

# Research and Application of Key Technologies for Transformation of Multi-Parameter Industrial Steam Supply Turbines

Jie Wang

Guoneng (Huizhou) Thermal Power Co., Ltd., Huizhou, Guangdong, 516082, China

## Abstract

To address the issues of insufficient multi-parameter steam supply capacity of steam turbines and low energy efficiency during operation, by comparing the characteristics of the current main heating transformation technical schemes and analyzing the main factors affecting the heating capacity and operational economy of the units, a comprehensive transformation scheme for steam turbine flow passage transformation is ultimately adopted. The results after the transformation show that while meeting the heating demands of users, the energy consumption level of the steam turbine has been significantly improved. This research provides a reliable technical path and engineering practice example for the upgrading and replacement of existing industrial steam turbines, which has significant reference value for promoting the cascade utilization of energy and green and low-carbon development in the industrial field, and ensures the safe and stable operation of the renovated units across all working conditions.

## Keywords

Multi-parameter heating Steam turbine retrofit Key technologies; Effect analysis

# 多参数工业供汽汽轮机改造关键技术研究与应用

王杰

国能(惠州)热电有限责任公司, 中国·广东 惠州 516082

## 摘要

为了解决提高汽轮机多参数供汽能力不足、运行过程中能效低问题,通过对比当前主要供热改造技术方案的特点,分析影响机组供热能力和运行经济性的主要因素,最终采用汽轮机通流改造的综合改造方案。改造后结果表明:在满足用户供热需求的同时,汽轮机的能耗水平有较大的提高。本研究为现有工业汽轮机的升级换代提供了可靠的技术路径和工程实践范例,对推动工业领域能源梯级利用和绿色低碳发展具有重要参考价值,确保了改造后机组在全工况范围内的安全稳定运行。

## 关键词

多参数供热; 汽轮机改造; 关键技术; 效果分析

## 1 引言

某电厂 330MW 亚临界抽凝式热电联产汽轮机, 设置有三处供热抽汽, 高压供热抽汽自高压缸第六级后(一抽)抽出, 经减温减压后供给热用户, 供热流量不可调节。中压供热抽汽源自中压缸第一级后, 采用座缸阀调节供汽流量。低压供热蒸汽取自中压缸第三级级后(三抽抽汽口), 采用旋转隔板调节供汽流量<sup>[1]</sup>。

电网对火电企业的调度方式已由铭牌调度调整为节能调度<sup>[2]</sup>, 随着电力现货市场交易<sup>[3]</sup>、容量电价<sup>[4]</sup>和碳排放核査交易<sup>[5]</sup>的持续深化, 机组在用户工业热负荷需求的增大<sup>[6]</sup>利好的同时, 随着供汽量的增大, 机组面临着有效工况范围变窄、机组实际运行效率偏低; 机组原高压供汽量不可调节,

中、低压供汽调节方式严重影响机组的运行经济性的问题日益突出。

基于提升汽轮机多参数供汽能力、解决机组运行过程中能效低问题的目的, 需综合考虑汽轮机的改造方案。

## 2 供热系统分析

### 2.1 供汽量

汽轮机设计工况(主蒸汽流量 1013.9t/h)额定抽汽流量和最大供热抽汽流量, 见表 1。

表 1 汽轮机设计额定 / 最大供汽流量

名称	额定供汽量	最大供汽量	母管参数
高压供汽	36t/h	60t/h	4.7MPa/330℃
中压供汽	128t/h	159t/h	2.7MPa/326℃
低压供汽	88.5t/h	133t/h	1.32MPa/260℃

通过热力市场调研, 2020 年 -2022 年热负荷需求情况汇总, 见表 2。

【作者简介】王杰(1986-), 男, 中国天津人, 本科, 工程师, 从事热能与动力工程研究。

表2 热负荷需求统计

名称	单位	高压供汽	中压供汽	低压供汽
2020年底最大需求	t/h	70	150	90
2021年底最大需求	t/h	65	380	90
2022年底最大需求	t/h	135	420	115

通过表2可以看出，到2021年2台机组同时最大负荷供汽，无法满足用户中压用汽需求；到2022年年底2台机组同时最大流量供汽，无法满足高压供汽和中压供汽的需求。

## 2.2 供汽系统存在的问题

### 2.2.1 高压供汽

高压供汽量不可调节，难以满足用户热负荷增长的需求。现有系统在运行中对用户需求的适应性较差，限制了供热能力的提升。

### 2.2.2 中压、低压供汽

中压、低压供热抽汽采用座缸阀和旋转隔板的调节方式，座缸阀和旋转隔板故障率较高，其调节方式存在以下主要问题：1. 高故障率：座缸阀和旋转隔板的结合面易变形漏汽，运行中多次发生油动机操作不灵的情况。

2. 调节效率低：调节过程中汽缸节流损失严重，对汽缸效率造成显著影响。

通过对不同负荷和抽汽流量的试验结果分析（见表3），可以看出中压抽汽对机组性能的显著影响：

表3 抽汽状态汽缸效率试验结果

发电机有功 MW	中压抽汽 t/h	座缸阀开度 %	中压缸效率 %	热耗率 kJ/kWh
300	0.00	99/100/99/99	84.74	8332
	61.40	34/35/34/34	81.52	8067
	105.80	29/30/30/30	80.16	7960
250	0.00	99/100/99/99	84.98	8320
	64.20	18/19/19/19	73.60	8182
	104.10	17/18/18/18	72.69	8028
220	0.00	99/100/99/99	85.15	8545
	59.55	14/15/14/14	68.73	8499
	100.05	13/14/14/14	68.27	8345

试验结果表明：随着座缸阀开度减少，中压缸效率急剧下降，特别是在220MW中压抽汽工况下，中压缸效率已低于70%，对机组经济性影响严重。此外，调节状态下座缸阀和旋转隔板的调节方式导致低负荷大供汽流量时节流损失尤为明显，进一步恶化了经济性。

### 2.2.3 其他问题

1. 热耗率偏高：现有机组高、中压缸间轴封漏汽量较大，运行热耗率显著高于设计值（约8008kJ/kWh，相较设计值7734kJ/kWh偏高3.5%）。

2. 夹层加热设计不合理：高压缸夹层加热进汽口布置在汽缸下部，导致运行时上下缸温差大，存在操作风险。

3. 隔板强度问题：高压缸隔板设计强度偏低，运行中容易产生轴向变形，增加动静碰摩的风险。

## 2.3 当前汽轮机存在主要问题

目前运行现状及主要问题如下：

机组高、中压缸间轴封漏汽量大、运行热耗率较设计值偏高。实测2号机组额定工况热耗率为8008kJ/kWh较设计纯凝工况额定负荷热耗率（7734kJ/kWh）高；

对比300MW等级机组的设计和性能试验结果，本机组330MW工况的高压缸和中压缸的设计效率和运行效率都偏低，尤其是中压缸，受中压工业抽汽的影响非常明显，随着座缸阀开度的减少，效率急剧下降，低负荷大抽汽量工况的效率已低于70%，导致机组抽汽工况热耗率偏高；

目前电厂在中压及低压的工业抽汽供热分别采用座缸阀和旋转隔板的调节方式，机组运行中存在明显的节流损失，供热状态汽轮机中压缸效率甚至低于70%，严重影响机组运行经济性；

座缸阀和旋转隔板故障率较高，存在结合面变形漏汽的现象，旋转隔板运行过程中多次出现油动机故障操作不灵的情况；

夹层加热设计不合理，运行操作风险较高。汽轮机高压缸夹层加热进汽口布置在汽缸下部，距离疏水和抽汽口较近，夹层加热投运时下缸温度快速上升，而对上缸加热不明显，容易造成上下缸温差大，运行操作风险较高；

高压缸隔板套设计强度偏低，运行中产生轴向变形，易造成动静碰摩；

随着工业热负荷需求的增大，机组的有效工况范围变窄，影响机组的高效、安全运行。

2) 高压缸隔板强度不足，易产生变形。

3) 座缸阀和旋转隔板调节方式效率低，调节过程导致严重的节流损失。

4) 中压缸性能受工业抽汽影响显著，低负荷大抽汽时效率低于70%。

5) 随着工业热负荷需求的增长，机组的有效工况范围缩窄，影响安全高效运行。

## 3 汽轮机供汽改造方案

### 3.1 抽汽容量

抽汽容量的选择主要依据2020年~2022年供热需求量预测，结合两台机组锅炉及辅助系统的配置能力，同时考虑增加供热稳定性，保证单机运行能够满足热力市场需求。

单台机组的设计热负荷：

额定供热工况，机组负荷不小于220MW，最大抽汽工况主蒸汽流量不大于锅炉最大蒸发量；

考虑抽汽口至供汽母管的压损、温降；

高压供热：供热母管参数4.7MPa/330℃，额定抽汽工况60t/h，最大抽汽工况120t/h（1号高加切除）；中压供

热：供热母管参数 2.7 MPa/326 °C，额定抽汽工况 120t/h（冷再 40t/h，热再 80 t/h），最大抽汽工况 240 t/h（冷再 40 t/h，热再 200 t/h）；低压供热：供热母管参数 1.5 MPa/260 °C，额定抽汽工况 75 t/h，最大抽汽工况 130 t/h。

抽汽容量的设计基于 2020 至 2022 年的供热需求预测，同时综合考虑两台机组锅炉及辅助系统的配置能力。在保证单机能够满足热力市场需求的前提下，确保供热系统的稳定性。单台机组的设计热负荷参数如下：

1) 高压供热：供热母管参数为 4.7 MPa/330°C，额定抽汽工况 60 t/h，最大抽汽工况 120 t/h（1 号高加切除）。

2) 中压供热：供热母管参数为 2.7 MPa/326°C，额定抽汽工况 120 t/h（冷再 40 t/h，热再 80 t/h），最大抽汽工况 240 t/h（冷再 60 t/h，热再 180 t/h）。

3) 低压供热：供热母管参数为 1.5 MPa/260°C，额定抽汽工况 75 t/h，最大抽汽工况 260 t/h。

### 3.2 改造技术选型

目前国内常用的供热改造方式主要有：高背压改造、抽汽调节改造、连通管加装蝶阀、中联门参调热再供热、高低旁联合供热、SSS 联轴器、压力匹配器、汽轮机综合通流改造等<sup>[8-17]</sup>。其中高背压改造技术、连通管加装蝶阀等大部分改造方案只适宜北方采暖供热的改造。

压力匹配器采用多喷嘴结构，根据外供汽量的大小，调整喷嘴开启的数量及开度的大小。压力匹配器对变工况参数的是影响较差，当驱动蒸汽压力变化较大或供热热流量变化大的时候，输出压力不稳定，对供热参数的稳定性要求较高的工业抽汽不推荐。变工况时压力匹配器效率低、调节系统复杂、灵敏度低<sup>[6]</sup>。

适用于高压、中压参数的工业抽汽供热改造主要有从主蒸汽和热再蒸汽管道上抽汽、压力匹配器和在本体上加装抽汽调节装置（需改造汽轮机本体）。利用热再管道抽汽对锅炉无影响，允许抽汽量大，参数可调整范围广，在汽轮机高、中参数供热改造中广泛应用。近年由于部分电厂工业用户增多，抽汽量增大，低负荷工况时热再供热难以满足压力要求，通过高低旁联合供热配合中联门参调<sup>[18]</sup>的方式来调整供热压力，满足供热适应负荷范围已成为主流的改造方案。

基于本机组存在的问题，在满足多参数工业供汽要求的前提下，解决机组能耗高、缸效低、上下缸温差大、高压缸隔板强度低、供热工况机组有效工况范围变窄等问题，综合考虑拟采用汽轮机综合通流改造方案对汽轮机进行改造。

目前国内常用的供热改造技术包括高背压改造、抽汽调节改造、连通管加装蝶阀、中联门参调、热再供热、高低旁联合供热、SSS 联轴器及压力匹配器等。其中，多数技术适用于北方采暖供热场景，对工业供热需求适应性较低。

针对本机组的实际问题，结合满足多参数工业供汽要求及提升能效的目标，最终选定汽轮机综合通流改造方案作

为供热改造技术基础。

### 3.3 供热改造方案及关键技术

#### 3.3.1 高压缸通流全新优化设计

为了改善经济性和变工况性能，汽轮机通流部分采用先进的气动设计模型进行设计，考虑喷嘴组和高中压隔板工作温度高、前后压差大、与转子间隙小的特点，新设计的 4 组喷嘴组分别装于 4 个高压内缸环形槽道里，喷嘴组弧段间采用搭接结构，既留有热膨胀间隙，又避免弧段间漏汽，同时喷嘴组导叶采用氮化处理，提高防止固体微粒冲刷的能力。

为提升经济性和变工况适应性，高压缸通流部分采用先进气动设计模型，并重新设计喷嘴组。新设计的喷嘴组具有以下特点：

1) 采用搭接结构，既保留热膨胀间隙，又减少弧段间漏汽。

2) 喷嘴导叶采用氮化处理，增强抗微粒冲刷能力。

此外，隔板汽封采用错齿和防旋汽封相结合的形式，优化了气动性能。

高压第 2 ~ 11 级及中压 1 ~ 11 级全部为高效拂配式导叶。隔板全部采用窄间隙焊接隔板。高压隔板汽封 2 ~ 5 级采用防旋汽封，中压隔板汽封 1 级采用错齿汽封，其余均采用梳齿汽封，汽封圈均采用螺旋弹簧。隔板内外环全部带密封键，增加隔板刚性，减少中分面漏汽。优化低压缸进汽结构，低压 4 ~ 5 级为高效可控涡动叶，阻尼成圈自带冠结构。低压末级采用具有高可靠性、高效率的 909mm 动叶片。

#### 3.3.2 夹层加热改进

通过优化夹层加热蒸汽喷嘴布置，改造后蒸汽能够在汽缸夹层内更加均匀分布，有效降低上下缸温差，提高运行安全性。

图 31~ 图 2 可见，优化后的夹层加热蒸汽在高压外缸上下半的内壁处沿圆周装焊夹层加热进汽管，汽管上开设有  $\phi 5\text{mm}$  喷嘴口。

优化后的夹层加热喷嘴沿内壁周向布置较优化前的下部进汽方式相比，加热蒸汽在汽缸夹层内分布更均匀，夹层加热投运时，更利于控制汽轮机上下缸温差。

#### 3.3.3 中压供热调节改造

旋转隔板加座缸阀在纯凝运行时对中压缸效率的影响约为 2%~5%，调节状态对缸效的影响更大。本次改造取消原中压缸的座缸阀和旋转隔板，采用中联阀参调的方式调节中压供热参数，低压供汽参数依靠自然压降来满足。

取消原中压缸的座缸阀与旋转隔板，改为采用中联阀参调方式调节中压供热参数。低压供热参数通过自然压降调节，从而减少节流损失并提升运行效率。

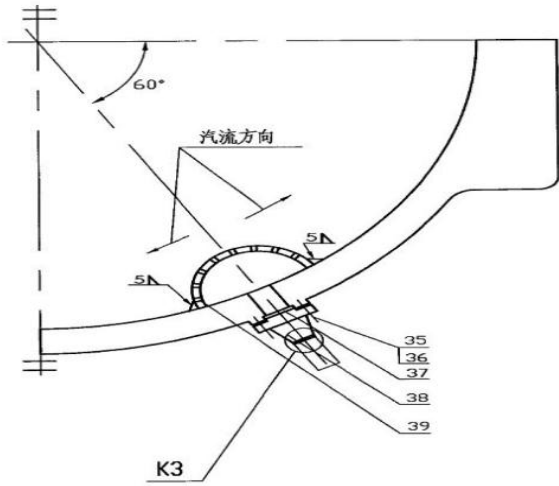


图1 改造前夹层加热进汽方式

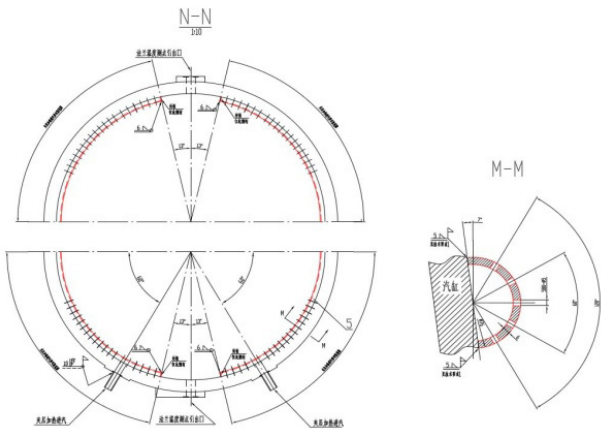


图2 改造后夹层加热进汽方式

### 3.3.4 多参数供热设计方案

改造后高压供热抽汽口位置（一段抽汽口）不变，中压供热采用冷再和热再掺混方案，额定供热工况时，冷再最多抽出 40t/h，其余由热再提供。冷再通过减压阀后接入供热母管，热再通过减温减压后接入供热母管，通过调整中联门的开度来调节热再压力，以满足低负荷时的供热参数。低压供热抽汽点前移至中压一级后抽汽口，并保留原三抽至低压供热抽汽管道备用。当高负荷供热时利用原三抽至低压供汽，低负荷时采用中压一级后抽汽进行满足低压供热参数。

改造后，各供热抽汽口布置及调节方式如下：

1. 高压供热：保持一段抽汽口不变。
2. 中压供热：采用冷再和热再掺混方案，通过调整中联门开度满足供热需求。
3. 低压供热：供汽抽汽点前移至中压一级后抽汽口，同时保留原三抽管道备用，高负荷供热时利用三抽，低负荷时采用前移抽汽点满足需求。

表4 供热改造内容

供热等级	改造前供热方式	改造后供热方式
高压供热	一段抽汽	一段抽汽
中压供热	座缸阀	中联阀参调，冷再、热再掺混
低压供热	旋转隔板	高负荷：三抽
		低负荷：中压一级后

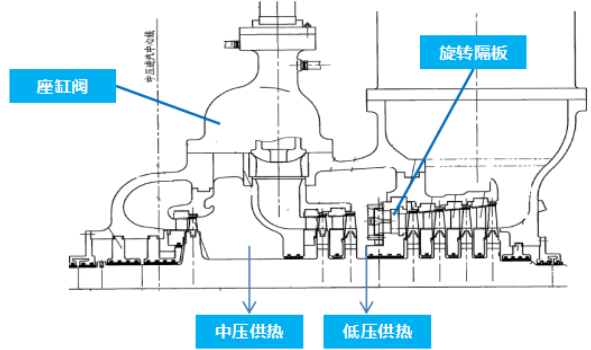


图3 改造前中压缸剖面图

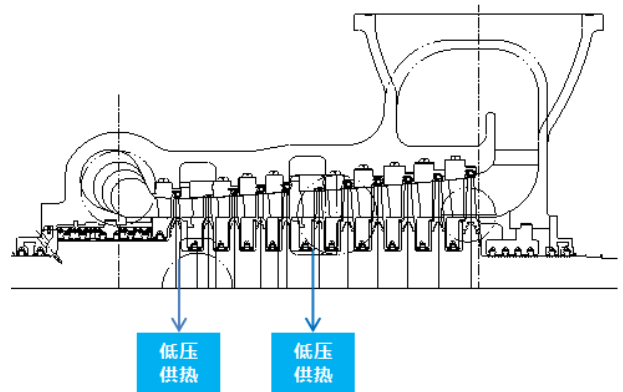


图4 改造后中压缸剖面图

## 4 改造效果

为了评价机组供热改造后的供热能力和机组的性能，2022年4月对改造后机组开展了的热力性能试验<sup>[9]</sup>。

### 4.1 纯凝工况性能测试结果

改造后机组在不同工况下的性能测试结果显示，汽轮机的能效指标已达到或超出设计目标，并符合 300 MW 等级机组的先进性能标准。以下是关键性能参数对比：

改造后 3VWO 工况平均，试验热耗率为 7788.59 kJ/kWh，修正后热耗率为 7730.87 kJ/kWh，较设计值 7740 kJ/kWh 低了 9.13 kJ/kWh；高压缸效率为 88.29%，较设计值（88%）高 0.29 个百分点；中压缸效率为 92.62%，较设计值（92.5%）高 0.12 个百分点；低压缸效率为 90.07%，较设计值（90%）高 0.07 个百分点。

75%THA，试验热耗率为 7924.72 kJ/kWh，修正后热耗率为 7890.60 kJ/kWh，较 75%THA 工况设计值 7899 kJ/kWh

kWh 低 8.40 kJ/kWh；高压缸效率为 84.32%，中压缸效率为 93.27%，低压缸效率为 88.84%。

50%THA 工况，试验热耗率为 8226.27 kJ/kWh，修正后热耗率为 8189.08 kJ/kWh，较 50%THA 工况设计值 8197 kJ/kWh 低 7.92 kJ/kWh，高压缸效率为 83.95%，中压缸效率为 93.85%，低压缸效率为 88.29%。

300MW 等级汽轮机目前的先进的性能指标，高压缸效率为：86~88%，中压缸效率：92~94%，低压缸效率：90~92%。电动给水泵汽轮机热耗率先进能耗指标约为 7730kJ/kWh。对比 3VWO 工况试验结果和 300MW 等级汽轮机的先进性能指标可见，改造后机组的性能指标均达到 300MW 等级机组先进性能指标的范畴。

表 5 改造后纯凝工况主要试验结果

名称	单位	VWO	3VWO <sub>平均</sub>	75%THA	50%THA
发电机有功	MW	344.63	327.66	246.33	164.42
主蒸汽压力	MPa	16.390	16.616	15.515	10.636
主蒸汽温度	℃	536.6	537.6	539.4	529.4
高排压力	MPa	3.800	3.608	2.659	1.803
高排温度	℃	322.1	315.7	298.1	295.1
再热蒸汽压力	MPa	3.485	3.307	2.429	1.632
再热蒸汽温度	℃	525.1	519.8	511.0	483.1
排汽压力	kPa	6.680	6.700	5.660	4.790
高压缸效率	%	88.82	88.29	84.43	83.95
中压缸效率	%	92.46	92.62	93.27	93.85
低压缸效率	%	90.06	90.07	88.84	88.29
试验热耗率	kJ/kWh	7894.47	7788.59	7924.72	8226.27
修正后热耗率	kJ/kWh	7838.33	7730.87	7890.60	8189.08

结果分析：

- 高压缸、中压缸及低压缸的效率均有所提升，且符合或超越设计值。

- 热耗率较设计值明显降低，纯凝工况下，修正后热耗率比设计值（7740 kJ/kWh）低 9.13 kJ/kWh，达到了国内先进水平。

- 改造后的中压缸效率在各工况下均保持较高水平，有效提升了机组的整体经济性。

#### 4.2 供热工况性能测试结果

在供热工况下，机组能够在不同负荷条件下保持较高的缸效水平，满足用户的多参数供热需求。

改造后额定供热工况，试验负荷为 259.4MW，高压供热流量为 59.63t/h，热再中压供热流量为 98.02t/h，冷再中压供热流量为 32.03t/h，低压供热流量为 39.19t/h，试验热耗率为 6983.8kJ/kWh，修正后热耗率为 6939.6 kJ/kWh，修正至额定供热工况设计供热量（高压供热量 60t/h、热再中压供热量 80t/h、冷再中压供热量 40t/h、低压供热量 75t/h）时热耗率为 6874.69 kJ/kWh，较设计值 6896 kJ/kWh 低了 21.31 kJ/kWh。高压缸效率为 86.81%，中压缸效率为

87.34，低压缸效率为 92.35%。

250MW 供热工况，中联门开度分别为 41.45%、41.38%，汽轮机高压缸效率为 83.37%，中压缸效率为 92.99%。

230MW 供热工况，中联门开度分别为 34.92%、34.98%，汽轮机高压缸效率为 83.78%，中压缸效率为 88.62%。

表 6 改造后供热工况主要试验结果

名称	单位	250MW 供热	230MW 供热
发电机有功	MW	254.57	231.78
主蒸汽压力	MPa	14.65	13.25
主蒸汽温度	℃	541.57	541.82
高压缸排汽压力	MPa	2.96	2.84
高压缸排汽温度	℃	320.82	328.46
再热蒸汽压力	MPa	2.82	2.83
再热蒸汽温度	℃	536.8	541.11
中压缸排汽压力	MPa	0.66	0.61
中压缸排汽温度	℃	326.57	329.82
排汽压力	kPa	-93.32	-94.11
高压缸效率	%	83.37	83.78
中压缸效率	%	92.99	88.62
#1 中联门开度	%	41.45	34.92
#2 中联门开度	%	41.38	34.98
高压供热流量	t/h	31.5	37.99
冷再供热流量	t/h	30.32	28.10
再热供热流量	t/h	73.38	75.32
低压供热流量	t/h	20.22	15.03

结果分析：

- 在 250 MW 和 230 MW 供热工况下，高压缸和中压缸效率均表现优异。

- 改造后的供热调节方式能够有效满足用户的高压、中压及低压供热需求，同时保证了机组运行的经济性。

#### 4.3 综合评价

通过改造后对机组的供热和纯凝工况测试，验证了以下效果：

1. 在满足多参数供热需求的同时，机组热耗率显著降低，运行经济性大幅提高。

2. 中联阀参调的方式有效减少了中压缸调节状态下的节流损失，对缸效率的影响较小。

3. 低负荷供热工况下，机组缸效依然保持较高水平，确保了供热的稳定性和安全性。

### 5 结论

(1) 供热抽汽采用座缸阀和旋转隔板的调节方式，座缸阀和旋转隔板故障率较高，存在结合面变形漏汽的现象，旋转隔板运行过程中多次出现油动机故障操作不灵的情况。

(2) 调节状态下座缸阀和旋转隔板的调节方式导致汽

缸节流损失严重,对汽缸效率有较大的影响。

(3) 汽轮机供热改造要根据供汽的特点在设计供热改造方案时,综合考虑满足热负荷的需求的同时,保证对汽轮机的缸效率影响最小。

(4) 采用中联阀参调的方式调节中压供热参数,能够保证机组通流效率,改造后的试验结果验证了中联阀参调方式对中压缸汽缸效率影响较小。

(5) 供热改造后在满足机组供热需求的前提下,低负荷供热工况汽轮机仍能保持较高的缸效水平,保证了机组运行的经济性。

#### 1) 调节方式优化:

改造前供热抽汽采用座缸阀和旋转隔板调节方式,调节过程中汽缸节流损失显著,导致缸效率下降,尤其是在低负荷大供汽流量时表现尤为明显。改造后采用中联阀参调方式,中压缸调节效率显著提高,有效减少了调节过程中的能量损失。

#### 2) 系统可靠性提升:

原座缸阀和旋转隔板的结合面易变形漏汽,且油动机故障频发,降低了系统的运行可靠性。通过取消座缸阀和旋转隔板,并优化夹层加热方式,改造后系统故障率显著下降,运行稳定性和可靠性得到了有效提升。

#### 3) 运行经济性改善:

在纯凝和供热工况下,改造后的机组热耗率均显著低于改造前水平,并达到了国内 300 MW 等级汽轮机的先进性能标准。尤其是在低负荷供热工况下,机组仍能保持较高的缸效水平,确保了机组运行的经济性和供热的适应性。

#### 4) 多参数供热能力增强:

通过对中压供热采用冷再和热再掺混方案,以及对高压和低压供热调节方式的优化,机组能够灵活满足多参数供热需求,同时扩大了有效工况范围,适应了热力市场对多样化热负荷的需求。

#### 5) 综合技术价值:

本次改造基于汽轮机通流综合优化设计,解决了多项瓶颈问题,为进一步推广类似改造提供了技术参考。改造结果表明,该方案在提升机组运行效率、降低热耗率、满足供热需求及提高可靠性等方面效果显著,具有较高的应用价值。

### 参考文献

[1] 汽轮机本体结构说明书[M].德阳:东方汽轮机有限公司,2009:4-5.

- [2] 广东省发展和改革委员会.广东省有序放开发用电计划和推进节能低碳电力调度实施方案[S],2015.
- [3] 国家发展改革委,国家能源局.电力现货市场基本规则(试行)[S],2023.
- [4] 国家发展改革委,国家能源局.关于建立煤电容量电价机制的通知[S],2023.
- [5] 广东省生态环境厅.广东省碳交易支持碳达峰碳中和实施方案(2023-2030年)[S],2023.
- [6] 汪成,张翔宇等.国华惠州热电厂1、2号机组通流提效改造项目可行性研究报告[R],广州:中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司,2020:106-115.
- [7] 赵鹏程,李晓峰等.神华国华惠州热电分公司2号汽轮机节能提升改造前性能试验报告[R],西安:西安热工研究院有限公司,2017:14~21.
- [8] 李秋白,黄新厂等.350MW朝林额吉供热机组汽轮机改造研究[J].汽轮机技术,2023,65(3):229~232.
- [9] 蒋春雷,刘永利等.330MW汽轮机高低压旁路联合供热应用研究[J].黑龙江电力,2020,42(6):555~559.
- [10] 周国强,赵树龙等.汽轮机高、低压旁路联合供热应用研究[J].东北电力技术,2019,40(11):1~4.
- [11] 戴建刚.350MW机组汽轮机中压缸排汽供热改造分析[J].发电设备,2019,33(3):217~222.
- [12] 刘网扣,崔琦,范雪飞.300MW机组再热器热段抽汽供热改造[J].发电设备,2018,32(1):61~64.
- [13] 刘永.600MW超临界机组抽汽供热改造在工业供热总的应用分析[D].徐州:中国矿业大学,2021:21~28.
- [14] 付怀仁,包伟伟,张敏等.当前主流供热改造技术的灵活性及经济性分析[J].热力透平,2021,48(2):99~104.
- [15] 苏鹏,王文君等.提升火电机组灵活性改造技术方案研究[J].中国电力,2018,51(5):87~94.
- [16] 薛朝囡,杨荣祖,王汀等.汽轮机高低旁路联合供热在超临界350MW机组上的应用[J].热力发电,2018(5):107~111.
- [17] 王志云,赵玉柱,王学栋等.调峰机制下供热汽轮机中压调门调节特性试验研究[J].发电技术,2022,43(6):970~975.
- [18] 张志业,涂朝阳,林宝森等.高参数大流量供热改造汽轮机中调阀调节抽汽研究[J].汽轮机技术,2022,64(1):67~69.
- [19] 李嘉亮,周迪驰等.国能(惠州)热电有限责任公司2号机组通流改造后热力性能试验报告[R],广州:广州粤能电力科技开发有限公司,2023:8-15.