

水系统装置扬程的计算及泵的选型分析

徐 鑫, 杨晓玲, 高 珊

(中航工业沈阳发动机设计研究所, 沈阳 1100151)

摘要: 为了提高水系统中水泵的实际运行效率和扬程利用率, 降低发动机试验成本, 减少能量浪费, 以某型发动机台架试验水系统为研究对象, 综合考虑了装置静扬程、管路的各种局部损失和沿程损失开展装置扬程的计算。同时根据水系统所需的装置扬程、流量及其变化规律, 从泵的参数及其特性曲线入手, 进行泵的选型分析, 确定合适的泵的类型、台数及连接方式。通过水系统装置扬程的计算和泵的选型分析, 结合泵带来的能效利用、工程投入和运行费用等因素, 可在满足发动机试验需要的同时实现经济效益最大化, 为今后类似水系统工程的设计提供借鉴和指导。

关键词: 水系统; 装置扬程; 水泵; 选型; 特性曲线; 台架试验; 航空发动机

中图分类号: V245.1

文献标识码: A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2015.04.011

Calculation of Equipment Head and Analysis of the Pump Selection on Water System

XU Xin, YANG Xiao-ling, Gao Shan

(AVIC Shenyang Engine Design and Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to improve the actual efficiency and head utilization, reduce the experimental cost and energy consumption, the calculation of equipment head was performed by considering the equipment static head, the local loss and the linear loss of pipeline based on a water system in aeroengine bench test. According to equipment head, flux and its variation on water system, the analysis of pump selection was performed to determine the number, type and connecting mode of the pump, according to the parameter and characteristic curve of the pump. It is not only to meet the needs of the engine test, but also to maximize economic benefits through the calculation of equipment head and the analysis of pump selection, combining the factors of the energy utilization, engineering input, operation cost, etc.

Key words: water system; equipment head; water pump; model selection; characteristic curve; bench test; aeroengine

0 引言

地面台架试验是航空发动机从方案设计到定型交付的关键环节, 台架试验成功与否对发动机的改进改型乃至 1 个新机种的诞生至关重要。水泵是水系统的重要设备, 用于发动机滑油散热、压缩空气散热、测功机负载调控, 其运行状况好坏直接影响试验的可靠性和安全性。根据现场调查, 由于选型不当、扬程过大无法在最佳工况点运行、型号与运行方式相矛盾、不同型号的水泵并行、特性曲线差异很大等原因, 目前水泵的实际运行效率偏低。从降低成本、节约能源、保障试验的目标出发, 进行水系统装置扬程的计算及泵

的选型分析意义重大^[1-4]。

本文通过对泵的选型参数进行计算分析, 得到泵的扬程、流量选型计算和设计的依据, 提出水泵选型的方法及流程, 可作为今后类似水系统工程设计的依据。

1 水系统性能参数计算

某型发动机台架试验水系统(如图 1 所示)包括储水箱、气液分离器、换热器(10 个换热单元)、水泵、冷却器、3 通温控阀、蝶阀、截止阀、止回阀、真空阀和孔板等部件。初温为 17 °C 的冷却水在泵的驱动下, 经气液分离器滤气后进入换热器, 换热后的高温水在冷却器内冷却至初温, 经 3 通温控阀重新流入泵中。

收稿日期: 2014-03-11 基金项目: 燃气轮机工程研究项目资助

作者简介: 徐鑫(1985), 男, 硕士, 工程师, 主要从事航改燃气轮机的设计工作; E-mail: xuxin_hrbeu@aliyun.com。

引用格式: 徐鑫, 杨晓玲, 高珊. 水系统装置扬程的计算及泵的选型分析[J]. 航空发动机, 2015, 41(4): 57-60. XU Xin, YANG Xiaoling, Gao Shan. Calculation of equipment head and analysis of the pump selection on water system[J]. Aeroengine, 2015, 41(4): 57-60.

已知水系统的装置静扬程 $H_{st}=5\text{ m}$, 泵在该系统中运行的装置扬程为 H_r , 泵的进、出口压差为 Δp , 泵的出口流量 $Q_e=160\sim 200\text{ kg/s}$, 整个系统共有 3 种不同规格的管型 ($i=1, 2, 3$), 管径 $d_i=300, 250, 50\text{ mm}$, 管长 $d_i=72, 4, 54\text{ m}$, 管流量 $l_i=160\sim 200, 80\sim 100, 16\sim 20\text{ kg/s}$, 流速 $V=4Q/\pi\rho d^2$ 。

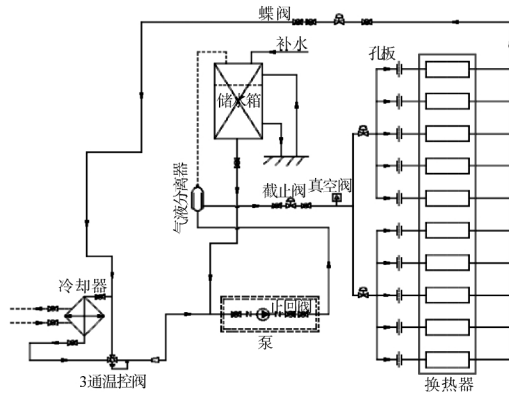


图 1 某型发动机台架试验水系统

1.1 沿程阻力损失

沿程阻力损失计算公式^[5-8]

$$\Delta P_f = \lambda \frac{1}{d} \frac{\rho V^2}{2} = \frac{8\lambda l Q^2}{\pi^2 \rho d^5} \quad (1)$$

式中: l 为管长, m ; λ 为沿程阻力系数, 是雷诺数 Re 和相对粗糙度 ε/d 的函数, 按表 1 中的公式计算。

表 1 沿程阻力系数^[5]

流动区域	Re 范围	λ
层流	$Re < 2320$	$64/Re$
水力光滑区	$3000 < Re < 105$	$0.3164Re^{-0.25}$
	$105 < Re < 108$	$0.308/(0.842 - \lg Re)^2$
水力粗糙管	$22(d/\varepsilon)^{\frac{8}{7}} < Re \leq 597(d/\varepsilon)^{\frac{9}{8}}$	$[1.14 - 2\lg(\varepsilon/d + 2125/Re^{0.9})]^{-2}$
阻力平方区	$Re > 597(d/\varepsilon)^{\frac{9}{8}}$	$0.11(\varepsilon/d)^{0.25}$

圆形截面管路雷诺数为

$$Re = Vd/\nu = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{\rho d \nu} \quad (2)$$

取 $\nu=1.08155 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$, 根据 Q_i, d_i 值, 由式(2)得 $Re_i = (6.28\sim 7.85) \times 10^5, (3.77\sim 4.71) \times 10^5, (3.77\sim 4.71) \times 10^5$ 。

取 $\varepsilon=0.08\text{ mm}$, 根据表 1 中 Re_i 对应的 λ_i 公式, 得 $\lambda_i=0.01563\sim 0.01584, 0.01658\sim 0.01686, 0.02264\sim 0.02277$ 。

根据 λ_i, d_i, Q_i 值, 由式(1)得 $\Delta P_{fi}=9748.8\sim 15030.6, 358.6\sim 551.0, 817292.3\sim 1269728.4\text{ Pa}$ 。

因此, 整个系统的沿程损失 $\sum_{i=1,2,3} \Delta P_{fi}=827224.4\sim$

1285412 Pa。

1.2 局部阻力损失

局部阻力损失公式为^[5-8]

$$\Delta P_j = \zeta \frac{\rho V^2}{2} = \frac{8\zeta Q^2}{\pi^2 \rho d^4} \quad (3)$$

式中: ζ 为局部阻力系数。

如图 1 所示的水系统包括蝶阀 8 个、止回阀 2 个、截止阀 3 个、3 通温控阀 1 个、孔板 1 个、气液分离器 1 个、弯头 14 个, 局部阻力见表 2。

表 2 某管路系统局部阻力损失

名称	N	$Q/(kg/s)$	ζ	ΔP_j	$\Sigma \Delta P_f$
蝶阀	8	160~200	0.3	769.3~1202.1	6154.4~9616.8
止回阀	2	160~200	3.4	8719.0~13623.4	17438.0~27246.8
截止阀	2	160~200	2.6	6667.4~10417.8	16525.3~25820.8
	1	80~100	2.4	3190.5~4985.2	
3 通	1	160~200	0.3	769.3~1202.1	769.3~1202.1
孔板	1	16~20	0.06	1994.1~3115.7	1994.1~3115.7
分离器	1	160~200	3	7693.2~12020.6	7693.2~12020.6
弯头	10	160~200	0.28	718.0~1121.9	26535.8~41462.4
	2	80~100		372.2~581.6	
	2	16~20		9305.7~14540.1	
管路分流	1	160~200	0.579	1484.8~2320.0	3645.1~5695.4
	1	80~100	1.625	2160.3~3375.4	
管路汇流	1	160~200	1.76	4513.3~7052.1	4513.3~7052.1
换热单元	1			0.15×10^5	0.15×10^5
冷却器	1			0.28×10^5	0.28×10^5
$\Sigma \Delta P_j=128268.5\sim 176232.7\text{ Pa}$					

1.3 装置扬程和功率

装置扬程计算公式为^[9-10]

$$H_r = H_{st} + \Sigma h \quad (4)$$

式中: $\Sigma h = (\Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{d}) \frac{\rho V^2}{2} \cdot \frac{1}{\rho g}$, 为管道阻力损失。

由式(4)计算得 $H_r=100.5\sim 151.2\text{ m}$ 。

泵输出功率为

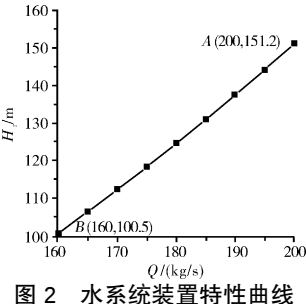
$$P_e = \Delta P Q = \rho g H_r Q \quad (5)$$

由式(5)计算得 $P_e=160.8\sim 302.4\text{ kW}$ 。

1.4 装置特性曲线

根据计算的流量、扬程值, 绘制水系统 $Q-H_r$ 装置特性曲线 AB, 如图 2 所示。泵或多台泵串、并联的特性曲线与 AB 相交, 其交点即整个水系统的工况点。

在特性曲线图上,在多台泵并联时,自系统工况点引水平线与泵特性曲线的交点,即泵的工况点;在多台泵串联时,自系统工况点引垂线与泵特性曲线的交点,即泵的工况点^[11-13]。



2 泵的选型方案

一般根据水系统的流量、扬程需求选择泵,根据泵的性能规格表选择相应型号。更常用的方法是将泵的流量 - 扬程特性曲线标绘到水系统 $Q-H$ 装置特性曲线图上,如果 2 条曲线不存在交点,表明该型泵不能满足要求,应适当改变泵的台数或工作条件^[14-15]。

在发动机台架试验水系统中,水泵需要满足 2 个相矛盾的要求,既要保证整个系统有足够水进行热交换,又不能使系统升压过高损坏系统内承压能力较低的换热器。因此选型时不可盲目选高扬程。对于流量范围较大的水系统,可采用串联、并联或二者联合连接的方式使用较小的水泵,既能节省发动机台架试验的基础投入费用,也能降低功率和运行费用。根据水系统的装置性能曲线,对目前市场上的水泵进行调研后,给出以下几种泵的选型方案。

3 台 IS 和 KZ 型水泵并联运行性能曲线如图 3、4 所示。从图中可见,假设水泵并联点前的管路对称布置,3 台 IS125-100-315 水泵并联后与装置特性曲线 AB 相交于 C 点 (178.9,123.2),则流量为 160~178.9 $Q/(kg/s)$ 时,3 台 IS125-100-315 水泵并联满足要求;3 台 IS125-100-315A 并联后与装置特性曲线相交于 D 点 (165.8,107.2),则流量为 160~165.8 $Q/(kg/s)$ 时,3 台 IS125-100-315A 水泵并联满足要求;3 台 KZ200-125 水泵并联后与装置特性曲线相交于 O 点 (178.9,123.2),则流量为 160~178.9 $Q/(kg/s)$ 时,3 台 KZ200-125 水泵并联满足要求。

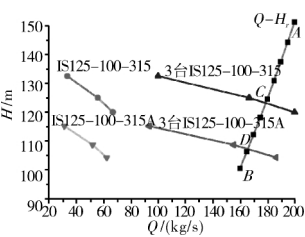


图 3 3 台 IS 型水泵并联运行性能曲线

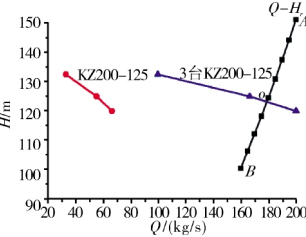


图 4 3 台 KZ 型水泵并联运行性能曲线

2 台 Sh 和 S 型水泵串联运行性能曲线如图 5、6 所示。从图中可见,2 台 12Sh-6B 水泵串联后与装置特性曲线相交于 E 点 (189.0,136.2),则流量为 160~189.0 $Q/(kg/s)$ 时,2 台 12Sh-6B 水泵串联满足要求;2 台 12Sh-9 水泵串联后与装置特性曲线相交于 F 点 (180.5,125.2),则流量为 160~180.5 $Q/(kg/s)$ 时,2 台 12Sh-9 水泵串联满足要求;2 台 12Sh-9A 水泵串联后与装置特性曲线相交于 G 点 (164.7,106.0),则流量为 160~164.7 $Q/(kg/s)$ 时,2 台 12Sh-9A 水泵串联满足要求;2 台 300S90B 水泵串联后与装置特性曲线相交于 H 点 (189.0,136.2),则流量为 160~189.0 $Q/(kg/s)$ 时,2 台 300S90B 水泵串联满足要求;2 台 300S58 串联后与装置特性曲线相交于 L 点 (180.5,125.1),则流量为 160~180.5 $Q/(kg/s)$ 时,2 台 300S58 水泵串联满足要求。

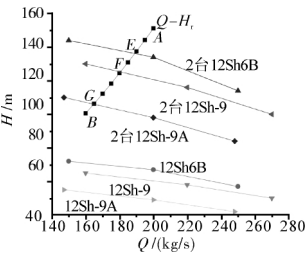


图 5 2 台 Sh 型水泵串联运行性能曲线

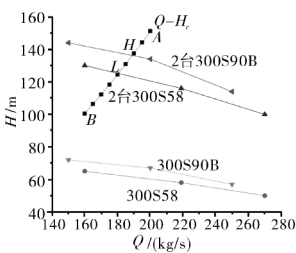


图 6 2 台 S 型水泵串联运行性能曲线

3 方案比较

确定水泵串、并联运行的重点在于为泵选择合适的连接方式、确定合适的运行工况点。选择泵的连接方式需考虑水系统的装置特性曲线,一般认为串联比并联更易成功。

将上述 3 种并联方案、5 种串联方案的结果进行分析比较,见表 3。

表 3 泵的选型方案比较			
水泵(型号/台数)	运行点流量/(kg/s)	扬程利用率/%	效率/%
并联	IS125-100-315/3	74.1~100	72~75
	IS125-100-31A/3	92.4~100	71~72
	KZ200-125/3	74.1~100	71~73
串联	12Sh-6B/2	58.7~100	70~73
	12Sh-9/2	70.6~100	80~81
	12Sh-9A/2	93.4~100	80~83
	300S90B/2	58.7~100	70~73
	300S58/2	70.6~100	74~84

4 结束语

通过对水泵选型方案中泵的连接方式、效率、能耗进行分析比较,结合工程投资和运行费用得出:2台12Sh-9/12Sh-9A水泵串联运行,具有较高的平均效率和扬程利用率,能量浪费少,投资小,可达到预期设计指标;其中又以2台12Sh-9A水泵串联运行方案的流量调节范围最大。

参考文献:

- [1] 鄢碧鹏,汤方平,刘超. 水泵选型方法的研究[J]. 扬州大学学报(自然科学版),1999,2(3):59-61.
YAN Bipeng,TANG Fangping,LIU Chao. Study on the method of pump selection [J]. Journal of Yangzhou University (Natural Science Edition),1999,2(3):59-61.(in Chinese)
- [2] 吴建华,贾贺民,郑怀山. 水泵优化选型的研究[J]. 排灌机械,1995(4):5-7.
WU Jianhua,JIA Hemin,ZHENG Huaishan. Study on optimum selecting pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery,1995 (4):5-7.(in Chinese)
- [3] 任明达,王伟业,程玫. 泵的优化选型[J]. 机电工程,2004,21(7):59-60.
REN Mingda,WANG Weiye,CHENG Mei. Optimum selection of pump [J]. Mechanical and Electrical Engineering Magazine,2004,21(7):59-60.(in Chinese)
- [4] 孙铁. 离心泵与管路系统优化选型 [J]. 流体机械,2003,31(2):36-38.
SUN Tie. Optimum selection of centrifugal pumps and pipes systems[J]. Fluid Machinery,2003,31(2):36-40.(in Chinese)
- [5] 周世昌,曹鑫铭,徐学新,等. 液压传动与控制[M].北京:机械工业出版社,2001,42:18-23.
ZHOU Shichang,CAO Xinming,XU Xuexin,et al. Hydraulic transmission and control [M]. Beijing:China Machine Press,2001,42:18-23.(in Chinese)
- [6] 柴立平,何玉杰. 泵选用手册 [M]. 北京:机械工业出版社,2009:45-48.
CHAI Liping,HE Yujie. Pump selection manual [M]. Beijing:China Machine Press,2009:45-48.(in Chinese)
- [7] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京:中国宇航出版社,2011:113-120.
GUAN Xingfan. Theory and design of modern pump[M]. Beijing:China Astronautic Press,2011:113-120.(in Chinese)
- [8] 明文雪,尹良明,崔银河. 沥青输送泵的选型计算[J]. 轻金属,2007(8):35-39.
MING Wenxue,YIN Liangming,Cui Yenhe. Choosing and calculation of pitch delivery pump[J]. Light Metals,2007(8):35-39.(in Chinese)
- [9] 刘竹溪,刘景植. 水泵及水泵站[M]. 北京:中国水利水电出版社,2009:17-23.
LIU Zhuxi,LIU Jingzhi. Pump and pump station [M]. Beijing:China Water Power Press,2009:17-23.(in Chinese)
- [10] 刘学海,闫凤珍. 工业锅炉给水泵的选型方法[J]. 热能动力工程,2004,19(3):318-319.
LIU Xuehai,YAN Fengzhen. Type selection method for the feedwater pumps of industrial boilers[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2004,19(3):318-319.(in Chinese)
- [11] 尹士君,黄水华,王颖. 水泵优化选型的建模方法[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版),2006,22(3):462-465.
YIN Shijun,HUAN Shuihua,WANG Ying. The modeling method of optimized pump selection[J]. Journal of Shenyang Jianzhu University (Natural Science Edition),2006,22(3):462-465.(in Chinese)
- [12] 王毅,费纪丽,王辉. 离心水泵串并联及经济性[J]. 大连大学学报,2005,26(4):10-11.
WANG Yi,FEI Jili,WANG Hui. Series connected and parallel connected centrifugal pump and the economy analyses [J]. Journal of Dalian University,2005,26(4):10-14.(in Chinese)
- [13] 袁建平,袁寿其,何志霞,等. 不同特性泵串并联系统的性能预测[J]. 排灌机械,2004,22(6):1-4.
YUAN Jianping,YUAN Shouqi,HE Zhixia,et al. Prediction of performance for dissimilar centrifugal pumps coupled in series or in parallel [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2004,22 (6):1-4.(in Chinese)
- [14] 万进舟. 水泵选型及样本制作系统[D]. 上海:上海交通大学,2010.
WAN Jinzhou. Pump selection and brochure design system [D]. Shanghai:Shanghai Jiao Tong University,2010.(in Chinese)
- [15] 陈韬. 泵装置试验与进水流道数值模拟研究[D]. 南京:河海大学,2007.
CHEN Tao. Study on pump system experiment and the numerical simulation of flow in the inlet[D]. Nanjing:Hehai University,2007.(in Chinese)

(编辑:赵明菁)