

双压凝汽器的运行分析

程 静¹, 杨建明², 缪文静¹

(1. 南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042 2. 东南大学 能源与环境学院, 江苏 南京 210096)

[摘要] 在实际运行中, 大型机组双压凝汽器普遍存在着高、低压侧压差明显偏离设计值的问题. 现从机组汽缸布置等方面分析了问题的成因, 并通过对超超临界 1 000 MW 机组双压凝汽器的计算分析, 揭示了高、低压凝汽器的凝结负荷偏差对其压差及加权平均压力的影响. 结果显示, 低压侧凝结负荷增大, 虽然使高、低压侧的压差小于设计值, 但是对等效压力的影响很小, 对机组热力性能不产生明显影响.

[关键词] 双压凝汽器, 等效压力, 凝结负荷

[中图分类号] TK 267 [文献标识码] A [文章编号] 1672-1292(2010)01-0036-04

Operating Analysis of Dual-Pressure Condensers

Cheng Jing¹, Yang Jianming², Miao Wenjing¹

(1. School of Power Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China
2. School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract In practical operation, the problem that the pressure difference between high and low pressures condensers obviously derives from the design value is quite universal for dual-pressure condensers of large steam turbines. This paper analyzes causes of the problem in terms of the layout of cylinder units, and through the calculation and analysis of the 1 000 MW ultra-supercritical units with dual-pressure condenser, reveals the impact that the condensing load deviation of high and low pressure condensers has upon the pressure difference as well as the weighted average of pressure. The results of the research show that although the increase of condensing load of the low pressure side makes pressure difference lower than the design value, yet it has little impact upon the equivalent pressure, and has no obvious impact upon the thermal performance of the unit.

Key words pressure condenser; equivalent pressure; condensing load

多压凝汽器通过降低传热温差、减少传热不可逆损失的方法, 可使其等效压力低于相同传热面积和相同冷却水量的单压凝汽器, 进而降低汽轮机的排汽压力, 增大机组的有效焓降, 提高机组能源利用率和运行经济性. 因此, 目前 600 MW 以上具有双低压缸的机组普遍采用双压凝汽器. 双压凝汽器设计时, 认为高、低压凝汽器的凝结蒸汽负荷相等, 在额定设计工况下, 高、低压侧的压差通常在 1.1~1.3 kPa 范围内. 然而, 双压凝汽器机组在实际运行中, 大多高、低压侧的压差明显低于设计值, 一般为 0.55~0.75 kPa. 是何种原因造成高、低压侧的压差小于设计值, 高、低压凝汽器的压差减小对机组运行经济性产生什么影响, 系统有没有提高经济性的优化改造潜力, 这些是发电企业需要面对的重要问题.

针对某发电有限公司超超临界 1 000 MW 机组, 研究了双压凝汽器的高、低压侧压差小于设计值的原因. 借助美国热交换器协会 (HEI) 表面式蒸汽凝汽器标准^[1], 对该机组 N-49160-1 型凝汽器高、低压凝汽器不同凝结蒸汽负荷时的运行特性进行计算, 分析高、低压凝汽器的压差减小对机组运行经济性的影响. 结果表明: 高、低压凝汽器的压差明显偏离设计值的原因, 在于两个低压缸进汽流动阻力不一致, 产生了进汽流量差异, 造成高、低压凝汽器的凝结负荷偏差; 在低压凝汽器凝结负荷大于高压凝汽器时, 尽管高、低压凝汽器的压差小于设计值, 但对凝汽器等效压力的影响不大, 对机组热力性能不产生明显影响; 相反地, 如果高压侧的凝结负荷大于低压侧, 高、低压凝汽器的压差增大, 凝汽器等效压力明显升高, 将使机组热力性能下降.

1 双压凝汽器凝结负荷的偏差分析

超超临界 1 000MW 机组的中、低压汽缸与凝汽器及循环水流程布置如图 1 所示, 中压缸的排汽经连通管(交叉管)接至低压缸 A 和低压缸 B, 双压凝汽器的循环冷却水通常由凝汽器 A 进入, 然后经转向管进入凝汽器 B。由于凝汽器 A 的循环冷却水温度低于凝汽器 B, 故凝汽器 A 的压力低于凝汽器 B, 因此, 凝汽器 A、B 分别被称为低压凝汽器和高压凝汽器。

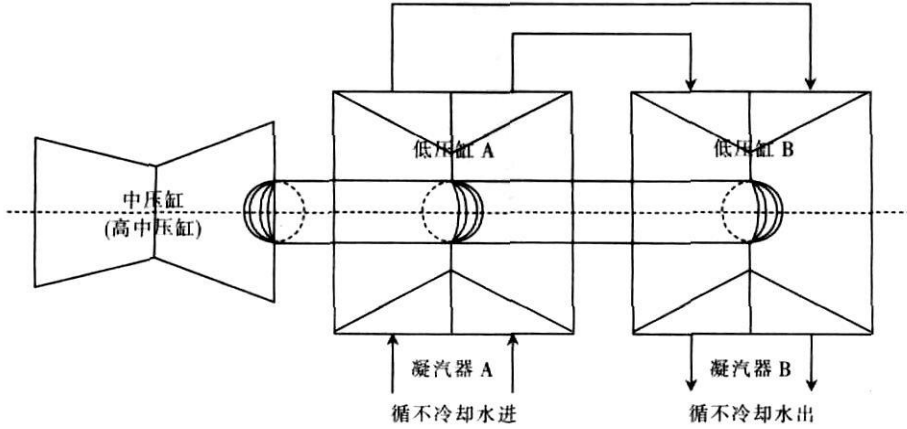


图 1 大型机组汽缸及双压凝汽器布置示意图
Fig.1 Large unit cylinder and dual-pressure condenser

中压缸排汽与低压缸进汽的连接, 无论是单连通管还是双连通管, 靠近中压缸的低压缸 A, 因连接管道较短, 其连通流动阻力明显小于低压缸 B。因而, 低压缸 A 的进口压力高于低压缸 B。

由汽轮机原理^[2]知: 进入汽轮机通流部分的蒸汽流量与进、排汽压力有关。在通流部分亚临界流动工况下, 其流量为: $G = K_1 \sqrt{p_{in}^2 - p_{out}^2}$,

临界流动工况时为: $G = K_2 p_{in}$ 。

其中, p_{in} 、 p_{out} 分别为低压缸进、排汽压力; K_1 和 K_2 是与流动工况有关特性参数。对两个结构完全相同的低压缸, 因凝汽器 A 的压力低于凝汽器 B, 故低压缸 A 的排汽压力低于低压缸 B。由于低压缸的进口压力远高于其排汽压力, 其排汽与进汽的压力比远小于 1, 即使在亚临界流动工况下, 排汽压力对其进汽量也几乎不产生影响, 因此, 进入低压缸的蒸汽量正比于进口压力。低压缸 A 因连通管流动阻力小、进口压力高, 其进汽量大于低压缸 B, 所以凝汽器 A 的凝结负荷要大于凝汽器 B。

因低压缸的功率正比于蒸汽量和有效焓降, 而有效焓降又与凝汽器压力有关, 低压缸 A 的进汽量大, 凝汽器 A 的压力对机组功率影响就强。因此, 在双压凝汽器机组热力性能分析时, 凝汽器的等效压力不能简单地取其算术平均, 应按高、低压凝汽器的凝结负荷计算加权平均。

2 双压凝汽器的运行分析

为分析双压凝汽器高、低压侧凝结蒸汽负荷不一致对其等效压力的影响, 本文以某发电有限公司超超临界 1 000MW 机组的 N-49160-1 型双压凝汽器为例, 采用美国热交换器协会 (HEI) 表面式蒸汽凝汽器标准, 在总凝结蒸汽量不变条件下, 对高、低压凝汽器不同凝结负荷分配时的循环冷却水温升、传热端差、凝汽器压力等进行计算, 求出高、低压凝汽器的压差和双压凝汽器的算术平均压力与凝结负荷加权平均压力。

该超超临界 1 000MW 机组配置 N-49160-1 型不锈钢管凝汽器, 冷却管外径为 31.75 mm, 壁厚为 0.559 mm, 有效管长为 13.6 m, 冷却管数为 36 240, 总有效传热面积为 49 160 m²。额定设计工况下, 凝结蒸汽总流量为 1 754.849 t/h, 循环冷却水流量为 29.5 m³/s, 管内冷却水流速为 2.23 m/s, 冷却水进口温度为 20℃, 清洁系数为 0.85。机组汽缸与凝汽器布置及循环水流程如图 1 所示。计算显示, N-49160-1 型双压凝汽器的加权平均压力比相同冷却面积、相同冷却水量的单压凝汽器压力要低, 差值约 0.25 kPa。

表 1 给出了 N-49160-1 型双压凝汽器低压侧凝结负荷大于高压侧时的运行特性, 图 2 给出了该凝汽

器低压侧凝结负荷大于高压侧时, 两侧压力和凝汽器加权平均压力随凝结负荷偏差的变化. 图 2 中凝结负荷偏差为低、高压凝汽器凝结负荷的差. 由表 1 和图 2 可知: 在额定工况下, 高、低压侧凝结负荷相等时, 凝汽器高、低压侧的压差为 1.11 kPa 低压侧因循环冷却水温度稍低, 传热端差稍高于高压侧; 低压侧凝结负荷增大、高压侧凝结负荷减小时, 冷却水的温升和传热端差, 低压侧增大, 高压侧减小, 故高、低压侧的压差减小, 凝结负荷绝对偏差 12% 时, 两侧压差减小至 0.61 kPa 凝汽器的算术平均压力和加权平均压力随低压侧凝结负荷增大而上升, 但加权平均压力的增大量小于算术平均压力, 特别在两侧凝结负荷小偏差达到 12% 时, 凝汽器的加权平均压力与设计值偏差不大于 0.02 kPa 高、低压两侧凝结负荷偏差即使达到 20%、两侧压差减小至 0.27 kPa 时, 凝汽器的加权平均压力也仅比设计值高 0.068 kPa 远低于相同冷却面积、相同冷却水量的单压凝汽器.

表 1 N-49160-1 型双压凝汽器低压侧凝结负荷大于高压侧时的运行特性

Table 1 The N-49160-1 dual-pressure condenser condensing performance characteristics when the load of low-pressure side is greater than of high-pressure side

凝结负荷		温升 /℃		端差 /℃		压力 /kPa		差 /kPa	算术平均	加权平均
低压 /%	高压 /%	低压 /%	高压 /%	低压 /%	高压 /%	低压 /%	高压 /%		压力 /kPa	压力 /kPa
50	50	4.45	4.43	5.75	5.44	4.301	5.411	1.11	4.856	4.856
52	48	4.63	4.26	5.98	5.21	4.4	5.346	0.946	4.873	4.854
54	46	4.8	4.08	6.2	4.99	4.501	5.278	0.777	4.889	4.858
56	44	4.98	3.9	6.43	4.77	4.604	5.214	0.61	4.909	4.872
58	42	5.15	3.73	6.66	4.54	4.709	5.149	0.44	4.929	4.894
60	40	5.33	3.55	6.89	4.32	4.816	5.086	0.27	4.951	4.924

由上计算和分析可知: 对于双压凝汽器机组, 由于结构布置等因素产生的凝汽器低压侧凝结负荷大于高压侧的凝结流量偏差, 使凝汽器高、低压侧的压差显著减小, 但凝汽器的加权平均压力增加很小, 对机组热力性能不产生明显影响. 相反地, 低压侧凝结负荷增大, 低压凝汽器的压力有所升高, 可降低对应汽轮机末级组蒸汽的湿度, 有利于降低湿汽损失和叶片水蚀损伤. 因此, 双压凝汽器由凝结负荷偏差产生的高、低压侧压差小于设计值, 只要凝结负荷偏差不十分大, 便没有提高经济性、优化改造的潜力.

如果凝汽器高压侧的凝结负荷大于低压侧, 则表现出不同于上述的现象. 图 3 给出了高压侧凝结负荷大于低压侧时, 凝汽器两侧压力、加权平均压力随凝结负荷偏差的变化. 由图 3 可见, 在高压侧凝结负荷大于低压侧时, 随两侧凝结负荷偏差的增大, 高压侧压力升高, 低压侧压力下降, 使凝汽器高、低压侧的压差增大, 算术平均压力下降, 加权平均压力上升; 低压侧汽轮机末级组的蒸汽湿度增大, 不仅增大湿汽损失, 而且不利于末级组叶片的运行安全. 因此, 当双压凝汽器因凝结负荷偏差产生高、低压侧的压差大于设计值, 且算术平均压力低于设计值时, 该偏差对机组影响较大, 应加以重视.

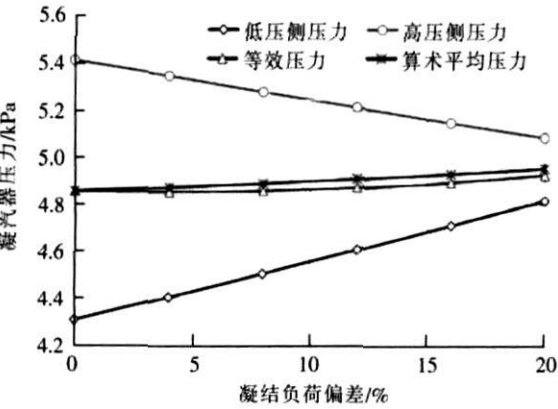


图 2 低压侧凝结负荷大于高压侧时凝汽器压力与凝结负荷偏差
Fig.2 The condenser pressure and condensing load deviation when low-side condensation load greater than the high side when t

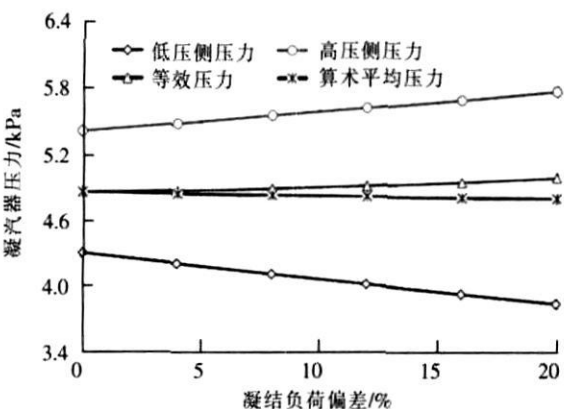


图 3 高压侧凝结负荷大于低压侧时凝汽器压力与凝结负荷偏差
Fig.3 The condensation pressure and condensation condenser load deviation when high-side load greater than the low-pressure side

3 结论

本文基于大型机组双压凝汽器的高、低压侧的压差大多小于设计值的实际现象,从机组汽缸布置方面分析了误差产生的原因,借助美国 HEI 表面式蒸汽凝汽器标准,计算了超超临界 1 000 MW 机组 N-49160-1 型双压凝汽器存在凝结负荷偏差时的加权平均压力变化,分析了对机组热力性能和安全性的影响,其主要结论如下:

(1) 双压凝汽器高、低压侧的压差小于设计值的主要原因,在于中、低压缸连通管长度不同及流动阻力不同而产生的低压缸流量偏差。紧邻中压缸的低压缸,因连通管短、流动阻力小,使其进汽量大于另一低压缸,故对应凝汽器的凝结负荷较大。

(2) 双压凝汽器的低压侧凝结负荷大于高压侧时,尽管高、低压侧的压差小于设计值,但加权平均压力与设计值偏差很小。凝结负荷偏差即使达到 12%、压差减小至 0.6 kPa 时,加权平均压力与设计值偏差不大于 0.02 kPa。此时低压侧压力高于设计值,有利于降低湿汽损失和叶片水蚀损伤。因此,双压凝汽器由凝结负荷偏差产生的高、低压侧压差小于设计值,对机组热力性能不产生明显影响。

(3) 双压凝汽器高压侧的凝汽器负荷大于低压侧时,尽管高、低压侧的压差大于设计值,且高、低压凝汽器的算术平均压力低于设计值,但加权平均压力高于设计值,增大了低压侧汽轮机末级组的蒸汽湿度,对机组热力性能和运行安全产生明显的不利影响。

(4) 双压凝汽器机组的低压凝汽器靠近中压缸的布置较为合理,对中、低压缸连通管流动阻力产生的两个低压缸流量偏差有较强的自适应能力,凝汽器的等效压力基本不变。

[参考文献] (References)

- [1] Heat Exchanger Institute Standards for Steam Surface Condensers[M]. 9th ed. Heat Exchange Institute, USA Ohio, 1995.
- [2] 康松, 杨建明, 胥建群. 汽轮机原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 2000. 113-131.
Kang Song Yang Jianming, Xu Jianqun. Turbine Theory[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2000. 113-131. (in Chinese)
- [3] 胡洪华, 居文平, 黄廷辉. 大型电站双背压凝汽器优化运行的研究和实践[J]. 热力发电, 2003(3): 8-11.
Hu Honghua, Ju Wenping, Huang Yanhui. Optimization of large power station pairs of back-pressure condenser operation research and practice[J]. Thermal Power Generation, 2003(3): 8-11. (in Chinese)
- [4] 旷仲和. 双背压凝汽器对汽轮机热经济性影响分析[J]. 热力透平, 2009, 38(1): 18-21.
Kuang Zonghe. Pairs of back pressure steam turbine condenser to the heat economy impact analysis[J]. Thermal Turbine, 2009, 38(1): 18-21. (in Chinese)
- [5] 靖长财. 汽轮机双压凝汽器运行经济性分析及对策[J]. 华东电力, 2008, 36(7): 92-95.
Jing Changcai. Running dual-pressure steam turbine condenser economic analysis and countermeasures[J]. East China Electric Power, 2008, 36(7): 92-95. (in Chinese)
- [6] 徐志明, 甘云华, 杨善让. 多背压凝汽器的变传热系数熵产分析[J]. 热力发电, 2003(3): 15-19.
Xu Zhiming, Gan Yunhua, Yang Sanrang. Multi-variable heat transfer coefficient of condenser backpressure entropy generation analysis[J]. Thermal Power Generation, 2003(3): 15-19. (in Chinese)
- [7] 郜时旺, 杨沫, 徐志明. 多背压凝汽器熵产分析[J]. 中国电机工程学报, 1998, 18(4): 231-233.
Gao Shiwang, Yang Mo, Xu Zhiming. Entropy analysis of multi-pressure condenser[J]. Chinese Society for Electrical Engineering, 1998, 18(4): 231-233. (in Chinese)
- [8] 李大鹏. 多背压凝汽器熵产的优化[J]. 电站系统工程, 1997, 13(5): 12-14.
Li Dapeng. Multi-pressure condenser entropy optimization[J]. Power System Engineering, 1997, 13(5): 12-14. (in Chinese)
- [9] 中国华东电力集团公司科学技术委员会. 600 MW 火电机组运行技术丛书, 汽轮机分册[M]. 中国电力出版社, 2000.
East China Electric Power Group Corporation Science and Technology Committee. 600 MW Thermal Power Unit Operation Technology Series. Turbine Fascicle[M]. China Electric Power Press, 2000. (in Chinese)
- [10] 李勇, 曹祖庆. 200 MW 汽轮机多背压运行的热经济性分析[J]. 热能动力工程, 2001, 16(3): 138-142.
Li Yong, Cao Zhuqing. Back pressure to run more than 200 MW steam turbine thermal economic analysis[J]. Thermal Power Engineering, 2001, 16(3): 138-142. (in Chinese)

[责任编辑: 刘 健]