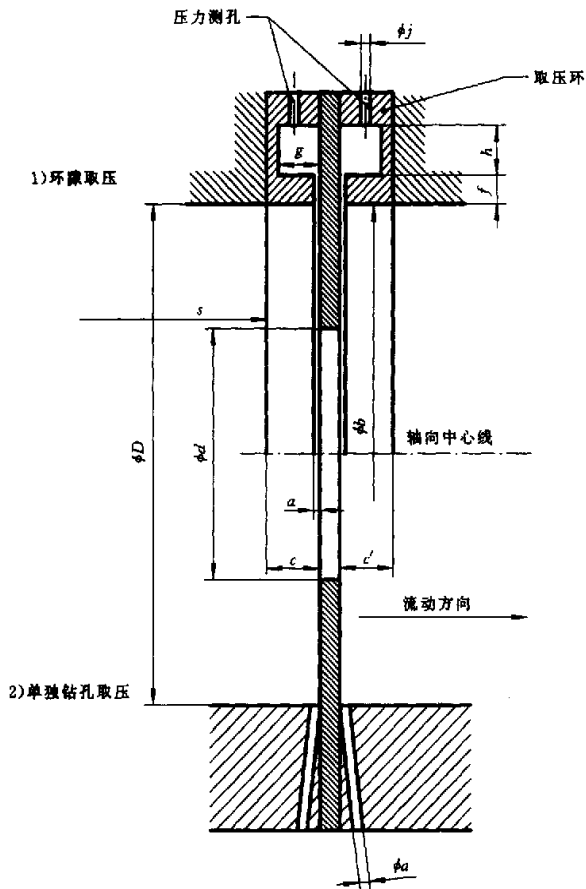


图 23 孔板与组装件



e) 带有壁测孔的出口孔板

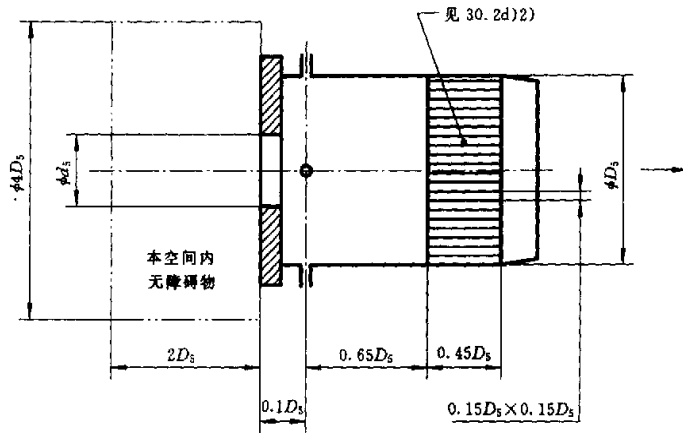


f —环隙厚度; c —上游环长度; c' —下游环长度; b —取压环直径;

a —环隙宽度或单独取压孔直径; s —上游台阶至取压环的距离; j —压力测孔直径, $4 < j < 10$; $gh \geq \pi a D$

f) 角接取压

图 23(续)



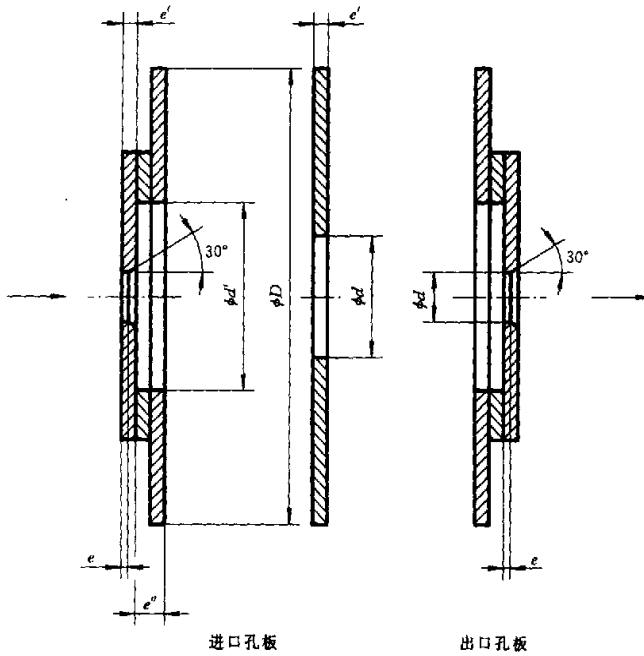
注：孔板紧固：

—用法兰：内径 $\geq D_5$ ，厚度 $\leq 0.01D_5$ ；

—用夹具：总厚度 $\leq 0.15D_5$ ；

径向障碍物 $\leq 0.15D_5$ ，大于 D_5 处

g) 带有壁测孔的进口孔板



$e' \geq 0.003D$

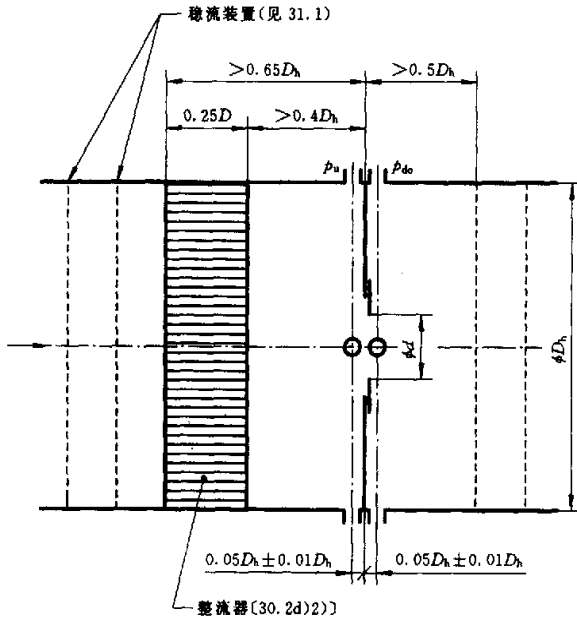
$e \leq 0.01d$

注：1) 对于 $e' \geq 0.01d$ 应倒角；

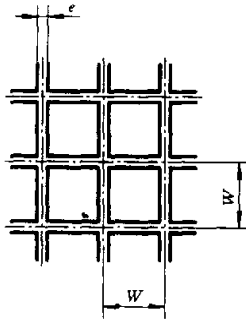
2) 孔板用螺栓紧固到辅助板时， $d' \geq 1.25d + 4e'$

h) 带有壁测孔的进口或出口孔板详图(见 26.9, 26.9.1, 26.11)

图 23(续)



i) 试验风室(进口侧或出口侧)中孔板(见 26.9.1, 31.4 和 31.3)



$$W = 0.075D_h \pm 0.005D_h, e < 0.005D_h$$

j) 整流器详图

图 23 (完)

26.2.2 孔板应由使用中不会受到腐蚀的材料构成,并当搬运和清洁时,要防止其损坏。孔口的边缘不应有毛刺或倒圆,并无肉眼可见到的其他损坏是特别重要的。

孔板的上游边缘应是锐利的,表面与边缘接合处除外,这样就不会出现反射光。任何边缘半径不得超过 $0.0004d$ 。这些条件通过机加工孔板、精镗孔然后用精密径向切削方法由中心向外精加工上游平面来达到。

26.2.3 该孔应是圆筒形,在 $\pm 0.0005d$ 之内,它的直径测量到最接近于 $0.001d$ 。组装之后,该孔应与上游风管同轴的在 $\pm 1^\circ$ 和 $\pm (0.005D)/(0.1+2.3\beta')$ 之内。

26.2.4 孔板的上游面应是平的在 $1\text{mm}/100\text{mm}$ 之内,并且它的粗糙度 R_a 不得超过 $\pm 10^{-4}d$ 。密封该孔板和风管法兰的任何衬垫不得内部凸出。

26.3 管道

管道内孔板按照 GB/T 2624,上游风管直径 D 应该确定到最近的 $0.003D$,取 12 个测量值的平均值,大约以 45° 均匀分布在 上游测孔和上游 $0.5D$ 处截面之间的 3 个横截面上。这对于下游侧管道为圆筒形和直径 $D \pm 0.03D$ 是足够的。

整流器应安装在上游风管中如图 55 或 57 中所示。上下游风管长度和安装条件在 GB/T 2624—

1993 的第 7 中给出。

26.4 压力测孔

26.4.1 壁测孔应是 4 个,符合第 7 章的要求并在图 23 中所示的位置中。各个测孔的轴线应垂直管道轴线。角测孔情况除外,它们可以倾斜一个角度以使其能满意地钻孔和连接。

壁测孔的孔尺寸应该符合图 2 中所示的尺寸。在角测孔情况下,孔的位置对于 $\beta \leq 0.65$ 时,不得延伸距孔板 $0.03D$ 之外或对于 $\beta > 0.65$ 时,不得在 $0.02D$ 之外,这个尺寸应包括任何衬垫。

26.4.2 取压环采取至孔板的轴向宽度 a 、径向深度最少 $2a$ 的连续圆周槽的形式。宽度 a 应不超过 $0.03D$ (对于 $\beta \leq 0.65$) 或 $0.02D$ (对于 $\beta > 0.65$)。如果圆周凹进部分的横截面积至少等于图 23 f) 中的最小值时,可以使用单个测孔连接至压力计。

取压环的内口径在任何点上不应伸出在管道 D 的口径内,风管中的不圆度可给出 $0.04D$ 的直径公差。

26.5 质量流量的计算

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2 \rho_u \Delta p}$$

式中: ρ_u 按照 22.3.5。

等式右边物理量的定义和限制按所采用的孔板装置稍有不同,因此对各种情况要单独考虑。下列规定对管道内孔板适用(GB/T 2624):

——风管直径 D 应不小于 50mm 且对 D 和 $D/2$ 测孔及角测孔不大于 1000mm。

——孔径 d 应不小于 12.5mm (见 GB/T 2624—1993 中的 7.1.7)。

——流量系数 α 取决于孔径比 $\beta = d/D$ 和风管雷诺数 Re_D (见 26.6)。 β 和 Re_D 的范围对各装置都有限制。在某些情况下为了简化, Re_D 范围以限定标准空气中的压力和速度来表示。

——膨胀系数在 26.7~26.11 中和图 26 中给出。

26.6 雷诺数

对孔板流量计算所要求的雷诺数规定如下:

$$Re_D = \frac{D v_D}{\nu} = \frac{4 q_m}{\pi D \mu} = \frac{\alpha \epsilon d^2}{\nu D} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_u}}$$

$$Re_d = \frac{d v_d}{\nu} = \frac{4 q_m}{\pi d \mu} = \frac{\alpha \epsilon d}{\nu} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_u}}$$

式中: μ 按照 12.3 计算。

$$\text{运动黏度 } \nu = \frac{\mu}{\rho_u}$$

严格地说,由于 α 和 q_m 未知,由 Δp 的试验值推导 Re 要求迭代法计算。然而,只需要 Re_D 的近似值,并且可以由 q_m 的最初近似值计算 Re_D 和 Re_d 。

对于进口孔板,动力黏度 μ 取标准空气状态下 $\mu = 18 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 是足够的。

在这种情况下:

$$Re_D = \frac{71 q_m}{D} \times 10^3 \text{ 或 } Re_d = \frac{71 q_m}{d} \times 10^3$$

式中: D 和 d 以 m 为单位, q_m 以 kg/s 为单位。

26.7 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板〔见图 23 a) 和 GB/T 2624〕

下列条件将适用:

$$\Delta p = p_u - p_{do} = p_{en} - p_{do},$$

$$p_{do}/p_u \geq 0.75$$

ρ_u 为上游测孔的空气密度 (见 22.3.5.2)。

$\beta = d/D$ 不应小于 0.2, 亦不应大于 0.75。

流量系数 α 由 Stolz 公式给出:

$$\alpha = (1 - \beta^4)^{-0.5} [0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0.75} + 0.039\beta^4(1 - \beta^4)^{-1} - 0.0158\beta^3]$$

并在图 24 中示出。

膨胀系数 ϵ 由下式给出：

$$\epsilon = 1 - (0.41 + 0.35\beta^4) \frac{\Delta p}{\kappa p_u}$$

并在图 26 中示出。

如风管的平直长度按照 GB/T 2624—1993 中的 6.2 条, 在 α 已知下, 对于 $Re_D \geq 1260\beta^2 D$ (D 为 mm 单位), 当 $\beta \leq 0.6$ 时误差为 0.6%, 当 $0.6 < \beta \leq 0.75$, 误差为 $\beta\%$ 。当这些长度除以 2 时, 应算术增加附加误差 0.5%。

ϵ 的误差 (%) 为 $4 \frac{\Delta p}{P_u}$

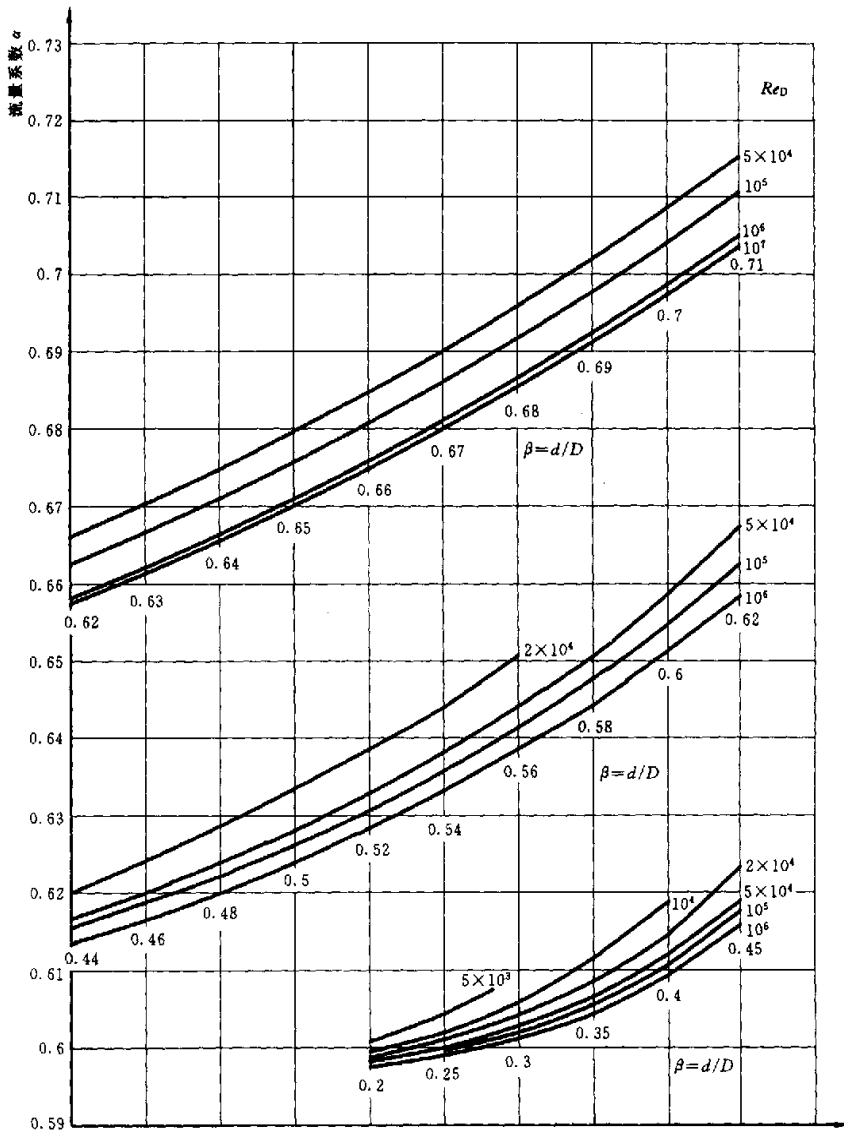


图 24 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板的流量系数 α (见 26.7)

26.8 带有角测孔的管道内孔板〔见图 23 b)和 GB/T 2624〕

下列条件适用:

$$\Delta p = p_u - p_{do} = p_{eu} - p_{edo}$$

$$p_{do}/p_u \geq 0.75$$

ρ_u 为上游测孔的空气密度(见 23.3.5.2)

$\beta = d/D$ 应不小于 0.2, 亦不应大于 0.75

流量系数 α 由 Stolz 公式给出:

$$\alpha = (1 - \beta^4)^{-0.5} \left\{ 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5} \left[\frac{10^6}{Re_D} \right]^{0.75} \right\}$$

并且在图 25 中绘出。

膨胀系数 ϵ 由下式给出:

$$\epsilon = 1 - (0.41 + 0.35\beta^4) \frac{\Delta p}{\kappa p_u}$$

并且示于图 26 中。

α 已知下, 具有与 D 和 $D/2$ 测孔时相同误差值(见 26.7)。

对于 $0.2 \leq \beta \leq 0.45, Re_D \geq 5000$;

对于 $0.45 < \beta \leq 0.75, Re_D \geq 10000$ 。

26.9 带有壁测孔的出口孔板〔见图 23 e)和 h)〕

下列条件适用:

$$\Delta p = p_u - p_a = p_{eu} = p_{es}$$

ρ_u 为按照 22.3.5 确定的上游测孔的空气密度。

$\beta = d/D$ 应不超过 0.5(或在有附加误差下 0.7)。

$\alpha\epsilon$ 由下式给出并在图 27 中绘出

$$\frac{p_{es}}{p_a} = \frac{p_{eu}}{p_u} = r_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{p_u - \Delta p}$$

$$\alpha\epsilon = A[1 - r_{\Delta p}(B - C r_{\Delta p})]$$

式中, A 、 B 和 C 分别等于:

$$A = 0.5993 + 0.1599\beta^2 - 0.9516\beta^4 + 6.5675\beta^6 - 9.1429\beta^8 \quad (\text{对于 } \beta \leq 0.5);$$

$$A = 0.6(2.04)\beta^{3.2} \quad (\text{对于 } \beta > 0.5);$$

$$B = 0.249 + 0.0701\beta^2 + 0.243\beta^4 + 0.113\beta^6;$$

$$C = 0.0757 + 0.058\beta^2 + 0.22\beta^4 + 0.25\beta^6.$$

如果 β 不大于 0.5 和相对于孔板直径 d 的雷诺数不小于 10^5 , 则已知 $\alpha\epsilon$ 的误差可以取为 $\pm 0.5\%$ 。
对于正常大气条件, 后者条件要求 Δp 不小于 $(2000/d)^2$, d 以 mm 为单位。

26.9.1 风室中带有壁测孔的孔板〔见图 23 h), i)〕

下述条件适用:

$$\Delta p = p_{eu} - p_{edo} = p_u - p_{do}$$

在风室中测得的温度 t_u

$$\Theta_u = \Theta_{gu} = t_u + 273.15$$

$$\beta = \frac{d}{D_h} \text{ 不应超过 } 0.25.$$

$\alpha\epsilon$ 根据 26.9 确定。

26.9 的其他说明也适用。

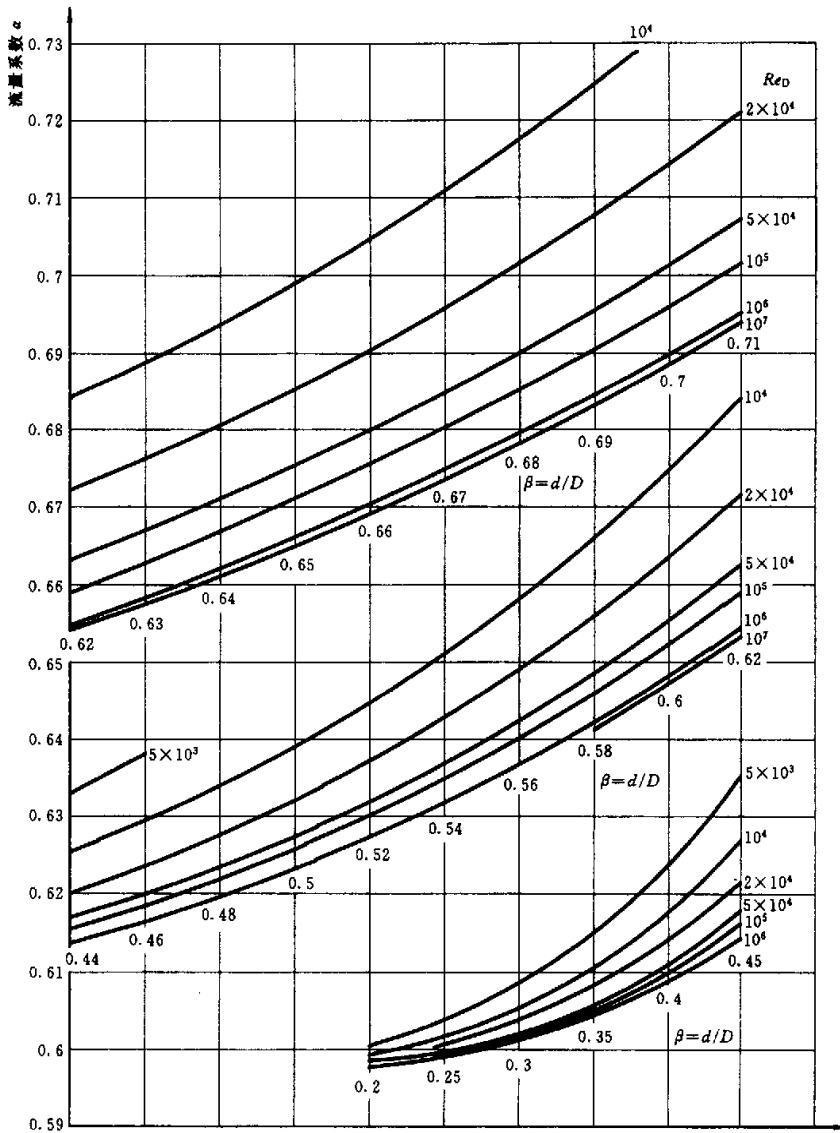


图 25 带有角测孔的管道内孔板的流量系数 α (见 26.8)

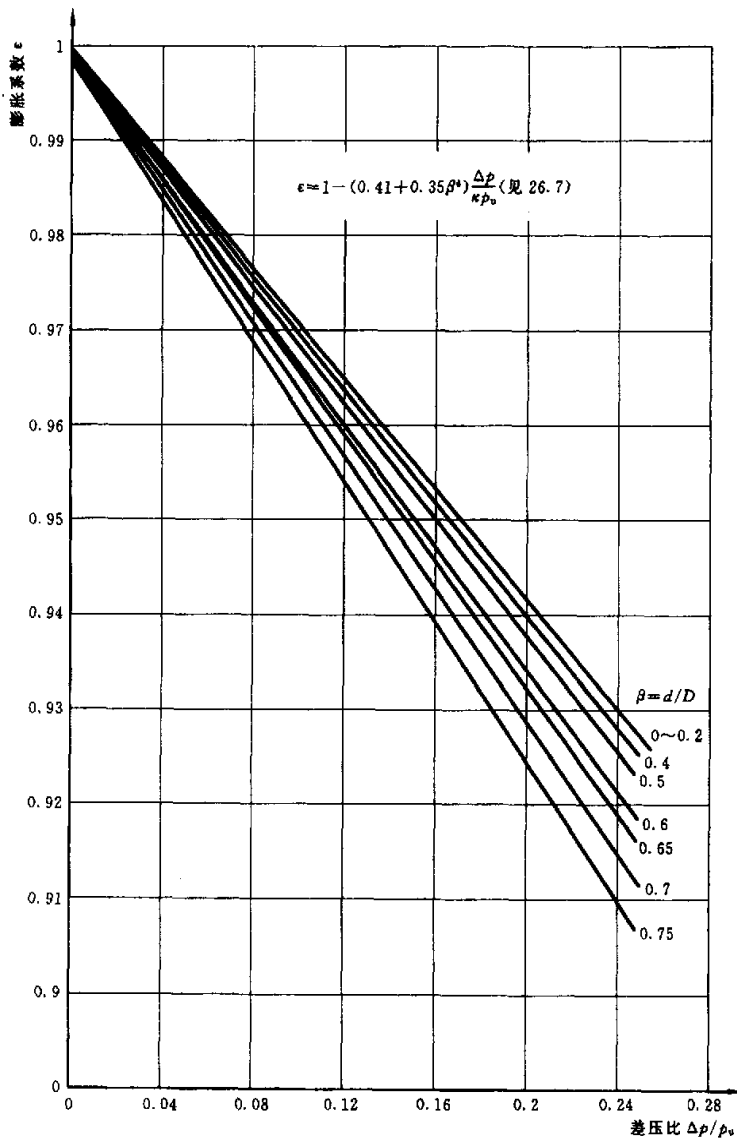


图 26 在大气中孔板的膨胀系数 ϵ (见 26.7、26.8 和 26.10)

26.10 带有角测孔的进口孔板〔见图 23 c)〕

可采用两种类型的装置：

——孔板的外径大于 $1.65D$ ， D 为下游管道直径〔见图 23 c)〕；

——孔板的外径大于 $1.05D$ 。

在这两种情况下，下述条件适用

$$\Delta p = p_a - p_{d0} = p_{e5} \quad (p_a \text{ 是环境大气压})$$

$$p_u = \frac{p_u}{R_w \Theta_u} = \frac{p_a}{R_w \Theta_a}$$

a) 孔板外径大于 $1.65D$

$$\beta' = \frac{d}{D} \text{ 为孔板孔径与下游管道直径之比。}$$

β' 不应大于 0.84。除在 26.5 中规定的最小 d 尺寸外，没有下限。

流量系数 α 在图 28 中给出，仅作为 β' 的函数。

膨胀系数 ε 可由下式确定：

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35\beta'^4) \frac{\Delta p}{\kappa p_u} = 1 - 0.41 \frac{\Delta p}{\kappa p_u}$$

对 $\frac{\Delta p}{p_u} \leq 0.25$ 有效。并在图 26 中绘出。

已知 α 的误差可取 $\pm 1.5\%$ ，假若 $Re_d \geq 5 \times 10^4$ ，对正常大气条件， $\Delta p \geq \left(\frac{1000}{d}\right)^2$ (d 以 mm 为单位)

$$\text{对已知 } \varepsilon \text{ 的误差 } (\%) \text{ 可取为 } \pm 4 \frac{\Delta p}{p_u} = \pm 4 \frac{\Delta p}{p_a}$$

b) 孔板外径大于 $1.05D$

$$\beta' = \frac{d}{D} \text{ 应不小于 } 0.20, \text{ 不大于 } 0.75。$$

α 不是 $\beta' = \frac{d}{D}$ 的函数， α 为常数并等于 0.6。

膨胀系数 ε 可由下式确定：

$$\varepsilon = 1 - 0.41 \frac{\Delta p}{\kappa p_u}$$

对于 $\frac{\Delta p}{p_u} \leq 0.25$ 有效。并在图 26 中绘出。

已知 α 的误差为 $\pm 1.5\%$ ，假若

$$Re_D \geq 5000 \quad \text{对于 } 0.2 \leq \beta' \leq 0.45;$$

$$Re_D \geq 10000 \quad \text{对于 } 0.45 \leq \beta' \leq 0.75。$$

$$\text{对已知 } \varepsilon \text{ 的误差 } (\%) \text{ 可取为 } \pm 8 \frac{\Delta p}{p_u} = \pm 8 \frac{\Delta p}{p_a}$$

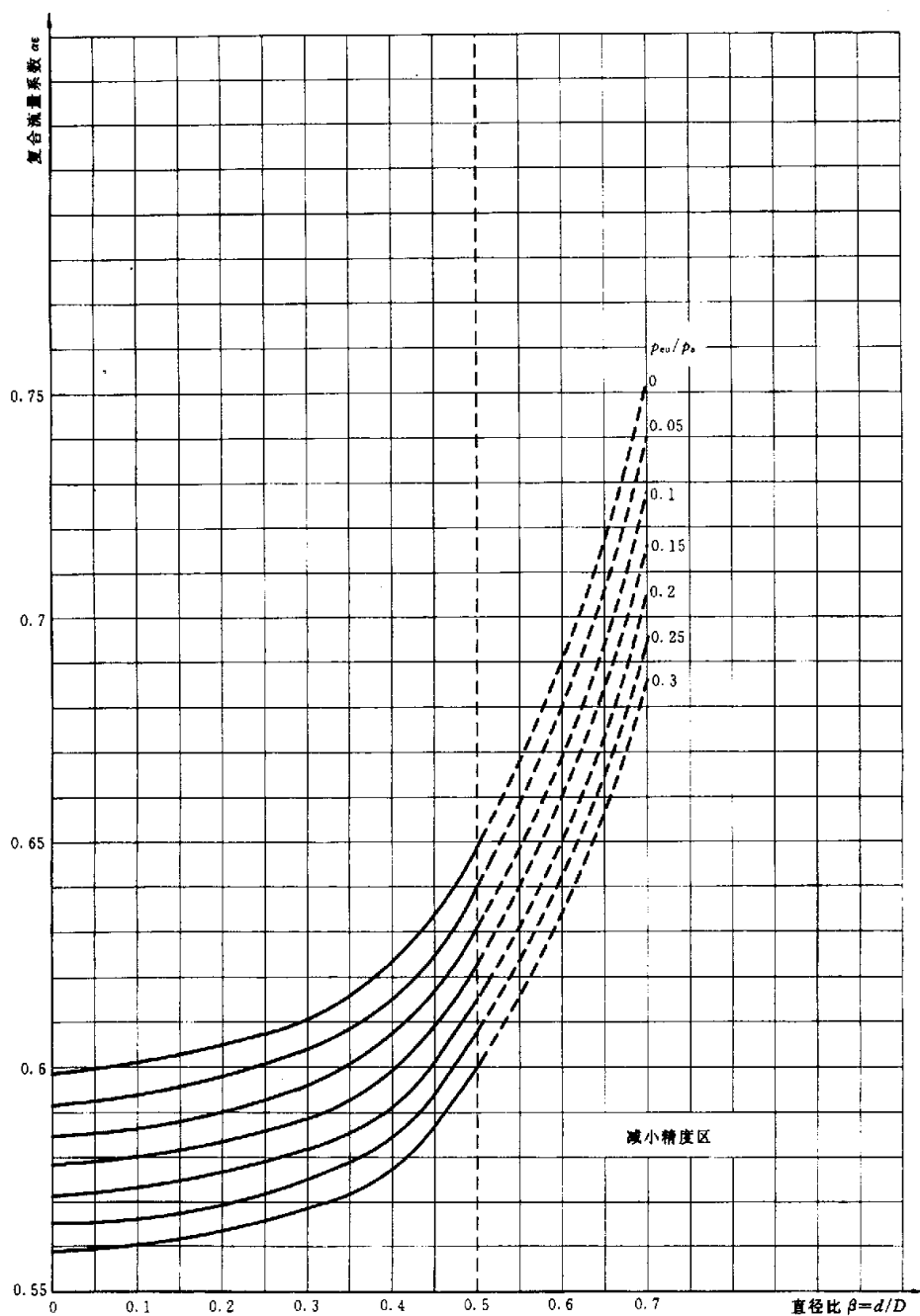
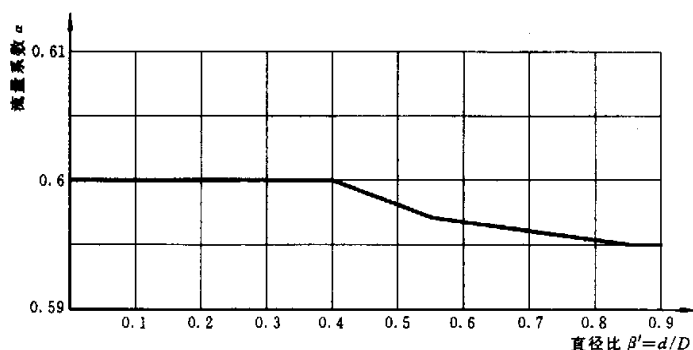


图 27 带有壁测孔的出口孔板的复合流量系数 α_ϵ (见 26.9)

图 28 带有角测孔的进口孔板的流量系数 α (见 26.10 a))

26.11 带有壁测孔的进口孔板 (见图 23 g) 和 h))

下列条件适用:

$$\Delta p = p_a - p_{d0} = p_{es} \quad (p_a \text{ 是环境大气压力})$$

$$\rho_a = \rho_s \quad (\rho_s \text{ 是环境大气的密度})$$

在这种情况下 $\beta' = d/D$ 为孔板孔径与下游管道的直径比。

β' 应不大于 0.7。除了在 26.5 中规定的最小值 d 外,没有任何下限。

$$\alpha = 0.598$$

$$\epsilon = 1 - r_{\Delta p} (0.249 - 0.0757 r_{\Delta p})$$

$$r_{\Delta p} = \Delta p / p_{d0} = \Delta p / (p_a - \Delta p)$$

倘若 $Re_D \geq 5 \times 10^4$ 和 $r_{\Delta p} = \Delta p / (p_a - \Delta p) \leq 0.3$ 时,已知 α 的误差可取 $\pm 1.0\%$ 。

27 用皮托静压管测定流量

27.1 概述

对于标准化风道试验,只公认在圆形管道中皮托静压管横动的测量。测试平面位置是图 70 e)、图 72 d) 和 e)、图 74 f) 和 g)、图 75 b)、图 76 g) 中所示的位置并且工作流体通常为大气。

可以按照 ISO 3966 进行测量和修正,但是本标准规定测点上测量未修正的速度取平均,并应用 27.6 中作为雷诺数的函数给出的单一修正系数 α ,足以确定在该截面的平均速度,其误差为 $\pm 2\%$ 。

27.2 皮托静压管

仪器应该符合 ISO 3966 的要求。该管的外径 d 不应超过风道直径 D 的 $1/48$ 。滞止压力孔的直径不小于 1mm。

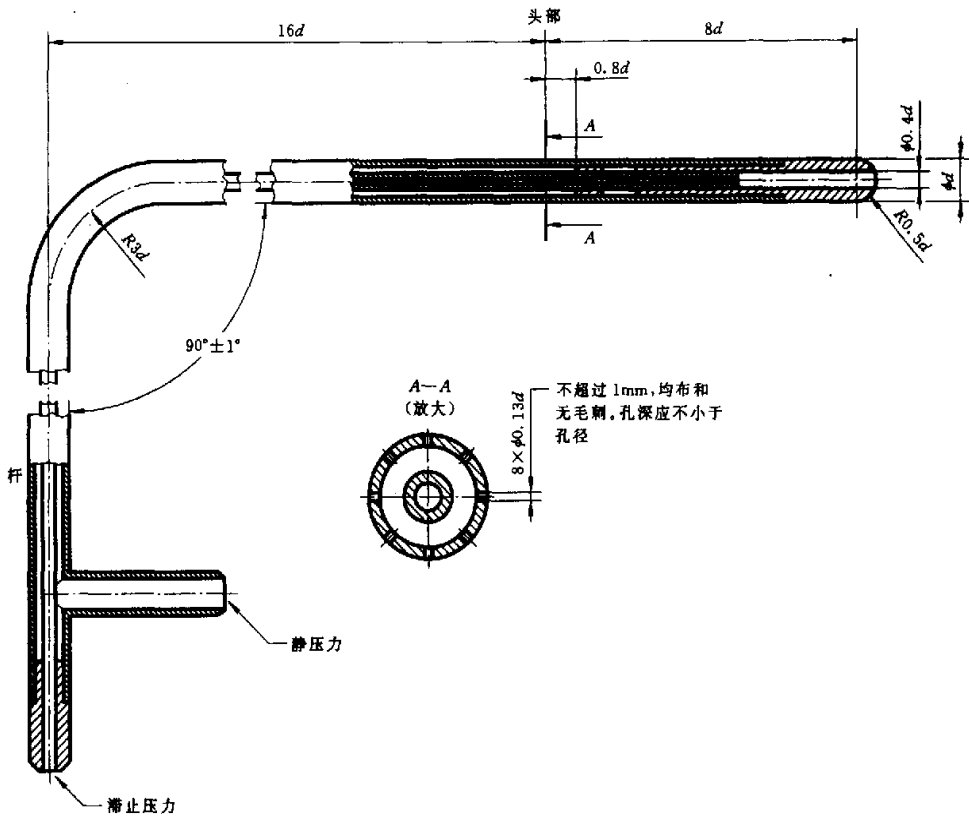
可以使用四种型式皮托静压管:

AMCA 型,见图 29a);

NPL 改进的椭圆头部,见图 29b);

CETIAT 型,见图 29c);

DLR 型,见图 29d)。

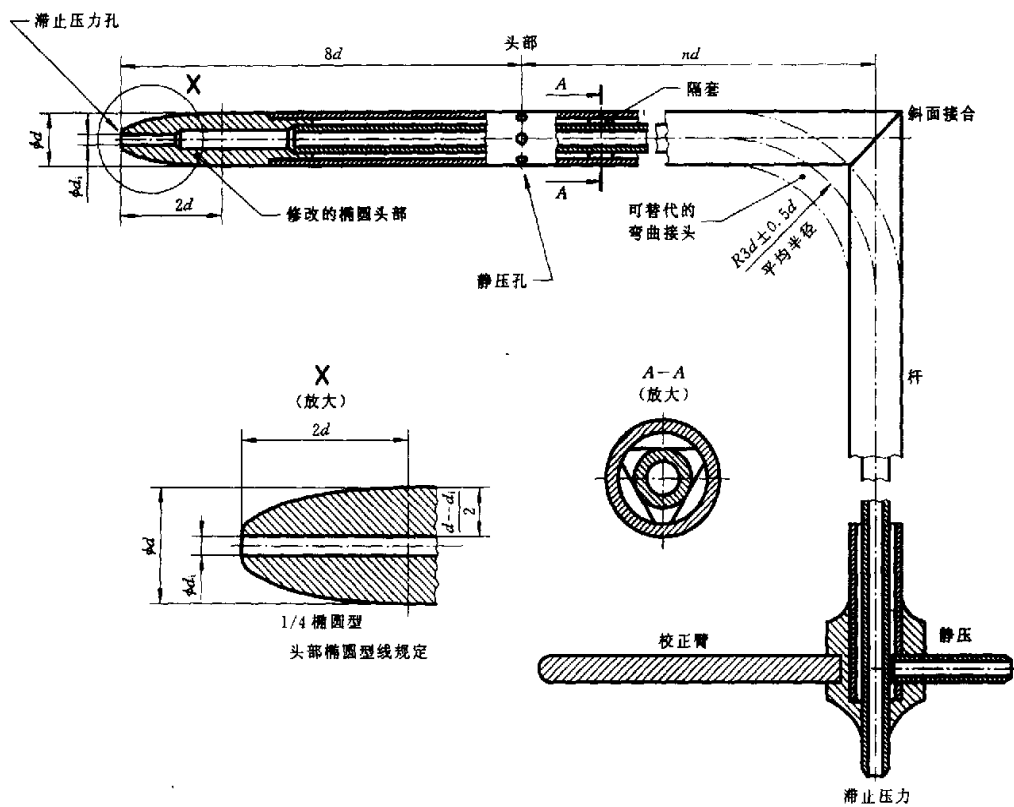


注

- 1 头部应没有刻痕和毛刺。
- 2 所有尺寸应在 ±2% 之内。
- 3 表面粗糙度应为 0.8μm 或更好些。
- 4 静压孔直径不超过 1mm。
- 5 本标准所允许的最小皮托管杆径为 2.5mm。在任何情况下, 杆径不应超过试验风管直径的 1/30。

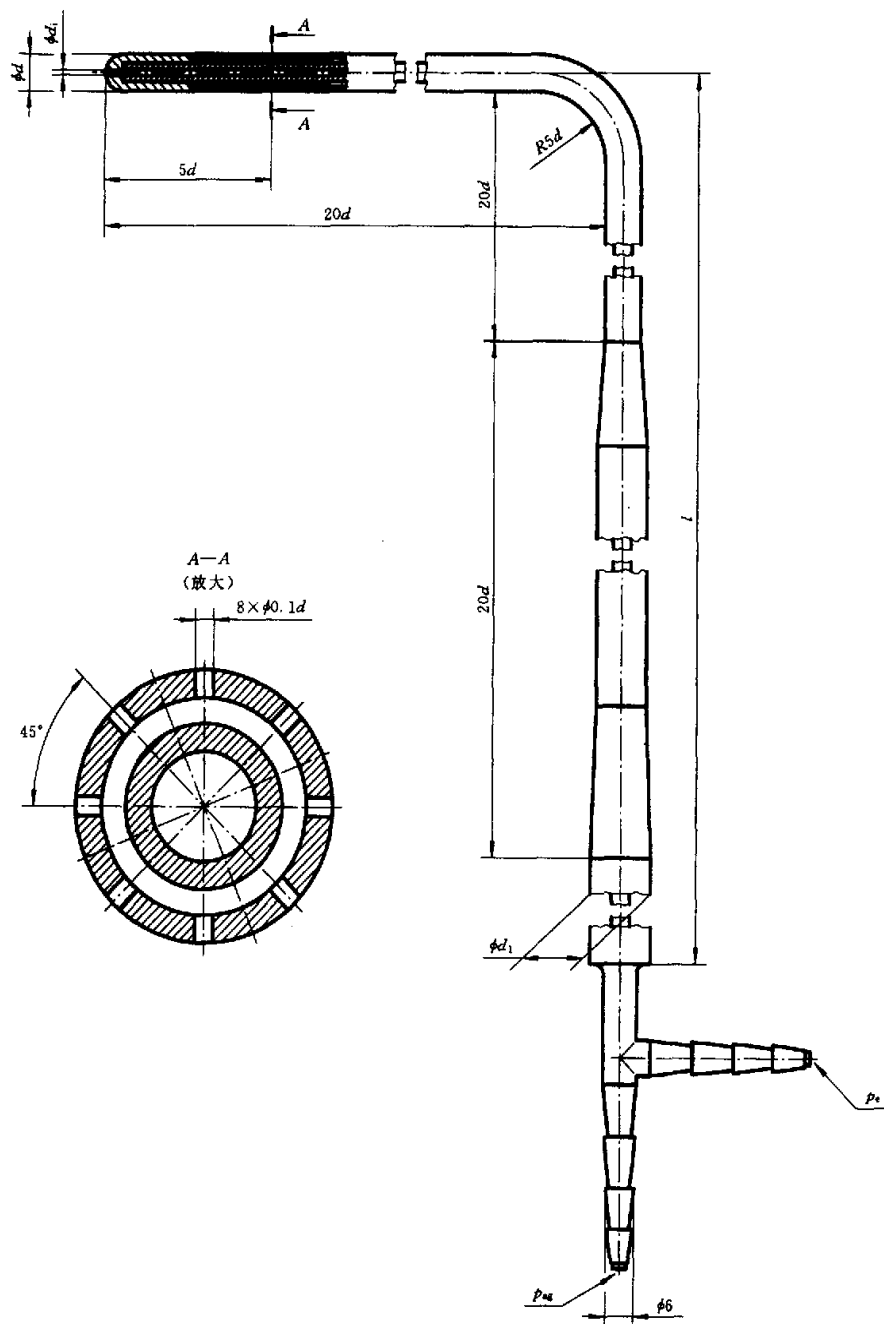
a) AMCA 型

图 29 皮托静压管型式



b) 带有改进的椭圆头部的 NPL 型

图 29(续)



d) DLR 型

图 29(完)

27.3 空气速度范围

流经风管的马赫数应不超过 0.25(在大气中为 85m/s)

滞止压力测孔直径 d_1 的雷诺数不应超过 200。这就是说,在大气中试验时,风速(m/s)不得小于:

$$v = 3/d_1$$

27.4 测点的位置

皮托静压管的头部中心应定位在沿着风道的三个对称分布的直径上依次间隔且不少于 24 个的测

点上,如图 30 中所示。

应该调整皮托静压管头部平行风道轴线在 $\pm 2^\circ$ 之内。测点(每个直径上 8 个)应该位于距该风道的内壁一侧的距离为下面给出的极限之内,最小位置公差是 $\pm 1\text{mm}$ 除外。

$0.021D \pm 0.0006D$	$0.655D \pm 0.005D$
$0.117D \pm 0.0035D$	$0.816D \pm 0.005D$
$0.184D \pm 0.005D$	$0.883D \pm 0.0035D$
$0.345D \pm 0.005D$	$0.979D \pm 0.0006D$

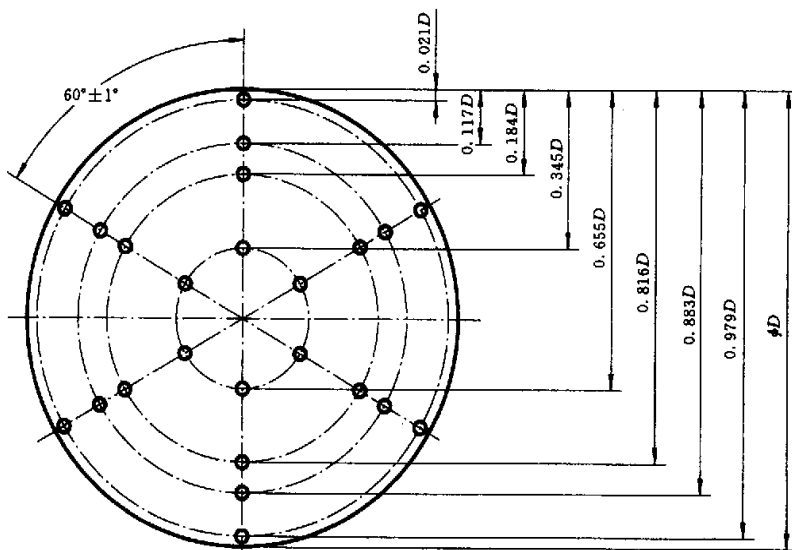


图 30 标准化风道中横向测试点的位置

27.5 流量的测定

应该在各测点上测量通过皮托静压管的差压 Δp_j 。该截面的平均差压 Δp_m 等于 n 个各测点差压 Δp_j 的均方根的平方,由下式给出:

$$\Delta p_m = \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right]^2$$

$$\Delta p_m = \left[\frac{1}{n} \left(\sqrt{\Delta p_1} + \sqrt{\Delta p_2} + \dots + \sqrt{\Delta p_n} \right) \right]^2$$

流量测量截面 x 的平均空气密度应由平均静压来确定:

$$p_{ex} = \frac{1}{n} (p_{ex1} + p_{ex2} + \dots + p_{exn})$$

$$p_x = p_{ex} + p_a$$

静温度 θ_x 由下述表达式给出:

$$\theta_x = \theta_{ax} \left[\frac{p_x}{p_x + \Delta p_m} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_a \theta_x}$$

质量流量 q_m 由下式给出:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{D_x^2}{4} \sqrt{2 \rho_x \Delta p_m}$$

式中:膨胀系数 $\epsilon = \left[1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p_m}{p_x} + \frac{\kappa+1}{6\kappa^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_x} \right)^2 \right]^{0.5}$; α 是 27.6 中给出的修正系数或流量系数。

27.6 流量系数

流量系数 α 在通过符合本条款大气试验变量合理的平均值上用 ISO 3966 中规定的各修正系数可以得出。流量系数 α 取决于雷诺数, 它由该截面直径 D_x 和平均速度 v_{mx} 导出, 如下所示:

$$Re_{D_x} = \frac{\rho_x v_{mx} D_x}{\mu} = \frac{4q_m}{\pi D_x \mu} \approx 71 \times 10^3 \frac{q_m}{D_x}$$

对于大气和 SI 单位制

Re_{D_x}	3×10^4	10^5	3×10^5	10^6	3×10^6
α	0.986	0.988	0.990	0.991	0.992

27.7 测量误差

α 的平均值的使用包含有忽略的系统误差所可能达到容积流量或质量流量的 $\pm 0.8\%$, 测量的随机误差总数为 $\pm 1.1\%$ 。因此流量测量误差可以取为 $\pm 2\%$ 。

这种估算假定压力计校准误差为 $\pm 1.0\%$ 。对于在低速气流下要求使用灵敏压力计是必要的, 并且对于密度为 1.2 kg/m^3 的空气所要求的压力计校准如下所示

$\pm 1.5 \text{ Pa}$	$\pm 1 \text{ Pa}$	$\pm 0.5 \text{ Pa}$	$\pm 0.25 \text{ Pa}$
16m/s	13m/s	9m/s	6m/s

28 安装类型和装置

在通风机现场上有 4 种安装类型:

A 型: 自由进口和自由出口;

B 型: 自由进口和管道出口;

C 型: 管道进口和自由出口;

D 型: 管道进口和管道出口。

试验类型应该尽可能模拟工作条件, 因此规定了四种试验装置。

28.1 A 型: 自由进口和自由出口

为了具备 A 型装置条件, 通风机必须在没有增加任何辅助装置下使用进口锥形口或出口管道下做试验, 但随通风机供货的辅助装置: 防护网, 进口集流器等应该安装。

在这种情况下, 要按 31.3 和 31.4 的规定使用进口或出口风室。

28.2 B 型: 自由进口和管道出口

为了具备 B 型装置条件, 应该使用带有整流栅的出口风管, 当在通风机出口处没有任何涡流时, 可以使用短风管。

通风机必须在进口不加任何辅助设备下试验, 随通风机供货带的辅助设备除外。

通常, 出口压力在防涡流装置后面的出口风管中测量。风管和防涡流装置组成了通风机出口处的公用品(见 30.2)。

当使用出口风室并通风机出口处没有任何涡流时, 特别对于离心通风机, 在通风机和风室之间可以使用短风管(见 30.2 f)。

28.3 C 型: 管道进口和自由出口

为了具备 C 型装置条件, 应该使用进口风管而不使用任何出口风管或辅助装置, 随通风机供货带的那些(防护网、扩散器等)除外。

当进口压力在进口风管中测量时, 通风机进口处使用的公用品(见 30.3)。

进口风室可以使用(见 31.3)。

如果通风机出口侧连接一短管, 这将大大影响它的性能, 即使这个风管很短, 例如 $0.5D$, 因为实际全部流阻在进口侧。

因此, 如果现场通风机有一短的出口风管, 这样的风管也应包括在试验风道中。

在试验期间所使用的风管长度要在试验报告中提到。

通风机性能计算与其他的 C 型试验一样。

28.4 D型:管道进口和管道出口

为了具备D型装置条件,应使用模拟进口风管和出口风管。

一般情况下,进口和出口风管应具有分别在30.2和30.3中所规定的公用部件。

当使用进口或出口风室时,通风机出口没有涡流的情况下,出口风管可能是短类型的如30.2 f)中所述。

对于大型通风机(出口直径等于和大于800mm),难以进行出口侧标准化公用部件的风管试验,包括整流装置。在这种情况下,应通过有关双方之间的相互协商,使用30.2 f)和30.4中所述的方法,出口侧长度 $2D_0$ 的风管测定通风机的性能。

通过这种途径获得的结果在某种程度上不同于通过使用进口及出口侧的公用风道所获得的结果,特别是当通风机产生大的涡流时,给出最有代表性值的方法,这还仍然是一个要探讨的课题。

在这种情况下,不在出口风管内测量出口静压,但是可以看作等于大气压。

28.5 试验装置型号

识别性能受装置类型影响,其特征符号用一个表示试验装置类型的附加字母表示。

p_{FA} 、 p_{FB} 、 p_{FC} 或 p_{FD} ;

p_{sFA} 、 p_{sFB} 、 p_{sFC} 或 p_{sFD} ;

η_{IA} 、 η_{IB} 、 η_{IC} 或 η_{ID} 。

29 标准化风道的组合零件

29.1 符号

下列图示符号用来详细说明第30、32、33、34和35章中规定的标准化风道的组合零件。每一组合零件应符合29.2中的有关规定。

29.2 组合零件

29.2.1 图31表示按照第11章的要求在平面 x 所测得的内径为 D_x 的圆形管道。管道截面之间的接缝应尽可能少,并且在没有内部隆起的情况下准确对中。其漏泄与试验状态下的流量相比可以忽略不计。皮托管或温度计插入处测量时应特别谨慎。

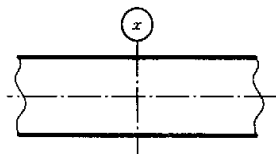


图31 内径 D_x 的圆柱形风管符号

29.2.2 图32表示在截面 x 处测量平均静压 p_{sx} 的一组壁测孔。这壁测孔及其与压力计的连接应符合第7章。

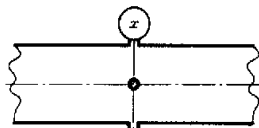


图32 一组壁测孔符号

29.2.3 图33表示处于试验状态下的通风机,安装及操作按照第18和第19章中规定。

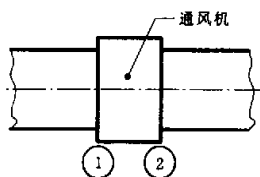


图33 试验状态下通风机符号

29.2.4 图 34 表示一台能够克服试验风道中气流阻力的辅助通风机。流量可以由速度控制、轴向调节器、调节风门或提供的其他设备来控制,以使流体在任何控制调节装置下保持稳定。应在辅助通风机和与其连接的风道之间插入一个防涡流设备。

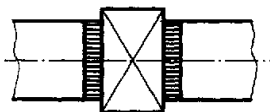


图 34 辅助通风机符号

29.2.5 图 35 表示在试验风道进口或出口流量控制装置的符号。该设备不导致涡流或相对风道轴线不均匀的气流。一台辅助通风机可以是构成该设备的一部分。

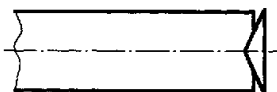


图 35 进口或出口流量控制装置的符号

29.2.6 图 36 表示一个由金属丝网或带孔金属筛而构成的管道内流量的控制设备。网孔应该是均匀分布的,而且互相的间隔不得大于 $0.05D$ 。网筛必须精密切割,并且应采用一个径向厚度为 $0.012d$ 或最大 6mm 和 $0.008d$ 或最小 3mm 和最大长度为 $0.05d$ 的支撑环或采用其他方法来排除壁面漏泄。



图 36 管道内流量控制装置符号

29.2.7 图 37 表示为消散通风机出口的涡流能量而设计的标准化流动整流器。

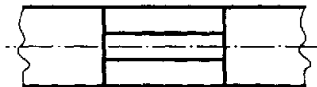


图 37 标准化整流器符号

29.2.8 图 38 表示为防止正常的轴向气流中涡流的增大而设计的防涡流装置或为消散涡流能量而设计的流量整流装置。



图 38 防涡流装置或整流装置符号

29.2.9 图 39 表示为测量截面 x 的平均温度而插入试验风室或风管内的温度计,温度计应很好定位以避免气流流过壁孔或进入流量测量装置内的干扰。

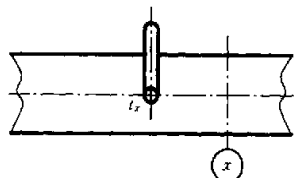


图 39 试验风室或风管内插入的温度计符号

29.2.10 图 40 表示一个连接两个圆形风管或者连接一个圆形通风机出口和试验风管的锥形过渡段,在第 30 章中对夹角、面积比和长度作了规定。

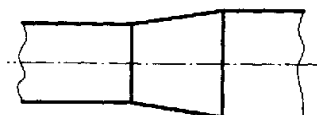


图 40 连接圆形风管的锥形过渡段符号

29.2.11 图 41 表示一个连接圆形试验风管和尺寸 $b \times h$ 的矩形通风机出口或风道的过渡段,在第 30 章中对面积比和长度作了规定,并在图 58 中说明的单曲面薄板材料制成的管。

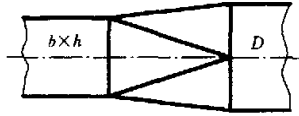


图 41 连接圆形风管与矩形出口风管的过渡段符号

29.2.12 图 42 表示一个按照 6.2 的要求用于测量某截面的静压或差压的压力计。



图 42 压力计

29.3 流量测量装置

以下所示的每个装置应在尺寸、尺寸公差及测量方法上符合本标准有关的条款。



图 43 进口 ISO 文丘里喷管(见第 22 章)

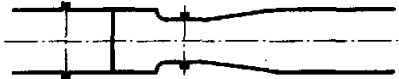


图 44 管道内 ISO 文丘里喷管(见第 22 章)

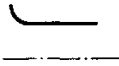


图 45 试验风室中使用的喷嘴(见第 23 章)

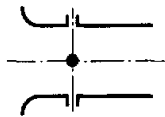


图 46 90°弧进口喷嘴(见第 24 章)

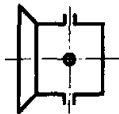


图 47 锥形进口(见第 25 章)

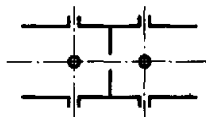


图 48 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板(见第 26 章)



图 49 带有角测孔的管道内孔板(见第 26 章)

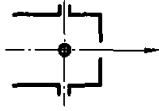


图 50 带有壁测孔的出口孔板(见第 26 章)

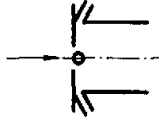


图 51 带有角测孔的进口孔板(见第 26 章)

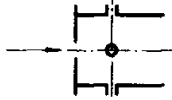


图 52 带有壁测孔的进口孔板(见第 26 章)

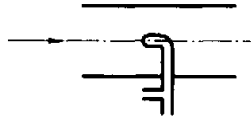


图 53 流量测定用的皮托静压管(见第 27 章)

30 带有管道的通风机装置的公用风道段

30.1 公用段

B、C 或 D 型带管道通风机装置的标准风道包括本条款中所述的邻近通风机进口和/或出口的公用段。在这些公用段的外端进行压力测量,并应严格限制几何形状变化,以使测得的通风机压力对任一个装置类型都能一致。

30.2 通风机出口的公用段

可以提供邻近通风机出口侧与试验风道的部件。按照 29.2.7 和图 54 的要求在中部圆柱部分插入一个标准化流动整流栅,并按照第 7 章的要求有一套壁测孔。可以使用一个过渡段来调节在本条 b) 和 c) 中规定的限制范围内面积和/或形状的差异。

图 54、图 55 和图 56 示出的推荐设备,图 57 是另一种装置,而图 59 是特殊情况下的可选择装置。

a) 圆形的通风机出口 $D_1 = D_2$ (见图 54)

星形整流栅由 8 个等距配置的径向叶片组成,且定位时其叶片与平面 4 内壁测孔径向表面的夹角 22.5° 。

叶片厚度不得超出 $0.007D_1$ 。

整流栅的长度为 $2D_1 \pm 1\%$ 。

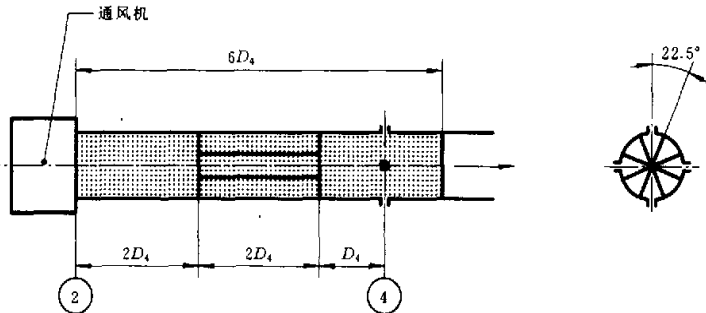


图 54 圆形的通风机出口 $D_2 = D_1$

b) 圆形的通风机出口 $D_1 \neq D_2$ (见图 55)

$$0.95 \leq (D_1/D_2)^2 \leq 1.07$$

$$L_{T2} = D_1$$

注 41: 过渡段是锥形的。并且摩擦损失系数为直径 D_1 和长度 D_1 的风管的摩擦损失系数。

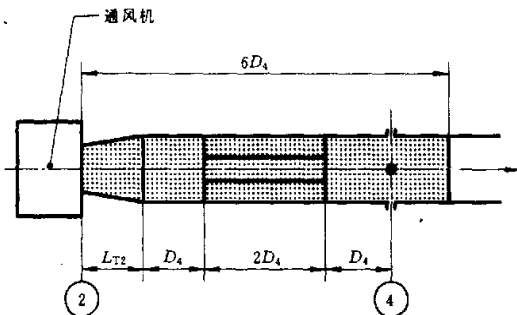


图 55 圆形的通风机出口 $D_2 \neq D_1$

c) 矩形的通风机出口 尺寸 $b \times h$ ($b > h$) (见图 56)

$$0.95 \leq \pi D_1^2 / 4bh \leq 1.07$$

$$\text{当 } b \leq \frac{4h}{3} \text{ 时, } L_{T2} = 1.0D_1;$$

$$\text{当 } b > \frac{4h}{3} \text{ 时, } L_{T2} = 0.75 \left(\frac{b}{h} \right) D_1.$$

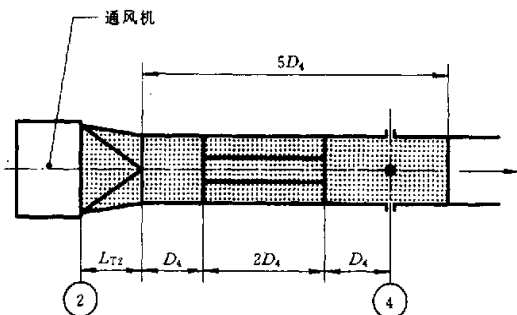


图 56 矩形的通风机出口 ($b > h$)

注 42: 过渡段由单曲薄板材料制成。

d) 圆形或矩形的通风机出口 $0.95 \leq A_2/A_1 \leq 1.05$ (见图 57)

出口管道带有整流栅。

每个防涡流装置具有一套等距的(方格,六角形等)的横截面。每个格宽 W , 长 L 。叶片厚度 e 不应超过 $0.005D$ 。

1) 对于标准风管整流栅:

$$W = 0.075D_1$$

$$L = 0.45D_1$$

$$e \leq 0.005D_1$$

除 e 外, 所有尺寸应在 $\pm 0.005D$ 之内。

2) 对于有壁测孔的孔板上游或下游的整流栅 [见 26.9 和图 23 e) 和 g)]:

$$W = 0.15D_1$$

$$e \leq 0.003D_1$$

$$L = 0.45D_1$$

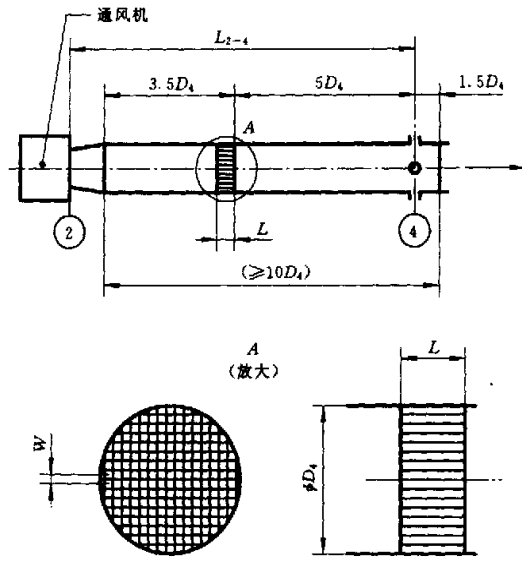


图 57 圆形或矩形的通风机出口 ($0.95 \leq A_2/A_4 \leq 1.05$)

e) 变换(见图 58)

过渡段如图 58 所示,并按照 30.2 c),使用薄板材料制成。

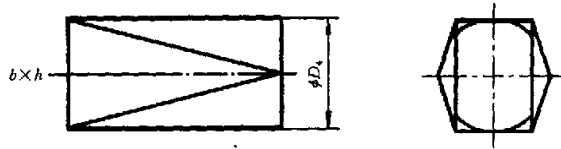


图 58 变换

f) 特殊情况(见图 59)

在对没有出口涡流的离心式蜗壳通风机或横流式通风机进行 B 或 D 类试验的特殊情况下,当排向大气或风室测量时可以选择装配简化的出口风管。该风管应具有与通风机出口相同的横截面而其长度应由图 59a)或图 59b)中表达式确定。

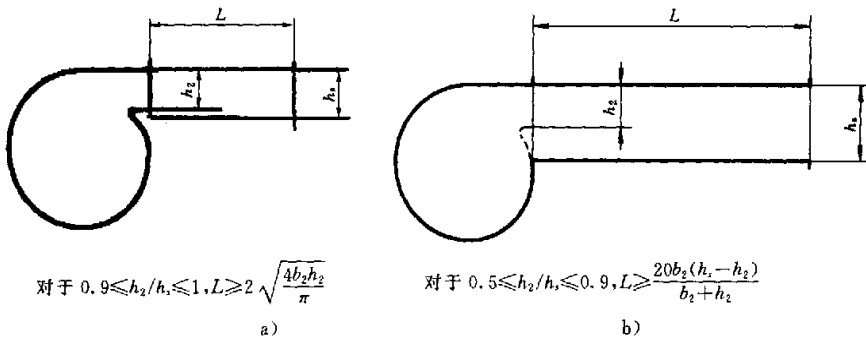


图 59 特殊情况

风管中横截面公差为出口面积的 $\pm 0.01(1\%)$ 。

30.3 通风机进口的公用段

可以提供邻近通风机进口侧与试验风道的部件,并按照第 7 章和图 60 所示的要求插入一组壁测孔。可以使用过渡段来调节在本条 b)和 c)中规定的限制范围内面积和/或形状的差异。

a) 圆形的通风机进口 $D_3=D_1$ (见图 60)

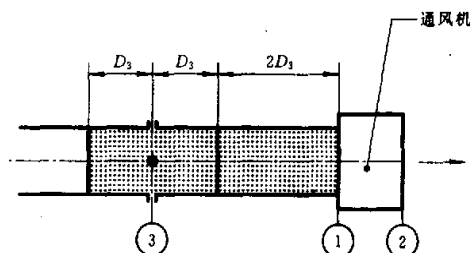


图 60 圆形的通风机进口 $D_3=D_1$

b) 圆形的通风机进口 $0.975D_1 \leq D_3 \leq 1.5D_1$ (见图 61)

注 43: 该过渡段是锥形的, 并且摩擦损失系数为直径 D_3 和长度 D_3 的风管摩擦损失系数。

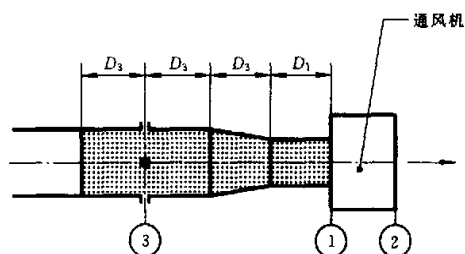


图 61 圆形的通风机进口 $0.975D_1 \leq D_3 \leq 1.5D_1$

c) 矩形的通风机进口 $b \times h$ (见图 62)

邻近通风机进口的过渡段具有与连接的通风机进口相同的矩形横截面 $b \times h$, 其长度 L_{s1} 由下式给出:

$$\frac{\pi D_3^2}{4} \geq 0.95bh$$

$$L_{s1} = \sqrt{\frac{4bh}{\pi}}$$

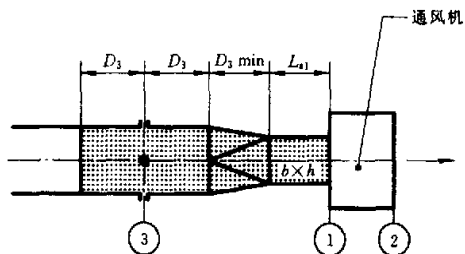


图 62 矩形的通风机进口

在 D_3 或纵横比 b/h ($b > h$) 上没有上限值, 但短边侧的扩散角不得超过 15° , 长边侧的收斂角不得超过 30° 。该过渡段具有 30.2 e) 中所述的型式。

d) 圆形或矩形的通风机进口 $0.925 \leq A_3/A_1 \leq 1.125$ (见图 63 和 30.2 d) 1)),

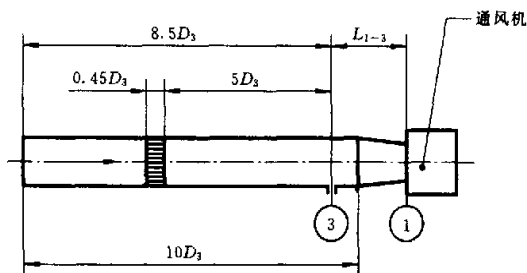


图 63 圆形或矩形的通风机进口 ($0.925 \leq A_3/A_1 \leq 1.125$)

e) 圆形和矩形的通风机进口(见图 64)

可以使用一个与 30.5 一致的进口管道模拟段如图 64 中所示。此种方法适合于试验风管的直径 D_3 足够大到能包含整个喇叭型进口。

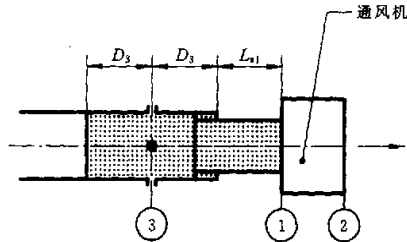


图 64 圆形或矩形的通风机进口

对于圆形的通风机进口: $L_{s1} = D_3$, 符合 30.5 a) 中的规定条件。

对于矩形的通风机进口: $L_{s1} = \sqrt{\frac{4bh}{\pi}}$ 。

30.4 出口管道模拟

使用自由出口而又适合于采用管道出口的试验通风机可以通过把出口管道模拟段与其出口相连接的方式将前者转换成后者进行试验。出口模拟段采用 30.2 的 a)、b)、c)、d) 1) 或 f) 所规定的公用段的型式合理地选择。公用段的出口是通向大气的,但出口侧的压力可以通过平面 4 内的壁测孔进行测量(30.2 f)除外)。

对于大型通风机(出口直径 $\geq 800\text{mm}$)使用出口标准化的公用风道包括整流栅进行试验可能是很困难的,在这种情况下通过有关双方之间的相互协商可以采用出口侧的 $2D_3$ 管道测量通风机性能。

用这种方式所获得的结果在某种程度上可能不同于使用进气和排气侧通用风道所获得的结果,特别是如果通风机产生大的涡流时。

这种情况下在 $2D$ 出口管道上不测量静压 p_{e4} , 该静压应取为大气压力。

30.5 进口管道模拟

使用自由进口而又适合采用管道进口的试验通风机可以通过把进口管道模拟段与其进口相连接的方式将前者转换成后者进行试验。

a) 圆形的通风机进口

模拟段应与通风机进口相连接的同直径的圆筒形管道。应配备一个喇叭形进口。

进口长度等于 D_3 是一般的有关系式,并提供一条真实的适合于通风机正常工作范围内带有任意管道进口的通风机特性曲线。然而在某种情况下为使通风机能够在接近零流量时产生其足够的管道进口压力则需要一个较长的管道。如果在这种情况下要求有一条全通风机特性曲线则可以根据需要来加长或使用 30.3 a), 在其进口端部带有喇叭形进口的公用段。

b) 在矩形的通风机进口

过渡段应具有与通风机进口相连的相同 $b \times h$ 的矩形横截面。应配备有喇叭形进口。

$$L_{s1} = \sqrt{\frac{4bh}{\pi}}$$

30.6 标准化风道的损失容差

本段所述常规容差在标准化风道试验的风道摩擦中给出。摩擦容差系数示于图 65 中。这些容差取决于试验风道内气流的雷诺数 Re_D , 并基于光滑的管道内全部充满气流,而与通风机产生的实际流型无关。

对于通风机出口或进口与压力测量平面之间的公用段按 30.2 和 30.3 中所述进行损失容差计算。当插入过渡段和使用 30.5 中所述的进口管道模拟段时,应具有同样的容差(在那种情况下包括喇叭口进口损失)。

30.6.1 在 30.2 a)、b)、c) 中所述的出口公用段的损失容差

一个直径长度的直风管摩擦损失系数由下式给出：

$$\Lambda = 0.005 + 0.42(Re_{D_4})^{-0.3}$$

包括外部风管的整流栅常规损失系数由下式给出：

$$\zeta_s = 0.95(Re_{D_4})^{-0.12}$$

且通风机出口与测量平面 4 之间的常规损失系数 $(\zeta_{2-4})_4$ 由下式给出：

$$\begin{aligned} (\zeta_{2-4})_4 &= 3\Lambda + 0.95(Re_{D_4})^{-0.12} \\ &= 0.015 + 1.26(Re_{D_4})^{-0.3} + 0.95(Re_{D_4})^{-0.12} \end{aligned}$$

式中： $Re_{D_4} = \frac{v_{m4} D_4 \rho_4}{\mu} \approx \frac{v_{m4} D_4}{15} \times 10^6$ ，用于标准空气中。

常规损失系数 $(\zeta_{2-4})_4$ 是根据雷诺数而绘制的，见图 65a)。

平面 2 和 4 之间的能量损失由下式给出：

$$\Delta p_{2-4} = (\zeta_{2-4})_4 \frac{\rho_4 v_{m4}^2}{2} F_{M4}$$

30.6.2 在 30.2 d) 1) 中所述的出口公用段的损失容差

长度等于直径的管道摩擦损失系数 Λ 由下式给出：

$$\Lambda = 0.14(Re_{D_h})^{-0.17}$$

并示于图 65 b) 中。

整流栅的当量长度与水力直径 D_h 之比 ($D_h = D_4$ 用于圆形管道) 由下式给出：

$$\frac{L_e}{D_h} = \frac{15.04}{\left[1 - 26.65 \frac{e}{D_h} + 184.6 \left(\frac{e}{D_h}\right)^2\right]^{1.83}}$$

在 30.2d) 1) 中所述的出口公用段的常规损失系数用下式给出：

$$(\zeta_{2-4})_4 = \Lambda \left[\frac{L_{2-4}}{D_{h4}} + \frac{L_e}{D_{h4}} \right]$$

式中： L_{2-4} 是通风机出口至测量截面 4 之间风管的长度。

30.6.3 在 30.2 f) 中所述的出口短管道的损失容差

风管摩擦将不考虑。

30.6.4 在 30.3a)、b)、c) 中所述的进口公用段的损失容差

摩擦损失系数 Λ 用下式给出：

$$\Lambda = 0.005 + 0.42(Re_{D_3})^{-0.3}$$

$$(\zeta_{1-3})_3 = 0.015 + 1.26(Re_{D_3})^{-0.3}$$

式中： $Re_{D_3} = \frac{v_{m3} D_3 \rho_3}{\mu_3} \approx \frac{v_{m3} D_3}{15} \times 10^6$ ，用于标准空气中。

常规损失系数 $(\zeta_{1-3})_3 = -(\zeta_{1-3})_3$ 永远是负的，并示于图 65a) 中。

平面 3 和 1 之间的能量损失由下式给出：

$$\Delta p_{3-1} = (\zeta_{3-1})_3 \frac{\rho_3 v_{m3}^2}{2} F_{M3}$$

30.6.5 在 30.3 d) 中所述的带有整流栅的进口风管的损失容差

摩擦损失系数 Λ 用 30.6.2 中所述的相同公式给出：

$$\Lambda = 0.14(Re_{D_{h3}})^{-0.17}$$

式中： $Re_{D_{h3}} = \frac{v_{m3} D_{h3} \rho_3}{\mu_3} = \frac{v_{m3} D_{h3}}{15} \times 10^6$ ，用于标准空气中。

平面 1 和 3 之间的常规损失系数由下式给出：

$$(\zeta_{3-1})_3 = -\Lambda \frac{L_{1-3}}{D_{h3}}$$

并在图 65 a) 中示出。

平面 3 和 1 之间的能量损失由下式给出：

$$\Delta p_{3-1} = (\zeta_{3-1})_3 \frac{\rho_3 v_{m3}^2}{2} F_{M3}$$

30.6.6 在 30.5 中所述的进口模拟管道的损失容差

除要求 30.3 a) 或 d) 或其他中所述的公用段之外, 该进口风管损失不考虑。

31 标准化试验风室

31.1 试验风室

在试验室的装置中风室可以提供一个测量段或模拟通风机在使用中可能会遇到的各种条件或两种可能性都有。

31.1.1 尺寸

试验风室的横截面可以是圆的、方的或矩形的。

在不违背图 66 和图 67 所示的最小距离的情况下, 长度应能适应于任何试验的通风机。

31.1.2 压力测孔

测量平面内的壁测孔应附合第 7 章的要求, 而且应均布在圆筒形风室或方形或矩形风室的侧面的中心。

31.1.3 气流稳流装置

气流稳流装置应安装在风室内, 并能在试验设备上显示出数字, 以提供正确的流型。

当测量平面位于稳流装置的下游处, 所提供的稳流装置应确保进入测量平面前气流是基本上均匀的。在这种情况下, 在距离滤网下游 $0.1D_h$ 的最大速度应不超过 25% 的平均速度, 除非最大速度低于 2m/s。

当测量平面位于稳流装置的上游时, 滤网的用途是吸收上游来流的动能, 而且在似乎不受限制的空间内允许其正常的膨胀。为了在射流边界提供混合的空气, 则需要一些回流, 但是最大的回流速度不得超过计算的平均射流速度的 10%。

当测量平面位于风室内稳流装置的两个侧面上时, 应符合上述每侧的要求。

可以使用符合这些要求的任一滤网或穿孔板的组合型式, 但是一般情况下对于稳流装置合理的风室长度是必须的, 以满足这两种稳流装置的要求。

在气流方向上具有 60%、50%、45% 有效面积的三个均匀的金属丝网或穿孔板屏合理地支撑和密封在以 $0.1D_h$ 的距离为间隔的风室壁上, 可以预期保证气流满足稳流条件。

应保持滤网不受灰尘阻塞。

为了验证提供合理流场的稳定装置, 很有必要检验性能情况。

31.1.4 多喷嘴

多喷嘴应尽可能对称地定位。每个喷嘴的中心线距风室壁至少应是 1.5 倍喷嘴喉部直径。在同时使用中任意两个喷嘴中心之间的最小距离应为最大喷嘴喉部直径的 3 倍。

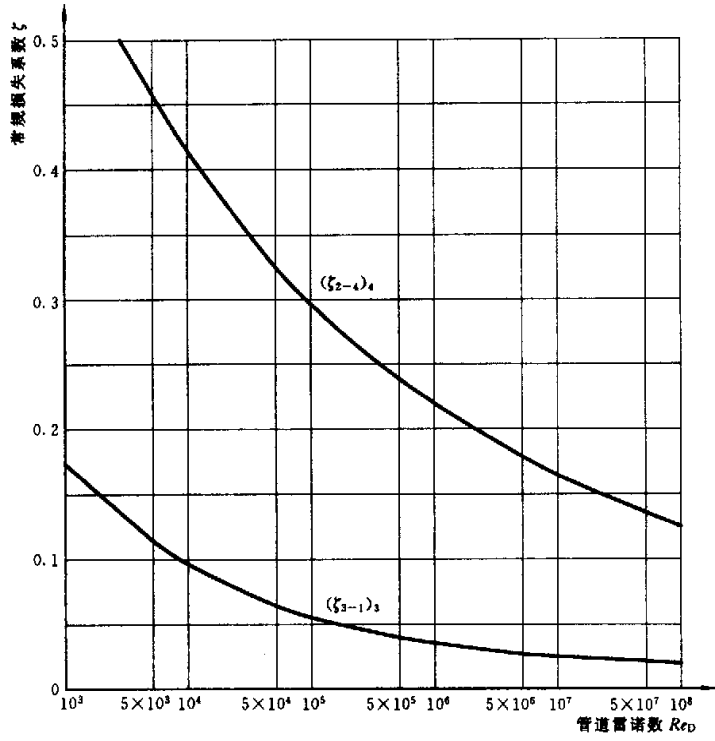
从最大喷嘴的出口平面到下游稳流装置的最小距离应是最大喷嘴喉部直径的 2.5 倍。

喷嘴进口平面与上游和下游的压力测孔平面之间的距离为 38 ± 6 mm。

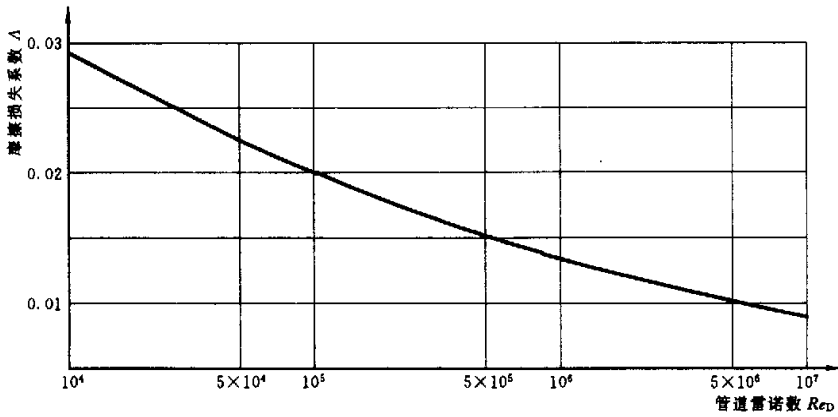
31.1.5 试验风室中孔板

孔板在试验风室中应同轴在 $\pm 1^\circ$ 和 $\pm 0.005D_h$ 之内 (见 26.2)。孔板的上游面和上游稳流装置出口之间的距离最小为 $0.4D_h$, D_h 是试验风室水力直径。

孔板出口面和下游稳流装置之间距离应最小为 $0.5D_h$ 。孔板进口面和上下游压力测孔间距离为 $0.05D_h \pm 0.01D_h$ 。孔板应按照 26.2 中所述的条件。

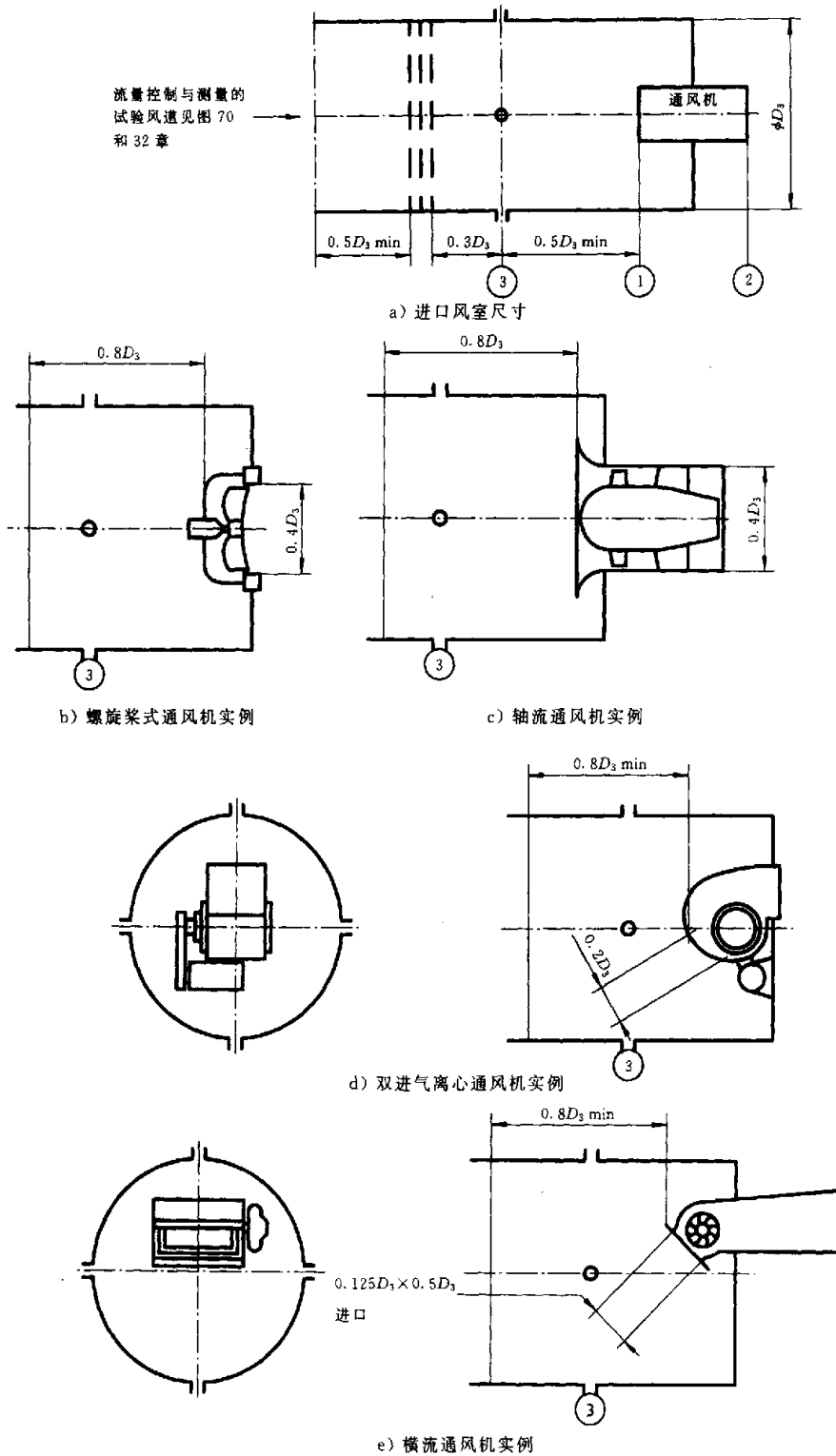


a) 标准化风道常规损失系数(见 30.6.1 和 30.6.4)



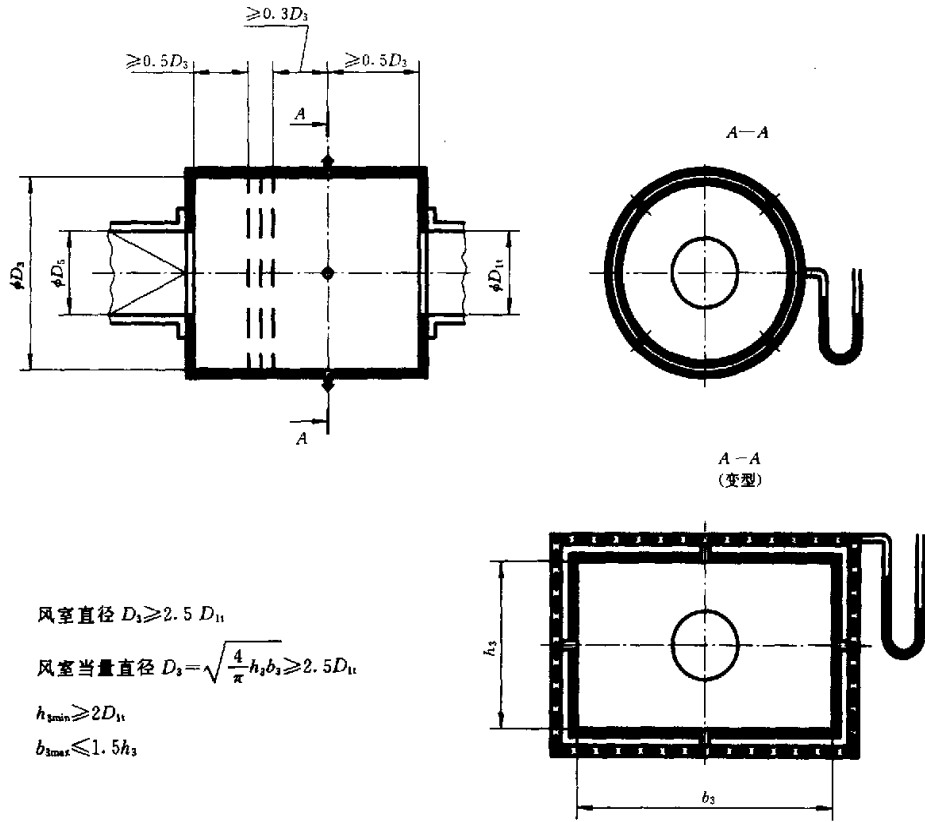
b) 管道摩擦损失系数(见 30.6.2 和 30.6.5)

图 65 损失系数

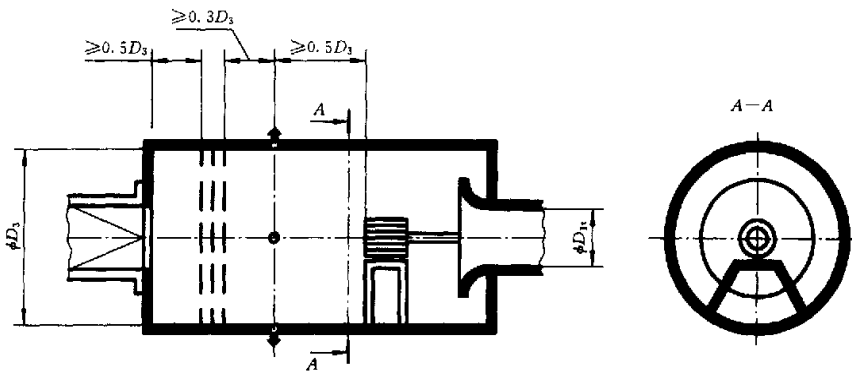


注：图示通风机具有最大允许尺寸

图 66 进口侧试验风室 1 型

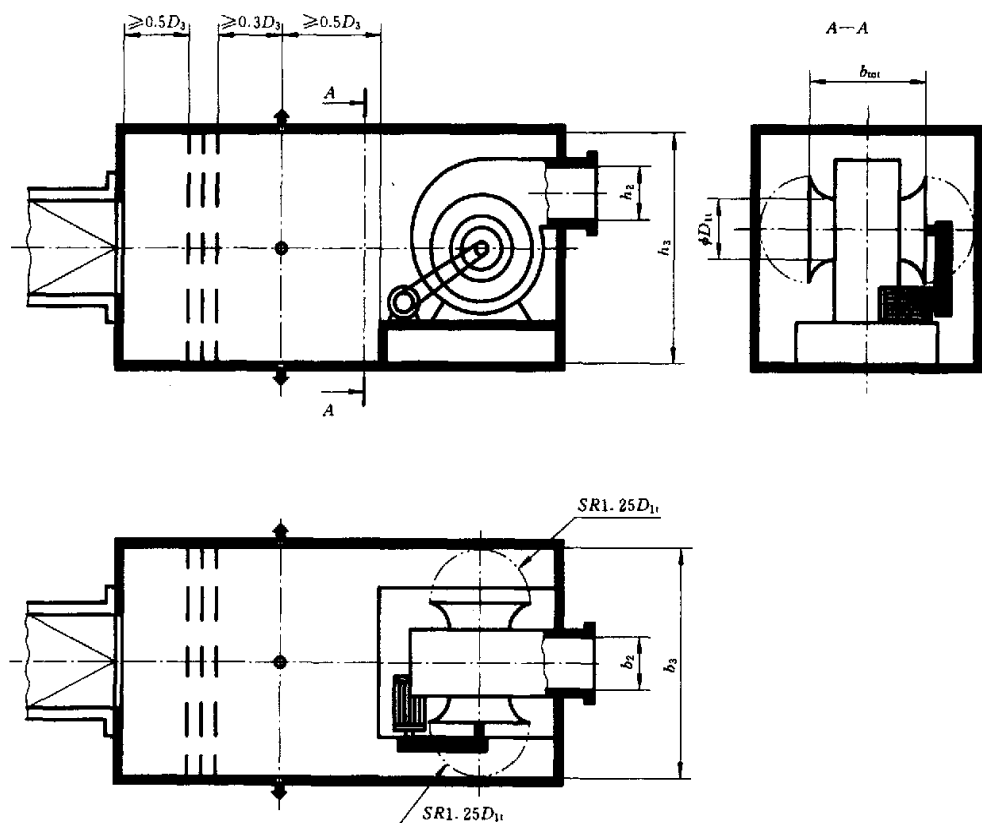


a) 进口试验风室尺寸



b) 在进口侧带有电机的延长试验风室的最小尺寸

图 67 进口侧试验风室 2 型



c) 安装双吸通风机的延长试验风室的最小尺寸

图 67(完)

31.2 可变的供气及排气系统

在试验室装置中应提供改变操作点的方法。

31.2.1 节流设备

可以使用节流设备来控制通风机的工作点。这种设备应固定在风管或风室的端部并应对称于风管或风室轴线布置。

31.2.2 辅助通风机

可以使用辅助通风机来控制试验通风机的工作点。为了克服通过试验装置的损失，可以设计成能在要求流量下产生足够压力。所要求的流量调节方式，例如调节风门、调节叶片角度、或速度控制。在试验期间辅助通风机应无喘振或振动。

31.3 标准化进口试验风室

31.3.1 试验风室

本标准中叙述了三种类型的进口试验风室(见图 66~68)

31.3.1.1 进口风室 1 型

试验风室的横截面可以是带有 D_3 内径的圆形、 $D_3 \times D_3$ 的方形或带有 D_3 短边的矩形。

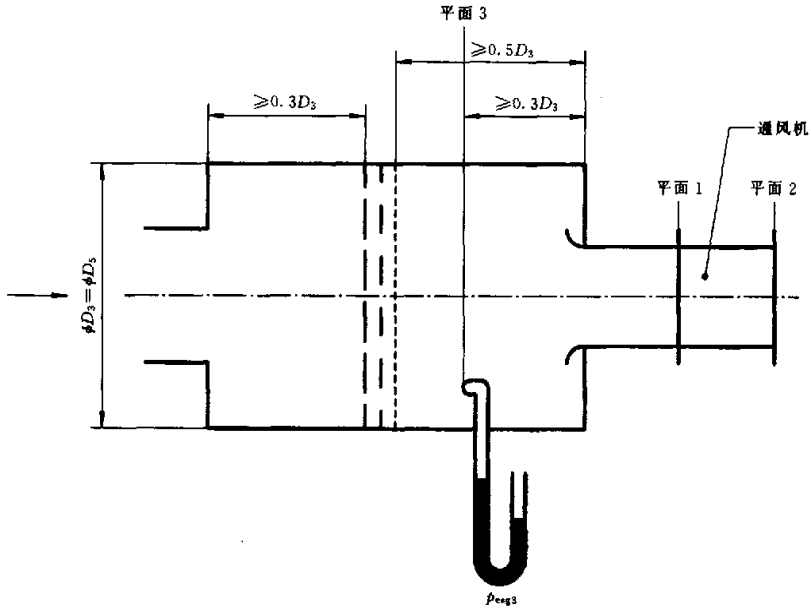
在不违背图 66 所示的风室压力测孔与通风机壳体或电机之间的最小距离的情况下，风室的长度应足以适应于任何要进行试验的通风机。

31.3.1.2 进口风室 2 型

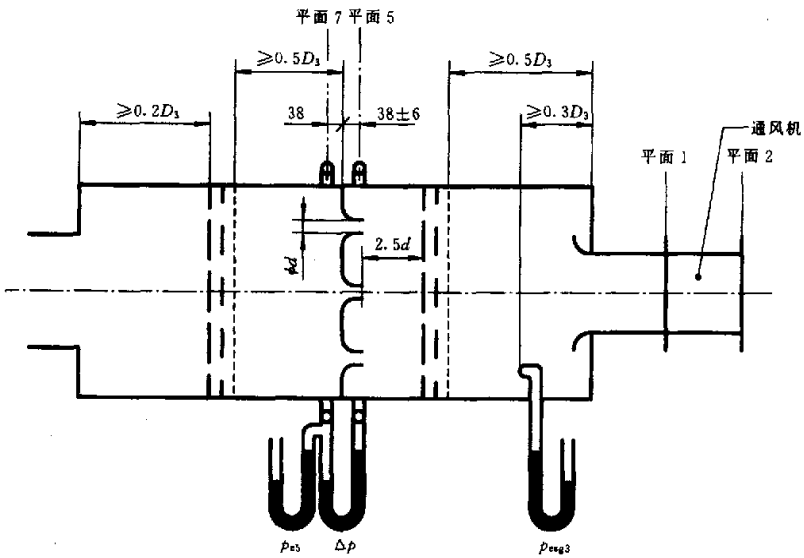
试验风室的横截面可以是带有 D_3 内径的圆形、 $D_3 \times D_3$ 的方形或带有 $b_3 \leq 1.5h_3$ 的 $b_3 \times h_3$ 的矩形。其风室当量直径

$$D_3 = \sqrt{\frac{4}{\pi} b_3 h_3}$$

对于带有进气侧驱动装置的通风机或双流通风机或双进气通风机,风室内压力测孔与靠近通风机部件之间的相应需要最小的距离取决于安装的条件,与最小的尺寸比较,必要时应延长试验风室的长度,见图 67。



a)



b)

图 68 进口侧试验风室 3 型

31.3.1.3 进口风室 3 型

进口风室 3 型的尺寸 D_3 是圆形风室的内径或者是带有内部横向尺寸 $b_3 \times h_3$ 矩形的当量直径

$$\text{式中: } D_3 = \sqrt{\frac{4h_3b_3}{\pi}}$$

压力测量平面 3 为:

- 距风室下游的端部至少 $0.3D_3$;
- 距气流稳流装置的下游至少是 $0.2D_3$ 。

进口风室 3 型可以配备用于流量测量的多喷嘴(见图 68)。

31.3.2 试验状态下的通风机

31.3.2.1 进口风室 1 型

处于试验状态下的通风机进口与风室同轴,可以具有不超过 $\frac{D_3^2}{8}$ 的任意进口喉部面积。或当 A_{11} 为进口喉部面积时,圆形风室的面积 $D_3^2 \geq 8A_{11}$ 。单进口或多进口的总喉部面积不超过 $\frac{D_3^2}{16}$ 是不切合实际的,而且进口的设置应尽可能地使气流保持与风室轴线对称。

带有最大进口尺寸的通风机范例已示于图 66 和图 67 中。

31.3.2.2 进口风室 2 型

处于试验状态下的通风机可以具有不超过 $D_3/2.5$ 的任意进口喉部直径 D_{11} 或 $A_{11} \leq \frac{A_3}{6.25}$ 或 $A_3 \geq 6.25 A_{11}$ 。

当试验一台双进口通风机时,风室的最小宽度应能够适合于这两个进口。应选择方形或矩形横截面的风室,总宽度 b_3 是通风机宽度 b 与如图 67 所示两个吸入口周围的开式空间的球体半径等于 $1.25D_{11}$ 的和。

31.3.2.3 进口风室 3 型

进口风室具有的横截面面积是进口喉部面积的 5 倍 $A_3 \geq 5A_{11}$ 。它们可以配备或不配备测量流量用的多喷嘴(见图 68)。

31.4 标准化出口试验风室

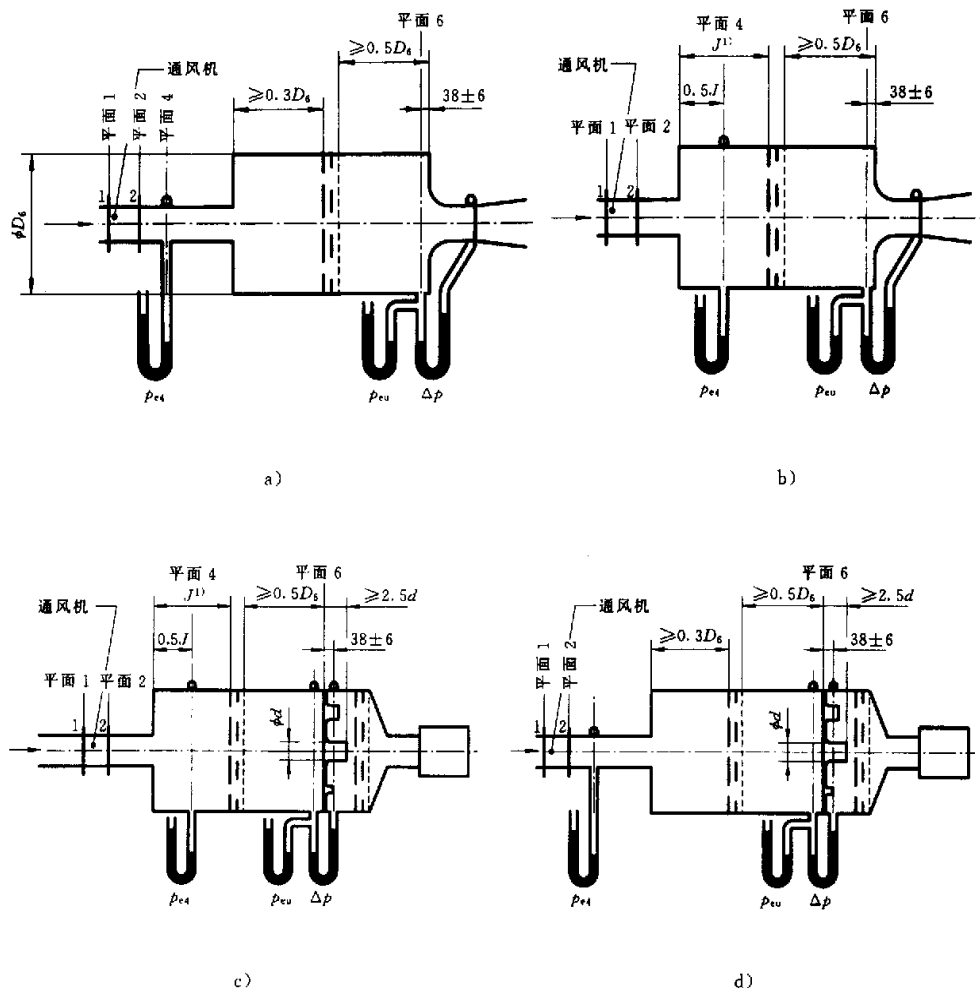
31.4.1 试验风室(见图 69)

试验风室横截面可以是带有 D_6 内径的圆形, $D_6 \times D_6$ 的方形或 $h_6 \times b_6$ 的矩形。

尺寸 D_6 是圆形风室的内径和带有内部尺寸 h_6 和 b_6 的矩形风室的当量直径,即

$$D_6 = \sqrt{\frac{4h_6b_6}{\pi}}$$

可以在通风机出口风管或风室内测量通风机出口压力 p_{04} 。出口风室可以配备或不配备测量流量用的多喷嘴(见图 69)。



1) 对于旋转轴与排出气流垂直的通风机,距离 J 应至少等于出口风管的直径;而对于旋转轴与排出气流平行的通风机, J 至少为出口风管直径的两倍。

图 69 出口侧试验风室

31.4.2 处于试验状态下的通风机

对于旋转轴与排放气流垂直的通风机,出口风室(见图 69)的横截面积至少应是该通风机出口或出口风管面积的 9 倍($A_6 \geq 9A_2$),而对于旋转轴与排放气流平行线的通风机,出口风室的横截面积至少应是该通风机出口或出口风管面积的 16 倍($A_6 \geq 16A_2$)。

32 带有试验风室的标准方法:A 型装置

32.1 通风机装置的类型

通风机的两种通用试验风室装置:

- a) 进口侧试验风室装置。
- b) 出口侧试验风室装置。

在进口风室装置的情况下有 11 种控制和测量流量的方法,在出口风室的情况下有两种方法,对每

种情况在各条款和图中规定了详细的流量测量的方法。

通用方法包括采取的测量和参数计算,可以使用进口风室装置采用的 11 种测量流量方法和使用出口风室装置采用的两种测量方法来确定 A 型装置的性能。在 32.2 和 32.3 中给出。

假设风室足够大,马赫数的影响可以忽略不计。

一般情况下,此方法适用于符合本标准的所有通风机。

但是,当下述情况时可以采用两种简化的方法:

——通风机出口的基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 而压比大于 1.02;

——基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02。

这些方法在 32.2.4.1 和 32.2.4.2 中给出。

32.2 进口侧试验风室

32.2.1 流量测定

用下述装置测定流量:

- 进口 ISO 文丘里喷管,见图 70a);
- 90°弧进口喷嘴,见图 70a);
- 锥形进口,见图 70a);
- 带有角测孔的进口孔板,见图 70b);
- 带有壁测孔的进口孔板,见图 70b);
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板,见图 70c);
- 带有角测孔的管道内孔板,见图 70c);
- 管道内 ISO 文丘里喷管,见图 70d);
- 皮托静压管,见图 70e);
- 管道内文丘里喷管,见图 70f);
- 风室中的多喷嘴,见图 70g);
- 风室中孔板,见图 70g) 和 23i)。

32.2.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量:

- 旋转速度 n 或旋转频率 N ;
- 功率输入 P_s, P_e 或 P_e 和预测叶轮功率(10.4)及辅助通风机的功率 P_{ex} ;
- 流量计差压 Δp ;
- 流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e5} ;
- 图 70 a)~d) 中风室压力 p_{e3} 和图 70e)~g) 中风室滞止压力 p_{eng3} ;
- 风室温度 t_3 。

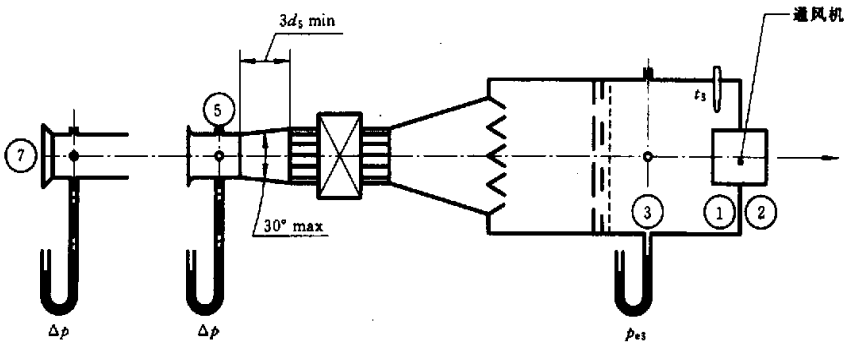
在试验空间内测量:

- 通风机平均高度的大气压力 p_a ;
- 靠近通风机进口的环境温度 t_a ;
- 干湿球温度 t_d 和 t_w 。

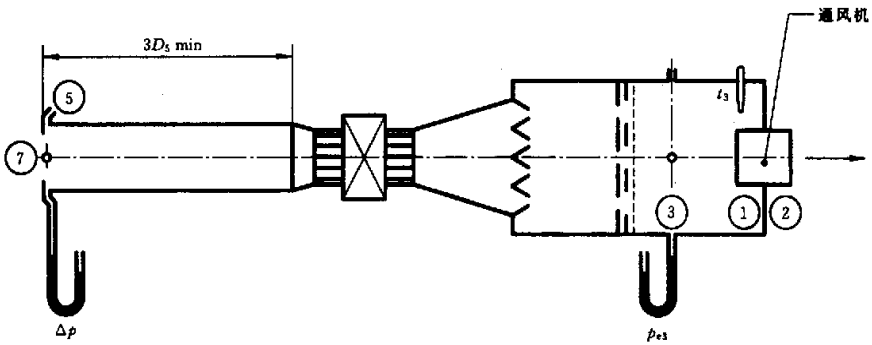
大气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w 的确定见第 12 章。

32.2.3 可压缩流体流动的一般方法

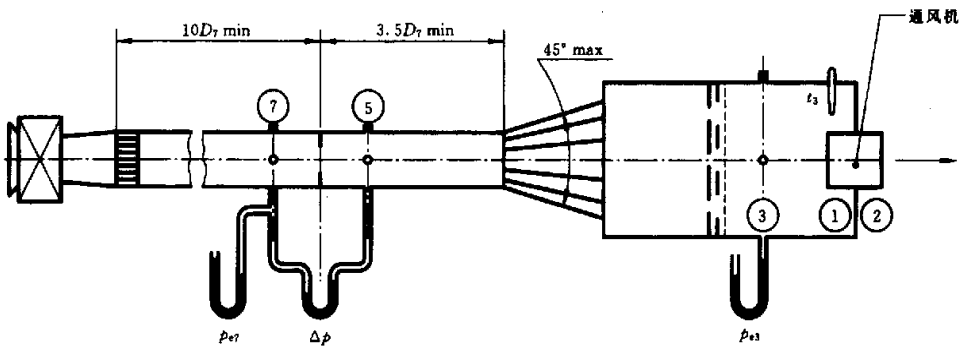
当通风机压比大于 1.02 和基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15(见 14.4.2)时,应采用此方法。



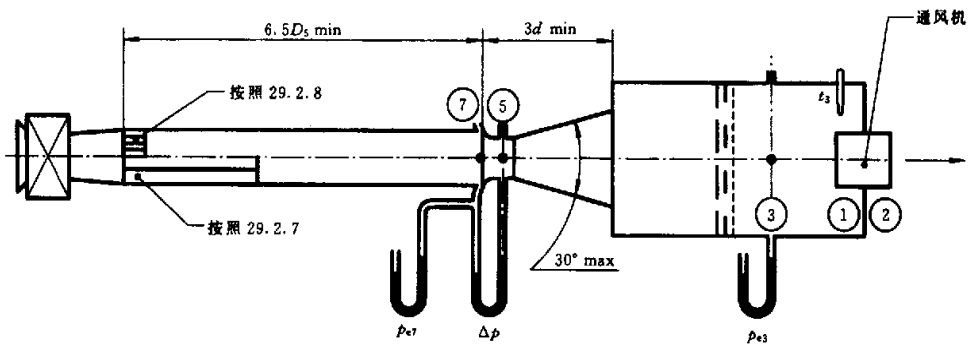
a) 用进口 ISO 文丘里喷嘴或锥形进口或 90°弧进口喷嘴测定流量



b) 用带有角测孔或壁测孔的进口孔板测定流量

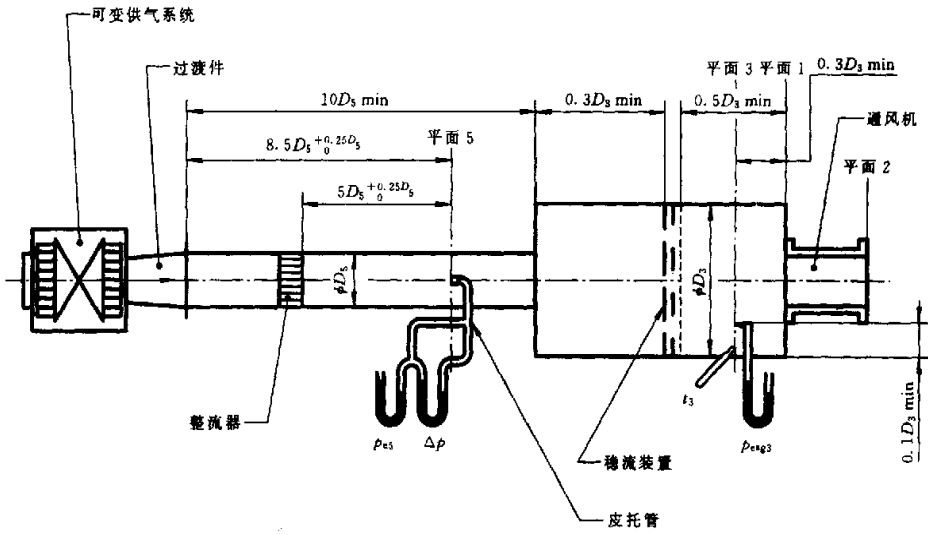


c) 用带有 D 和 D/2 测孔的管道内孔板或带有角测孔的管道内孔板测定流量

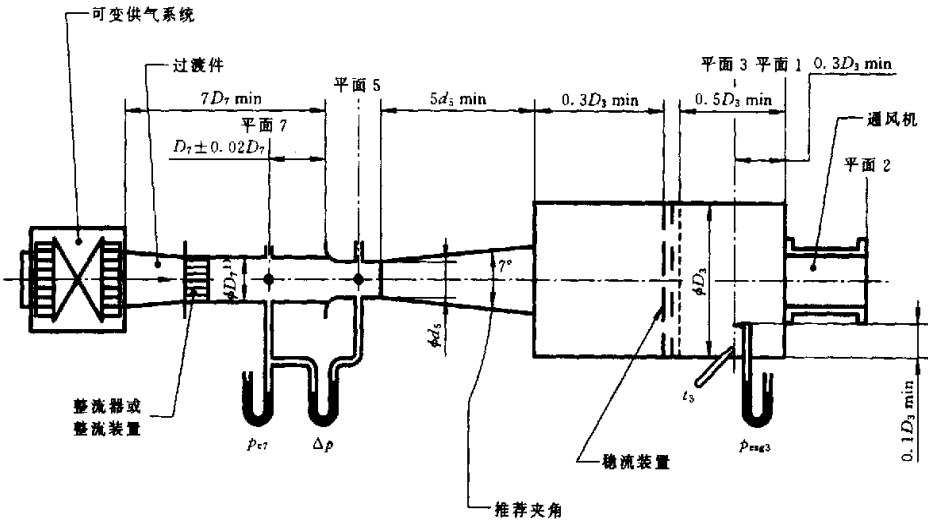


d) 用管道内 ISO 文丘里喷嘴测定流量

图 70 A 型试验装置(进口侧试验风室)



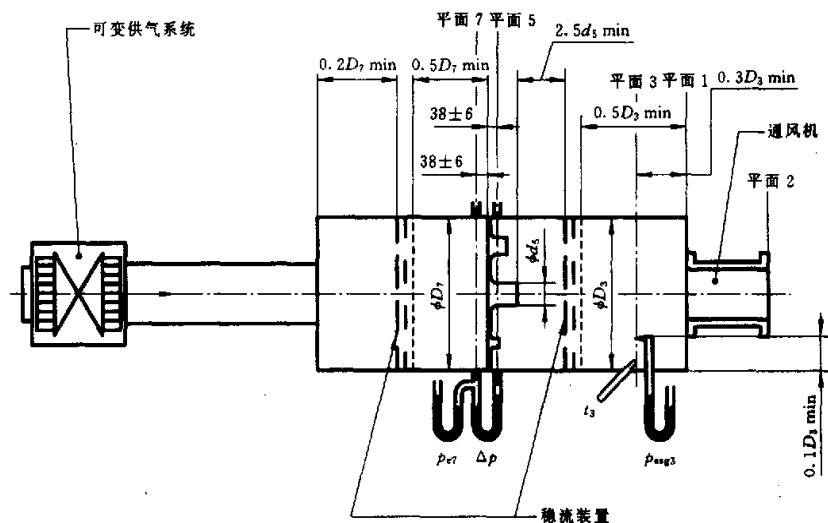
e) 用皮托静压管测定流量



1) $D_7 = 1.9d_3$ min

f) 用管道内文丘里管测定流量

图 70(续)



g) 用风室中多喷嘴测定流量

图 70(完)

32.2.3.1 质量流量的计算

32.2.3.1.1 用下述装置测定流量

- 进口 ISO 文丘里喷管, 见第 22 章和图 70 a);
- 90°弧进口喷嘴, 见第 24 章和图 70 a);
- 锥形进口, 见第 25 章和图 70 a);
- 带有角测孔的进口孔板, 见 26.10 和图 70 b);
- 带有壁测孔的进口孔板, 见 26.11 和图 70 b)。

控制设备或带有控制设备的辅助通风机固定在流量计下游。

假设:

$$p_1 = p_s = p_u$$

$$\Theta_{s,1} = \Theta_1 = t_s + 273.15$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1}$$

在计算根据 12.3 的空气动力粘度和通过流量测量截面的雷诺数的首次近似值之后, 可以根据下述条款来确定流量系数 α 和膨胀系数 ϵ 或复合系数 $\alpha\epsilon$ 。

- 22.3.2, 22.3.3, 22.3.4 和图 18 用于 ISO 文丘里喷管;
- 24.4 用于 90°弧进口喷嘴;
- 25.4 和图 22 用于锥形进口;
- 26.10 和图 26、28, 用于带有角测孔的进口孔板;
- 26.11 用于带有壁测孔的进口孔板。

质量流量由下述表达式给出:

$$q_m = \alpha\epsilon\pi \frac{d_3^2}{4} \sqrt{2\rho_1 \Delta p}$$

当 α 是雷诺数 Re_d 或 Re_D 的函数时, α 随 Re_d 或 Re_D 的变化应在上式中予以考虑。

32.2.3.1.2 用下述装置测定流量

- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板, 见 26.7 和图 70 c);
- 带有角测孔的管道内孔板, 见 26.8 和图 70 c);
- 管道内 ISO 文丘里喷管, 见第 22 章和图 70 d)。

控制设备或带有控制设备的辅助通风机固定在流量计的上游。

假设:

$$p_7 = p_{e7} + p_a$$

$$\Theta_{sg7} = \Theta_{sg3} = t_3 + 273.15 = \Theta_a + \frac{P_{rx}(\text{或 } P_{ex})}{q_m c_p}$$

$$\Theta_7 = \Theta_{sg7} - \frac{q_m^2}{2A_7^2 \rho_7^2 c_p}$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

质量流量由下述表达式确定:

$$q_m = \alpha \varepsilon \frac{\pi d_7^2}{4} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}$$

可根据第 22、26.7、26.8 确定膨胀系数。

在估算流量测量截面的雷诺数之后:

$$Re_{d_7} = \frac{\alpha \varepsilon d_7 \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}}{(17.1 + 0.048 t_7)} \times 10^6 \text{ 或 } Re_{D7} = Re_{d_7} \beta$$

根据下款确定流量系数 α 或复合系数 $\alpha \varepsilon$:

——26.7 和图 24, 用于管道内带有 D 和 $D/2$ 测孔的孔板;

——26.8 和图 25, 用于管道内带有角测孔的孔板;

——第 22 章和图 18, 用于管道内 ISO 文丘里喷管;

——用 $\Theta_7 = \Theta_{sg7}$, 获得 q_m 的第一个值。可以确定 Θ_7 并计算 α 和 q_m 的新值。

两次迭代可以达到允许的 10^{-3} 的计算精度。

32.2.3.1.3 用皮托静压管测定流量[见第 27 章和图 70 e)]

控制设备或带有控制设备的辅助通风机固定在管道流量计的上游。

假设:

$$p_5 = p_{e5} + p_a$$

$$p_{e5} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{e5j}$$

$$\Theta_{sg5} = \Theta_{sg3} = t_3 + 273.15$$

可以测量试验风管内的温度 t_5 , 并可认为是滞止温度, 但最好是测量风室内的温度 t_3 。

平均差压由下式给出(见 27.5):

$$\Delta p_m = \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right)^2$$

质量流量由下述表达式来确定:

$$q_m = \varepsilon \alpha A_5 \sqrt{2 \rho_5 \Delta p_m}$$

式中: $\rho_5 = \frac{p_5}{R_w \Theta_5}$;

$$\Theta_5 = \Theta_{sg5} \left(\frac{p_5}{p_5 + \Delta p_m} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}};$$

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p_m}{p_5} + \frac{\kappa+1}{6\kappa^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_5} \right)^2 \right]^{1/2}$$

α 是雷诺数 Re_{D5} 的函数, 接近 0.99(见 27.6)。

用 $\alpha = 0.99$ 计算 q_m 的第一个值, 并且可用 α 变量修正。

32.2.3.1.4 用管道内文丘里喷管测定流量见第 23 章和图 70f)

控制设备或带有控制设备的辅助通风机固定在流量计的上游。

假定:

$$\Theta_s = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg7} = t_3 + 273.15 = \Theta_s + \frac{P_{ex}(\text{或 } P_{ex})}{q_m c_p},$$

$$p_7 = p_{e7} + p_a,$$

$$\Theta_7 = \Theta_{sg7} - \frac{q_m^2}{2A_7^2 \rho_7^2 c_p}$$

质量流量 q_m 可用下述表达式给出:

$$q_m = \alpha \varepsilon \pi \frac{d_5^2}{4} \sqrt{2\rho_7 \Delta P} = C \varepsilon \pi \frac{\pi d_5^2}{4} \frac{\sqrt{2\rho_7 \Delta P}}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}}$$

式中: ε ——膨胀系数, 根据 23.4.3 计算或表 6。

$$r_d = 1 - \frac{\Delta p}{p_7}$$

$$\alpha = \frac{C}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}}$$

式中: C ——喷嘴排出系数, 为雷诺数 Re_{d5} 和喷嘴形状的函数(见 23.4.2 和表 5);

α_{Au} ——动能系数, 近似等于 1 时用于风室, 近似等于 1.043 时用于风管;

$$\beta = \frac{d_5}{D_7}$$

$$Re_{d5} = \alpha \varepsilon d_5 \frac{\sqrt{2\rho_7 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_7} \times 10^6$$

对于第一次近似:

$$\alpha = \frac{0.95}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}}$$

$$\text{且 } \Theta_7 = \Theta_{sg7}, \rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

可以计算 q_m 的第一个值, 而且使用这个值、 Θ_7 、 Re_{d5} 和 α 可以计算 q_m 的新值。

两或三步计算可以达到允许的 10^{-3} 计算精度。

32.2.3.1.5 用风室中多喷嘴测定流量见第 23 章和图 70 g)

控制设备或带有控制设备的辅助通风机固定在风室的上游。

假设:

$$\Theta_s = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg7} = \Theta_7 = t_3 + 273.15$$

$$p_7 = p_{e7} + p_a$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

$$\beta = \frac{d_5}{D_7} \approx 0$$

质量流量应按照 23.4 由下述表达式给出:

$$q_m = \varepsilon \pi \sum_{j=1}^n \left[C_j \frac{d_{5j}^2}{4} \right] \sqrt{2\rho_7 \Delta p}$$

式中: ε ——膨胀系数, 根据 23.4.3 计算或表 6。

C_j ——第 j 喷嘴的排出系数, 它是喷嘴喉部雷诺数 Re_{d5j} 的函数;

$\beta = 0$ 和 $C_j = \alpha_j$;

$C_j = \alpha_j$ 按照 23.4.2 计算或表 5;

n 是喷嘴数。

对于每个喷嘴, 喉部雷诺数 Re_{d5} 可由下述表达式估算:

$$Re_{d_{5j}} = \frac{\epsilon C_j d_{5j} \sqrt{2\rho_7 \Delta p}}{(17.1 + 0.048 t_7)} \times 10^6$$

用 $C_j = 0.95$, 质量流量首次估算后, 修正排出系数 C_j 。

32.2.3.1.6 用风室中带壁测孔的孔板测定流量

见 26.9.1 和图 70 g) 和图 23 h)~j), 用孔板取代多喷嘴。

假设: $\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg7} = \Theta_7 = t_3 + 273.15$,

$$p_7 = p_{e7} + p_a,$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7},$$

$$\beta = \frac{d_5}{D_7} \leq 0.25$$

质量流量按 26.5 由下述表达式给出:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_5^2}{4} \sqrt{2\rho_7 \Delta p}$$

式中 $\alpha \epsilon$ 根据 26.9 及 26.9.1 确定。

32.2.3.2 通风机压力的计算

32.2.3.2.1 通风机进口压力

假设:

$$p_3 = p_{e3} + p_a,$$

$$\Theta_3 = t_3 + 273.15 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1},$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3},$$

根据 14.5 和 14.6,

$$p_{sg1} = p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} = p_3 + \frac{1}{2} \frac{q_m^2}{A_3^2 \rho_3} = p_{esg3}$$

或

$$p_{esg1} = p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} = p_{e3} + \frac{1}{2} \frac{q_m^2}{A_3^2 \rho_3} = p_{esg3}$$

这对于图 70 a)~d) 的装置有效。对于图 70 e)~g) 的装置, 可以通过皮托静压管来测量滞止压力

p_{esg3} 。且

$$p_{sg1} = p_{esg3} + p_a = p_{sg3}$$

$$p_{esg1} = p_{esg3}$$

$$p_{e3} \leq 0 \text{ 和 } p_{esg1} \leq 0$$

根据 14.4.3.2 和 14.5.2, Ma_1 , $\frac{\Theta_1}{\Theta_{sg1}}$ 和 p_1 可以确定。

进口静压 p_1 可通过下述表达式得出

$$p_1 = p_{sg1} - p_{d1} F_{M1} = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

或

$$p_{e1} = p_{esg1} - p_{d1} F_{M1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1} = p_1 - p_a$$

马赫系数 F_{M1} 可根据 14.5.1 计算。

32.2.3.2.2 通风机出口压力

在通风机出口 p_2 等于大气压 p_a ,

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ (或 } P_c)}{q_m c_p}$$

Ma_2 和 Θ_2 可以根据 14.4.3.1 计算。

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

F_{M2} 根据 14.5.1 计算。

也可以写成

$$p_{esg2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}, k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

32.2.3.2.3 通风机压力

通风机静压 P_{sFA} 可由下式给出:

$$p_{sFA} = p_2 - p_{sg1} = p_1 - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

通风机压力 p_{FA} :

$$p_{FA} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2} - p_{sg1}$$

$$p_{FA} = p_{esg2} - p_{esg1} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2} - p_{esg1}$$

32.2.3.3 容积流量的计算

在试验状态下,容积流量由下述表达式计算:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

32.2.3.4 通风机空气功率的计算

32.2.3.4.1 通风机单位质量功和通风机空气功率

根据 14.8.1,通风机单位质量静功由下式给出:

$$y_{sA} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

通风机单位质量功

$$y_A = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \right]$$

通风机静空气功率 P_{usA} 和通风机空气功率 P_{uA} 可由下式得出:

$$P_{usA} = q_m \cdot y_{sA}$$

$$P_{uA} = q_m \cdot y_A$$

32.2.3.4.2 通风机空气功率和压缩性修正系数的计算

根据 14.8.2,

$$P_{usA} = q_{Vsg1} \cdot p_{sFA} \cdot k_{Ps}$$

$$P_{uA} = q_{Vsg1} \cdot p_{FA} \cdot k_P$$

压缩性修正系数 k_P 和 k_{Ps} 可按以下两个等效的方法确定(见 14.8.2.1)。

a) 第一种方法:

$$k_P \text{ (或 } k_{Ps}) = \frac{Z_k \lg r}{\lg [1 + Z_k (r - 1)]}$$

式中: 对于 k_{Ps} , $r = 1 + \frac{p_{sFA}}{p_{sg1}}$, $Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sFA}}$

对于 k_P , $r = 1 + \frac{p_{FA}}{p_{sg1}}$, $Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{FA}}$

b) 第二种方法:

$$k_P \text{ (或 } k_{Ps}) = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

式中: 对于 k_{P_0} , $x=r-1=\frac{p_3FA}{p_{s01}}$

对于 k_P , $x=r-1=\frac{p_{FA}}{p_{s01}}$

$$Z_p = \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{P_z}{q_{V_{s01}} p_{s01}}$$

32.2.3.5 效率的计算

根据 14.8.1, 效率可由下述表达式给出。

$$\text{通风机静效率: } \eta_{stA} = \frac{P_{stA}}{P_t}$$

$$\text{通风机效率: } \eta_{tA} = \frac{P_{uA}}{P_t}$$

$$\text{通风机静轴效率: } \eta_{stA} = \frac{P_{stA}}{P_s}$$

$$\text{通风机轴效率: } \eta_{aA} = \frac{P_{uA}}{P_s}$$

32.2.4 简化的方法

32.2.4.1 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比大于 1.02

滞止和静态温度可看作相等, 且马赫系数 $F_M=1$ (见 14.9.1), 即

$$\Theta_x = \Theta_{s0x}$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

32.2.4.1.1 质量流量的计算

质量流量可根据 32.2.3.1 中所述的方法来确定。但是下述的简化可用于图 70 c)~g) 的装置计算。

可以测量流量计上游的温度和风室中的温度:

$$\Theta_u = t_u + 273.15 = \Theta_{s0u}$$

$$p_u = p_{eu} + p_s$$

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_w \Theta_u}$$

不需要用迭代法来计算滞止和静态温度之间的差异。但是, 当 α 随着雷诺数变化时 (见 32.2.3.1), 对雷诺数进行估算是必要的。用估算的 α 值和 $\Theta_u = \Theta_{s0u}$ 计算流量。

32.2.4.1.2 通风机的压力计算

32.2.4.1.2.1 通风机进口压力

按照 14.9.1.2 和 14.9.1.3,

$$p_{s01} = p_{s03} = p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

或

$$p_{es01} = p_{es03} = p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$\text{式中: } \rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3} = \frac{p_{e3} + p_s}{R_w \Theta_3}$$

除在图 70 e)~g) 的情况下测量滞止压力外:

$$p_{s01} = p_{s03}$$

或 $p_{es01} = p_{es03}$

$$p_1 = p_{s01} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\text{或 } p_{e1} = p_{es01} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\text{式中: } \rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1} = \frac{p_1}{R_w \Theta_{s01}} = \frac{p_1}{R_w \Theta_{s03}}$$

p_1 是未知数,应采用迭代法两或三步计算确定 p_1 和 ρ_1 (见 14.9.1.4)。

压力 p_1 可以按下列表达式确定 (见 14.9.1.4)

$$p_1 = \frac{p_{s_{g1}} + \sqrt{p_{s_{g1}}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 R_w \Theta_{s_{g1}}}}{2}$$

$$p_{e1} = p_1 - p_a$$

32.2.4.1.2.2 通风机出口压力

在通风机出口, $p_2 = p_s$ 或 $p_{e2} = 0$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_{s_{g2}}}$$

$$\Theta_{s_{g2}} = \Theta_{s_{g1}} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

$$p_{s_{g2}} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 = p_s + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{es_{g2}} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

32.2.4.1.2.3 通风机压力

通风机静压 p_{sFA} 和通风机压力 p_{FA} 由下列表达式给出:

$$p_{sFA} = p_2 - p_{s_{g1}} = p_s - p_{s_{g1}} = -p_{es_{g1}}$$

$$p_{FA} = p_{s_{g2}} - p_{s_{g1}} = p_s + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_{s_{g1}} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_{es_{g1}}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

注 44: $p_{es_{g1}} \leq 0$, $p_{e3} \leq 0$

32.2.4.1.3 容积流量的计算

$$q_{V_{s_{g1}}} = \frac{q_m}{\rho_{s_{g1}}}$$

$$\text{式中: } \rho_{s_{g1}} = \frac{p_{s_{g1}}}{R_w \Theta_{s_{g1}}}$$

32.2.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机功率按上述 14.8.1、14.8.2、14.8.3 和 32.2.3.4 计算。

32.2.4.1.5 通风机效率的计算

通风机效率按上述 14.8.1、14.8.2、14.8.3 和 32.2.3.5 计算。

32.2.4.2 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02 (见 14.9.2)

通过通风机的流动可以看作是不可压缩的。

$$\Theta_1 = \Theta_{s_{g1}} = \Theta_3 = \Theta_{s_{g3}} = \Theta_2 = \Theta_{s_{g2}}$$

$$\rho_1 = \rho_2$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$k_p = 1$$

32.2.4.2.1 质量流量的计算

质量流量按上述 32.2.4.1.1 确定。

32.2.4.2.2 通风机压力的计算

32.2.4.2.2.1 通风机进口压力

$$\rho_1 = \rho_{s_{g1}} = \rho_{s_{g3}} = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

$$p_{s_{g1}} = p_3 + \frac{1}{2\rho_{s_{g1}}} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_{\text{esg1}} = p_{\text{e3}} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_1 = p_{\text{sg1}} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

或

$$p_{\text{e1}} = p_{\text{esg1}} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

除在图 70 e)~g) 的情况测量滞止压力 p_{esg3} 外, 且 $p_{\text{esg1}} = p_{\text{esg3}}$ 或 $p_{\text{sg1}} = p_{\text{sg3}}$ 。

32.2.4.2.2 通风机出口压力

$$p_2 = p_s$$

$$p_{\text{e2}} = 0$$

$$p_{\text{sg2}} = p_2 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

或

$$p_{\text{esg2}} = \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

32.2.4.2.3 通风机压力

$$p_{\text{sFA}} = p_2 - p_{\text{sg1}} = p_s - p_{\text{sg1}} = -p_{\text{esg1}}$$

$$p_{\text{FA}} = p_{\text{sg2}} - p_{\text{sg1}} = p_2 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left(p_3 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 \right) = \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left(p_{\text{e3}} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 \right)$$

32.2.4.2.3 容积流量的计算

$$q_{V\text{sg1}} = \frac{q_m}{\rho_{\text{sg1}}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{\text{sg1}}}{R_w \theta_{\text{sg1}}} \right)}$$

32.2.4.2.4 通风机空气功率的计算

$$P_{\text{usA}} = q_{V\text{sg1}} p_{\text{sFA}}$$

$$P_{\text{oA}} = q_{V\text{sg1}} p_{\text{FA}}$$

32.2.4.2.5 通风机效率的计算

通风机效率按上述 14.8.1 和 32.2.4.1.5 的规定计算。

32.2.5 试验条件下的通风机性能

——进口容积流量 $q_{V\text{sg1}}$;

——通风机静压 p_{sFA} ;

——通风机压力 p_{FA} ;

——通风机效率 η_{tsA} 或 η_{rA} 。

32.3 出口侧试验风室

32.3.1 流量的测定

用下述装置测定流量:

——风室末端的文丘里喷管, 见第 23 章和图 71 a);

——风室中的多喷嘴, 见第 23 章和图 71 b);

——风室中的孔板, 见 26.9.1, 图 71 b)。

32.3.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量:

——转速 n 或旋转频率 N ;

——输入功率 P_1 、 P_0 或 P_e 和预测叶轮功率(见 10.4);

——流量计差压 Δp ;

——上游段压力 p_{e6} ;

——风室压力 p_{e4} ;

——风室温度 t_6 。

在试验空间内测量:

——通风机平均高度的大气压 p_a ;

——靠近进口的环境温度 t_a ;

——干球和湿球温度 t_d 和 t_w 。

按照第 12 章规定,确定大气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w 。

32.3.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用此方法。

32.3.3.1 质量流量的计算

32.3.3.1.1 用下述装置测定流量:

——文丘里喷管,见第 23 章和图 71 a);

——风室中多喷嘴,见第 23 章和图 71 b)。

风室后面是控制装置或带控制装置的辅助通风机。

假设:

$$p_6 = p_a + p_{e6}$$

$$\Theta_6 = t_6 + 273.15 = \Theta_{sg6}$$

$$\frac{d_6}{D_6} = \beta \approx 0$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

质量流量根据 23.4 的规定由下列表达式求得

$$q_m = \varepsilon \pi \sum_{j=1}^n \left[C_j \frac{d_{6j}^2}{4} \right] \sqrt{2\rho_6 \Delta p}$$

式中: ε ——膨胀系数,按照 23.4.3 计算或表 6;

C_j ——第 j 喷嘴的排出系数,是喷嘴的喉部雷诺数 Re_{d6j} 的函数;

$$\beta = 0 \text{ 和 } C_j = \alpha;$$

$$C_j = \alpha, \text{ 按照 23.4.2 计算或表 5;}$$

n ——喷嘴数,对于风室末端上喷嘴等于 1。

对于各喷嘴其喉部雷诺数 Re_{d6j} 按下列表达式进行估算:

$$Re_{d6j} = \frac{\varepsilon C_j d_{6j} \sqrt{2\rho_6 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_6} \times 10^6$$

用 $C_j = 0.95$, 质量流量首次估算后,排出系数 C_j 按照雷诺数变化修正。

32.3.3.1.2 用风室中带有壁测孔的孔板测定流量(见 26.9.1, 图 71 b)和 23 h), i), j))

假设:

$$p_6 = p_a + p_{e6}$$

$$\Theta_6 = t_6 + 273.15 = \Theta_{sg6}$$

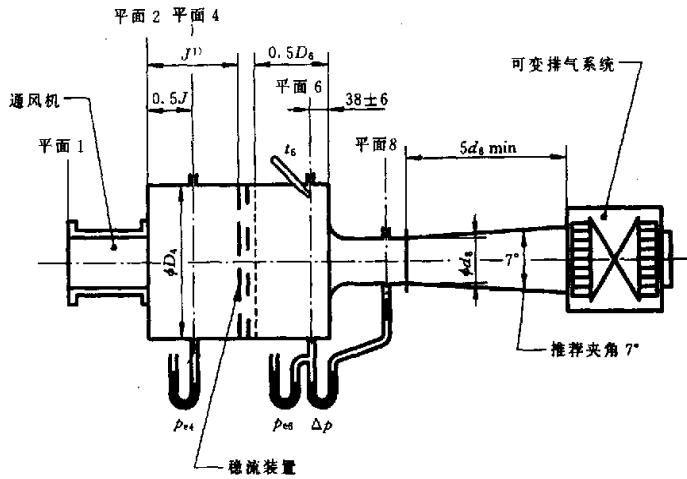
$$\frac{d_6}{D_6} = \beta \leq 0.25$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

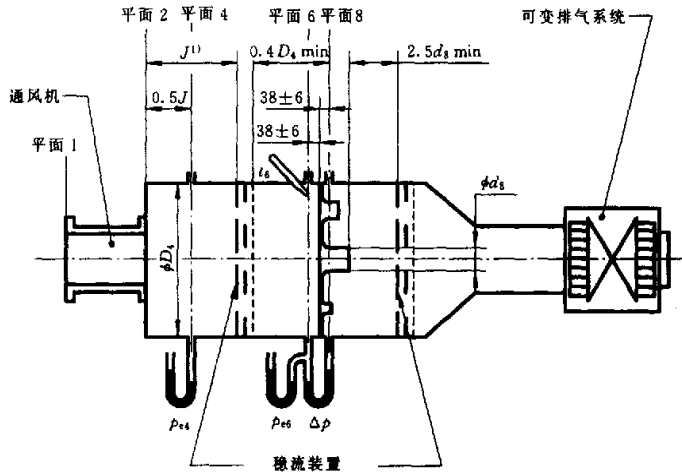
质量流量根据 26.5 的规定由下式给出:

$$q_m = \alpha \varepsilon \pi \frac{d_6^2}{4} \sqrt{2\rho_6 \Delta p}$$

式中: $\alpha \varepsilon$ 根据 26.5 和 26.9.1 确定。



a) 用风室末端文丘里喷管测定流量



b) 用风室中多喷嘴测定流量

- 1) 对于旋转轴线与排出气流垂直的通风机,距离 J 应至少等于出口风管的直径;而对于旋转轴线与排出气流平行的通风机, J 至少为出口风管的直径的两倍。

图 71 A 型试验装置(出口侧试验风室)

32.3.3.2 通风机压力的计算

32.3.3.2.1 通风机出口压力

$$p_2 = p_1 = p_{e1} + p_s$$

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg4} = t_6 + 273.15 = \Theta_{sg6}$$

马赫数 Ma_2 和温度 Θ_2 按 14.4.3.1 和图 5 确定。

$$\Theta_2 = \Theta_{sg2} \frac{\Theta_2}{\Theta_{sg2}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2} = \frac{p_1}{R_w \Theta_1}$$

$$p_{s2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$\text{或 } p_{es2} = p_{e2} + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

F_{M2} 按 14.5.1 确定。

32.3.3.2 通风机进口压力

$$p_{s1} = p_a, \dot{p}_{es1} = 0$$

$$\Theta_{s1} = t_a + 273.15$$

马赫数 Ma_1 , $\frac{\rho_{s1}}{\rho_1}$ 及马赫系数 F_{M1} 按照 14.4.3.2、14.4.4 和 14.5.1 计算。

$$p_1 = p_{s1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

$$\text{或 } p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

32.3.3.2.3 通风机压力

通风机静压 p_{sFA} 和通风机压力 p_{FA} 按下列表达式给出：

$$p_{sFA} = p_2 - p_{s1} = p_2 - p_a = p_{e2}$$

$$p_{FA} = p_{s2} - p_{s1} = p_{es2} - p_{es1} = p_{es2}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}, k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

32.3.3.3 容积流量的计算

在试验条件下，容积流量按下列表达式确定：

$$q_{V_{s1}} = \frac{q_m}{\rho_{s1}}$$

$$\rho_{s1} = \frac{p_a}{R_w \Theta_{s1}}$$

32.3.3.4 通风机空气功率的计算

32.3.3.4.1 通风机单位质量功和通风机空气功率

按照 14.8.1 的规定，通风机单位质量静功和通风机单位质量功按下列表达式求得：

$$y_{sA} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

$$y_A = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

通风机静空气功率和通风机空气功率按下式求得：

$$P_{usA} = q_m y_{sA}$$

$$P_{uA} = q_m y_A$$

32.3.3.4.2 通风机空气功率和压缩性修正系数的计算

按 14.8.2 的规定，

$$P_{usA} = q_{V_{s1}} p_{sFA} k_{Ps}$$

$$P_{uA} = q_{V_{s1}} p_{FA} k_P$$

压缩性修正系数 k_P 和 k_{Ps} 可按两种等效的方法确定(见 14.8.2.1)。

a) 第一种方法

$$k_P (\text{或 } k_{Ps}) = \frac{Z_k \lg r}{\lg[1 + Z_k(r-1)]}$$

式中：对于 k_{Ps} , $r = 1 + \frac{p_{sFA}}{p_{s1}}$, $Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{V_{s1}} p_{sFA}}$

对于 k_P , $r = 1 + \frac{p_{FA}}{p_{s1}}$, $Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{V_{s1}} p_{FA}}$

b) 第二种方法

$$k_P (\text{或 } k_{Ps}) = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

式中：对于 k_{Pa} , $x=r-1=\frac{p_{sFA}}{p_{sg1}}$

对于 k_p , $x=r-1=\frac{p_{FA}}{p_{sg1}}$

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sg1}}$$

32.3.3.5 效率的计算

按照 14.8.1, 效率由下列表达式给出:

$$\text{通风机静效率: } \eta_{rsA} = \frac{P_{usA}}{P_r}$$

$$\text{通风机效率: } \eta_{rA} = \frac{P_{uA}}{P_r}$$

32.3.4 简化方法

32.3.4.1 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 而压比大于 1.02

滞止和静态温度可以看作是相等的, 而马赫系数 F_M 等于 1 (见 14.9.1)

$$\Theta_x = \Theta_{sgx}$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

32.3.4.1.1 质量流量的计算

质量流量按 32.3.1 中规定的方法确定。

32.3.4.1.2 通风机压力的计算

32.3.4.1.2.1 通风机出口压力

假设:

$$\Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg4} = \Theta_4 = t_6 + 273.15$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2} = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$p_{sg2} = p_4 + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$\text{或 } p_{esg2} = p_{e4} + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

32.3.4.1.2.2 通风机进口压力

$$p_s = p_{sg1}$$

$$\rho_{sg1} = \rho_s = \frac{p_s}{R_w \Theta_{sg1}}$$

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\text{或 } p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\text{式中: } \rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1}$$

但 p_1 是未知数, 应采用迭代法(两或三步计算)确定 p_1 和 ρ_1 (见 14.9.1.4)。

压力 p_1 可按下列表达式确定:

$$p_1 = \frac{p_{sg1} + \sqrt{p_{sg1}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 R_w \Theta_{sg1}}}{2}$$

$$p_{e1} = p_1 - p_s$$

32.3.4.1.2.3 通风机压力

通风机静压和通风机压力按下列表达式求得:

$$p_{sFA} = p_2 - p_{sg1} = p_4 - p_a = p_{c4}$$

$$p_{FA} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_4 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_a = p_{c4} + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

32.3.4.1.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

32.3.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率,按上述 14.8.1 和 14.8.2 及 32.3.3.4 进行计算。

32.3.4.1.5 通风机效率的计算

通风机效率按上述 32.3.3.5 进行计算。

32.3.4.2 基准马赫数小于 0.15 和压比小于 1.02(见 14.9.2)

通过通风机的流体可看作是不可压缩的。

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_4 = \Theta_{sg4} = \Theta_u = \Theta_s = t_s + 273.15$$

$$\rho_1 = \rho_2$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$k_p = 1$$

32.3.4.2.1 质量流量的计算

质量流量按上述 32.3.3.1 确定。

32.3.4.2.2 通风机压力的计算

32.3.4.2.2.1 通风机出口压力

$$\rho_1 = \rho_{sg1} = \rho_2 = \rho_{sg2} = \rho_4 = \rho_u = \rho_s = \frac{p_s}{R_w \Theta_s}$$

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{csg2} = p_{c4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

32.3.4.2.2.2 通风机进口压力

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{c1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

32.3.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力按下列表达式求得:

$$p_{sFA} = p_2 - p_{sg1} = p_4 - p_a = p_{c4}$$

$$p_{FA} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_a = p_{c4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 = p_{csg4}$$

32.3.4.2.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

32.3.4.2.4 通风机空气功率的计算

$$P_{usA} = q_{Vsg1} p_{sFA}$$

$$P_{uA} = q_{Vsg1} p_{FA}$$

32.3.4.2.5 通风机效率的计算

通风机效率按 14.8.1 和 32.3.3.5 进行计算。

32.3.5 试验条件下的通风机性能

——进口容积流量 q_{Vsg1} ;

——通风机静压 p_{sFA} ;

- 通风机压力 p_{FA} ;
- 通风机效率 η_{rsA} 或 η_{rA} 。

33 带有出口侧试验管道的标准方法:B型装置

33.1 通风机装置的型式

两种一般型式的通风机装置:

a) 带有防涡流装置的出口试验风管,在防涡流装置下游段测量压力。

b) 短型出口风管,2或3个当量直径长度不带防涡流装置,不在此短风管中进行测量,后面有出口风室和流量计。用这种方法获得之结果,在某种程度上与在出口侧用公用风道获得之结果有些不同。

在第一种情况下,示出在试验风管中控制和测量流量的八种方法。在第二种情况下,示出两种方法。在每一种情况下,与详述方法的条款和图一起规定了流量测量方法。

测定B型装置通风机性能的一般方法包括采取的测量和参数计算,在33.2.3~33.2.3.5中给出。这对符合本标准的所有通风机一般均是有效的。

在下述情况下,可以采用两种简化的方法:

——基准马赫数 Ma_{zref} 小于0.15而压比大于1.02。

——基准马赫数 Ma_{zref} 小于0.15和压比小于1.02。

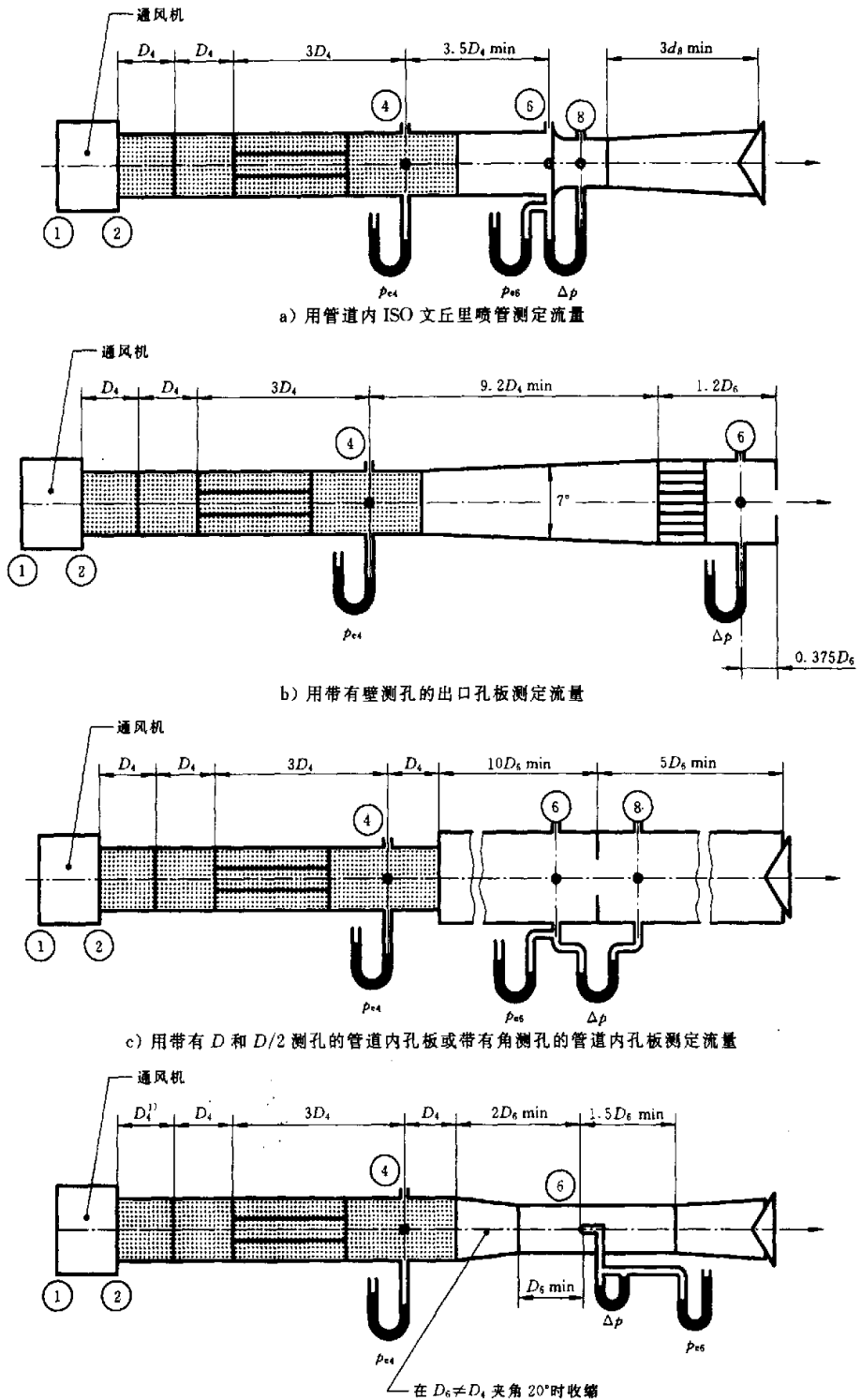
在这种情况下,可以按照14.9.1、14.9.2、33.2.4和33.3.4中给出的方法。

33.2 带有防涡流装置的出口侧试验管道

33.2.1 流量的测定

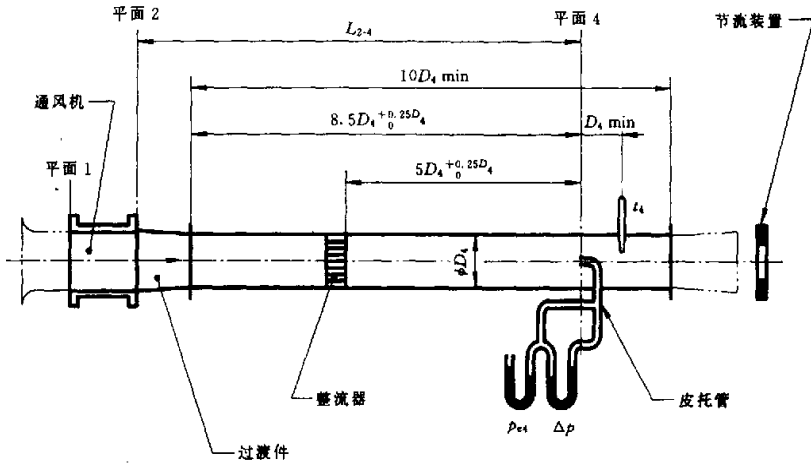
用下述装置测定流量:

- 管道内ISO文丘里喷管,见第22章和图72 a);
- 带有壁测孔的出口孔板,见26.9和图72 b);
- 带有D和D/2测孔的管道内孔板,见26.7和图72 c);
- 带有角测孔的管道内孔板,见26.8和图72 c);
- 皮托静压管,见第27章和图72 d)、e);
- 管道内文丘里喷管,见第23章和图72 f);
- 风室末端文丘里喷管,见第23章和图72 g);
- 风室中多喷嘴,见第23章和图72 h)。

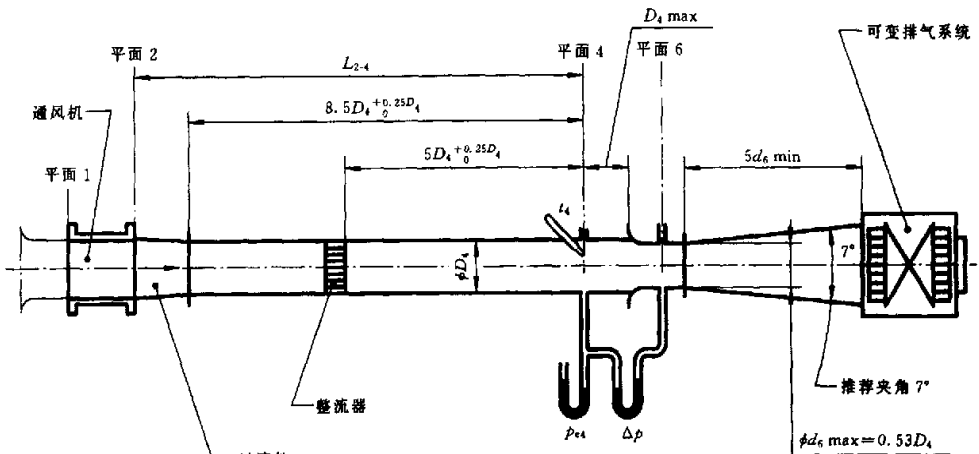


1) 当需要调节面积和/或形状变化时,长度 D_4 的圆形风道段可按第 29 章用过渡段取代。

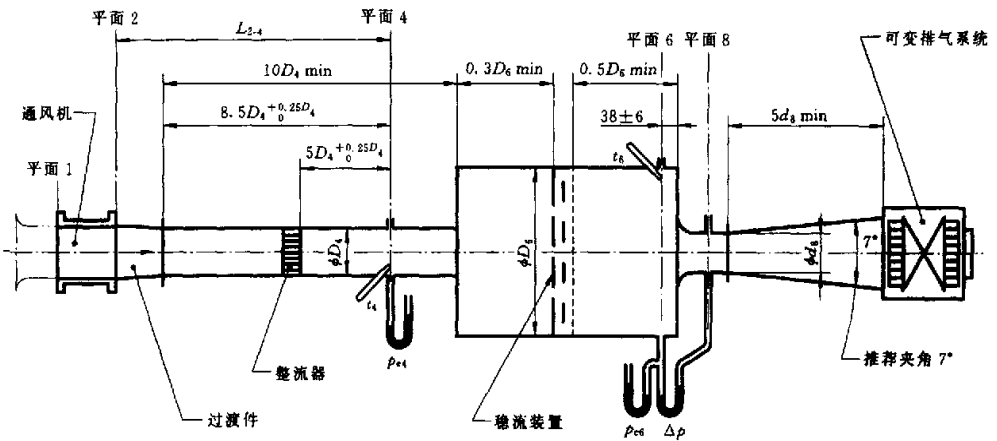
图 72 B 型试验装置(带防涡流装置)



e) 用皮托静压管测定流量

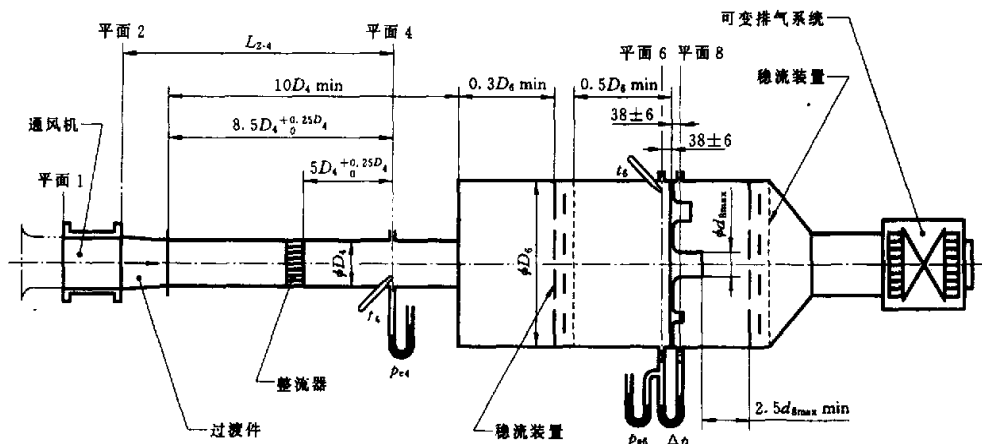


f) 用管道内文丘里喷管测定流量



g) 用风室末端文丘里喷管测定流量

图 72(续)



h) 用风室中多喷嘴测定流量

图 72(完)

33.2.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量:

- 转速 n 或旋转频率 N ;
- 输入功率 P_s 、 P_o 或 P_e 和预测叶轮功率(见 10.4);
- 出口压力 p_{e4} ;
- 流量计上游压力 p_{e8} ;
- 流量计差压 Δp ;
- 风室温度 t_6 。

在试验空间内测量

- 通风机平均高度的大气压 p_a ;
- 靠近通风机进口的环境温度 t_s ;
- 干球和湿球温度 t_d 和 t_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第 12 章)。

33.2.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用此种方法。

33.2.3.1 质量流量的计算

33.2.3.1.1 用下述装置测定流量:

- 管道内 ISO 文丘里管,见第 22 章和图 72 a);
- 带有壁测孔的出口孔板,见 26.9 和图 72 b);
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板,见 26.7 和图 72 c);
- 带有角测孔的管道内孔板,见 26.8 和图 72 c)。

进行压力和流量测量的出口试验管道后面有控制装置或带控制装置的辅助通风机。

a) 试验管道内的温度 t_4 或 t_6 不测量。

本方法是标准方法。

假设:

$$p_s = p_{e6} + p_a$$

$$\Theta_{sg1} = t_s + 273.15$$

$$\Theta_{sg6} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

$$\Theta_s = \Theta_{sg6} - \frac{q_m^2}{2A_s^2 \rho_s^2 c_p} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r(\text{或 } P_e)}{q_m c_p} - \frac{q_m^2}{2A_s^2 \rho_s^2 c_p}$$

$$\rho_s = \frac{p_s}{R_w \Theta_s}$$

Θ_s 、 Θ_{sg6} 、 q_m 是未知数。

质量流量按下列表达式确定：

$$q_m = a \varepsilon \pi \frac{d_s^2}{4} \sqrt{2 \rho_s \Delta p}$$

式中： ε ——膨胀系数，按照 22.3.3、26.7、26.8、26.9 确定。

a ——流量系数，是下列表达式估算的雷诺数 Re_{ds} 或 Re_{D6} 的函数，

$$Re_{ds} = \frac{a \varepsilon d_s \sqrt{2 \rho_s \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_s} \times 10^6$$

$$Re_{D6} = \frac{a \varepsilon \beta d_s \sqrt{2 \rho_s \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_s} \times 10^6$$

a 或复合系数 $a \varepsilon$ 是按照 22.3、26.7、26.8、26.9 和图 18、图 24~27 确定的。

应采用迭代法，从 Θ_s 的第一值 $\Theta_s = \Theta_{sg6} = \Theta_{sg1}$ 来计算 Θ_s 、 ρ_s 、 Re_{ds} 或 Re_{D6} 、 a 和 q_m 。进行 3 或 4 次迭代即求得计算精度为 10^{-3} 的 q_m 。

b) t_s 测量

t_s 看作是滞止温度 Θ_{sg6} ，并且采用上述方法。

$$\Theta_s = t_s + 273.15 - \frac{q_m^2}{2A_s^2 \rho_s^2 c_p}$$

33.2.3.1.2 用皮托静压管测定流量[见第 27 章、图 72d)~e)]

注 45：对于装置图 72 e) 平面 4 和平面 6 是一致的。

进行压力和流量测量的出口管道后面有控制装置或带控制装置的辅助通风机。

假设：

$$p_{e6} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{e6j}$$

$$p_s = p_{e6} + p_a$$

$$\Theta_{sg6} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r(\text{或 } P_e)}{q_m c_p}$$

$$\Theta_s = \Theta_{sg6} \left(\frac{p_s}{p_s + \Delta p_m} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\text{式中：} \Delta p_m = \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right]^2 = \left[\frac{1}{n} \left(\sqrt{\Delta p_1} + \sqrt{\Delta p_2} + \dots + \sqrt{\Delta p_n} \right) \right]^2$$

$$\rho_s = \frac{p_s}{R_w \Theta_s}$$

质量流量 q_m 按下列表达式确定：

$$q_m = a \varepsilon A_s \sqrt{2 \rho_s \Delta p_m}$$

式中：流量系数 a 是雷诺数 Re_{D6} 的函数，接近 0.99 (见 27.6)。

$$Re_{D6} = a \varepsilon D_6 \frac{\sqrt{2 \rho_s \Delta p_m}}{17.1 + 0.048 t_s} \times 10^6$$

$$\varepsilon \text{——膨胀系数 (见 27.5), } \varepsilon = \left[1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p_m}{p_s} + \frac{\kappa+1}{6\kappa^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_s} \right)^2 \right]^{1/2}$$

q_m 的第一个近似值是用 $a=0.99$ 计算的， ε 则由上述表达式计算。

q_m 这一值可以计算 Re_{D6} 、 a 和 q_m 的第二值。进行 2 或 3 次迭代可以确定计算精度为 10^{-3} 的质量流量。

33.2.3.1.3 用管道内文丘里喷管测定流量[见第 23 章和图 72 f)]

进行压力和流量测量的出口管道后面有控制装置或带控制装置的辅助通风机。

假设:

$$p_4 = p_{e4} + p_s$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$\Theta_{s4} = \Theta_{s1} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

$$\Theta_4 = \Theta_{s4} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p} - \frac{q_m^2}{2A_4^2 \rho_4^2 c_p}$$

$\Theta_{s4}, \Theta_4, q_m$ 是未知数。

$$\beta = \frac{d_6}{D_4}$$

质量流量 q_m 按下列表达式求得(见第 23 章):

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_6^2}{4} \sqrt{2\rho_4 \Delta p}$$

$$q_m = \epsilon C \pi \frac{d_6^2}{4} \frac{\sqrt{2\rho_4 \Delta p}}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}}$$

式中: α ——喷嘴的流量系数, $\alpha = \frac{C}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}}$;

C ——喷嘴的排出系数, 是喉部雷诺数 Re_{d_6} 的函数(见 23.4.2 或表 5);

$$Re_{d_6} = \alpha \epsilon d_6 \frac{\sqrt{2\rho_4 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_4} \times 10^6$$

α_{Au} ——动能系数, 风管进口近似等于 1.043, 而风室进口近似等于 1。

ϵ ——膨胀系数, 按照 23.4.3 计算或表 6。

对于第一次近似,

$$\alpha = \frac{0.95}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}}$$

$$\Theta_4 = \Theta_{s1}$$

计算的 q_m 值再计算 $\Theta_4, \rho_4, Re_{d_6}, \alpha$ 和 q_m 的新值。两或三次迭代足可求得计算精度为 10^{-3} 的 q_m 。

33.2.3.1.4 用下述装置测定流量:

——风室末端文丘里喷管, 见第 23 章和图 72 g);

——风室内多喷嘴, 见第 23 章和图 72 h)。

进行压力和流量测量的出口风管后面有控制装置或有控制装置的辅助通风机。

可测量在风室内温度 t_6 。

$$p_6 = p_{e6} + p_s$$

$$\Theta_6 = \Theta_{s6} = t_6 + 273.15$$

$$\beta = \frac{d_6}{D_6} = 0 \quad \rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

质量流量由下述表达式给出:

$$q_m = \epsilon \pi \sum_{j=1}^n \left[C_j \frac{d_{6j}^2}{4} \right] \sqrt{2\rho_6 \Delta p}$$

式中: ϵ ——膨胀系数, 按 23.4.3 计算或表 6;

C_j ——第 j 喷嘴的排出系数, 是喷嘴喉部雷诺数 $Re_{d_{6j}}$ 的函数, 见 23.4.2;

$\beta = 0$ 和 $C_j = \alpha_j$;

$C_j = \alpha_j$ 按 23.4.2 计算或表 5;

n ——喷嘴数,对于风室末端喷嘴等于 1。

对于每个喷嘴喉部雷诺数由下列表达式估算:

$$Re_{d_{sj}} = \frac{\varepsilon C_j d_{sj} \sqrt{2\rho_0 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_6} 10^6$$

用 $C_j = 0.95$, 第一次估算质量流量之后, 排出系数 C_j 通过雷诺数变化进行修正。

33.2.3.2 通风机压力的计算

33.2.3.2.1 通风机出口压力

假设:

$$p_4 = p_{e4} + p_s$$

$$\Theta_{sg4} = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_T (\text{或 } P_s)}{q_m c_p} = \Theta_{sg6} = t_6 + 273.15$$

截面 4 的马赫数和 Θ_{sg4}/Θ_4 按照 14.4.3.1 和图 5 确定。

$$\Theta_4 = \Theta_{sg4} \frac{\Theta_4}{\Theta_{sg4}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$F_{M4} = 1 + \frac{Ma_4^2}{4} + \frac{Ma_4^4}{40} + \frac{Ma_4^6}{1600} \quad (\text{见 } 14.5.1)$$

截面 2 和 4 之间的常规损失系数 $(\zeta_{2-4})_4$ 是按照 30.6 和图 65 计算。

通风机出口滞止压力 p_{sg2} 由下列表达式求得

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{\rho_4 v_{m4}^2}{2} F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$$\text{或 } p_{sg2} = p_{e4} + \frac{\rho_4 v_{m4}^2}{2} F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

静态密度 ρ_2 和压力 p_2 按 14.5.2 计算, Ma_2 根据 14.4.3.2 和图 6 确定。

$$p_2 = p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$\text{或 } p_{e2} = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

33.2.3.2.2 通风机进口压力

在通风机进口 $p_{sg1} = p_s$, $\Theta_{sg1} = \Theta_s$, p_1 可按 14.5.2 和 14.4.3.2 确定。

$$p_1 = p_{sg1} - \rho_1 \frac{v_{m1}^2}{2} F_{M1} = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

Ma_1 和 ρ_1 按照 14.4.3.2, 14.5.2 和图 4、5 和 6 计算。

$$p_{e sg1} = 0$$

$$p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

33.2.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FB} 和通风机静压 p_{sFB} 可以用下列公式计算:

$$p_{FB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{e sg2}$$

$$p_{sFB} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_2 + \rho_1}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

33.2.3.3 容积流量的计算

容积流量按下列表达式计算:

$$q_{V_{sg1}} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

33.2.3.4 通风机空气功率的计算

33.2.3.4.1 通风机单位质量功和通风机空气功率

根据 14.8.1 的规定,通风机单位质量功 y_B 和通风机单位质量静功 y_{sB} 由下列公式给出:

$$y_B = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

$$= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

$$y_{sB} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 = \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

通风机空气功率 P_{uB} 和通风机静空气功率 P_{usB} 按下列公式求得:

$$P_{uB} = q_m y_B$$

$$P_{usB} = q_m y_{sB}$$

33.2.3.4.2 通风机空气功率和压缩性修正系数的计算

按照 14.8.2,

$$P_{uB} = q_{V_{sg1}} p_{FB} k_P$$

$$P_{usB} = q_{V_{sg1}} p_{sFB} k_{Ps}$$

压缩性修正系数 k_P 和 k_{Ps} 可按两个等效方法确定(见 14.8.2.1)。

a) 第一种方法

$$k_P \text{ (或 } k_{Ps}) = \frac{Z_k \lg r}{\lg(1 + Z_k(r-1))}$$

$$\text{式中: 对于 } k_P, \quad r = 1 + \frac{p_{FB}}{p_{sg1}}, \quad Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{V_{sg1}} p_{FB}}$$

$$\text{对于 } k_{Ps}, \quad r = 1 + \frac{p_{sFB}}{p_{sg1}}, \quad Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{V_{sg1}} p_{sFB}}$$

b) 第二种方法

$$k_P \text{ (或 } k_{Ps}) = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

$$\text{式中: 对于 } k_P, \quad x = r - 1 = \frac{p_{FB}}{p_{sg1}}$$

$$\text{对于 } k_{Ps}, \quad x = \frac{p_{sFB}}{p_{sg1}}$$

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{V_{sg1}} p_{sg1}}$$

33.2.3.5 效率的计算

根据 14.8.1,效率值由下式给出:

$$\text{通风机效率: } \eta_{tB} = \frac{P_{uB}}{P_r}$$

$$\text{通风机静效率: } \eta_{stB} = \frac{P_{usB}}{P_r}$$

$$\text{通风机轴效率: } \eta_{aB} = \frac{P_{uB}}{P_s}$$

$$\text{通风机静轴效率: } \eta_{astB} = \frac{P_{usB}}{P_s}$$

33.2.4 简化方法

33.2.4.1 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 而压比大于 1.02

在试验风管某截面上,滞止和静态温度可看作相等:

$$\Theta_2 = \Theta_{sg2} = t_2 + 273.15$$

马赫系数 F_{M1} 和 F_{M2} 等于 1。

33.2.4.1.1 质量流量的计算

质量流量按 33.2.3.1 所述方法确定。但是下述简化方法适用：

流量计上游温度可测量。

$$\Theta_u = \Theta_{sgu} = t_u + 273.15 = \Theta_{sg4} = \Theta_4$$

$$p_u = p_{e4} + p_a$$

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_w \Theta_u} = \frac{p_u}{R_w \Theta_{sgu}}$$

不需要用迭代法来考虑滞止和静态温度间的差异，但雷诺数对 α 或 C 的影响应该考虑。

33.2.4.1.2 通风机压力的计算

33.2.4.1.2.1 通风机出口压力

按 14.9.1.2 和 14.9.1.3 和 30.6 计算。

$$p_{sg2} = p_1 + \rho_1 \frac{v_{m1}^2}{2} [1 + (\zeta_{2-1})_1] \quad \text{或} \quad p_{e2} = p_{e1} + \rho_1 \frac{v_{m1}^2}{2} [1 + (\zeta_{2-1})_1]$$

$$\text{式中: } \rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1} = \frac{p_1}{R_w \Theta_{sg4}}$$

$$\Theta_{sg4} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p} = \Theta_{sg2}$$

p_2 可按下述方法计算(见 14.9.1.4)：

$$(p_2)_1 = p_{sg2} - \rho_1 \frac{v_{m1}^2}{2} \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2;$$

$$(\rho_2)_1 = \frac{(p_2)_1}{R_w \Theta_{sg2}};$$

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2} \frac{q_m^2}{A_2^2 (\rho_2)_1};$$

$$p_{e2} = p_{e2} - \frac{1}{2} \frac{q_m^2}{A_2^2 (\rho_2)_1}.$$

经过二或三次迭代足够， p_2 也可按下述表达式确定：

$$p_2 = \frac{1}{2} \left(p_{sg2} + \sqrt{p_{sg2}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 R_w \Theta_{sg2}} \right)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_{sg2}}$$

33.2.4.1.2.2 通风机进口压力

$$p_{sg1} = p_a$$

$$p_{e2} = 0$$

静压 p_1 可以采用 33.2.4.1.2.1 中的两种方法中的一种确定。

33.2.4.1.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FB} 和通风机静压 p_{eFB} 按照下式求得

$$p_{FB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{sg2} - p_a = p_{e2}$$

$$p_{eFB} = p_2 - p_{sg1} = p_2 - p_a = p_{e2}$$

33.2.4.1.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_a}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

33.2.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机空气功率按 14.8.1、14.8.2、14.8.3 和 33.2.3.4 确定。

33.2.4.1.5 通风机效率计算

通风机效率按 14.8.1、14.8.2、14.8.3 和 33.2.3.5 计算。

33.2.4.2 基准马赫数 Ma_{ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02 (见 14.9.2)

流过通风机和试验风道的空气流动可以看作不可压缩的。

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_3 = t_a + 273.15$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho_5 = \rho_a = \frac{p_a}{R_w \Theta_a}$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$k_F = 1$$

33.2.4.2.1 质量流量的计算

质量流量用 $\rho_a = \rho_s = \frac{p_a}{R_w \Theta_a}$ 按 33.2.4.1.1 确定。

33.2.4.2.2 通风机压力的计算

33.2.4.2.2.1 通风机出口压力

按上述假设：

$$\rho_1 = \rho_{sg1} = \rho_2 = \rho_{sg2} = \rho_4 = \rho_5 = \rho_a = \frac{p_a}{R_w \Theta_a}$$

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$$p_{esg2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{e2} = p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

33.2.4.2.2.2 通风机进口压力

$$p_{sg1} = p_a$$

$$p_{esg1} = 0$$

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

33.2.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FB} 和通风机静压 p_{sFB} 可由下列表达式计算：

$$p_{FB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{sg2} - p_a = p_{esg2}$$

$$p_{sFB} = p_2 - p_{sg1} = p_2 - p_a = p_{e2}$$

33.2.4.2.3 容积流量的计算

容积流量可按下列表达式求得，如在 33.2.4.1.3 中的规定：

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_a}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

33.2.4.2.4 通风机空气功率的计算

按照 14.9.2.6 中的规定，

$$P_{uB} = q_{Vsg1} p_{FB}$$

$$P_{usB} = q_{Vsg1} p_{sFB}$$

33.2.4.2.5 通风机效率的计算

通风机效率由 P_{uB} 或 P_{usB} 如 33.2.3.5 中的规定计算。

33.2.5 试验条件下的通风机性能

- 进口容积流量 Q_{Vsg} ;
- 通风机压力 p_{FB} ;
- 通风机静压 p_{sFB} ;
- 通风机效率 η_{rB} 或 η_{stB} 。

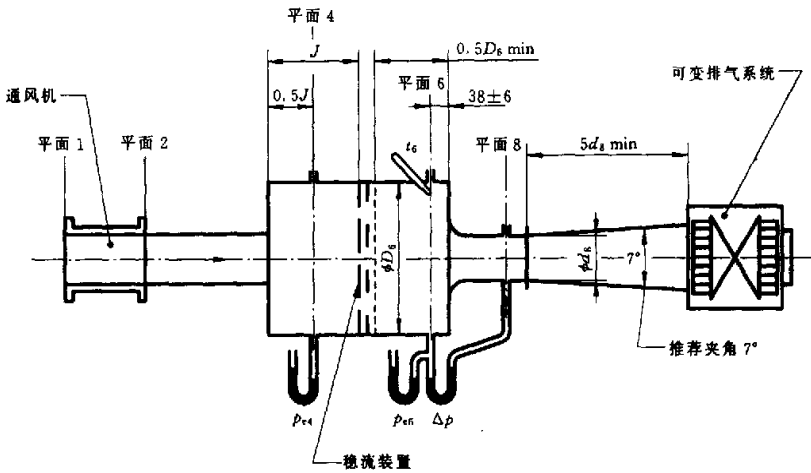
33.3 不带防涡流装置的出口风室试验管道

建议下面装置只用于无出口涡流的通风机。

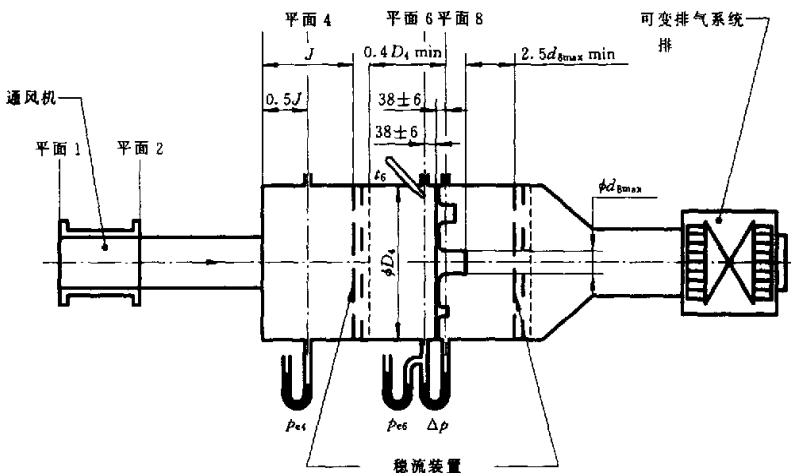
33.3.1 流量的测定

用下述装置测定流量：

- 风室末端文丘里喷管，见第 23 章，图 73 a)；
- 风室中多喷嘴，见第 23 章，图 73 b)。



a) 用风室末端文丘里喷管测定流量



b) 用风室中多喷嘴测定流量

注：对于旋转轴线与排出气流垂直的通风机，尺寸 J 至少应等于通风机当量出口直径，而对于旋转轴线与排出气流平行的通风机， J 至少应为通风机当量出口直径的两倍。

图 73 B 型试验装置(无防涡流装置)

33.3.2 试验期间采取的测量(见第20章)

- 转速 n 或旋转频率 N ;
- 输入功率 P_a 、 P_m 或 P_e 和预测的叶轮功率(见 10.4);
- 出口压力 p_{e4} ;
- 流量计上游段压力 p_{e6} ;
- 流量计差压 Δp ;
- 出口温度 t_6 。

在试验空间内测量

- 通风机平均高度的大气压 p_a ;
- 靠近通风机进口的环境温度 t_a ;
- 干球和湿球温度 t_d 和 t_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第12章)。

33.3.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用此种方法。

33.3.3.1 质量流量的计算

用下述方法测定流量

- 风室末端文丘里喷管,见第23章和图73 a);
- 风室内多喷嘴,见第23章和图73 b)。

进行压力和流量测量的出口风管后面有流量控制装置或带流量控制装置的辅助通风机。

可测量风室内的温度 t_6 :

$$p_6 = p_{e6} + p_a$$

$$\Theta_6 = \Theta_{sg6} = t_6 + 273.15$$

$$\beta = \frac{d_s}{D_6} \approx 0$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

质量流量按下式求得

$$q_m = \varepsilon \pi \sum_{j=1}^n \left[C_j \frac{d_{sj}^2}{4} \right] \sqrt{2 \rho_6 \Delta p}$$

式中: ε ——膨胀系数,按 23.4.3 计算或表 6;

C_j ——第 j 喷嘴的排出系数,取决于喷嘴喉部雷诺数 Re_{dsj} ;

$\beta=0$ 和 $C_j = \alpha_j$;

$C_j = \alpha_j$ 按 23.4.2 计算或表 5;

n ——喷嘴数,对于风室末端喷管 n 等于 1。

对于每一个喷嘴,用下列表达式估算喉道的雷诺数 Re_{dsj}

$$Re_{dsj} = \frac{\varepsilon C_j d_{sj} \sqrt{2 \rho_6 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_6} \times 10^6$$

用 $C_j = 0.95$,第一次估算质量流量之后,排出系数 C_j 可以计算和修正。

这种装置只用于无出口涡流流动的通风机。

33.3.3.2 通风机压力的计算

33.3.3.2.1 通风机出口压力

假设:

$$p_4 = p_{e4} + p_a$$

$$\Theta_{sg4} = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg6} = t_6 + 273.15 = \Theta_{sg1} + \frac{P_i \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

截面 2.4 为风室进口处出口风管的截面(如果无出口模拟风管, $A_{2.4} = A_2$), 截面 2.4 的马赫数 $Ma_{2.4}$ 和 $\frac{\Theta_{sg4}}{\Theta_{2.4}}$ 按照 14.4.3.1 和图 5 确定。

$$\Theta_{2.4} = \Theta_{sg4} \frac{\Theta_{2.4}}{\Theta_{sg4}}$$

$$\rho_{2.4} = \frac{p_4}{R_w \Theta_{2.4}}$$

$$F_{M2.4} = 1 + \frac{Ma_{2.4}^2}{4} + \frac{Ma_{2.4}^4}{40} + \frac{Ma_{2.4}^6}{1600} \quad (\text{见 14.5.1 和图 4})$$

对这种试验风管允许不考虑损失, 截面 2 的滞止压力按下式求得

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_{2.4}} \left(\frac{q_m}{A_{2.4}} \right)^2 F_{M2.4}$$

$$\text{或 } p_{esg2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_{2.4}} \left(\frac{q_m}{A_{2.4}} \right)^2 F_{M2.4}$$

截面 2 的压力 p_2 和静态温度 Θ_2 按 14.5.2 确定, Ma_2 按 14.4.3.2 计算。

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

$$p_2 = p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$\text{或 } p_{e2} = p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

33.3.3.2 通风机进口压力

$$\Theta_{sg1} = \Theta_a = t_a + 273.15$$

$$p_{sg1} = p_a$$

p_1 根据 14.5.2 确定, 而 Ma_1 和 Θ_1 按 14.4.3.2 计算。

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

$$p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

33.3.3.3 通风机压力

通风机压力 p_{FB} 和通风机静压 p_{sFB} 可按下列表达式确定:

$$p_{FB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{sg2} - p_a = p_{esg2}$$

$$p_{sFB} = p_2 - p_{sg1} = p_2 - p_a = p_{e2}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_F = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

33.3.3.3 容积流量的计算

$$qv_{sg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

33.3.3.4 通风机空气功率的计算

33.3.3.4.1 通风机单位质量功和通风机空气功率

根据 14.8.1 的规定, 通风机单位质量功 y_B 和单位质量静功 y_{sB} 按下列表达式求得

$$y_B = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

$$= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

$$y_{sB} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 = \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

通风机空气功率 P_{uB} 和通风机静空气功率 P_{usB} 按下式求得

$$P_{uB} = q_m \gamma_B$$

$$P_{usB} = q_m \gamma_{sB}$$

33.3.3.4.2 通风机空气功率和压缩性修正系数的计算

按照 14.8.2,

$$P_{uB} = q_{Vsg1} p_{FB} k_P$$

$$P_{usB} = q_{Vsg1} p_{sFB} k_{Ps}$$

压缩性修正系数 k_P 和 k_{Ps} 可按两个等效的方法确定(见 14.8.2.1)。

a) 第一种方法

$$k_P (\text{或 } k_{Ps}) = \frac{Z_k \lg r}{\lg [1 + Z_k (r - 1)]}$$

式中: 对于 k_P , $r = 1 + \frac{p_{FB}}{p_{sg1}}$, $Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{FB}}$

对于 k_{Ps} , $r = 1 + \frac{p_{sFB}}{p_{sg1}}$, $Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sFB}}$

b) 第二种方法

$$k_P (\text{或 } k_{Ps}) = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

式中: 对于 k_P , $x = r - 1 = \frac{p_{FB}}{p_{sg1}}$

对于 k_{Ps} , $x = \frac{p_{sFB}}{p_{sg1}}$

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sg1}}$$

33.3.3.5 效率的计算

根据 14.8.1 规定, 效率按下列表达式求得

$$\text{通风机效率: } \eta_{rB} = \frac{P_{uB}}{P_r}$$

$$\text{通风机静效率: } \eta_{srB} = \frac{P_{usB}}{P_r}$$

$$\text{通风机轴效率: } \eta_{aB} = \frac{P_{uB}}{P_a}$$

$$\text{通风机静轴效率: } \eta_{saB} = \frac{P_{usB}}{P_a}$$

33.3.4 简化方法

33.3.4.1 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比大于 1.02

在试验风管的某一截面上, 滞止和静态温度看作相等。

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$\Theta_x = \Theta_{sx}$$

33.3.4.1.1 质量流量的计算

质量流量按 33.3.3.1 中所述的方法计算。

$$\Theta_u = \Theta_{sgu} = t_6 + 273.15 = \Theta_s = \Theta_{sg6}$$

$$p_u = p_{e5} + p_a$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6} = \frac{p_6}{R_w \Theta_{sg6}}$$

C 和 α 应对雷诺数进行修正。

33.3.4.1.2 通风机压力的计算

33.3.4.1.2.1 通风机出口压力

按 14.9.1、14.9.1.3 和 33.3.3.2 中规定计算。

$$p_4 = p_{e4} + p_s$$

$$p_{sg2} = p_4 + \rho_4 \frac{v_{m2.4}^2}{2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_{2.4}} \right)^2$$

$$\text{或 } p_{esg2} = p_{e4} + \rho_4 \frac{v_{m2.4}^2}{2}$$

$$\text{式中: } \rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4} = \frac{p_4}{R_w \Theta_{sg4}}$$

p_2 可用下述方法确定(见 14.9.1.4)。

$$(p_2)_1 = p_{sg2} - \rho_4 \frac{v_{m2.4}^2}{2} \left(\frac{A_{2.4}}{A_2} \right)^2$$

$$(\rho_2)_1 = \frac{(p_2)_1}{R_w \Theta_{sg2}}$$

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2} \frac{q_m^2}{A_2^2 \rho_2}$$

$$p_{e2} = p_{esg2} - \frac{1}{2} \frac{q_m^2}{A_2^2 \rho_2}$$

二或三次迭代可以达到要求的计算精度。 p_2 也可按照下列表达式确定:

$$p_2 = \frac{1}{2} \left(p_{sg2} + \sqrt{p_{sg2}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 R_w \Theta_{sg2}} \right)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_{sg2}}$$

33.3.4.1.2.2 通风机进口压力

$$p_{sg1} = p_s$$

$$p_{esg1} = 0$$

压力 p_1 和密度 ρ_1 可以按照计算 p_2 的两种方法中的一种方法计算。

33.3.4.1.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FB} 和通风机静压 p_{sFH} 按下列表达式确定

$$p_{FB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{sg2} - p_s = p_{esg2}$$

$$p_{sFH} = p_2 - p_{sg1} = p_2 - p_s = p_{e2}$$

33.3.4.1.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_s}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

33.3.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机空气功率按 14.8.1、14.8.2、14.8.3 或 14.9.1.6 和 33.3.3.4 计算。

33.3.4.1.5 通风机效率的计算

通风机效率按 14.8.1、14.8.2、14.8.3 和 33.3.3.5 计算。

33.3.4.2 基准马赫数 Ma_{ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02(见 14.9.2)

流经通风机和试验风道的空气流动可看作是不可压缩的。

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_4 = \Theta_{sg4} = \Theta_6 = \Theta_{sg6} = \Theta_n = t_n + 273.15$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_4 = \rho_6 = \rho_n = \frac{p_s}{R_w \Theta_n}$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$k_p = 1$$

33.3.4.2.1 质量流量的计算

质量流量按 33.3.4.1.1 计算。

33.3.4.2.2 通风机压力的计算

33.3.4.2.2.1 通风机出口压力

按上述假设:

$$\rho_1 = \rho_{s1} = \rho_2 = \rho_{s2} = \rho_s$$

$$p_{s2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{es2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_2 = p_{s2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 = p_4$$

$$p_{e2} = p_{es2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 = p_{e4}$$

33.3.4.2.2.2 通风机进口压力

$$p_{s1} = p_s$$

$$p_{es1} = 0$$

$$p_1 = p_{s1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

33.3.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FB} 和通风机静压 p_{sFB} 可按下列表达式确定

$$p_{FB} = p_{s2} - p_{s1} = p_{s2} - p_s = p_{es2}$$

$$p_{sFB} = p_2 - p_{s1} = p_2 - p_s = p_{e2}$$

33.3.4.2.3 容积流量的计算

容积流量可按下列表达式(如 33.2.4.1.3 中)求得

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{s1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_s}{R_w \Theta_{s1}} \right)}$$

33.3.4.2.4 通风机空气功率的计算

按照 14.9.2.6 中的规定,

$$P_{uB} = q_{Vsg1} p_{FB}$$

$$P_{usB} = q_{Vsg1} p_{sFB}$$

33.3.4.2.5 通风机效率的计算

通风机效率由 P_{uB} 或 P_{usB} 按 33.2.4.1.5 计算。

33.3.5 试验条件下的通风机的性能

——进口容积流量 q_{Vsr1} ;

——通风机压力 p_{FB} ;

——通风机静压 p_{sFB} ;

——通风机效率 η_{rB} 或 η_{sB} 。

34 带有进口侧试验管道或风室的标准方法:C型装置

34.1 通风机装置的类型

两种一般型式通风机装置:

a) 进口管道,在试验风管中测量进口压力。

b) 在风室末端带进口模拟风管的进口风室。在风室内测量进口压力。

试验风管内控制和测量流量有 9 种方法,在每一种方法中,与详述流量测量方法的条款和图一起规

定了流量测量方法。

确定 C 型装置的通风机性能的一般方法包括采用的测量和参数计算,测定流量的 9 种方法在 34.2.3.1.1~34.2.3.1.3 和 34.3.3.1.1~34.3.3.1.4 中给出。

这种方法对符合本标准的所有通风机一般均是有效的。

在下列情况下,可以采用两种简化的方法:

——当基准马赫数小于 0.15 而压比大于 1.02;

——当基准马赫数小于 0.15 和压比小于 1.02。

在上述情况下,可以按 34.2.4 和 34.3.4 中规定的方法。

34.2 进口侧试验管道

34.2.1 流量的测定

用下述装置测定流量:

——进口 ISO 文丘里喷嘴,见图 74a);

——90°弧进口喷嘴,见图 74 a);

——锥形进口,见图 74 a);

——带有角测孔的进口孔板,见图 74 b);

——带有壁测孔的进口孔板,见图 74 c);

——带有壁测孔的进口孔板,见图 74 d);

——带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板,见图 74 e);

——带有角测孔的管道内孔板,见图 74 e);

——皮托静压管,见图 74 f);

——皮托静压管,见图 74 g)。

34.2.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量:

——转速 n 或旋转频率 N ;

——输入功率 P_s 、 P_e 或 P_r ,及预测的叶轮功率(见 10.3)和辅助通风机输入功率 P_{ex} ;

——流量计差压 Δp ;

——流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e3} ;

——进口静压 p_{e3} 。

在试验空间内测量:

——通风机平均平均高度的大气压 p_a ;

——靠近风管进口的环境温度 t_a ;

——干球和湿球温度 t_d 和 t_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第 12 章)。

34.2.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{ref} (见 14.4.2)大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用此方法。

34.2.3.1 质量流量的计算

34.2.3.1.1 用下述装置测定流量:

——进口 ISO 文丘里喷嘴,见第 22 章和图 74a);

——90°弧进口喷嘴,见第 24 章和图 74a);

——锥形进口,见第 25 章和图 74a);

——带有角测孔的进口孔板,见 26.10 和图 74b);

——带有壁测孔的进口孔板,见 26.11 和图 74c)和 d)。

流量由可调网栅加载[见图 74a)和 25.2],孔板[见图 74 b)和 d)]或带控制装置的辅助通风机[图 74 c)]控制。

假设:

$$p_{e7} = 0$$

$$p_7 = p_a$$

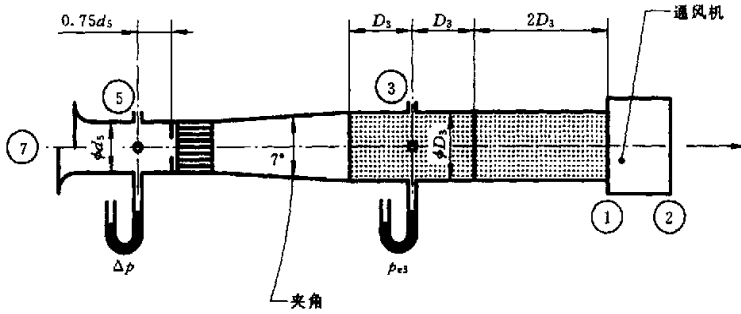
$$\theta_7 = \theta_{sg7} = t_a + 273.15$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \theta_7}$$

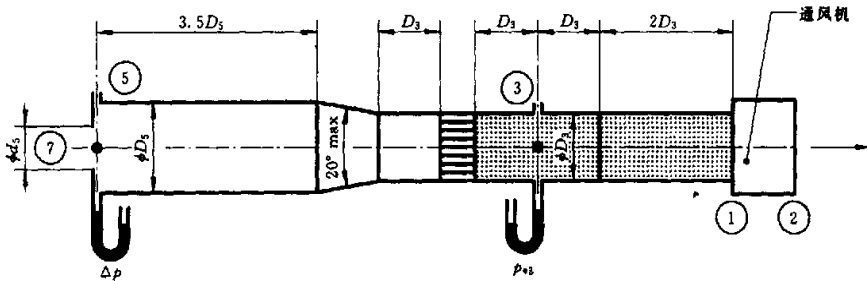
质量流量按下式给出:

$$q_m = \alpha \varepsilon \pi \frac{d_s^2}{4} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}$$

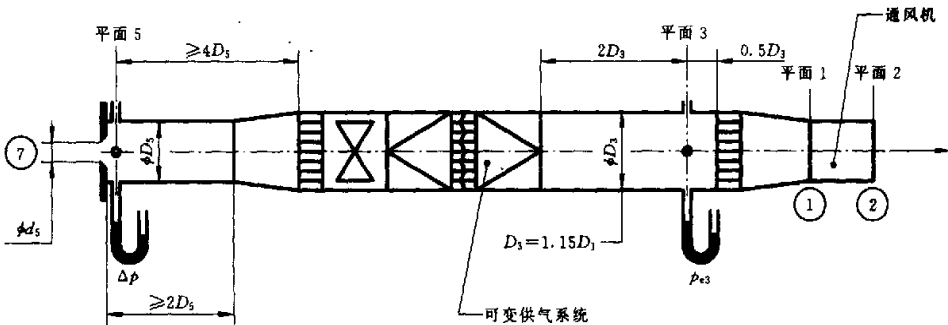
式中:流量系数 α 是按下列表达式计算的雷诺数 Re_{d_s} 的函数,其 α 值为平均值。



a) 用进口 ISO 文丘里喷嘴、90°弧进口喷嘴、锥形进口测定流量

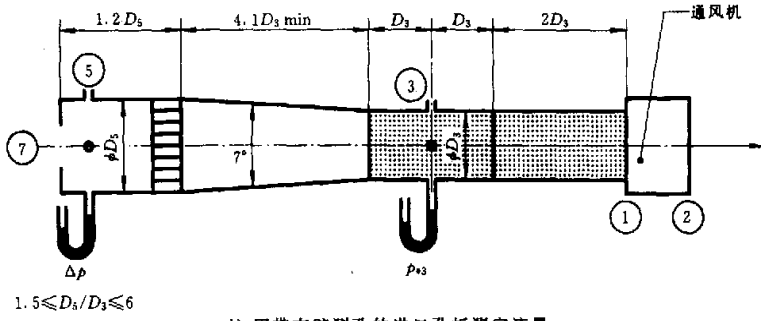


b) 用带有角测孔的进口孔板测定流量

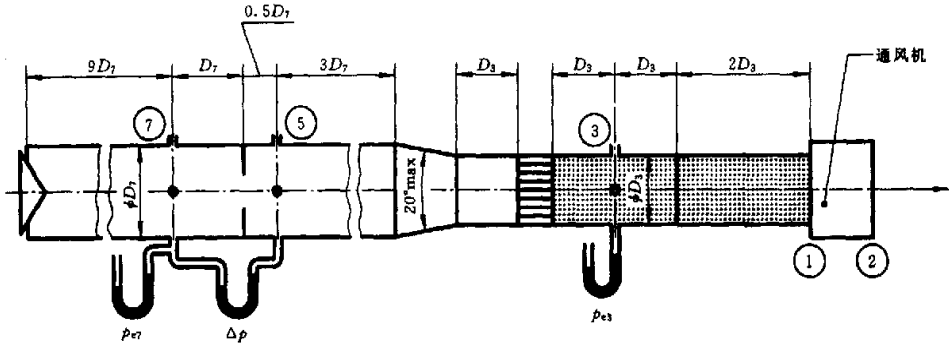


c) 用带有壁测孔的进口孔板测定流量

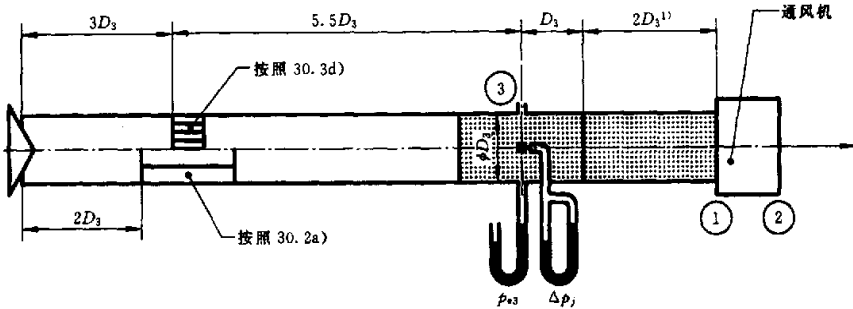
图 74 C 型试验装置(进口侧试验管道)



d) 用带有壁测孔的进口孔板测定流量

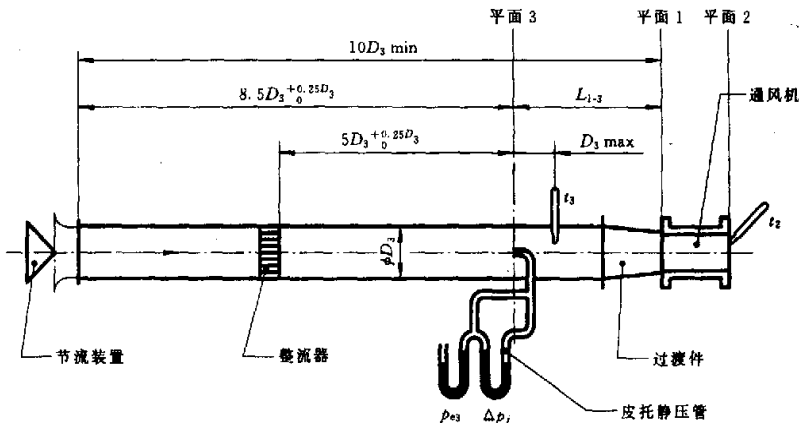


e) 用带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板或带有角测孔的管道内孔板测定流量



1) 这个长 $2D_3$ 的圆形风道段, 在需要适应面积和/或形状变化时, 可根据第 30 章用过渡段取代。

f) 用皮托静压管测定流量



g) 用皮托静压管测定流量

图 74(完)

$$Re_{d_5} = \frac{\alpha \epsilon d_5 \sqrt{2\rho_7 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_4} \times 10^6$$

ϵ 是膨胀系数。 α 、 ϵ 或其复合系数 $\alpha\epsilon$ 在 Re_{d_5} 估算后按 22.3.2、22.3.3、24.4、25.4、26.10 a) 和 b)、26.11 及图 18、图 22、图 26~28 确定。

34.2.3.1.2 用带有 D 和 $D/2$ 测孔的或带有角测孔的管道内孔板测定流量〔见 26.7、26.8 和图 74 e)〕

假设:

$$p_7 = p_{e7} + p_a$$

$$\Theta_{s7} = \Theta_a = t_a + 273.15$$

$$\Theta_7 = \Theta_{s7} - \frac{v_{m7}^2}{2c_p} = \Theta_{s7} - \frac{1}{2c_p} \left(\frac{q_m}{A_7 \rho_7} \right)^2$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

质量流量按下式求得

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_5^2}{4} \sqrt{2\rho_7 \Delta p}$$

式中: 膨胀系数 ϵ 为 $\Delta p/p_7$ 的函数, 而流量系数 α 为雷诺数 Re_{D7} 和 β 的函数:

$$Re_{D7} = \frac{\alpha \epsilon \beta d_5 \sqrt{2\rho_7 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_7} \times 10^6, \beta = \frac{d_5}{D_7}$$

Θ_7 、 ρ_7 和 q_m 为未知数, 应用迭代法确定 q_m , 在采用第一近似值时 $\Theta_7 = \Theta_{s7}$ 。

采用 2 或 3 次迭代足以使 q_m 计算精度达到 10^{-3} 。

34.2.3.1.3 用皮托静压管测定流量〔见第 27 章和图 74 f) 和 g)〕

假设:

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

当压力 p_{e3} 用皮托静压管测量时:

$$p_{e3} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{e3j}$$

$$\Theta_{s3} = t_a + 273.15$$

$$\Delta p_m = \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right)^2$$

$$\Theta_3 = \Theta_{s3} \left[\frac{p_3}{p_3 + \Delta p_m} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

测点 j 的位置见 27.4 和图 30。

质量流量 q_m 按下列表达式确定 (见 27.5)

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{D_3^2}{4} \sqrt{2\rho_3 \Delta p_m}$$

式中: ϵ ——膨胀系数 (见 27.5);

α ——校正系数或取决于雷诺数 Re_{D3} 的流量系数 (见 27.6)。

$$Re_{D3} = \frac{4q_m}{\pi D_3 (17.1 + 0.048 t_3)} \times 10^6$$

当 $Re_{D3} = 3 \times 10^6$ 时, α 为 $0.990 + 0.002$

当 $Re_{D3} = 3 \times 10^4$ 时, α 为 $0.990 - 0.004$

用 $\alpha = 0.99$, 求得 q_m 第一个近似值, 并对 Re_{D3} 进行校正 (见 27.6)。

34.2.3.2 通风机压力的计算

34.2.3.2.1 通风机进口压力

——平面 5 和 3 之间无辅助通风机;

——平面 5 和 3 之间有辅助通风机。

a) 在平面 5 和平面 3 之间无辅助通风机

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_{sg3} = \Theta_{sg5} = \Theta_{sg7} = \Theta_s = \Theta_{sg1} = t_s + 273.15$$

马赫数 Ma_3 和 $\frac{\Theta_3}{\Theta_{sg3}}$ 按 14.4.3.1 计算。

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} \frac{\Theta_3}{\Theta_{sg3}}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

进口滞止压力 p_{sg1} 按下式求得(见 14.6.1)

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_{m3}^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] = p_3 + \frac{1}{2} \rho_3 \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

式中: $(\zeta_{3-1})_3$ ——按 30.6.4、30.6.5 和 30.6.6 计算的常规损失系数 $(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$ 。

F_{M3} ——按 14.5.1 确定的马赫系数。

$$p_{eng1} = p_{e3} + \frac{1}{2} \rho_3 \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

p_{e3} 通常为负值。

b) 在平面 5 和平面 3 之间有辅助通风机(见图 74 c))

这种情况下 $(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$ 是由试验确定的, 本标准未定义。

如果辅助通风机的叶轮功率 P_{ex} 或辅助通风机的电机输入功率 P_{ex} (当采用浸没式电机时) 可以确定:

$$\Theta_{sg3} = \Theta_{sg7} + \frac{P_{ex} \text{ (或 } P_{ex})}{q_m c_p} = \Theta_s + \frac{P_{ex} \text{ (或 } P_{ex})}{q_m c_p} = \Theta_{sg1}$$

在其他情况下, 应测量温度 t_3 , 假设 $t_3 + 273.15$ 是滞止温度。

静态温度 Θ_3 按 14.4.3.1 确定, 滞止压力 p_{sg1} 采用与第一种情况同样的方法进行计算。

按 14.4.3.2 在计算马赫数 Ma_1 和比值 $\frac{\Theta_1}{\Theta_{sg1}}$ 之后, 计算压力 p_1 。

密度 ρ_1 按 14.4.4 计算, 静压 p_1 按下列表达式求得(见 14.5.2)

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2} \rho_1 v_{m1}^2 F_{M1} = p_{sg1} - \frac{1}{2} \rho_1 \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

$$\text{或 } p_{e1} = p_{eng1} - \frac{1}{2} \rho_1 v_{m1}^2 F_{M1} = p_{eng1} - \frac{1}{2} \rho_1 \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

34.2.3.2.2 通风机出口压力

通风机出口静压 p_2 等于大气压 p_a , 即

$$p_2 = p_a$$

通风机出口滞止温度 Θ_{sg2} 按下式求得

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg3} + \frac{P_2 \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

马赫数 Ma_2 和 $\frac{\Theta_2}{\Theta_{sg2}}$ 按 14.4.3.1 确定。

$$\Theta_2 = \Theta_{sg2} \frac{\Theta_2}{\Theta_{sg2}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2} = \frac{p_a}{R_w \Theta_2}$$

p_{sg2} 按下列表达式求得(见 14.5.1)

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2} = p_a + \frac{1}{2} \rho_2 \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$p_{eng2} = \frac{1}{2} \rho_2 \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

34.2.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FC} 按下列表达式进行计算:

$$\begin{aligned} p_{FC} &= p_{s2} - p_{s1} = p_s + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2} - \left\{ p_s + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\} \\ &= \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2} - \left\{ p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\} \end{aligned}$$

通风机静压 p_{sFC} 按下列表达式进行计算:

$$\begin{aligned} p_{sFC} &= p_2 - p_{s1} = p_s - \left\{ p_s + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\} \\ &= - \left\{ p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\} \end{aligned}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

34.2.3.3 容积流量的计算

在滞止进口条件下,

$$q_{V_{s1}} = \frac{q_m}{\rho_{s1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{s1}}{R_u \Theta_{s1}} \right)}$$

34.2.3.4 通风机空气功率的计算

34.2.3.4.1 通风机单位质量功和通风机空气功率

按照 14.8.1 的规定,通风机单位质量功 y_C 和通风机单位质量静功 y_{sC} 按下列表达式求得

$$\begin{aligned} y_C &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \\ &= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \end{aligned}$$

$$y_{sC} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 = \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

通风机空气功率 P_{uC} 和通风机静空气功率 P_{usC} 按下列表达式求得:

$$P_{uC} = y_C q_m$$

$$P_{usC} = y_{sC} q_m$$

34.2.3.4.2 通风机空气功率和压缩性修正系数的计算

按照 14.8.2,

$$P_{uC} = q_{V_{s1}} p_{FC} k_p$$

$$P_{usC} = q_{V_{s1}} p_{sFC} k_{ps}$$

压缩性修正系数 k_p 和 k_{ps} 可按两种等效的方法确定(见 14.8.2.1)。

a) 第一种方法

$$k_p (\text{或 } k_{ps}) = \frac{Z_k \lg r}{\lg(1 + Z_k(r-1))}$$

式中:对于 k_p , $r = 1 + \frac{p_{FC}}{p_{s1}}$, $Z_k = \frac{k-1}{k} \frac{P_r}{q_{V_{s1}} p_{FC}}$

对于 k_{ps} , $r = 1 + \frac{p_{sFC}}{p_{s1}}$, $Z_k = \frac{k-1}{k} \frac{P_r}{q_{V_{s1}} p_{sFC}}$

b) 第二种方法

$$k_p (\text{或 } k_{ps}) = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

式中:对于 k_p , $x = r - 1 = \frac{p_{FC}}{p_{s1}}$

对于 k_{ps} , $x = \frac{p_{sFC}}{p_{s1}}$

$$Z_p = \frac{k-1}{k} \frac{P_r}{q_{v_{sg1}} p_{sg1}}$$

34.2.3.5 效率的计算

根据 14.8.1 和 14.8.2, 效率按下列表达式求得

$$\text{通风机效率: } \eta_{\text{TC}} = \frac{P_{\text{UC}}}{P_r}$$

$$\text{通风机静效率: } \eta_{\text{stC}} = \frac{P_{\text{stC}}}{P_r}$$

$$\text{通风机轴效率: } \eta_{\text{aC}} = \frac{P_{\text{aC}}}{P_s}$$

$$\text{通风机静轴效率: } \eta_{\text{stac}} = \frac{P_{\text{stac}}}{P_s}$$

34.2.4 简化方法

34.2.4.1 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比大于 1.02

在进口试验风管的某截面上, 滞止温度和静态温度可以看作相等。

$$\Theta_x = \Theta_{sgx} = t_x + 273.15$$

马赫系数 F_{M1} 和 F_{M2} 等于 1。

34.2.4.1.1 质量流量的计算

对于相应装置, 按 34.2.3.1 中所述的方法计算。

对于按 34.2.3.1.2 中所述方法, 不必采用迭代法确定 Θ_7 , 因为

$$\Theta_7 = \Theta_{sg7} = t_7 + 273.15 = t_a + 273.15$$

t_7 是在试验风管中测得的。

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7} = \frac{p_7}{R_w \Theta_{sg7}}$$

对 34.2.3.1.3 用相同的方法:

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = t_3 + 273.15 = t_a + 273.15$$

然而, 在任何情况下, 应采用考虑雷诺数修正的流量系数 α 。

34.2.4.1.2 通风机压力的计算

34.2.4.1.2.1 通风机进口压力

假设:

无辅助通风机时,

$$\Theta_7 = \Theta_3 = \Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_s = t_a + 273.15$$

有辅助通风机时,

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_1 = \Theta_{sg1} = t_s + 273.15$$

且由试验确定 $(\zeta_{3-1})_3$ 。

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

按照 14.9.1,

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_{m3}^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$$\text{或 } p_{sg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

式中: p_{e3} 和 $(\zeta_{3-1})_3$ 是负值, 见 34.2.3.2.1 b)。

压力 p_1 可以按下列方法计算:

$$p_1 = p_{sg1} - \rho_1 \frac{v_{m1}^2}{2} = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\text{式中: } \rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1} = \frac{p_1}{R_w \Theta_{sg1}}$$

第一值 $(\rho_1)_1$ 由 $(\rho_1)_1 = \rho_{sg1}$ 求得

$$(\rho_1)_1 = \frac{p_{sR1}}{R_w \Theta_1}$$

$$(p_1)_1 = p_{sR1} - \frac{1}{2(\rho_1)_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = p_1 - p_a$$

经过 2 或 3 步计算可以使 p_{e1} 的计算精度达到 10^{-3} 。

压力 p_1 也可按下列表达式确定：

$$p_1 = \frac{1}{2} \left[p_{sR1} + \sqrt{p_{sR1}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 R_w \Theta_{sR1}} \right]$$

$$p_{e1} = p_1 - p_a$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1}$$

34.2.4.1.2.2 通风机出口压力

在通风机出口, $p_2 = p_a$ 和滞止压力 p_{sR2} 可按下列表达式确定：

$$p_{sR2} = p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 v_{m2}^2 = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 = p_a + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{esR2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

$$\Theta_2 = \Theta_{sR2} = \Theta_{sR1} + \frac{P_r(\text{或 } P_e)}{q_m c_p}$$

34.2.4.1.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FC} 和通风机静压 p_{sFC} 可按下列式求得

$$\begin{aligned} p_{FC} &= p_{sR2} - p_{sR1} = p_a + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left\{ p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\} \\ &= \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left\{ p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\} \end{aligned}$$

$$p_{sFC} = p_2 - p_{sR1} = p_a - p_{sR1} = -p_{esR1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

34.2.4.1.3 容积流量的计算

在进口滞止条件下,

$$qV_{sR1} = \frac{q_m}{\rho_{sR1}}$$

$$\rho_{sR1} = \frac{p_{sR1}}{R_w \Theta_{sR1}}$$

34.2.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率按 14.8.1、14.8.2 和 34.2.3.4 确定。

34.2.4.1.5 通风机效率的计算

通风机效率按 34.2.3.5 确定。

34.2.4.2 基准马赫数 Ma_{ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02

$$\Theta_1 = \Theta_{sR1} = \Theta_2 = \Theta_{sR2} = \Theta_3 = \Theta_{sR3}$$

试验风管内的温度可以测量,且

$$F_{M1} = F_{M2} = F_{M3} = 1$$

$$k_p = 1$$

流经通风机和试验风道的空气流动可以看作是不可压缩的,装有辅助通风机除外。

34.2.4.2.1 质量流量的计算

质量流量按 34.2.4.1.1 且用 $p_u = p_a$ 计算。

34.2.4.2.2 通风机压力的计算

34.2.4.2.2.1 通风机进口压力

假设:

无辅助通风机时,

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_3 = \Theta_{sg3} = t_a + 273.15$$

当平面 7 和 3 之间有辅助通风机时, 试验风管内的温度 t_3 可以测量。

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_3 = \Theta_{sg3} = t_3 + 273.15$$

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

按 14.9,

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_{m3}^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$$p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

式中: p_{e3} 和 $(\zeta_{3-1})_3$ 是负值, 见 34.2.3.2.1 b)。

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3} = \frac{p_3}{R_w \Theta_{sg3}}$$

压力 p_1 按下列表达式求得

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 \left(\frac{A_3}{A_1} \right)^2 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

34.2.4.2.2.2 通风机出口压力

$$p_2 = p_a$$

$$p_{e2} = 0$$

滞止压力 p_{sg2} 可按下式确定

$$p_{sg2} = p_a + \frac{1}{2} \rho_3 v_{m2}^2 = p_a + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{esg2} = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

34.2.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FC} 和通风机静压 p_{sFC} 可按下式求得

$$p_{FC} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left\{ p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

$$= \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left\{ p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

$$p_{sFC} = p_2 - p_{sg1} = p_a - p_{sg1} = -p_{esg1} = - \left\{ p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

34.2.4.2.3 容积流量的计算

在进口滞止条件下,

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

34.2.4.2.4 通风机空气功率的计算

按 14.9.2.5,

$$P_{uC} = q_{Vsg1} p_{FC}$$

$$P_{usC} = q_{Vsg1} p_{sFC}$$

34.2.4.2.5 通风机效率的计算

通风机效率按 14.8.1 和 34.2.3.5 确定。

34.2.5 试验条件下通风机的性能

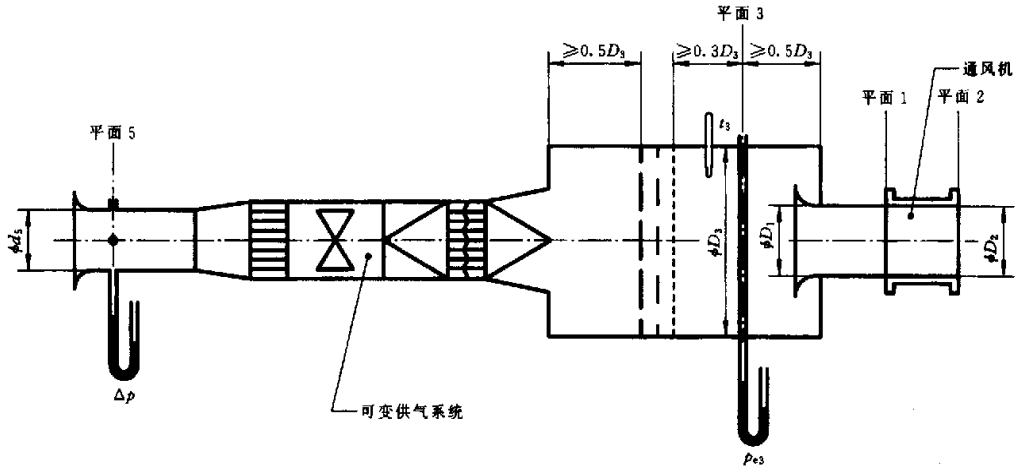
- 通风机压力 p_{FC} ;
- 通风机静压 p_{sFC} ;
- 进口容积流量 q_{Vsg1} ;
- 通风机效率 η_{FC} ;
- 通风机静效率 η_{sFC} 。

34.3 进口侧试验风室

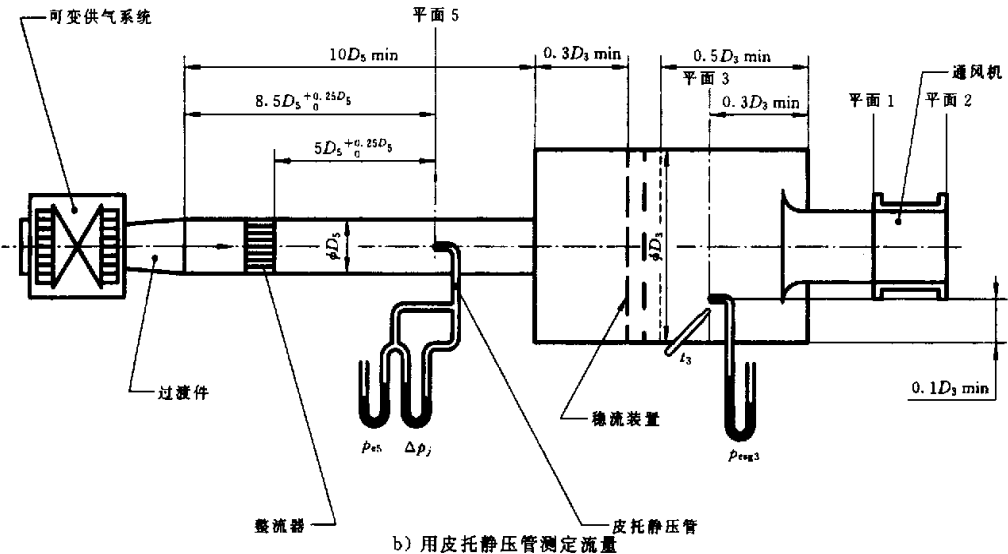
34.3.1 流量的测定

用下述装置测定流量：

- 90°弧进口喷嘴,见第 24 章和图 75 a);
- 皮托静压管,见第 27 章和图 75 b);
- 风室上游管道内文丘里喷管,见第 23 章和图 75 c);
- 风室中多喷嘴,见第 23 章和图 75 d)。

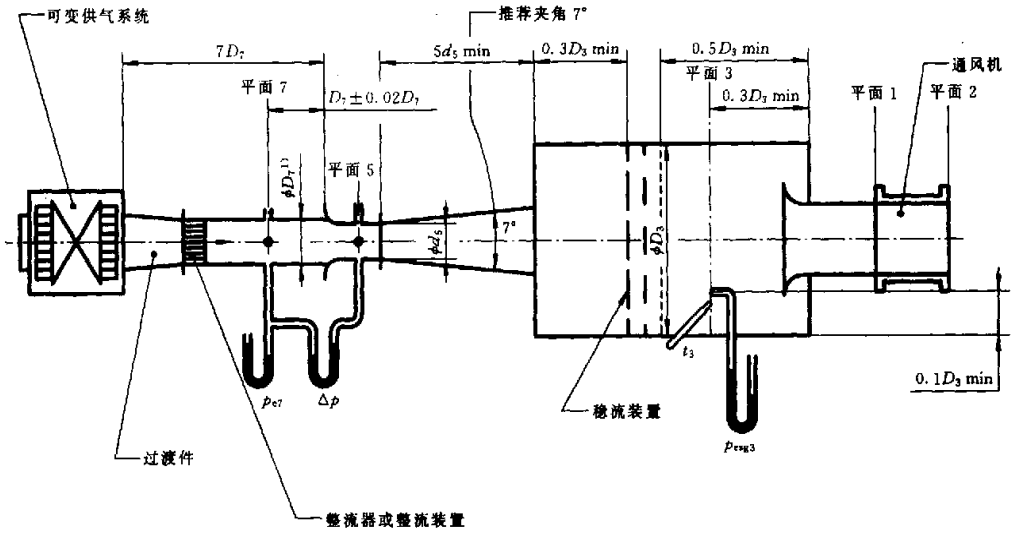


a) 用 90°弧进口喷嘴测定流量



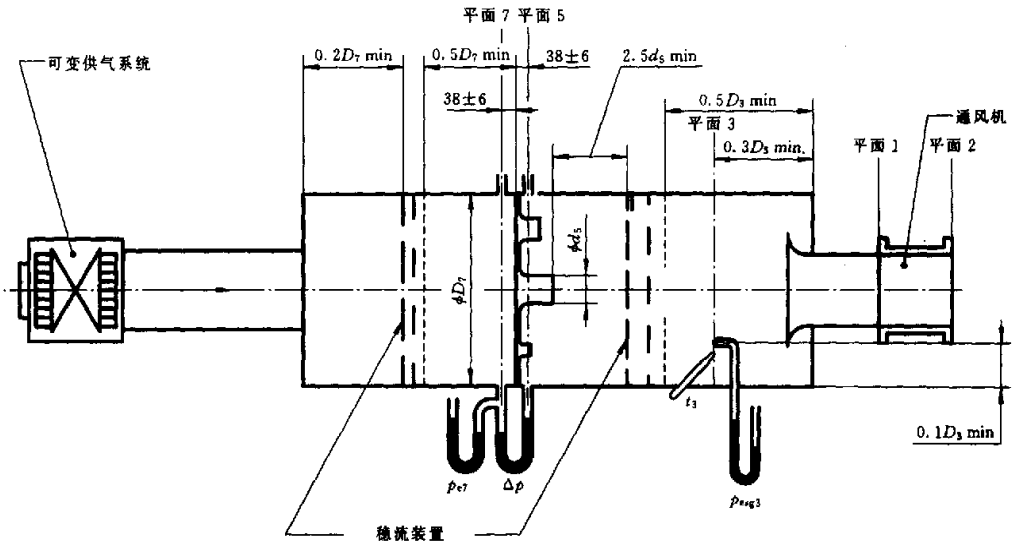
b) 用皮托静压管测定流量

图 75 C 型试验装置(进口侧试验风室)



1) $D_7 = 1.9d_5 \text{ min}$

c) 用管道内文丘里喷管测定流量



d) 用风室中多喷嘴测定流量

图 75(完)

34.3.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量:

- 转速 n 或旋转频率 N ;
- 输入功率 P_s 、 P_e 或 P_c , 预测叶轮功率(见 10.4)和辅助通风机的输入功率 P_{ex} ;
- 流量计差压 Δp ;
- 流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e5} ;
- 风室滞止压力 p_{cg3} 或静压 p_{e3} ;
- 风室温度 t_3 。

在试验空间内测量:

- 通风机平均高度的大气压 p_a ;

——靠近通风机进口的环境温度 t_s ;

——干球和湿球温度 t_d 和 t_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第 12 章)

34.3.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用这方法。

34.3.3.1 质量流量的计算

34.3.3.1.1 用 90°弧进口喷嘴测定流量〔见第 24 章和图 75 a)〕

流量由装在辅助通风机上的可调网筛加载来控制。

假设:

$$p_{e7} = 0$$

$$p_7 = p_a$$

$$\Theta_7 = \Theta_{sg7} = t_s + 273.15$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

质量流量由下式给出:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_s^2}{4} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}$$

式中:流量系数 α 是由下式估算的雷诺数 Re_{d5} 的函数, α 平均值近似等于 1。

$$Re_{d5} = \frac{\alpha \epsilon d_s \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_7} \times 10^6$$

ϵ 是膨胀系数。 α 、 ϵ 是按照 24.4 由 Re_{d5} 和 Δp 值确定。

34.3.3.1.2 用皮托静压管测定流量〔见第 27 章和图 75 b)〕

假设:

$$p_{e5} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{e5j}$$

$$p_5 = p_{e5} + p_a$$

$$\Theta_{sg5} = t_s + 273.15 = \Theta_s + \frac{P_{ix} \text{ (或 } P_{ex})}{q_m c_p}$$

$$\Delta p_m = \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right)^2$$

$$\Theta_5 = \Theta_{sg5} \left(\frac{p_5}{p_s + \Delta p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\rho_5 = \frac{p_5}{R_w \Theta_5}$$

测点 j 的位置在 27.4 和图 30 中给出。

质量流量由下式(见 27.5)给出

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{D_5^2}{4} \sqrt{2 \rho_5 \Delta p_m}$$

式中: ϵ ——膨胀系数,按照 27.5 计算;

α ——校正系数或取决于雷诺数 Re_{D5} 的流量系数(见 27.6):

$$Re_{D5} = \frac{4 q_m}{\pi D_5 (17.1 + 0.048 t_5)} \times 10^6$$

对于 $Re_{D5} = 3 \times 10^6$ 时, α 值为 $0.990 + 0.002$;

对于 $Re_{D5} = 3 \times 10^4$ 时, α 值为 $0.990 - 0.004$ 。

q_m 的第一近似值在 $\alpha = 0.990$ 下取得,并按 Re_{D5} 值对其校正(见 27.6)。

34.3.3.1.3 用管道内文丘里喷管测定流量〔见第 23 章和图 75 c〕

假设:

$$p_1 = p_{e1} + p_s$$

$$\Theta_{s_{q1}} = t_3 + 273.15 = \Theta_a + \frac{P_{ex}(\text{或 } P_{er})}{q_m c_p}$$

$$\Theta_1 = \Theta_{s_{q1}} - \frac{1}{2c_p} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

质量流量 q_m 由下式给出

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_5^2}{4} \sqrt{2\rho_1 \Delta p} = C \epsilon \pi \frac{d_5^2}{4} \frac{\sqrt{2\rho_1 \Delta p}}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}}$$

式中: ϵ ——膨胀系数,按 23.4.3 计算或表 6;

$$\alpha \text{——喷嘴流量系数, } \alpha = \frac{C}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}};$$

C ——喷嘴的排出系数,是喉部雷诺数 Re_{d_5} 的函数(见 23.4.2 或表 5);

α_{Au} ——动能系数,对于风管入口,近似等于 1.043,对于风室入口,近似等于 1.

$$Re_{d_5} = \alpha \epsilon d_5 \frac{\sqrt{2\rho_1 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_3} \times 10^6$$

对于首次近似计算:

$$\alpha = \frac{0.95}{\sqrt{1 - \alpha_{Au} \beta^4}}$$

$$\Theta_1 = \Theta_{s_{q1}}$$

由这些条件所得的 q_m 第一次近似值,再去计算 Θ_1 、 ρ_1 、 Re_{d_5} 、 α 和 q_m 的新值。两或三步计算 q_m 就可以达到 10^{-3} 的计算精度。

34.3.3.1.4 用风室中多喷嘴测定流量〔见第 23 章和图 75 d〕

假设:

$$p_1 = p_{e1} + p_s$$

$$\Theta_{s_{q1}} = \Theta_1 = \Theta_s = \Theta_{s_{q3}} = t_3 + 273.15$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1}$$

$$\beta = \frac{d_{s_j}}{D_1} \approx 0$$

质量流量由下述表达式给出:

$$q_m = \epsilon \pi \sum_{j=1}^n \left[C_j \frac{d_{s_j}^2}{4} \right] \sqrt{2\rho_1 \Delta p}$$

式中: ϵ ——膨胀系数,按 23.4.3 计算或表 6;

C_j ——第 j 个喷嘴的排出系数,是喷嘴喉部雷诺数 $Re_{d_{s_j}}$ 的函数;

$$\beta = 0 \text{ 和 } C_j = \alpha_j$$

$C_j = \alpha_j$ 是按 23.4.2 计算或表 5;

n 为喷嘴数。

对于每个喷嘴,喉部雷诺数是由下式估算的:

$$Re_{d_{s_j}} = \frac{\epsilon C_j d_{s_j} \sqrt{2\rho_1 \Delta p}}{17.1 + 0.048 t_1} \times 10^6$$

用 $C_j = 0.95$, 第一次估算质量流量后,排出系数 C_j 得到校正。

34.3.3.2 通风机压力的计算

34.3.3.2.1 通风机进口压力

图 75a)~c) 示出了风室压力测量的两种型式:

— 风室压力 p_{e3} 是表压;

— 风室压力 p_{e3} 是滞止表压。

a) 风室压力是表压 p_{e3}

假定:

$$F_{M3} = 1$$

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_{s3} = \Theta_3 = \Theta_{s3} = t_3 + 273.15$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

进口滞止压力 p_{s3} 由下式给出

$$p_{s3} = p_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_{m3}^2 = p_3 + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_{e3} = p_{e3} + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

b) 风室压力是滞止表压 p_{e3}

$$p_{s3} = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_3 = \Theta_{s3} = \Theta_{s3} = t_3 + 273.15$$

对进口模拟风管长度 $1D_1$ 或 $2D_1$ 时, 不计摩擦损失量。并且 $p_{s3} = p_{s3}$, $p_{e3} = p_{e3}$ 。

在要求进口模拟风管长于 $1D_1$ 或 $2D_1$ 时, 可计算摩擦损失量。

在下游风管的进口, 集流器入口处, 下标 3.1

$$p_{s3.1} = p_{s3}$$

通风机进口截面 1 上的滞止压力由下式给出:

$$\rho_{3.1} = \rho_{s3} \frac{p_{3.1}}{p_{s3}}$$

$$p_{s3.1} = p_{s3} + \frac{1}{2 \rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M3.1} (\zeta_{3-1})_1$$

$$p_{e3.1} = p_{e3} + \frac{1}{2 \rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M3.1} (\zeta_{3-1})_1$$

式中: $Ma_{3.1}$, $\rho_{3.1}$, $F_{M3.1}$ 是根据 14.4.3.2, 14.4.4 和 14.5.2 确定。

$(\zeta_{3-1})_1 \leq 0$, 是直径 D_1 和长度 L 的进口模拟风管常规损失系数, 根据 30.6。

$$(\zeta_{3-1})_1 = -\Delta \frac{L}{D_1}$$

静压 p_1 由下式确定:

$$p_1 = p_{s1} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

$$\text{或 } p_{e1} = p_{e3.1} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

式中: Ma_1 , F_{M1} 和 ρ_1 按 14.4.3.2, 14.4.4 和 14.5.2 确定。

34.3.3.2.2 通风机出口压力

$$p_2 = p_a$$

$$\Theta_{s2} = \Theta_{s1} + \frac{P_c (\text{或 } P_e)}{q_m c_p}$$

马赫数 Ma_2 和密度 ρ_2 按照 14.4.3.1 和图 5 确定。

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2} = \frac{p_s}{R_w \Theta_2}$$

$$p_{s2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2} = p_s + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$\text{或 } p_{s2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

34.3.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FC} 和通风机静压 p_{sFC} 可以按下列表达式给出:

$$p_{FC} = p_{s2} - p_{s1} = p_s + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2} - p_{s1} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2} - p_{es1}$$

$$p_{sFC} = p_2 - p_{s1} = p_s - p_{s1} = p_{es1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

34.3.3.3 容积流量的计算

在进口滞止条件下,

$$q_{V_{s1}} = \frac{q_m}{\rho_{s1}}$$

$$\rho_{s1} = \frac{p_{s1}}{R_w \Theta_{s1}}$$

34.3.3.4 通风机空气功率的计算

34.3.3.4.1 通风机单位质量功和通风机空气功率

通风机单位质量功 y_C 和通风机单位质量静功 y_{sC} 由下列表达式给出:

$$y_C = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

$$y_{sC} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

对应的通风机空气功率 P_{uC} 和通风机静空气功率 P_{usC} 由下列表达式给出:

$$P_{uC} = y_C q_m$$

$$P_{usC} = y_{sC} q_m$$

34.3.3.4.2 通风机空气功率和压缩性修正系数的计算

按照 14.8.2,

$$P_{uC} = q_{V_{s1}} p_{FC} k_p$$

$$P_{usC} = q_{V_{s1}} p_{sFC} k_{ps}$$

压缩性修正系数 k_p 和 k_{ps} 可以由两个等效的方法确定。(见 14.8.2.1)

a) 第一种方法

$$k_p (\text{或 } k_{ps}) = \frac{Z_k \Delta g r}{\lg(1 + Z_k(r-1))}$$

$$\text{式中: 对于 } k_p, r = 1 + \frac{p_{FC}}{p_{s1}}, Z_k = \frac{k-1}{k} \frac{P_r}{q_{V_{s1}} p_{FC}}$$

$$\text{对于 } k_{ps}, r = 1 + \frac{p_{sFC}}{p_{s1}}, Z_k = \frac{k-1}{k} \frac{P_r}{q_{V_{s1}} p_{sFC}}$$

b) 第二种方法

$$k_p (\text{或 } k_{ps}) = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

$$\text{式中: 对于 } k_p, x = r - 1 = \frac{p_{FC}}{p_{s1}}$$

对于 k_{Ps} , $x = \frac{p_{sFC}}{p_{sg1}}$

$$Z_p = \frac{k-1}{k} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sg1}}$$

34.3.3.5 效率的计算

根据 14.8.1, 效率由下列表达式给出

$$\text{通风机效率: } \eta_{rC} = \frac{P_{uC}}{P_r}$$

$$\text{通风机静效率: } \eta_{stC} = \frac{P_{usc}}{P_r}$$

$$\text{通风机轴效率: } \eta_{aC} = \frac{P_{uC}}{P_s}$$

$$\text{通风机静轴效率: } \eta_{stac} = \frac{P_{usc}}{P_s}$$

34.3.4 简化方法

34.3.4.1 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比大于 1.02

34.3.4.1.1 质量流量的计算

$$\Theta_x = \Theta_{sgx}$$

$$F_{M1} = F_{M2} = F_{M3} = 1$$

采用在 34.3.3.1.1~34.3.3.1.4 中所述方法。

试验风室中温度 Θ_7 可以测量, 在计算 Θ_7 不必采用迭代法。

在任何情况下, α 为雷诺数的函数应进行修正。

34.3.4.1.2 通风机压力的计算

34.3.4.1.2.1 通风机进口压力

测量风室中滞止压力 p_{esg3} 由下式给出:

$$\Theta_{sg3} = \Theta_3 = \Theta_1 = \Theta_{sg1} = t_3 + 273.15$$

$$p_{sg3} = p_{esg3} + p_a$$

或由下列方法给出:

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

$$p_{sg3} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_{esg3} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

通常, $p_{sg1} = p_{sg3}$, $p_{esg1} = p_{esg3}$ 。

在有摩擦损失量时, 在模拟风管进口的压力 $p_{3.1}$ 由下述方法确定:

假设:

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1}$$

$$p_{3.1} = p_{sg3} - \frac{1}{2\rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

对于第一次近似: $(\rho_{3.1})_1 = \rho_{sg3}$

$$(p_{3.1})_1 = p_{sg3} - \frac{1}{2(\rho_{3.1})_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\rho_{3.1} = \frac{(p_{3.1})_1}{R_w \Theta_3}$$

$$p_{3.1} = p_{sg3} - \frac{1}{2\rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

经过二或三步迭代计算足够, $p_{3.1}$ 也可以用下列表达式计算:

$$p_{3.1} = \frac{1}{2} \left(p_{sg3} + \sqrt{p_{sg3}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 R_w \Theta_{sg3}} \right)$$

通风机进口滞止压力 p_{sg1} 由下式给出:

$$p_{sg1} = p_{sg3} + \frac{1}{2\rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\zeta_{3-1})_1$$

或

$$p_{esg1} = p_{esg3} + \frac{1}{2\rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\zeta_{3-1})_1$$

式中: $(\zeta_{3-1})_1 \leq 0$ 是按照 30.6 和 34.3.3.2.1 的进口模拟风管的常规损失系数。

压力 p_1 用确定 $p_{3.1}$ 的方法确定。

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{c1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

34.3.4.1.2.2 通风机出口压力

在通风机出口:

$$\Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r (\text{或 } P_c)}{q_m c_p}$$

$$p_2 = p_a$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 = p_a + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{esg2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

34.3.4.1.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FC} 和通风机静压 p_{sFC} 可按下式求得

$$p_{FC} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_{sg1} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_{esg1}$$

$$p_{sFC} = p_2 - p_{sg1} = p_a - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

式中: $p_{esg1} \leq 0$

34.3.4.1.3 容积流量的计算

进口滞止条件下容积流量由下列表达式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_1}$$

34.3.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机空气功率按 14.8.1、14.8.2 和 34.3.3.4 确定。

34.3.4.1.5 通风机效率的计算

通风机效率按 14.8.1、14.8.2 和 34.3.3.5 确定。

34.3.4.2 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = t_3 + 273.15$$

通过通风机的空气流动可以看作不可压缩的。

$$\rho_3 = \rho_1 = \rho_2$$

$$k_p = 1$$

34.3.4.2.1 质量流量的计算

质量流量按 34.3.4.1.1 计算。流量计上游温度可以测量。

34.3.4.2.2 通风机压力的计算

34.3.4.2.2.1 通风机进口压力

通风机进口压力按 34.3.4.1.2.1 确定。

当测量的压力是静压 p_{e3} 时：

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$p_{sg3} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_{esg3} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

式中： $\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3} = \rho_{sg1}$

当测量的压力是滞止压力时：

$$p_{sg3} = p_{esg3} + p_a$$

在这两种情况下，

$$p_{sg1} = p_{sg3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\zeta_{3-1})_1$$

或 $p_{esg1} = p_{esg3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\zeta_{3-1})_1$

式中： $(\zeta_{3-1})_1 \leq 0$ ，是按照 34.3.3.2.1、30.6.4、30.6.5 和 30.6.6 确定。

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

34.3.4.2.2.2 通风机出口压力

$$p_2 = p_a$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{esg2} = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

34.3.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FC} 和通风机静压 p_{sFC} 按下列表达式给出：

$$p_{FC} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1} = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_{esg1}$$

$$p_{sFC} = p_2 - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

34.3.4.2.3 容积流量的计算

进口滞止条件下容积流量由下列表达式给出：

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg3}}$$

$$\rho_{sg1} = \rho_{sg3} = \frac{p_{sg3}}{R_w \Theta_{sg3}}$$

34.3.4.2.4 通风机空气功率的计算

$$P_{uC} = q_{Vsg1} p_{FC}$$

$$P_{usC} = q_{Vsg1} p_{sFC}$$

34.3.4.2.5 通风机效率的计算

通风机效率由 P_{uc} 或 P_{usc} 按 14.8 和 34.3.3.5 确定。

34.3.5 试验条件下通风机性能

- 通风机压力 p_{FC} ;
- 通风机静压 p_{sFC} ;
- 进口容积流量 $q_{V_{srl}}$;
- 通风机效率 η_{FC} ;
- 通风机静效率 η_{sFC} 。

35 带有进口和出口侧试验管道的标准方法: D 型装置

35.1 通风机装置的型式

D 型试验装置从以下得到:

- a) 按照 30.3 和 30.5 带有进口模拟管道的 B 型试验装置。
- b) 按照 30.2 和 30.4 带有出口模拟管道的 C 型试验装置。

从而,本章规定了以下四种 D 型装置。

1) 按照 30.2、30.3 和 30.5 的 B 型装置:带有公用段和出口防涡流装置的出口管道及进口模拟管道〔见图 76 a)和 b)〕。

2) 按照 30.2 f)、30.3 和 30.5 的 B 型装置:无公用段和无出口防涡流装置的出口管道及进口模拟管道〔见图 76 d)〕。

3) 按照 30.2 a)~d)、30.3~30.5 的 C 型装置:带有公用段和出口防涡流装置的出口管道及有公用段进口管道〔见图 76 c)〕。

4) 按照 30.2 f)、30.3 和 30.5 的 C 型装置:带无防涡流装置的出口模拟管道〔见图 76 e)~g)〕。

推荐装置 1)和 3)。

装置 2)和 4)是可接受的,但用这种方法所取得的结果可能同在进口和出口侧上使用通用风道取得的结果有些差别。

可以使用在第 22~27 章和 33.2.3.1、33.3.3.1、34.2.3.1 和 34.3.3.1 中规定的流量测量的方法。

按照 35.2.3.1、35.3.3.1、35.4.3.1 和 35.5.3.1 中规定,采用可压缩流动的方法测量和计算来确定 D 型装置的通风机性能。

一般情况下对符合本标准的所有通风机均有效。

但是下述情况下,可以使用简化的方法。

——基准马赫数 Ma_{zref} 小于 0.15 和压比大于 1.02;

——基准马赫数 Ma_{zref} 小于 0.15 和压比小于 1.02。

在后一种情况下,可以遵照 35.2.4、35.3.4、35.4.4 和 35.5.4 中给出的方法。

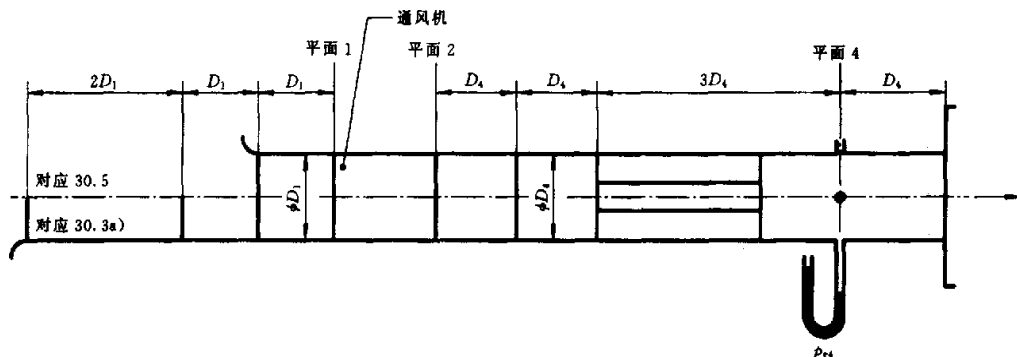
35.2 带有出口防涡流装置和进口管道或进口模拟管道的 B 型装置

35.2.1 流量的测定

用下述装置测定流量:

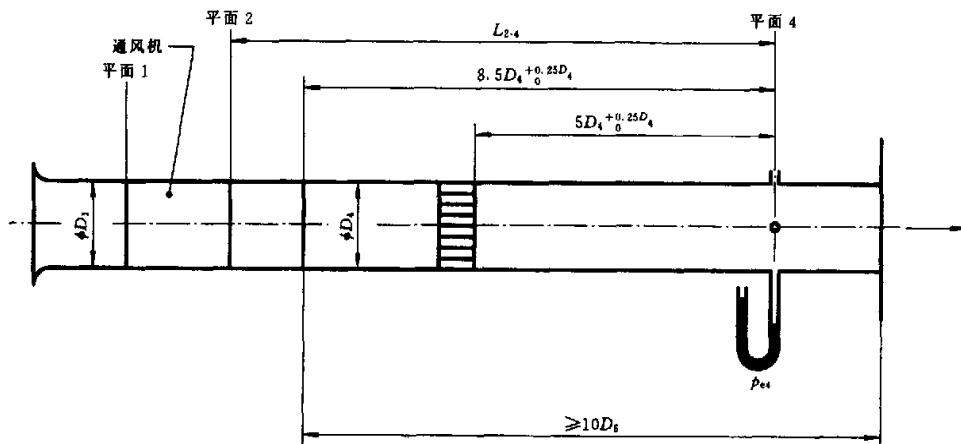
- 管道内 ISO 文丘里喷管,见图 72 a)和 76 a);
- 带有壁测孔的出口孔板,见图 72 b)和 76 a);
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板,见图 72 c)和 76 a);
- 带有角测孔的管道内孔板,见图 72 c)和 76 a);
- 皮托静压管,见图 72 d)和 76 a);
- 皮托静压管,见图 72 e)和 76 b);
- 管道内文丘里喷管,见图 72 f)和 76 b);

- 风室末端文丘里喷管, 见图 72 g) 和 76 b);
- 风室中多喷嘴, 见图 72 h) 和 76 b)。



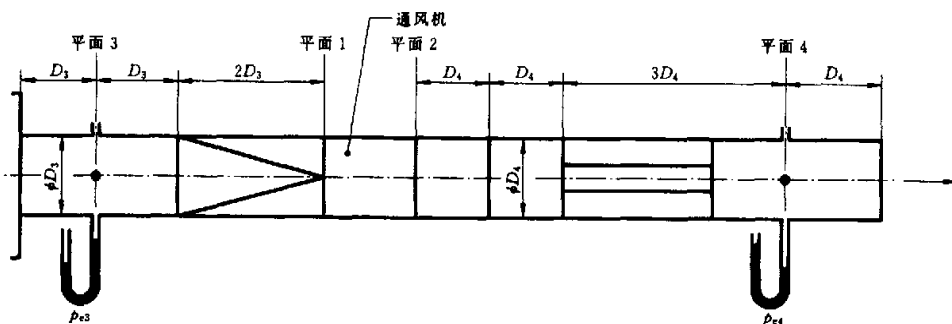
注: 流量测量和控制按 33.2.3.1 的规定

a) B 型 (出口侧试验管道) 带有公用段和防涡流装置及进口模拟管道



注: 流量测量和控制按 33.2.3.1 的规定

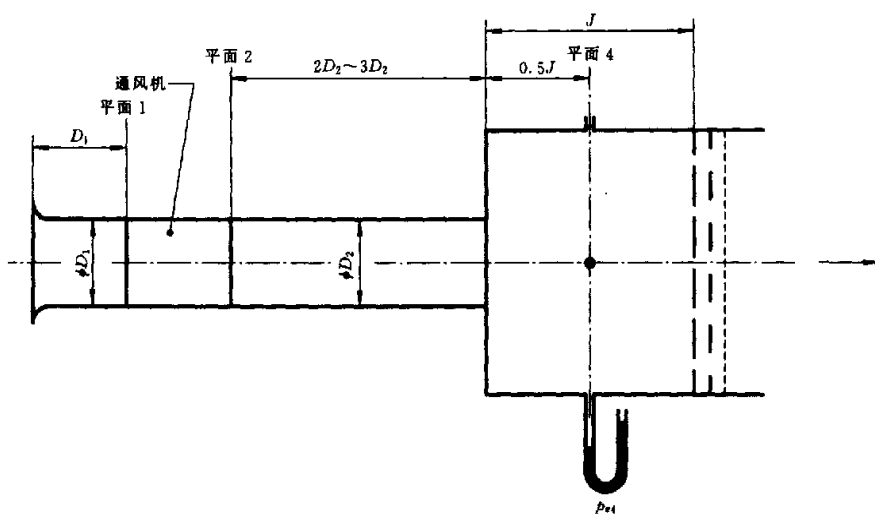
b) B 型 (出口侧试验管道) 带有公用段和防涡流装置及进口模拟管道



注: 流量测量和控制按 34.2 的规定

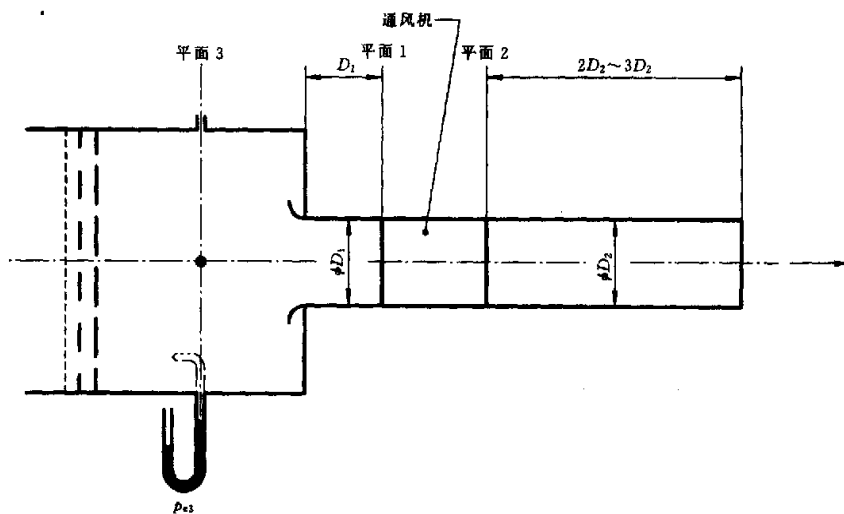
c) C 型 (进口侧试验管道) 带有公用段和防涡流装置的出口管道及公用进口段

图 76 D 型试验装置



注：流量测量按 33.3.3.1.1 和图 73 a)、b) 的规定（仅用于无出口涡流的通风机）

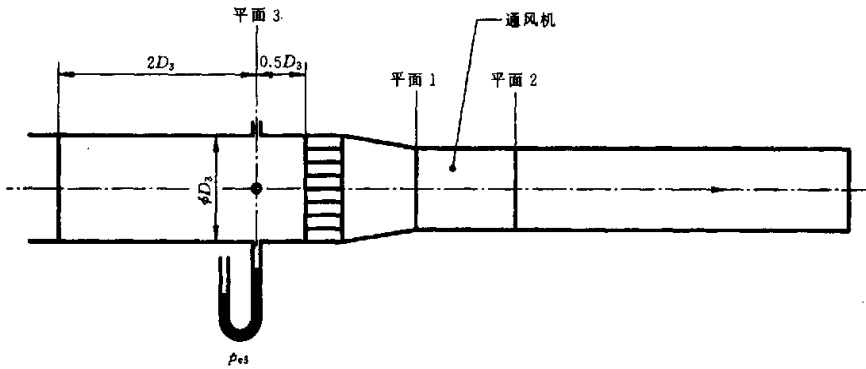
d) B 型（出口侧试验管道）无防涡流装置、无公用段和有进口模拟管道



注：流量测量按 34.3.3.1.1、34.3.3.1.2、34.3.3.1.3、34.3.3.1.4 和图 75 a)~d) 的规定。（仅用于无出口涡流的通风机）

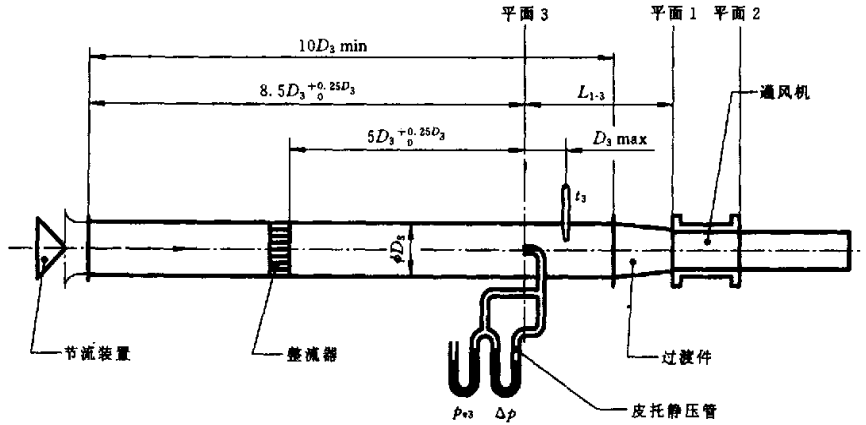
e) C 型（进口侧试验管道）带有防涡流装置的出口模拟管道

图 76(续)



注：流量测量按 34.2.3.1.1 和图 74 c) 的规定。

f) C 型（进口侧试验管道）带有无防涡流装置的出口模拟管道
（仅用于有关双方互相达成协议的大型通风机）



注：流量测量按 34.2 和图 74 g) 的规定。

g) C 型（进口侧试验管道）带有无防涡流装置的出口模拟管道
（仅用于有关双方达成协议的大型通风机）

图 76 (完)

35.2.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量：

- 转速 n 或旋转频率 N ；
- 输入功率 P_a 、 P_e 或 P_o ，并预测的叶轮功率(见 10.4)；
- 进口静压 p_{s3} ；
- 出口静压 p_{s4} ；
- 流量计上游压力 p_{s6} ；
- 流量计差压 Δp ；
- 风室温度 t_s 。

在试验空间内测量：

- 通风机的平均高度上的大气压 p_a ；
- 环境温度 t_a (靠近通风机进口)；
- 干球和湿球温度 t_d 、 t_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第 12 章)。

35.2.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时，应采用此方法。

35.2.3.1 质量流量的计算

35.2.3.1.1 用下述装置测定流量:

- 管道内 ISO 文丘里喷管,见第 22 章和图 72a);
- 带有壁测孔的出口孔板,见 26.9 和图 72b);
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板,见 26.7 和图 72c);
- 带有角测孔的管道内孔板,见 26.8 和图 72c)。

按照 33.2.3.1.1 中所述的方法。

35.2.3.1.2 用皮托静压管测定流量,见第 27 章和图 72d)、e)。

按照 33.2.3.1.2 中所述的方法。

35.2.3.1.3 用管道内文丘里喷管测定流量,见第 23 章和图 72f)

按照 33.2.3.1.3 中所述的方法。

35.2.3.1.4 用下述装置测定流量:

- 风室末端文丘里喷管,见第 23 章和图 72g);
- 风室中的多喷嘴,见第 23 章和图 72h)。

按照 33.2.3.1.4 中所述的方法。

35.2.3.2 通风机压力的计算

35.2.3.2.1 通风机出口压力

假设:(见 33.2.3.2.1)

$$p_4 = p_{e4} + p_s$$

$$\Theta_{s4} = \Theta_{s2} = \Theta_{s1} + \frac{P_i \text{ (或 } P_c)}{q_m c_p}$$

马赫数 Ma_4 和 $\frac{\Theta_{s4}}{\Theta_4}$ 按 14.4.3.1 确定。

$$\Theta_4 = \Theta_{s4} \frac{\Theta_4}{\Theta_{s4}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$F_{M4} = 1 + \frac{Ma_4^2}{4} + \frac{Ma_4^4}{40} + \frac{Ma_4^6}{1600} \quad (\text{见 } 14.5.1)$$

通风机出口的滞止压力 p_{s2} 由下列表达式给出:

$$p_{s2} = p_4 + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4] = p_4 + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$$\text{或 } p_{s2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$(\zeta_{2-4})_4$ 按照 30.6.1 或 30.6.2 和图 65 确定。

压力 p_2 由下列表达式给出:

$$p_2 = p_{s2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} = p_{s2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$\text{或 } p_{e2} = p_{s2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

式中: Ma_2 、 ρ_2 、 F_{M2} 按 14.4.3.2 和 14.5 确定。

35.2.3.2.2 通风机进口压力

a) 进口风管按照 30.3a)~e)(见 34.2.3.2.1)

进口压力 p_{e3} 可测量。

$$p_3 = p_e + p_{e3}$$

$$\Theta_{s3} = \Theta_{s1} = \Theta_s = t_s + 273.15$$

马赫数 Ma_3 和静温 Θ_3 按照 14.4.3.1 确定。

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

或 $p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3]$

$(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$, 按照 30.6.4、30.6.5、30.6.6 和图 65a)、b) 确定。

b) 进口模拟风管按照 30.5 或 30.3a)~e)

进口压力 p_{e3} 不测量。风管进口上游的滞止压力是大气压力 p_a , 通风机进口滞止温度 Θ_{sg1} 等于环境温度。

$$\Theta_{sg1} = \Theta_a = t_a + 273.15$$

通风机进口滞止压力 p_{sg1} 由下列表达式给出

$$p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} (\zeta_{3-1})_3$$

或 $p_{esg1} = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} (\zeta_{3-1})_3$

式中: ρ_3 是在集流器下游的风管进口处的空气密度, 按照 14.4.3.2 确定 Ma_3 后, 再按照 14.4.4 确定。

$(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$, 是截面 3 (集流器喉部截面) 和通风机进口处截面 1 之间的常规损失系数。

该系数按照 30.6.4~30.6.6 确定:

$$(\zeta_{3-1})_3 = -\Lambda \frac{L}{D_3}$$

式中: L ——风管的长度 (见 30.3 和 30.5);

D_3 ——风管直径;

Λ 取决于雷诺数 Re_{D3} 。

压力 p_1 按照 14.5.2 确定,

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

或 $p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$

式中: Ma_1 、 ρ_1 和 F_{M1} 按照 14.4.3.2、14.4.4 和 14.5.2 确定。

35.2.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下列表达式确定:

$$p_{FD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sFD} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

35.2.3.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

式中: $\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$

35.2.3.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率按照 14.8.1、14.8.2 和 33.2.3.4 确定。

35.2.3.5 效率的计算

按照 33.2.3.5 中所述的方法。

35.2.4 简化方法

35.2.4.1 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比大于 1.02

在试验风管的某截面上,滞止温度和静态温度看作相等,并且风管中的温度可以测量并定义为滞止温度。

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$\Theta_2 = \Theta_{st2}$$

35.2.4.1.1 质量流量的计算

质量流量按照 33.2.3.1 和 35.2.3.1 中方法确定。然而,下面的简化方法适用:

流量计上游温度可以测量,而且质量流量的确定不需要用迭代法估算流体温度。要考虑雷诺数对流量系数 α 的影响。

35.2.4.1.2 通风机压力的计算

35.2.4.1.2.1 通风机出口压力

按 14.9.1.2 和 14.9.1.3 和 33.2.4.1.2.1 计算。

$$p_{st2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$$\text{或 } p_{est2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$$\text{式中: } \rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4} = \frac{p_4}{R_w \Theta_{st4}}$$

$$\Theta_{st4} = \Theta_{st1} + \frac{P_t (\text{或 } P_t)}{q_m c_p}$$

$(\zeta_{2-4})_4$ 按照 30.6.1、30.6.2、30.6.3 和图 65 确定。

压力 p_2 可按下述方法确定(见 14.9.1.4):

$$(p_2)_1 = p_{st2} - \frac{1}{2\rho_{st2}} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$(\rho_2)_1 = \frac{(p_2)_1}{R_w \Theta_{st2}}$$

$$p_2 = p_{st2} - \frac{1}{2(\rho_2)_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{e2} = p_{est2} - \frac{1}{2(\rho_2)_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_{st2}}$$

或用下列式表达:

$$p_2 = \frac{p_{st2} + \sqrt{p_{st2}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 R_w \Theta_{st2}}}{2}$$

35.2.4.1.2.2 通风机进口压力

a) 进口风管按照 30.3a)~e) 和 30.5(见 34.2.4.1.2.1)

测量进口压力 p_{e3} 。

$$\Theta_3 = \Theta_{st3} = t_a + 273.15$$

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

$$p_{st1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$$p_{est1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$ (见 30.6.4~30.6.6)

b) 进口模拟风管按照 30.3a)~d) 和 30.5

不测量进口压力 p_{e3} 。

进口集流器喉部(直径 D_3)处的压力 p_3 可以由下述方法计算(见 14.9.1.4):

$$(p_3)_1 = p_a - \frac{1}{2\rho_a} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$(\rho_3)_1 = \frac{(p_3)_1}{R_w \Theta_3}$$

$$p_3 = p_a - \frac{1}{2(\rho_3)_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

经过二次或三次迭代足够。

压力 p_3 也可由下列表达式确定

$$p_3 = \frac{1}{2} \left\{ p_a + \sqrt{p_a^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 R_w \Theta_3} \right\}$$

通风机进口处的滞止压力由下式给出

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$$p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 (\zeta_{3-1})_3$$

$$p_{esg1} = p_{sg1} - p_a$$

$(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$, 按照 30.6.4~30.6.6 和 35.2.3.2.2 确定。

压力 p_1 可由 14.9.1.4 所述的两个方法之一确定。

35.2.4.1.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下列表达式确定:

$$p_{FD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sFD} = p_2 - p_{sg1} = p_2 - p_{esg1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

35.2.4.1.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

式中: $\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$

35.2.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率按照 14.8.1~14.8.3、14.9.1 和 33.2.3.4 确定。

35.2.4.1.5 通风机效率的计算

按照 14.8 中所述的方法(见 33.2.3.5)。

35.2.4.2 基准马赫数 Ma_{ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02

在试验风管截面处,滞止和静态温度可以看作相等。

$$\Theta_{sRx} = \Theta_x$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_{sg1} = \rho_{sg2} = \rho_{sg3} = \rho_a = \frac{p_a}{R_w \Theta_a}$$

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_{sg2} = \Theta_2 = \Theta_{sg3} = \Theta_3 = t_a + 273.15$$

并且这种方法基于通过试验风道的的气流不可压缩的假设下适用。

35.2.4.2.1 质量流量的计算

质量流量在 $\rho_u = \rho_{sg1}$ 下按 33.2.3.1 和 33.2.4.2.1 所述的方法确定。然而,应考虑雷诺数对流量系数 α 的影响。

35.2.4.2.2 通风机压力的计算

35.2.4.2.2.1 通风机出口压力

滞止压力 p_{sg2} 由下列表达式给出[见 33.2.4.2.2.1]:

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

式中: $(\zeta_{2-4})_4$ 按照 30.6.1、30.6.2 和图 65a)、b) 确定。

$$p_{esg2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{e2} = p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

35.2.4.2.2.2 通风机进口压力[见 34.2.4.2.2.1]

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] \quad (p_{e3} \text{ 测量})$$

如不测量 p_{e3} :

$$p_{sg1} = p_0 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 (\zeta_{3-1})_3$$

$$p_{esg1} = \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 (\zeta_{3-1})_3$$

式中: $(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$, 按照 30.6.4~30.6.6、35.2.3.2.1 或 35.2.3.2.2 中所述的方法确定。

压力 p_1 由下列表达式给出:

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

35.2.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下列表达式给出:

$$p_{FD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sFD} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

35.2.4.2.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

35.2.4.2.4 通风机空气功率的计算

通风机空气功率 P_{uD} 和通风机静空气功率 P_{usD} 由下面表达式给出:

$$P_{uD} = p_{FD} q_{Vsg1}$$

$$P_{usD} = p_{sFD} q_{Vsg1}$$

35.2.4.2.5 通风机效率的计算

通风机效率由下面表达式确定:

$$\eta_{uD} = \frac{P_{uD}}{P_c}$$

$$\eta_{usD} = \frac{P_{usD}}{P_r}$$

35.3 既无出口防涡流装置又无公用段和带进口管道或进口模拟管道的 B 型装置

本装置可用于出口涡流少的通风机。

35.3.1 流量的测定

用下述装置测定流量:

- 风室末端的文丘里喷管,见第 23 章和图 73a)、图 76d);
- 风室中多喷嘴,见第 23 章和图 73b)、图 76d)。

35.3.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量以下内容:

- 转速 n 或旋转频率 N ;
- 输入功率 P_a 、 P_o 或 P_e ,并预测的叶轮功率(见 10.4);
- 出口压力 p_{e4} ;
- 流量计上游压力 p_{e6} ;
- 流量计差压 Δp ;
- 风室温度 t_6 。

在试验空间内测量以下内容:

- 通风机平均高度的大气压 p_a ;
- 环境温度 t_a (靠近通风机进口);
- 干球和湿球温度 t_d 和 t_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第 12 章)。

35.3.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 $Ma_{2,c1}$ 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用此方法。

35.3.3.1 质量流量的计算

用下述装置测定流量:

- 风室末端的喷管,见第 23 章和图 73a);
- 风室中多喷嘴,见第 23 章和图 73b)。

按 35.3.3.1 中的所述方法。

35.3.3.2 通风机压力的计算

35.3.3.2.1 通风机出口压力

按 35.3.3.2.1 中的方法进行,但 $(\zeta_{2-4})_4 = 0$ 并且截面 $A_{2,4}$ 为排气试验管道进入风室处的截面积。

35.3.3.2.2 通风机进口压力

按 35.2.3.2.2 中所述的方法。

35.3.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 $p_{s,FD}$ 按 35.2.3.2.3 中所述确定。

35.3.3.3 容积流量的计算

$$q_{V_{s61}} = \frac{q_m}{\rho_{s61}}$$

35.3.3.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率根据 14.8.1、14.8.2.1、14.8.2.2 和 33.2.3.4 确定。

35.3.3.5 效率的计算

按照 33.2.3.5 中所述的方法。

35.3.4 简化方法

35.3.4.1 基准马赫数 $Ma_{2,c1}$ 小于 0.15 而压比大于 1.02

假定试验风管的截面上,滞止温度和静态温度相等。

$$\Theta_x = \Theta_{s,x}$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

可测量试验管道中的温度并将其定义为滞止温度。

35.3.4.1.1 质量流量的计算

质量流量按照第 23 章和 33.3.4.1.1 确定。

35.3.4.1.2 通风机压力的计算

35.3.4.1.2.1 通风机出口压力

通风机出口的滞止压力 p_{sg2} 和压力 p_2 由 33.3.4.1.2.1 中相同的方法确定,而 $A_{2,4}$ 为排气试验管道进入风室处的截面面积。

35.3.4.1.2.2 通风机进口压力

按照 35.2.4.1.2.2 中的方法。

35.3.4.1.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 按照 35.2.4.1.2.3 中的方法确定。

35.3.4.1.3 容积流量的计算

容积流量由下列表达式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

35.3.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率按照 14.8.1、14.8.2 和 33.2.3.4 确定。

35.3.4.1.5 通风机效率的计算

按照 33.2.3.5 中的方法。

35.3.4.2 基准马赫数 Ma_{ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02

假定试验风管的截面上,滞止温度和静态温度相等。

$$\Theta_x = \Theta_{sgx}$$

$$\rho_1 = \rho_{sg1} = \rho_2 = \rho_{sg2} = \rho_3 = \rho_4 = \rho_5 = \rho_6 = \frac{p_s}{R_w \Theta_s}$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

测量试验风管中的温度时,可通过试验风道的空气流动为不可压缩的。

35.3.4.2.1 质量流量的计算

在 $\rho_6 = \rho_s$ 按 33.3.3.1 中所述方法确定质量流量。然而,应考虑雷诺数对流量系数 α 的影响。

35.3.4.2.2 通风机压力的计算

35.3.4.2.2.1 通风机出口压力

滞止压力 p_{sg2} 和压力 p_2 用 33.3.4.2.2.1 中方法确定。

式中: $(\zeta_{2-1})_4 = 0$

$A_{2,4}$ 为排气试验管道进入风室处的截面面积。

35.3.4.2.2.2 通风机进口压力

滞止压力 p_{sg1} 和压力 p_1 用 35.2.4.2.2.2 中方法确定。

35.3.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 如 35.2.4.2.2.3 中确定。

35.3.4.2.3 容积流量的计算

容积流量由下列表达式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

35.3.4.2.4 通风机空气功率的计算

按照 35.2.4.2.4 中的方法。

35.3.4.2.5 通风机效率的计算

通风机效率按 35.2.4.2.5 确定。

35.4 带有公用段和防涡流装置的出口管道及公用进口管道的 C 型装置

35.4.1 流量的测定

用下述装置测定流量：

- 进口 ISO 文丘里喷嘴, 见图 74 a) 和 76 c)；
- 90°弧形进口喷嘴, 见图 74 a) 和 76 c)；
- 锥形进口, 见图 74 a) 和 76 c)；
- 带有角测孔的进口孔板, 见图 74 b) 和 76 c)；
- 带有壁测孔的进口孔板, 见图 74 c) 和 76 c)；
- 带有壁测孔的进口孔板, 见图 74 d) 和 76 c)；
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板, 见图 74 e) 和 76 c)；
- 带有角测孔的管道内孔板, 见图 74 e) 和 76 c)；
- 皮托静压管, 见图 74 f) 和 76 c)；
- 皮托静压管, 见图 74 g) 和 76 c)。

35.4.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量：

- 转速 n 或旋转频率 N ；
- 输入功率 P_a 、 P_o 或 P_e , 并预测叶轮功率(见 10.4)；
- 流量计差压 Δp ；
- 流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e3} ；
- 进口静压 p_{e3} ；
- 出口静压 p_{e4} 。

在试验空间内测量：

- 在通风机电平均高度上的大气压力 p_a ；
- 环境温度 t_a (靠近风管进口)；
- 干球和湿球温度 t_d 和 t_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第 12 章)。

35.4.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{ref} (见 14.4.2) 大于 0.15 并且压比大于 1.02 时, 采用此方法。

35.4.3.1 质量流量的计算

35.4.3.1.1 用下述装置测定流量：

- 进口 ISO 文丘里喷嘴, 见第 22 章和图 74 a)；
- 90°弧进口喷嘴, 见第 24 章和图 74 a)；
- 锥形进口, 见第 25 章和图 74 a)；
- 带有角测孔的进口孔板, 见 26.10 和图 74 b)；
- 带有壁测孔的进口孔板, 见 26.11 和图 74 c) 和 d)。

按 34.2.3.1.1 中所述方法进行。

35.4.3.1.2 用带有 D 和 $D/2$ 测孔或带有角测孔的管道内孔板测定流量, 见 26.7、26.8 和图 74 e)。

按 34.2.3.1.2 中所述方法进行。

35.4.3.1.3 用皮托静压管测定流量, 见第 27 章和图 74 f) 和 g)。

按 34.2.3.1.3 中所述方法进行。

35.4.3.2 通风机压力的计算

35.4.3.2.1 通风机进口压力

滞止压力 p_{q1} 和压力 p_1 按 34.2.3.2.1 中所述方法确定。

35.4.3.2.2 通风机出口压力

滞止压力 p_{q2} 和压力 p_2 按以下方法确定(见 33.2.3.2.1)。

假设：

$$p_4 = p_{c4} + p_v$$

$$\Theta_{sg4} = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_v \text{ (或 } P_c)}{q_m c_p}$$

截面 4 的马赫数和温度 Θ_4 按 14.4.3.1 确定:

$$\Theta_4 = \Theta_{sg4} \frac{\Theta_4}{\Theta_{sg4}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$F_{M4} = 1 + \frac{Ma_4^2}{4} + \frac{Ma_4^4}{40} + \frac{Ma_4^6}{1600} \quad (\text{见 } 14.5.1)$$

截面 2 和 4 间的常规损失系数 $(\zeta_{2-4})_4$ 可按照 30.6 和图 65 计算。

滞止压力 p_{sg2} 由下列表达式给出:

$$p_{sg2} = p_4 + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4] = p_4 + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

或

$$p_{esg2} = p_{c4} + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

压力 p_2 和密度 ρ_2 根据 14.5.2 计算, Ma_2 按 14.4.3.2 确定。

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$\text{或 } p_{c2} = p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

35.4.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下列表达式给出:

$$p_{FD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sFD} = p_2 - p_{sg1} = p_{c2} - p_{esg1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

35.4.3.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\text{式中: } \rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

35.4.3.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率按照 34.2.3.4 计算。

35.4.3.5 效率的计算

效率按照 34.2.3.5 确定。

35.4.4 简化方法

35.4.4.1 基准马赫数 Ma_{ref} 小于 0.15 而压比大于 1.02

假定试验风管的截面上滞止温度和静态温度相等,

$$\Theta_x = \Theta_{sgx} = t_x + 273.15.$$

可测量截面 x 的温度。

马赫系数 F_{M1} 和 F_{M2} 等于 1。

35.4.4.1.1 质量流量的计算

对于不同型式的装置,可按 34.2.3.1 和 34.2.4.1.1 中所述方法进行。

35.4.4.1.2 通风机压力的计算

35.4.4.1.2.1 通风机进口压力

滞止压力 p_{s1} 和压力 p_1 可按 34.2.4.1.2.1 中方法确定。

35.4.4.1.2.2 通风机出口压力

滞止压力 p_{s2} 和压力 p_2 可按下列方法确定(见 33.2.4.1.2.1):

假定

$$\Theta_4 = \Theta_{s4} = \Theta_{s3} + \frac{P_r \text{ (或 } P_c)}{q_m c_p}$$

$$p_4 = p_{e4} + p_a$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$p_{s2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

或 $p_{es2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$

p_2 可按下式计算(见 14.9.1.4):

$$(p_2)_1 = p_{s2} - \frac{1}{2\rho_{s2}} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$(\rho_2)_1 = \frac{(p_2)_1}{R_w \Theta_4}$$

$$p_2 = p_{s2} - \frac{1}{2(\rho_2)_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{e2} = p_{es2} - \frac{1}{2(\rho_2)_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

经过二或三步迭代计算足够,或用下列式表达:

$$p_2 = \frac{p_{s2} + \sqrt{p_{s2}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 R_w \Theta_{s2}}}{2}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

35.4.4.1.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下列表达式确定:

$$p_{FD} = p_{s2} - p_{s1} = p_{es2} - p_{es1}$$

$$p_{sFD} = p_2 - p_{s1} = p_{e2} - p_{es1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

35.4.4.1.3 容积流量的计算

$$q_{V_{s1}} = \frac{q_m}{\rho_{s1}}$$

35.4.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率按照 14.8.1、14.8.2 和 34.2.3.4 或 35.2.3.4 确定。

35.4.4.1.5 通风机效率的计算

通风机效率按照 14.8.1 和 34.2.3.5 计算。

35.4.4.2 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02

假定流经试验风道的流体是不可压缩的,平面 3 和 5 之间装有辅助通风机除外[见图 74 c)]。

$$\Theta_3 = \Theta_{s3} = \Theta_1 = \Theta_{s1} = \Theta_2 = \Theta_{s2} = t_3 + 273.15$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$k_p = 1$$

35.4.4.2.1 质量流量的计算

质量流量按 34.2.4.1.1 和 34.2.4.2 的假设确定。

35.4.4.2.2 通风机压力的计算

35.4.4.2.2.1 通风机进口压力

滞止压力 p_{sg1} 和压力 p_1 由下列方法确定(见 34.2.4.2.2.1):

假设:

$$p_3 = p_{e3} + p_s$$

$$\rho_1 = \frac{p_3}{R_w \Theta_1}$$

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3] \text{ [见 34.2.3.2.1 b)]}$$

$$p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

35.4.4.2.2.2 通风机出口压力

滞止压力 p_{sg2} 和压力 p_2 可按下列方法确定(见 33.2.4.2.2.1):

假设:

$$p_4 = p_{e4} + p_s$$

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

或 $p_{esg2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\zeta_{2-4})_4]$

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{e2} = p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

35.4.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下列表达式给出:

$$p_{FD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sFD} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

35.4.4.2.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

35.4.4.2.4 通风机空气功率的计算

按照 14.9.2.6 和 34.2.4.1.4,

$$P_{uD} = q_{Vsg1} p_{FD}$$

$$P_{usD} = q_{Vsg1} p_{sFD}$$

35.4.4.2.5 通风机效率的确定

通风机效率按照 34.2.4.1.5、14.8.1 和 14.8.2 确定。

35.5 带有无防涡流装置的出口模拟管道的 C 型装置

该装置可用于无出口涡流的通风机或大型通风机。在有关双方达成协议的情况下,可用此装置测量通风机的性能。

用此方法所测得的结果在某种程度上不同于用在进口和出口侧都有公用段风道所测得的结果,尤其在出口流动产生大涡流时。

35.5.1 流量的测定

用下述装置测定流量:

- 90°弧进口喷嘴,见图 75 a)和 76 e);
- 风室上游的皮托静压管,见图 75 b)和 76 e);
- 风室上游的管道内文丘里喷管,见图 75 c)和 76 e);
- 风室中多喷嘴,见图 75 d)和 76 e);
- 皮托静压管,见图 74 g)和 76 g);
- 带有壁测孔的进口孔板,见图 74 c)和 76 f)。

35.5.2 试验期间采取的测量(见第 20 章)

测量:

- 转速 n 或旋转频率 N ;
- 输入功率 P_a 、 P_e 或 P_c 和预测的叶轮功率(见 10.4);
- 流量计差压 Δp ;
- 流量计上游压力 p_{e1} 或 p_{e5} ;
- 风室滞止压力 p_{es3} 或静压 p_{e3} ;
- 风室温度 t_3 ;
- 辅助通风机的输入功率 p_{ex} 。

在试验空间内测量:

- 在通风机平均高度上的大气压力 p_a ;
- 靠近通风机进口的环境温度 t_a ;
- 干球和湿球温度 t_d 和 t_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第 12 章)。

35.5.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用此方法。

35.5.3.1 质量流量的计算

35.5.3.1.1 用 90°弧进口喷嘴测定流量,见第 24 章、图 76 e)和 75 a)。

按 34.3.3.1.1 中所述方法。

35.5.3.1.2 用皮托静压管测定流量,见第 27 章、图 76 e)、g)、74 g)和 75 b)。

按 34.2.3.1.3 或 34.3.3.1.2 中所述方法。

35.5.3.1.3 用管道内文丘里喷管测定流量,见第 23 章、图 76 e)、75 c)。

按 34.3.3.1.3 中所述方法。

35.5.3.1.4 用风室中多喷嘴测定流量,见第 23 章、图 76 e)和 75 d)。

按 34.3.3.1.4 中所述方法。

35.5.3.1.5 用带有壁测孔的进口孔板测定流量;见 26.11 和图 76 f)、74 c)。

按 34.2.3.1.1 中所述方法。

35.5.3.2 通风机压力的计算

35.5.3.2.1 通风机进口压力

35.5.3.2.1.1 进口压力 p_{e3} 是在进口风管中测定,见图 74 a)~d)和图 76 f)。(见 34.2.3.2.1)

a) 在平面 5 和平面 3 之间无辅助通风机

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\theta_{s3} = \theta_{s67} = \theta_s = \theta_{s61} = t_a + 273.15$$

马赫数 Ma_3 和 $\frac{\Theta_3}{\Theta_{sg3}}$ 按 14.4.3.1 计算。

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} \frac{\Theta_3}{\Theta_{sg3}}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

滞止压力 p_{sg1} 按下列表达式求得(见 14.5)

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$$p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

式中: $(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$ 是根据 30.6.4、30.6.5、30.6.6 计算的平面 1 和 3 之间的常规损失系数(见 34.2.3.2.1 a))。

F_{M3} 是马赫系数(见 14.5.1)。

b) 在平面 5 和平面 3 之间有辅助通风机(见 34.2.3.2.1 b))。

辅助通风机有一潜入式电机时,当测量其叶轮功率 P_{rx} 或电机功率 P_{ex} 时:

$$\Theta_{sg3} = \Theta_{sg7} + \frac{P_{rx} \text{ (或 } P_{ex})}{q_m c_p} = \Theta_{sg1}$$

在其他情况下,应在进口风管内测量温度并假定为滞止温度 t_{sg3} 。根据 14.4.3.1 确定温度 Θ_3 并按第一种情况计算滞止压力 p_{sg1} 。

根据 14.4.3.2 用 $\Theta_{sg1} = \Theta_{sg3}$, 在计算马赫数 Ma_1 和比 $\frac{\Theta_1}{\Theta_{sg1}}$ 之后,确定压力 p_1 。

密度 ρ_1 按 14.4.4 计算,压力 p_1 按下列表达式求得

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

$$\text{或 } p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

35.5.3.2.1.2 进口压力 p_{e3} 在试验风室中测量,见 34.3.3.2.1。

a) 在风室中测量的压力为表压 p_{e3}

假定:

$$F_{M3} \approx 1$$

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_{sg1} = \Theta_{sg3} = \Theta_3 = t_3 + 273.15$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

截面 3 的滞止压力 p_{sg3} 由下式给出:

$$p_{sg3} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

b) 在风室中测量的压力为滞止表压 p_{esg3}

$$p_{sg3} = p_{esg3} + p_a$$

$$\Theta_{sg3} = \Theta_3 = \Theta_{sg1} = t_3 + 273.15$$

对进口模拟风管 $1D_1$ 或 $2D_1$ 长时不计摩擦损失,并且

$$p_{sg1} = p_{sg3}, p_{esg1} = p_{esg3}$$

在要求进口模拟风管长于 $1D_1$ 或 $2D_1$ 时,可计算该管道内的摩擦损失。

滞止压力 p_{sg1} 由下式给出:

$$p_{sg1} = p_{sg3} + \frac{1}{2\rho_{3,1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M3,1} (\zeta_{3-1})_1$$

$$\text{或 } p_{\text{esg}3} = p_{\text{esg}3} + \frac{1}{2\rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M3.1} (\zeta_{3-1})_1$$

式中: $\rho_{3.1}$ 根据 14.4.3.2、14.4.4 计算的集流器喉部截面的空气密度;

$F_{M3.1}$ 为马赫数 $Ma_{3.1}$ 对应的马赫系数;

$(\zeta_{3-1})_1$ 是根据 30.6.4 和 30.6.5 计算的常规损失系数;

$$(\zeta_{3-1})_1 = -\Delta \frac{L}{D_1} \leq 0.$$

L 为直径 D_1 的进口模拟风管的长度。

压力 p_1 由下式给定:

$$p_1 = p_{\text{sg}1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

式中: Ma_1 和 ρ_1 及 F_{M1} 根据 14.4.3.2、14.4.4 和 14.5 计算。

$$p_{e1} = p_{\text{esg}1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 F_{M1}$$

35.5.3.2.2 通风机出口压力

对于出口风管无摩擦损失,

$$p_2 = p_s \text{ 或 } p_{e2} = 0$$

$$\Theta_{\text{sg}2} = \Theta_{\text{sg}1} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

滞止压力 $p_{\text{sg}2}$ 由下式给出:

$$p_{\text{sg}2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

$$\text{或 } p_{\text{esg}2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 F_{M2}$$

式中: ρ_2 为通风机出口密度, $\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$

Ma_2 和 Θ_2 根据 14.4.3.1 计算。

35.5.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下式确定:

$$p_{\text{FD}} = p_{\text{sg}2} - p_{\text{sg}1} = p_{\text{esg}2} - p_{\text{esg}1}$$

$$p_{\text{sFD}} = p_2 - p_{\text{sg}1} = -p_{\text{esg}1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

35.5.3.3 容积流量的计算

$$q_{V\text{sg}1} = \frac{q_m}{\rho_{\text{sg}1}}$$

式中: $\rho_{\text{sg}1} = \frac{p_{\text{sg}1}}{R_w \Theta_{\text{sg}1}}$

35.5.3.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率按 34.2.3.4 中所述的方法确定。

35.5.3.5 效率的计算

按 34.2.3.5 中所述的方法确定。

35.5.4 简化方法

35.5.4.1 基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 小于 0.15 而压比大于 1.02

在试验风管的截面上, 假定流体的滞止温度和静态温度相等。

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$\Theta_x = \Theta_{sgx}$$

可测量试验风管内的温度并将其定义为滞止温度。

35.5.4.1.1 质量流量的计算

质量流量根据 34.2.4.1.1 和 34.3.4.1.1 中所述的方法确定。然而,下列简化适用:

可测量流量计的上游温度而不需要采用迭代法。

35.5.4.1.2 通风机压力的计算

35.5.4.1.2.1 通风机进口压力

35.5.4.1.2.1.1 进口压力 p_{e3} 在试验风管中测量(见 34.2.4.1.2.1)

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1} = t_3 + 273.15$$

滞止压力由下列表达式给出:

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$$\text{或 } p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

式中: $(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$ 根据 35.5.3.2.1.1 确定[见 34.2.3.2.1 a) 和 b)]。

压力 p_1 按下列方法计算:

$$(p_1)_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$(\rho_1)_1 = \frac{(p_1)_1}{R_w \Theta_3}$$

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2(\rho_1)_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2(\rho_1)_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\text{或 } p_1 = \frac{p_{sg1} + \sqrt{p_{sg1}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 R_w \Theta_{sg1}}}{2}$$

$$p_{e1} = p_1 - p_a$$

35.5.4.1.2.1.2 进口压力 p_{e3} 或 p_{esg3} 在风室中测量(见 34.3.4.1.2.1)

如果测量 p_{e3} :

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1} = t_3 + 273.15$$

$$p_{sg3} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$\text{式中: } \rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

如果测量 p_{esg3} :

$$p_{sg3} = p_{esg3} + p_a$$

通常, $p_{sg1} = p_{sg3}$, $p_{esg1} = p_{esg3}$

如考虑摩擦损失时,下述方法适用:

$$p_{esg1} = p_{esg3} + \frac{1}{2\rho_{3,1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\zeta_{3-1})_1$$

$$\text{或 } p_{sg1} = p_{sg3} + \frac{1}{2\rho_{3,1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\zeta_{3-1})_1$$

式中: $(\zeta_{3-1})_1 \leq 0$ 为常规损失系数(见 35.5.3.2.1.2)。

$$\rho_{3,1} = \frac{p_{3,1}}{R_w \Theta_{sg1}} = \frac{p_{3,1}}{R_w \Theta_{sg3}} \approx \frac{p_{3,1}}{R_w \Theta_1}$$

集流器喉部的压力 $p_{3.1}$ 按照 14.9.1.4 和 34.3.4.1.2.1 中所述迭代法确定。

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{c1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\text{或 } p_1 = \frac{p_{sr1} + \sqrt{p_{sg1}^2 - 2 \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 R_w \Theta_{sg1}}}{2}$$

35.5.4.1.2.2 通风机出口压力

$$p_2 = p_a \text{ 或 } p_{c2} = 0$$

$$\Theta_{sr2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_i \text{ (或 } P_c)}{q_m c_p} = \Theta_2,$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2},$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$\text{或 } p_{esg2} = p_{c2} + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

35.5.4.1.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下式给出:

$$p_{FD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sFD} = p_2 - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

35.5.4.1.3 容积流量的计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

35.5.4.1.4 通风机空气功率的计算

通风机单位质量功和通风机空气功率按 34.2.3.4 中所述的方法确定。

35.5.4.1.5 通风机效率的计算

通风机效率按 34.2.3.5 中所述的方法确定。

35.5.4.2 基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02

假定试验风管的截面上滞止温度和静态温度相等。

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = t_3 + 273.15$$

$$F_{M1} = F_{M2} = 1$$

$$k_P = 1$$

并假定流经试验风道的空气流动为不可压缩的,试验通风机的上游有辅助通风机除外。

35.5.4.2.1 质量流量的计算

质量流量根据 34.2.4.2.1 和 34.3.4.2.1 中所述的方法确定。

35.5.4.2.2 通风机压力的计算

35.5.4.2.2.1 通风机进口压力

35.5.4.2.2.1.1 进口压力 p_{e3} 在试验风管中测量(见 34.2.4.2.2.1)。

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1} = t_3 + 273.15$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3} = \rho_1 = \rho_{sg1} = \rho_{sg2}$$

通风机进口的滞止压力由下列表达式给出:

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

$$\text{或 } p_{\text{esg}1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\zeta_{3-1})_3]$$

式中: $(\zeta_{3-1})_3 \leq 0$ 根据 30.6.5 确定。

压力 p_1 由下列表达式给出:

$$p_1 = p_{\text{sg}1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$\text{或 } p_{e1} = p_{\text{esg}1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

35.5.4.2.2.1.2 进口压力 p_{e3} 或 $p_{\text{esg}3}$ 在试验风室中测量(见 34.3.4.2.2.1)。

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_3 = \Theta_{\text{sg}3} = \Theta_{\text{sg}1} = \Theta_1 = t_3 + 273.15$$

$$p_{\text{sg}3} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

或 $p_{\text{sg}3} = p_{\text{esg}3} + p_a$

$$\rho_1 = \rho_{\text{sg}1} = \rho_3$$

$$p_{\text{sg}1} = p_{\text{sg}3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\zeta_{3-1})_1$$

$$p_{\text{esg}1} = p_{\text{esg}3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\zeta_{3-1})_1$$

$$p_1 = p_{\text{sg}1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = p_{\text{esg}1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

式中: $(\zeta_{3-1})_1 \leq 0$, 是常规损失系数(见 35.5.4.1.2.1.2)。

35.5.4.2.2.2 通风机出口压力

$$p_2 = p_a \quad \text{或} \quad p_{e2} = 0$$

$$p_{\text{sg}2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

或 $p_{\text{esg}2} = p_{e2} + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$

$$\rho_3 = \rho_2 = \rho_1 = \rho_{\text{sg}3}$$

35.5.4.2.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{FD} 和通风机静压 p_{sFD} 由下式给出:

$$p_{\text{FD}} = p_{\text{sg}2} - p_{\text{sg}1} = p_{\text{esg}2} - p_{\text{esg}1}$$

$$p_{\text{sFD}} = p_2 - p_{\text{sg}1} = -p_{\text{esg}1}$$

35.5.4.2.3 容积流量的计算

$$q_{V\text{sg}1} = \frac{q_m}{\rho_{\text{sg}1}}$$

35.5.4.2.4 通风机空气功率的计算

$$P_{\text{uD}} = q_{V\text{sg}1} p_{\text{FD}}$$

$$P_{\text{sFD}} = q_{V\text{sg}1} p_{\text{sFD}}$$

35.5.4.2.5 通风机效率的计算

$$\eta_{\text{tD}} = \frac{P_{\text{uD}}}{P_{\text{T}}}$$

$$\eta_{\text{sFD}} = \frac{P_{\text{sFD}}}{P_{\text{T}}}$$

附录 A

(标准的附录)

通风机压力和通风机装置类型

根据第 18 章,四种通风机装置类型规定为

- A 型:自由进口和自由出口;
- B 型:自由进口和管道出口;
- C 型:管道进口和自由出口;
- D 型:管道进口和管道出口。

A1 通风机压力

当前,国际协定将通风机压力定义为通风机出口处滞止压力与通风机进口处滞止压力的差压。

$$p_F = p_{sR2} - p_{sR1} = p_{esR2} - p_{esR1}$$

对于自由出口通风机,当此通风机被排入试验风室或一隔离室中时,假定通风机出口动能已损失掉,尽管此动能是由此通风机提供的。因此,在这种情况下,有效通风机压力是通风机静压,即

$$p_{sF} = p_{sR2} - \rho_2 \frac{v_{M2}^2}{2} - p_{sR1} = p_2 - p_{sR1} = p_{e2} - p_{esR1}$$

A1.1 适用于标准化装置的通风机压力

这些量的确定取决于通风机类别要求的装置类型(见第 18 章)。压力按下述确定:

a) A 型:自由进口和自由出口

有效通风机压力由下列表达式给出:

$$p_{sFA} = p_{sR2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - p_{sR1}$$

$$\text{已知: } p_{sR2} - \frac{\rho_2^2}{2} F_{M2} = p_2,$$

通风机静压由下式给定:

$$p_{sFA} = p_2 - p_{sR1} = p_{e2} - p_{esR1}$$

对于通风机装置 A 型,通风机静压 p_{sFA} 是有效通风机压力,然而,通风机压力 p_{FA} 可由下列表达式计算:

$$p_{FA} = p_{sR2} - p_{sR1} = p_{esR2} - p_{esR1}$$

b) B 型:自由进口和管道出口

有效通风机压力是通风机压力,由下列表达式给定:

$$p_{FB} = p_{sR2} - p_{sR1} = p_{esR2} - p_{esR1}$$

通风机静压由下式给定:

$$p_{sFB} = p_{sR2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - p_{sR1} = p_2 - p_{sR1} = p_{e2} - p_{esR1}$$

c) C 型:管道进口和自由出口

有效通风机压力是通风机静压,由下式确定:

$$p_{sFC} = p_{sR2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - p_{sR1} = p_2 - p_{sR1} = p_{e2} - p_{esR1}$$

通风机压力可按下列式计算:

$$p_{FC} = p_{sR2} - p_{sR1} = p_{esR2} - p_{esR1}$$

d) D 型:管道进口和管道出口

有效通风机压力是通风机压力由下式给定:

$$p_{FD} = p_{sR2} - p_{sR1} = p_{esR2} - p_{esR1}$$

通风机静压可按下式计算：

$$p_{sFD} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

A2 计算

A2.1 A型

A2.1.1 进口试验风室(见图 66~68)

在这种情况下,有效通风机压力是通风机静压 p_{sFA} ,由下列表达式给定:

$$p_2 = p_a$$

$$p_{sFA} = p_a - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

$$\text{式中: } p_{sg1} = p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3}$$

$$p_{esg1} = p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3}$$

通常试验风室中马赫数 Ma_3 小于 0.15 并且 $F_{M3} = 1$ 。

通风机压力由下列表达式给定:

$$p_{FA} = p_a + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - \left[p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} \right] = \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - \left[p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} \right]$$

式中: $\rho_2, v_{m2}, F_{M2}, \rho_3, v_{m3}$ 按照 14.4、14.5、14.6 或 14.9 计算得出。

A2.1.2 出口试验风室

当通风机由试验空间或自由进口大气吸入空气[见图 69a)和 b)]时,进口滞止压力等于大气压力。

$$p_2 = p_a$$

$$p_{sg1} = p_a$$

并且有效通风机压力是通风机静压:

$$p_{sFA} = p_4 - p_a = p_{e4}$$

通风机压力由下列表达式给定:

$$p_{FA} = p_4 + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - p_a = p_{e4} + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2}$$

式中: ρ_2, v_{m2}, F_{M2} 按照 14.4、14.5、14.6 或 14.9 计算。

注 46: 出口风室的尺寸相对于通风机尺寸来说非常大(相当于一个大的开放空间),对于同样的通风机,出口风室的横截面积至少为进口试验风室横截面积的 2 或 3.2 倍,取决于风室的类型。

A2.2 B型

通风机由试验空间或由自由大气吸入空气,

$$p_{sg1} = p_a$$

在这种情况下,有效通风机压力是通风机压力,由下列表达式给定:

$$p_{FB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{sg2} - p_a = p_{esg2}$$

并且

$$p_{sg2} = p_4 + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

$$p_{esg2} = p_{e4} + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4]$$

通风机静压由下式给定:

$$p_{sFB} = p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - p_a = p_{esg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2}$$

式中: $\rho_4, v_{m4}, F_{M4}, \rho_2, v_{m2}, F_{M2}$ 按照 14.4、14.5、14.6 或 14.9 计算。

A2.3 C型

在这种情况下,有效通风机压力是通风机静压,由下列表达式计算:

$$p_2 = p_a$$

$$p_{sFC} = p_2 - p_{sg1} = p_a - \left\{ p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\} = - \left\{ p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

通风机压力由下式给出:

$$p_{FC} = p_a + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - \left\{ p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

式中: ρ_3 、 v_{m3} 、 F_{M3} 、 ρ_2 、 v_{m2} 、 F_{M2} 按照 14.4、14.5、14.6 或 14.9 计算。

A2.4 D 型

在这种情况下,有效通风机压力是通风机压力,由下列表达式给定:

$$p_{FD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_4 + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4] - \left\{ p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

$$= p_{e4} + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} F_{M4} [1 + (\zeta_{2-4})_4] - \left\{ p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

通风机静压由下列表达式给定:

$$p_{sFD} = p_2 - p_{sg1} = p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - \left\{ p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

$$= p_{esg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} F_{M2} - \left\{ p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} F_{M3} [1 + (\zeta_{3-1})_3] \right\}$$

式中: ρ_4 、 v_{m4} 、 F_{M4} 、 ρ_3 、 F_{M3} 、 ρ_2 、 v_{m2} 、 F_{M2} 按照 14.4、14.5、14.6 或 14.9 计算。

注 47: $(\zeta_{3-1})_3$ 和 p_{e3} 通常是负的。

附录 B

(标准的附录)

装有通风机的屋顶排气通风装置

B1 为满足通风机的屋顶装有排气通风装置的特殊安装要求,由重力控制的空气挡板部件需要在其正确安装位置进行试验,必要时可稍微变更标准布置。B2 和 B3 示出仅允许的两种变型装置。

B2 图 B1 示出了一种改进型式。它包括最终最大有效截面为 45% 倾斜的筛网和该装置可选用的安装位置。

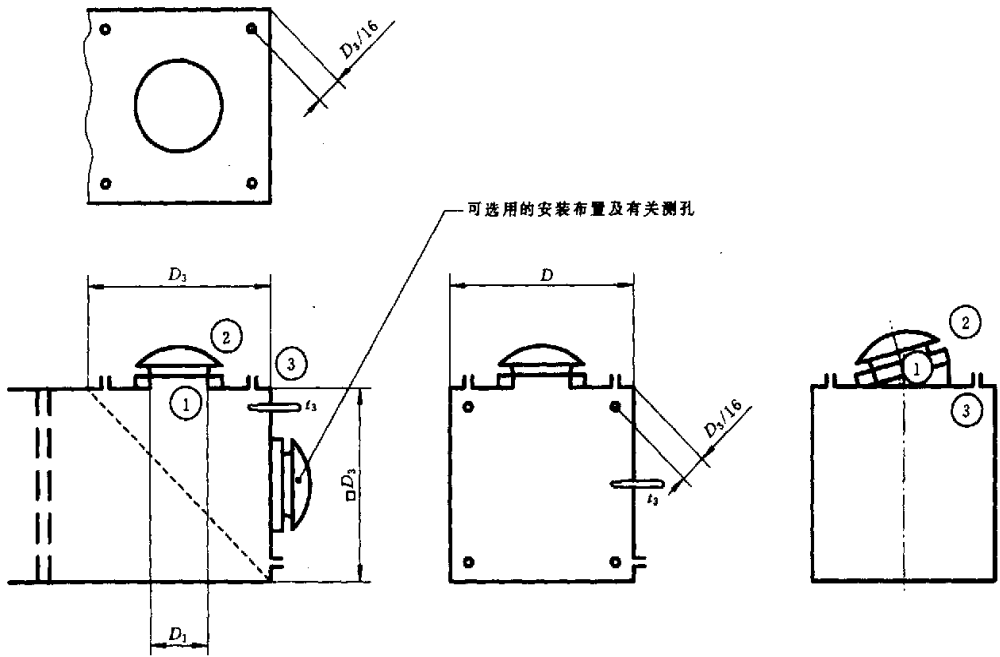
B3 可允许的另一变型即如图 B2 中所示的 C 型试验装置,在进口喷嘴的出口端用筛网加载。控制装置的位置变化用于控制进入风室气体的膨胀,可以在风室中使用最大有效面积为 45% 的对角放置的单个筛网。在进口风室非常大的情况下,使用对角筛网不切实际,如果在空气容积流量范围内,处于试验状态下的通风机的气流基本上呈现均匀的速度流型,并且无涡流,则可不采用筛网。试验装置在图 B2 中示出。

测量 Δp 、 p_{e3} 、 t_3 并取: $t_u = t_a$

$$p_{e2} = 0$$

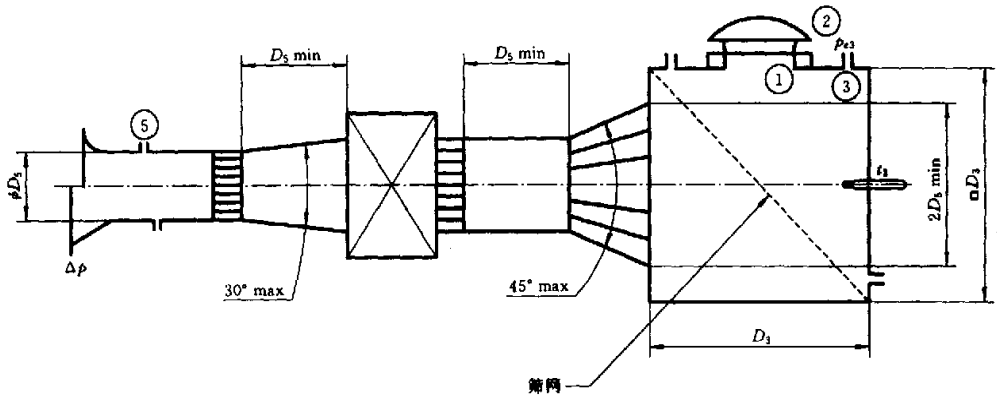
$$p_{esg3} = p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} = p_{esg1}$$

$$p_{e3} \leq 0$$



- 注
- 1 试验装置的其余部分如图 70 a)~g)所示。
 - 2 $D_1 \leq 0.5D_3$ 。式中 D_1 为顶部开口直径或矩形开口的长边。
 - 3 测量和计算可按 32.2 进行。

图 B1 安装在进口风室上的装有通风机的屋顶排气通风装置



注：通常 $p_{e3} \leq 0$

图 B2 在 C 型装置上的装有通风机的屋顶排气通风装置

附录 C

(标准的附录)

在通风机截面 n 上 p_{stn} 和 p_n 的直接计算 装置类型 B、C 和 D

C1 概述

14.6 阐述了根据在相应试验管道的截面 x 上测得的静压 p_{ex} 来计算通风机基准截面 n (1 或 2) 处的滞止压力的方法。

这种方法需要确定下列各项：

- 截面 x 的马赫数 Ma_x (见 14.4.3.1 和 14.4.3.2)
- 该截面的空气密度 (见 14.4.4)
- 马赫系数 F_{Mx} (见 14.5.1)
- 常规损失系数 $(\zeta_{n-x})_x$ (见 30.6)

可使用本附录中所阐述的一种直接方法。结果与按 14.4、14.5 和 14.6 计算的通风机压力 P_F 的差，不大于 1×10^{-3} 。

C2 滞止压力 p_{stn} 和压力 p_n 的计算

下列量为已知量：

- 质量流量 q_m ，
- 大气压力 p_0 ，
- 试验管道测量截面上的表压 p_{ex} ，
- 进口滞止温度 Θ_{st1} ，
- 叶轮功率 P_T 或电动机输入功率 P_e ，
- 测量截面的面积 A_x ，
- 通风机基准截面的面积 A_n ($n=1$ 或 2)。

滞止温度 Θ_{st2} 由下列表达式给出：

$$\Theta_{st2} = \Theta_{st1} + \frac{P_T \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

根据 14.4.3.1 计算 Θ_x 之后：

$$p_x = p_0 + p_{ex}$$

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

假定：

$$p^* = \frac{p_n}{p_x}$$

$$\rho^* = \frac{\rho_n}{\rho_x}$$

$$n_1 = (A_n/A_x)^2 \quad \gamma_1 = \frac{k-1}{2k} \frac{q_m^2}{2A_x^2 p_x \rho_x}$$

ρ^* 为方程

$$F(\rho^*) = B_3 \rho^{*3} - B_2 \rho^{*2} + B_1 \rho^* + B_0 = 0 \quad \text{的解。}$$

$$\text{式中：} B_3 = n_1 \left\{ 1 + \gamma_1 \left[1 - \frac{k}{2(k-1)} [1 + (\zeta_{n-x})_x] \right] \right\}$$

$$B_2 = n_1 \left\{ 1 + \gamma_1 \left[\frac{k}{2(k-1)} \right] [1 + (\zeta_{n-x})_x] \right\}$$

$$B_1 = \gamma_1 \left[\frac{2-k}{2(k-1)} \right]$$

$$B_0 = \gamma_1 \left[\frac{k}{2(k-1)} \right]$$

式中: $(\zeta_{n-x})_x$ 为截面 n 和 x 之间, 对 x 截面计算的试验管道的常规损失系数(见 30.6)。

$(\zeta_{n-x})_x > 0$ 对于出口管道: $n=2; x=4$

$(\zeta_{n-x})_x < 0$ 对于进口管道: $n=1; x=3$

为了计算方程 $F(\rho^*)=0$ 的解, 按照牛顿-Raphson 方法采用迭代法:

由第一次近似值开始:

$$(\rho^*)_1 = 1$$

第 $(p+1)$ 次近似值由下式给出:

$$(\rho^*)_{p+1} = (\rho^*)_p - \frac{F(\rho^*)_p}{F'(\rho^*)_p}$$

式中: $F'(\rho^*) = 3B_3\rho^{*2} - 2B_2\rho^* + B_1$

通常 3 次迭代就足以获得 ρ^* 。

系数 p^* 按下式给出:

$$p^* = \rho^* (1 + \gamma_1) - \frac{\gamma_1}{n_1 \rho^*}$$

由此导出

$$p_n = p_x \cdot p^*$$

$$\rho_n = \rho_x \cdot \rho^*$$

滞止压力由下列表达式给出:

$$p_{sgn} = p_n \left(1 + \frac{k-1}{k} \frac{q_m^2}{2A_n^2 p_n \rho_n} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

C2.1 滞止压力 p_{sgn} 和滞止温度 θ_{sgn} 是已知的

假设:

$$m^2 = \frac{k-1}{k} \frac{q_m^2}{2A_n^2 p_{sgn} \rho_{sgn}}$$

$$\theta^* = \frac{\theta_{sgn}}{\theta_n}$$

θ^* 为方程:

$$F(\theta^*) = m^2 \theta^{*\frac{k+1}{k-1}} - \theta^* + 1 \text{ 的解。}$$

按牛顿-Raphson 方法, 采用迭代法计算 θ^*

初始值:

$$(\theta^*)_1 = 1$$

第 $(p+1)$ 次近似值由下式给出:

$$(\theta^*)_{p+1} = (\theta^*)_p - \frac{F(\theta^*)_p}{F'(\theta^*)_p}$$

式中: $F'(\theta^*) = \frac{k+1}{k-1} m^2 \theta^{*\frac{1}{k-1}} - 1$

3 次迭代就足以获得 θ^* 。并且

$$\theta_n = \frac{\theta_{sgn}}{\theta^*} \quad p_n = \frac{p_{sgn}}{\theta^{*\frac{k}{k-1}}} \quad \rho_n = \frac{\rho_{sgn}}{\theta^{*\frac{1}{k-1}}}$$

C2.2 压力 p_n 和滞止温度 θ_{sgn} 是已知的(见 14.4.3.1)

假设:

$$M^2 = \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \frac{k-1}{2k} \frac{R_w \theta_{sgn}}{p_n^2}$$

$$\frac{\theta_{sgn}}{\theta_n} = \frac{1 + \sqrt{(1+4M^2)}}{2}$$

附录 D

(提示的附录)

在非水平排放轴线情况下的通风机出口弯头

当通风机为大型离心通风机或大功率通风机,装置类型为 B 或 D 并且具有非水平排放轴线时,在制造厂方和购货方都同意的情况下,可在通风机出口和带有测压孔的公用段之间安装一个弯头。

此弯头应符合图 D1 中的规定。

排放轴线和标准试验管道轴线之间的角度为可能的最小角度。

弯头部件应定位 A_2 和 A_1 之间并且应为带有导流叶片的均匀横截面。

常规摩擦损失系数由下列表达式给定:

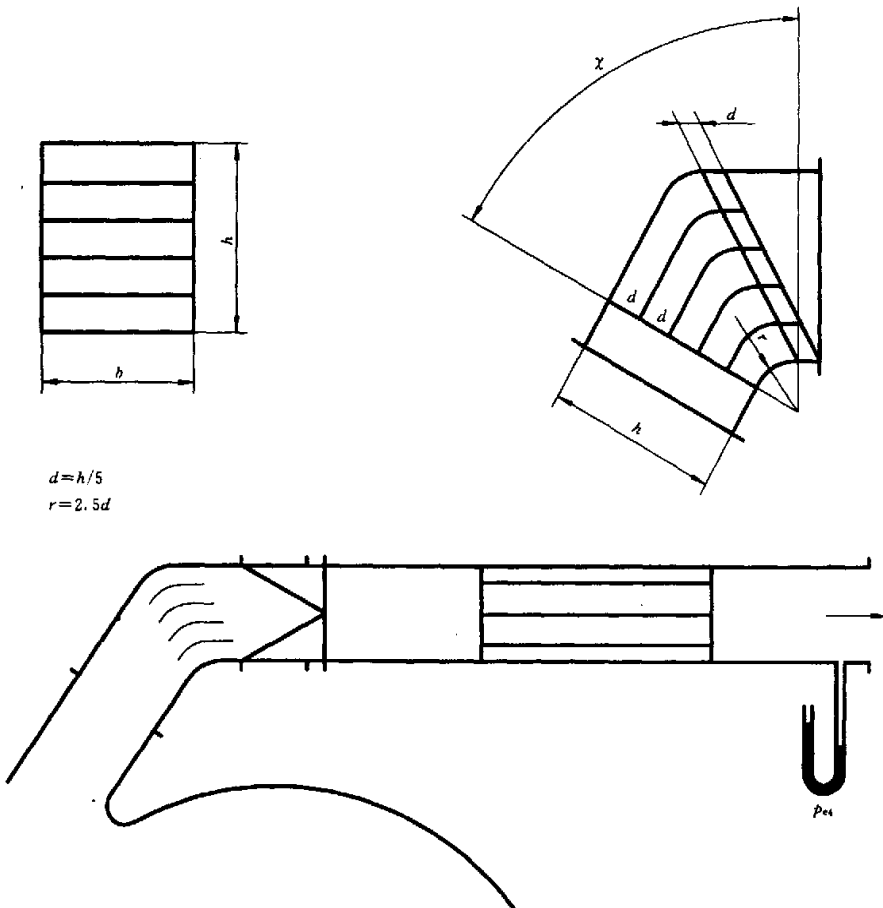
$$(\zeta_c)_4 = \frac{\chi}{2\pi} \left(\frac{h}{b} \right)^{\frac{1}{8}} \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2$$

式中: A_c ——弯头进口和出口截面的面积;

χ ——弯头角度为弧度;

$(\zeta_c)_4$ ——对截面 4 计算的弯头摩擦损失系数。

$\frac{\chi}{2\pi} \left(\frac{h}{b} \right)^{\frac{1}{8}}$ —— $\frac{h}{b}$ 和 χ 的函数,在图 D2 中绘出。



$$d = h/5$$

$$r = 2.5d$$

图 D1 对大型离心通风机进行试验的出口弯头尺寸

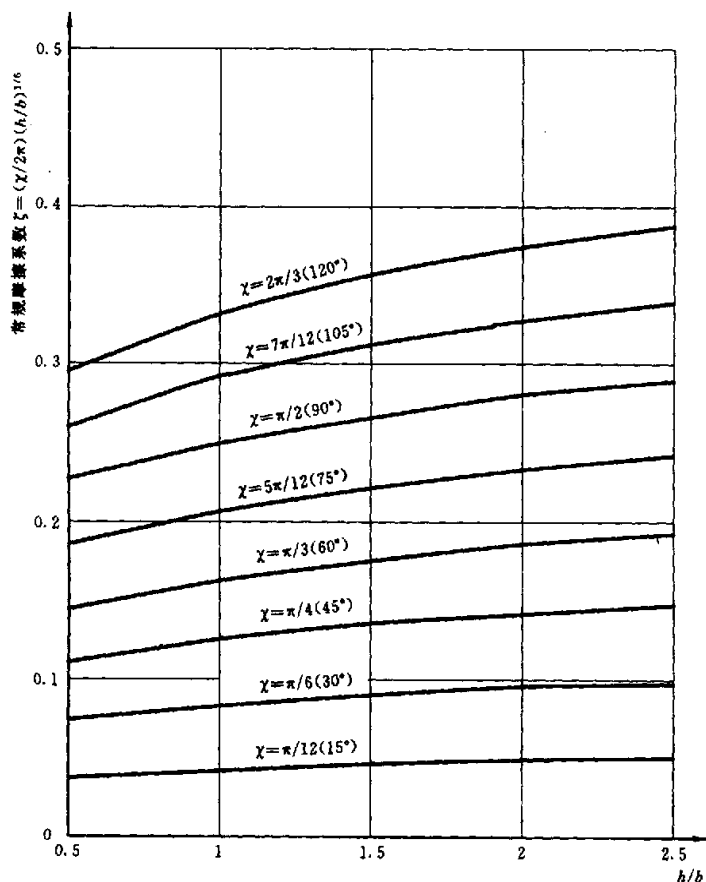


图 D2 计算出口弯头压力损失用的变量 $\frac{\chi}{2\pi} \left(\frac{h}{b} \right)^{\frac{1}{6}}$

附录 E

(提示的附录)

文献目录

[1] ISO/TR 8428:— ¹⁾	工业通风机 流体可压缩性的影响
[2] ANSI/AMCA 210-85:1985	通风机额定性能试验的试验室方法(也可标成ANSI/ASHRAE 51—1985)
[3] BS 848-1:1980	一般用途通风机—第 1 部分:性能试验方法
[4] DIN 24163-2:1985	通风机—性能试验—第 2 部分:标准化试验风道
[5] NF X 10-200:1986	工业通风机—采用标准化风道接管道的自由进口及全接管道的通风机性能试验规则—“Caisson réduit” method at the outlet.
[6] E 51-100:1983(AFNOR)	工业通风机—流体的可压缩性效应。

1) 将出版