350 MW机组汽缸变形量对中心调整和通流改造的影响分析

文/卢　刚　李成宝　孙厚武　罗通达　陈　奇
华能大连电厂

摘要：在华能大连电厂3号机组A级检修过程中发现高压外缸上抬量很大，且在未紧螺栓的情况下高压外缸间隙严重超标。通过计算半缸与全实缸洼窝中心的差值、测量各级隔板的椭圆度及改变螺栓热紧角度等措施，调整了轴系中心和汽封间隙。从起机过程和最后效率实验结果来看，这种方法是可行的。研究成果可为类似机组检修提供借鉴。
关键词：缸体上抬；通流调整；洼窝差值

华能大连电厂3号机组于2019年5月进行A级检修，并借此机会进行通流改造，以提质增效。解体后发现汽缸变形量大，接合面间隙超标，且半缸状态下1号轴瓦不受力，高压内缸汽封直接将转子顶起，高压外缸共计有42根螺栓无法拆卸，导致不能进行研缸处理，给后续调整工作带来了极大的不便。

本文以3号机组为例，计算了空缸与全实缸转子中心变化量、半缸与全实缸隔板洼窝中心变化量、各级隔板椭圆度等数据，改变了热紧螺栓角度，将现场实际测量与理论推测相结合，解决了在汽缸变形量大且无法消除的情况下调整汽封间隙的问题，确保了检修工期和质量，保证了机组一次起动成功。

机组概况

华能大连电厂3号汽轮机为美国西屋350 MW单轴双缸双排汽一次中间再热反动凝汽式汽轮机。汽轮发电机组由一台高中压合缸汽轮机和一台双流低压汽轮机组成。高中压转子带有反动式的高压和中压叶片，其中包括三销钉的调节级叶片。高压转子有14级高效率围带式、T形叶根的叶片。中压转子有8级整体围带式、侧进入叶根的叶片。高压缸布置有8段和7段抽汽，中压缸布置有6段抽汽。

抽汽管路的布置和支吊架的安装导致机组冷态状态下汽缸变形较大，且抽汽管道冷态下使缸体上抬。解体后半缸状态下盘转子，发现有严重碰磨声音，且1号轴瓦不受力，高压隔板的变形将转子抬起，导致半缸状态下不能盘转子。这为轴系中心调整和汽封通流改造带来了极大的不便。

汽缸结合面间隙及汽缸变形量

高压缸外缸在自由状态下接合面间隙如图1所示。

从图1中可以看出变形量呈波浪形，两边轴封处和调节级部位变形最大，造成了在半缸情况下高压缸部分的汽封直接将转子顶起，1号轴瓦半缸状态下未受力。在此状态下，不能进行盘转子（轴瓦基本不受力），限制了半缸找中心。

通过拉钢丝测量半缸状态与全实缸状态下隔板洼窝中心的数值变化，结果见表1。

从表1可以看出，在全实缸拧紧螺栓的情况下，高中压缸出现了较大的下沉，左右也发生了一定的变化，这是由汽缸变形量过大导致的。汽缸下沉量

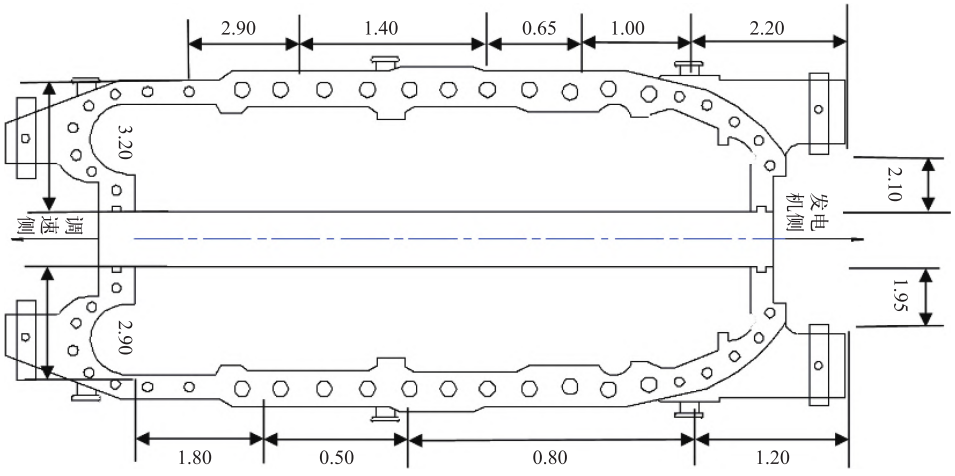


图1　汽缸结合面间隙分布图

表1　半缸与全实缸隔板中心变化

测量位置	状态	a-b（左大）/mm	d-c（上大）/mm	中心偏差/mm
高压缸第14级	半缸	0.06	3.28	全实缸隔板中心下降了1.23
	全实缸	0.62	0.82	
高压缸第10级	半缸	0.16	3.66	全实缸隔板中心下降了1.3
	全实缸	0.66	1.06	
高压缸第7级	半缸	0.15	4.17	全实缸隔板中心下降了1.17
	全实缸	0.61	1.83	
高压缸第4级	半缸	0.17	4.55	全实缸隔板中心下降了1.56
	全实缸	0.56	1.44	
高压缸第1级	半缸	0.27	4.61	全实缸隔板中心下降了1.39
	全实缸	0.6	1.84	
喷嘴	半缸	0.59	3.55	全实缸隔板中心下降了1.33
	全实缸	1.3	0.9	
中压填密环	半缸	0.1	5.28	全实缸隔板中心下降了1.48
	全实缸	0.67	2.33	
高压填密环前	半缸	0.36	5.04	全实缸隔板中心下降了1.58
	全实缸	1.02	1.88	
高压填密环后	半缸	0.48	4.78	全实缸隔板中心下降了1.77
	全实缸	0.99	1.25	
中压第2级	半缸	0.34	4.64	全实缸隔板中心下降了1.83
	全实缸	1.1	0.98	
中压第4级	半缸	0.5	4.92	全实缸隔板中心下降了2.34
	全实缸	0.55	0.25	
中压第5级	半缸	0.25	6.55	全实缸隔板中心下降了2.10
	全实缸	0.6	2.36	
中压第8级	半缸	0.03	5.79	全实缸隔板中心下降了2.23
	全实缸	0.67	1.33	

在1.23～2.34 mm之间，证明了在半缸状态下隔板汽封将转子托了起来。从实际情况看，1号轴瓦可倾瓦块不受力也可以验证这一点。高中压缸梳齿汽封间隙为（0.76±0.05）mm，布莱登汽封间隙为（0.45±0.05）mm，均远远小于汽缸的下沉量。技术人员曾尝试在下部汽封上粘胶布后，将高中压转子落入再取出，观察胶布状态，发现底部正下方和底部30°方向胶布均出现断裂现象，而且随着汽封

齿的修复，断裂的级数越来越多，因此滚胶布无法实际测量底部间隙。同理，压铅丝也无法测量底部间隙。这给汽封改造带来了极大的困难，如果不能准确计算底部间隙，而为了安全人为扩大底部汽封间隙，就失去了本次通流改造提质增效的意义。

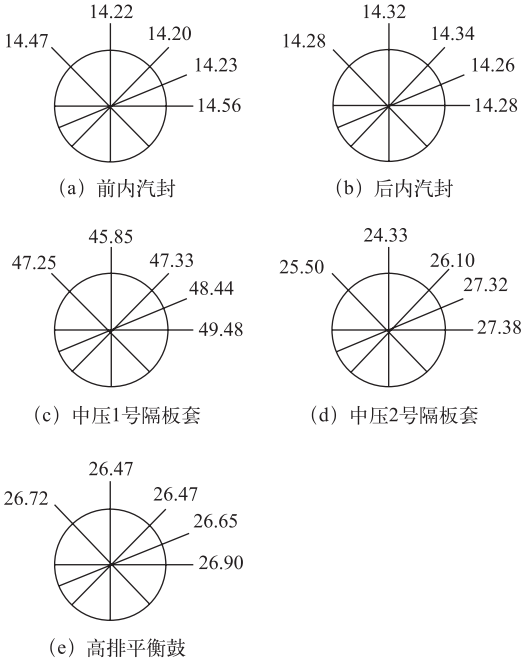
轴系中心调整和汽封间隙调整的方法

1. 轴系中心调整方法

既然半缸状态下无法进行中心调整，那么将高中压和低压内缸全部拆除，在空缸状态下进行中心调整，通过对比空缸与全实缸中心数据，可以实现中心粗调。对轮张口和转子左右方向基本不变，主要变化在转子中心高低位置上。空缸情况下高压转子相对于低压转子下沉了0.40 mm，按照这个趋势在空缸状态下调整好中心，全实缸后再进行微调。

2. 汽封间隙调整方法

虽然汽缸整体发生了变形，但只要合上后还是一个正圆，依然可以通过左、右、上的数据间接计算出下部数据。由于缸体变形量过大，在全实缸时一定要保证汽缸中分面间隙小于0.03 mm，模拟真实运行情况，否则冷态下数据均为“假数”。在这种条件下，每一次全实缸均热紧2/3以上螺栓，先在空缸情况下进行上下合缸，检查每个挂耳环形槽道是否为正圆，数据如图2所示。



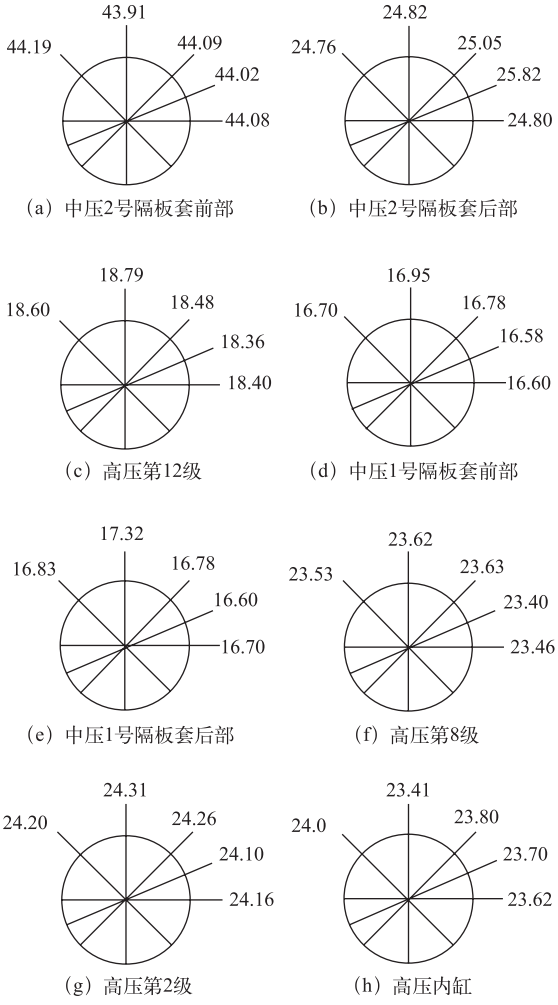
（a）前内汽封　（b）后内汽封

（c）中压1号隔板套　（d）中压2号隔板套

（e）高排平衡鼓

图2　高中压缸挂耳环形槽变形量

挂耳环形槽基本为正圆，合缸后不会对高中压持环产生附加应力导致其他变形。将各级持环放入后，模拟全实缸状态（中分面间隙≤0.03 mm），测量每一级隔板在运行状态下的椭圆度，如图3所示。



（a）中压2号隔板套前部　（b）中压2号隔板套后部

（c）高压第12级　（d）中压1号隔板套前部

（e）中压1号隔板套后部　（f）高压第8级

（g）高压第2级　（h）高压内缸

图3　全实缸状态下各级隔板椭圆度

从图3可以看出，全实缸状态下各级隔板基本上均为正圆，只要将隔板中心与转子中心调整好后，滚胶布时利用左、右、上的数据，基本可以推算出下部间隙。由于每一级隔板下沉量不一致，而挂耳只有一处，不可能保证每一级隔板都能调整至中心，所以在汽封镶齿时，对每一圈汽封齿各自留了0.25 mm裕量。为了弥补隔板不同下沉量导致的中心不一致，在调整完隔板洼窝中心后，进行了一次粗调刮齿、一次微调刮齿和一次全实缸最终验收，根据胶布数值做好左、右、上部数据的记录，通过左右相加减上部数值得出下部数据，整个通流改造

耗时8天，在无法消除汽缸变形量的情况下，比较圆满地完成了提质增效工作。

起机后分析

3号机组在修后盘车状态下，顶轴油将低压转子分别抬高0.05 mm和0.06 mm，低转速下无碰磨声音。起动冲转过程中，各项振动数据良好，一次起机成功，机组稳定带负荷后，各轴瓦振动值均在0.06 mm以下。机组起机后委托西安热工研究院进行了性能试验，各数据见表2。

表2　西安热工院性能试验数据

VWO工况	设计值	修前值	修后值	提升量
热耗率/[kJ/（kW·h)]	7 825	8 092.8	7 907	−185.8
高压缸效率（%）	85.722	86.02	87.04	1.02
中压缸效率（%）	94.689	92.50	93.38	0.88
轴封漏汽量（%）	0.93	2.83	1.93	−0.9
过桥漏汽量/（t/h）	9.332	24.860	15.703	−9.157
高排漏汽量/（t/h）	10.860	28.934	18.274	−10.66

由表2可知，通过这种汽封调整与检验方式，过桥和高排漏汽量有了明显的减小，且机组热耗也有了明显的降低。检验结果证明这种方法是可靠的。对于缸体上抬且汽缸变形量无法消除的机组做通流改造和中心调整时，该调整方案可以起到参考作用。

结束语

针对350 MW机组出现的汽缸变形量超标影响通流改造的问题，通过分析隔板套与汽缸在全实缸情况下的椭圆度，提出了通过理论计算与现场测量相结合的解决方案，得出结论如下：

1）由于汽缸变形量过大，且本次检修不具备条件消除该变形量，半缸情况下汽封齿将转子抬起，故半缸情况下不具备找中心条件，应将内缸及持环全部起吊后，在空缸情况下进行轴系中心调整。

2）通过测量全实缸挂耳环形槽和各级隔板椭圆度，实测左、右、上部汽封间隙数据并计算出下部间隙值。从实际机组运行效果来看，这种方式是可靠的，但前提是测量椭圆度时，必须热紧2/3以上螺栓，模拟机组热态全实缸状态，保证汽缸接合面间隙不大于0.03 mm，确认汽缸变形量不会对椭圆度造成影响。

在汽缸变形量较大且无法消除的情况下，采用本文所提供的理论与实际相结合的方法，可以很好地完成机组通流改造，保证施工质量，达到提质增效目的。EA

参考文献

[1] 刘振刚，350 MW机组缸体变形量对汽封间隙调整的影响分析[J]．热力透平，2015，44(2)：143-146．

[2] 周礼泉．大功率汽轮机检修[M]．北京：中国电力出版社，1997．

[3] 郭延秋．电气分册/大型火电机组检修实用技术丛书[M]．北京：中国电力出版社，2004．