

汽轮机冲转过程中影响胀差因素分析及预防方法

封坤 张磊 王飞

中国能源建设集团西北电力试验研究院有限公司 陕西西安 710054

DOI:10.32629/ems.v8i6.20602

[摘 要] 以 350MW 机组启动过程中胀差变化为例，考虑多种因素的综合作用影响，分析汽轮机启动过程中胀差变化趋势，以试验及理论结合的方法，分析汽轮机启动过程中主蒸汽温度及压力的选取方法，同时考虑冲机参数对机组振动的影响。确保启动过程中控制胀差及振动在允许的范围内，避免启动过程中胀差超限。以实际启动过程数据为基础，得出汽轮机启动过程中高压调节阀调门节流比在 40 左右，汽轮机冲转压力应维持在 5-6Mpa 左右，结论对汽轮机的冲转过程研究具有指导意义。

[关键词] 汽轮机；胀差；冲转参数；高调门节流比

引言

汽轮机胀差是汽机运行期间需要监视的核心参数之一，反映了转子和汽缸受热或冷却时膨胀量的差异，数值上可通过汽轮机转子绝对膨胀值与汽缸绝对膨胀值的差值计算获得。汽轮机冲转参数的差异，会导致胀差呈现不同的变化规律。在汽轮发电机组启动过程中，胀差的变化并非仅取决于转子与汽缸的绝对膨胀值，也会受到泊松效应的影响^[1]，同时大量现场启动实践的胀差变化趋势数据表明，冲转阶段的汽轮机胀差，还与推力盘及推力瓦的安装间隙密切相关^[2-3]。本文以机组实际启动工况为研究对象，深入分析上述参数对胀差的耦合影响机制。

1. 机组简介

某 2×350MW 新建热电联产工程锅炉采用超临界、变压直流煤粉炉，单炉膛、一次再热、切圆燃烧方式Ⅱ型炉；汽轮机为超临界、一次中间再热、三缸两排汽、单轴、间接空冷抽汽凝汽式机组。其轴系布置及胀差测量测点。

高压缸绝对膨胀值探头为弹簧式测量探头；高压转子绝对膨胀值由两个电涡流传感器配合测量，电涡流传感器探头离转子越近，其测得电压变小，位移变大。在测量出高压转子绝对膨胀值及高压缸绝对膨胀值后，两值相减，计算出高压缸胀差。

2. 过程分析

2025 年 4 月某日，正常启动依托工程汽轮机组，冲转参数如表 1 所列。

由于机组启动时调门开度较小，存在强烈的节流现象；而节流现象为等焓过程，因此节流后主蒸汽温度、压力降低。

同时由于轴封投入较早，将热量传递至汽轮机高压缸两侧，导致高压缸进汽涡壳温度上升至 150℃。

表 1 汽轮机冷态冲转参数

序号	参数	数值
1	主蒸汽压力/MPa	5.29
2	主蒸汽温度/℃	345
3	主蒸汽节流后压力 (汽轮机进汽涡壳压力)/MPa	0.1
4	主蒸汽节流后温度/℃	286
5	凝汽器绝对压力/kPa	13
6	高压缸进汽涡壳内壁金属温度/℃	150

当汽轮机高压调节阀打开后，汽轮机开始进汽，高压转子绝对膨胀值突然上升，这是由于高压缸气流方向是从二号轴承方向向一号轴承方向流动，蒸汽流给转子施加一个向一号轴承方向的推力；中压缸侧蒸汽从 2 号轴承方向进入向三号轴承方向流动，对转子施加一个的指向 3 号轴承的推力，此两个力的方向相反，相互抵消。但是由于中压转子叶片长度大于高压转子叶片长度，且高中压转子叶片级数相差两级，致使蒸汽对中压缸转子产生的推力略大于蒸汽对高压缸转子产生的推力，从而导致转子向发电机方向移动，反应到高压转子绝对膨胀值上的现象为参数向正方向移动^[6]，但这种移动还受推力瓦的限制，当此推力与摩擦力相等时，转子将不再移动。

在汽轮机进汽后约 10 分钟左右，机组完成磨检试验，随着转速的上升，高压缸转子绝对膨胀值持续减小，当转速为 361rpm 时，高压缸绝对胀差为 9.91mm，当转速升至 2361rpm

时, 高压缸绝对胀差减小 9.71mm。此现象是泊松效应对汽轮机转子影响的体现, 虽然进汽温度高于转子最高温度, 转子受热向一瓦方向膨胀, 使转子变长, 但是因为转速的增加, 转子受到径向的离心力, 在体积不变的情况下, 转子会相应变短, 转子受热膨胀使转子增长的效果小于转速增加导致转子长度减小的效果。

同时, 由于进汽量较少且进汽时间较短, 高压缸的绝对膨胀值基本无变化, 高压转子绝对膨胀值减小, 高压缸绝对膨胀值基本不变, 进而使高压缸胀差减小, 随后高压转子绝对膨胀值缓慢增长。此过程主要是因为汽轮机进汽时间的增长, 高压转子进一步膨胀, 转子受热膨胀的影响大于转速上升引起转子变短的影响。此现象同样出现在后续的温态、热态启动过程以及二号机的启动过程中。

两台机组在冷态冲转中, 高压转子绝对膨胀值及转速变化的趋势基本一致, 但高压缸绝对膨胀值的变化量略有差异, 这是因为两台机组的进汽温度不同, 导致高压转子在此过程的膨胀量不同, 同时叠加泊松效应及蒸汽作用在转子叶片上的推力, 从而导致转子增长量略有差异。

在汽轮机冲转过程中, 由于汽轮机的冲转时间较短, 且主蒸汽温度不高, 高压缸缸体的膨胀量变化很小, 而高压转子在泊松效应及热膨胀的共同影响下, 高压转子绝对膨胀值不变或小幅减少, 进而导致高压缸胀差减小。

在上述的三个影响胀差的参数中, 可控制的参数只有冲转参数, 主蒸汽在进入汽轮机前依次经过高压主汽门、高压调门。高压主汽门持续全开, 高压调节阀根据不同工况, 开启幅度不同, 在汽轮机冲转过程中及带低负荷时高压调节阀开度较小, 尤其是在冲转过程中, 调门的开度最大只有 5~7% 左右, 主蒸汽经过调门的过程可看做为等焓节流过程, 此过程蒸汽焓值不变, 压力减小, 温度减小, 所以进入汽轮机的蒸汽温度并非主蒸汽温度, 而是经过高压调节阀等焓节流后的蒸汽温度。

2025年04月22日冲转时, 主汽温度 374, 主汽压力 5.18, 高调门开度 4.5, 用现有的汽轮机进汽涡壳压力测点测量节流后蒸汽压力, 此测点显示值为 0.0Mpa, 与实际工况有差异, 这可能是因为此测点量程为 0~30Mpa, 极低压范围内测量不太准确导致。由于仪表测量显示问题, 汽轮机进汽涡壳压力测点测量明显不准确, 为明确节流后压力测量精度对节流后

温度的影响, 进行下列计算, 根据等焓节流, 现计算从阀前参数经节流到 0.3Mpa、0.2Mpa、0.1Mpa, 0.05Mpa 及 0.01Mpa, 不同节流后压力, 节流后的温度如表 2 所示:

在进汽压力、温度不变的情况下, 节流后压力每增加 0.1Mpa, 节流后温度上升 1℃左右, 所以在节流后压力不高的情况下, 测量压力的准确度对节流后温度的影响很小, 这种情况下由于测量精度产生的误差, 对工业生产的影响可忽略不计。

为确定节流后的压力范围, 进行如下试验, 主蒸汽压力为 5.18Mpa、温度为 374℃左右时, 经过几次试验, 发现高调门开度最大不过 8%, 当高调阀门从 4%开到 8%时, 阀门后压力从 0.00 涨至 0.13Mpa, 由表 2 可见, 节流后的温度变化不到 1℃, 所以, 当高调门开度较小时, 高调门节流后的蒸汽压力是 0.1Mpa, 或 0.2Mpa, 对节流后的温度影响不大。另外, 从上表计算可见, 汽轮机冲转过程中, 高压调节阀开度较小, 节流后的蒸汽温度比主蒸汽温度减少 50℃左右, 此值恰好对应相关规范中描述“汽轮机冲转时, 主蒸汽过热度应大于 50℃, 且高于汽轮机最高金属温度 50℃”。如果蒸汽温度小于最高金属温度小于 50℃, 节流后的蒸汽温度就小于汽轮机最高金属温度, 会使转子或汽缸被蒸汽冷却。

为验证上述计算方法计算节流后温度的准确性, 现以厂家提供热平衡图为准进行如下估算。由热平衡图可见, 蒸汽经过汽轮机的每级动静叶, 温度下降 10~11 度之间, 气流经过静页温度下降 5~6 度左右, 经过动叶温度下降 5 摄氏度左右。

按上述方法计算, 并将计算结果与一抽温度测点进行对比 (一级抽汽处安装有温度测点), 验证上述计算节流后温度方法的准确性。以汽轮发电机组 176MW 时的参数为例, 主汽压力 16.55Mpa, 主汽温度 523℃, 高压缸进汽压力 12.54Mpa, 一抽压力 3.95Mpa, 温度 336.4℃。经计算节流后温度 509 摄氏度 (此温度为调门后温度, 计算值), 一抽抽气口在 16 级后, 按上述计算蒸汽做功至 16 后, 温度下降应在 170℃左右, 计算得到一抽处蒸汽温度为 339℃, 与实际工况 336.4℃摄氏度相差 3 摄氏度。

计算结果与实际测量结果符合良好, 但误差随着负荷的增长而增大。在 75%负荷左右时一抽处的实际测量温度与计算温度最大, 但误差只有 1.7%。由于无 100%负荷时数据, 无

法实际对比,根据现有误差 抽后测量温度与计算一抽处的温度为 2.7%,此精度完全满足工业应用。由上表可见,在并网后本计算方法可用于各个负荷段。

汽轮机在 3000rpm 时,用上述方法计算:主汽压力 6.43Mpa,主汽温度 423.16,高压缸进汽压力 0.15Mpa,一抽压力 0.01Mpa,一段抽汽温度 257℃,经计算节流后温度 376.6℃,再根据计算蒸汽做功至一抽抽气口处温度应为 206℃,与实际工况 257℃相差 50.4℃,此工况一抽温度计算值与实际值偏差较大。此偏大的主要原因是因为冲转过程进汽量较少,蒸汽在 16 级以前已经开始产生鼓风摩擦,从而导致一抽处温度上升。

根据实际测量数据与计算数据对比可见,用等焓节流法计算汽轮机进汽温度比较准确,完全满足工业应用,在汽轮机冲转过程中,一般要遵循缸体及转子不能被冷却及过热度大于 50℃的原则,配合主蒸汽通过高压调节阀等焓节流方法,选择合适的主蒸汽温度进行冲机,避免胀差等参数剧烈变化。

汽轮机冲转过程中,除了蒸汽温度外,主蒸汽压力对冲转过程也有重大影响,挑选本工程汽轮机冲转不同主蒸汽压力的几个案例进行对比。

由以上机组冲转参数可见,在热态冲机过程中,高压调节阀节流比都在 40 左右,但是节流后压力随着主蒸汽压力的升高而升高,高压调节阀后的压力越高越不利于汽轮机冲转。根据试验结果,发现高压调节阀后压力最好在 0.12—0.2Mpa 之间。一般节流比都在 40 左右,由此可反推出主蒸汽压力应在 5—8Mpa 之间,如条件允许,最好维持冲机压力在 5—6Mpa。以此作为汽轮机冲转前的压力。当压力太高时,施加在转子上的轴向推力更大,转子向发电机的位移更大,导致胀差更小负的方向移动。

综上所述可见,在汽轮机冲转过程中,为避免高压缸胀差向负方向变化太大,应当使主蒸汽温度高于转子的最高温度,但如果主蒸汽温度高于转子最高温度太多,又会使转子加热太快产生较大应力,在过临界时产生较大振动,无法升至临界转速以上。选择较高蒸汽压力冲机同样也会产生较大振动^{[4][5]}。

冲机参数选择的原则为在参考厂家冲机曲线的同时,以高压缸最高温度为基准,使节流后的蒸汽温度略高于高压缸最高温度。在压力选择方面,应以节流比为 40、节流后压力为 0.12—0.2Mpa 范围内。

3. 总结

本文以某电厂 350MW 机组启动过程汽轮机高压缸胀差变化为例,分析了影响胀差的因素,包括泊松效应、转子的轴向推力、及主蒸汽主蒸汽压力、温度参数,说明上述因素在启动过程中对胀差变化的影响份额。在此 4 个因素中,只有冲转参数可从运行角度来调整胀差;以计算与试验结合的方法,阐述冲转参数变化对汽轮发电机组胀差及振动的影响。提出高压调门节流比及机组冲转时主蒸汽压力的选择方法。在机组冲转过程中,经过高压调节阀节流,主蒸汽温度会下降 50℃,为使汽轮机缸体及转子不被冷却,主蒸汽温度应控制在大于汽轮机最高金属温度 60℃左右;汽轮机冲转过程中,高压调节阀的节流比一般为 40 左右,为保持调门后压力维持在 0.12—0.2 之间,主蒸汽压力应维持在 5—6Mpa。对新建机组及在役启动时主蒸汽参数选择,胀差、振动控制有一定指导意义。

参考文献

- [1]何辉. 300MW 汽轮机差胀测量原理及工程应用[J]. 电力建设 2006 (11) 47—50
- [2]谢昌亚,徐琳涛,等. 350MW 超临界供热机组胀差变化过程分析[J]. 化工机械 2021 (06) 929—933
- [3]李立波,康佳营,等. 保护值设计不合理导致的轴向碰摩事故及原因分析[J]. 汽轮机技术 2025 (06) 225—228
- [4]魏军,陈伯树. 汽轮机机组胀差计算方法[J]. 机械工程师 2012 (3) 9—10
- [5]尤国林. 汽轮机转子热弯曲的原因及其振动特性分析[J]. 东方汽轮机 2022 (12) 74—79
- [6]郭立文. 热电厂汽轮机的热膨胀及其控制方法研究[J]. 科技创新 2016 (19) 33—34

作者简介:封坤(1981—),男,汉族,硕士,高级工程师(副高),一级建造师,主要从事汽轮机调试及故障诊断研究。