

不同进排气管路时涡轮增压机组的热计算方法

金家善¹, 冀光², 刘隆波¹

(1. 海军工程大学船舶与动力学院, 湖北武汉 430033;

2. 海军驻中国船舶重工集团公司第七〇三研究所军事代表室, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘要:根据涡轮增压机组在设计管路条件下工作时的变工况特性数据, 建立机组的压缩比、膨胀比和各单元的效率等随转速而变的曲线, 再根据机组的压力平衡方程, 以转速为自变量迭代不同进排气管路时机组工作的压力平衡点并确定机组工作转速, 避免了频繁查读计算图表的低效步骤, 形成了计算不同进排气管路中的船用涡轮增压机组变工况热力性能的简便方法。实例计算证明, 在进排气管路阻力特性与设计管路相差不大时, 该方法能保证结果精度在工程范围之内。

关键词:涡轮增压机组; 工作参数; 热力计算

中图分类号: TK222 文献标识码: A

引言

涡轮增压机组是船用蒸汽动力装置的重要设备, 计算机组在设计或非设计条件下的热力性能时, 根据锅炉燃烧所需要的空气量、进排气管路的阻力特性和机组的压缩比与膨胀比等特性, 先确定机组工作时的有关压力和温度等工作参数, 再计算机组的有关功率和所消耗的蒸汽量。此项工作不仅是增压锅炉及涡轮增压机组设计与选配所必须面对的问题^[1], 也是整个动力装置热力设计和校核计算中的一项重要内容。涡轮增压机组在非设计条件下的热力计算研究, 见诸最多的是以空(烟)气流量为自变量的变工况计算^[2], 大气温度对其工作性能的影响也见有成果^[3]。在与涡轮增压机组类似的燃气轮机中, 也十分强调非设计条件下的热力计算问题, 除大气温度外, 大气压力、甚至大气湿度的影响也都是研究的必要内容^[4~5]。

在有关船用涡轮增压机组热力计算的研究中^[2~3], 一般认为每一台机组都具有相同的进排气管路阻力特性, 忽略了该阻力特性对机组工作参数的影响。由于阻力特性不同, 相同空(烟)气流量下的各压气机和烟气涡轮的入口压力和排出压力各不相同, 机组的工作特性偏离其设计状态。这些变化, 为进一步

计算压气机和烟气涡轮的功率, 以及辅汽轮机的功率、耗汽量和乏汽的焓等能量平衡工作带来了未知因素。为准确计算这些非设计状态的特性, 必须严格按照机组设计中所使用的模型, 结合新的管路阻力特性进行重新计算, 工作量大, 灵活性不高。

本文利用涡轮增压机组工作于设计管路下的变工况特性, 首先建立以转速为自变量的变工况特性近似曲线, 然后针对不同的进排气管路, 利用压力平衡方程, 通过迭代机组转速使整个气体流动过程各压力取得平衡, 简单且有效地解决了不同进排气管路中的涡轮增压机组各压力参数的确定问题, 实现了简化的热力计算。

1 机组的压力平衡方程

为保持一定的空气流量和烟气流量, 压气机必须使空气克服该流量下的进气、排烟管路阻力、锅炉烟风总阻力和烟气在涡轮中的膨胀压降。所谓机组的压力平衡, 是指下述方程得到同时满足:

$$\begin{cases}
 P_{Y1} = \Delta P_G + \Delta P_W + \Delta P_1 + P_{DQ} \\
 P_{Y0} = P_{DQ} - \Delta P_0 \\
 P_{Y1} = \pi_Y \cdot P_{Y0} \\
 P_{W1} = \Delta P_1 + P_{DQ} \\
 P_{W0} = \pi_W \cdot P_{W1} \\
 P_{W0} = P_{Y1} - \Delta P_G \\
 \Delta P_0 = f_{P_0}(G_K) \\
 \Delta P_G = \Delta P_{G1} + \Delta P_{G2} = f_{P_{G1}}(G_K) + f_{P_{G2}}(G_Y) \\
 \quad = f_{P_G}(G_K) \\
 \Delta P_1 = f'_{P_1}(G_Y) = f_{P_1}(G_K) \\
 \Delta P_W = P_{W0} - P_{W1} \\
 \pi_Y = f_{\pi_Y}(n, G_K) \\
 \pi_W = f'_{\pi_W}(n, G_Y) = f_{\pi_W}(n, G_K)
 \end{cases} \quad (1)$$

收稿日期: 2007-06-09; 修订日期: 2008-05-04

作者简介: 金家善(1962-)男, 山东即墨人, 海军工程大学教授, 博士。

式中： P_{Y1} —压气机出口空气压力； P_{Y0} —压气机入口空气压力； P_{W1} —烟气涡轮出口烟气压力； P_{W0} —烟气涡轮入口烟气压力； P_{DQ} —大气压力； G_K —空气流量； G_Y —烟气流量； ΔP_0 —空气吸入管路阻力，对于特定结构的吸入空气管路，其阻力可认为仅是空气流量 G_K 的函数，设为 $f_{P_0}(G_K)$ ； ΔP_G —锅炉烟风总阻力，由空气阻力 ΔP_{G1} 和烟气阻力 ΔP_{G2} 组成， ΔP_{G1} 是空气流量 G_K 的函数， ΔP_{G2} 是烟气流量 G_Y 的函数，因 G_K 和 G_Y 一一对应，认为锅炉烟风总阻力是空气流量 G_K 的函数，设为 $f_{P_G}(G_K)$ ； ΔP_1 —排气管路阻力，对于特定结构的烟道和烟囱，可认为其阻力是烟气流量 G_Y 的函数，同样因 G_K 和 G_Y 对应，也认为 ΔP_1 是空气流量 G_K 的函数，设为 $f_{P_1}(G_K)$ ； ΔP_W —烟气在涡轮中的压降； π_Y —压气机的压缩比，在压气机结构确定以后， π_Y 主要取决于压气机的转速和空气流量，设为 $f_{\pi_Y}(n, G_K)$ ； π_W —烟气涡轮的膨胀比，在烟气涡轮结构确定以后， π_W 主要取决于烟气涡轮的转速和烟气流量，同样因 G_K 和 G_Y 的对应关系，也设为 $f_{\pi_W}(n, G_K)$ 。

2 各近似关系曲线的建立

2.1 关系曲线类型

在本文提出的计算方法中，为解决压力平衡的计算问题，除应该根据进排气管路的结构特点建立每一条进气、排气管路的阻力和锅炉的烟风总阻力等与空气流量的关系 $f_{P_0}(G_K)$ 、 $f_{P_1}(G_K)$ 和 $f_{P_G}(G_K)$ 外，还需要根据机组的设计特性，建立压气机的压缩比和烟气涡轮的膨胀比随机组转速和空气流量的关系曲线 $f_{\pi_Y}(n, G_K)$ 和 $f_{\pi_W}(n, G_K)$ 。

在此基础上，为计算不同工况下各单元的功率和辅汽轮机的耗汽量以及乏汽的焓，还需根据锅炉特性建立空气过剩系数与燃料消耗量的关系 $\alpha(B)$ 、烟气的定压比热与烟气温度及空气过剩系数的关系 $C_{PY}(t_Y, \alpha)$ 、气体在锅炉中的温度增量（离开经济器的烟气温度与进入炉膛的空气温度之差）与入口空气温度及空气流量的关系 $\Delta t(t_{Y1}, G_K)$ 、以及压气机、烟气涡轮、汽轮机的内效率和机械效率以及减速器效率与各单元负荷系数的关系曲线 $\eta_{iY}(\mu_Y)$ 、 $\eta_{iW}(\mu_W)$ 、 $\eta_{iAT}(\mu_{AT})$ 、 $\eta_{mY}(\mu_Y)$ 、 $\eta_{mW}(\mu_W)$ 、 $\eta_{MAT}(\mu_{AT})$ 和 $\eta_{RG}(\mu_{AT})$ 。

2.2 近似曲线的建立

在 2.1 中提出的各特性曲线，尤其 $f_{\pi_Y}(n, G_K)$

和 $f_{\pi_W}(n, G_K)$ 等，是双变量曲线，在严格的机组热力计算时，必须使用这样的曲线。但是，双变量曲线难以回归，用数组形式在计算机内表述也十分复杂，使用不便。同时，由于在本问题中，涡轮增压机组所配置的不同空气管路，其阻力特性变化不是非常大，在该阻力的变化范围内，特定转速下空气流量的小范围波动对压缩比或膨胀比的影响、烟气的温度范围（350~550℃）对烟气定压比热容的影响等，都不十分明显。为在工程允许的误差范围内简化计算，可用该自变量变化范围的平均值替代变量，使之成为单变量曲线。另外一些变量（如负荷系数）考虑到其计算相对复杂，可转变为与之对应的机组转速。完成上述简化后，便可借助涡轮增压机组的变工况特性，建立近似曲线。

某型机组在其设计条件的进排气管路中工作时，其不同工况下的压气机压缩比和烟气涡轮膨胀比数据如表 1 所示。以表中流量为平均流量，对该表的数据进行简化，可以认为，在机组的转速为 6 500 r/min 且空气流量 21 kg/s 左右时，机组的压缩比和膨胀比分别为 1.60 和 1.35；在机组转速为 10 000 r/min 且空气流量 37 kg/s 左右时，机组的压缩比和膨胀比分别为 2.69 和 1.94，等等。据此建立压缩比和膨胀比随机组转速的关系如图 1 所示。

表 1 在不同转速下测得的压缩比和膨胀比

机组转速	空气流量	压缩比	膨胀比
6 500	21	1.60	1.35
10 000	37	2.69	1.94
10 600	40	2.92	2.04
11 200	42.5	3.12	2.12

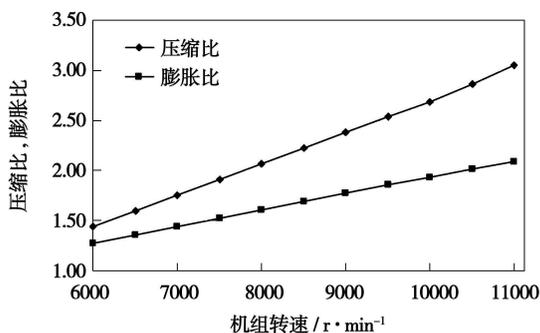


图 1 压缩比和膨胀比与机组转速的关系

因图 1 中隐含有各转速所对应的空气或烟气流量的平均值，在使用该图时，流量的范围不能太大。实际上，在进排气管路的阻力与设计条件下的阻力

差别小于 10% 时, 阻力的变化对流量的影响有限, 而流量对压缩比和膨胀比的影响就更小, 因此, 使用图 1 不会使误差超出工程许可范围。

3 压力平衡点的迭代计算

从工作原理上讲, 为适应不同的进排气管路阻力并保持规定的空(烟)气流量, 机组必须以不同的转速工作, 较大的管路系统阻力要求机组以较高的转速工作, 反之亦然。

特定的锅炉工况下, 空(烟)气流量不变, 利用简化的压缩比和膨胀比曲线, 对压力平衡方程组式(1)进行化解, 可以得到下式:

$$(P_{DQ} - \Delta P_0) \cdot \pi_Y(n) = \Delta P_G + (P_{DQ} + \Delta P_1) \times \pi_W(n), \text{ 或 } \Delta P = P_{DQ} \cdot (\pi_Y(n) - \pi_W(n)) - \Delta P_G - \Delta P_0 \cdot \pi_Y(n) - \Delta P_1 \cdot \pi_W(n) = 0 \quad (2)$$

式中: ΔP —计算误差, 压力平衡后该值为零。

由式(2)并结合图 1 可见, 如果管路阻力 ΔP_0 和 ΔP_1 增大, 就需要较大的 $(\pi_Y(n) - \pi_W(n))$, 这与工作原理分析是相一致的。

由于 $\pi_Y(n)$ 与 $\pi_W(n)$ 没有解析的反函数, 且由于不能建立 ΔP_0 、 ΔP_G 和 ΔP_1 与 $\pi_Y(n)$ 或 $\pi_W(n)$ 间的函数关系, 所以式(2)没有解析解, 须按下述步骤

迭代计算:

(1) 根据机组的空(烟)气排量要求, 计算进排气管路阻力和锅炉烟风总阻力 ΔP_0 、 ΔP_1 和 ΔP_G ;

(2) 根据机组设计条件该空(烟)气排量时的工作转速, 初定迭代的初值转速 n ;

(3) 利用图 1, 计算对应转速 n 下压气机压缩比 π_Y 和烟气涡轮膨胀比 π_W ;

(4) 将有关数据代入式(2), 计算偏差 ΔP ;

(5) 如果 $\Delta P \approx 0$ 则表示各处压力已经平衡, 可结束计算; 如果 $\Delta P > 0$, 则表示转速过高, 根据偏差视情降低转速, 反之则增加转速, 重复步骤(3)、步骤(4)和本判断。

对于增压锅炉的涡轮增压机组, 为克服锅炉阻力, 膨胀比总小于压缩比。从 $\pi_Y(n)$ 和 $\pi_W(n)$ 的曲线形状也可以看出, 在计算数据范围内, 该迭代算法不会发散。

4 算例验证

利用该算法, 以空气流量 $G_K = 38 \text{ kg/s}$ 和大气压力 $P_{DQ} = 101.3 \text{ kPa}$ 为条件, 对某型配置在 6 种不同进排气管路中的涡轮增压机组进行压力平衡计算, 并与机组设计时所依据的进排气管路下的有关数据进行比较, 结果如表 2 所示。

表 2 不同进排气管路的压力平衡结果

	设计配置	配置 1	配置 2	配置 3	配置 4	配置 5	配置 6
机组转速, $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	10 120	9 970	10 130	10 330	10 385	10 645	10 715
吸入管路阻力, $\Delta P_0/\text{kPa}$	4.97	4.39	4.99	5.25	5.51	5.54	5.12
压气机进气压力, P_{Y0}/kPa	96.33	96.91	96.31	96.05	95.79	95.76	96.18
压气机压缩比, π_Y	2.728	2.680	2.730	2.802	2.822	2.916	2.943
压气机排气压力, P_{Y1}/kPa	262.8	259.7	262.9	269.2	270.4	279.3	283.1
排气管路阻力, $\Delta P_1/\text{kPa}$	17.90	17.97	18.02	19.32	19.41	21.42	22.65
涡轮排气压力, P_{W1}/kPa	119.2	119.3	119.3	120.6	120.7	122.7	124.0
涡轮膨胀比, π_W	1.96	1.93	1.96	1.99	2.00	2.04	2.05
涡轮进气压力, P_{W0}/kPa	233.4	230.3	233.5	239.8	241.0	249.9	253.7
锅炉烟风总阻力, $\Delta P_G/\text{kPa}$	29.41	29.41	29.41	29.41	29.41	29.41	29.41
总流动阻力, $\Delta P_{01}/\text{kPa}$	52.28	51.77	52.42	53.98	54.33	56.37	57.18
压力平衡误差, $\Delta P/\%$	—	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

由表 2 也可以看出, 随着进排气管路阻力的增大, 在同等空气流量下, 机组必须以更高的转速工作以实现更高的压缩比, 但增加的压缩比并不完全用于克服进排气阻力, 烟气涡轮的膨胀比也会随之有所增加, 这符合定性的理论分析, 证明方法是合理

的; 配置 2 的数据与设计数据基本一致, 证明计算结果是准确可靠的。

在完成压力平衡计算并确定机组的转速后, 其它的各项计算工作, 包括压气机功率、烟气涡轮功率、所需附加汽轮机发出的功率和辅汽轮机的耗汽

量等,都可利用所建立的各种近似特性曲线,按照通常使用的计算模型和流程完成计算^[2]。表 2 进一步

计算结果的部分数据及与设计数据的对比如表 3 所示。

表 3 表 2 算例的部分热力计算数据

	设计配置	配置 1	配置 2	配置 3	配置 4	配置 5	配置 6
压气机内功率 N_{iy}/kW	4 568	4 546	4 572	4 693	4 733	4 921	4 983
涡轮内功率 N_{iw}/kW	4 337	4 317	4 340	4 449	4 485	4 657	4 699
汽轮机功率 N_{eAT}/kW	498	495	499	517	522	547	569
汽轮机耗汽量 $GAT/kg \cdot h^{-1}$	5 077	5 047	5 086	5 262	5 318	5 563	5 767

分析表 3 发现,管路阻力增加后,压气机、烟气涡轮的功率都有所增加,但压气机消耗功率的增幅大于烟气涡轮产生的功率增幅,所需辅汽轮机功率和耗汽量也增大,这也与理论分析一致;配置 2 的数据与设计数据基本一致,证明结果符合工程实际。

另外,从最大与最小耗汽量之差超过 700 kg/h 也可以看出,在较大功率的船用汽力装置中,不同进排气管路对船用汽力装置的热平衡会有 1%左右的影响。因此,在船用汽力装置热平衡计算中,有必要针对不同配置的涡轮增压机组进行具体的热力计算。

5 结 论

由于涡轮增压机组的压气机和烟气涡轮的有关压力、流量、转速等工作参数相互耦合,且受进排气管路阻力特性的影响较大,按严格的流程计算机组在不同工况下的热力性能时,需要查读大量的计算图表,并按照嵌套的迭代算法进行压力平衡计算,计算复杂、效率低,致使在船用汽力装置热平衡计算时,都以机组在设计的管路条件下的变工况性能为依据,结果不甚精确。

针对尽可能准确计算不同进排气管路下涡轮增

压机组在各种工况时的热力性能这一工程需求,结合各管路阻力特性变化并不很大这一船用特点,利用设计条件下的有关数据建立机组转速与压缩比、膨胀比和有关效率的单变量近似曲线,并以机组转速为迭代变量计算压力平衡点,避免了嵌套迭代和对结果准确性作用不大的计算图表查读,得到了便于程序计算的简化流程。案例计算并与设计条件下的有关数据对比表明,结果符合定性的理论分析和工程实际,证明了方法的工程实用性和计算结果的可靠性;同时,具体耗汽量数值上的差异,也证明了本问题研究的必要性。

参考文献:

[1] 沈志刚, 邹积国, 姜任秋. 增压锅炉机组重要热工参数的选择[J]. 热能动力工程, 2003, 18(1): 27-29.
 [2] 李 章, 张 宁, 刘祥源, 等. 舰用增压锅炉装置[M]. 北京: 海潮出版社, 2000.
 [3] 王剑平, 周国义, 孙丰瑞. 大气温度对涡轮增压机组性能影响的分析[J]. 燃气轮机技术, 2005, 18(1): 35-37.
 [4] 吴会泉. 舰用燃气轮机动力装置[M]. 武汉: 海军工程学院出版社, 1992.
 [5] 廉小纯, 吴 虎. 航空燃气轮机原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.

(编辑 伟)

华电 IGCC 项目可研报告通过审查

浙江半山 IGCC 发电示范工程是“十一五”国家 863 计划 200 MW 级 IGCC 关键技术研究开发与工业示范项目,其规划建设一套以煤气化为基础的多联产 200 MW 级发电机组,将煤气化净化以及燃气——蒸汽联合循环发电进行有机结合,机组所排放的烟气中几乎不含烟尘和 SO₂, CO₂ 可以实现零排放, NO_x 的排放量也远低于常规燃煤机组。该工程投资近 19 亿元,计划 2010 年建成。

(赵旺初 供稿)

Power. — 2008, 23(4). — 348 ~ 352

The material properties and structural parameters of turbine blades as well as turbine speed all feature randomness, resulting in a decentralization of blade frequencies. However, the stochastic finite element method has taken account of the randomness of the blade parameters with the random characteristics of frequencies being obtained. With the material properties and structural parameters of turbine blades being treated as stochastic parameters and based on the stochastic variational principle, a stochastic finite element equation of rotating blades was derived with the establishment of the following: a mass matrix, linear elastic rigidity matrix, geometrical rigidity matrix, the mean value of dynamic rigidity matrixes and a first order variation matrix. In addition, presented was a method for calculating the mean value of natural frequencies, covariance and variation coefficients. Finally, a stochastic finite element analysis was conducted of the static and dynamic frequencies of a 432 mm blade. The frequency variation degree caused by the stochastic variation of blade parameters was quantitatively given, providing an analytic tool for the high reliability design of blades. **Key words:** turbine blade, stochastic parameters, stochastic finite element, frequency

不同进排气管路时涡轮增压机组的热计算方法 = A Method for the Thermodynamic Calculation of a Turbocharger Unit with Different Inlet and Exhaust Ducts [刊, 汉] / JIN Jia-shan, LIU Long-bo (Marine and Power College, Naval Engineering University, Wuhan, China, Post Code: 430033), JI Guang (Military Representative Office of Chinese Navy Resident at CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 353 ~ 356

On the basis of the off-design condition characteristics data of a turbo-charger unit operating under the condition of designed ducts, established were the curves featuring the variation of the turbo-charger compression ratio, expansion ratio and the efficiencies of various components etc. with the rotating speed of the unit. Then on the basis of the pressure balance equation of the turbo-charger unit with the rotating speed serving as an independent variable, an iterative operation was conducted of the pressure balance points of the unit fitted with various inlet and exhaust ducts, and its operating speed was also determined. The foregoing may avoid the inefficient process of frequently consulting the calculation charts, and result in a simple and convenient method for calculating the off-design thermodynamic performance of the marine turbo-charger unit in question. A specific case calculation shows that if there exists no significant difference between the resistance characteristics of inlet and exhaust ducts on the one side and those of the designed ones on the other, the method under discussion can guarantee the accuracy of the calculation results to be within a range acceptable for engineering design. **Key words:** turbo-charger unit, working parameter, thermodynamic calculation

基于遗传算法的叶型优化设计平台及应用 = A Genetic Algorithm-based Platform for the Optimized Design of Blade Profiles and its Applications [刊, 汉] / LI Yu, FENG Tao, ZOU Zheng-ping, et al (National Key Laboratory on Aeroengine Aerodynamics and Thermodynamics, College of Energy Source and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, China, Post Code: 100083) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 357 ~ 362

In view of the ever growing role played by numerical optimization in turbo-machinery design, a design platform was developed for turbine blade optimization based on a genetic algorithm. By using the platform, an optimization analysis has been conducted of two calculation cases along with the optimization of the bending and sweeping of the stacked generatrix of a fan rotor blade and the optimization of three-dimensional blade thickness distribution for rotating blades in a single-stage turbine. In addition, the optimized results were compared with those of the prototype, and an analysis was also conducted. The comparison results show that the optimization design platform thus developed can be used for the three-dimensional optimization of blades, effectively enhancing the blade performance and improving relevant flow conditions. A single-target optimization can not guarantee that a turbine attains an ideal performance at all the operating conditions. The parameterization description of the blades is of major significance for the optimization and will eventually decide the quality of the final optimized results. **Key words:** turbo-machinery, blade profile, design platform, numerical simulation, genetic algorithm (GA)