

船舶工人培训丛书

高级船舶管系工艺学

邵志深 编



哈尔滨工程大学出版社

高级船舶管系工艺学

哈尔滨工程大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

高级船舶管系工工艺学/邵志深编. —哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2005

ISBN 7-81073-647-7

I. 高… II. 邵… III. 船舶管系附件-工艺学-技术培训-教材 IV. U664.84

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 129785 号

内 容 简 介

本书共分五章,第一章为船舶蒸汽动力装置系统;第二章为燃气轮机动力装置系统;第三章为特种管系的制造工艺;第四章为船舶管装生产设计及新技术应用;第五章为船舶管系的修理工艺。

该书可作为高级船舶管系工的培训教材,也可作为初涉船舶管系生产设计人员的参考资料及船舶轮机或动力装置专业的在校学生学习造船生产设计的辅导教材。

哈尔滨工程大学出版社出版发行
哈尔滨市南通大街145号 哈尔滨工程大学11号楼
发行部电话:(0451)82519328 邮编:150001
新华书店经销
黑龙江省地质测绘印制中心印刷厂印刷

*

开本 787mm×1 092mm 1/16 印张 14.25 字数 343 千字

2005 年 7 月第 1 版 2005 年 7 月第 1 次印刷

印数:1—3 000 册

定价:16.00 元

前 言

本书是按照中国船舶工业总公司人事教育局制定的高级船舶管铜工理论培训计划中《高级船舶管铜工工艺学教学大纲》编写的,作为船舶管铜工理论教育的培训教材。内容包括船舶蒸汽动力装置系统原理、燃气轮机动力装置系统简介、特种管系的制造工艺、船舶管装设计及新技术应用、船舶管系修理工艺等。

本书第四章第五节“成组技术在船舶舾装工程中的应用”由原江南造船厂高级工程师章祖岐编写。

本书在编写过程中得到江南造船(集团)有限公司高级讲师朱德庄的支持和帮助,谨此表示感谢。

由于资料来源有限和自身专业与相关知识程度不高,书中有不足乃至错误之处在所难免,热忱欢迎广大读者和教师批评指正。

编 者

2004 年 12 月

目 录

第一章 船舶蒸汽动力装置系统	1
第一节 热力学简述	1
第二节 热力学定律	3
第三节 工程流体力学简述	4
第四节 蒸汽动力装置系统	10
第五节 蒸汽动力装置相关系统	18
第六节 蒸汽动力管系的布置要求	34
第二章 燃气轮机动力装置系统简介	53
第一节 概 述	53
第二节 燃气轮机的结构与性能指标	55
第三节 燃气轮机的应用与选型	58
第四节 节能措施	62
第三章 特种管系的制造工艺	66
第一节 制冷装置管系的布置及其工艺处理	66
第二节 液压传动和控制系统的布置及其工艺处理	83
第三节 液化气管系的布置及其工艺处理	92
第四节 高温-高压管系及管子表面特殊的工艺处理	110
第四章 船舶管装生产设计及新技术应用	113
第一节 概 述	113
第二节 生产设计标准	121
第三节 舾装综合布置图	123
第四节 预舾装技术的实施	137
第五节 成组技术在船舶舾装工程中的应用	149
第六节 模块化技术在船舶舾装工程中的应用	160
第七节 机装生产设计	164
第八节 船舶编码系统及其应用	171
第九节 船舶舾装工程托盘管理	175
第十节 电子计算机辅助机装生产设计	179
第五章 船舶管系的修理工艺	189
第一节 船舶管系拆卸图的绘制方法及工艺要求	189
第二节 管系勘验修理的技术要求	197
第三节 管系换新的方法及技术要求	200
第四节 管系修理的特殊工艺	203
第五节 船舶管系修理的注意事项及安全措施	215

第一章 船舶蒸汽动力装置系统

第一节 热力学简述

一、热力系统

热力学中通常划定的研究对象称为热力系统,简称系统。系统以外的物体称为外界或环境。系统和外界之间的分界面称为边界。

按热力系统与外界之间的能量和物质交换的情况可将热力系统分为以下几个方面。

1. 闭式系统

系统与外界只有能量交换而无物质交换,如图 1-1(a)所示。

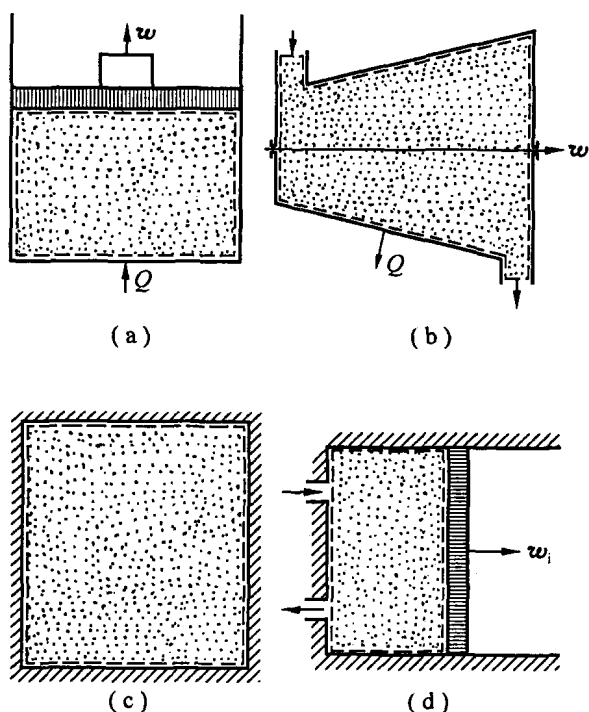


图 1-1 热力系统

(a)闭式系统;(b)开式系统;(c)独立系统;(d)绝热系统

2. 开式系统

系统与外界不仅有能量交换,而且有物质交换,如图 1-1(b)所示。

3. 独立系统

系统与外界既无能量交换又无物质交换,如图 1-1(c)所示。

4. 绝热系统

系统与外界的作用仅限于无热量交换,如图 1-1(d)所示。

二、平衡状态

系统在某一瞬间所呈现的宏观物理状况称为系统的状态,简称状态。在不受外界影响的条件下,系统的状态不随时间而变,这种状态称为平衡状态。

三、状态参数

用以描述系统状态的物理量称为状态参数。

状态参数只取决于系统的状态,而与系统经历的过程无关。常用状态参数见表 1-1。

表 1-1 常用状态参数

	温 度 T/K	压 力 p/Pa	比 体 积 $v/(\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$	比 内 能 $u/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$
定义	物体冷热程度的标志	$\frac{F}{S}$	$\frac{V}{m}$	分子运动的动能和位能
计算	$T = 273.15 + t$	$p = p_b + p_g$ $p = p_b - p_v$	$v = \frac{1}{\rho}$	$U = mu$
	比 焓 $h/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$	比 熵 $s/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	自 由 能 $f/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$	自 由 焓 $g/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$
定义	$u + pv$	$ds = \frac{\delta q}{T}$	$u - Ts$	$h - Ts$
计算	$H = mh$	$S = ms$	$F = mf$	$G = mg$
备注	t —摄氏温度; F —垂直作用力; S —面积; p_b —大气压力; p_g —表压力; p_v —真空度; V —体积; m —质量; ρ —密度; δq —工质在可逆过程中从外界吸入的微小热量			

四、热力过程

系统从初始状态变到终了状态所经历的全部状态称为热力过程,简称过程。

1. 可逆过程

系统经历某一过程后,如能在过程进行时使系统和外界同时回复到原始状态而不遗留任何变化,这样的过程称为可逆过程。如没有这种可能称为不可逆过程。

可逆过程的条件是在系统与外界有功量交换时,温差无限小,并且不存在耗散效应。

2. 功的计算

在热力学中,功就是当系统和外界之间存在压差时,系统通过边界和外界之间相互传递

的能量。系统对外界做功取正值,反之取负值。只有当系统状态发生变化时,才有功的传递,所以功与过程性质有关,为过程量。

3. 热量的计算

在热力学中,热量就是当系统和外界之间存在温差时,系统通过边界与外界之间相互传递的非功形式的能量。系统吸热取正值,反之取负值。只有当系统状态发生变化时,才有热量的传递,所以热量与过程性质有关,为过程量。

五、热力循环

当系统由初始状态出发,经过一系列中间状态后,重新回到初始状态所完成的一个封闭的热力过程称为热力循环,简称循环。

全部由可逆过程组成的循环称为可逆循环。全部由不可逆过程或部分为不可逆过程所组成的循环称为不可逆循环。

1. 正向循环

正向循环是将热能转变为机械能的循环,简称循环。循环热效率 μ_t 为

$$\mu_t = \frac{W_o}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1-1)$$

式中 W_o ——工质完成一个循环对外界做出的净功,为对外输出有效功量;

Q_1 ——高温热源放出的热量;

Q_2 ——低温热源获得的热量。

此式适用于各种类型的热力循环,且包括可逆和不可逆循环。

2. 逆向循环

逆向循环是将机械能转化为热能的循环,其效果为将热量从低温物体传给高温物体,这时必然消耗外功,例如制冷机或热泵中所实行的循环。制冷系数 ϵ 、供热系数 ϵ' 分别为

$$\epsilon = \frac{Q_2}{W_o} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \quad (1-2)$$

$$\epsilon' = \frac{Q_1}{W_o} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad (1-3)$$

式中 W_o ——循环消耗的净功量;

Q_1 ——向高温热源输送的热量;

Q_2 ——从低温热源取出的热量。

第二节 热力学定律

一、热力学第一定律

热力学第一定律是能量守恒及转换定律,用于热能和其他能量形态转换关系时的表述。它说明热能作为一种能量形态,可以和其他能量形态相互进行转换,转换中能量的总量守恒。

二、热力学第二定律

热力学第二定律主要说明实现某种能量转换过程的必要条件。因为这种过程非常多,所以热力学第二定律的表述方式也很多,比较典型的有两种。

1. 克劳休斯表述

热可能自发地、无代价地从低温物体传到高温物体。

2. 开尔文表述

不可能制造出从单一热源吸热,使之全部转化成为功而不留下其他任何变化的热力学发动机。

三、卡诺定理

(一) 卡诺循环

由两个可逆定温过程和两个可逆的绝热过程组成的循环称为卡诺循环。

其 $p-v$ 与 $T-s$ 图如图 1-2 所示。

(二) 卡诺定理

1. 定理一 在相同温度的高温热源和相同温度的低温热源之间工作的一切可逆循环,其热效率都相等,与可逆循环的种类无关,与采用哪一种工质也无关。

2. 定理二 在温度同为 T_1 的热源和同为 T_2 的冷源间工作的一切可逆循环,其热效率必小于可逆循环。

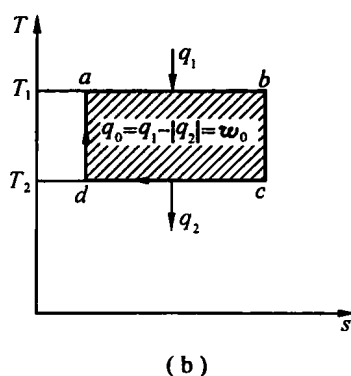
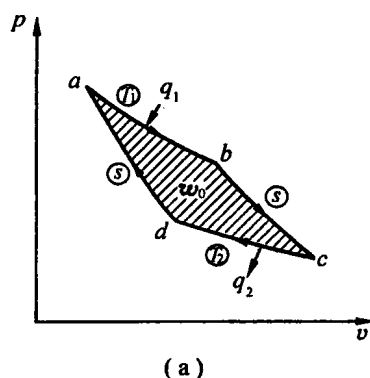


图 1-2 卡诺循环
(a) $p-v$ 图; (b) $T-s$ 图

第三节 工程流体力学简述

一、流体的主要物理性质

(一) 流体的可压缩性

表示流体在外界压力作用下体积可压缩的程度。

流体的压缩性通常以压缩率 β 来表示,若作用于体积为 V 的流体上的压力增大 Δp 时,其体积减少为 ΔV ,则

$$\beta = -\frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p} = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp}$$

(二) 动力粘度 μ 与运动粘度 ν

当流体做层状流动时,设平行于流线的两平行平面间的距离为 dy , 速度差为 dv ,则在两侧流面上作用着与流动平行的切应力(单位面积的粘性阻力) τ 和 dv/dy 成正比,即

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}$$

比例常数 μ 称为流体的动力粘度 (动力粘性系数), 单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

液体的 μ 随温度的上升而减小, 气体则反之。

运动粘度 (运动粘性系数) 定义为

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

式中 ρ ——密度或称为体积质量, kg/m^3 ;

运动粘度 ν 的国际单位为 m^2/s 。

二、流体静力学

(一) 流体静力学基本方程

1. 压力

流体力学上称压力强度为压力, 如果作用于微元面积 ΔA 上的总压力为 Δp , 则压力 p 为

$$p = \left(\frac{\Delta p}{\Delta A} \right)_{\Delta A \rightarrow 0} = \frac{dp}{dA}$$

2. 压力的大小与方向

静止流体中深度为 z 的一点上的压力 (图 1-3)

3) 为

$$p = p_0 + \rho g z$$

式中 p_0 ——表面压力;

ρ ——流体的密度;

g ——重力加速度。

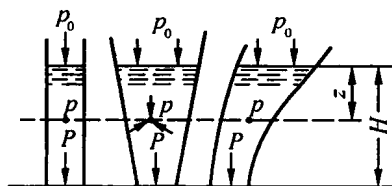


图 1-3 静压大小与容器的关系图

由上式得 $dp/dz = \rho g$, 即对应于单位深度的压

力增量与密度成正比, 而且作用于一点的压力, 不管在什么方向, 其大小均相等。压力与容器的形状、大小无关, 和深度成正比。因而, 同一流体作用在深度和面积相等的各种底面上的总压力 p 都相等 (图 1-3), 而与其上方所存在的流体量的多少无关。

3. 压力的传递 (帕斯卡原理)

在密闭容器中, 对部分流体施压, 则此压力就毫无改变地传到流体的一切部分, 这就是帕斯卡原理。在图 1-4 中, 以 A_1 、 A_2 表示活塞截面积, 在 A_1 活塞上加力 p_1 , 传到 A_2 活塞的力 p_2 , 根据上述原理为

$$p_2 = p_1 A_2 / A_1$$

水压机就是根据此原理制成的。

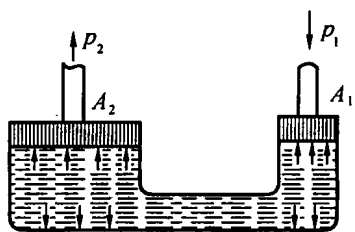


图 1-4 静止液体内压力传递示意图

(二) 相对于大气的热气体的静平衡

1. 浮力

物体在静止流体中所受的浮力等于其所排开的同体积流体的重力, 如图 1-5 所示。其数学表达式为

$$L = \rho g V$$

这就是著名的阿基米德浮力原理。

2. 有效重力

流体在大气中所受重力与浮力之差 $(\rho - \rho_a)gV$ 称为流体的有效重力。单位体积流体在大气中的有效重力为 $(\rho - \rho_a)g$ 。如果流体的有效重力为正,即 $\rho > \rho_a$,则有效重力方向向下,流体在大气中下沉;对于热气体而言,其密度 ρ_g 小于大气密度 ρ_a ,故热气体的有效重力为负,方向向上,热气体在大气中上浮。烟囱是利用较高温度的烟气在与大气相连通时受到大气浮力的作用作为基本原理的。

3. 热气体的几何压头

热气体的有效重力与克服有效重力的垂直移动距离的乘积叫做热气体的几何压头(图 1-6),即

$$h_p = (\rho_a - \rho_g)gH$$

式中 h_p ——热气体的几何压头;

ρ_a, ρ_g ——大气与热气体的密度;

H ——热气体克服有效重力的位移。

4. 静止液体的表压力

如图 1-7 所示的敞口容器,液体内绝对压力 p 的分布为

$$p = p_a + \rho gh$$

如图中的梯形 1234 所示,其表压力 p_M 为

$$p_M = p - p_a = \rho gh$$

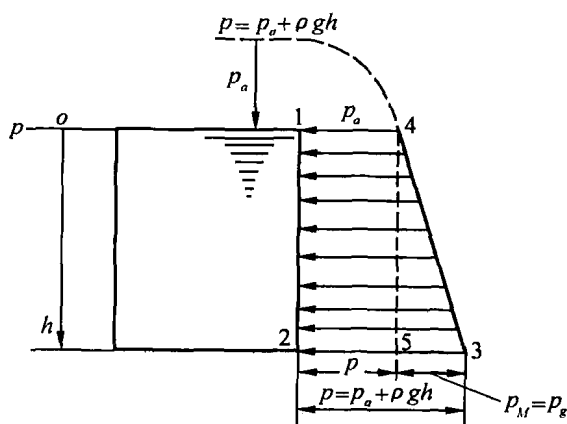


图 1-7 静止液体内压力分布

数表示为

$$Re_c = \frac{4mw_c}{v}$$

式中 m ——流体的水力半径,表示断面与湿周长之比;

w_c ——临界速度。

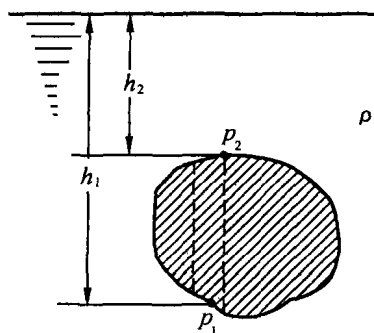


图 1-5 静止流体的浮力

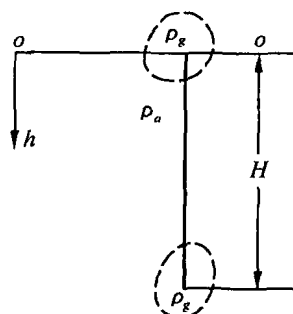


图 1-6 几何压头

三、流体动力学

(一) 层流与湍流

流体流动分为层流和湍流两种形态。前者为层状流动,后者为紊乱流动。判断流体流动是层流还是湍流主要根据临界雷诺数 Re_c 。雷诺数 Re 的定义是

$$Re = \frac{wL}{v}$$

式中 w ——流体的特征速度;

L ——特征长度;

v ——运动粘度。

在各种断面的光滑管中,临界雷诺

各种断面的最小临界雷诺数 Re_c 相差不大,对圆管, $Re_c = 2320$ 。

平板绕流时,平板表面上的边界层前端部分是层流,但在离开前端某一段距离 L 后,则转变为湍流,临界雷诺数 Re_c 在 $3.2 \times 10^5 \sim 1 \times 10^6$ 的范围内。在湍流度特别小时(0.1% 以下), 变成一个常数, $Re_c = 2.8 \times 10^6$ 。

(二)流量、连续性方程

1. 流管

在流场中画出一条封闭曲线,经该曲线上各点作流线,这些流线所构成的管状表面称为流管。

2. 流量

设流管任意点处的断面积为 A ,平均速度为 w ,则流量

$$Q = Aw$$

3. 连续性方程

在定常流中,当密度不变时,设沿流管的两点处的断面积为 A_1 、 A_2 ,则根据质量守恒定律

$$A_1 w_1 = A_2 w_2 = Q \quad \text{或} \quad Q = Aw = \text{常数}$$

上式称为连续性方程。

(三)伯努利方程

1. 理想流体的定常流

对于不考虑压缩性和粘性的理想流体定常流,外力只有重力作用时,伯努利方程为

$$\rho g z + \frac{1}{2} \rho w^2 = \rho g H = \text{常数}$$

或
$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = H$$

伯努利方程沿一条流线成立,即一般流束,如果流线不同, H 值就不同。

实用上把 $\frac{p}{\rho g}$ 称为压力水头(简称静

压头), $\frac{w^2}{2g}$ 称为速度水头(也称动压头), z

称为位置水头(也称位压头),都以液柱高度(m)表示。

2. 实际流体

实际流体是有粘性的,在处理管内流动时,若 w 取管道断面的平均流速, p 和 z 取该断面中心的值,当计及损失水头时,则有

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{a_1 w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{a_2 w_2^2}{2g} + h = H(\text{常数})$$

式中 h 为从点 1 到点 2 的损失水头(液柱 m)。连接管中心点 z 以上的压力水头 $\frac{p}{\rho g}$ 高度点 c , d , ... 而成的连线 acd (图 1-8) 称为水力坡度线。设水力坡度线的倾角为 θ , 则 $i (= \tan \theta)$ 称为当量(水力)坡度。式中的 a_1 和 a_2 称为能流修正系数, a 的大小取决于管的速度分布。

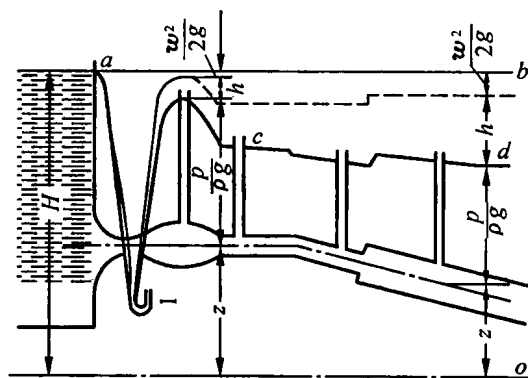


图 1-8 各水头关系和水力坡度线

四、管道与流体阻力

(一)管道流动阻力

粘性液体在管道中的流动阻力可分为两类,即沿程阻力和局部阻力。沿程阻力是液体在流动过程中粘性摩擦所产生的损失,而局部阻力是由于流体大小或方向发生剧烈变化而引起的能量损失。

1.沿程阻力损失

在管道内流动过程中单位质量液体的沿程阻力损失为

$$h_f = i \frac{l}{d_a} \cdot \frac{c^2}{2g}$$

式中 i ——沿程阻力系数;

l ——管道的长度;

d_a ——管道的当量直径,m;

c ——平均流速,m/s;

g ——重力加速度,m/s²。

2.局部阻力损失为

$$h_i = \xi \frac{c^2}{2g}$$

式中 ξ 为局部阻力系数。

3.管道系统的总阻力损失为

$$h_w = \sum h_f + \sum h_i$$

式中 $\sum$ 为管道系统阻力损失总和。

上式表明,由于管道系统是由许多直管组成,因此整个管道系统的总流动阻力损失 h_w 应等于整个管道系统的总沿程阻力损失 $\sum h_f$ 与总的局部阻力损失 $\sum h_i$ 之和。

(二)常用管件的局部阻力系数

管道系统是由许多形状各异的曲形管道和各种类型的连接附件所组成,随之形成了局部阻力损失。常用管件的局部阻力系数见表 1-2。

表 1-2 常用管件的局部阻力系数

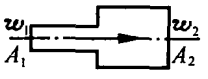
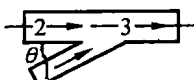
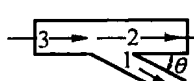
类型	示意图	局部阻力系数 ζ												
截面突然缩小		A_2/A_1	0.01	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	
		ζ_2	0.5	0.47	0.45	0.38	0.34	0.30	0.25	0.20	0.15	0.09	0	
截面突然扩大		A_1/A_2	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0	0.3	0.2	0.1	0	
		ξ_1	0	0.01	0.04	0.09	0.16	0.25	0.36	0.49	0.64	0.81	1	
		ξ_2	0	0.012 3	0.062 5	0.184	0.444	1	2.25	5.44	16	81	∞	

表 1-2(续)

类型	示意图	局部阻力系数 ζ												
渐缩管		$\zeta_2 = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\theta}{2}} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$												
渐扩管		$\zeta_2 = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\theta}{2}} \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] + K \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)$												
		当 $\frac{A_1}{A_2} = \frac{1}{4}$ 时												
		θ	2	4	6	8	10	12	14	16	20	25		
		K	0.022	0.048	0.072	0.103	0.138	0.177	0.221	0.270	0.386	0.645		
折管		$\zeta = 0.946 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2.047 \sin^4 \frac{\theta}{2}$												
		θ	20	40	60	80	90	100	120	140				
		ζ	0.046	0.139	0.364	0.740	0.985	1.260	1.861	2.431				
90°弯管		$\zeta_{90^\circ} = 0.131 + 0.16 (d/R)^{3.5}$												
		d/R	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
		ζ	0.131	0.132	0.133	0.137	0.145	0.157	0.177	0.204	0.21	0.291	0.355	0.434
		当 $\theta < 90^\circ$ 时, $\zeta = \zeta_{90^\circ} \frac{\theta^\circ}{90^\circ}$												
闸阀		开度/%	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100		
		ζ	60	16	6.5	3.2	1.8	1.1	0.60	0.30	0.18	0.1		
球阀		开度/%	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100		
		ζ	85	24	12	7.5	5.7	4.8	4.4	4.1	4.0	3.9		
蝶阀		开度/%	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100		
		ζ	200	65	26	16	8.3	4	1.8	0.85	0.48	0.3		

表 1-2(续)

类型	示意图	局部阻力系数 ζ
分支管道		$q = Q_1/Q_3, m = A_1/A_3, n = d_1/d_3$ $\zeta_{13} = -0.92(1-q)^2 - q^2 \left[(1.2-n^{\frac{1}{2}}) \left(\cos \frac{\theta}{m} - 1 \right) + 0.8 \left(1 - \frac{1}{m} \right)^2 - (1-m) \cos \frac{\theta}{m} \right] + (2-m)q(1-q)$ $\zeta_{23} = 0.03(1-q)^2 - q^2 \left[1 + (1.62-n^{\frac{1}{2}}) \left(\cos \frac{\theta}{m} - 1 \right) - 0.38(1-m) \right] + (2-m)q(1-q)$
		$\zeta_{31} = -0.95(1-q)^2 - q^2 \left[1.3 \cot \frac{180-\theta}{2} - 0.3 + (0.4-0.1m)/m^2 \right] \cdot \left[1 - 0.9(n/m)^{\frac{1}{2}} \right] - 0.4q(1-q) \left(1 + \frac{1}{m} \right) / \cot \frac{180-\theta}{2}$ $\zeta_{32} = -0.03(1-q)^2 - 0.35q^2 + 0.2q(1-q)$

第四节 蒸汽动力装置系统

一、概述

汽轮机是以蒸汽为工质的旋转式热能动力机械,用做船舶动力装置。在五六十年代曾是优选的一种形式,但鉴于该装置所需辅助系统,特别是各种系统管路的设计及工艺技术和维护、管理非常繁复,因此蒸汽动力装置逐渐被内燃机替代。

然而,蒸汽轮机有着许多优良的性能,故仍有作为动力装置的一种重要形式可供选择。当今“远望号”航天测控船的动力装置就是一例。

二、汽轮机的基本组成及工作原理

汽轮机是一种以蒸汽为工质,并将蒸汽的热能转换为机械功的旋转机械。汽轮机做功的基本单元是汽轮机级,汽轮机级由喷嘴叶栅和动叶栅组成,汽轮机可由单级或多级串联组合而成。蒸汽的热能转变成汽轮机转子旋转的机械能,需要在各汽轮机级中先后经过两次能量转换。首先,当一定温度和压力的蒸汽经过喷嘴叶栅时,将热能转换成蒸汽高速流动的动能;然后,当高速蒸汽经过动叶栅时,将动能转换成转子旋转的机械能,从而完成利用蒸汽热能驱动机械做功的任务。蒸汽的动能转变为机械能,主要是利用蒸汽通过动叶栅时发生动量变化对该叶栅产生力的作用和对动叶栅做功,并使之转动而获得的,因此做功的数量决定于工作蒸汽的质量流量和变化量。这种作用力一般可分为冲动力和反冲力两种形式。当气流在动叶道内不膨胀加速,而仅随气道的形状变化改变其流动方向时,对该动叶道所产生的作用力叫做冲动力。这时蒸汽所做的机械功等于它在动叶栅中动能的变化量,这种级叫做冲动级,如图 1-9 所示。

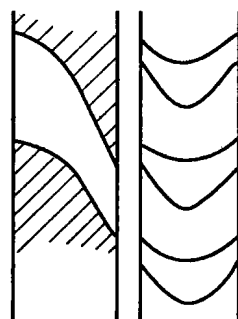


图 1-9 冲动级

蒸汽在动叶气道内不仅随气道形状变化而改变流动方向,而且继续膨胀、加速,其被加速的气流在流出气道时,除冲动力外还对动叶施加一个与气流流出方向相反的反作用力(称作反动力)。依靠反动力和冲动力一起推动的汽轮机级叫做反动级,蒸汽在反动级中的流动如图 1-10 所示。

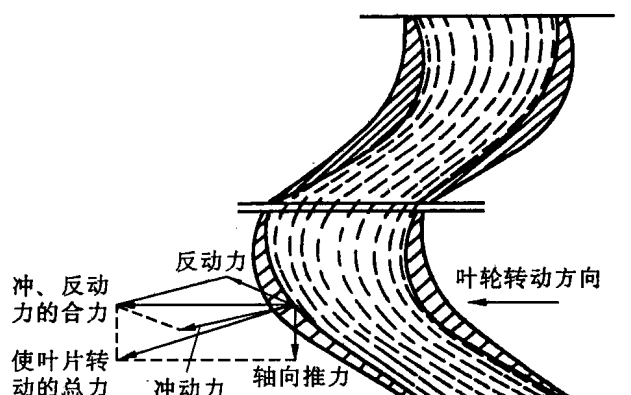


图 1-10 蒸汽在反动级中的流动

为了说明汽轮机某一级中蒸汽在动叶道内的膨胀程度,常用级的反动度 Ω 来表示。级的平均反动度为蒸汽在动叶道内膨胀时所产生的(图 1-11)理想焓降 Δh_b 和整个级的滞止理想焓降 Δh_i^* 之比

$$\Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_i^*} \approx \frac{\Delta h_b}{\Delta h_i^* + \Delta h_b}$$

式中 Ω_m 为平均反动度。

这样,便可根据反动度的量级确定蒸汽在动叶道内的膨胀程度,并进一步作为区别冲动级和反动级的界限,而且由此把汽轮机分为冲动式汽轮机和反动式汽轮机。

(一) 冲动式汽轮机的基本工作原理

冲动级主要有两种:反动度 $\Omega_m = 0$ 的级和具有一定反动度的冲动级。前者称为纯冲动级,它的特点是蒸汽的膨胀只发生在喷嘴内,即蒸汽先在喷嘴叶栅中膨胀,并将热能转变为动能,继而在动叶栅中改变气流方向而将动能转变为旋转机械的机械能;后者通常取 $\Omega_m = 0.05 \sim 0.20$,此时蒸汽的膨胀除绝大部分仍在喷嘴叶栅中进行外,在动叶栅中也发生一小部分,并把两处获得的动能转变为机械能。此外,尚有一种复速级形式的冲动级,它由喷嘴叶栅、装于同一叶轮上的两列动叶栅和两列动叶栅之间的固定的导向叶栅组成。复速级的特点是做功能力比单列冲动级要

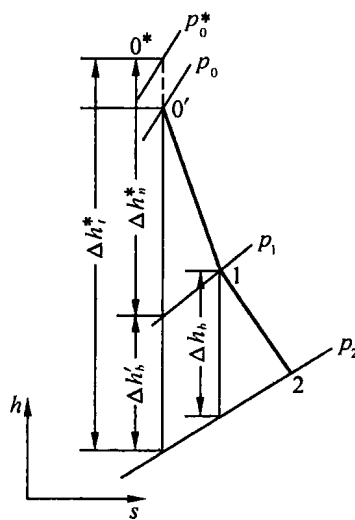


图 1-11 确定级的反动度用的热力过程示意图

大。

由冲动级为主构成的汽轮机即为冲动式汽轮机。最简单的单级冲动式汽轮机的结构和蒸汽工作状况如图 1-12 所示。它由汽缸、转子、轴承等主要部件组成。汽缸用以与大气隔离并固定喷嘴；转子由叶片、叶轮和轴组成，转子支放在轴承上，以保证其转动灵活。新蒸汽以压力 p_0 、温度 T_0 、速度 v_0 进入喷嘴，在喷嘴内膨胀，压力降低到 p_1 （温度降低到 T_1 ），速度升高到 v_1 ，然后流入动叶栅。在动叶栅里，气流只改变流动方向而不继续膨胀，依靠冲力的作用将一部分动能转变成回转机械能，而气流的速度也从 v_1 降到 v_2 ，工作完了的蒸汽压力 p_2 仍等于 p_1 （温度 T_2 等于 T_1 ），并以此状态通过排气管排离汽轮机。单级汽轮机由于功率小、效率低，所以仅用来驱动小型的回转机械。

（二）反动式汽轮机的工作原理

反动度 $\Omega_m = 0.5$ 左右的级叫做反动级；由反动级构成的汽轮机即为反动式汽轮机。反动式汽轮机一般都设计成多级的，但各反动级的工作原理完全相同。就以图 1-13 所示的多级汽轮机的第一级为例，具有压力 p_0 和温度 T_0 的新蒸汽由蒸汽室进入汽轮机，在第一级静叶栅中膨胀，压力下降（温度也下降），速度由 v_0 增加到 v_1 ，然后进入第一列动叶栅，并依靠冲动作用推动叶轮转动；另外，在动叶栅里蒸汽继续发生膨胀，压力继续下降，并借助对动叶栅的反冲作用进一步推动叶轮旋转。蒸汽就这样依次流经每一级，其间参数不断发生变化，直至流出末级动叶栅，离开汽轮机而由排气管排出。在整个汽轮机内，蒸汽的容积随着压力降低而增大，因此叶片高度也必须增加，以保证蒸汽顺利地通过。

反动式汽轮机由于每一级前后都有压力差，所以静叶与转鼓、动叶与汽缸都有漏气损失。为了减少漏气损失，除将上述间隙尽可能减小外，还把每一级焓降减小，以减小各级前后的压力差。因此，在新蒸汽参数和排气压力相同的条件下，反动式汽轮机比冲动式汽轮机级数要多。此外，由于动叶前后的压力差，因而在整个转子上产生很大的轴向推力。为了抵消这个轴向推力，保证动、静叶片间一定的轴向间隙，所以在转子前部设有管子和排气管连通，使活塞受到一个轴向推力，用以抵消向后的轴向推力。

不过，在近代喷嘴调节的反动式汽轮机中，其第一级往往采用双列复速级或单列冲动级，用以适当减少级数和适应喷嘴调节的要求。

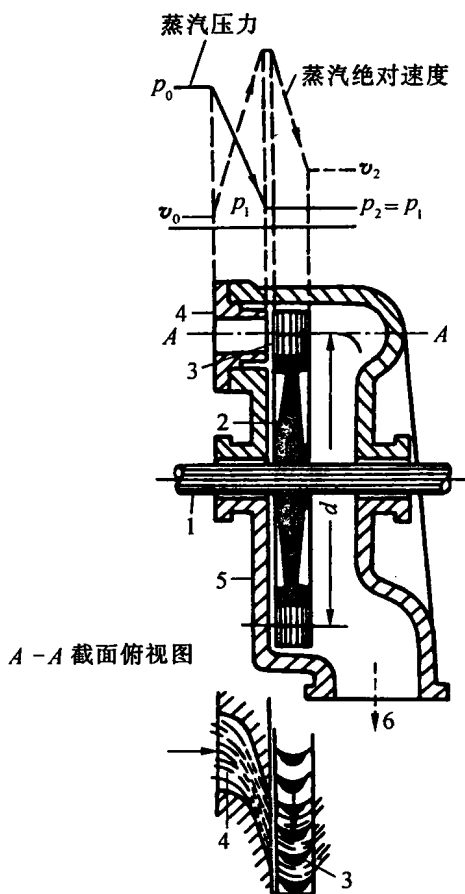


图 1-12 单级冲动式汽轮机的断面示意图

1—轴；2—叶轮；3—叶片；4—喷嘴；5—汽缸；6—排气管