

汽心泵特性分析与计算方法

南京航空学院 顾 民

摘 要

本文给出汽心泵压头特性、汽心变化、泵内水力损失、集流器内压力分布和径向力等主要特性的计算法和程序,可估算新泵初始设计的特性、亦可对现有泵的特性近似计算。

一、压头特性和汽心直径

汽心泵系统的流量由进口节流阀调定。汽心泵用径向直叶片,设叶轮仅对汽心外液流做功,汽心泵实际输出压力为理论值减水力损失,设 μ 为滑移系数, Z 为叶片数, n 为泵的转速, D_2 、 D_0 分别为叶轮进口直径、汽心直径、 Δh 为泵内各种水力损失之和、是流量的函数,则

$$p = [\mu(\pi n/60)^2(D_2^2 - D_0^2)/g - \Delta h] \cdot \rho \quad (1)$$

$$\mu = 1 / \{1 + \pi(D_2^2 + D_0^2) / [(D_2^2 - D_0^2)Z]\}$$

当进口节流阀开大到一定程度,汽心消失,泵为离心泵工况。此时泵输出压力为

$$p = K[\mu(\pi n/60)^2 D_2^2 / g - \Delta h] \rho + p_i \quad (2)$$

p_i 为泵进口压力, K 为修正系数, $K = 0.9 \sim 0.98$ 。

为简化分析,取负载为孔板节流器。根据节流公式,负载前压力为

$$p_1 = [Q / (C_d A_1 \sqrt{2g/\rho})]^2 + p_0 \quad (3)$$

A_1 为负载节流面积, C_d 为流量系数, p_0 为背压。

泵系统工作时, $p = p_e$,故联解式(1)和(3)得汽心直径(4)式,该式可用迭代法求解。当泵内损失随流量变化特性和负载节流面积给定时,可求出汽心直径随流量变化的特性。

$$D_0 = \sqrt{D_2^2 - (60/\pi n) \sqrt{\{2[gQ / (C_d A_1)]^2 + p_0 g / \rho + g \Delta h\} (D_2^2 (1 + \pi/Z) - D_0^2 (1 - \pi/Z))}} \quad (4)$$

二、泵内水力损失和压力恢复系数

验算证明,叶轮上的水力损失仅占(1~2)%,隔舌头部小,水力损失亦很小,唯汽心泵出口装置内水力损失在总水力损失中所占比例最大,故可近似看作泵内总水力损失。

出口装置内水力损失包括液流在集流器内沿程流动的水力摩擦损失,进入集流器的扩张、冲撞损失(附加损失)和在扩压管内流动的水力损失,其值与装置的结构形式、尺寸有关。

汽心泵常用圆环段和螺旋线段组合的集流器(图1)。集流器各横截面是等宽矩形。为方便,把集流器分成18个计算段,形成18个横截面。第18截面是集流器出口,进口截面(0截面)重合。每一截面的圆心包角 φ 均从0截面算起。圆环段包角为 φ_R ,其径向外壁面半径 R_3 通常按 $R_3 = (1.02 \sim 1.03)R_2$ 选定。螺旋线生成点 S 在0截面上, S 点半径 $R_0 \geq R_2$ 。螺旋线任一截面的径向外壁面半径为 $R = R_0 e^{k_0 \varphi}$, K_0 为螺旋线常数。

1. 集流器内水力摩擦损失 $\Delta h_{3,4}$: 可将圆环段和螺线段分开按下式^[2]求定。圆环段水力损失为 Δh_3 , 螺线段的为 Δh_4 。

$$\Delta h_{3,4} = \lambda LC_m^2 / (2KD_h g) \quad (5)$$

L为计算段流程长, C_m 为段内液流平均流速, D_h 为平均水力直径, λ 为水力损失系数, K为集流器横截面不封闭的修正系数, 可取 $K = 2$ 。

2. 附加损失 Δh_5 按下式^[2]计算。

$$\Delta h_5 = K_1 (C_2^2 - C_{m1}^2) / (2g) \quad (6)$$

K_1 为附加水力损失系数 (0.3~0.5), C_2 为液流从叶轮流出时的绝对流速, C_{m1} 为集流器内主流平均流速, 它由下式计算。

$$C_{m1} = (\varphi_R C_{am} + (360 - \varphi_R) C_{bm}) / 360$$

C_{am} 为圆环段内液流平均流速, C_{bm} 为螺线段内液流平均流速。

由于汽泵转速高, C_2 常高达100m/s以上。为降低附加水力损失, 可把集流器流通面积取小, 以提高 C_m , 但会使沿程水力摩擦损失增大。为使水力损失之和较小, 可取集流器流速 $C_{18} = (0.75 \sim 0.85) C_2$ 。由此可求出集流器出口面积 $A_{18} (= Q/C_{18})$ 和螺线常数 $K_0 (= \ln(R_{18}/R_0)/360)$ 。

3. 扩压管内水力损失 Δh_6 : 扩压管是由矩形进口逐渐向圆形出口过渡的渐扩管。设 K_2 为扩压管进口液流速度不均系数, (1.5~2), ζ 为扩张损失系数, 由文献^[2]得

$$\Delta h_6 = K_2 \zeta C_{18}^2 / (2g) \quad (7)$$

$$\zeta = \lambda_2 [1 - (A_R/A_C)^2] / (8 \sin(\theta/2)) + [1 - (A_R/A_C)^2]^2 \sin \theta$$

λ_2 为扩压管内液流水力损失系数; θ 为扩张角, $\theta = 3^\circ \sim 8^\circ$; A_R 、 A_C 分别为扩压管进出口面积。

4. 压力恢复系数U: 汽泵内总水力损失为 $\Delta h = \sum_{i=3}^6 \Delta h_i$ 。令水力损失系数 $\xi = \Delta h/H_T$,

H_T 为汽泵理论压头。故 $U = 1 - \xi$, U不仅取决于 Δh , 且与 H_T 的变化有关, 即与 D_0 有关。故式(1)为:

$$p = \nu \mu (\pi n / 60)^2 (D_2^3 - D_0^3) (1 - \xi) / g = \nu H_T U \quad (8)$$

三、集流器内压力分布和径向力

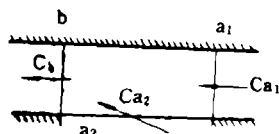


图2 汇合流管模型

1. 集流器内压力分布: 集流器横截面是半封闭的, 液流不断从敞开的侧面流入。为此, 拟用分段求段末静压的方法求定集流器压力分布。集流器的18个计算段各自成为有两个入口(a_1 和 a_2)及一个出口(b)的汇合流管, 如图2。计算从第1段(0和1截面之间)开始, 此时取入口 a_1 的压头为 $H_{a1} = 0$, 入口 a_2 的压头 H_{a2} 由叶轮出口压头 H_2 减去附加水力损失 Δh_p 得到。将两个入口的压头分别乘以他们流量的比例系数, 而后相加, 再减去该段内按平均流

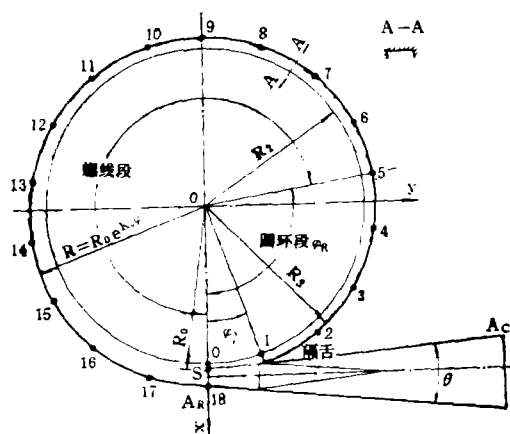


图1 汽泵出口装置原理图

速得到的水力摩擦损失 Δh_f , 即得到该段出口 b 的压头。算式如下:

$$H_b = (H_2 - \Delta h_p) \Delta \varphi / \varphi_b - H_{a1} (1 - \Delta \varphi / \varphi_b) - \Delta h_f \quad (9)$$

$\Delta \varphi$ 为计算段本身夹角, φ_b 为计算段出口截面角。将第一段出口 b 的压头看作第 2 段入口 a_1 的压头, 按式 (9) 算得第 2 段出口 b 的压头。按段序逐一迭代即得各段出口压头。任一段出口 $p_b = \nu H_b - C_b^2 / (2g)$, C_b 为计算段出口流速。各段 p_b 值组成集流器内压力分布。

2. 径向力: 假定叶轮内腔流场是轴对称的, 叶轮轴所受到的径向力主要取决于集流器内的压力分布。故可按下列步骤求径向力。

(1) 设各段内压力按线性分布, 各段平均压力 $P_R = p_{a1} + (p_{a1} + p_b) / 2$ (10)

(2) 各段内径向力的分量为

$$\begin{aligned} F_{xi} &= p_R B R_o \cos \varphi \Delta \varphi; \\ F_{yi} &= p_R B R_o \sin \varphi \Delta \varphi \end{aligned} \quad (11)$$

式中, B 为集流器宽度。

(3) 总径向力 F 及其作用方向角 φ_F 为:

$$F = \sqrt{(\sum F_{xi})^2 + (\sum F_{yi})^2} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (12)$$

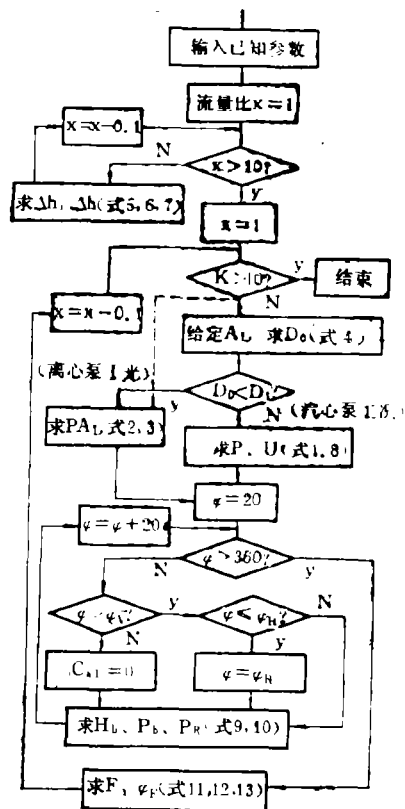


图 3 计算程序框图

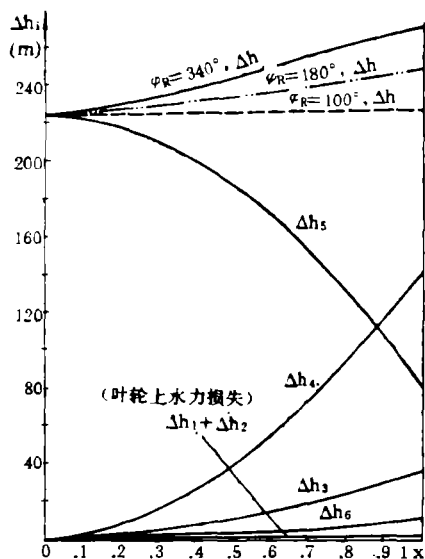


图 4 产品泵内水力损失曲线

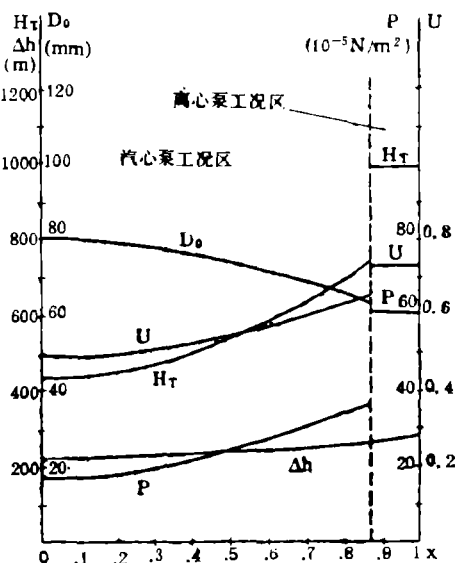


图 5 产品泵主要特性曲线

表 1 产品泵输出压力 p 、泵轴功率 N_i 对照

$x = Q/Q_{\max}$		0.1	0.3	0.6	0.8	1	N_i [kW]
p	计算值	174	203	305	612	602	87
[kPa]	规范要求	175~598					110

表 3 模型泵计算和实验结果对照

	p [kPa]	P _R [10 ⁻³ kPa]				Ni [kW]
		对 应 包 角 φ				
		90°	165°	270°	345°	
计算值	480	410	400	396	396	5.1
实验值	520	415	410	385	360	5.8

表 2 产品泵输出压力、径向力及其方向角计算值

计 算 项		输出压力 [kPa]				径 向 力 (kg)				径向力方向角 (°)			
x		1	0.7	0.4	0.1	1	0.7	0.4	0.1	1	0.7	0.4	0.1
包 角 φ_R	60°	5900	3050	2140	1730	152	79	36	16	11	12	14	15
	100°	6070	3050	2140	1730	240	121	50	17	30	30	28	18
	180°	6270	3050	2140	1730	340	169	63	17	61	61	55	25
	360°	6440	3050	2140	1730	243	120	41	14	-77	-77	89	25

$$\varphi_F = \tan^{-1}(F_y/F_x) \quad (13)$$

以上诸特性的计算程序框图如图 3。

四、算 例

本文以某产品泵和自行设计的模型泵作算例。产品泵反验算结果如图 4、5，表 1、2。在相同流量下模型泵计算与实验结果列于表 3。表 1、3 计算 N_i 值不含密封损失。

五、结 论

1. 从算例可见,本文给出的汽心泵诸特性计算方法有较高的近似程度和较大的通用性。
2. 集流器圆环段包角 φ_R 对水力损失 Δh 、泵输出压力 p 以及径向力 F 等都有明显影响,见表 2 和图 4。为使 p 有较大值, F 又不致过大,取 $\varphi_R = 100^\circ$ 左右是恰当的,产品泵正是如此。集流器取为圆环形时,径向力与 $\varphi_R = 100^\circ$ 时的值接近,输出压力还略有提高;其结构简单,又易加工,也应是可取的形式。
3. 该算法可推广至离心泵的特性计算,从图 3 可见,沿虚线所示方向直接按给定流量求输出压力和应相配的负载节流面积 A_{L1} ,再往下计算即可。

参 考 文 献

- [1] Tyler, S.R., "Applications of the Vapour Core Pump to Aero--Engine Fuel Systems", Journal of the Royal Aeronautical Society, Volume 70 No.670, 1966.
- [2] Овсянников, Б.В.: "Теория И Расчет Насосов Жидкостных Ракетных Двигателей", Государственное научно-техническое издательство, Москва, Р.131~138, 1960.
- [3] 吴琪华等,《航空发动机调节》,国防工业出版社, pp157~165, 1986年。
- [4] Wilson, J.A., "High Speed High Flow Pumping Systems", NASA CR No.86319 September, 1969.

(责任编辑 王庆康)

turbulence intensity has the similar behaviour as gas one, but the former is not always smaller than the latter. This means that the classical Hinze-Tchen's theory of particle following gas motion must be reexamined.

A STUDY ON EXIT RADIAL TEMPERATURE PROFILE OF 2D EXPERIMENTAL COMBUSTOR

Li Jibao (*Chinese Gas Turbine Establishment*)

Jing Rushan (*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

The exit radial temperature profiles formed by four configurations of dilution hole design have been studied experimentally on a two-dimensional experimental combustor. According to the results the effect of different configurations of dilution hole design on combustor exit radial temperature profile shows certain regularity. A semi-empirical and semi-analytical model has been developed for predicting the exit temperature profile of gas turbine combustor. The model can predict the effect of change in dilution zone design or combustion operating conditions on the variation of combustor exit radial temperature profile based on exit temperatures measured before change. The comparison of the predictions with the measurements shows excellent agreement. The model provides a quantitative design tool for adjustment of temperature profile of gas turbine combustor.

ANALYSIS AND CALCULATION OF VAPOR PUMP CHARACTERISTICS

Gu Min (*Nanjing Aeronautical Institute*)

A calculation method of hydraulic losses in a vapor pump is proposed with reference to calculation method for high-speed centrifugal pumps. The pressure distribution in the collectors is determined by means of segmentation of flow together with pipe line, therefrom the radial force, pressure head and vapor core variation are found. Some numerical examples are also presented. The method can be applied either to estimation of the characteristics of a new pump in its preliminary design or to approximate evaluation of existing pumps.