

# 600 MW 超临界机组热经济性定量分析

张志恒 孙戈 钟农兵

(四川省电力工业调整试验所, 四川 成都 610072)

**摘要:**以某600 MW超临界机组热力性能试验数据为依据,基于等效热降理论,对影响汽轮机热经济性的主要因素如汽缸效率、加热器端差、热力系统泄漏及减温水等进行了定量分析,为机组热经济性诊断提供了参考。

**关键词:**汽轮机; 等效热降; 性能试验; 热经济性

**Abstract:** Taking the data of thermal performance test of a 600 MW supercritical unit for reference and based on the theory of equivalent heat drop, a quantitative analysis is carried out for the main factors which influence the thermal efficiency, such as cylinder efficiency, heat terminal temperature difference, thermal system leakage and desuperheating water etc. It provides a valid reference to the diagnosis of thermal efficiency.

**Key words:** steam turbine; equivalent heat drop; performance test; thermal efficiency

中图分类号: TK212 文献标志码: A 文章编号: 1003-6954(2015)05-0091-04

DOI:10.16527/j.cnki.cn51-1315/tm.2015.05.020

## 0 引言

汽轮机热力性能试验主要研究汽轮机的热力性能指标如热耗率、热效率等,并同时发现汽轮机及辅助设备存在的问题。但是对影响机组热经济性的因素一般没有进行定量分析,因此没有达到诊断机组热经济性的目的。等效热降法是基于热力学热变功的基本原理<sup>[1]</sup>,是对热系统进行定量分析的有力工具。通过600 MW超临界机组热力性能试验,采用等效热降法对影响机组热耗的因素进行定量分析,为机组热经济性评价提供了确切的依据。

## 1 机组及试验概况

该厂汽轮机为东方汽轮机厂生产的N600-24.2/566/566型超临界、一次中间再热、单轴、三缸四排汽、凝汽式、八级回热抽汽式汽轮机。图1为机组抽汽回热系统图,1段抽汽从高压缸引出至1号高压加热器,2段抽汽从冷再引出至2号高压加热器,3段抽汽从中压缸引出至3号高压加热器,4段抽汽从中压缸排汽引出至除氧器和小机用汽,5~8段抽汽从低压缸引出至5~8号低压加热器。高、低压加热器疏水采用逐级自流方式,冷渣器冷却水则从轴封加热器出口引出,经冷渣器加热后引至6号低压

加热器入口。

汽轮机在600 MW负荷工况下试验热耗率为7721.97 kJ/(kW·h),比厂家设计值(带冷渣器)7501 kJ/(kW·h)高220.97 kJ/(kW·h)。结合试验实际情况,进行如下分析。

## 2 机组热经济性定量分析

### 2.1 等效热降计算参数

机组回热系统参数和整理参数见表1,其他等效热降主要参数计算如下:

新蒸汽毛等效热降  $H_{gr} = 1353.67$  kJ/kg

新蒸汽净等效热降  $H = 1271.316$  kJ/kg

循环吸热量  $Q = 2699.447$  kJ/kg

汽轮机装置效率  $\eta_i = 0.471$

主要经济指标计算公式如下:

$$\delta\eta_i = \frac{\Delta H - \Delta Q \cdot \eta_i}{H + \Delta H}$$

$$\delta q = \delta\eta_i$$

式中:  $\Delta H$  为做功变化;  $\Delta Q$  为吸热量变化;  $\delta\eta_i$  为汽轮机装置效率相对变化;  $\delta q$  为汽轮机热耗相对变化。

### 2.2 汽缸效率

600 MW负荷下,高、中、低压缸试验缸效率比设计值偏低。高压缸效率85.478%比设计值87.085%低1.607%,中压缸效率92.439%比设计值

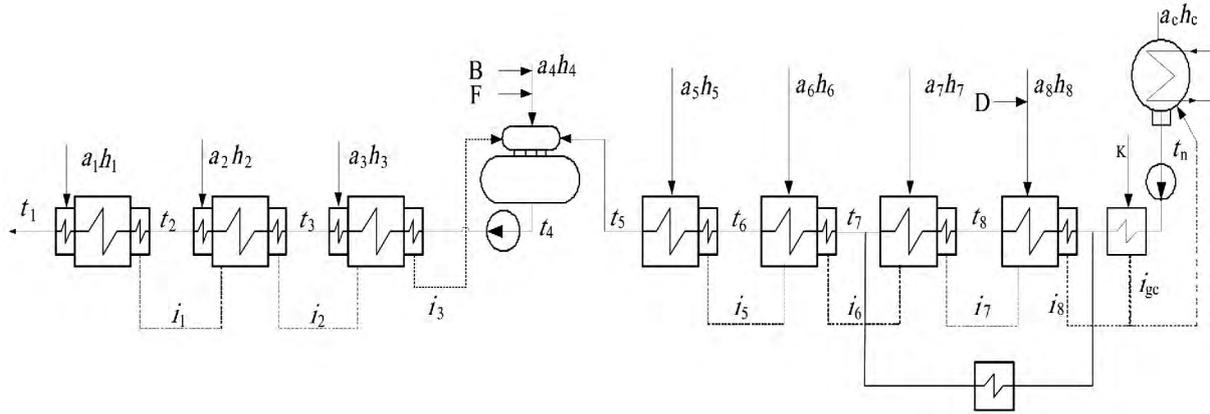


图1 600 MW 机组热力系统图

表1 600 MW 机组热力参数及整理参数

加热器 j	抽汽焓 $h_j$ /(kJ·kg <sup>-1</sup> )	疏水焓 $i_j$ /(kJ·kg <sup>-1</sup> )	出水焓 $t_j$ /(kJ·kg <sup>-1</sup> )	蒸汽放热量 $q_j$ /(kJ·kg <sup>-1</sup> )	疏水放热量 $\gamma_j$ /(kJ·kg <sup>-1</sup> )	给水焓升 $\tau_j$ /(kJ·kg <sup>-1</sup> )	抽汽份额 $a_j$	等效热降 $H_j$ /(kJ·kg <sup>-1</sup> )	抽汽效率 $\eta_j$
1号	3 068.8	1 115.7	1 216.8	1 953.10		126.10	0.064 56	1 085.574	0.55 582
2号	2 976.8	931.5	1 090.7	2 045.30	184.20	174.90	0.079 70	1 091.912	0.533 86
3号	3 405.2	820.5	915.8	2 584.70	111.00	144.30	0.035 01	938.725	0.363 19
4号	3 214.7	572.5	771.5	2 642.20	248.00	199.00	0.054 48	825.729	0.312 52
5号	2 950.5	507.5	572.5	2 443.00		86.90	0.027 10	579.958 5	0.237 40
6号	2 821.6	421.4	485.6	2 400.20	86.10	85.70	0.026 23	467.84	0.194 92
7号	2 695.2	324.1	399.9	2 371.10	97.30	97.00	0.028 98	356.05	0.150 16
8号	2 558.1	147.598	302.9	2 410.50	176.50	155.30	0.040 14	236.25	0.098 01
排汽	2 321.85		147.598						

93.516% 低 1.078% , 低压缸效率 90.39% 比设计值 93.428% 低 3.038% ; 根据等效热降法计算得出 , 高、中、低压缸效率每变化 1% 对机组热耗影响值如表 2 所示 , 因此高、中、低压缸效率使机组热耗率总的提高了 191.052 kJ/(kW·h) 。 试验中 1 抽温度和低压缸抽汽温度比设计值明显偏高 , 因此在机组检修时应重点对动、静叶和通流间隙进行检查和调整。

表2 缸效率变化对热耗的影响

参数名称	影响热耗/(kJ·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )
高压缸	18.281
中压缸	24.109
低压缸	44.668

### 2.3 减温水

过热器减温水从给水泵出口引出 , 过热器减温水的增加则给水流量减少使各高压抽汽减少而增加做功 ; 吸热变化则为喷水未经高加而增加的吸热量及 1、2 段抽汽减少在再热器中的吸热量。因此过热器减温水使做功和吸热量变化如下 :

$$\Delta H = a_{sh} [\tau_1 \eta_1 + \tau_2 \eta_2 + (\tau_3 - \tau_b) \eta_3]$$

$$\Delta Q = a_{sh} (t_1 - t_4 + \tau_1 \cdot \Delta Q_{zr1}/q_1 + \tau_2 \cdot \Delta Q_{zr2}/q_2)$$

式中 :  $\tau_b$  为给水泵设计焓升 ;  $a_{sh}$  为过热器减温水份额 , 即过热器减温水流量与主蒸汽流量的比值 ;  $\Delta Q_{zr1}$ 、 $\Delta Q_{zr2}$  分别为单位质量排汽 1 抽、2 抽对循环吸热量的影响。

试验中过热器减温水份额为 0.076 5 , 使热耗增加了 14.335 kJ/(kW·h) 。 再热器减温水取自给水泵中间抽头 , 由于再热器减温水不在高压缸做功 , 因此相对过热器减温水 , 再热器减温水做功和吸热量变化均减少了在高压缸的做功量。试验中再热器减温水份额为 0.003 7 , 使热耗增加了 5.515 kJ/(kW·h) , 因此减温水使热耗总的提高了 19.851 kJ/(kW·h) 。

### 2.4 小机用汽

在 600 MW 工况下 , 小机实际用汽量大于设计值 , 试验中小机用汽增加份额为 0.002 27 , 由于小机用汽量变化不影响凝结水流量 , 从而不影响回热抽

表3 加热器端差对热耗的影响

		1号	2号	3号	5号	6号	7号	8号
上端差	偏差值/(kJ·kg <sup>-1</sup> )	-0.948	-5.106	-7.564	-13.853	-2.612	-23.566	-20.115
	影响热耗/(kJ·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )	-0.290	-0.814	-1.057	-4.718	-0.484	-4.468	-4.257
下端差	偏差值/(kJ·kg <sup>-1</sup> )	4.953	27.341	5.629	-14.454	-29.370	12.768	12.203
	影响热耗/(kJ·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )	0.054	0.651	0.304	-0.098	-0.410	0.326	0.872

表4 给水回热系统泄漏对热耗的影响

	1号	2号	3号	4号	5号	6号	7号	8号
抽汽管道疏水/(kJ·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )	3.810 1	3.484 2	3.835 8	3.161 0	2.225 4	1.769 0	1.321 5	0.836 1
加热器危急疏水/(kJ·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )	1.179 6	0.975	0.651 6	0.237 5	0.260 1	0.174 6	0.115 7	0.052 9

汽量,其减少的做功即为该流量至凝汽器的做功,因此小机用汽使做功变化为

$$\Delta H = -\Delta a_x (h_x - h_c)$$

式中:  $\Delta a_x$  为小机用汽增加份额,即小机实际用汽量与其设计值之差与主蒸汽流量的比值;  $h_x$  为小机进汽焓;  $h_c$  为低压缸排汽焓。

计算得知,小机用汽量使机组热耗提高了 12.001 kJ/(kW·h)。

### 2.5 冷渣器冷却水

冷渣器冷却水对机组来说属于余热利用,由于冷渣器冷却水从轴加出口引出,在锅炉侧冷渣器中换热后再引至6号低压加热器进口,因此做功变化为

$$\Delta H = a_r [(t_f - t_7) \eta_6 + \tau_7 \eta_7 + \tau_8 \eta_8 - (t_{go} - t_n) \eta_8]$$

式中:  $t_f$  为冷渣器出水焓;  $t_{go}$  为轴加出水焓;  $a_r$  为冷渣器冷却水份额,即冷渣器冷却水流量与主蒸汽流量的比值。

设计冷渣器冷却水份额为 0.314 8,冷却水出水焓值为 320.6 kJ/kg,冷渣器使热耗降低了 25.469 kJ/(kW·h)。实际冷渣器冷却水份额为 0.190 7,出水焓值为 310.194 kJ/kg,使热耗降低了 8.155 kJ/(kW·h)。因此,相对设计值冷渣器使热耗提高了 17.313 kJ/(kW·h)。

### 2.6 加热器系统

加热器系统对热耗的影响因素主要为加热器端差,表3为试验中加热器端差对热耗的影响值。其中,加热器上端差表示为实际出口焓值与设计出口焓值之差,当上端差增大,加热器出口温度比设计出口温度低,因此出口焓值降低取正;下端差表示为实际疏水焓与设计疏水焓的差,当下端差增大,加热器疏水温度比设计值偏高,因此疏水焓值增加取正。从表中可以看出,加热器上端差对热耗的影响较大,下端差对热耗影响相对偏小;由于试验中加热器实

际出口焓值总体比设计值偏高,因此加热器端差使热耗降低了 14.388 kJ/(kW·h)。

### 2.7 热力系统泄漏

热力系统泄漏主要包括主蒸汽管道、再热蒸汽管道和抽汽管道疏水泄漏、加热器危急疏水泄漏、旁路泄漏等。由于热力系统阀门存在问题,试验期间抽汽管道疏水集管、主蒸汽疏水集管等个别疏水温度偏高。表4为抽汽管道疏水和加热器危急疏水(4号加热器表示除氧器底部放水或溢流)泄漏 1 t/h 时对热耗的影响值;由于加热器带有疏水冷却器,危急疏水未经过疏水冷却段,因此,计算时危急疏水焓采用饱和水焓。表5为主要管道泄漏 1 t/h 时对热耗的影响值。

表5 主要管道泄漏对热耗的影响

参数名称	影响热耗/(kJ·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )
主蒸汽或高旁疏水泄漏	4.979 5
热再或低旁疏水泄漏	4.521 3
高排管道疏水泄漏	3.484 2
高压旁路泄漏	0.790 2

### 2.8 给水泵焓升

给水泵的实际焓升与设计焓升在实际运行中是有偏差的,给水泵焓升是个内部纯热量利用的问题,因此引起做功变化的计算公式如下:

$$\Delta H = -a_{cw} \cdot \Delta \tau_b \cdot (1 - \eta_3)$$

式中:  $\Delta \tau_b$  为给水泵焓升偏差,即给水泵实际焓升与设计焓升的差值,增大取正;  $a_{cw}$  为给水份额,即给水流量与主蒸汽流量的比值。

给水泵设计焓升为 37.8 kJ/kg,而实际焓升为 33.71 kJ/kg,因此,给水泵焓升使热耗降低了 15.41 kJ/(kW·h)。

### 2.9 轴封门杆漏汽

门杆漏汽主要为高压门杆漏汽,由于门杆漏汽

按设计值计算,因此不对热耗产生影响;轴封漏汽包括高压缸前轴封、高压缸后轴封和中压缸后轴封漏汽,机组运行时轴封实际漏汽量比设计值偏大。表6为轴封门杆漏汽1 t/h时对热耗的影响值,因此,对于实际超出设计值的部分可以按此计算。

表6 轴封门杆漏汽对热耗的影响

参数名称	影响热耗/(kJ·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )
高压前轴封至中压缸	1.164 7
高压后轴封至除氧器	0.585 7
高压后轴封至轴加	2.593 6
中压后轴封至轴加	2.188 1
高压门杆至热再	1.164 7
高压门杆至4抽	1.612 8
高压门杆至轴加	3.942 0

### 2.10 不明泄漏量

对于不明泄漏量,假设不明泄漏发生在锅炉侧,排放焓为饱和焓(直流炉),补水从凝汽器侧补水。因此,不明泄漏量对做功和吸热量热的变化计算公式如下:

$$\Delta H = -a_{xl} \left( \sum_{j=1}^8 \tau_j \cdot \eta_j \right)$$

$$\Delta Q = a_{xl} (t_{xl} - t_1 - \tau_1 \cdot \Delta Q_{zr1}/q_1 - \tau_2 \cdot \Delta Q_{zr2}/q_2)$$

式中:  $a_{xl}$  为不明泄漏量份额,即不明泄漏量与主蒸汽流量的比值;  $t_{xl}$  为不明泄漏量的排放焓值。

试验中不明泄漏量份额为0.008 296,使热耗增加了36.162 kJ/(kW·h)。

### 2.11 凝结水过冷度

在机组实际运行中,凝汽器过冷度增大,冷源损失将增加,因此,凝结水过冷度对热耗的影响为

$$\Delta H = -a_n \cdot \Delta \tau_l \cdot \eta_8$$

式中:  $\Delta \tau_l$  为过冷度偏差值,即凝汽器实际过冷度与设计过冷度的差值,增大取正;  $a_n$  为凝结水份额,即凝结水流量与主蒸汽流量的比值。

试验中过冷度偏差为10.179 kJ/kg,因此,凝结水过冷度使机组热耗提高了4.486 kJ/(kW·h)。

### 2.12 参数修正

表7 参数修正

参数名称	影响热耗/(kJ·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )
主汽温度	-1.530 2
主汽压力	31.584 1
再热温度	-2.514 5
再热压降	4.603 3
低压缸排汽压力	16.422 8

参数修正主要包括主汽参数、再热参数和排汽

参数,由于试验中运行参数一般要偏离工况规定的设计值,因此要对运行参数进行热耗修正。参数修正依据厂家提供的修正曲线,表7为实际运行参数对热耗的修正值,参数修正使试验热耗增加,因此相对设计值热耗则降低了48.565 kJ/(kW·h)。

## 3 结 论

等效热降法对机组热经济性定量分析计算时非常简捷,且结果可靠,能为机组热经济性评价提供确切的依据,同时为提高机组运行的经济性、进行技术改造等方面提供了方向和参考。

1) 试验表明,试验修正后的结果与等效热降法的计算结果是一致的,因此,试验和分析是相辅相成的。分析具体因素对热耗的影响,系统修正代替不了等效热降法,而等效热降法的原始数据还要依靠试验获得,因此,试验和定量分析相结合,才能更好地解决试验中存在的问题。

2) 等效热降法计算是以新蒸汽流量为基准的,热力系统中的任何变化,只是改变汽轮机的功率和该变动后的各抽汽量。等效热降法计算的前提是初、终参数及各抽汽参数为定值,对于给定的运行工况进行能损分析较为便利,但当负荷变化较大时,使用具有一定的局限性。

3) 电厂热力系统热耗分析是节能减排的有效途径,通过等效热降法对机组运行中存在的问题进行定量分析,有助于查明机组热耗偏高的原因,以致能对机组存在问题采取针对性的措施,提高电厂的生产效益,为电厂节能降耗提供科学指导。

### 参考文献

[1] 林万超. 火电厂热系统节能理论[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994.

作者简介:

张志恒(1977), 硕士, 工程师, 主要从事汽轮机设备调试和性能试验方面的研究。

(收稿日期: 2015-06-14)