多源进汽可变通流式汽轮机技术研究

王洪鹏[1] 李文超[1] 张 迪[1] 田紫芊[1*] 李殿成[1] 任 伟[2]
郝 丹[2] 曲文波[2]
1.北京怀柔实验室,北京,101400
2.哈尔滨汽轮机厂有限责任公司,哈尔滨,100101

摘要:针对新型电力系统建设背景下火电机组参与深度调峰导致运行经济性降低的问题,提出“多源进汽可变通流”汽轮机技术,通过重构蒸汽通流路径动态调整通流面积,构建多设计工况点通流,实现了机组全工况高效运行。汽轮机高压缸采用三段式变焓降通流结构,可在“串联”与“并联+串联”模式间灵活切换,在调峰工况下仍能维持较高蒸汽参数。热力系统建模及经济性分析结果表明,该技术具备先进性、可行性和工程应用价值。

关键词:汽轮机;可变通流;多源进汽;串联;并联;高效率
中图分类号:TK26
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.07.030 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Research on Variable Through-flow Turbine with Multiple Sources of Steam Intake

WANG Hongpeng[1] LI Wenchao[1] ZHANG Di[1] TIAN Ziqian[1*] LI Diancheng[1] REN Wei[2]
HAO Dan[2] QU Wenbo[2]
1.Beijing Huairou Laboratory, Beijing, 101400
2.Harbin Turbine Company Limited, Harbin, 150046

Abstract: To mitigate the efficiency degradation of thermal power units under deep peak regulation, this paper investigates a variable through-flow turbine technology with multi-source steam admission. The steam flow path was reconstructed to enable dynamic adjustment of the through-flow area, establishing a multi-design-point through-flow configuration that maintains high-efficiency operation across the full load range. The high-pressure cylinder incorporates a three-stage variable enthalpy-drop through-flow structure, allowing flexible switching between series and parallel-series modes to sustain elevated steam parameters under peak regulation conditions. Thermodynamic system modeling and economic analysis demonstrate that the proposed technology is advanced, feasible, and promising for engineering applications.

Key words: steam turbine; variable through-flow; multiple sources of steam intake; series; parallel; high efficiency

0 引言

在新型电力系统加速建设进程中,新能源装机占比持续攀升成为能源结构转型的核心特征。新能源发电固有的间歇性、波动性与随机性给电力系统安全稳定运行带来严峻挑战。为保障电力系统安全可靠运行,亟需配置与新能源发展规模适配的灵活调节电源,其中,煤电向兼具基础保障与系统调节功能的电源转变,主要承担容量支撑、调峰调频等电力系统的辅助服务任务。

煤电机组频繁参与深度调峰和变负荷运行,使机组运行工况持续偏离设计工况,导致主蒸汽压力、再热蒸汽压力随负荷降低同步衰减,进而引发循环热效率下降、运行经济性恶化等问题。因此,研发兼具宽负荷经济性与运行灵活性的新型煤电机组技术,已成为缓解发电企业运营压力、保障机组安全高效运行的重要途径[1-5]。针对上述问题,欧美发达国家依托设备结构优化技术与电站智慧化管控手段,推动燃煤机组向更低稳燃负荷、更高变负荷速率方向发展。国内现役高参数火电机组多以额定负荷长期稳定运行为主要设计基准,传统调峰运行区间通常集中在50%额定负荷以上,在该设计模式下,机组低负荷工况的运行灵活性与经济性显著下降。近年来,国内围绕汽轮机宽负荷高效运行需求,从通流设计点优化、设备结构改良、热力系统配置升级、运行调控技术革

收稿日期:2025-06-30
基金项目:煤炭重大专项(2024ZD1700300)

新等方面，开展了一系列提升机组宽负荷运行经济性的研究并取得一定成效[6-7]。

由于蒸汽参数的影响和汽轮机结构设计的限制，大功率高参数汽轮机仅有第一级（调节级）的通流面积能随机组功率的变化进行调整。汽轮机在额定功率运行时的通流效率最高，且负荷越偏离设计点，效率下降越明显[8-9]。因此汽轮机通流面积的设计通常将额定负荷点作为基准。汽轮机在调峰运行时的负荷常大幅变化导致固定面积的通流技术难以保证调峰运行时的经济性。

针对上述问题，现有优化思路通过下移通流面积设计负荷点来提高机组部分负荷运行效率，但为保障机组满发能力与高负荷运行效率不发生明显衰减，设计负荷点下调空间十分有限。

为解决灵活运行与高效率之间的矛盾，本文提出一种通过改变蒸汽在通流内的流程来实现通流面积随功率变化的“多源进汽可变通流”式汽轮机技术。“串-并联技术”是可变通流汽轮机技术的基本雏形，受限于应用资料细节的匮乏及技术难点的制约，该技术在国内未有应用实例，且相关研究均局限于概念设计与经济性分析[10-12]。本工作通过重构蒸汽通流路径，实现通流面积与负荷的动态匹配，使机组在多个工况点都能获得理想的通流面积和最佳的通流效率，促进机组在深度调峰运行时保持较高效率。

1　汽轮机多源进汽可变通流技术概念

“多源进汽可变通流”式汽轮机的高压缸设有三段通流，如图1所示。第一段通流反向布置，设计成约45%THA（turbine heat acceptance）容量；第二段通流（约为65%THA容量）与第三段通流（约为100%THA容量）正向串联布置。汽轮机在45%THA负荷以下时，三段通流串联运行；在50%～100%THA负荷时，三段通流“并联＋串联”运行；负荷在45%～50%THA时为串联运行模式向并联运行模式的切换阶段；100%THA工况以上负荷需进行补汽运行。汽轮机可根据经济性要求和运行要求选择多种运行模式，滑压运行模式下，45%THA负荷时的主蒸汽压力达到额定值。机组的中压缸模块与低压缸模块选择与常规机型基本相同的技术，仅适当调整通流面积。

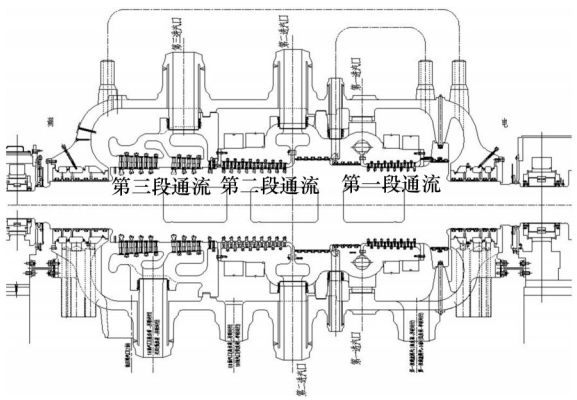


图1　三段式高压缸多源进汽可变通流

Fig.1　Three-stage high-pressure cylinder with multiple sources of steam intake and variable through-flow

2　高压缸蒸汽流程切换和经济性分析

汽轮机高压缸的蒸汽流程系统如图2所示，汽轮机高压缸两侧各布置1套主汽调节联合阀门。每套联合阀门包括1个高压主汽阀、2个调节阀和1个补汽阀，其中，2个调节阀分别布置于通向第一段通流和第二段通流进汽口的进汽管路上，补汽阀连接第三段通流的进汽管。第一段通流的排汽管道上设有2个辅助调节阀和1个关断闸阀，其中，第一辅助调节阀与关断阀布置在排汽去往第二段通流进汽口的管道上；第二辅助调节阀布置在排汽去往第三段通流进汽口的管道上。去往第三段通流进汽口的管路与补汽阀供汽管路合并后再接到第三段通流进汽口。

2.1　高压缸蒸汽流程的切换

在汽轮机启动阶段，首先开启高压缸的第一组进汽调节阀门，使蒸汽流入反向布置的第一段通流，在第一段通流内完成做功后蒸汽参数降低并排出。排汽流经第一辅助调节阀及其串联布置的电动关断闸阀后，分成两路进入正向布置的第二段通流进汽口。辅助调节阀仅在蒸汽流程切换过程中进行开度控制，其他运行时段均处于全开或全关状态。

蒸汽进入第二段通流的进汽环腔后，首先经过横置静叶片进行膨胀做功，然后进入正向布置的通流，并依次流过第二段通流和第三段通流，最后从高压缸排出并进入锅炉再热器。

“可变通流”汽轮机在启动初期采用定压运行模式，随着负荷的升高逐步转入滑压运行模式。相较于同容量的常规机型，“多源进汽可变通流”汽轮机最先进汽的第一段通流面积更小，因此在相同的汽轮机出力下，需要更高的蒸汽压力。低负荷阶段的三段通流串联，功率达到约45%THA时，主蒸汽压力达到100%额定值，汽轮机达到第一个最佳负荷设定点。

汽轮机功率超过45%THA时，仅依靠第一段通流的进汽无法继续增大功率，这时可保持第

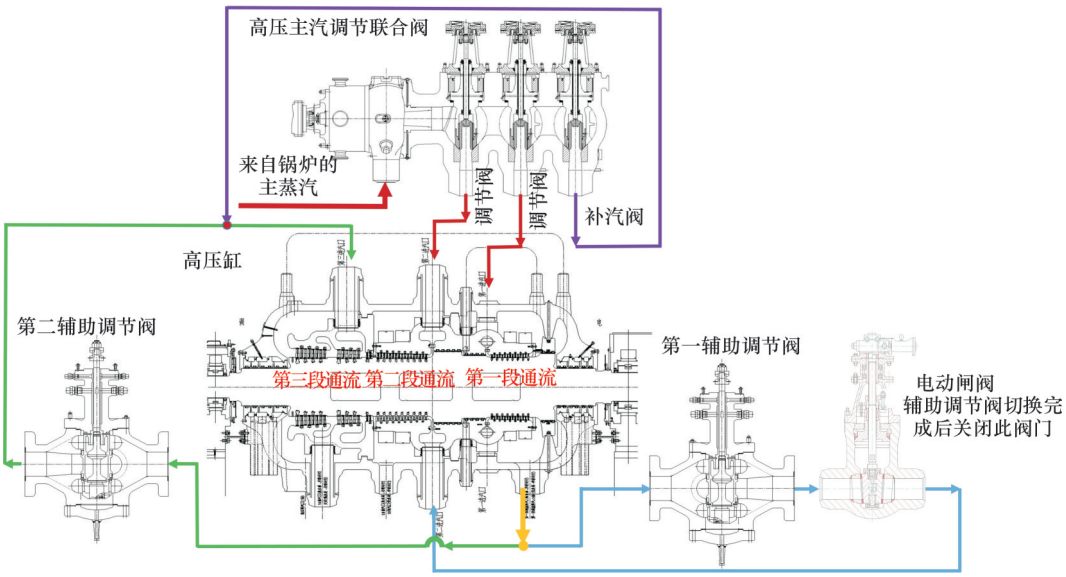


图2 高压缸通流的蒸汽流程系统

Fig.2 Steam flow system of the through-flow high-pressure cylinder

一段通流的进汽调节阀在全开状态，并逐步开启与第二段通流连接的进汽调节阀，使汽轮机高压缸的两套进汽系统同时进汽，此阶段的运行方式类似常规机型的补汽运行模式。

随着第二套进汽调节阀开度的增大，第二段通流进汽环腔内的蒸汽压力升高，第一段通流的排汽压力和排汽温度也逐渐升高。考虑到汽轮机高压外缸的安全性和机组运行灵活性，应控制第一段通流的排汽参数不超过限值。因此，汽轮机功率升高到45%THA时，需逐渐关闭第一辅助调节阀、逐渐开启第二辅助调节阀，第一段通流的排汽将逐渐绕过第二段通流，直接进入第三段通流。辅助调节阀切换完成后，即使两套进汽调节阀的开度不变，但第一段通流的排汽进入压力更低的第三段通流也会导致第一段通流内的蒸汽流量增大，从而使汽轮机的功率小幅升高。

两个辅助调节阀切换完成后，机组负荷升高到50%THA，此时的第一段通流与第二段通流在并联后与第三段通流串联运行，实现“并联+串联”运行。此时可通过逐渐增大第二套进汽调节阀开度来升高负荷，直至调节阀全开，负荷最高可达到100%THA。第二套调节阀开度的增大过程中，也可采用改变主蒸汽压力来达到预定的负荷值。

这种通流设计可使汽轮机在50%THA负荷以下运行时的蒸汽压力远高于常规设计，从而使机组具有较高的循环热效率[13]。汽轮机在不同负荷段采用不同的进汽方式[14-15]：45%THA负荷以下，由第一段通流控制蒸汽流量输入和功率输出；45%THA负荷以上，由第一段和第二段通流同时控制蒸汽流量输入和功率输出。第一段通流与第二段通流均可单独进汽，但两种单独进汽模式均不能达到100%THA负荷，只有当两段通流同时进汽时才可实现。第二段通流单独进汽时，仍需保证第一段通流内有一定蒸汽流量，以带走通流部件局部积热并维持合理温度场，但该运行方式会增加无效蒸汽流量，影响机组经济性。

2.2 经济性分析

以主蒸汽压力28 MPa、主蒸汽温度600 ℃、再热蒸汽温度620 ℃的660 MW超超临界一次再热湿冷汽轮机为例，对比采用“多源进汽可变通流”机型与常规机型在各典型工况点的热耗值。相较于常规机型，“多源进汽可变通流”机型在工况点20%THA、30%THA、40%THA和50%THA可降低热耗值432.7 kJ/(kW•h)、386.9 kJ/(kW•h)、283.3 kJ/(kW•h)和155.8 kJ/(kW•h)，折算成标准煤耗分别为14.7 g/(kW•h)、13.2 g/(kW•h)、9.7 g/(kW•h)和5.3 g/(kW•h)。如图3所示，采用“多源进汽可变通流”技术的机型在50%THA以下负荷区域的热耗降低明显；在50%THA以上的高负荷区域，随着负荷升高，热耗降低量逐渐减小，尤其是三段通流采用“并联+串联”模式运行后，机组的热耗值趋近于常规机型，此时的热耗降低量来源于通流的结构设计。这是因为第一段通流的排汽返回缸内可将进汽端平衡鼓的漏汽重新引入通流，从而减少蒸汽的泄漏损失。

如图4所示，在中低负荷阶段，当输出功率和进汽参数相同时，“多源进汽可变通流”技术下，三段通流串联运行时机组所需的蒸汽流量明显低于

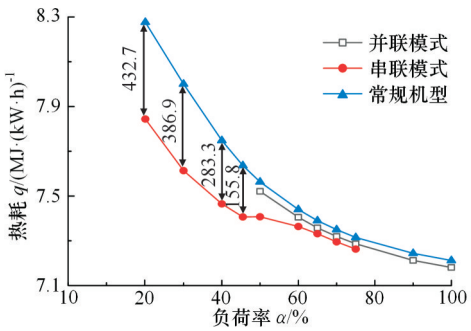


图 3　多源进汽可变通流技术相对于常规机型在各负荷率的热耗降低量

Fig.3　Heat consumption reduction compared with the conventional unit at different load levels

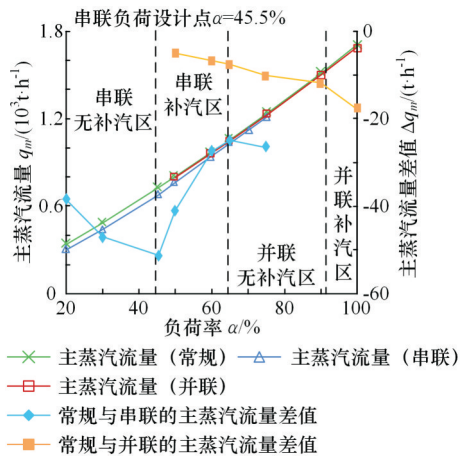


图 4　汽轮机在不同运行方式下的蒸汽总流量

Fig.4　Total steam flow rate of the turbine under different operating conditions

常规机组，45%THA 工况点的蒸汽流量减小 51.69 t/h。此后，随着负荷的增加，两种机型的蒸汽流量差异逐渐减小。第一段通流和第二段通流并联运行时，“多源进汽可变通流”机组所需的蒸汽流量与常规设计机组基本相当。

第一段通流在各工况下的蒸汽流量如图 5 所示。通流在第一设计工况点（约 45%THA）下串联运行时达到最大蒸汽流量 673.3 t/h，通流排汽压力为 13.7 MPa，排汽温度为 478 ℃。若继续采用串联运行模式，则随着第二段通流调节阀开度和进入第二段通流新蒸汽流量的增大，流入第一段通流的蒸汽流量逐渐减小，第一段通流的排汽压力和排汽温度则迅速升高。第一段通流在串联和并联运行模式下的进出口蒸汽压力曲线见图 6，通流出口的蒸汽温度如图 7 所示。

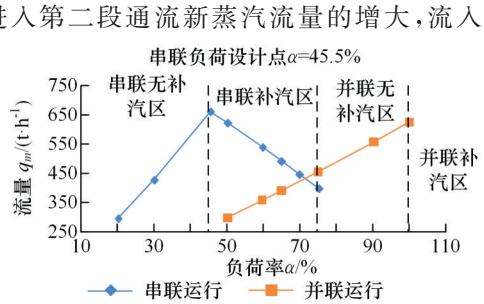


图 5　第一段通流的蒸汽流量

Fig.5　Steam flow rate of the first-stage through-flow

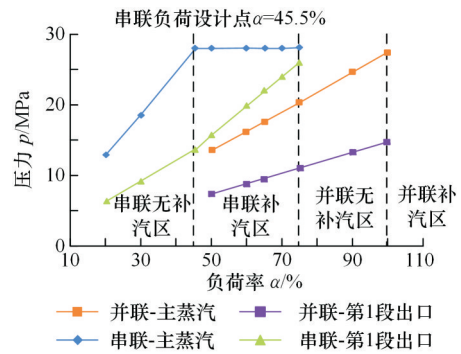


图 6　第一段通流的进出口蒸汽压力曲线

Fig.6　Inlet and outlet steam pressure curves of the first-stage through-flow

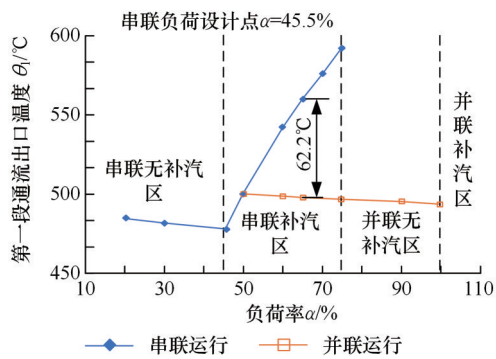


图 7　第一段通流的出口蒸汽温度曲线

Fig.7　Outlet steam temperature profiles of the first-stage through-flow

机组负荷达到 50%THA 时，三段通流应切换为“并联＋串联”运行模式。此时若依旧采用定压串联运行模式，则第一段通流的排汽压力将升高到 16.1 MPa，排汽温度升高到 500.8 ℃。考虑到高压外缸的强度和密封性无法承担如此高的排汽参数，以及引起通流效率的降低，此时必须转换为“并联＋串联”运行模式。在 50%THA 工况下，三段通流采用“并联＋串联”运行时，主蒸汽压力可调整为 13.5 MPa，第一段通流内的蒸汽流量降低到 299.5 t/h，排汽压力降低到 7.5 MPa，排汽温度为 500.1 ℃。随着负荷的升高，第一段通流内的蒸汽流量和排汽压力逐渐升高，但排汽温度逐渐降低。表 1 所示为第一段通流在不同运行模式下的蒸汽参数。45% 负荷为通流串联与并联的切换点。负荷低于 45% 时，各段通流串联运行；高于 50% 时，各段通流并联＋串联运行。根据表中的蒸汽参数可计算出辅助调节阀及排汽管道的口径。

表1 第一段通流不同负荷率的蒸汽参数

Tab.1 Steam parameters of the first-stage through-flow under different load levels

负荷率/%	蒸汽流量/(t·h^{-1})		出口蒸汽压力/MPa		出口蒸汽温度/℃		出口蒸汽比容/(m^3·kg^{-1})	
	串联运行	并联运行	串联运行	并联运行	串联运行	并联运行	串联运行	并联运行
20	297.0		5.5		484.6		0.050 74	
30	434.3		8.5		481.7		0.037 85	
45.5	673.3		13.7		478		0.022 02	
50	636.3	299.5	16	7.5	500.8	500.1	0.019 33	0.044 69
60	547.1	362.1	19.8	9	542.4	498.7	0.016 48	0.036 65
65	500.1	394.2	22	9.75	560.2	498	0.015 13	0.033 56
70	452.1	449.0	23.5	10.5	576.2	497	0.014 48	0.030 89
80		500.0		12		496		0.026 58
90		564.3		13.5		495		0.023 22
100		636.5		15		493.7		0.020 52

3 高压缸模块的结构设计

采用“多源进汽可变通流”技术的660 MW超超临界汽轮机高压缸模块采用了多项经过实践验证的先进技术，如双层筒型缸结构、焊接转子技术、双蜗壳进汽结构、内缸红套环密封技术等。双层筒型缸结构可减小每层缸壁的厚度，改善汽缸的应力分布，提高金属温变速率，节省耐高温材料，控制外缸的热膨胀量，减小外部保温材料的厚度，也方便布置内缸的环形进汽腔室，有利于机组的快速启停和变负荷运行。焊接转子在蒸汽温度瞬态变化期间显著减小金属热应力，使机组能承担更快更频繁的负荷变化，并可按照设计条件选择合适的金属材料。内层汽缸采用红套环密封技术，汽缸具有良好的旋转对称性结构，汽缸壁厚度小，为机组的灵活运行提供更多保障。通流设计采用多级数反动式技术，能有效改善机组变负荷工况的经济性。预扭装配式动静叶片技术提高了通流的精度和效率，缩短了制造周期。双切向蜗壳进汽技术提高了通流进汽腔室的蒸汽流动性能。

高压缸设置了对应三段通流的3列进汽口。如图8所示，第一段通流采用双切向蜗壳进汽技术，高压调节阀出口与高压缸进汽口法兰之间通过导汽管连接，可减小锅炉管道对汽缸的作用力，提高高压缸的稳定性，使汽缸与阀门独立布置，有利于两者的结构设计。

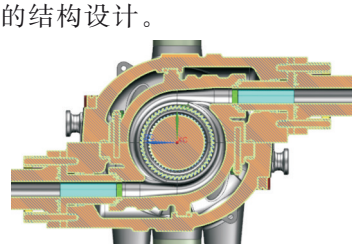


图8 第一段通流的双切向蜗壳进汽腔与连接结构

Fig.8 Double tangential worm shell inlet chamber with connection structure of the first-stage through-flow section

第二段通流进汽腔的出口设有一圈横置静叶，腔室的进汽口设在高压缸中部。上下半汽缸各布置2个进汽口，2组(对角布置的2个进汽口成为一组)进汽口分别接收来自调节阀的新蒸汽和来自第一段通流的排汽。第二段通流进汽口的布置与连接如图9所示。对角布置的进汽口和横置静叶可保证某一汽源单独进汽时的汽流均匀性，提高转子的稳定性。4个进汽口与环形进汽腔室贯通，为保证进汽流场均匀，进汽环腔设计成等截面积结构。进汽腔室内部不分组，4个进汽口流入的蒸汽可同时进入腔室。“多源进汽可变通流”汽轮机高压缸仅在45%～50%THA负荷阶段为4个进汽口同时进汽；其他负荷下，仅一组(2个)进汽口有蒸汽流入。

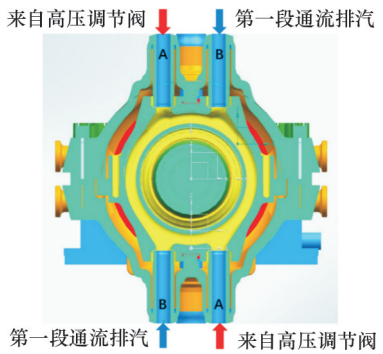


图9 第二段通流进汽腔与连接结构

Fig.9 Steam inlet chamber and connection structure of the second-stage through-flow

高压缸模块设置2号内缸来布置第三段通流及其进汽口和抽汽口。内缸的轴向定位面布置在第三进汽口的上游侧。2号内缸上设置了2个渐变式环腔，通流上游侧的环腔(第三段通流的进汽腔室)为上半大、下半小的结构。2号内缸上半部的2个进汽口接收第一段通流在高负荷阶段排出的蒸汽。下游腔室为上半小、下半大的抽汽环腔，2号内缸下半有一个与抽汽环腔贯通的抽汽口，为

1号高压加热器提供蒸汽。2号内缸的进汽环腔与抽汽环腔均设计为自密封结构，以提高汽缸中分面处的密封性能。高压2号内缸的纵剖面如图10所示。

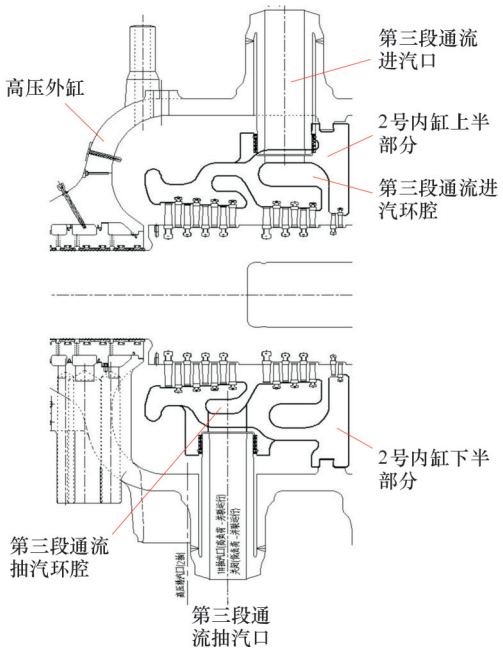


图10　高压2号内缸的纵剖面图

Fig.10　Longitudinal section of high pressure No.2 inner cylinder

3.1　高压内缸的安全性分析

汽轮机的高压内缸是承受最高蒸汽参数的关键部件之一，同时也是机组在变负荷运行过程中，蒸汽参数变化最剧烈的部件之一。内缸的强度和密封性对机组的安全至关重要，因此从这两个因素分析内缸的安全性。图11为高压1号内缸的结构图，图12为高压1号内缸的纵剖面图，从图中可以看出，第一段通流与第二段通流的进汽口相邻且均位于内缸中部。该区域承受的蒸汽温度与压力最高，且蒸汽参数变化最剧烈。高压1号内缸的两端对应第一段和第二/三段通流的排汽区域。这种结构布置可减小缸体的综合应力，并提高汽缸中分面的密封性能。

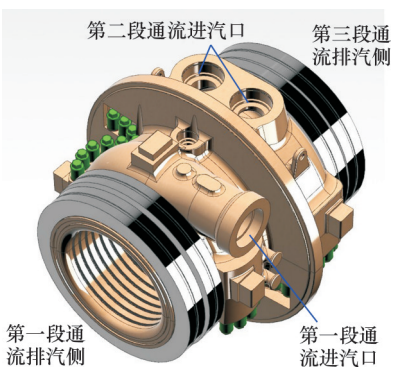


图11　高压1号内缸结构图

Fig. 11　Structure of high pressure No.1 inner cylinder

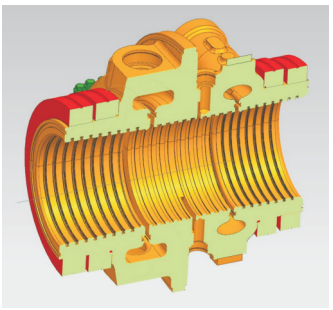


图12　高压1号内缸纵剖面图

Fig. 12　Longitudinal section of high pressure No.1 inner cylinder

根据热力计算结果提取高压1号内缸强度与密封性分析所需的边界条件。45%THA工况下，第一段通流进口蒸汽的压力为27.16 MPa，温度为597.7 ℃，第一段通流排汽的最高蒸汽压力为14.2 MPa，温度491.7 ℃。第二段通流的进汽参数为第一段通流的排汽参数，第二段通流的排汽压力为5.17 MPa，温度为349 ℃。此工况下，1号内缸的内外侧压差和温差均达到最大值即内缸的强度设计工况。图13为有限元计算得到的内缸中分面密封压应力云图，图中的蓝色区域为密封接触应力不足的区域。内缸中分面在定位板附近存在接触压应力为0的区域，但该区域并未贯通整个汽缸中分面，因此不会发生缸内蒸汽泄漏。由此可知汽缸的结构设计和中分面螺栓布置有待优化。

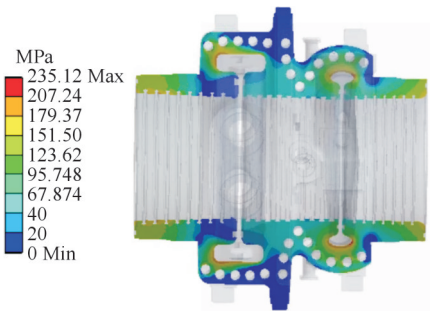
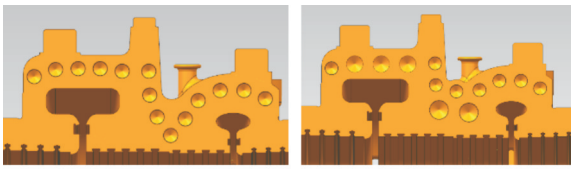


图13　高压1号内缸中分面密封压应力云图

Fig. 13　Compressive stress contour of the sealing surface of the high-pressure No.1 inner cylinder

由图11所示的高压内缸结构可知，内缸的中分面密封是通过布置在汽缸两端的红套环和进汽腔室外围的中分面螺栓来实现的。密封效果最好的红套环受汽缸结构限制，无法应用到压差最大的进汽区域。同时，为保证内缸的强度，汽缸壁厚需设计得较大。这些因素都削弱了汽缸中分面的密封效果。根据工程设计经验，通过适当优化汽缸结构和中分面螺栓的尺寸及分布可获得良好的密封效果，图14所示为优化前后的内缸中分面螺栓布置。



(a)优化前　　(b)优化后

图14　高压1号内缸的水平中分面螺栓布置

Fig. 14　Bolt arrangement on the horizontal split plane of the high-pressure No.1 inner cylinder

3.2　高压转子的安全性分析

汽轮机转子承受的载荷类型多、温度范围大，是受力最复杂的部件。相比于传统机组的长期稳定运行模式，采用“多源进汽可变通流”技术的机组需频繁大幅度变负荷，并频繁切换进汽方式，这意味着机组部件的热载荷经常发生变化，因此蠕变和疲劳交互作用对转子的影响更加明显。

汽轮机转子的安全性评估通常关注启停过程中的疲劳损耗、运行过程中的蠕变损耗。转子在运行过程中不仅承受自身旋转产生的离心力，还承受叶片离心力通过叶根槽传递形成的局部载荷，以及内外温差引起的热应力。研究表明，汽轮机转子长期运行后容易在轴封凹槽、叶根槽等应力集中位置累积损伤并形成裂纹，严重影响机组运行的稳定性与安全性。在灵活调峰工况下，蠕变疲劳交互作用使损伤积累更为严峻[16]。

“多源进汽可变通流”机组的转子布置了三段通流动叶片和3个平衡鼓。叶根槽底部和平衡鼓根部过渡圆角是应力集中区，也是产生转子裂纹、影响转子寿命的关键部位。根据有限元计算结果确定转子强度薄弱部位在第一段通流与第二段通流的第一级叶根槽处。转子变负荷过程中的瞬态应力场如图15所示，第一级叶根槽表面的最大应力为430.2 MPa。

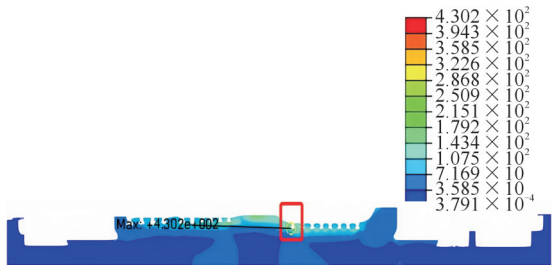


图15　转子变负荷过程瞬态应力场

Fig. 15　Transient stress field of the rotor during load variation process

为提高转子的低周疲劳循环次数，需合理控制转子的金属热应力，避免蒸汽流程切换过程中出现金属温度瞬时升高。实现该目标可通过以下途径：控制机组在45%～50%THA负荷区间的变负荷速率，以调控金属温变速率；优化转子叶根槽型线结构，以降低局部综合应力；在转子外表面采用等离子喷涂低导热系数隔热涂层，以减小金属温度变化幅度。

在第一级叶根槽前面增设一道应力释放槽后，转子在变负荷过程中的瞬态应力峰值如图16所示。增设应力释放槽后的转子瞬态应力峰值减小41%。

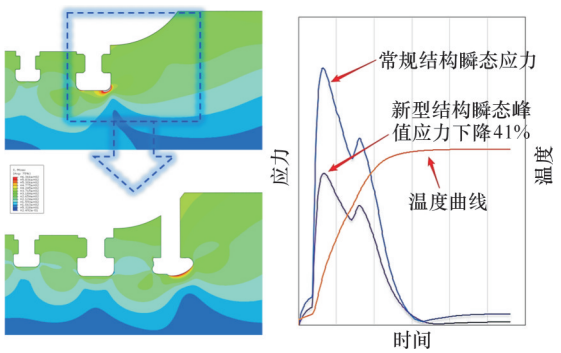


图16　带应力释放槽的转子瞬态应力峰值变化

Fig. 16　Transient peak stress variation of the rotor with a stress relief groove

4　转子轴向推力的分析

汽轮机高压缸三段通流的进排汽压力随负荷增减同步变化，这种压力变化会引起转子轴向推力随同负荷发生变化。因此，为保持转子总轴向推力不超过设计规范，需要在高压通流内增设平衡鼓，以抵消负荷变化引起的推力波动。

通过结构优化设计出具有3个平衡鼓的高压通流。如图17所示，直径不同的1号平衡鼓与2号平衡鼓并列布置在第一段与第二段通流之间，3号平衡鼓布置在第一段通流的排汽端。1号、2号平衡鼓的后侧与第一段通流排汽相通，3号平衡鼓的后侧与第三段通流排汽端相连通。

为确定平衡鼓对转子轴向推力的影响，计算了7个典型工况下的高压通流与平衡鼓产生的总

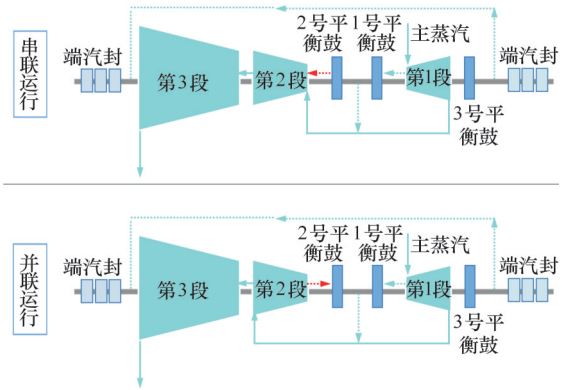


图17　具有3个平衡鼓的高压通流简图

Fig. 17　Schematic of high-pressure through-flow with three balancing drums

推力。由表2可知，三段通流与3个平衡鼓产生的轴向总推力的正向最大值为60.2 kN（发生在45%THA负荷停高压加热器工况），负向最大值为－50.83 kN（发生在100%THA负荷停高压加热器工况），正向和负向的轴向推力均符合设计规范要求。其余工况的转子总推力均很小，且随负荷变化呈现较平稳的变化特征，有利于汽轮机的安全运行。

表2　设置3个平衡鼓的通流与平衡鼓产生的总推力

Tab.2　Total thrust generated by the through-flow and balancing drums with three balancing drums　　kN

	负荷率/%						
	100	75	45	30	20	100（停高压加热器）	45（停高压加热器）
运行模式	并联	并联	串联	串联	串联	并联	串联
第一段通流推力F_{HP1}	6917.59	5097.42	7898.92	5237.64	3637.29	6086.52	7335.34
第二段通流推力F_{HP2}	－7748.07	－5698.78	－5435.60	－3591.83	－2490.45	－6845.78	－5007.57
第三段通流推力F_{HP3}	－7366.89	－5453.50	－2406.73	－1620.17	－1143.12	－6341.08	－2139.31
三段通流推力之和	－8197.37	－6054.86	56.59	25.62	3.72	－7100.34	188.46
第一段平衡鼓推力	－6915.65	－5095.85	－7895.67	－5235.42	－3635.44	－6085.43	－7332.17
第二段平衡鼓推力	8101.96	5959.05	－557.00	－370.39	－257.66	7158.16	－517.26
第三段平衡鼓推力	6999.31	5186.80	8454.28	5616.55	3913.30	5976.78	7721.17
三段平衡鼓推力之和	8185.62	6050	1.61	10.74	20.2	7049.51	－128.26
通流与平衡鼓推力之和	－11.75	－4.86	58.2	36.36	23.92	－50.83	60.2

5　汽轮机回热系统

“多源进汽可变通流”式汽轮机回热系统的高压加热器汽源配置随负荷动态调整。负荷高于50%THA时，一部分第二段通流排汽进入内外缸夹层，经外缸的抽汽口向0号高压加热器提供蒸汽。1号、2号高压加热器汽源则分别取自第三段通流抽汽口与高压缸排汽口。负荷低于50%THA时，三段通流转为串联运行，第二段通流的排汽压力下降，此时需要将0号抽汽点切换到第一段通流的排汽端，将1号抽汽点切换到原0号加热器的抽汽位置。该汽源切换策略可提高低负荷工况的锅炉给水温度，提高系统的循环热效率。汽轮机在50%THA以上负荷时的回热抽汽点选取见图18，50%THA以下负荷时的回热抽汽点选取见图19。

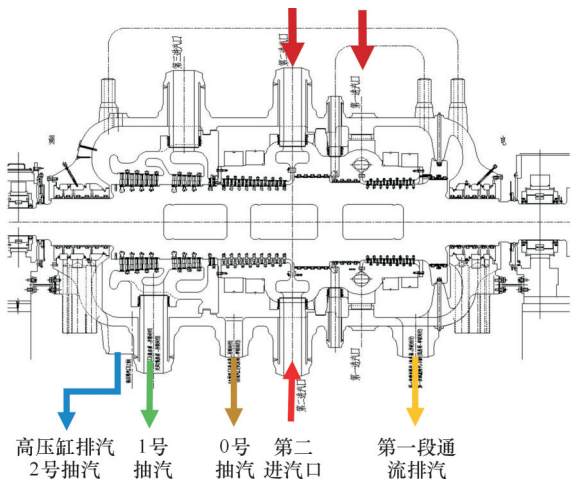


图18　50%THA以上负荷时的回热抽汽

Fig. 18　Regenerative extraction steam at loads above 50% THA

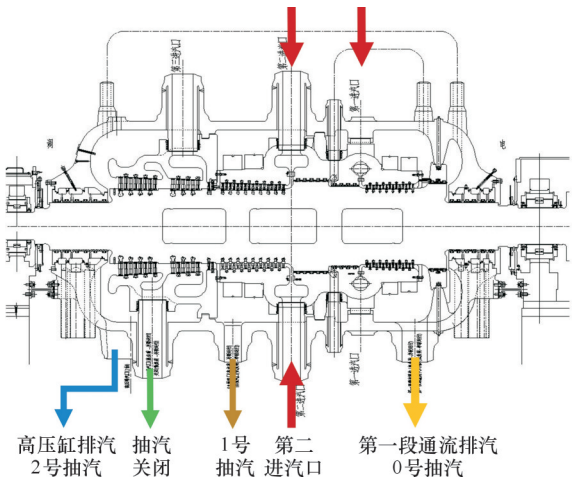


图19　50%THA以下负荷时的回热抽汽

Fig. 19　Regenerative extraction steam at loads below 50% THA

6　高压缸补汽系统

汽轮机在THA工况下采用两路进汽调节阀全开的滑压运行方式，为保障机组在TRL（turbine rated load）工况下仍可实现满负荷出力，需要在汽轮机的进汽系统增设一套补汽系统，如图20所示。补汽系统既可提高机组出力，又可使汽轮机在不改变高压调节阀预节流的情况下瞬时增加汽轮机的进汽流量，满足电网的一次调频需求。

汽轮机在THA工况时，若要继续增加负荷，则需开启补汽阀，向第三段通流补入蒸汽。补入蒸汽的温度经补汽阀节流后降低到541.5 ℃，并进入第二辅助调节阀后的蒸汽管道，再与第一段通流的排汽混合，然后进入第三段通流。由于补入的蒸汽流量是逐渐增大的，且流量远小于第一

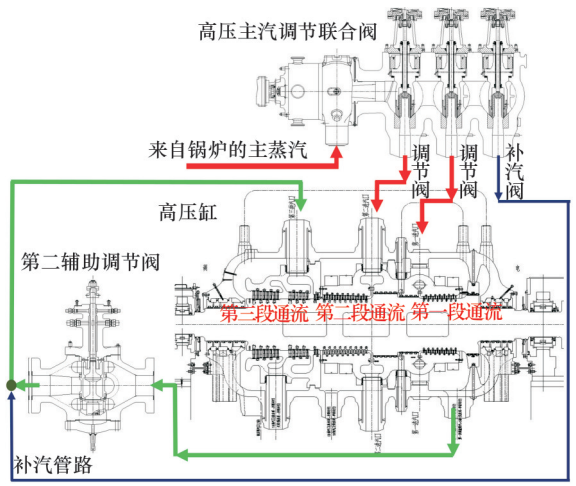


图20 汽轮机的补汽系统

Fig. 20 Supplementary steam admission system of the turbine

段通流的排汽量，因此混合后的蒸汽温度变化较为小。混合蒸汽与第二段通流的排汽再混合，并进入第三段通流，从而减小第三段通流内蒸汽温度的变化幅度，不对高负荷段的汽轮机变负荷速率产生影响。

7 结语

针对新型电力系统建设背景下火电机组深度调峰运行引发经济性降低的问题，本文提出“多源进汽可变通流”汽轮机技术。应用该技术的汽轮机高压缸设有3段变焓降通流，在45%THA负荷以下采用三段通流串联运行模式，在50%THA负荷以上采用“并联+串联”运行模式。通过两种通流模式的灵活切换，机组在深度调峰工况下仍可维持较高的主蒸汽参数与锅炉给水温度，有效提升系统循环热效率。

“多源进汽可变通流”技术增加了缸体结构与热力系统的复杂程度，对蒸汽流程切换的控制逻辑提出更高要求。蒸汽流程切换过程易导致转子与内缸温度发生大幅波动，增大金属热应力。对此，可通过优化转子与汽缸的结构来降低由温度变化引起的热应力，或在蒸汽流程切换过程中控制负荷变化率，以调控金属温变速率、降低热应力，延长部件的使用寿命。构建的热力系统模型与经济性分析证明该技术具备显著的先进性与工程可行性，具有良好的工程应用价值与推广前景。

参考文献：

[1] 吴瑞康，华敏，秦攀，等. 燃煤机组深度调峰对汽轮机设备的影响[J]. 热力发电，2018，47(5)：89-94.
WU Ruikang，HUA Min，QIN Pan，et al. Influence of Deep Peak Load Regulation of Coal-fired Units on Turbine Equipment[J]. Thermal Power Generation，2018，47(5)：89-94.

[2] 赵志刚，崔晓宁，苏胜，等. 1000MW超超临界二次再热汽轮机系统(火用)分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版)，2019，47(10)：1-5.
ZHAO Zhigang，CUI Xiaoning，SU Sheng，et al. Exergy Analysis of Turbine System in 1000 MW Double Reheat Ultra-supercritical[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science Edition)，2019，47(10)：1-5.

[3] 阎维平，赵永明，李海新，等. 1350MW二次再热发电机组热力系统设计分析[J]. 热能动力工程，2014，29(1)：35-40.
YAN Weiping，ZHAO Yongming，LI Haixin，et al. Analysis of the Design of a Thermal System for a 1350MW Secondary Reheat Power Generator Unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power，2014，29(1)：35-40.

[4] 黄庆华，严卫春，阳虹，等. 降低大功率煤电汽轮机宽低负荷调峰运行热耗的关键技术[J]. 动力工程学报，2022，42(11)：1161-1166.
HUANG Qinghua，YAN Weichun，YANG Hong，et al. Key Technology for Reducing Heat Rate of Large Capacity Coal-fired Power Generation Steam Turbines in Peak-shaving Operation under Wide and Low Loads[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2022，42(11)：1161-1166.

[5] 靖长财. 大容量机组低负荷提升经济性的技术措施及建议[J]. 能源科技，2022，20(1)：51-54.
JING Changcai. Technical Measures and Suggestions for Improving Economy at Low Load of Large-capacity Units[J]. Energy Science and Technology，2022，20(1)：51-54.

[6] 史进渊，阳虹，张宏涛，等. 我国汽轮机产品的新进展与发展方向[J]. 动力工程学报，2021，41(7)：542-550.
SHI Jinyuan，YANG Hong，ZHANG Hongtao，et al. New Progress and Development Direction of Steam Turbines in China[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2021，41(7)：542-550.

[7] 潘尔生，田雪沁，徐彤，等. 火电灵活性改造的现状、关键问题与发展前景[J]. 电力建设，2020，41(9)：58-68.
PAN Ersheng，TIAN Xueqin，XU Tong，et al. Status，Critical Problems and Prospects of Flexibility Retrofit of Thermal Power in China[J]. Electric Power Construction，2020，41(9)：58-68.

[8] 何冬辉. 0号高加对1000 MW超超临界机组调峰运行热经济性影响[J]. 黑龙江电力，2020，42(5)：457-460.
HE Donghui. Influence of No. 0 High-pressure Heater on Thermal Economy of 1 000 MW Ultra-supercritical Unit during Peak-shaving Operation[J]. Heilongjiang Electric Power，2020，42(5)：457-460.

[9] 侯玉婷，李晓博，刘畅，等. 火电机组灵活性改造形势及技术应用[J]. 热力发电，2018，47(5)：8-13.
HOU Yuting，LI Xiaobo，LIU Chang，et al. Flexibility Reform Situation and Technical Application of Thermal Power Units[J]. Thermal Power Generation，2018，47(5)：8-13.

[10] 蔡颐年. 蒸汽轮机[M]. 西安：西安交通大学出版社，1988：405.
CAI Yinian. Steam Turbine[M]. Xian：Xi'an Jiaotong University Press，1988：405.

[11] 高雷. 船用汽轮机热力性能和阀箱特性研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2008.
GAO Lei. Study on Thermodynamic Performance of Marine Steam Turbine and Characteristic of Inlet Valve Chest[D]. Harbin：Harbin Engineering University，2008.

[12] 马云翔，罗春新. 串并联汽轮机结构及气动设计特点[J]. 热能动力工程，1996，11(增刊1)：32-34.
MA Yunxiang，LUO Chunxin. Structure and Aerodynamic Design Characteristics of Series-parallel Steam Turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power，1996，11(S1)：32-34.