

风机水泵调速节能手册

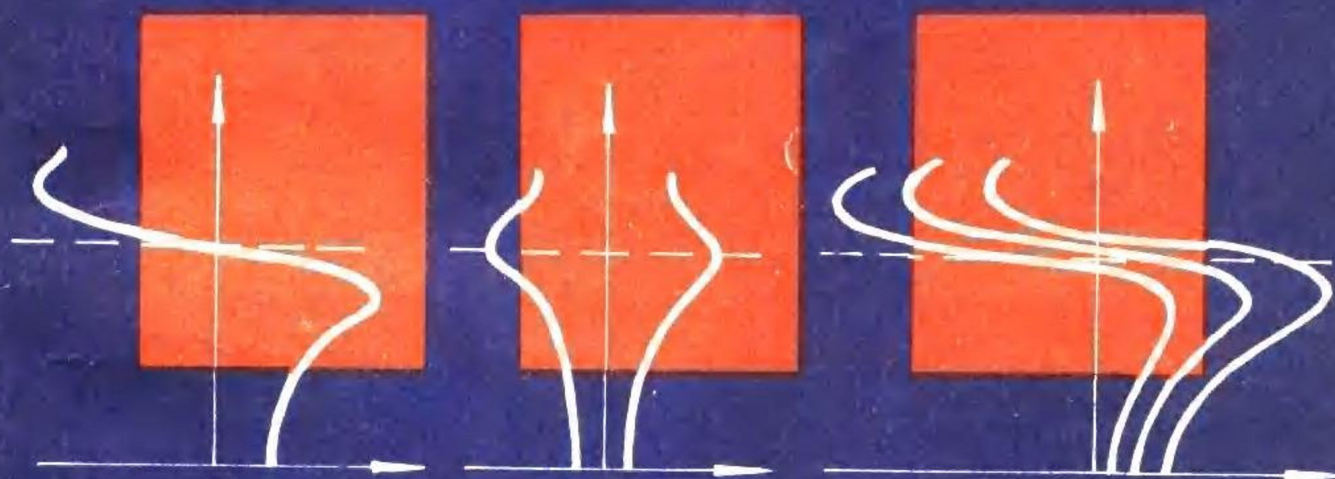
上海市经委节能办公室

上海市机电工业管理局

中国电工技术学会

编

上海市电机工程学会



机械工业出版社

本手册以工程实际应用为主，全面介绍了风机水泵调速节能技术。全书分为三部分：第一部分共两章，对风机水泵调速节能技术的共性理论作了综合分析、介绍；第二部分共四章，主要介绍有关工厂经鉴定的节能风机、节能水泵、节能电机及调速装置产品的性能和技术参数；第三部分共三章，分别按应用对象的专业分类，介绍成套节能装置的设计，并列举了应用实例。书末附录中列出了国家经委等下达的第一批至第八批节能产品推广项目。

本手册可供设计院所在工程设计时使用，也可供工矿企业从事节能工作的人员在技术改造、设备更新时作方案选择及订货的依据。

风机水泵调速节能手册

上海市经委节能办公室

上海市机电工业管理局

中国电工技术学会

上海市电机工程学会

编

*

责任编辑：陈国华 陈瑞藻 严蕊琪

封面设计：方芬

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

北京龙华印刷厂印刷

机械工业出版社发行·机械工业出版社书店经售

*

开本787×1092¹/16·印张 26 1/2·字数 811千字

1987年12月北京第一版·1987年12月北京第一次印刷

·印数 00,001—10,000·定价：6.00元

*

统一书号：15033·7303

序 言

目前占全国总用电量31%的风机、水泵，多数机械效率不高，尤其是运行方式及其电气驱动技术落后，蕴藏着较大的节能潜力。

风机、水泵采用交流调速驱动是达到节能的主要手段之一，现还存在着工程应用的成套设计及配套提供的问题。鉴于上海机电工业产品的配套力量较强，由赵安泰、李中藩、周德贤、殷林福于1985年6月提出“呼吁大力推广风机、水泵交流调速节能技术”的科技工作者建议，很快受到各级领导机关的重视与支持，即由上海市经委节能办公室、上海市机电工业管理局、中国电工技术学会及上海市电机工程学会共同组织上海有关设计院所、制造厂及主要用户共30多个单位、70余位专家群策群力，反复协商征求意见，编写了本手册。由赵安泰任主编，周德贤、李中藩、蔡起行任副主编，冯维泰、厉无咎、刘亮喜、殷林福任编委。

本手册以工程实用性为主，分为三部分：第一部分共两章，对共性理论作综合分析、介绍；第二部分共四章，主要介绍上海市机电工业管理局所管辖的有关工厂经鉴定的风机、水泵、电机及调速装置产品的性能；第三部分共三章，分别按应用对象专业分类，介绍节能成套装置的设计，并列举了有实践经验的应用实例，但选用原则新、老产品均可适用。可供设计院所在工程设计中选用，也可供工矿企业从事节能工作的人员在技术改造、设备更新时作方案选择及订货的依据。

本手册附录中列出了国家经委等下达的第一批至第八批节能产品推广项目。手册采用的计量单位一律按国家颁布的法定计量单位，编者附加了必要的推导。本手册承轻工业部上海轻工业设计院、上海冶金设计研究院、上海市政工程设计院、上海纺织工业设计院、上海市机电设计研究院、上海市民用建筑设计院、上海石化总厂设计院及上海鼓风机厂、通惠机器厂、上海水泵厂、上海第一水泵厂、上海电机厂、先锋电机厂、人民电机厂、革新电机厂、五一电机厂、上海电器成套厂、上海整流器总厂、上海节能电器设备厂等提供资料及素材。

本手册序言由李中藩、殷林福；第一、二章由周德贤、刘亮喜、冯维泰；第五章由葛竞存、厉无咎、刘亮喜；第六章由厉无咎；第七章由水新光、张晴初、郑必达、刘亮喜；第八章由王增田、李中藩；第九章由王汝畅、周德贤、厉无咎、李中藩执笔完稿。第三章由郑秋兴；第四章由郭志成、吴福根执笔。全书由赵安泰、李中藩、周德贤校审，冯维泰负责统稿和编辑加工。

在手册编撰过程中，特邀请陈伯时、陆保襄、张光正、王汝畅分别担任有关章节的专业审查；在理论阐述的某些方面借鉴了《风机水泵交流调速节能技术》一书，特此致谢！与此同时，对上海市计划用电办公室、上海市科协普及部、上海市机电工业管理局科技情报研究所、上海市电器技术研究所及《电世界》编辑部的关心与支持，在此一并致谢！

IV

本手册内容如有错漏、不足之处，敬请读者批评指正，来函请寄上海市南昌路47号上海市电机工程学会办公室殷林福。

一九八七年三月

常用计量单位、常用符号及角标

常用计量单位

量的名称	法定计量单位名称	法定计量单位符号	应废除的非法定计量单位名称及符号	换算关系
长度	米, 厘米, 毫米	m, cm, mm		
体积	升, 立方米	L (l), m ³	美加仑, USgal 英加仑, UKgal	1 USgal = 3.785L 1 UKgal = 4.546L
时间	秒, 分, 小时 天 (日)	s, min, h, d		
频率	赫 [兹]	Hz	周, c	1 c = 1 Hz
旋转速度	转每分	r/min	RPM, rpm	1 r/min = $(\frac{1}{60})s^{-1}$
力	牛 [顿]	N	千克, 公斤, kg 千克力, 公斤力, kgf	1 kgf = 9.80665 N
压力	帕 [斯卡]	Pa	标准大气压, atm 工程大气压, kgf/cm ² 米水柱, mH ₂ O 毫米汞柱, mmHg 千克力每平方米, kgf/m ²	1 atm = 101.325 kPa 1 kgf/cm ² = 98.0665 kPa 1 mH ₂ O = 9.80665 kPa 1 mmHg = 133.322 Pa 1 kgf/m ² = 9.80665 Pa
运动粘度	二次方米每秒	m ² /s	斯托克斯, St 厘斯, cSt	1 St = 10 ⁻⁴ m ² /s 1 cSt = 10 ⁻⁶ m ² /s
功、能、热	焦耳 千瓦小时	J kW·h	热化学卡, cal 千克力米, kgf·m 电工马力小时	1 cal = 4.184 J 1 kgf·m = 9.80665 J 1 电工马力小时 = 2.68360 MJ
功率	瓦 [特] 千瓦 (伏安) (乏)	W kW (VA) (var)	千卡每小时, kcal/h 千克力米每分, kgf·m/min 电工马力	1 kW·h = 3.6 MJ 1 kcal/h = 1.163 W 1 kgf·m/min = 0.163444 W 1 电工马力 = 746 W
电流	安 [培]	A		
电压	伏 [特]	V		
电阻	欧 [姆]	Ω		
电感	亨 [利]	H		
电容	法 [拉]	F		
温度	开 [尔文] 摄氏度	K °C		

常用符号

符号	名称	单位	符号	名称	单位
A	面积, 截面积	m^2, cm^2, mm^2	L, l	长度	m, cm, mm
B, b	宽度	m, cm, mm	L	电感	H
C	电容	$F, \mu F$	M	力矩	$N \cdot m, N \cdot cm$
D, d	直径	m, cm, mm	M	转矩	$N \cdot m, N \cdot cm$
D	调速比		m	质量 (重量)	kg
d	含湿量		n	转速	r/min
E	电势	V	n_0	同步转速	r/min
E	能量	J	n_s	比转数	
F	力	N	P	有功功率, 轴功率	kW
f	频率	Hz	ΔP_s	转差损耗	kW
G	质量流量	$kg/s, t/h$	p	压力	Pa
G	节能效益		p	极对数	
g	重力加速度	m/s^2	p_a	大气压力	Pa
H	压力	Pa	Δp	压力差	Pa
H	风压	$Pa (mmH_2O, kgf/m^2)$	Q	体积流量	$L/s, m^3/s, m^3/min, m^3/h$
H	扬程	m^{\ominus}	Q	风量	$L/s, m^3/s, m^3/min, m^3/h$
H	压头	$Pa (mH_2O)$	Q	无功功率	$kvar, var$
H	高度	m	Q	品质因数	
H_a	实际扬程	m	q_c	电容器比功率	
H_a	大气压力	(mH_2O)	R, r	半径	m, cm, mm
H_i	几何安装高度	m	R	电阻	$k\Omega, \Omega$
H_s	吸入真空高度	m	Re	雷诺数	
H_v	饱和蒸汽压力	(mH_2O)	S	视在功率	kVA
ΔH	管路阻力、压力降, 压力差	m	s	转差率	
Δh	汽蚀余量	m	T	周期	s
Δh_a	装置汽蚀余量	m	t	温度	$^{\circ}C$
Δh_w	吸入管路中水力损失	m	t	时间	s, min, h, d
I	电流有效值	A	Δt	温升	$^{\circ}C$
i	电流瞬时值	A	U	电压有效值	V
i	级数		u	电压瞬时值	V
i	焓		V	体积	$L(1), m^3$
i	转速比		v	速度, 流速	m/s
			X	电抗	Ω
			Z	阻抗	Ω

\ominus 扬程的单位应为“m液柱”，但习惯上一般用“m”表示。

α	控制角		λ	阻力系数	
β	负荷系数		ξ	局部阻力系数	
γ	换流重叠角		ν	流体运动粘度	$m^2/s, mm^2/s$
γ	密度	kg/m^3	φ	相对湿度	
δ	厚度	m	φ	功率因数角	
δ	等值频率失谐		[]	允许值	
η	效率				

角 标

max	——最大值	i	——内
min	——最小值	j	——几何安装高度
1	——输入 (初级)	K	——集流
2	——输出 (次级)	K	——堵转
*	——标么值	L	——负载
a	——大气	M	——电动机
a	——实际	m	——机械
a	——装置	N	——额定 (标称)
ac	——交流	N	——室内
B	——鼓风机	P	——水泵
B	——液力耦合器	PM	——原动机
b	——反馈	p	——压力
C	——离合器	p	——给定
C	——传动机构	p	——干
C	——串级调速	R	——转子
C	——管网	r	——热
C	——补偿电容器	S	——吸上真空高度
CD	——串级调速装置	s	——转差
D	——引风机, 通风机	s	——系统
d	——动	s	——送风
dc	——直流	s	——静
e	——有效	T	——变压器
F	——滤波器	T	——总
f	——基波	VD	——变频装置
f	——附加	VF	——变频调速
h	——谐波	VS	——电磁调速
h	——水力	v	——容积
h	——冷	v	——饱和蒸汽
IN	——逆变装置	W	——阻力损失
IT	——逆变变压器	ν	——粘度

目 录

序言

常用计量单位、常用符号及角标

第一章 风机水泵的基本特性及调速节能原理

第一节 概述	1	一、风机水泵的基本特性	1
一、风机水泵应用特点	1	二、流量调节的途径	3
二、风机水泵运行中存在的主要问题	1	三、风机水泵调速的基本特性	4
三、风机水泵调速节能效益的预测	1	第三节 风机水泵节能的主要措施和调速节能的原理	8
第二节 风机水泵的基本特性及流量调节方法	1	一、风机水泵节能措施	8
		二、调速节能的原理	8
		三、调速节能的适用范围	9

第二章 风机水泵交流调速系统分析及调速方案的选择

第一节 交流调速系统的分类	10	四、风机水泵的容量大小	22
一、有转差损耗的调速系统	10	五、调速装置的运行可靠性和维修要求	22
二、高效调速系统	10	第五节 风机水泵不调速改为调速时调速装置的容量选择	24
第二节 有转差损耗调速系统的特点和节能分析	10	一、电磁调速电动机调速装置容量的确定	25
一、有转差损耗调速系统及其特点	10	二、晶闸管串级调速装置容量的确定	26
二、有转差损耗调速系统在不同负载时的转差损耗分析	11	三、变频调速装置容量的确定	26
三、有转差损耗调速系统的节能效益分析	13	第六节 无功功率的影响及改善对策	27
第三节 高效调速系统的特点和节能分析	14	一、无功功率的影响	27
一、高效调速系统及其特点	14	二、各种调速装置功率因数的比较	28
二、高效调速系统的节能效益分析	16	三、改善功率因数的对策	29
第四节 风机水泵调速系统的选择依据	17	第七节 谐波影响与抑制措施	37
一、调速装置的效率和功率因数	17	一、高次谐波的产生及其影响	37
二、风机水泵的运行状况	19	二、高次谐波电压、电流的允许值	38
三、调速装置的初投资和运行费用	19	三、抑制和消除谐波的措施	39

第三章 离心风机

第一节 概述	44	一、9-19、9-26系列高压离心 通风机	49
第二节 离心通风机的主要性能参 数和选择	45	二、4-72-11系列离心通风机	60
一、离心通风机的主要性能参数	45	三、T4-72系列离心通风机	68
二、离心通风机的性能换算	45	四、4-79系列离心通风机	85
三、离心通风机的型式选择	46	五、11-62系列离心通风机	104
第三节 离心风机运行工况与调 节	47	六、G4-73-11系列离心锅炉通 风机和Y4-73-11系列离心 锅炉引风机	104
一、离心风机运行工况及与管 网联网工作	47	七、GG2~10t系列离心工业 锅炉通风机和GY2~10t 系列离心工业锅炉引风机	122
二、离心风机的运行调节	48		
第四节 七种高效节能离心风机	48		

第四章 离心泵

第一节 概述	132	第四节 八种高效节能离心水泵	146
第二节 离心泵的主要性能参数和选 择	133	一、IS系列单级单吸离心泵	147
一、离心泵的主要性能参数	133	二、S系列单级双吸离心泵	163
二、泵的汽蚀	137	三、TSWA系列多级离心泵	176
三、介质粘度对泵性能的影响	138	四、D450-60型多级离心泵	186
四、离心泵的型式选择	141	五、 $1\frac{1}{2}$ GCA系列多级锅炉 给水离心泵	187
五、泵的台数和备用率的确定	141	六、DG系列多级锅炉给水离 心泵	190
第三节 离心泵的运行工况与调节	142	七、80G65系列多级锅炉给水 离心泵	196
一、运行工况	142	八、DG450-170型调速锅炉给 水离心泵	197
二、运行调节	143		
三、改变叶轮直径调节及切割定 律	145		

第五章 风机水泵调速用电动机

第一节 调速对交流异步电动机的 影响和要求	198	五、变极异步电动机的生产厂及 订货须知	226
第二节 笼型(Y系列)三相异步 电动机	199	第四节 高转差率(YH系列)异 步电动机	226
第三节 变极多速异步电动机	211	第五节 电磁调速异步电动机	230
一、变极调速的工作原理及特性	211	一、电磁调速异步电动机的结构 和原理	230
二、YD系列变极多速异步电动 机	214	二、电磁调速特性	231
三、YD-6/4-F系列风机配 套用双速异步电动机	222	三、JZT(或YCT)系列电磁 调速异步电动机	232
四、Y□TS、Y□TY系列工 业锅炉用变极异步电动机	224	四、YCTD系列电磁调速异步电 动机	235

五、YCTT系列变极电磁调速 异步电动机·····	239	三、YR系列三相中型低压绕线 型异步电动机·····	244
六、电磁调速异步电动机的生产 厂及订货须知·····	240	四、YR系列三相中型高压绕线 型异步电动机·····	247
第六节 串级调速用绕线型异步电 动机·····	240	五、JR系列三相绕线型异步电 动机·····	250
一、串级调速异步电动机的基本 特点和要求·····	240	六、JRQ系列三相中型高压绕 线型异步电动机·····	253
二、YRCT系列串级调速用绕 线型异步电动机·····	242	七、绕线型异步电动机的生产厂 及订货须知·····	264

第六章 风机水泵调速装置

第一节 电磁调速电动机调速装置·····	265	串级调速装置·····	289
一、概述·····	265	五、KJ系列晶闸管串级调速装 置·····	290
二、ZLK-1型电磁转差离合器 控制装置·····	267	六、串级调速装置操作原理·····	293
三、ZLK-10、ZLK-11、ZLK-12 型电磁转差离合器控制装置·····	267	七、带有斩波器的HC1系列晶 闸管串级调速装置·····	308
四、LD1系列电磁转差离合器 控制装置·····	272	第四节 机组串级调速装置·····	312
五、电磁调速电动机调速系统使 用注意事项·····	272	一、概述·····	312
第二节 变极电动机调速装置、变极电动 机与电磁转差离合器配合调速·····	277	二、DFJF和JJF系列机组串 级调速装置·····	312
一、概述·····	277	第五节 电力半导体变频调速装置·····	316
二、TG1系列变极电动机调速 装置·····	277	一、电压和频率独立控制的电压 型变频调速装置·····	316
三、变极电动机与电磁转差离合 器配合调速·····	281	二、电压和频率独立控制的电流 型变频调速装置·····	317
第三节 晶闸管串级调速装置·····	283	三、电压和频率同时控制的脉宽 调制(PWM)型变频调速装置·····	318
一、概述·····	283	第六节 液力耦合器调速装置·····	320
二、TJC1、TJC2、TJC3系 列晶闸管串级调速装置·····	284	一、概述·····	320
三、TJC01~04系列晶闸管串级 调速装置·····	288	二、YOX限矩型和YOT调速型 液力耦合器·····	321
四、KCTZ和KGJZ系列晶闸管		三、JDOH系列油膜离合器调速 装置·····	321

第七章 水泵、输油泵调速节能成套设计

第一节 概述·····	324	并联运行·····	324
第二节 泵的运行工况及调速选用 注意事项·····	324	三、水泵选用调速运行时应考虑 的问题·····	326
一、单台水泵调速运行·····	324	第三节 水泵调速系统及成套设计 实例·····	326
二、调速的水泵和不调速的水泵			

一、水泵电磁调速电动机调速系 统的设计实例·····	326	一、大型输油泵和电动机的选型·····	335
二、水泵串级调速系统的设计实 例·····	327	二、输油泵晶闸管串级调速的设 计实例·····	339
三、水泵液力耦合器调速系统的 设计实例·····	330	三、输油泵液力耦合器调速的设 计实例·····	342
四、水泵及其调速装置的选配·····	333	第五节 泵的串级调速装置现场安 装和施工设计·····	345
第四节 大型输油泵调速系统及成 套设计实例·····	335	一、电气布置要求·····	345
		二、串级调速装置的安装·····	345

第八章 暖通空调系统风机水泵调速节能成套设计

第一节 概述·····	350	二、空调风机规格与配用电机型 号·····	356
第二节 暖通空调系统控制要求及 运行工况·····	350	第四节 暖通空调系统风机水泵调 速实例·····	362
一、暖通空调控制系统分类·····	350	一、棉纺厂通风调速控制实例·····	362
二、暖通空调系统的定风量调节 与变风量调节·····	352	二、造纸厂温度、湿度控制实例·····	363
三、变风量调节和其他调节方法 联合运行·····	352	三、办公大楼定风量空调系统改 为变风量控制系统实例·····	364
四、暖通空调系统运行工况及几 种变风量控制方法对比·····	353	四、水冷机组双速水泵变流量系 统实例·····	369
第三节 暖通空调系统的设备配置·····	355	五、冷冻站变流量控制实例·····	371
一、定型空调器与分段式结构·····	355		

第九章 工业锅炉用风机水泵调速系统成套设计

第一节 概述·····	374	一、选用变转速调节时应考虑的 问题·····	375
第二节 工业锅炉用风机水泵运行 调节原因及常用调节方法·····	374	二、鼓、引风机或给水泵并联、 串联运行时的注意事项·····	376
一、工业锅炉运行调节原因·····	374	第四节 工业锅炉用风机水泵调速 成套装置选配及自动控制系统·····	376
二、工业锅炉用风机水泵目前常 用的流量调节方法·····	375	一、风机水泵调速装置的选配·····	376
三、工业锅炉用风机水泵的调节 范围·····	375	二、4 t/h快装锅炉改用变速电 机设计·····	377
第三节 工业锅炉用风机水泵变转 速流量调节应考虑的问题和 注意事项·····	375	三、10~20 t/h工业锅炉的自动 控制系统·····	377
附录一 国家计划委员会、国家 经济委员会、机械工业 部、财政部、中国工商 银行、国家工商行政管 理局下达的机械工业第 一批至第八批节能产品		推广项目中的有关产品 汇编·····	386
		附录二 中华人民共和国国家标 准GB 3485-83《评价 企业合理用电技术导 则》(摘要)·····	405

附录三 水利电力部、国家物价局文件（83）水电财字第215号关于颁发《功率因数调整电费办法》的通知附件：功率因数调

整电费办法····· 406
附录四 水利电力部标准 SD
126-84 《电力系统谐波管理暂行规定》（摘要）····· 408

第一章 风机水泵的基本特性及调速节能原理

第一节 概 述

一、风机水泵应用特点

风机、水泵是国民经济各部门中应用量大、面广的通用机械。无论是冶金、石油、化工、纺织、煤炭、电力、轻工等工矿企业，还是农业都装备有大量的风机与水泵。据1980年不完全统计，1979年生产风机23.7万台（2798MW），生产水泵（包括农业泵）125.6万台（16700MW），风机、水泵配套电动机占全国电动机生产总功率的一半左右。到1979年止，全国共拥有风机230万台，水泵1300万台，风机、水泵耗电量占当年发电量的31%左右。可见，风机、水泵消耗的电能是相当可观的。

以上海市为例，全市共有配套电机容量大于5.5kW的风机、水泵3.5万台。其中，大于5.5kW的风机14271台，546.6MW；大于5.5kW的水泵21418台，734.4MW。这些风机、水泵的年耗电量为 $45 \times 10^8 \text{ kW} \cdot \text{h}$ ，占工业用电量的40%。

二、风机水泵运行中存在的主要问题

调查资料表明，目前风机、水泵运行中普遍存在的主要问题是：

1. 设备陈旧，风机、水泵本身的效率比较低。
2. 选型不当，富裕量过大或生产工艺变化，使实际工作负载远离额定负荷，运行效率太低。
3. 很多使用场合采用挡板或阀门来调节风机的风量或水泵的流量，节流功率损耗非常大。
4. 调速控制是避免节流功率损耗的最佳方法，但目前使用面不宽，新技术推广不快。
5. 输送管道装配不尽合理，管道阻力很大以及管理制度不善等，造成运行时的能量损耗过大。

三、风机水泵调速节能效益的预测

根据有关部门的调查和预测，风机、水泵中大约有20%需要调速。到2000年之前，风机、水泵（不包括农业泵）调速节能预测如表1-1所示。

表 1-1 风机、水泵调速节能预测

	1979年	1985年	1990年	2000年
风机、工业泵功率 (MW)	6968	-	-	-
配用调速装置的风机、工业泵功率 (MW)	-	362	947.2 (预测)	5119.2 (预测)
调速节电量 ($\times 10^8 \text{ kW} \cdot \text{h}$)	-	1.21	3.18	17.19

由表1-1可见，在风机、水泵上实行节电的潜力很大，所以是一项紧迫的任务。因此，搞好风机、

水泵的调速节能工作，将对我国“四化”建设具有重要意义。

第二节 风机水泵的基本特性及流量调节方法

一、风机水泵的基本特性

风机是传送空气的机械，水泵是传送水或其他

液体的机械，就其结构和工作原理而言，基本相同。

风机、水泵的特性曲线 $H = f(Q)$ 如图 1-1 所示。基本参数如下：

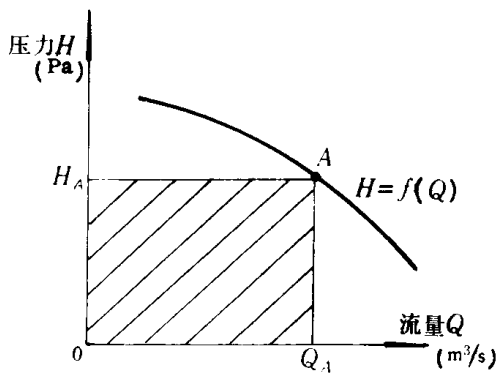


图 1-1 风机、水泵的特性曲线 $H = f(Q)$

H ——压力，单位为 Pa，即 N/m^2 ，风机称风压，水泵称扬程；

Q ——流量，单位为 m^3/s 。

运行在 A 点 (H_A, Q_A) 时，风机、水泵所需轴功率为：

$$P = QH \quad (W)$$

$$= \frac{QH}{1000} \quad (kW) \quad (1-1)$$

即图 1-1 中阴影 AH_A0Q_A 面积。

原动机的功率：

对于风机：

$$P_{PM} = \frac{QH}{1000\eta} \quad (W)$$

$$= \frac{QH}{1000\eta_D\eta_C} \quad (kW)$$

对于水泵：

$$P_{PM} = \frac{QH}{1000\eta} \quad (W)$$

$$= \frac{QH}{1000\eta_P\eta_C} \quad (kW)$$

中 η ——效率；

η_D ——风机本身的效率；

η_P ——水泵本身的效率；

η_C ——传动机构的效率，直接传动时为 1.0。

①式 (1-1) 的推导：

$$P = Q(m^3/s)H(N/m^2)$$

$$= QH(N \cdot m/s)$$

$$= QH(J/s)$$

$$= QH(W)$$

皮带传动时为 0.9~0.95，齿轮传动时为 0.9~0.97。

在实际应用中，风机、水泵轴功率计算因采用单位不一而异。为了照顾目前应用时的习惯，分别列出驱动风机、水泵的原动机的功率公式如下：

风机类：

$$P_{PM} = \frac{QH}{6120\eta} \quad (kW) \quad (1-3)$$

式中 Q ——风量，单位为 m^3/min ，表示每分钟输送的空气量。

H ——风压，单位为 mmH_2O ， $1mmH_2O = 1kgf/m^2 = 9.8Pa$ ；全风压 H 由静风压 H_s 和动风压 H_d 组成，即 $H = H_s + H_d$ 。

泵类：

$$P_{PM} = \frac{QH\gamma}{102\eta} \quad (kW) \quad (1-4)$$

①式 (1-3) 的推导：

$$P_{PM} = \frac{QH}{\eta}$$

$$= \frac{Q(m^3/min)H(mmH_2O)}{\eta}$$

$$= \frac{Q(m^3/s)H \times 9.8(Pa)}{60\eta}$$

$$= \frac{QH}{6.120\eta} \quad (W)$$

$$= \frac{QH}{6120\eta} \quad (kW)$$

②式 (1-4) 的推导：

泵的压力指液体升到扬程高度所需的力，应为扬程 H 与重度 γ 的乘积。故

$$P_{PM} = \frac{QH}{\eta}$$

$$= \frac{Q(m^3/s)H(m)\gamma(kgf/m^3)}{\eta}$$

$$= \frac{QH\gamma(kgf \cdot m/s)}{\eta}$$

$$= \frac{QH\gamma \times 9.8(N \cdot m/s)}{\eta}$$

$$= \frac{QH\gamma \times 9.8}{\eta} \quad (W)$$

$$= \frac{QH\gamma}{102\eta} \quad (kW)$$

式中 Q ——液体的流量, 单位为 m^3/s , 表示每秒钟输送的液体体积; 常用单位 m^3/h , 应化为 m^3/s ;

H ——扬程, 单位为 m ; 全扬程 H 由实际扬程 H_0 和管路阻力 ΔH 组成, 即 $H = H_0 + \Delta H$;

γ ——液体的重度, 单位为 kgf/m^3 。

常用的风机、水泵特性曲线有:

$H-Q$ 曲线: 当转速 n 为恒定时, 表示压力与流量之间的关系特性。

$P-Q$ 曲线: 当转速 n 为恒定时, 表示轴功率与流量之间的关系特性。

$\eta-Q$ 曲线: 当转速 n 为恒定时, 表示风机、水泵的效率与流量之间的关系特性。

典型的离心式通风机的 $H-Q$ 特性曲线与典型的管路系统特性曲线如图 1-2 所示。多数情况下,

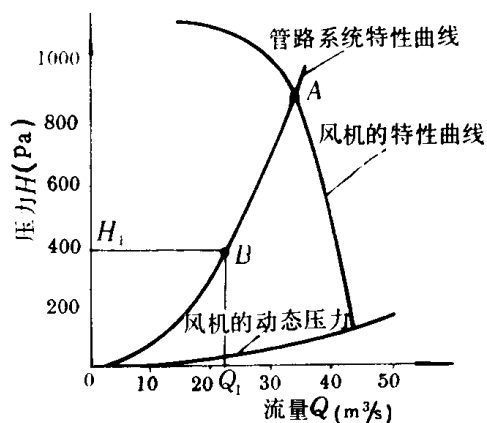


图 1-2 中压离心式通风机 $H-Q$ 特性曲线和管路系统特性曲线

管路系统特性曲线(又称管网风阻特性曲线)是一条二次型曲线。两条曲线的相交点 A 是风机未调速(即恒转速 n)时的运行点, 也就是说, 在这点的输送量为最大值。当调节流量时, 流量克服管路系统阻力所需压力可以从管路系统特性曲线上直接看出。例如转速 n' 时的运行点为 B 点, 其流量为 Q_1 , 对应所需的压力为 H_1 。

典型的离心泵的输出特性曲线如图 1-3 所示。管路系统特性曲线(又称管路阻力特性曲线)多数也是二次型曲线。但泵通常要克服水的静压头, 所以管路阻力曲线是由实际扬程 H 。加上管路阻力损失水位差画出的, 一般不通过原点。这是与风机管路系统特性曲线不同的地方。

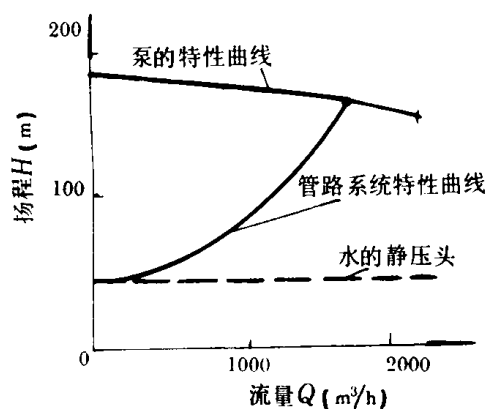


图 1-3 离心泵和管路的 $H-Q$ 特性

对离心式风机或离心式水泵来说, 流量 Q 与转速 n 的一次方成正比($Q \propto n$), 风压或扬程 H 与转速 n 的平方成正比($H \propto n^2$), 轴功率 P 与转速 n 的三次方成正比($P \propto n^3$)。当流量减少、转速下降时, 轴功率降低很多。调速风机、水泵的转速 n 与流量 Q 、风压或扬程 H 、轴功率 P 的关系如表 1-2 所示。如流量减少到 80% 时, 转速也下降到 80%, 则轴功率将下降到 51.2%; 如流量减少到 50% 时, 轴功率可以下降到 12.5%。当然还需考虑由于转速下降引起的效率下降及附加控制装置的效率等, 即使这样, 节电量也是很可观的。因此, 风机、水泵采用调速控制是节能的有效途径。

表 1-2 调速风机、水泵的转速与流量、风压或扬程、轴功率的关系

转速 n (%)	流量 Q (%)	风压或扬程 H (%)	轴功率 P (%)
100	100	100	100
90	90	81	72.9
80	80	64	51.2
70	70	49	34.3
50	50	25	12.5
40	40	16	6.4

二、流量调节的途径

风机、水泵流量调节的具体方法主要有:

1. 调节节流阀(挡板)

它是靠改变管路阻力特性曲线来调节的。利用

节流阀可增大管路阻力，减少流量。这种调节方法是不经济的，人为地增加管路阻力，就增大了管路损耗，因此流量降低之后，功率下降不明显。对于排风阀调节还存在振动区大的问题；对于水泵吸入侧阀门调节也还存在汽蚀问题。因而这种方法不能有效调节流量。

2. 调节入口导向叶片

这是离心式风机、水泵流量调节的基本方法，轴流式也可用之。调节入口侧可调导向叶片，可以改变 $H-Q$ 特性曲线，从而达到调节流量的目的。此时，功率大致与流量成正比下降，比调节出口阀门所需功率小些。

以上两种调节方法是在恒速，即不调速情况下调节流量的。

3. 调节转速

用可调速传动来调节风机、水泵流量 Q 。这是节电的有效措施。选用运行效率不高但设备简单的有转差损耗的调速控制方法时，一般初投资费用小而运行费用高；选用效率高但设备较复杂的高效调速控制方法时，一般初投资费用大而运行费用低。从节能的观点来看，应着眼于高效率但须兼顾初投资费用。

图 1-4 比较了采用各种调节方法时典型的 $P-Q$ 关系曲线。由图 1-4 可见，采用节流阀来调节

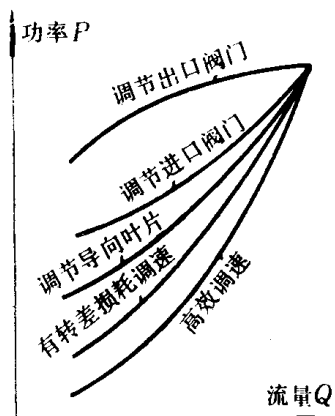


图 1-4 各种调节方法的消耗功率与流量的典型特性

流量的方法，功率消耗要比别的方法明显增多。据估计，在一个炼油厂中，消耗在节流阀上的能量占总耗电量的 30%。采用调节转速的方法最优。所以，将当前采用得最广的节流阀调节改为转速调节，对节省运行中的能源消耗及费用是会有良好效果的。

三、风机水泵调速的基本特性

调速的风机和水泵，均有相应的基本特性，且基本相似，故这里以调速的水泵为例，来说明调速情况下扬程 H 、流量 Q 、转速 n 和效率 η 之间的关系，从而掌握调速情况下泵的基本特性与历来使用的不调速而采用节流控制的泵的特性区别。

调速的泵（单泵）以转速 n 为参数的基本特性如图 1-5 至图 1-7 所示。这些特性都是以标么值（下角加*）来表示的，其条件是实际扬程等于零，水泵的相似定律成立的情况下描绘出来的。

这里需要说明的是：转速 n 从额定值往下调时，其扬程 H 也随着下降，轴功率 P 也随着减小，而效率 η 曲线向左移动（移向流量减小的方向）。一般地说，转速下降到 20% 时，最高运行效率几乎不变。因此，适当地降低转速是具有节能效果的。

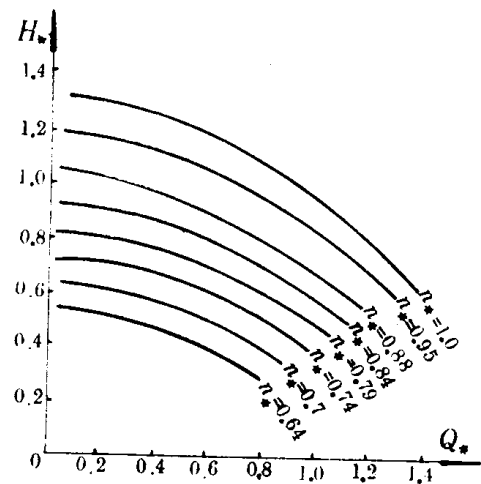


图 1-5 调速的泵的 $H_* - Q_*$ 特性

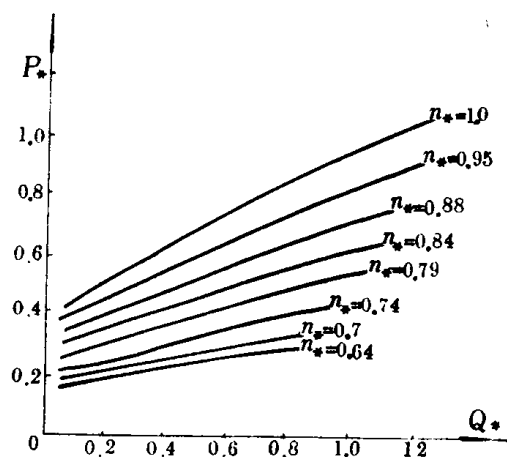


图 1-6 调速的泵的 $P_* - Q_*$ 特性

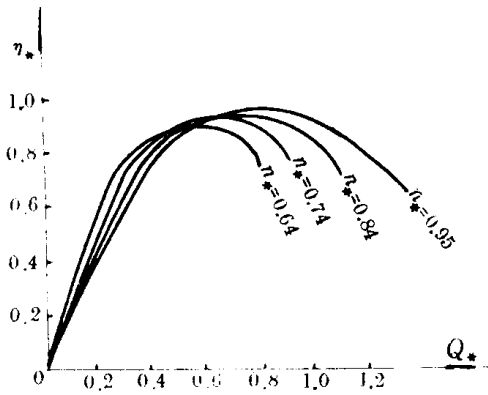


图 1-7 调速的泵的 η_* - Q_* 特性

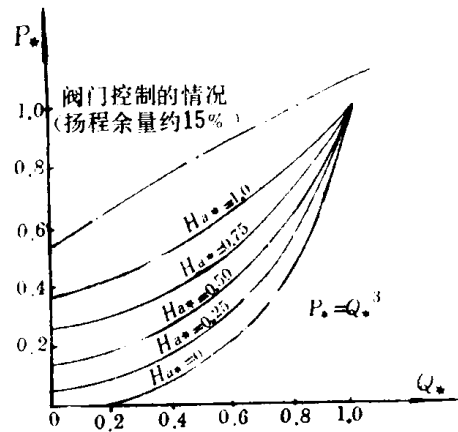


图 1-9 速度控制系统的 P_* - Q_* 特性

在不同的泵站里，对水泵有不同的控制参量要求。最常用的是以水泵的转速为控制参量构成闭环控制系统，即速度控制系统。另一类是以管路系统的压力、流量或者液面为控制参量构成闭环控制系统，分别得到压力控制系统、流量控制系统或者液面控制系统。后一类系统往往是在前一类控制系统（速度控制系统）作为内环的基础上构成的。

1. 速度控制系统中泵的基本特性

速度控制系统一般用于单泵泵站或输送管路比较短的多泵并联泵站，也可用于输水、输油的接力泵站。

速度控制系统的静特性如图 1-8 所示。

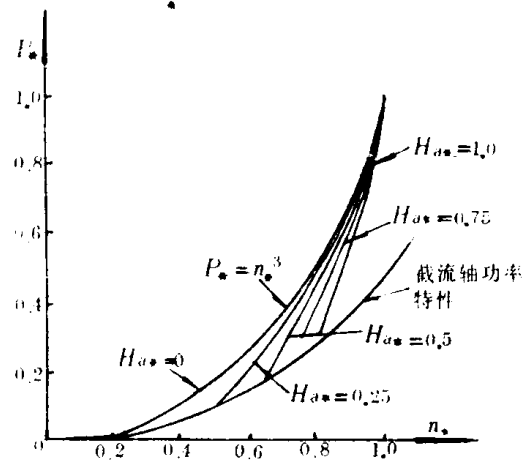


图 1-10 速度控制系统的 P_* - n_* 特性

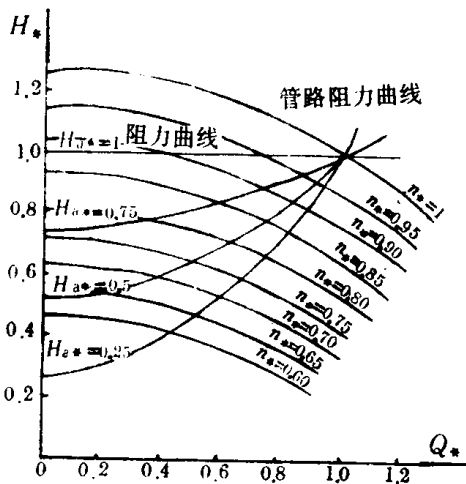


图 1-8 速度控制系统的静特性

为观察实际扬程 H_0 对所需功率 P 的影响，假设水泵为理想的，在控制水泵速度 n 时可以得到以实际扬程 H_0 为参变量的 P_* - Q_* 、 P_* - n_* 特性，如图 1-9、图 1-10 所示。

由于实际扬程 H_0 的存在，轴功率 P 不再与流量 Q 或转速 n 成三次方关系，而有明显差异。实际扬程 H_0 越小，节省电力的效果越大。实际扬程 $H_0 = 0$ 时，就成为 $P_* = Q_*^3 = n_*^3$ 。例如流量为 50% 时，若实际扬程 $H_0 = 0$ ，则需要轴功率为 12.5%；若实际扬程 $H_0 = 100%$ ，则需要轴功率为 56%。可见，实际扬程的高低，对节电的效果有很大影响。

事实上，负载特性曲线恰好通过水泵的额定点的理想选择，是不可能有的。通常扬程取 15~20% 左右的裕量。

然而，若与图 1-9 中阀门控制时的轴功率相比，即使在实际扬程很高的情况下，也可望大大减少轴功率。

选定传动装置时，必须考虑符合负荷要求的转矩与转速的 $M-n$ 特性。图 1-11 为速度控制时的 M_* - n_* 特性。由于实际扬程 H_0 不同，水泵的 M_* -