

高等学校教材

泵与风机节能技术

华北电力学院 吴民强 主编



前 言

本书是根据能源部教育司《1990~1992年高等学校教材编审出版计划》编写的,作为热能动力类专业的选修课教材,也可供火力发电厂、工厂动力车间及工业民用锅炉等泵与风机使用单位有关技术人员参考。

鉴于泵与风机节能的重要意义及其在使用部门节能工作中的作用和重要地位,本书以使用部门所需的泵与风机节能知识作为基本内容,着重讲述了泵与风机及其装置系统的有关选型、改造、经济运行方式及优化调度等方面的知识和方法。为加强理论与实际的密切联系,本书各章还编入一些有助于解决泵与风机节能方面实际问题的例题和思考题。

在编写本书时,编者力图把内容的实用性和先进性作为本书的主要特色。因此,无论在讲述设备、装置时,或介绍评价泵与风机运行经济性的方法时,既注意反映国内外火力发电厂用泵与风机节能技术的实际现状和发展趋势,又重视反映当前国内外泵与风机节能技术方面的新经验和新成果。本书第二章的大部分内容是编者近年的研究成果。

本书由华北电力学院北京研究生部吴民强(绪论、第一章及第三章部分内容)主编,华北电力学院安连锁(第二章及第三章部分内容)参编。

本书由西安交通大学吴达人教授主审。吴达人老师对本书稿提出了许多宝贵的意见和建议,并对全稿进行了细致的修改,使本书质量得到进一步提高。在此谨向吴达人老师表示深切的感谢。

在编写过程中,能源部高等学校热能动力类专业教学委员会流体力学及泵与风机教学组的各位委员及各兄弟院校的代表,对本书的编写大纲及具体内容提出了许多宝贵的意见和建议,在此也谨表示深切的谢意。

限于编者水平,书中难免有错误和不妥之处,恳切地欢迎读者批评指正。

编 者

1993年3月

目 录

前 言	
概 述	1
第一节 泵与风机节能的意义	1
第二节 基本概念	1
一、泵与风机的性能参数；二、泵与风机的性能曲线；三、泵与风机的运行工况点；四、叶片式泵与风机的相似定律；五、泵与风机和装置系统的各种效率；六、节能率	
思考题	10
第一章 泵与风机的调节方式	11
第一节 泵与风机的非变速调节	12
一、节流调节；二、离心式风机的入口导叶调节；三、千午加速轴流风机及轴流式风机的入口静叶调节；四、轴流式、混流式泵与风机的动叶调节	
第二节 定速电动机经传动装置的变速调节	22
一、液力偶合器；二、油膜转差离合器；三、电磁转差离合器；四、多级液力变速传动装置	
第三节 交流电动机的变速调节	47
一、鼠笼式异步电动机的变极调速；二、鼠笼式异步电动机的变频调速；三、无换向器电动机调速；四、绕线式异步电动机转子串电阻调速；五、绕线式异步电动机转子串电势的串级调速	
第四节 各种调速方式的特性比较	64
思考题	69
第二章 泵与风机的运行方式选择及优化调度	70
第一节 泵与风机的运行方式及其经济性分析	70
一、单元制机组锅炉给水泵运行方式的耗电分析；二、液力偶合器调速给水泵运行方式的耗电分析；三、离心式循环水泵由全速电动机改为双速电动机的耗电分析；四、火力发电厂离心式送引风机采用不同型式入口导流器调节时的耗电分析	
第二节 泵与风机的优化调度	87
一、基本概念；二、母管制给水系统变速给水泵并联运行时的优化调度；三、母管制给水系统全速给水泵并联运行时的优化调度；四、母管制循环水系统全速循环水泵并联运行时的优化调度；五、变速或动叶可调循环水泵并联运行时的优化调度	
思考题	98
第三章 泵与风机及其装置系统的选型与改造	99
第一节 对选型或改造方案应满足的基本要求	99
一、正确选定泵与风机的设计参数；二、选用高效节能的泵与风机；三、选择最合适的调节方式；四、把安全可靠放在首位	
第二节 泵与风机技术方案的经济性比较	110
一、经济分析指标；二、经济分析比较的原则和条件；三、经济分析比较的方法	
第三节 泵与风机的选型和改造举例	117
一、选择一台供水泵及其调节装置；二、电厂离心式送引风机的调节方式改造举例	
思考题	127
参考文献	129

概 述

第一节 泵与风机节能的意义

节约能源是我国在社会主义建设中实现四个现代化的一项基本国策，也是我国今后长期的战略任务。我国电力工业所消耗的一次能源占有很大的比例，预计到本世纪末可达到30%~33%左右。另一方面，我国大部分地区目前仍存在着严重的缺电现象，据某些地区的统计表明，如果电力能充分供应，则该地区的工业产值可增加20%以上。所以，无论从电能在一次能源中占的比例看，还是从目前的缺电状况看，节约电能在整个节能工作中均具有非常重要的意义。

泵与风机是全国通用的耗电量较大的设备，它们被广泛地应用于国民经济的各部门及各种生活设施方面。它们的数量众多、分布面极广、耗电量总和巨大，且有很大的节电潜力可挖。据我国有关部门1988年的统计，目前我国正在使用的水泵已达3000万台，其配套电动机的额定功率的总和估计为6000万kW，耗电量约为1100亿kW·h，约占全国用电量的21%；风机（不包括压缩机）已达700万台，其配套电动机的额定功率约3000万kW，耗电量约为550亿kW·h，约占全国用电量的10%。即泵与风机的总耗电量为总发电量的1/3。据各工业部门对泵与风机的调查资料表明，目前我国使用的泵与风机的效率，多数比工业先进国家的同类产品的效率低5%~10%；而泵与风机的实际运行效率普遍比工业先进国家低10%~30%。上述情况表明：开展泵与风机的节能（节电）、降耗工作，是非常必要的。它对于推动我国四化建设、缩小我国与工业发达国家的差距，以及缩小国内先进地区和后进地区的差距，都具有现实和深远的意义。为此，国务院及国家有关部门对泵与风机的节电问题发过多次通知，如1990年12月8日召开的国务院第六次节能办公会议，要求各部门把节能工作放在突出地位，要求大力开展泵与风机的技术进步工作，把泵与风机的改造作为“八五”计划节能工作的重点。

火力发电厂是耗电大户，据统计，全国火力发电厂的平均厂用电率约为7%~8%，其中泵与风机的耗电量占厂用电的75%左右。所以，在火力发电厂中，大力开展泵与风机的节电，是节约厂用电的主要途径。目前，我国火力发电厂的一些中小型机组的泵与风机，还普遍存在着效率低、设计参数与主机的需要不匹配、调节效率低等问题，也就是说，还有很大的节电潜力可挖。对那些设备较先进的大型机组的泵与风机，尽管已有了较高的运行经济性，但随着电力事业的迅速发展、机组容量的不断增大、电网调峰任务的加大，以及新型高效调速方式的出现和不断完善，又对这些泵与风机的技术进步和节电、降耗工作起了积极推动作用。所以，它们同样具有节电的潜力可挖。

第二节 基 本 概 念

泵与风机按其工作原理和结构特点可分为叶片式（叶轮式）、容积式及其它形式三类，

以叶片式泵与风机的应用最为广泛。在火力发电厂及工业、民用锅炉房所使用的泵与风机，基本上都是叶片式泵与风机。因此，本书所讨论的泵与风机节能技术，都是针对叶片式泵与风机而言的。叶片式泵与风机是离心式、轴流式、混流式（斜流式）、旋涡式这四种泵与风机的总称。

关于泵与风机和管路装置系统，以及与节能有关的一些基本概念，限于篇幅，下面仅作扼要的简述。

一、泵与风机的性能参数

(一) 泵的基本性能参数

叶片式泵的基本性能参数的名称、符号、单位及名称定义与说明如表0-1所示。

表 0-1 叶片式泵的性能参数

参数名称	符 号	单 位	定 义 与 说 明
体积流量 质量流量	q_v q_m	$m^3/h, m^3/s$ $kg/h, kg/s$	单位时间内，从泵出口排出并进入管路的液体体积； 单位时间内，从泵出口排出并进入管路的液体质量
扬程 (全扬程)	H	m	泵产生的总水头，其值等于泵出口总水头和入口总水头之差。 亦即单位重量液体经泵后的机械能增加量
轴功率	P	kW	泵轴所接受的功率
泵效率	η		泵输出功率 P_e 与轴功率 P 之比，即 $\eta = P_e/P \times 100\%$
泵转速	n	$r/min, s^{-1}$	单位时间内泵轴的旋转转数
比转速（比速）	n_s		用来判别叶片式泵水力特征的相似特征数，定义为 $n_s = 3.65q_v^{1/2}/H^{3/4}$ ，式中 q_v 在双吸式泵时以 $q_v/2$ 代入， H 在多级泵时为单级扬程。比转速一般按最高效率点的参数计算，故对于相似的泵，不管尺寸大小、转速高低，其比转速值均相等
型式数	K		型式数定义为 $K = 2\pi n q_v^{1/2}/[60(gH)^{3/4}]$ ，式中 g 为重力加速度（ m/s^2 ）， q_v 和 H 意义同比转速的说明。型式数实质上是比转速的无量纲表达式
允许吸上真空高度	$H_{s,a}$ [H_v]	m	泵入口液体压力小于大气压力所允许的极限值，通常由泵制造厂给出标准条件下的 $H_{s,a}$ 值。它反映出泵抗汽蚀性能的好坏，其值越大，抗汽蚀性越好
汽蚀余量	(NPSH)	m	泵入口总水头 H_1 加上相应于大气压力的水头 $p_{amb}/(\rho g)$ 减去相应于汽化压力的水头 $\frac{p_v}{\rho g}$ ，即 $(NPSH) = H_1 + (p_{amb} - p_v)/(\rho g)$ ，式中 ρ 为液体密度
必须汽蚀余量	(NPSH) _r Δh_r	m	对于给定的泵，在其转速和流量下必须具有的汽蚀余量，通常由泵制造厂通过试验测出。其值越小，表示泵抗汽蚀的性能越好

(二) 风机^❶的性能参数

风机的基本性能参数的名称、符号、单位及名称定义与说明如表0-2所示。

❶ 本书所讨论的风机，严格讲是仅指通风机而言，亦即在设计工况条件下，风机产生的全压小于14700 Pa 的这一类风机，并不包括鼓风机和压缩机。

表 0-2

风机的性能参数

参数名称	符 号	单 位	定 义 与 说 明
体积流量	q_v	$\text{m}^3/\text{s}, \text{m}^3/\text{h}$	单位时间内通过风机流道某一截面的气体体积
风机全压	p	Pa	风机出口截面与进口截面的全压差, 即单位体积气体从风机入口截面到出口截面机械能的增加量
风机静压	p_{st}	Pa	风机出口截面静压与进口截面全压之差, 亦即风机的全压减去风机出口截面的动压
风机轴功率	P	kW	输给风机主轴的机械功率
风机全压效率	η	%	风机全压有效功率 $P_{ue} = p q_v / 1000$ 与其轴功率 P 的比值, 即 $\eta = p q_v / (1000 P)$
风机静压效率	η_{st}	%	风机静压有效功率 $P_{ste} = p_{st} q_v / 1000$ 与其轴功率 P 的比值, 即 $\eta_{st} = p_{st} q_v / (1000 P)$
风机动压	p_d	Pa	风机出口截面的动压, 即 $p_d = p - p_{st}$
风机转速	n	r/min	风机叶轮单位时间的转数
流量系数	$\frac{q_v}{\varphi}$	无	离心式风机流量 q_v 与 $\pi D_2^3 / 4 u_2$ 之比, 为相似准则数, 式中 D_2 为叶轮外径, u_2 为叶轮外径处的圆周速度
全压系数	$\frac{p}{\psi}$	无	风机全压 p 与 ρu_2^2 之比, 为相似准则数, 在国外压力系数常定义为 $\psi = p / (\frac{1}{2} \rho u_2^2) = 2 \bar{p}$
功率系数	$\frac{P}{\lambda}$	无	功率系数定义为 $\bar{P} = P / (p q_v / \eta)$, 为相似准则数
比转速 ^①	n_s		用来判别风机气动性能的相似特征数, 定义为 $n_s = n q_v^{1/2} / p_{20}^{3/4}$, 式中 p_{20} 为空气在 $t = 20^\circ\text{C}$, $p_{amb} = 101325 \text{ Pa}$ 下风机产生的全压。比转速一般按最高效率点的参数计算, 故几何相似的风机, 其比转速值均相等

① 比转速定义式中的全压 p_{20} 用法定计量单位计算时, 比工程单位制 (废除) 计算时小 5.54 倍。

二、泵与风机的性能曲线

由试验和理论分析证明了任一台叶片式泵与风机的基本性能参数之间都相互存在着一定的内在联系, 若用曲线形式表示该泵或该风机性能参数之间的相互关系, 则称这类曲线为泵或风机的性能曲线。泵或风机的性能曲线可全面、综合、直观地反映出该泵或该风机的工作性能。由于泵或风机内部流体流动的复杂性, 目前只能通过试验测出泵或风机的准确的性能曲线。泵或风机的性能曲线通常均以流量为横坐标来表示。泵的性能曲线主要有扬程—流量 ($H-q_v$)、轴功率—流量 ($P-q_v$)、效率—流量 ($\eta-q_v$)、允许吸上真空高度或必须汽蚀余量—流量 [$H_{sa}-q_v$ 或 $(NPSH)_r-q_v$] 等曲线。风机的性能曲线主要有全压—流量 ($p-q_v$)、静压—流量 ($p_{st}-q_v$)、轴功率—流量 ($P-q_v$)、全压效率—流量 ($\eta-q_v$)、静压效率—流量 ($\eta_{st}-q_v$) 等曲线。离心式风机的性能曲线还常以无量纲参数表示, 即全压系数—流量系数 ($\bar{p}-\bar{q}_v$)、功率系数—流量系数 ($\bar{P}-\bar{q}_v$)、效率—流量系数 ($\eta-\bar{q}_v$) 等无量纲曲线。上述泵与风机的性能曲线都是在一定的转速下作出的, 把不同转速下

的扬程（全压）—流量曲线作在同一图上，称此为泵与风机的通用性能曲线。叶片式泵与风机的性能曲线的形状特征主要决定于叶轮的结构形式，亦即与它们比转速值密切相关。叶片式泵与风机典型的性能曲线如图0-1所示。

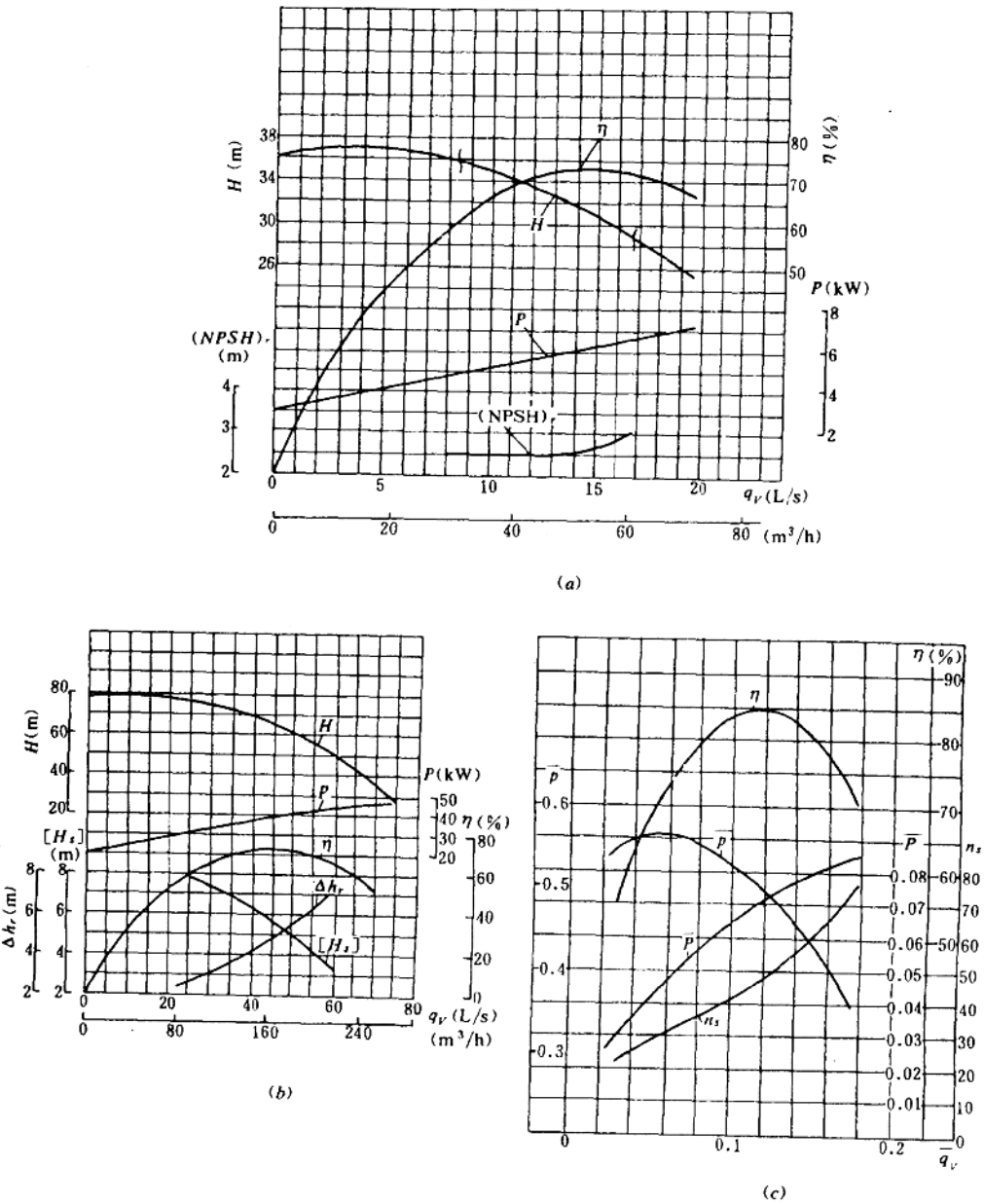


图 0-1 泵与风机的性能曲线

(a) IS80-65-160型离心泵性能曲线 ($n=2900\text{r/min}$); (b) DG155-67型离心泵性能曲线 ($n=2950\text{r/min}$);
(c) 5-8.66(5-48)型离心风机无量纲性能曲线

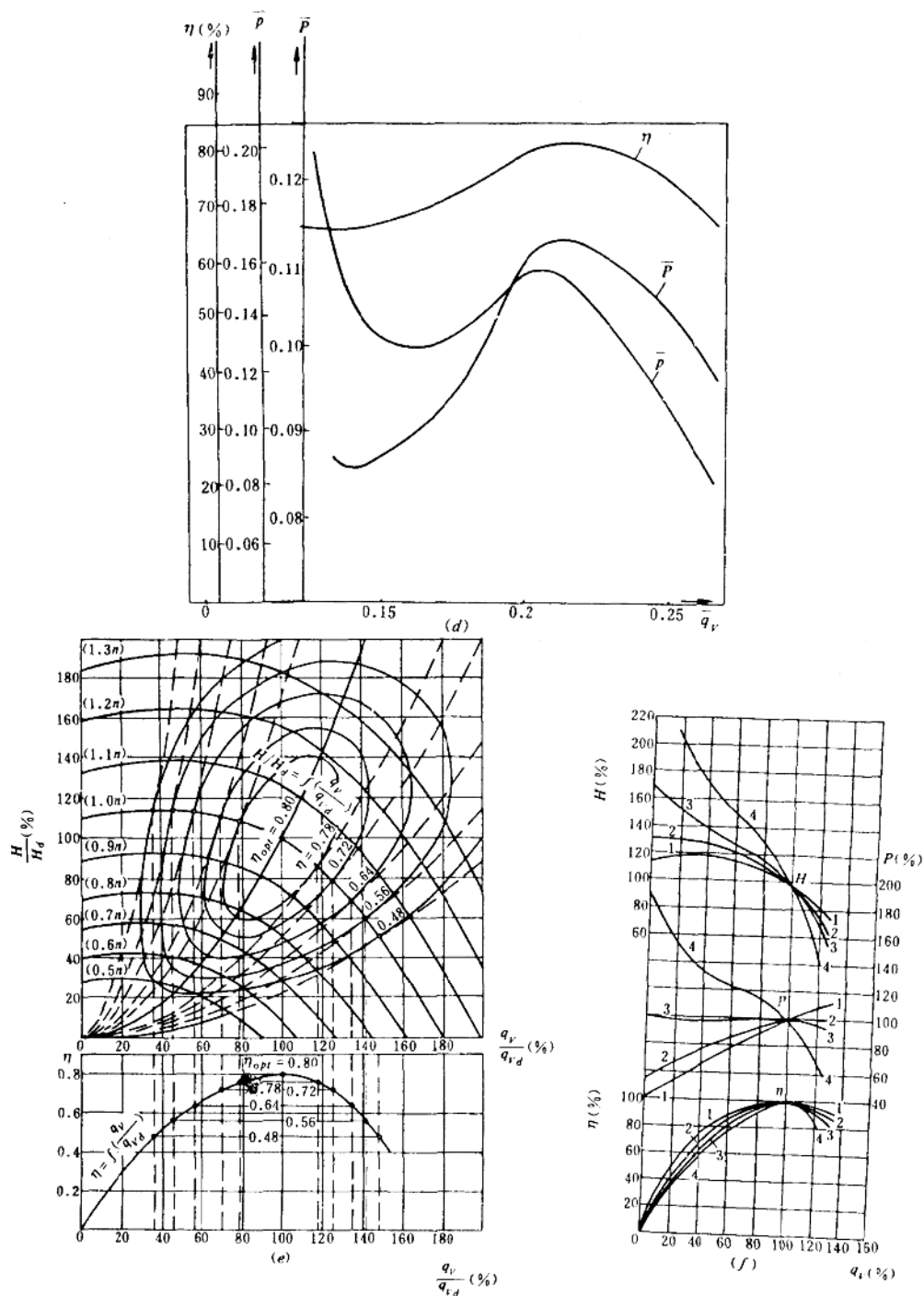


图 0-1 泵与风机的性能曲线

(d) 60A₁-12 №24 立式轴流风机无量纲性能曲线; (e) 典型离心泵的通用性能曲线; (f) 叶片式泵比转速与性能曲线形状特征的关系

1—离心泵 ($n_s = 100$); 2—离心泵 ($n_s = 200$); 3—混流泵 ($n_s = 400$); 4—轴流泵 ($n_s = 700$)

三、泵与风机的运行工况点（工作点）

对于泵，把单位重量液体从吸水池（容器）经管路装置输送到压水池（容器）所需要的能量称装置扬程，以 H_z 表示。根据能量平衡关系，由图0-2可得

$$H_z = h_a + \frac{p_t - p_c}{\rho g} + \Sigma h \quad (0-1)$$

式中 $h_a + \frac{p_t - p_c}{\rho g}$ ——在定常流动时为不变的常量，称为装置的静扬程，以 H_{st} 表示；

Σh ——管路沿程阻力损失与局部阻力损失之和，可表示为

$$\Sigma h = \Sigma \lambda \frac{l}{d} \times \frac{v^2}{2g} + \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g} = R q_v^2 \quad (0-2)$$

故式（0-1）是一条二次抛物线，称为装置性能曲线或管路阻力曲线，如图0-2(b)。

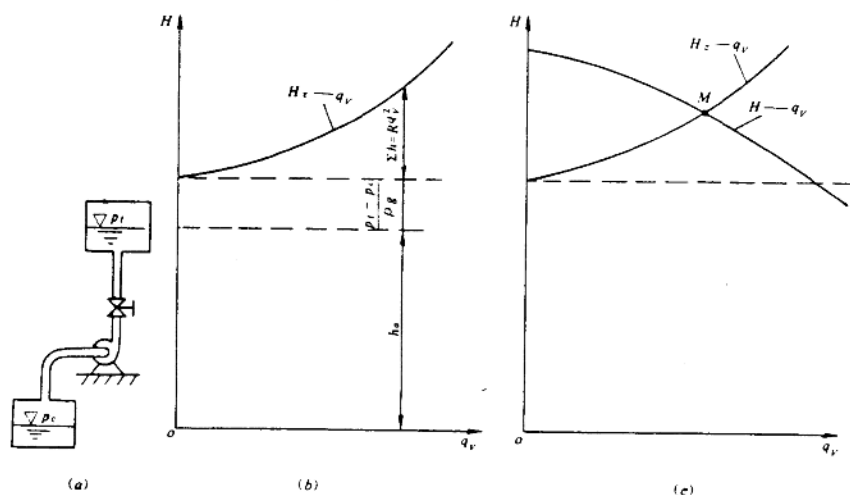


图 0-2 泵的运行工况点（工作点）
(a) 泵装置系统；(b) 装置性能曲线；(c) 泵的运行工况点

把泵的扬程—流量性能曲线和管路阻力曲线以相同的比例尺画在同一坐标图上，则此两曲线的交点 M ，即为泵的运行工况点（工作点），如图0-2(c)所示。

对于风机，把单位体积气体从吸入空间输送到压出空间所需要的能量称为装置全压，以 p_z 表示。同理，可求出风机管路阻力曲线的数学表达式为

$$p_z = h_a \rho g + (p_t - p_c) + R' q_v^2 \approx (p_t - p_c) + R' q_v^2 \quad (0-3)$$

在多数情况下， $p_t \approx p_c$ ，则得

$$p_z = R' q_v^2 \quad (0-4)$$

四、叶片式泵与风机的相似定律

几何相似的泵或几何相似的风机在对应工况点（即运动相似工况点）的性能参数间具有一定的对应关系，这个对应关系叫相似定律，如表0-3所示。

表 0-3

泵(风机)的相似定律

参 数	相似定律的一般形式当转速 n , 几何尺寸 D , 密度 ρ 均变化	相似定律特例 1 仅 n 变化(比例定律)	相似定律特例 2 仅 D 变化	相似定律特例 3 仅 ρ 变化
流量 q_v	$q_v = q'_v \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \left(\frac{n}{n'} \right)$	$q_v = q'_v \frac{n}{n'}$	$q_v = q'_v \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$	$q_v = q'_v$
扬程 H	$H = H' \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \left(\frac{n}{n'} \right)^2$	$H = H' \left(\frac{n}{n'} \right)^2$	$H = H' \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$	$H = H'$
全压 p	$p = p' \frac{\rho}{\rho'} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \left(\frac{n}{n'} \right)^2$	$p = p' \left(\frac{n}{n'} \right)^2$	$p = p' \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$	$p = p' \frac{\rho}{\rho'}$
功率 P	$P = P' \frac{\rho}{\rho'} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \left(\frac{n}{n'} \right)^3$	$P = P' \left(\frac{n}{n'} \right)^3$	$P = P' \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5$	$P = P' \frac{\rho}{\rho'}$
效率 η	$\eta = \eta'$	$\eta = \eta'$	$\eta = \eta'$	$\eta = \eta'$

表0-3中的参数 q_v 、 H 、 p 、 P 、 η 、 n 、 D_2 、 ρ 与 q'_v 、 H' 、 p' 、 P' 、 η' 、 n' 、 D'_2 、 ρ' 分别表示两台几何相似的泵(风机)相似工况点的对应参数。表0-3的泵(风机)的相似定律实际上已作了一些简化,即在几何相似的泵(风机)在相似工况点效率相等的假设下导出的。因此,当两台几何相似的泵(风机)的对应尺寸比值大于2~3,或当两台几何相似泵(风机)的转速差大于20%时,上述假设将产生一定的误差,也就是说,表0-3所示的泵(风机)的相似定律只适用几何相似泵(风机)的对应尺寸比或转速差相差不很大的场合。还要再次强调的是:泵(风机)的相似定律只适用于几何相似泵(风机)的对应工况点(运动相似工况点),如两台几何相似泵的最高效率点就是对应工况点。

五、泵与风机和装置系统的各种效率

在泵与风机节能技术中,经常要用到泵与风机和装置系统的各种效率,其名称、符号、定义如表0-4所示。

表 0-4

泵与风机和装置系统的各种效率

名 称	符 号	定 义
泵效率	η_p	见表0-1
风机全压效率	η_f	见表0-2
电动机效率	η_m	电动机输出功率与输入功率之比
传动装置效率	η_{tr}	联轴器、皮带轮等传动装置的传动效率
调节(速)装置效率	η_r	调节(速)装置的输出功率与输入功率之比
泵与风机的运行效率	η_o	泵(风机)和调节装置整体的效率,即 $\eta_o = \eta_r \eta_p$
调节(速)装置的综合效率	η_z	原动机和调节装置整体的效率,即 $\eta_z = \eta_m \eta_{tr} \eta_r$
泵(风机)的系统效率	η_s	泵(风机)输出功率与取自电网的功率之比,即 $\eta_s = \eta_z \eta_o$

六、节能率 λ

调节装置效率 η_r (以下简称调节效率)虽是一个表示泵与风机调节经济性的指标,但若用它作为泵与风机不同调节方式的经济性比较时,则有时不能直接反映出不同调节方式的节能效果。例如比较某风机采用变速调节与非变速调节的经济性时,若两种调节方式均

把流量调节到额定流量的50%，调节效率也均为50%，则这并不意味着两者的调节经济性相等。因为这时变速调节的转速下降到额定转速的50%，而输入功率将下降到原来的12.5%；非变速调节的输入功率下降一般比变速调节要慢得多。所以，尽管调节效率相等，但变速调节的耗电量要比非变速调节的耗电量小得多。为了确切反映泵与风机不同调节方式的节能效果，下面引出节能率概念。

节能率 λ 定义为各种调节方式与出口阀门（挡板）调节相比较所节约的功率 ΔP 与取自电网的功率 P_{in} 之比，即

$$\lambda = \frac{\Delta P}{P_{in}} \tag{0-5}$$

式中 P_{in} ——未调速的额定流量时取自电网的有功功率；

ΔP ——调节至某一流量时该调节方式与出口阀门调节相比较可节约的功率。

例 0-1 试比较8Sh-13型离心泵，在下述两种不同的管路阻力曲线下工作，采用变速调节方式使流量减少一半时，各所消耗的轴功率值。转速为 $n = 2900\text{r/min}$ 的8Sh-13型离心泵的性能曲线如图0-3所示；已知两条管路阻力曲线方程分别为 $H_{z1} = 30 + 1875q_v^2$ 和 $H_{z2} = 6563q_v^2$ ，式中 q_v 的单位为 m^3/s 。

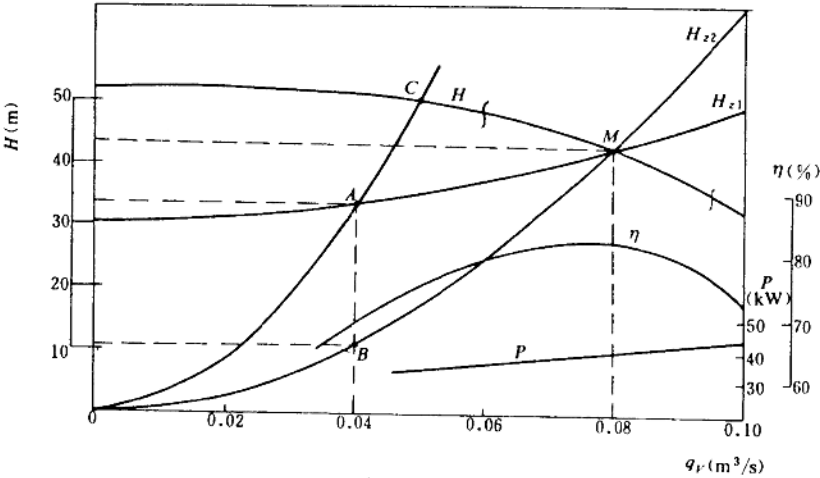


图 0-3 8Sh-13型离心泵的性能曲线

解 （1）求未变速时的工作点：先把管路阻力曲线方程的 $H_z - q_v$ 关系用表 0-5 及表 0-6 表示出来。再把表中数据作在图0-3上，即可在图上作出这两条管路阻力曲线。由图可见，未变速时两条管路阻力曲线的工作点 M 重合： $q_{vM} = 0.08\text{m}^3/\text{s}$ ， $H_M = 42\text{m}$ 。

表 0-5 方程 $H_{z1} = 30 + 1875q_v^2$ 的 q_v 与 H_{z1} 关系						
$q_v(\text{m}^3/\text{s})$	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10
$H_{z1}(\text{m})$	30	30.75	33.0	36.75	42.00	48.75

表 0-6

方程 $H_{z2} = 6563q_v^2$ 的 q_v 与 H_{z2} 关系

$q_v (\text{m}^3/\text{s})$	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10
$H_{z2} (\text{m})$	0	2.63	10.50	23.63	42.00	65.63

(2) 求通过变速调节使流量减少一半后各自的工作点: 流量减少一半, 即 $q_v = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$ 。因工作点必然位于管路阻力曲线上的某一点, 故可由 $q_v = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$ 横坐标处向上作垂直线, 与管路阻力曲线的交点必为变速后的工作点。由此求得 H_{z1} 的工作点为 A , $q_{vA} = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_A = 33 \text{ m}$; $q_{vB} = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_B = 10.5 \text{ m}$ 。

(3) 求流量减少一半后工作点 A 和 B 的转速值: 变速后的转速值可由表 0-3 中的比例定律 $q_v = q'_v \frac{n}{n'}$ 与 $H = H' \left(\frac{n}{n'} \right)^2$ 求出。但比例定律只适用于相似工况点, 而 H_{z1} 的工作点 M 及 A 不是相似工况点, 故需要先在未变速的泵性能曲线上找出与 A 点对应的相似工况点, 才能用比例定律求出 A 点的转速。如何求出与 A 点对应的相似工况点, 因比例定律本身是在工况相似 (运动相似) 的前提下导出的, 故反过来由比例定律可以找出相似工况点之间的关系式。将 $q_v = q'_v \frac{n}{n'}$ 两边平方后与 $H = H' \left(\frac{n}{n'} \right)^2$ 联立消去 $\left(\frac{n}{n'} \right)^2$ 得 $H = \frac{H'}{q_v'^2} q_v^2$ 。这是一条经过点 H' 、 q_v' 的二次抛物线, 其上各点都是点 q_v' 、 H' 的相似工况点, 故称为相似抛物线。现将 $H' = H_A = 33 \text{ m}$, $q_v' = q_{vA} = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$ 代入 $H = \frac{H'}{q_v'^2} q_v^2$ 得出过 A 点的相似抛物线: $H = \frac{33}{0.04^2} q_v^2 = 20625 q_v^2$ 。在图 0-3 绘出过 A 点的相似抛物线, 与泵未变速时的性能曲线 $H-q_v$ 相交于 C 点, 则 A 、 C 两点是相似工况点, 由图上查出: $q_{vC} = 0.049 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_C = 50 \text{ m}$, 故由 $q_{vA} = q_{vC} \frac{n_A}{n_C}$ 得

$$n_A = \frac{q_{vA}}{q_{vC}} n_C = \frac{0.04}{0.049} \times 2900 = 2367 \text{ (r/min)}$$

H_{z2} 变速前后相交的工作点 M 及 B 是相似工况点, 因为管路阻力曲线同过 B 点的相似抛物线重合, 故得

$$n_B = \frac{q_{vB}}{q_{vM}} n_M = \frac{0.04}{0.08} \times 2900 = 1450 \text{ (r/min)}$$

(4) 求两种管路阻力曲线下的轴功率 P_A 及 P_B : P_A 及 P_B 可由它们对应相似工况点的 P_C 及 P_M 值, 用比例定律 $P = P' \left(\frac{n}{n'} \right)^3$ 求出。从图 0-3 可直接查出: $P_M = 40 \text{ kW}$, $P_C = 34 \text{ kW}$, 故

$$P_A = P_C \left(\frac{n_A}{n_C} \right)^3 = 34 \times \left(\frac{2367}{2900} \right)^3 = 18.49 \text{ (kW)}$$

$$P_B = P_M \left(\frac{n_B}{n_M} \right)^3 = 40 \times \left(\frac{1450}{2900} \right)^3 = 5(\text{kW})$$

(5) 分析和讨论: 由上述计算过程及计算结果可以看出:

1) 当管路阻力曲线的静扬程为零时(多数通风机装置系统属于这种情况), 管路阻力曲线与变速的相似抛物线重合, 即变速前后的工作点均是相似工况点。它们之间的参数关系遵循比例定律, 变速前后工作点的流量比等于转速比, 而功率比将以流量比的三次方变化。例如流量减少到1/2, 则轴功率将减少到1/8。所以, 在这种情况下, 变速调节的节能效果最为显著。

2) 当管路阻力曲线的静扬程不等于零时(多数水泵装置系统属于这种情况), 变速前后的转速比大于流量比, 功率比仍以转速比的三次方变化。所以, 当流量减少到1/2时, 轴功率将大于原来的1/8。

思 考 题

0-1 何谓几何相似泵(风机)的相似工况点(对应工况点)? 可以通过哪些方法确定几何相似泵(风机)的相似工况点?

0-2 用无量纲性能曲线取代有量纲性能曲线表示离心式风机的工作性能的原因是什么?

0-3 将泵或风机的转速通过变速调节降低到额定转速的80%以下时, 就不能再认为变速前后对应工况点的效率相等。试问降速后的效率是比额定转速时高还是低? 为什么?

0-4 在比较变速调节、定速调节的节电效果时, 为什么仅由调节效率的大小不能正确反映节电量的大小?

0-5 试说明泵(风机)的扬程(全压)与管路装置的装置扬程(装置全压)在物理概念上的区别。它们之间又存在怎样的联系?

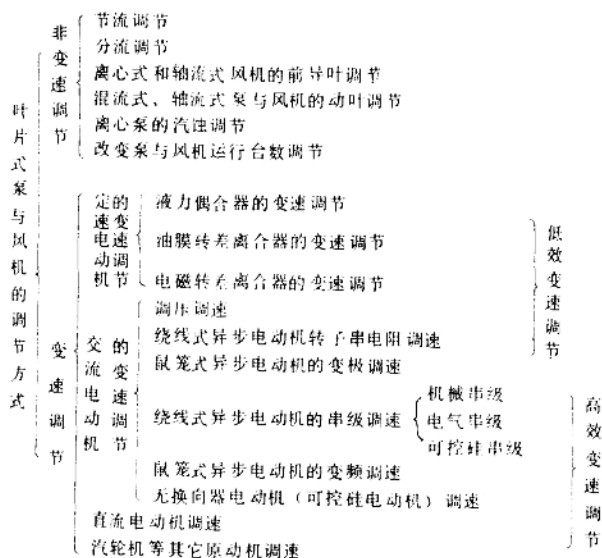
0-6 本书内容仅限于叶片式泵或风机, 且风机仅限于通风机。你能用过去学过的泵与风机的知识, 指出限于上述范围的具体理由或根据吗?

第一章 泵与风机的调节方式

泵与风机的调节,是指泵与风机在运行中根据工作的需要,人为地改变运行工况点(工作点)的位置,使流量、扬程等运行参数适应新的工作状况的需要。泵与风机的工作点是由性能曲线 $H-q_v(p-q_v)$ 和管路阻力曲线 $H_2-q_v(p_2-q_v)$ 的交点确定的。因此,只要这两条曲线之一的形状或位置有了改变,工作点的位置也就随之改变。所以泵与风机的调节,从原理上讲是通过改变泵(风机)的性能曲线或管路阻力曲线来实现的。

泵与风机的调节方式与节能的关系极为密切,过去泵与风机普遍采用改变阀门或挡板开度的节流调节方式,即改变管路阻力曲线进行调节。这种调节方式虽然简便易行,但往往造成很大的能量损失。据国内某炼油厂的统计,该厂471台离心泵过去由于均采用阀门节流调节,其节流损失的功率竟占该厂电动机消耗功率的1/3左右;火力发电厂也有类似情况,如国产200MW机组,过去配两台DG400-180型锅炉给水泵,采用出口阀门节流调节,当机组负荷降为180MW时,在调节阀上的压力降达 $22 \times 10^5 \text{ Pa}$ 、每小时损失的功率就达327kW。大量的调查统计表明,一些在运行中需要进行调节的泵与风机,其能量浪费的主要原因,往往是由于采用不合适的调节方式。因此,研究并改进它们的调节方式,是节能最有效的途径和关键所在。尤其是火力发电厂的大型机组和调峰机组的一些主要的泵与风机,采用经济而可靠的调节方式更是当务之急。

叶片式泵与风机的调节方式可分为非变速调节与变速调节两大类,具体的调节方式如下:



第一节 泵与风机的非变速调节

一、节流调节

节流调节是在泵或风机的出口或进口管路上装设阀门或挡板,通过改变阀门或挡板的开度,以改变管路局部阻力损失,使管路阻力曲线发生变化,从而导致泵或风机工作点位置的变化。

图1-1为泵出口管路阀门节流时工作点变化的示意图。设阀门全开时的管路阻力曲线为 $H_z - q_v$,工作点为 M ;当关小阀门开度时,管路阻力曲线变为 $H'_z - q'_v$,工作点为 M' ,泵输出流量由原来的 q_{VM} 减至 $q_{VM'}$ 。因关小阀门节流所产生的扬程损失为 Δh ,所以相应的功率损失为 $\Delta P_{M'} = \frac{\rho g q_{VM'} \Delta h}{\eta_{M'}} (W)$ 。 M' 点泵的轴功率为 $P_{M'} = \frac{\rho g q_{VM'} H_{M'}}{\eta_{M'}}$ 。则可求出 M' 点的调节效率 $\eta_{VM'}$ 为

$$\eta_{VM'} = \frac{P_{M'} - \Delta P_{M'}}{P_{M'}} = \frac{\rho g q_{VM'} (H_{M'} - \Delta h) / \eta_{M'}}{\rho g q_{VM'} H_{M'} / \eta_{M'}} = \frac{H_{M'} - \Delta h}{H_{M'}} \quad (1-1)$$

泵在 M' 点运行效率 $\eta_{jM'}$ 为

$$\eta_{jM'} = \eta_{M'} \eta_{VM'} = \frac{H_{M'} - \Delta h}{H_{M'}} \eta_{M'}$$

因此,节流调节时任意工作点的运行效率 η_j 为

$$\eta_j = \frac{H - \Delta h}{H} \eta \quad (1-1a)$$

从式(1-1)及式(1-1a)可看出,随着节流损失 Δh 的增加,泵(风机)的调节效率 η_v 和运行效率 η_j 将下降。进一步分析图1-1可以看出,节流调节时 η_v 和 η_j 值的下降速度与下述因素有关:

(1) 管路阻力曲线 $H_z - q_v$ 中静扬程 H_{st}

值的大小对节流调节时的 η_v 和 η_j 值有很大影响。对于静扬程为零的这类管路阻力曲线(多数风机管路装置属这种情况),其 η_v 及 η_j 将随着调

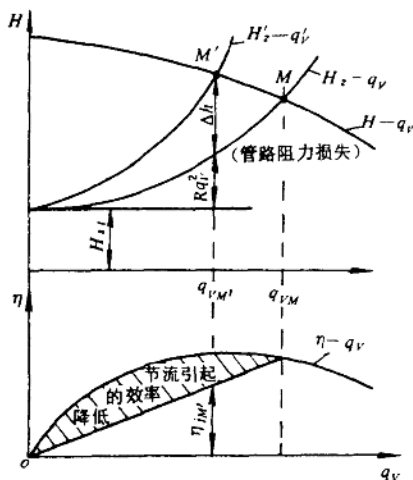
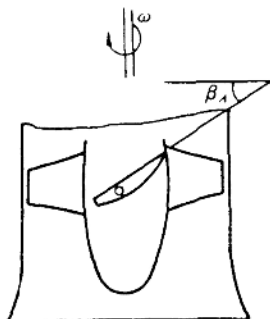


图 1-1 泵出口管路节流调节示意图



节量的增加, Δh 迅速增大而迅速下降;而对于 H_{st} 在 H_z 中占多数的管路阻力曲线(如锅炉给水管路装置就属这种情况),在调节量增加时, Δh 的增大较缓慢,所以 η_v 及 η_j 的下降也较缓慢。

(2) 泵(风机)性能曲线的形状(即比转速值)与 η_j 在调节过程中的下降速度密切相关。低比转速泵(风机)在节流调节过程中,轴功率值减小,泵(风机)的效率 η 降低速度缓慢,因之 η_j 下降也较缓慢;而高比转速的泵(风机)在节流调节过程中,轴功率值反而不断增大,泵(风机)的 η 迅速下降,因之 η_j 也迅速下降。故高比转速的轴流式泵(风机)采用节流调节时,不但经济效果不好,电动机还有过载的危险,故一般不容许轴流式泵(风机)采用节流调节方式。

上面讨论了出口管路节流调节的情况。在入口管路节流调节,只适用于风机,而不适用于水泵,因为在水泵的入口管路进行节流调节时,会导致泵内产生汽蚀。实验证明,在风机的入口管路进行节流调节的调节效率高于相应流量下的出口管路节流调节的调节效率。其原因在于:在风机入口管路节流调节时将引起风机入口气流流场的变化,从而导致风机的性能曲线也发生变化,如图1-2所示。因此,风机采用入口管路节流调节比采用其出口管路节流调节要经济些。

节流调节具有调节简单、可靠、方便,且调节装置的初投资很少等优点,故过去各种离心式泵与风机多采用这种调节方式。但由于其能量损失很大,目前已逐渐为其它调节方式所代替。对调节量较小的小型离心泵,仍可采用出口管路节流调节方式。

二、离心式风机的入口导叶调节

在离心式风机的叶轮进口前设置一组可调节转角的导流叶片,称为入口导流器,又称为前导叶。常见的有轴向导流器和筒易导流器两种形式,如图1-3(a)及(b)所示。

改变入口导流器导叶的安装角,可以改变风机的性能曲线,从而改变工作点的位置,起到调节流量的作用。改变导叶安装角而使风机性能曲线变化,是由于下述三个原因:

(1) 由叶片式泵与风机的能量方程式(欧拉方程式)

$$p_{th} = \rho(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) \quad (1-2)$$

可知,气流进入叶轮时绝对速度在圆周方向的分量 v_{1u} 为正值时,其值越大,则风机的理论全压 p_{th} 就越小。通过改变入口导流器导叶的安装角,就可改变 v_{1u} 值,通常导叶旋转方向与叶轮旋转方向一致,当导叶旋转时,气流在进入叶轮前将产生一个正的 v_{1u} 值,称为气流的正预旋,导叶安装角越大,气流正预旋也越大,从而风机的理论全压就越小。即当 v_{1u} 增大时,将导致风机性能曲线 $p-q_v$ 下移。

(2) 规定入口导流器是风机的组成部分,而不属于管路装置系统。当调节入口导流器时,它对进入叶轮前的气流具有节流作用,并使气流方向改变,在进入叶轮时气流产生冲击损失。这种节流作用使风机的流动阻力损失增加,效率下降,结果导致风机性能曲线 $p-q_v, \eta-q_v$ 往下移。

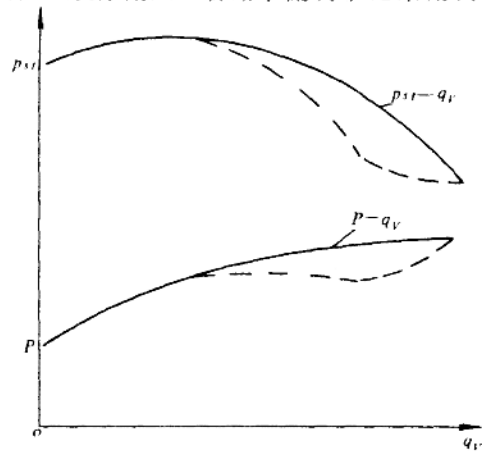


图 1-2 离心式风机入口管路节流调节对性能曲线的影响

实线为原风机性能曲线;虚线为入口管路节流后改变的风机性能曲线

(3) 在入口导流器导叶的节流作用下, 将引起进入叶轮气流流场的畸变和产生涡旋现象; 同时由于节流损失引起气流压力下降而导致气流密度减小。这两个因素亦将导致风机 $p-q_v$ 的下降。

由于入口导流器导叶旋转产生的气流预旋和节流作用均使风机的 $p-q_v$ 、 $P-q_v$ 、 $\eta-q_v$

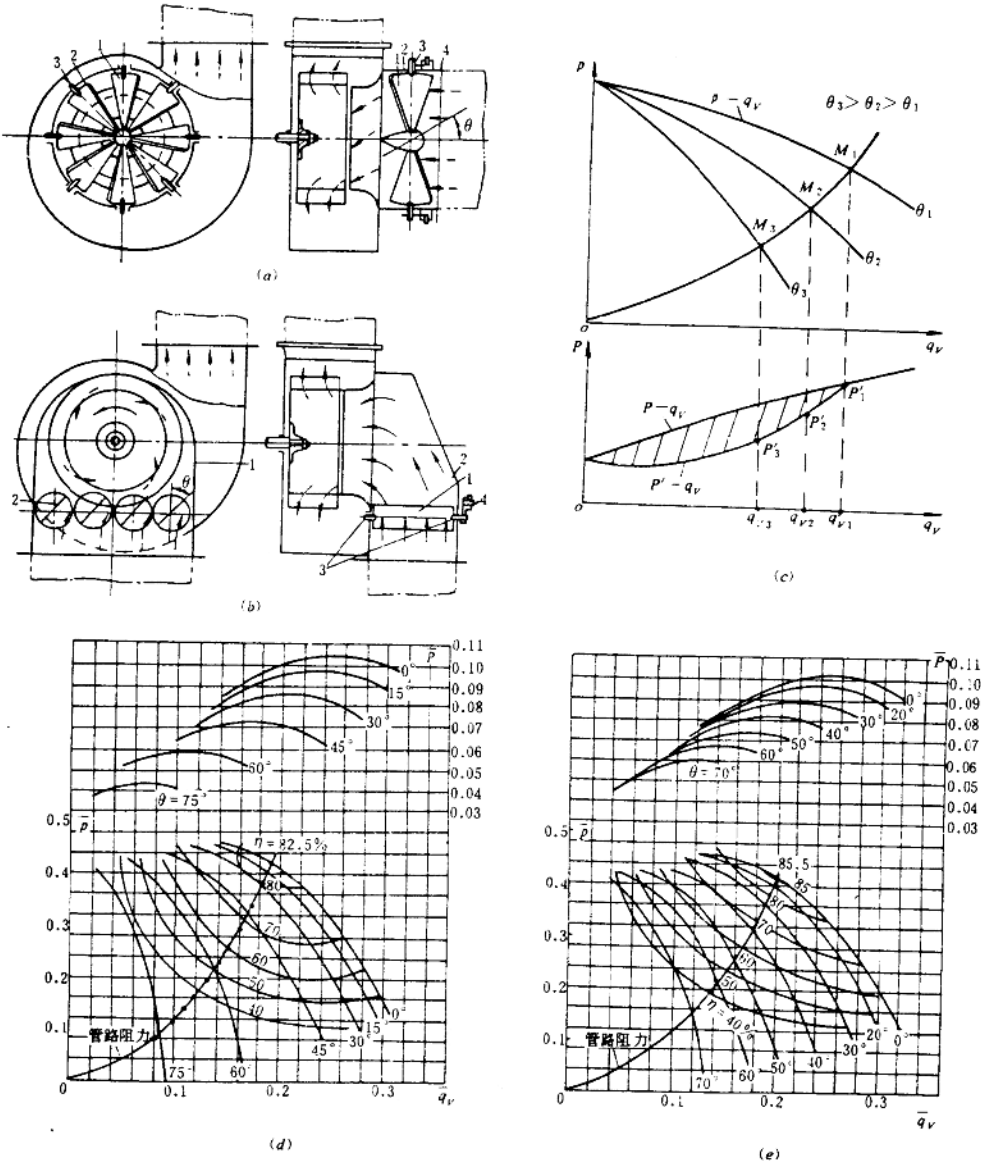


图 1-3 离心式风机的入口导流器调节

(a) 轴向导流器结构示意图; (b) 简易导流器结构示意图; (c) 调节原理图; (d) 4-13.2(4-73) 型离心风机带进气箱及轴向导流器时的调节性能曲线; (e) 4-13.2(4-73) 型离心风机带进气箱及简易导流器时的调节性能曲线

1—可转动导叶; 2—风机进口风筒; 3—导叶旋转轴; 4—导叶调节机构