

涡轮泵联动试验调整计算及结果分析

窦 昱

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 节流圈计算、系统调整计算和涡轮特性分析是涡轮泵联动试验中的三个主要问题。其中调整计算确定了涡轮泵系统的工况, 节流圈是工况实现的必要元件, 涡轮特性分析是联试的主要目的之一。本文主要论述了发动机涡轮泵联试中这些问题的解决方法和分析程序。

关键词: 涡轮泵联动试验; 调整计算; 特性分析

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2004)06-0019-07

Balance Calculation and Result Analysis of Turbopump Experiment System

Dou Yu

(Shaanxi Power Machine Design & Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The calculation of orifice, balance calculation of system parameters and analysis of turbine performances are the three main problems met in the test of turbo-pump linkage. The operating condition is determined by the balance calculation of system parameters. The orifice is the necessary component that ensures operating condition. The methods and procedure to solve these problems are discussed in this paper.

Key words: turbo-pump experiment system; adjusting turbine; performances study

符号说明:

C	流量系数	d	节流圈直径, m
D	管路的通径, m	d'	节流圈汽蚀直径, m
p	压强 (力), MPa	d''	节流圈未汽蚀直径, m
q	修正系数	K	发生器混合比

收稿日期: 2004-01-05; 修回日期: 2004-05-19。

作者简介: 窦昱 (1970—), 男, 高级工程师, 研究领域为涡轮泵设计与试验。

P	功率, kW	q	流量, kg/s
Δp	压降, MPa	t	温度,
u	流速, m/s	dp	节流圈压力损失, MPa
r	工质密度, kg/m ³	a	余氧系数

下标:

0	原始的, 规定的, 理论的	cr	临界的
d	孔径为 d 的	e	出口的, 后的
f	燃料 (R 路) 的, 发生器的	g	发生器的
h	发生器喷嘴的	i	进口的, 前的
j	节流圈的	L	管子的
m	质量的	max	最大的
min	最小的	o	氧化剂的, Y 路的
p	泵的	t	涡轮的
v	体积的	w	水的, 水试的
x	消耗量圈的	z	辅助系统的

1 引言

涡轮泵联动装置试验是发动机研制过程中重要的组合件试验, 由于泵的特性可以通过水力试验准确获得, 通过涡轮泵联动试验, 不仅能够得到涡轮的效率、燃气热力参数等重要的数据, 而且可以考察涡轮泵及相关组件 (如燃气发生器、齿轮箱、蒸发器等) 的工作协调性和可靠性。

在涡轮泵联动试验中, 节流圈计算、系统调整计算和涡轮性能分析这三个方面的问题都需要解决。本文对涡轮泵联试中解决这些问题的方法和程序进行了详细地阐述, 内容详实, 希望对相关人士能提供一些借鉴作用。

2 调整计算及方法

2.1 节流圈计算

在联试中, 泵出口的压力高达 10MPa~20MPa, 为了保证试验系统的压力平衡, 需要节流

圈来消耗掉高出推进剂箱压的压力, 因此在试验系统的调整计算中要计算节流圈的孔径。实际操作中, 常根据试验用的工质, 可能的试验工况及试验管路直径来预先确定节流圈的孔径与节流压力的对应关系, 这就是节流圈的计算。

2.1.1 节流装置的基本方程

标准节流孔板装置及其压力分布情况见图 1。管路特性方程:

$$p_i - (K'' q_m^2 + p_e) = 0 \quad (1)$$

因此:

$$K'' = \frac{P_i - P_e}{q_m^2} = \frac{dP_j}{q_m^2} \quad (2)$$

流量方程:

$$q_m = e \cdot C_d A \sqrt{2r \cdot \Delta p_j \times 10^6} \quad (3)$$

其中, K'' 为未汽蚀的节流圈系数, MPa·s²/kg²; e 为涡轮压比, 流体可膨胀系数; A 为通流面积, m²。

$$A = \frac{1}{4} p d_j^2 \quad (4)$$

对不可压缩流体, $e = 1$; 对可压缩流体, $e < 1$;
因此

$$\Delta p = \frac{q_m^2}{2r \cdot e^2 \cdot C_d^2 A^2} \times 10^{-6} = \frac{8}{p^2} \frac{q_m^2}{r \cdot e^2 \cdot C_d^2 d_j^4} \times 10^{-6} \quad (5)$$

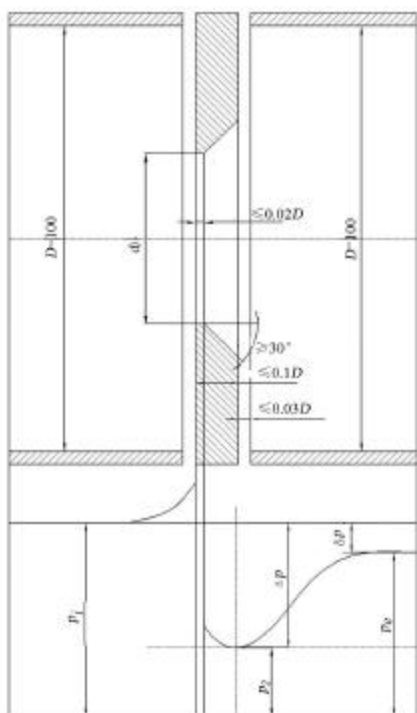


图1 标准节流孔板及压力分布

Fig.1 Standard orifice and pressure distribution

分两种情况确定节流圈的压力损失系数, 一种情况是节流圈后压力 p_2 高于该温度下的工质饱和蒸汽压, 无汽蚀现象发生。

此时, 按中华人民共和国国家标准 GB/T2624-93 推荐:

$$dp_j = (1 - b^{1.9}) \cdot \Delta p \quad (6)$$

式中, b 为节流圈与管路直径比:

$$b = \frac{d_j}{D} \quad (7)$$

在以前型号发动机涡轮泵试验中, 采用了前苏联度量及测量仪器委员会第 169 号规程所推荐的压力损失公式:

$$dp_j = (1 - m) \cdot \Delta p \quad (8)$$

式中, m 为节流圈与管路通流面积比:

$$m = \left(\frac{d_j}{D} \right)^2 = b^2 \quad (9)$$

在节流的过程中, 没有汽蚀现象发生时, 节流圈 (压力损失) 系数:

$$K'' = \frac{dp_j}{q_m^2} = \frac{8}{\delta^2} \frac{\phi}{\tilde{n} \cdot e^2 \cdot C_d^2 d_j^4} \times 10^{-6} \quad (10)$$

式中, s 为压力恢复系数:

$$\phi = \frac{dp_j}{\Delta p} \quad (11)$$

另一种情况是节流圈后压力 p_2 低于该温度下的工质饱和蒸汽压, 发生了汽蚀现象, 这时带管段的节流圈与不带管段的节流圈一样, 此时:

$$dp_j = \Delta p \quad (12)$$

$$K' = \frac{dp_j}{q_m^2} = \frac{8}{p^2} \frac{1}{r \cdot e^2 \cdot C_d^2 d_j^4} \times 10^{-6} \quad (13)$$

这样在确定的工况下, 就可以建立节流圈 (压力损失) 系数 K' 和 K'' 与节流圈直径 d_j 的对应关系。

上述公式中, K' 为汽蚀的节流圈系数, $\text{MPa} \cdot \text{s}^2/\text{kg}^2$; C_d 为流量系数, 一般情况下

$$C_d = C_{d0} q_{\text{Re}} q_c q_0 \quad (14)$$

标准孔板的原始流量系数见表 1, 修正系数 q_c 和 q_0 分别见图 2 和图 3。

通常情况下, 工质流体处于完全紊流状态, 即满足雷诺数 $Re_D > Re_{cr}$, 这时取 $q_{\text{Re}} = 1.0$, 孔板的原始流量系数将保持为某一常数, 它的数值随面积比的增大而增大。实际计算中, 按管路直径计算雷诺数, 并根据表 2 验证计算条件 (或流体处于完全紊流状态) 是否满足。

$$Re_D = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{ru \cdot D}{m} = \frac{4q_m}{\pi m D} \quad (15)$$

式中, ν 为流体的运动粘度, m^2/s ; m 为流体的动力粘度, $Pa \cdot s$ 。

表 1 标准孔板的原始流量系数

Tab.1 Original coefficient of standard orifice

面积比 m	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35
C_{d0}	0.598	0.602	0.608	0.615	0.624	0.634	0.645
面积比 m	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70
C_{d0}	0.660	0.676	0.695	0.716	0.740	0.768	0.802

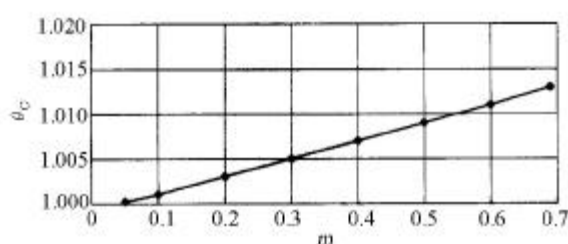


图 2 考虑管壁粗糙度的修正系数

Fig.2 Pipe wall roughness modified coefficient

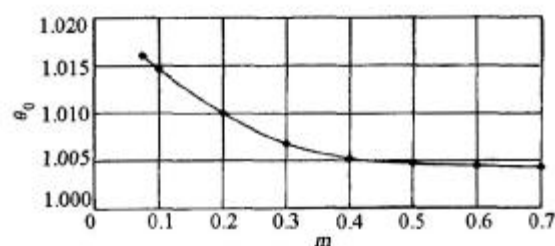


图 3 考虑孔板进口边缘不尖锐的修正系数

Fig.3 Unsharp inlet of orifice modified coefficient

表 2 孔板的临界雷诺数

Tab.2 Critical Reynolds number of orifice

面积比 m	0.05	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70
$Re_{cr} \times 10^{-5}$	0.28	0.36	0.75	1.35	2.00	3.30	5.30	11.0

2.1.2 确定压力损失系数和节流圈直径间的对应关系

截面比的计算范围的确定

(1) 确定流量范围

通常情况下, 节流圈计算的流量范围可以取得较宽, 以包含可能的泵试验工况为标准。在以前型号发动机计算中, 泵的额定流量为 q_v , 出口压力为 p_{ep} , 计算时取:

$$q_{vmin} = 0.4q_v, \quad p_{epmax} = 1.2p_{ep}$$

$$q_{vmax} = 1.5q_v, \quad p_{epmin} = 0.8p_{ep}$$

两组数, 计算时需要按最小流量验证是否满足 $Re_D > Re_{cr}$ 。

(2) 截面比的计算范围的确定

首先根据试验系统需要的压力损失确定节流圈(压力损失)系数 K 的范围:

$$K''_{max} = \frac{\ddot{a}p_{max}}{(\tilde{n}q_{vmin})^2} \quad (16)$$

$$K''_{min} = \frac{\ddot{a}p_{min}}{(rq_{vmax})^2} \quad (17)$$

根据公式(10)确定一组接近 K''_{max} 的 d_j 和 m 值, 取 $d_{jmax} = d_j$;

根据公式(10)确定一组接近 K''_{min} 的 d_j 和 m 值, 取 $d_{jmin} = d_j$;

(3) 节流圈计算:

计算时每隔 0.5mm 取一点, 将 $d_{jmin} \sim d_{jmax}$

分成 $n = \frac{d_{jmax} - d_{jmin}}{0.5} + 1$ 点, 根据上述公式计算

确定 K' 和 K'' 与 d_j 的对应关系, 也可制作

$K'-d_j$ 和 $K''-d_j$ 曲线图, 以方便调整计算时查取。

2.2 调整计算

涡轮泵联动试验调整计算要根据系统结构进行, 调整计算依据压力平衡、功率平衡和流量平衡原理进行, 通过计算确定泵后消耗量圈的直径,

保证系统压力平衡, 同时确定试验台所需的控制参数, 以保证流量平衡和功率平衡。

2.2.1 试验系统简介

试验系统简图如图 4 所示。R 路采用两级节流, 第一级节流圈的直径为 $\phi 42\text{mm}$, R、Y 泵后消耗量圈的直径由调整计算确定。

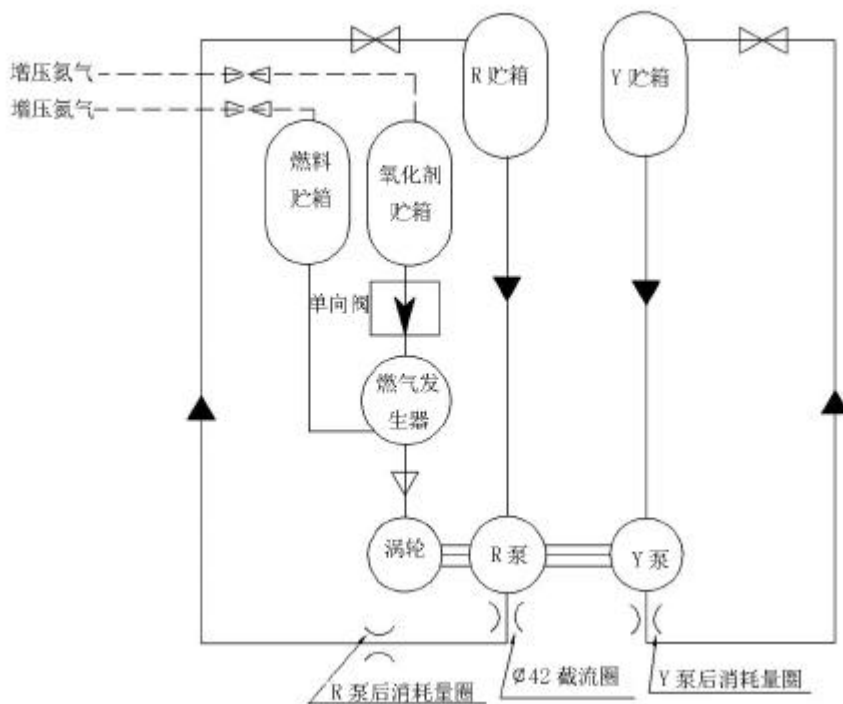


图 4 涡轮泵联动试验系统简图

Fig.4 Turbo-pump experiment system diagram

2.2.2 调整计算用技术文件和原始数据

2.2.2.1 原始文件及数据报告

原始文件及技术报告如下:

- (1) 涡轮泵装配技术通知单;
- (2) 氧化剂 (Y) 泵、燃料 (R) 泵、燃气发生器液流试验数据报告;
- (3) 单向阀的液流试验报告;
- (4) 消耗量圈系数与消耗量圈直径的对应关系, 即 $K'-d_j$ 和 $K''-d_j$ 曲线。

2.2.2.2 其它原始参数

泵工质: 水, 温度 $t_w = 15^\circ\text{C}$, 密度 $\rho_w = 1000\text{kg/m}^3$;

氧化剂: 四氧化二氮, 温度 $t_o = 15^\circ\text{C}$, 密度 $\rho_o = 1458\text{kg/m}^3$;

燃料: 偏二甲肼 (UDMH), 温度: $t_f = 15^\circ\text{C}$, 密度 $\rho_f = 796\text{kg/m}^3$;

涡轮燃气作功能力: RT_{it} , kJ/kg;

涡轮压比: e ;

燃气绝热指数: k ;

发生器混合比: K_f 。

2.2.3 调整计算的步骤

2.2.3.1 确定涡轮泵工况

计算时首先要根据试验的目的确定涡轮转速 n , r/min; 再按公式 (18) 计算 Y、R 泵的容积流量。

$$q_v = \frac{n \times q_{vd}}{n_{td}} \quad (18)$$

泵的水试报告中, 流量—扬程、流量—效率

特性是在换算转速(设计转速) n_0 , 工质为推进剂时的值, 因此要在水试报告中获取泵的相关特性, 须按公式(19)将泵的容积流量换算:

$$q_{v0} = (n_0/n) \times q_v \quad (19)$$

根据泵的换算容积流量在水试报告中查取泵的扬程 H_{p0} (MPa) 和效率 h_p 。泵的扬程和功率分别按公式(20)和公式(21)计算:

$$H_p = \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \times \frac{r_w}{r} \times H_{p0} \quad (20)$$

$$P_p = \frac{q_v \times H_p \times 10^3}{h_p} \quad (21)$$

根据功率平衡原则, 要求的涡轮输出功按公式(22)计算:

$$P_t = P_{pf} + P_{po} + P_z \quad (22)$$

给定合理的涡轮效率(理论值或经验值), 按公式(23)确定涡轮流量:

$$G_w = \frac{N_w \times 10^3}{L_{jr} \times h_w} \quad (23)$$

L_{adt} 为涡轮绝热比功 (kJ/kg), 按公式(24)计算:

$$L_{adt} = \frac{k}{k-1} RT_{it} \left(1 - e^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (24)$$

式中, 涡轮压比为:

$$e = \frac{p_{et}}{p_{it}} \quad (25)$$

根据发生器的混合比, 燃料流量可以按公式(26)确定:

$$q_{mf} = \frac{1}{K_f + 1} q_{mt} \quad (26)$$

氧化剂按公式(27)计算:

$$q_{mo} = \frac{K_f}{K_f + 1} q_{mt} \quad (27)$$

2.2.3.2 发生器入口压力的确定

燃气发生器采用挤压式供应, 调整计算的目的之一就是根据涡轮工况确定发生器的入口压

力, 为试验系统确定控制压力提供依据, 根据压力平衡原则, 发生器的入口压力按公式(28)计算:

$$p_{ig} = p_{it} + \Delta p_{Lt} + \Delta p_g \quad (28)$$

发生器压降在燃气发生器液流试验报告中查取, 根据某一工况的流量, 试验压降按公式(29)计算实际工作压降:

$$\Delta p_g = \left(\frac{q_{mg}}{q_{mgw}} \right)^2 \times \frac{r_w}{r} \times \Delta p_{gww} \quad (29)$$

2.2.3.3 消耗量圈直径的确定

根据压力平衡按公式(30)计算所需要的消耗量圈的压力损失, 各管路的压力损失可以根据实测值按公式(29)计算。按公式(31)计算消耗量圈系数, 按 K' 和 K'' 与 d_j 的对应关系查取消耗量圈的直径。

$$dp_x = p_{ep} - p_{ex} - \Delta p_L - dP_j \quad (30)$$

$$K'' = \frac{dp_x}{q_m^2} \quad (31)$$

先根据计算出的 K'' 在 $K'' - d_j$ 图(表)中查得消耗量圈未汽蚀直径 d_x'' , 再比较消耗量圈的进口压力 p_{ix} 和消耗量圈压降 Δp_x 的大小, 以确定消耗量圈是否汽蚀, 由于 15 时水的饱和蒸汽压为 0.0017MPa, 因此可近似认为当 $p_{ix} - \Delta p_x > 0$, 则消耗量圈未汽蚀, d_x'' 即为消耗量圈的取定直径; 当 $p_{ix} - \Delta p_x \leq 0$ 时, 则说明消耗量圈汽蚀, 取汽蚀时的消耗量圈系数 $K' = K''$, 再根据 K' 在 $K' - d_j$ 图(表)中查得消耗量圈汽蚀直径 d_x' , d_x' 即为消耗量圈的取定直径。

2.2.3.4 初级工况参数的确定

涡轮泵联动试验采用分级起动方式, 主级工况涡轮流量的 50% 为取初级工况涡轮流量, 取涡轮流量:

$$q_{mt} = \frac{P_t}{2L_{adt} \times h_t} \quad (32)$$

按此流量重新计算发生器的氧化剂流量、燃

料流量和相关的控制参数,确定涡轮泵的初级工况参数。

2.2.4 编制任务书

任务书中包括试验目的和试验要求。试验要求中要明确产品配套、消耗量圈直径、分级起动参数表、工作时间、要求测量的参数表和吹除等技术要求。

3 涡轮的特性分析

在涡轮泵联动试验中,可以测量涡轮进口总温、总压,涡轮出口压力、泵的流量、扬程等许多重要的参数,通过这些参数,可以分析涡轮工作参数、发生器工作参数,特别是通过联动试验,可以获得对发动机调整计算有重要意义的涡轮效率,因此涡轮特性分析是涡轮泵联动试验中非常重要的一个环节。下面主要介绍涡轮效率和燃气作功能力的分析方法。

测量可获得的参数:

- (1) 涡轮进口总温 T_{it} 、总压 p_{it} 、出口压力 p_{et} ;
- (2) 泵的流量、进口和出口压力以及水力试验获得的泵效率—流量特性曲线;
- (3) 发生器燃料流量 q_{mf} , 氧化剂流量 q_{mo} 。

对超声速涡轮,涡轮流量按公式(33)计算:

$$q_{mt} = m A_{cr} \frac{p_{it} \times 10^6}{\sqrt{RT_{it} \times 10^3}} \quad (33)$$

认为燃气在喷嘴中为多变过程,

$$m = \sqrt{\frac{k}{k-1} (n-1) \cdot \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} \quad (34)$$

式中

$$n = \frac{k}{1 + (k-1) \cdot (1-j^2)} \quad (35)$$

因此燃气作功能力按公式(36)计算:

$$RT_{it} = \left(\frac{m \cdot A_{cr} p_{it} \times 10^6}{q_{mt}} \right)^2 \times 10^{-3} \quad (36)$$

余氧系数按公式(37)计算:

$$a = (q_{mo}/q_{mf})/K_0 = K_f/K_0 \quad (37)$$

式中, K_0 为理论混合比。

涡轮效率按公式(38)计算,涡轮功率按公式(22)计算,泵的功率为按实测流量和扬程得到的计算值。

$$h_t = \frac{P_t}{q_{mt} L_{adt}} \quad (38)$$

通过以上分析,可以获得发生器的燃气作功能力,涡轮效率。如果试验测得燃气的进口温度,这样也可以获得余氧系数与燃气温度的关系,燃气常数等参数。通过不同工况、多次试验测得的涡轮效率,余氧系数,进口总温,可以建立涡轮速比与涡轮效率的关系式,余氧系数与进口总温的关系。具体的方法在此不再赘述。

参考文献:

- [1] 克雷姆列夫斯基著,流量计[M],龚家彪译。
- [2] 朱宁昌主编,液体火箭发动机设计下册[M],宇航出版社,1989。

(编辑:侯早)