

126957

T15267
4725

20万千瓦 汽轮机的运行

朝阳发电厂
西安热工研究所



京电力大 00120464



水利电力出版社

内 容 提 要

本书着重探讨国产20万千瓦汽轮机的运行问题,较详细地介绍了国产20万千瓦汽轮机的启停方式,并推荐了比较合理的启停方式。书中还对已发生的几种事故进行实事求是的分析,并讨论其处理方法和预防措施。

本书是装有国产20万千瓦机组的电厂所有技术干部及汽轮机专业的技术人员、技术工人的必备参考书。

20万千瓦汽轮机的运行

朝阳发电厂

热工研究所

水利电力出版社出版、发行

(北京三里河路8号)

各地新华书店经售

北京市京东印刷厂印刷

787×1092毫米 16开本 9.75印张 217千字

1990年9月第一版 1990年9月北京第一次印刷

印数 0001—5700册

ISBN 7-120-01186-3/TK·179

定价8.85元

目 录

前 言	
引 言	1
第一章 汽轮机启动	4
第一节 冷态启动	4
第二节 超速试验对转子温度的要求	21
第三节 热态启动	23
第四节 利用抽汽母管蒸汽中压缸冲转的冷态启动	30
第二章 汽轮机停机	35
第一节 滑参数停机	35
第二节 停机后的强迫冷却	42
第三章 汽轮机转子与汽缸的相对膨胀	46
第一节 本机组高中低压胀差及其相互关系	46
第二节 胀差的变化与控制	52
第四章 汽轮机的正常运行维护	59
第一节 机组运行中的监视	59
第二节 正常运行中的控制指标	63
第三节 巡回检查与运行分析	65
第五章 转子热应力与寿命管理	68
第一节 汽轮机转子的受力分析	68
第二节 转子的疲劳寿命损耗曲线	77
第三节 寿命分配与控制	81
第四节 转子寿命的监测与管理	83
第六章 汽轮机设备的试验	85
第一节 调节系统的试验	85
第二节 汽门严密性试验	87
第三节 超速试验	88
第四节 主汽门活动试验	89
第五节 轴向位移保护试验	90
第六节 低油压保护试验	91
第七节 抽汽逆止门强制关闭试验	92
第七章 辅机的运行	93
第一节 凝汽设备的运行	93
第二节 回热加热器的运行	96
第三节 除氧器的运行	102
第四节 给水泵的运行	107

第五节 冷油器的运行	113
第八章 事故处理和预防	116
第一节 事故处理的基本要求	116
第二节 甩负荷事故	118
第三节 厂用电全停事故	121
第四节 真空下降事故	122
第五节 汽轮机进水事故	124
第六节 通流部分磨损事故	128
第七节 大轴弯曲事故	130
第八节 轴瓦烧损事故	134
第九节 汽轮机超速事故	137
第十节 油系统着火事故	140
第十一节 汽轮发电机组的振动事故	142
第十二节 叶片损坏事故	145
第十三节 轴系断裂事故	147

引 言

自1972年第一台国产200MW机组投产发电以后,十几年来我国的电力事业迅猛发展,到1988年底全国已有77台200MW机组投入运行,并成为电网的主力机组。今后数年内,每年还将投产10台左右。目前生产200MW汽轮机组的厂家有哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂、北京重型电机厂(以下简称哈汽,东汽、北重)。各制造厂生产的200MW汽轮机尽管在调节系统、油系统、热力系统的设计,旁路系统的设置及辅机的选型等方面各有不同,但就汽轮机本体而言,其结构特性基本是一致的。

众所周知,200MW汽轮机的型号是N200-130-535/535,它是一次中间再热、超高压、凝汽式、单轴、三缸、三排汽的汽轮机。它通过半挠性联轴器带动汽轮发电机[●]。

200MW汽轮机的通流部分由高、中、低压三部分组成,共37级。高压部分有一个单列调节级和11个压力级;中压部分为10个压力级;低压部分为三分流式,每一分流有5个压力级,其中一个分流布置在中压缸后部,另两个分流对置在两个低压缸中。

全机共有八段非调整抽汽[●],分别在9、12、15、17、19、22、28/33、25/35级后,抽到相应的加热器去,加热主凝结水和给水。

在热力系统中,设置三台凝汽器,一台汽封抽气器和一台汽封加热器,一台除氧器和三台高压加热器。

200MW汽轮机采用喷嘴调节,新蒸汽通过两个电动主闸门再经两个高压自动主汽门和四个调速汽门进入高压缸。其中1、4号调速汽门由一个高压油动机控制;2、3号调速汽门由另一个高压油动机控制。高压缸的排汽经两个排汽逆止门后进入锅炉中间再热器的冷段和热段;再热后的蒸汽经过两个中压自动主汽门、四个中压调速汽门进入中压缸。经中压缸作功的蒸汽从第22级后分别进入三个低压缸,排出后进入三台凝汽器。汽轮机负荷变化主要依靠高压调速汽门进行调节;在低于额定负荷35%时,中压调速汽门才参与调节;在其余工况,中压调速汽门全开。事故停机时,自动主汽门和调速汽门全部快速关闭,以防止事故扩大。

高、中压导汽管各四根,其规范分别为 $\phi 245 \times 25$ 和 $\phi 426 \times 16$ 。低压进汽导管两根,规范为 $\phi 912 \times 6$ 。在低压导汽管上还备有特制的波纹管和平衡鼓,用于热补偿。

高压缸设计为双层缸结构,内外缸夹层蒸汽是从第9级后引出的一段抽汽。中、低压缸为单层隔板套式结构,其中低压缸为对称分流式。为满足机组快速启动的需要,高压缸设有汽缸加热和法兰、螺栓加热装置(有的200MW机组已经取消中压缸的法兰、螺栓加热装置)。

高、中、低压三个转子,依次为整锻、整锻加套装和套装结构,高、中和中、低压转

- 200MW发电机,有双水内冷和氢冷却两种型式。
- 有的200MW已改为七段抽汽,设置两台高压加热器。

子均为刚性连结，但在中、低压转子之间有接长轴。高、中压转子共用三个轴承支撑，即所谓三支点支撑方式。

汽缸的前、后端汽封有梳齿式和镶片式两种结构，隔板汽封为梳齿式的。

汽轮机共有五个轴承，均系三油楔式。为了在机组启停时减小盘车力矩，且避免轴承乌金磨损，还配置了高压顶轴油泵。盘车过程中轴承仍靠润滑系统供油。

主油泵布置在前轴承箱中，经齿形联轴器由汽轮机主轴带动。主油泵的进油来自1号射油器。2号射油器是专为向润滑系统供油的。油系统中，装有三台冷油器，其中两台运行一台备用。油系统中备有高压调速油泵和低压交、直流润滑油泵。

主油箱悬吊在运行平台下，有效容积 20m^3 ，油位差的最大值为 0.38m 。油系统还设有排烟风机和油压降低继电器等。

本机组的调节系统为机械液压式及双泵全液压式两种型式，前者转速的传感元件为机械离心式弹性调速器，后者为与主轴相联结的调速泵，以油压讯号作用于调速器滑阀。

调节系统还有调速器滑阀（包括控制滑阀、随动滑阀及分配滑阀）、中间滑阀、动态校正器、微分器、高压和中压缸油动机、同步器、启动阀、功率限制器等。

汽轮机的液压保安系统包括高、中压缸自动关闭器、危急遮断器（又称危急保安器，包括两套离心棒式撞击子或称离心棒、飞锤）、危急遮断器杠杆、危急遮断器滑阀、保安操纵箱（包括解脱滑阀、充油试验滑阀、超速试验滑阀）、防火滑阀等。另外还有附加超速保护及电超速保护。

本机组配置了旁路系统^①，它对于锅炉稳定燃烧，汽水回收、消除噪音以及机组启停是十分有利的。

本机组可以参加一次调频。调节系统的速度变动率，迟缓率性能良好。机组全甩负荷时能维持空转。本机还装备其它各种保护设施。

十几年来，国产200MW机组已不断改进完善，定型后的产品，达到了安全、经济、满发。现将主要改进举例如下。

高压缸内外缸之间加装了挡汽环，一段抽汽从第9级后直接抽出，减少了高压内缸内外壁金属温差。

中轴承箱台板开油槽，低压缸加固，解决了中压缸膨胀不畅的问题。

汽缸保温材料改为硅酸铝石棉毡，大大改善了汽缸上下缸温差。

加粗法兰、螺栓加热装置进汽管，明显增加了加热（或滑停时冷却）效果。

汽缸加热从单纯向高压外缸下缸喷汽改为经四个高压进汽短管夹层向汽缸内送汽加热，有利于减少上下缸温差及对高压胀差的控制。

盘车装置由高速（ $40\text{r}/\text{min}$ ）改为低速（ $3.4\text{r}/\text{min}$ ），提高了盘车装置的可靠性，对防止大轴热弯曲起到良好作用。

加大油系统排烟风机容量、增设排烟母管、轴承回油管直径改大，均有效地防止了轴瓦甩油及对环境的污染。

^① 200MW机组旁路系统的配置，有带有三通阀的100%额定容量的大旁路系统及30%额定容量的I、II级旁路系统。

加粗高压调速汽门门杆并改为丝扣连结，解决了运行中门杆折断、汽门脱落的问题。旁路系统由远离汽轮机改为从电动主闸门前引出并加大了容量，满足了汽轮机冷态启动的要求。

本体各级疏水，按压力等级分别接到各自的联箱和疏水扩容器上，对防止汽缸进水具有明显效果。

调速给水泵的应用，不仅节省了厂用电，而且设备可靠性高，尤其适用于汽轮机的滑参数启停，调整锅炉给水流量操作自如。

长喉部射水抽气器的采用，提高了汽轮机真空。

在运行操作方面，高、中压缸预暖、中压缸冲转的启动方式大大缩短了汽轮机启动时间。

由于汽缸保温的改善，停机后汽缸金属温度下降缓慢，一定程度上延长了检修工期。而停机后的强迫冷却技术，较好地解决了这方面的问题。

解决油膜振荡问题，已有成熟经验。

防止汽轮机严重超速、大轴弯曲、轴瓦烧损、除氧器等压力容器爆破和汽轮机进水等严重事故的反事故措施更加完善。

总之，我们对200MW汽轮机由不认识到逐步认识，并已基本掌握了其设备特性和运行规律。但也必须看到，200MW汽轮机无论从设备方面或是运行方面，仍存在一些问题：

例如，汽轮机启动时间还过长，中压缸温度和膨胀及高压胀差仍然限制着汽轮机的启动时间。中压缸预暖、中压缸冲转的启动方式，尚未得到推广。而这种启动方式能使汽缸金属温升均匀合理、缩短冷态启动时间、节约燃料，是有推广价值的。停机后的强迫冷却在大多数机组上还未采用。也有个别机组至今不能进行滑参数停机。

再如，在安全方面，汽轮机大轴弯曲事故不止一次地发生；汽轮发电机组烧轴瓦事故也未根本杜绝；汽轮机进水的可能性，特别是高、低压加热器满水事故还时刻威胁着机组的安全运行；哈汽机组169、432叶片，东汽机组313叶片，单叶片事故依然存在；对轴系断裂事故的原因还尚待进一步认识，找出原因、采取有效对策等等。

在经济运行方面，汽轮机的真空还普遍不高；高压加热器投入率仍然较低；汽轮机汽耗率偏离设计值较多等等。

为了保证200MW汽轮机的安全运行，不断地提高发电厂的经济性，本书针对上述问题并根据对哈汽和东汽所生产的N200-130-535/535型汽轮机的运行经验，专门讨论该型汽轮机的启动、停机、正常维护、各项试验、典型事故处理和预防等几个问题。

朝阳电厂对国产200MW机组虽具有十几年的运行经验，但就设备而言仍具有局限性。为了丰富本书的内容，作者虽收集了其它200MW机组的宝贵经验，但仍难以概括全面。诚恳希望兄弟电厂和读者补充，使本书在指导生产中发挥更大作用。

第一章 汽轮机启动

将汽轮机转子，从静止或盘车状态加速至额定转速，并将负荷逐步地增加到额定值的过程，称为汽轮机的启动。汽轮机的启动过程，就是蒸汽向金属传递热量的复杂的热交换过程。在这个过程中，汽轮机各金属部件将受到高温蒸汽的加热，从室温及大气压力的状态过渡到额定温度和压力的状态。研究汽轮机的合理启动方式，首先是研究汽轮机的合理加热方式。即在启动中使汽轮机各部金属温差，转子与汽缸的相对膨胀差（简称胀差），都在允许范围内，以减少金属的热应力和热变形。合理的启动安排，就是在机组启动过程中，在不发生异常振动、不引起摩擦和金属裂纹的条件下，根据选定的温度变化率，尽量缩短总的启动时间。目前采用的单元制系统和滑参数启动方式，为实现上述要求提供了有利条件。

本机组普遍采用高、中压缸同时进汽的启动方式。冲转前，主汽门前具有一定的蒸汽压力。锅炉点火、升压和汽轮机暖管疏水同时进行。当达到机组冲转条件时，用同步器或启动滑阀开启高、中压自动主汽门和调速汽门进行冲转。在升速过程中，锅炉保持汽压不变，汽温自然滑升。哈汽机组，从冲转到定速都是通过同步器控制调速汽门开度来实现的。对东汽机组，先用启动滑阀控制调速汽门升速。当汽轮机转速到2640~2665r/min以上时，调节系统开始工作后，改用同步器升速到3000r/min，发电机并网后，逐渐将调速汽门全开，锅炉按滑参数启动曲线升温升压逐渐加负荷。详细过程在以下各节叙述。

第一节 冷态启动

一、启动条件的确定

1. 冷态启动冲转参数的选择

从传热观点来看，汽轮机的启动过程属于不稳定导热过程。在汽轮机冷态启动之前，缸壁与保温层的温度都接近于室温。当蒸汽进入汽轮机后，汽缸和转子的受热基本上是单向进行的。蒸汽与汽缸内壁及转子外表面接触，将热量首先传给这些部件。汽缸的外壁与转子中心的热量是通过热传导而获得的。由于金属壁存在热阻，因而在汽缸内外壁之间和转子的半径方向将出现温度差，其结果使金属产生热应力和热变形。

启动参数的选择，主要是考虑部件的热应力。热应力是汽轮机组启动的关键因素，只有把热应力控制在合理的范围内，才能减少部件的疲劳损伤。热应力的大小主要取决于蒸汽与金属部件之间的温差和放热率。选择适宜的启动蒸汽温度对汽轮机的合理启动具有决定性的意义。理想的启动汽温应当是既能够避免启动初期的热冲击，又能保证汽轮机有合理的加热速度。

在启动初期, 调节级后的蒸汽温度高于转子表面(及汽缸内壁)温度, 使转子表面产生压热应力, 该应力值的大小按下式计算:

$$\sigma = -\varphi \frac{\alpha E}{1 - \mu} \Delta t$$

式中 σ ——转子表面热应力值, Pa;

φ ——修正系数;

μ ——泊桑系数;

α ——热膨胀系数; $1/^\circ\text{C}$;

E ——弹性模数; Pa;

Δt ——蒸汽与金属的温差值, $^\circ\text{C}$ 。

式中修正系数 φ 取决于放热系数、金属导热系数和部件结构几何尺寸等因素。但主要取决于放热系数。当放热系数高时, φ 值接近于1; 放热系数低时, φ 值为0.5左右。

一般在计算汽轮机转子寿命时, 热应力小于200MPa对转子寿命消耗可以忽略不计。在冷态启动初期, 放热系数很小, 取 $\varphi=0.5$ 。当应力值为200MPa时, 经计算蒸汽与金属温差为126.5 $^\circ\text{C}$ 。对于热态启动, 在放热系数高的情况下, 取 $\varphi=1$ 。当应力为200MPa时, 经计算蒸汽与金属温差值为55.7 $^\circ\text{C}$ 。

由于机组的启动过程是对部件的加热过程, 所以希望进入汽缸的蒸汽温度要高于转子和汽缸的温度50~150 $^\circ\text{C}$ 。这样既有利于对金属部件的加热, 又不使部件产生大的热应力。

冷态启动时, 一定压力的过热蒸汽接触到冷的汽缸内壁和转子表面, 蒸汽的热量开始主要以凝结放热的形式传给金属, 即蒸汽在金属壁上凝结为水, 放出汽化潜热。由于凝结放热系数很高[可达5000W/($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)], 当加热开始的瞬间汽缸内壁、调节级处转子表层很快就升到该处的蒸汽压力所对应的饱和温度。这时的传热温差可大致看作是该蒸汽压力的饱和温度与金属壁面温度之差。当然凝结放热开始后, 金属壁将形成一层水膜。水膜会使放热系数减小, 使金属壁继续剧烈加热得到缓和。

在蒸汽的凝结放热阶段结束后, 随着暖机的进行, 蒸汽主要以对流放热方式向金属放热。蒸汽的对流放热系数远较凝结放热系数低。在通常的汽轮机流速范围内, 当流速相同时, 高压蒸汽和湿蒸汽的放热系数较大(高压蒸汽为1500~2000W/($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), 湿蒸汽可达3000W/($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), 低压微过热蒸汽放热系数就较小(约为150~200W/($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$))。放热系数大, 表示在一定时间内传给金属的热量多, 反之则小。传给金属的热量少, 可减小各部件的温差。因而用低压微过热蒸汽冲动汽轮机更有利于防止冲转时汽轮机部件受到大的热冲击。

还应指出, 在选择冲转参数时, 除考虑调节级后蒸汽温度与金属的合理匹配, 还应当考虑主蒸汽对主汽门、调速汽门和导汽管的加热及各部件的散热损失; 调速汽门对主蒸汽的节流影响及蒸汽流经调节级喷嘴膨胀做功。这些因素将引起主蒸汽温度的明显下降。从焓熵图上可以看出, 参数高时, 等焓节流引起的温降大, 反之温降小, 这也是采用低参数的好处。

从冲转到并网这段时间, 调节级喷嘴前后压比 P_2/P_1 小于临界压比。此时蒸汽在喷嘴

出口处处于临界状态。调节级喷嘴为渐缩喷嘴，可以认为该喷嘴后的蒸汽温度为临界值，可用下式计算：

$$T_K = \frac{2}{k+1} T_1 \approx 0.87 T_1$$

式中 T_K ——喷嘴临界温度值，K；

T_1 ——喷嘴前汽温，K；

k ——绝热指数，过热蒸汽取1.3。

应指出，公式中温度是绝对温度，须注意变换。如果主蒸汽温度为250℃（即523K），由于主汽门、调速汽门节流及散热损失，进入喷嘴室的温度只有200℃左右，利用上式计算，调节级后的蒸汽温度只有138.5℃（即411.5K）左右。从许多实际记录可以看出，在启动初始阶段，机组金属平均温升率一般不超过规定范围。由此可以看出，冷态启动冲转时的主蒸汽温度选择250℃左右是比较理想的。

启动汽压的选择主要取决于启动汽温。一般蒸汽温度的选择应保证有50℃以上的过热度。因此，由确定的主蒸汽温度就可决定对应的汽压。

另外，从汽轮机启动操作上，又希望蒸汽压力能满足通过临界转速和达到全速的要求。这样，在升速过程中则不必要求锅炉进行调整，也不需要调整旁路系统，可简化操作，所以启动参数又不益过低。

综合上述原则，确定本机组的冲转参数为：主蒸汽压力1.47MPa●左右（15kgf/cm²），主蒸汽温度250℃左右。蒸汽参数以汽轮机前的测量仪表为准。

对于再热汽温也希望与中压缸金属温度匹配，冲转前最好使再热汽温接近主蒸汽温度。但因机组的旁路系统容量一般比较小，同时受锅炉特性的限制，在这样低的负荷下，不大可能做到再热汽温接近主蒸汽温度。但是由于冲转时再热蒸汽压力较低，一般为负压，蒸汽对金属的放热比较缓和，故温度失配的影响比较小。200MW机组冷态启动在定速时，再热系统压力一般为50~60kPa（0.5~0.6绝对大气压），其饱和温度为80℃左右。为保证再热蒸汽有50℃的过热度，再热汽温应在130℃以上。如果再热蒸汽为正压时，则再热蒸汽温度应相应提高。

2. 凝汽器真空

凝汽式汽轮机启动时，都无例外的要求建立必要的真空●，因为凝汽器的真空对启动过程有很大影响。汽轮机启动前，其内部存在着空气，机内的压力相当于大气压力。如果不抽真空，转子冲动时必然使得凝汽器内产生正压，甚至造成排大气安全门动作。

如果启动时凝汽器真空过低，还将引起冲转时出现较大的热冲击。因为此时蒸汽流经汽轮机时可用焓降小，故冲转蒸汽量增大，真空过低又造成汽轮机内压力较高，这样便增大了蒸汽的凝结放热。此外，真空过低将使排汽缸温度升高，影响机组转子中心线而产生振动增大。

200MW汽轮机组都具有旁路系统。在锅炉点火后，旁路系统需要投入运行。旁路系

● 本书中压力单位MPa，除注明绝对压力外均为表压力。

● 真空即负压，当用压力的单位表示大小时，本书常用负压。

统的投入也要求凝汽器建立一定的真空。

过高的真空也是不必要的。在其它冲转条件都具备时，仅仅为了等真空上来，必然会延迟机组的冲转时间。另外，真空越高，冲动汽轮机需要的进汽量越少，将达不到良好的暖机效果，从而延长了暖机时间。

实践证明，冲转前的负压（真空）为 $60\sim 67\text{kPa}$ （ $450\sim 500\text{mmHg}$ ）可以满足要求。

3. 大轴晃动度

对于大轴晃动度，不仅要监视其绝对值，还要重视其相对变化值，即以安装后测得的原始值作为基数进行比较。一般在机组启动前，先盘车数小时。此时，转子各部温度均匀，大轴晃动度应与安装原始值一致。如发生偏差就说明转子存在弯曲，需认真查明原因后再启动。

本机组的晃动表装在2号轴承箱高、中压转子联轴器处（高压侧）。对于每种类型的机组，由于晃动表安装的位置不同，因而所规定的晃动数值也不同。对于200MW机组，要求大轴晃动的绝对值不超过 0.05mm ，相对变化值不大于原始值的 0.02mm 。

200MW汽轮机曾多次发生大轴弯曲事故，大多数发生在高压转子的调节级前轴封部位，且机组的损坏情况基本相同，只是损坏程度略有差异。机组的高、中压转子为三支点支撑，前汽封段很长，且距轴承较远，因此调节级前汽封具有较大的挠度。又因为调节级温度最高，上下汽缸温差也最大，此处转子容易产生热弯曲，而高压前汽封的径向间隙又较小，所以当转子发生振动时，该部位最易发生摩擦。机组大轴晃动表安装位置到2号轴承的距离与调节级叶轮前端面到2号轴承的距离之比约为 $1:3$ ，那么晃动表测得的晃动值与高压前汽封处的晃动值大致也为 $1:3$ 的关系。那么在启动前测晃动值若为 0.05mm 时，高压前汽封的最大晃动值则为 0.15mm 。如果再加上汽缸上下温差引起的汽缸挠曲和汽封套变形等因素，高压前汽封间隙就会变得很小。另外，大轴晃动值大，对应的偏心距则大。当转速升高时，不平衡离心力变大，将增加动静摩擦的可能。

启动前对大轴晃动进行测定，主要是检查是否在停机期间发生了轴的弯曲。所以大轴晃动值是汽轮机冲转的一项重要条件。

如果机组安装后原始大轴晃动值比较大时，一定要记录下最大晃动值的方位，作为以后启动前测量大轴晃动的参考。例如，某机组安装后大轴晃动原始值为 0.07mm ，方位为 0° ，可以认为，这时大轴没有弯曲。而在以后的某次启动前测量大轴晃动为 0.05mm ，而方位为 180° ，从绝对值上看是偏差 0.02mm ，但因为方位相差 180° ，所以实际大轴晃动度应为原始晃动值（ 0.07mm ）与车次测得的晃动值（ 0.05mm ）之和，即偏差为 0.12mm ，而对应前汽封处的晃动值则为 0.12mm 的三倍，即 0.36mm 。如在这样的情况下启动，机组必然产生过大的振动。

4. 油压与油温

汽轮机供油系统的主要任务，是供给汽轮发电机组各轴承的润滑用油，供给调节和保护系统的脉冲油和动力油。机组冲转前，必须确认油系统的正常工作，也即要保证连续地供给润滑系统和调速系统以正常的油压与油温。

为保证调节系统工作可靠和轴承的润滑，油压应符合制造厂的要求，即调节油压为

1.96MPa (20kgf/cm²), 润滑油压为 7.84×10^4 Pa (0.8kgf/cm²)。冷油器出口油温, 即轴承进油温度应保持40~45℃。

汽轮机油系统油压高些, 一般危害性不大, 如果压力过高, 要影响油管等部件的安全, 易发生油管法兰等处漏油。油压太低会使调节系统工作失调, 动作困难。润滑油压过低, 影响轴承正常润滑。油温过高, 影响轴承油膜减薄, 并使轴承温度进一步升高。长期在高油温下运行, 透平油质容易发生老化, 油的使用寿命缩短。如果冷油器出口油温过低, 使油的粘度增大, 会使轴承油膜增厚, 油膜稳定性差, 可能引起轴承油膜振荡。

二、启动过程

中间再热式汽轮机的启动, 包括启动前的准备工作、锅炉点火前后的工作、冲动转子、升速暖机、并列带负荷等几个内容。属于一般高压汽轮机启动操作中的共性问题, 《高压汽轮机运行》一书中已有详述。这里只按20万kW机组的特性进行讨论。

1. 启动前的准备工作

作好启动前的准备工作, 是安全启动和缩短启动时间的重要保证。准备工作的目的, 是使各种设备处于预备启动状态, 以便达到随时可以投入运行的条件。实践证明, 往往由于准备工作的疏忽, 对某些设备缺陷和异常情况没能提前发现, 使启动工作(包括锅炉的操作)半途而废, 甚至导致事故发生。

比如某台机组在启动前, 运行人员对电动主闸门未进行开启和关闭试验, 当二段暖管需要开启该阀门时, 才发现开不动。经检查是阀门内部故障, 需要解体检修, 锅炉只好熄火。

再如, 系统检查时, 处于真空下的低压加热器(以下简称低加)汽侧放水门未关。当启动射水抽气器后, 真空一直较低。为了找漏泄点延误了启动时间。另外, 主蒸汽、再热蒸汽系统疏水门未开或开度不足, 使汽温提升得慢, 冲转时造成汽缸进水的例子也是有的。

还曾发生过这样的情况: 机组启动前, 未作凝结水泵联动试验, 因此对该泵的联动回路有问题也就不能发现。当主机定速后不久, 运行的凝结水泵轴瓦冒烟, 按了事故按钮, 但备用泵未启动, 当强投时, 偏偏开关又合不上, 结果不得不将机组停下来。

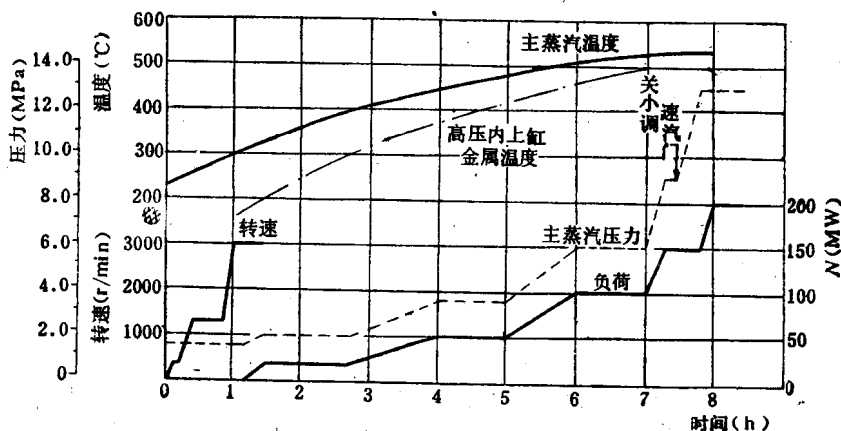


图 1-1 冷态滑参数启动曲线

上述事例告诉我们，对启动前的准备工作，必须给予足够的重视。启动前还要对系统进行详细的检查，使阀门处于规程要求的开启或关闭位置。有的发电厂制定了阀门操作卡片，运行人员则应按照卡片规定的顺序对阀门逐个地进行检查。对于电动阀门应进行手动和电动开关试验，确认极限开关（或称终断开关）好用。

冷却水塔、凝汽器、内冷水箱要按要求的正常水位补充合格的水。主要转动设备，如循环水泵、凝结水泵、射水泵、冷却水泵、调速油泵、润滑油泵、密封油泵等均应提前试转并进行联动试验，良好后置于备用状态。

2. 锅炉点火前的工作

锅炉点火前，首先向除氧器上水，补至正常水位后进行给水泵试转，并通知锅炉运行人员启动疏水泵，开启除氧器至锅炉疏水箱放水门，开启除氧器进汽门进行循环加热。如果除氧器下水管较长，当水温加热到70~80℃时，最好启动一次给水泵，以便将下水管内的低温水打入除氧器水箱。当除氧器内部压力到20kPa时，水温104℃，化验给水水质合格后，则可按锅炉要求启动给水泵，向锅炉上水^①。

透平油温度的提升，是靠油循环时油泵的强烈扰动作用来实现的^②。为此应先启动润滑油泵（低压油泵）。因为油系统中有大量空气，所以开启润滑油泵出口门时，一定要缓慢地逐渐开启，否则将引起油系统管道的振动，严重时会把法兰垫、焊口振环，发生漏油事故。当油系统充满油后，润滑油压已经稳定，对油系统的管道、法兰、油箱油位、主机各轴承回油等情况进行详细检查。一切正常后，开启调节系统充油门，以驱除调节系统内的空气，一般经过20~30min便可切换为调速油泵（高压油泵）运行。冬季，油温很低，粘度大，如果调速油泵出口门全开可能使电动机过载，应根据电流大小来控制出口门开度。

随着油循环的进行，油温逐渐升高，油烟也将产生，对于氢冷发电机组，投入密封油，充氢后空侧回油箱内的氢气同及时被带出，所以要启动排烟机及防爆风机。

当油温升高至40~50℃时，可作调节系统静止状态动作试验（试验方法及有关问题，将在后面介绍）。在试验前先进行调节系统赶空气操作：对哈汽机组，确认同步器在零位，顺时针摇同步器手轮；对东汽机组，逆时针摇启动阀手轮，挂闸后再顺时针摇启动阀手轮，使高中压油动机开、关数次直到油动机无晃动现象后，将同步器或启动阀恢复到零位。值得注意的是，汽轮机静止时的调节系统动作试验，一定要在锅炉点火前进行。因为锅炉点火后，I，II级旁路投入，再热系统已充汽，尽管电动主闸门在关闭状态，因中压缸进汽管没有截止门，中压调速汽门一旦开启就可能引起中压缸进汽而使汽轮机冲转。

调节系统试验后，可进行其它热机保护试验，如轴向位移保护试验、抽汽逆止门联动试验、低真空保护试验、旁路系统联动试验等。因为整个试验时间较长，如果油温超过50℃要及时向冷油器通水，控制油温（关闭冷油器加温门），并为启动盘车创造条件。对于采用双水内冷发电机及高速盘车的机组，在盘车启动前，要先启动发电机内冷水泵，保持发电机转子入口水压在0.15MPa，其目的是为了润滑和冷却转子进水支座的填料。启动顶

① 有的机组，也可用锅炉疏水泵向锅炉上水。

② 对于装有冷油器油加热装置的机组，可缩短这一过程。

轴油泵，检查主机各轴承顶轴油压应符合要求。顶起高度通常为 $0.03\sim 0.04\text{mm}$ 。开启盘车装置的润滑油门，拔出锁紧销，顺时针旋转手轮，直到行程开关接通为止。确认齿轮啮合后，启动盘车装置。盘车运行正常后，投入联动开关，测量大轴晃动度。盘车运行中，顶轴油泵应连续运行，以保护汽轮发电机组的各轴承乌金不被研磨。

作低油压联动试验。当油压降至 49kPa 时，交流油泵联动；油压降至 39kPa 时，直流油泵联动；油压降至 29kPa 时，盘车自动停止。试验完毕，投入润滑油压低保护开关，仍保持调速油泵和盘车装置运行。

锅炉点火后，将有大量疏水排到凝汽器。所以在点火前就应向凝汽器通冷却水。循环水泵启动后，出口门要分二至三次开完，因为凝汽器水侧积存大量空气，需要逐渐排出。如果大量的冷却水一下子进入凝汽器，就可能使一部分空气来不及排出，影响凝汽器的有效冷却面积。当凝汽器出口管的空气管见水后关闭空气门。

启动凝结水泵，一般在启动循环泵之后进行。但有时为做水压逆止门的联动试验，也可根据需要启动。不管怎样，当凝结水系统第一次通水时，也要考虑管道和低加空气的排出问题，如果通水过快，则易发生管道振动。

当锅炉具备点火条件时，启动射水泵，开启出口门，开启射水抽气器空气门。对于装有射水抽气器入口水门的设备，启动射水泵时，出口门不要预先开得过多，防止射水抽气器入口管爆破。当真空抽到 13.3kPa 时，通知锅炉点火。

由于真空系统较大，当不投汽封供汽时，真空只能达到 $30\sim 35\text{kPa}$ 。如果真空低于该数值，说明系统内有漏入空气的地方，应进行详细检查。检查时包括锅炉侧的再热器管道排大气疏水门等。

机组启动时，为了减少厂用电的消耗，循环水泵、凝结水泵、射水泵的投入操作应力求紧凑。尽量避免锅炉迟迟不能点火时启动了的设备白白耗费电力，为此汽机运行人员应掌握锅炉的启动进程。

3. 锅炉点火后的工作

如前所述，锅炉的点火，升压和汽轮机的暖管疏水是同时进行的。对于装设有电动主闸门的机组，暖主蒸汽管通常分为两段。第一段暖管到电动主闸门前，而将由动主闸门后到自动主汽门前的暖管作为第二段。为了达到充分暖管并达到冲转的蒸汽参数，旁路系统的使用配合很重要。特别是机前的蒸汽温度，是通过旁路排汽来提升的。它代替了非中间再热式机组的凝疏管。当锅炉提升压力后就可投旁路，使蒸汽通过快速减温减压装置和中间再热器排至凝汽器，并投入凝汽器喉部减温减压器。对于采用一级大旁路的机组，应使用主蒸汽管至再热器进口的旁通管，也可用邻机的抽汽或启动锅炉的蒸汽向再热器通汽，使再热器及冷热段管路得到预热。暖管还应和管路的疏水操作密切配合。当蒸汽进入冷的管路时，必然会急剧凝结。蒸汽凝结成水时，放出汽化潜热，使管壁受热而温度升高。这一阶段凝结水的形成非常迅速。如果这些凝结水不及时地从疏水管排除，积存在管道内，当高速气流从管道中通过时，将发生水冲击，引起管道振动。如果这些水被蒸汽带入汽轮机内，将使汽轮机轴向推力增加，很可能使推力瓦烧损，造成汽轮机动静部分的摩擦，严重影响汽轮机的安全。另外，通过大量的疏水可以增大锅炉负荷，从而提高蒸汽温度，因

此，疏水是一项重要工作。

在暖管过程中，主蒸汽管和再热蒸汽冷，热段管的疏水，是通过疏水扩容器至凝汽器的，旁路系统的排汽也进入凝汽器。这时凝汽器已接带了热负荷，所以要保证循环泵，凝结水泵，射水泵及抽气器的可靠运行。如果这些设备发生故障而影响真空时，应立即停止旁路系统，关闭到凝汽器的所有疏水门，开启所有排大气疏水门。在暖管中要定期开启疏水管检查门，以观察是否积水，做到心中有数。此外，对其他需要通汽的管道，也要提前15~20min进行暖管。

旁路系统投入后，排汽室温度将逐渐上升，低压胀差开始变化。这时要开启排汽室喷水门，以便将排汽室温度调整在60~70℃。运行规程规定不许超过120℃，后者是极限数值，并非是希望长期运行的温度。又考虑到机组冲转后排汽室温度还要上升，所以要留有调整余地。

在主蒸汽暖管的同时，法兰与螺栓加热装置也同时暖管。为此，应稍开总联箱的进汽门，全开疏水门。抽端汽封供汽以前，汽封系统也应暖管，力求将汽封供汽和回汽母管的疏水排净，防止疏水进入汽封内。在汽轮机冲转前30~40min，便可投入汽封供汽。为此应先将轴封抽汽器（以下简称轴抽）建立一定负压，可开启射水抽气器空气门或启动轴封风机，然后开启轴封调节阀，保持轴封压力为40~50kPa，轴封内分压力3~4kPa。如果轴封压力正常，但却发生轴封冒汽，一般是以下原因造成的：轴抽空气门开度不足；轴抽水位高；轴抽风机运转不正常（如电机两相运行或反转）；轴抽水侧近路门开得过大，冷却水量不足等等。如果轴封冒汽并有水滴溅出，则说明轴封供汽温度偏低，可适当调高。轴封汽源可以从备用汽源或除氧器汽平衡管来汽，但供汽温度应符合要求。

确证自动主汽门和调速汽门在关闭状态后，稍开电动主闸门进行二段暖管。疏水通过防腐蚀疏水门排至凝汽器，暖管10min~15min后，将电动主闸门全开。对于再热蒸汽管疏水排大气的机组，启动前应将其疏水门关闭，防止冲转后真空下降。

对于不设汽轮机电动主闸门的系统，则暖管从一开始就包括了自动主汽门以前的全部主蒸汽管道，其间操作要点与分两段暖管相同，但要特别注意调速汽门的严密性，不断观察上下汽缸温差，并警惕汽轮机转子被漏汽所冲动；调速汽门前的导汽管到高压疏水联箱的疏水门应全开，中速暖机后可以适当关小，在带负荷过程中当主蒸汽温度高于350℃时可以全关。

4. 冲动转子和低速暖机

具备启动条件后，要做好冲动前的各项记录，主要记录项目有：主蒸汽压力和温度，再热蒸汽压力和温度，高压内缸、高压外缸及中压缸上下壁金属温度，法兰和螺栓温度，高中低胀差，轴向位移，汽缸总膨胀，中压缸膨胀，真空，油温，油压，大轴是动变等。冲转前投入轴向位移保护（以下简称串轴保护）。

本机采用调速汽门冲转，冲转时只有1、2号调速汽门开启，属于部分进汽方式。转子一经冲动，便应手摇同步器或启动滑阀关闭调速汽门，用听音棒倾听汽轮机内部有无摩擦声。因调速汽门关闭后，排除了汽流声，便于分辨异常声音。此时需特别注意，勿使转子静止。确认无异常情况，重新开启调速汽门，保持转速为400~500r/min，然后停止

顶轴油泵（对于顶轴油泵连续运行而言）。

在低速暖机时，进行全面检查并进行有关操作。确认无异常情况后即可升速。转子冲后盘车装置能自动脱开，将其操作开关及联动开关置于停止位置，并关闭供其润滑的油门。

要检查各轴承的振动、轴承回油温度和油流等。双水内冷发电机组要调整转子进水压力，氢冷发电机要调整密封油压。低速检查时要投入法兰、螺栓和汽缸加热装置。

5. 升速和暖机

低速检查结速后，逐渐开大调速汽门，以每分钟100r/min时升速率升到中速，并停留30~40min，进行暖机。中速暖机转速的选择应充分避开转子的临界转速，停留在振动比较小的转速下，一般可选在100~1300r/min。比如，双水内冷发电机组，因为其发电机的第一阶临界转速为978r/min，所以中速暖机转速选为1300r/min。而某台氢冷发电机组第一阶临界转速为1145r/min，中速暖机转速则选为1000r/min。至于暖机转速与临界转速避开的间隔，取决于转子的残余不平衡量。残余不平衡量小的转子，避开50~100r/min已属足够，否则要避开更远。

中速暖机结束后，中压缸膨胀应达到1.0~1.5mm，汽缸总膨胀应达到4.0mm以上。如果中压缸膨胀受阻，在以后升速中2号轴承可能受到推力作用而拱起，造成振动增大。中速暖机以后，继续以每分钟100r/min的升速率提升转速，遇到临界转速时要迅速通过。通过临界转速的振动不应大于0.10mm。因为本机组轴系长，转子多，2000r/min以上临界转速比较集中，没有合适的停留转速。所以，中速暖机结束后一直升到3000r/min。从冲转到定速约60~70min。升速暖机阶段，蒸汽对汽轮机的加热一直是比较缓慢的。从中速到定速，汽缸的金属温升速度一般为1~2℃/min，上下汽缸温差也不大，一般在10~20℃范围内，胀差增大数值不超过1.0mm。定速后汽缸总膨胀达到5.0mm，中压缸膨胀达到2.0mm即为正常。

升速暖机过程中应重点监视机组的振动。特别是新机组试运时，可能存在第一种或第二种形式的不平衡，及油膜振荡或大轴弯曲这些因素，迫使机组振动过大而停机。

在中速以下，轴承的正常振动不应过大，通常规定，一阶临界转速以下轴承振动不应超过0.03mm。在中速以下出现超过规定的振动时，应立即打闸停机。如果是转子热弯曲引起的，应通过盘车调直；如果是质量不平衡引起的，应通过动平衡试验来解决。

中速以上升速过程发生强烈振动时，也应立即打闸。根据本机特点，中速以下应重点监视1、2号轴承的振动，中速以上应重点监视5、6号轴承的振动。

随着机组转速的升高，冷油器的出口油温也要升高，而双水内冷发电机转子水压力或氢冷发电机密封油压将随之降低，所以均要及时调整到要求数值。

汽轮机定速后，对机组进行全面检查，一切正常后可以进行手打危急保安器试验。在进行打闸试验时，调速油泵应继续运行。如果这时该油泵停运，自动主汽门关闭后，主机转速和调速油压下降较快，将不利于危急保安器挂闸。假如一次挂闸未成，随着转速降低，调速油压会更低。如果调速油泵保持运行，则可避免这一缺点。调速油泵和主油泵同时运行时，为防止主油泵的排量过低，使油泵内温度升高，本机组装有启动排油滑阀，当

调速油泵压力高于主油泵压力时，可以通过该滑阀至轴承箱中的排油得到冷却。

试验结束后，停止调速油泵。在关油泵出口门时，一定要慢关，并设专人特别注意监视主油泵出口油压及润滑油压的变化。发现油压降低，应立即开启调速油泵出口门。待查到油压下降的原因并采取措施后，再重新进行停止油泵的操作。200MW机组不止一次发生过严重烧瓦事故，究其原因多为调速油泵停止时主油泵失压而低压油泵未联动造成的，所以这一教训必须记取。

6. 并网和接带负荷

汽轮机定速后的有关操作结束并确信各部正常，便可将发电机并入电网。并网后带少量负荷并进行其它操作。如投入抽汽逆止门电磁阀，投入双水内冷发电机空冷器、水冷却器，投入氢冷发电机氢冷器等。根据锅炉要求停止旁路系统。

低负荷暖机，一般取为额定负荷的6%~10%。本机组低负荷暖机是在20MW进行的。并网接带负荷时速度要控制适当。在这段时间锅炉保持燃烧不变，逐渐开大调速汽门加负荷。随着4个调速汽门逐个开启，部分进汽度逐渐增加。此时调节级温度明显上升，高压胀差正值增加得很快。所以，并网后在5MW时要作停留，开大调速汽门时操作要缓慢，使调速汽门壳体温升速度保持在约2℃/min为宜。这一阶段容易出现较大的汽缸金属温升和相对膨胀差。从冷态滑参数启动曲线可知，在20MW负荷下暖机不应少于60min。当调速汽门接近全开，锅炉开始加强燃烧，按冷态滑参数曲线升温、升压、增加负荷。当主蒸汽压力到3.43MPa、汽温到440℃时，负荷加到50MW，暖机60min。汽压到5.88MPa，汽温490℃时，负荷加到100MW，暖机60min。汽压到8.82MPa、汽温520℃时，负荷加到150MW。锅炉滑参数加负荷到此结束。以后保持负荷不变，逐渐关小调速汽门，使蒸汽参数提到额定值后，再用同步器加满负荷。这一操作过程主要是考虑到，当调速汽门在全开状态，负荷加到200MW、主蒸汽参数是达不到额定值的。而调节级压力又可能超过额定值，在关小调速汽门过程中，锅炉燃烧调节也将趋于复杂。

从空转到带额定负荷一般为360min。200MW汽轮机冷态滑参数启动曲线见图1-1。

随着机组负荷增加，要相应的进行有关操作。启动过程中，凝结水水质一般不合格。特别是新机组试运时，热力系统和设备的锈垢被冲刷下来，凝结水污染更甚，因此应通过启动放水管排至地沟。随着低负荷暖机时间的加长，凝结水质逐渐好转，待化验合格后及时导入除氧器。在凝结水导入除氧器时，如果操作不当，容易发生凝结水管振动。这主要是凝结水管中原先充有除氧器返回的蒸汽，产生汽水冲击的结果。所以在进行此项操作时，开启凝结水去除氧器的阀门要缓慢，并先将凝结水再循环门关小，保证凝结水压力不致过低。

对于单元制给水系统，在低负荷时除氧器尚未达到额定压力，当二次抽汽压力和门杆漏汽压力超过除氧器压力时就可导入除氧器。除氧器压力达到0.3MPa以上时，将汽封供汽改为除氧器供汽。

负荷到50MW时，关闭凝结水再循环门，根据排汽室温度停止排汽缸喷水。当负荷增加到50~100MW时，低压加热器的疏水量约为25~30t/h，应启动低加疏水泵。

主蒸汽温度到350℃以上时，关闭主蒸汽、再热蒸汽管道的疏水门。从滑参数启动曲