

汽轮机通流效率与机组热耗率关系的计算

李刚¹, 胥建群², 汤涛³, 刘浩民⁴

(1.苏州热工研究院,江苏苏州 215004;2.东南大学能源与环境学院,江苏南京 210096;
3.上电电力股份有限公司,上海 200090;4.东方电气股份有限公司,四川成都 610036)

摘要:建立汽轮机变工况热力计算程序,并给出各缸效率与热耗率关系的数学模型,对上海汽轮机厂 600 MW 超临界汽轮机进行热力计算,分析通流性能变化与热耗率的关系。计算结果显示:级组效率变化与热耗率及本缸效率变化量成线性关系;级组承担功率越大、越靠近排汽端,则级组效率变化对热耗率与本缸效率的影响越大;低压缸效率改变对热耗率的影响最大,高压缸其次,中压缸最低;基于数学模型的计算结果与变工况热力计算基本一致,表明该数学模型计算精度很高。

关键词:汽轮机;通流效率;热耗率;热力计算

中图分类号:TK26

文献标志码:B

文章编号:1009-0665(2014)04-0013-04

汽轮机通流部分是将蒸汽热能转换为功的核心部件,其完善程度对机组能耗水平有重要影响。当汽轮机通流部分性能偏离设计值(比如通流部件出现腐蚀,结垢,汽封磨损等),必将引起汽轮机组热力特性的变化。因此,估算通流部分性能偏差对整机热经济性的影响,可以为通流部分的设计及优化、改造提供支持^[1-5]。

本文将编制汽轮机变工况热力计算程序,并给出缸效率与热耗率关系的数学模型。以 600 MW 超临界汽轮机^[6]为例,详细计算各级组效率、缸效率及机组热耗率间的关系;并采用缸效率与热耗率关系的数学模型验证该 600 MW 超临界汽轮机变工况热力计算的正确性。

1 汽轮机变工况热力计算程序

当汽轮机组特性发生变化后,整个汽轮机及热力系统的质量和能量平衡将重新分配。为此,对变工况前后的汽轮机及热力系统必须做一些简化。计算过程的假设条件:(1)各轴封漏汽率保持设计值;(2)主汽流量、主汽温度、再热温度、背压恒定不变;(3)各加热器抽汽管道与阀门压损系数不变,加热器端差保持设计值;(4)凝结水泵、疏水泵焓、给水泵焓升不变;(5)当某个级组效率在较小范围变化时,除低压缸末级组外,其他各级组效率保持不变;(6)低压缸末级组效率随蒸汽平均湿度变化,湿度每增加 1 个百分点,末级组效率将下降 1 个百分点^[5]。

在主汽流量确定的情况下,假设 1 号至 8 号加热器与给水泵小汽轮机的抽汽量,则可以计算出汽轮机通流部分各级组的蒸汽流量,与设计工况进行比较,应用弗留格尔公式可以求得各段压力。由于已知各段

抽汽的压力损失系数,则可以确定各加热器内的压力,即可求得各加热器压力下的饱和温度,进而获得各处疏水与加热器进、出口水温;汽轮机通流各段温度可以通过级组焓降确定。以上计算获得了变工况后热力系统各处的参数,这将产生新的 1 组抽汽量。因此,需要根据新获得的这组抽汽量重新进行迭代计算,直到相邻 2 次迭代流量间误差小于 0.001% 为止。计算过程如图 1 所示。

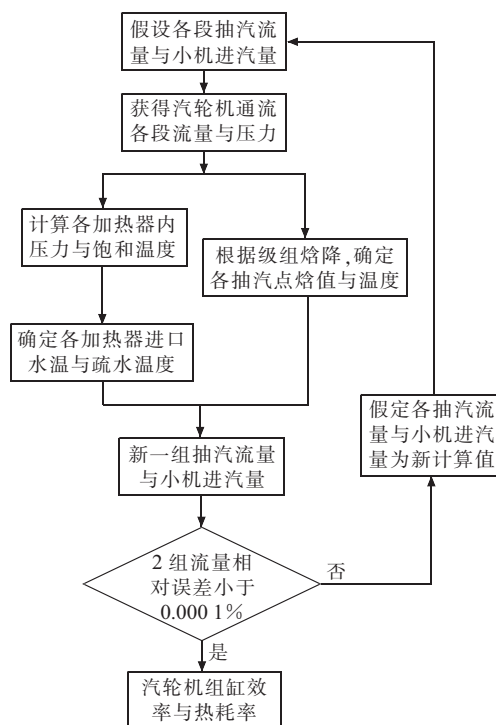


图 1 汽轮机变工况计算流程图

2 计算实例及分析

2.1 机组概况

上海汽轮机厂 N600-24.2/566/566 型汽轮机为引进美国 Westinghouse 技术生产,机组编号 B191。根据机组

型式与抽汽布置对汽轮机进行级组划分, 额定工况下高、中、低压缸效率分别为 87.96%, 93.61%, 90.06%, 汽轮机各级组效率如表 1 所示。

表 1 上海汽轮机厂 N600-24.2/566/566 型汽轮机级组划分

汽缸	级组号	级组位置	额定负荷级组功率 /MW	额定负荷级组效率 /%
高压缸	1	调节级	35.2	67.42
	2	调节级 - 1号抽汽口	123.5	91.18
	3	1号抽汽口 - 2号抽汽口	37	90.58
中压缸	4	中压缸进汽 - 3号抽汽口	86.8	92.85
	5	3号抽汽口 - 4号抽汽口	71.9	93.40
低压缸	6	低压缸进口 - 5号抽汽口	69.1	94.14
	7	5号抽汽口 - 6号抽汽口	78.7	94.60
	8	6号抽汽口 - 7号抽汽口	37.4	95.33
	9	7号抽汽口 - 8号抽汽口	25.6	89.21
	10	8号抽汽口 - 低压缸排汽	35.6	82.45

2.2 计算结果与分析

(1) 通流级组效率变化对机组热耗率的影响如图 2 所示。

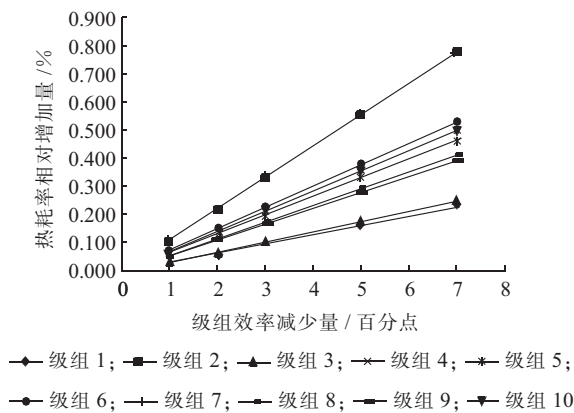


图 2 N600-24.2/566/566 汽轮机级组效率变化与热耗率关系

由图 2 可见, 各级组效率变化与热耗率变化量成线性关系; 级组 2 与级组 7 效率变化对热耗率的影响最大, 级组 1 与 3 效率变化对热耗率的影响最小。

(2) 各缸效率与缸内各级组效率变化间的关系如图 3—5 所示。

可见, 各级组效率变化与该级组所在缸的效率改变量成线性关系; 高压缸内, 级组 2 对高压缸效率影响最大, 级组 1 和 3 对高压缸效率影响基本相同, 级组 3 影响稍大; 中压缸内, 2 个级组对该压缸效率影响基本

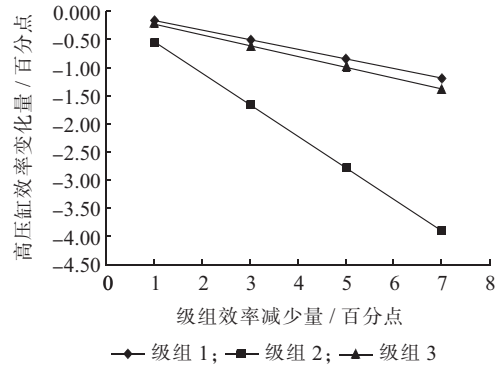


图 3 高压级组效率变化与高压缸效率关系

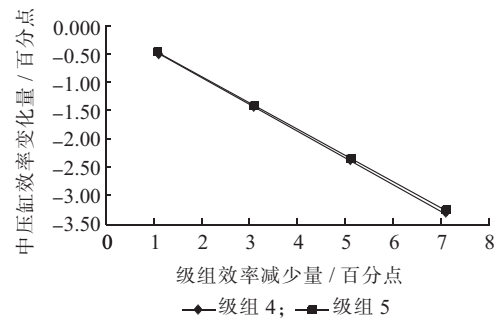


图 4 中压级组效率变化与中压缸效率关系

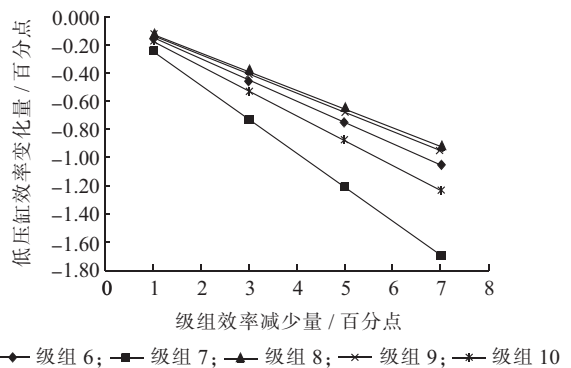


图 5 低压级组效率变化与低压缸效率关系

相同; 低压缸内, 级组 7 对低压缸效率影响最大, 级组 8 影响最小。

(3) 改变缸内各级组效率, 并计算得到相应缸效率变化量与热耗率改变量, 可得各缸效率改变量与热耗率关系, 如图 6 所示。

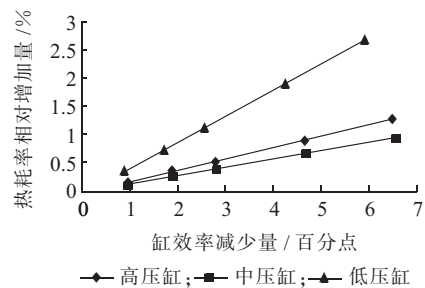


图 6 缸效率改变量与热耗率关系曲线

由图 6 可见, 缸效率变化量与热耗率增加成正比例关系; 在相同缸效率改变量情况下, 低压缸导致的热

耗率增加最大,是高压缸的 2.2 倍,是中压缸的 3.0 倍。

(4) 根据变工况计算的分析,当某一级组效率变化时,其后边汽缸内的级组效率不变,故后边汽缸效率的变化值很小,可忽略不计。在程序的计算中也验证了这点,级组 4 效率变化 9 个百分点,低压缸效率变化 0.06 个百分点。

综合以上计算结果可见,同一缸内,级组承担功率越大,则级组效率变化对热耗率及本缸效率的影响也越大。在承担相同功率的情况下,越靠近排汽端,则级组效率变化对热耗率与本缸效率的影响越大,这是由于靠近排汽端的级组重热系数低,这些级组效率降低后,后面没有级组与抽汽来削弱它们的影响作用。

各缸效率变化对热耗率的影响不同,其中低压缸性能对热耗率的影响最大,中压缸最低,这主要是因为低压缸承担的功率最大,而且低压缸后直接排汽,损失得不到利用。高压缸效率变化会导致冷再热温度的变化,进而影响再热吸热量,从而降低对热耗率的影响作用,但是高压缸的效率变化不会导致中压缸进汽参数发生变化,所以就没有后面的重热作用,即高压缸只能通过再热减少自身的影响作用;相反,中压缸只能通过重热与后面各级抽汽作用降低自身对热耗率的影响。根据数据分析可得,相对于再热作用,中压缸后的重热与抽汽对削弱缸效率改变的影响有较大功能。若有多个级组效率同时发生了变化,则将各级组单独变化时引起的热耗率与缸效率改变量进行代数和运算,即可得到热耗率与缸效率总的变化量。以上计算程序在计算过程中假定了诸多不变因素,而这些因素在实际变工况过程中必定是要发生改变的。因此,本文的变工况热力计算程序宜作为汽轮机通流性能小偏差情况下的近似计算工具。

3 汽轮机缸效率与热耗率关系模型

3.1 缸效率与热耗率关系数学模型

基于 CONTON K C 及 WESTCOTT J C^[2]提出的评价汽轮发电机机组性能的数学方法,ZALETA-AGUILAR ALEJANDRO^[7]给出了评估汽轮机各缸效率变化与热耗率关系的简化数学模型。具体模型如下:

$$HR = \frac{N_e}{Q_0} \quad (1)$$

$$\Delta HR_{hp} = \frac{\Delta \eta_{hp} \Delta h_{hp} \dot{G}_{hp}}{N_e} - \frac{\Delta \eta_{hp} \Delta h_{hp} \dot{G}_{rh}}{Q_0} \quad (2)$$

$$\Delta HR_{ip} = \frac{\Delta \eta_{ip} \Delta h_{ip} LF}{\Delta h_{il}} \left(1 - \frac{\Delta \eta_{hp} \dot{G}_{hp}}{N_e}\right) \quad (3)$$

$$\Delta HR_{lp} = \frac{\Delta \eta_{lp} \Delta h_{lp}}{\Delta h_{il}} \left(1 - \frac{\Delta \eta_{hp} \dot{G}_{hp}}{N_e}\right) \quad (4)$$

式(1—4)中:HR 为热耗率; N_e 为机组发电功率; Q_0 循环吸热量; η 为缸效率; Δh 为各缸的实际焓降; \dot{G}_{hp} 为高压缸等效流量(高压缸功率与高压缸实际焓降之比); \dot{G}_{rh} 为再热蒸汽流量;LF 为中压缸的损失因子;下标“hp”表示高压缸;“ip”表示中压缸;“lp”表示低压缸;“il”表示中低压缸。

由式(2—4)可见,缸效率的变化量与热耗率的变化量成线性关系;缸内蒸汽焓降越大,该缸效率变化对热耗率的影响越大。

3.2 基于数学模型的计算分析

针对上海汽轮机厂生产 N600-24.2/566/566 型汽轮机,利用式(2—4)给出的数学模型计算各缸效率改变时机组热耗率的相对变化量,并与 2.2 节的变工况热力计算结果进行对比,结果如图 7 所示。

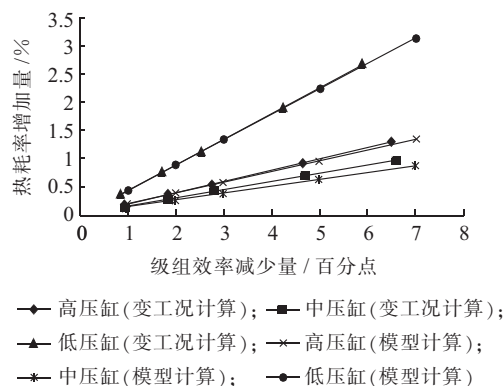


图 7 缸效率改变量与热耗率关系曲线

以 2.2 节汽轮机变工况计算的结果为基准,通过数学模型与变工况计算的对比发现,二者计算结果基本一致,表明式(2—4)提供的数学模型具有很高精度,同时证明了以上变工热力计算的正确性。表 2 提供了某火电厂 ALSTOM 公司 800 MW 汽轮机缸效率变化与机组热耗率的关系^[5]。

表 2 ALSTOM 公司 800 MW 汽轮机缸效率变化对机组热耗率影响 %

汽缸	1%的缸效率增加对功率的影响	1%的缸效率增加对热耗率的影响
高压缸	0.31	0.19
中压缸	0.17	0.17
低压缸	0.45	0.45

由表 2 可见,低压缸对热耗率的影响是高、中压缸的 2~3 倍,高压缸对热耗率的影响略大于中压缸;高、中、低压缸效率同时增加 1% 导致的热耗率变化量之和小于 1%,这是由于回热与再热系统、阀门等设备性能对热耗率也有影响。表 2 反映规律与本文变工况及数学模型计算结果基本一致,表明本文热力计算及所得结论的正确性。

4 结束语

(1) 级组效率变化与热耗率及本缸效率变化量成线性关系;同一缸内,级组承担功率越大,则级组效率变化对热耗率及本缸效率的影响也越大。

(2) 在承担相同功率的情况下,越靠近排汽端,则级组效率变化对热耗率与本缸效率的影响越大。

(3) 在缸效率变化相同值时,低压缸效率改变对热耗率的影响最大,高压缸其次,中压缸最低。

(4) 缸效率与热耗率关系数学模型具有很高计算精度,同时该模型形式简单,便于工程应用。

参考文献:

- [1] DENTON J D. Loss Mechanisms in Turbomachines [J]. Journal of Turbomachinery, OCT.1993(115):621-656.
- [2] ZALETA-AGUILAR A. Thermodynamic Model of the Loss Factor Applied to Steam Turbines [J]. Int. J. Applied Thermodynamics, 2001,04(3):127-133.
- [3] 杨 涛,胥建群. 汽轮机通流部分结垢与热力参数变化的关系分析[J]. 江苏电机工程,2013,32(2):71-74.
- [4] PHILLIP J K, SIMON I H, ROBERT D B. Performance Guar-

tee and Testing of Steam Turbine Retrofits [C]. Proceedings of Asme Power, March 30, 2004-April 1, 2004, Baltimore, Maryland, USA.

- [5] 嵇国军,周荣勤. 某 125 MW 机组出力不足及热耗高原因分析 [J]. 江苏电机工程,2012,31(2):74-77.
- [6] 邱云峰. 600 MW 超临界供热汽轮机及供热系统设计特点 [J]. 江苏电机工程,2012,31(2):78-80.
- [7] ZALETA-AGUILAR A, RANGEL-HERNANDEZ V H, ROYO J. Exergo-Economic Fuel-Impact Analysis for Steam Turbines Sections in Power Plants [J]. Int. Thermodynamics, 2003, 06 (3): 133-141.

作者简介:

- 李 刚(1985),男,安徽六安人,工程师,从事电厂热动力装置方面的工作;
- 胥建群(1959),男,陕西汉中,教授,从事电站性能分析、故障诊断、寿命预测、仿真建模和汽轮机运行特性的教学与科研工作;
- 汤 涛(1987),男,河南驻马店人,工程师,从事发电厂节能改造工作;
- 刘浩民(1987),男,河南许昌人,工程师,从事火电站发电设备优化与选型等工作。

The Relationship Between Flow Path Performance and Heat Consumption Rate of Steam Turbine

LI Gang¹, XU Jianqun², TANG Tao³, LIU Haomin⁴

(1. Suzhou Nuclear Power Research Institute, Suzhou 215004, China; 2. School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China; 3. Shanghai Electric Power Company Limited, Shanghai 200090, China; 4. DongFang Electric CO.Ltd., Chengdu 610036, China)

Abstract: This paper established a thermodynamic calculation program for steam turbines operating under different conditions. Besides, a thermodynamic model was also presented to calculate the change of heat consumption rate due to turbine efficiency deviation. Thermodynamic calculation for a 600 MW supercritical steam turbine manufactured by Shanghai Steam Turbine Company was conducted in detail. The results show that linear relationship exists between the variation of stage group efficiency, the heat consumption rate, and the turbine efficiency. In the same cylinder, the more power the stage group takes on, the larger influence it has on the heat consumption rate and turbine efficiency. LP turbine efficiency has the most significant influence on the unit heat consumption rate, HP turbine efficiency secondary, and IP turbine efficiency in the end. Based on the thermodynamic model, the change of heat consumption rate was calculated, and the results were in the agreement with thermodynamic calculation program, which means that the present thermodynamic model is accurate enough for application. This work can serve as the foundation for analyzing unit heat consumption rate variation caused by performance deviation in turbine flow path.

Key words: steam turbine; flow path efficiency; heat consumption rate; thermodynamic calculation

广 告 索 引

江苏射阳港发电有限责任公司	封一	《江苏电机工程》协办单位	前插 4
南京苏逸实业有限公司	封二	江苏南瑞帕威尔电气有限公司	(黑白) 文前
南京南瑞继保电气有限公司	前插 1	远东电缆有限公司	封三
《江苏电机工程》协办单位	前插 2、3	南瑞科技股份有限公司	封四