东汽330MW双抽供热凝汽式汽轮机设计技术

王建伟，莫琪辉，徐琼鹰
（东方电气集团东方汽轮机有限公司，四川德阳 618000）

摘　要：对供热抽汽汽轮机的设计技术进行了论述，结合东汽330MW双抽供热机组，对汽轮机通流设计、配汽方法、调节控制及本体结构等进行了分析，分析结果表明，东汽330MW双抽供热汽轮机采用先进通流技术和结构技术设计，具有较高的经济性和可靠性。

关键词：330MW汽轮机；双抽供热；设计技术
中图分类号：TK261　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1672－5549(2010)01－0042－05

Design of 330MW Dual-Extraction Heat Supply Condensing Turbine by Dongfang Steam Turbine Co. Ltd.

WANG Jian-wei, MO Qi-hui, XU Qiong-ying
(Dongfang Steam Turbine Co., Ltd., Deyang Sichuan 618000, China)

Abstract: This thesis gives a commentary on the design of 330MW dual-extraction heat supply condensing turbines made by Dongfang Steam Turbine Co., Ltd. and analyzes the design of flow path, method of governing, control and regulation of turbine heat supply system, configuration etc. It is shown that the 330MW dual-extraction heat supply turbine with the advanced flow path and configuration design has higher economy and reliability.

Key words: 330MW turbine; dual-extraction heat supply; design

供热抽汽凝汽式汽轮机是同时承担供热和发电两类任务的汽轮机，根据结构和运行方式的不同，供热汽轮机可以分为背压式和调节抽汽式两大类；根据热用户性质的不同，供热蒸汽大致有供暖抽汽和工业抽汽两种；根据供热调整抽汽次数可分为一次、二次和三次抽汽式汽轮机。上述机组的抽汽或排汽具有稳定的工作压力，为此，汽轮机除有调速系统外，还有专门设计的调压系统。东汽开发设计的330MW双抽汽轮机是具有两次可调整抽汽的凝汽式汽轮机。该汽轮机有两种型式，一种型式为CC330－16.7/1.5/0.5型(图1)，一级抽汽是工业抽汽，二级抽汽为采暖抽汽；另一种型式为CC330－16.7/2.5/1.5型(图2)，两级抽汽都是工业抽汽。本文结合东汽330MW双抽供热机组，对汽轮机通流、配汽、调节控制及本体结构等先进技术进行分析介绍。

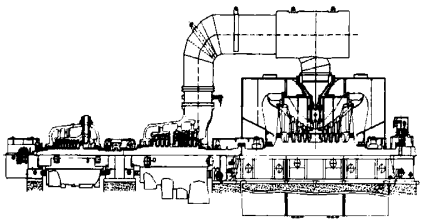

图1　CC330－16.7/1.5/0.5型汽轮机

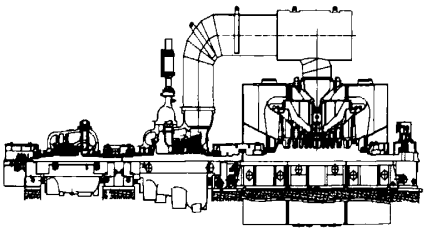

图2　CC330－16.7/2.5/1.5型汽轮机

收稿日期：2009－10－20
作者简介：王建伟(1956－)，男，高级工程师，主任工程师，长期从事汽轮机研究和设计工作。本文为2009年中国动力工程学会透平专委会论文研讨会宣读论文。

万方数据

1 通流设计

供热汽轮机一方面要保证供给热用户所需要的热量，同时又要多发电，特别是非供暖期间还要以发电为主，因此设计中除了充分考虑汽轮机经常运行的工况及其变化范围外，还要分析研究最大工业抽汽量，最大供暖抽汽量，汽轮机各缸最大通流量等，然后合理地分别确定高、中、低压通流部分的设计流量，以保证机组在常用工况下有较高的经济性。通常，抽汽凝汽式供热机组主要有两种设计原则：

1.1 第一种设计原则

对于季节性较强的大功率供暖抽汽机组，为了使纯凝汽工况下有较高的热效率，可将其设计为在纯凝汽工况运行时发额定功率，随着热负荷的增加电功率相应下降。

这种设计原则的特点是在长期非供暖季节时，机组处于纯凝汽工况运行时的热效率较高，与同等功率的凝汽式机组相比，热效率相当，电厂的设备利用率较高。因而在较短的供暖季节里，仅低压缸、低压加热器和发电机在低于设计能力工况下运行，电站的所有设备均得到充分利用，同时电站设备与同容量、同功率的凝汽式汽轮机组在结构上有很大的通用性，有利于机组的生产和管理，可缩短设计、制造和建设周期，降低成本，且主辅机配套可通用。

按这种设计原则，汽轮机以热定电的方式运行，多供热则少发电，调节系统和调压系统采用独立调节系统。

1.2 第二种设计原则

对于工业抽汽量较大且稳定的供热抽汽机组，由于工厂的工艺流程中需要的抽汽量一般是常年稳定而没有季节之分，因此可将它设计为额定抽汽量时能发出额定电功率。当抽汽量最大时，电功率将下降并小于额定功率，当抽汽量比额定抽汽量减小时，新汽量也相应减小，电功率也随新汽量的减小而减小，低压缸流量始终保持不变，其低压缸的通流能力比同容量凝汽式机组小，从而不仅可降低机组造价，还可满足低压缸长期在小流量下运行的经济性，高中压缸的通流按额定电负荷加额定热负荷时的进汽量设计。

这种设计原则的特点是，机组在保证额定抽汽量的情况下能发出额定电功率，机组高中压的通流能力比同容量的凝汽式机组为大，而低压缸的通流能力则为小。供热抽汽量的调节是靠同时增大(减小)进汽量和减小(增大)排汽量来达到的。这种设计原则主要用于工业抽汽比重很大而热负荷又比较稳定的抽汽机组。

两种设计思想主要差别在于高、中压部分和低压部分通流能力的匹配关系，由于各部分的设计流量大不相同，因此尽管调节抽汽汽轮机在较大范围内同时适应外界热、电负荷的不同需要，但它在某些工况下的经济性偏离设计工况，只有当高中、低压各部分流量均接近于设计工况时才能具有较高的发电经济性。

330MW 双抽供热凝汽式机组兼顾工业抽汽和采暖抽汽要求、工业抽汽量和汽轮机的通用性，采用的是第一种设计原则。

2 配汽和配汽结构

供热抽汽凝汽式汽轮机与普通凝汽式汽轮机在结构上的不同之处在于供热抽汽汽轮机后一级要增设配汽结构，以满足调节抽汽量及抽汽压力的要求。两次调整抽汽汽轮机可视为由两个背压式汽轮机和一个凝汽式汽轮机串联而成。

330MW 供热抽汽式凝汽式汽轮机有高、中、低压 3 个配汽机构，其中，高压部分采用喷嘴配汽，单列调节级，具有较高的效率，用来控制进入汽轮机的流量，中压和低压配汽机构用来调整和控制供热抽汽压力和流量。CC330－16.7/2.5/1.5 型机组 1 级和 2 级抽汽都是工业抽汽，1 级抽汽采用供热调节阀，2 级抽汽采用旋转隔板，均为节流调节。CC330－16.7/1.5/0.5 型机 1 级抽汽为工业抽汽，采用旋转隔板节流调节，2 级抽汽为采暖抽汽，采用供热碟阀节流配汽。

CC330－16.7/2.5/1.5 型机上的供热调节阀门配置在中压第 1 级后，供热调节阀门设计为非严密、无预启阀卸载的结构。即从阀碟与阀碟套筒间隙漏入阀碟上部的蒸汽通过平衡孔直接漏入阀后，达到卸载效果。漏入阀后的蒸汽还具有补充冷却流量的作用。

配置在 CC330－16.7/2.5/1.5 型机和 CC330－16.7/1.5/0.5 型机的旋转隔板分别在中压第 4 级和中压第 5 级上。旋转隔板由带有流通

万方数据

窗口的转动环和固定的隔板体所组成，转动环由执行机构操纵，转动环相对于固定隔板转动时，由于转动位置不同改变着隔板上的静叶流道面积的大小，以形成多组喷组调节。由于旋转隔板两侧存在蒸汽压差，在转动环与隔板体之间的接触面上产生一压紧力，使转动时存在一个由摩擦力产生的转动阻力矩，旋转隔板除了设有卸载结构（平衡腔室）外，还在密封面上氮化处理和预留一定角度窗口面积不关严来减小油动机的驱动力矩。

供热调节阀门和旋转隔板的主要区别在于供热调节阀门阀蝶和阀座由型线组成，调节性能较好，节流损失小。受阀门和汽缸结构的限制，阀门的通流尺寸不可能设计得很大，适用于较高压力的工业抽汽。另外，它在汽缸上所占的安装位置比旋转隔板大，而且汽缸的结构比较复杂。旋转隔板用于大流量的中、低压抽汽场合，在汽缸中占据的位置小，易于布置，但调节性能不如调节阀好。

供热碟阀布置在中低压连通管上，调节采暖抽汽流量和抽汽压力，结构紧凑；当非采暖季节而机组投入纯凝汽工况运行时，碟阀全开，节流损失小，对机组效率影响小。

供热碟阀用于抽汽压力低、流量大的场合。碟阀口径较大，阀瓣两侧压差使阀瓣在转轴上产生较大的作用力，因此无论在开启或关闭阀门时执行机构的驱动力矩都比较大，本机组供热碟阀控制采用的是高压抗燃油控制系统，有较大的驱动力矩，油动机布置在阀壳上，对汽缸不会产生附加的翻转力矩。

3　供热调节控制方式

330MW 供热抽汽凝汽式汽轮机为二次调节抽汽凝汽式汽轮机，可以同时以两种压力抽汽供给热用户，机组可视为由 3 部分组成，高压、中压和低压部分，并各有配汽系统，分别由调速系统和调压系统共同操纵，以满足外界不同电负荷和热负荷的需要，主要有两种调节控制方式：

3.1　供热工况下“以热定电”调节控制方式

此时，功率开环，工业抽汽压力与供热调节阀或旋转隔板形成闭环，采暖抽汽压力与供热碟阀形成闭环。机组运行时，首先满足热负荷的需要，而热负荷引起的电功率的变化，由电网本身来吸收。即 DEH 先比较给定压力与实际供热压力，经计算校正，按校正结果去控制供热调节阀门或旋转隔板及供热碟阀，以减小或增大抽汽级后的流量，保证供热压力。具体讲，当一级抽汽量增加时，一级抽汽压力变低、一级供热调节阀关小的同时影响二级抽汽压力变低，二级供热碟阀同时关小，一级抽汽量的增加不影响二级抽汽量。当二级抽汽量增加时，二级抽汽压力变低，二级供热碟阀关小，增加二级抽汽量，此时一级抽汽压力将变高，供热调节阀门随之开大，使一级抽汽量不受影响。反之亦然。

3.2　供热工况下的调节控制方式

电负荷变化，热负荷不变：此时，在机组进汽量不超过汽轮机最大工况的前提下，供热压力与供热调节阀门或旋转隔板及供热碟阀形成闭环调节，当电网需要电负荷增减时，热负荷不变时，DEH 按给定的电功率增减，主汽调节阀门开度发生变化，使进入的汽轮机的流量增加或减少，同时引起供热抽汽量和供热压力变化，供热压力反馈调压系统控制供热调节阀或旋转隔板及供热碟阀动作使供热压力达到要求。电功率增减时，高压调节阀和供热调节阀或旋转隔板及供热碟阀是同方向开大或关小。

热负荷变化，电负荷不变：此时，当热负荷需要增减时，按照“以热定电”模式调整热负荷，再按“电负荷变化，热负荷不变”调整恢复电负荷。

4　供热机组的超速保护

330MW 供热抽汽凝汽式机组在抽汽管道串联设置有抽汽逆止阀和快关阀，同时还按 50% 抽汽容量设置有安全阀，其主要功能是：

当供热机组甩电负荷后，将同时失去对热网的供热能力，蒸汽容积很大的供热管道中的余汽和冷却低压缸的冷却蒸汽都会进入汽轮机而引起机组超速。此时，供热调节阀或旋转隔板、供热碟阀、抽汽逆止阀、快关阀应同时快速关闭，在规定的延时时间后重新开启供热调节阀或旋转隔板及供热碟阀，维持汽轮机空转。

当机组突然甩去热负荷时，抽汽逆止阀、快关阀将同时快速关闭，切除供热抽汽，同时全开供热调节阀或旋转隔板及供热碟阀，使机组由供热工况转为纯凝汽工况运行，如果在突然甩去热负荷时处于小开度的供热调节阀或旋转隔板及供热碟

万方数据

阀不能快速全开时，供热抽汽口压力快速升高，安全阀自动打开，释放抽汽口压力，避免抽汽口部件超温、超压。

同时在供热抽汽口设有抽汽压力高限和低限保护装置，高限压力保护的作用是避免抽汽口温度超限。低限压力保护的作用是避免抽汽口叶片强度超限，当压力超限时发生警报信号，必要时切断抽汽或停机。

5　最小冷却流量

供热抽汽凝汽式汽轮机在最大供热抽汽时，低压缸的进汽量减小到最小，部分叶片将进入鼓风状态，为防止低压缸部件和动叶片产生过热现象，低压缸必须保证有一定冷却蒸汽流量通过。低压缸的最小冷却流量与排汽面积有关，末级叶片愈长，摩擦鼓风损失愈大，冷却流量通常为设计工况的 10%左右，330MW 双抽供热凝汽式汽轮机最小冷却流量为 90t/h。

为保证供热调节阀门或旋转隔板及供热碟阀处于全关位置时仍能通过冷却低压缸所需的冷却流量，供热调节阀在进汽腔室开有 12～φ40 孔，旋转隔板设有平衡室通道和预留一定角度窗口面积不关严，供热碟阀则采用机械限位保留一定缝隙来满足最小冷却流量通过。

6　隔板和动叶片强度

当供热抽汽汽轮机热负荷发生变化时，通流各级的焓降都将发生变化，各级隔板和动叶片的受力状况也要发生变化，各级隔板和动叶片的强度是按最大应力工况设计的。对于供热抽汽凝汽式机组，供热抽汽时压力保持恒定，当供热抽汽量变化时，焓降重新分配，抽汽口前一级（或前几级）的隔板和动叶片受力变化最大，约为同流量纯凝汽工况 1.25 倍，为此，叶片必须有加强措施，330MW 双抽供热机组抽汽口处叶片采取菌型叶根、加宽叶片，阻尼围带等措施，以降低动叶片应力水平。

机组在最大供热抽汽工况下运行时，低压缸的容积流量很小，汽流在叶片和汽缸流道内容易形成涡流，引起叶片颤振。为了避免叶片损坏，330MW 双抽供热凝汽式汽轮机末级采用了高强度和高根部反动度的新型 856 或 909 叶片，使设计工况下有较高的根部反动度并推迟小容积流量工况下根部倒流的出现。

7　轴向推力

供热抽汽凝汽式汽轮机的轴向推力变化范围大，变化规律复杂，与一般凝汽式汽轮机的差别较大，凝汽式汽轮机的轴向推力仅与新汽流量成正比，机组最大功率时，轴向推力也达最大值。供热机组最大推力不一定都发生在新汽量最大的工况，要根据机组的结构型式而定，随着抽汽流量和抽汽压力的变化而发生变化（级的反动度变化），有时甚至出现负推力。330MW 双抽供热汽轮机的最大轴向推力发生在 VWO 纯凝汽工况，设计推力为 10 吨左右。

8　抽汽补水、除氧方式

采暖供热抽汽是由抽汽的热量将热网的水加热到用户需要的温度，供热蒸汽以凝结水的形式回收，采用水泵打入与疏水温度最接近的那级回热加热器出口，补充水较少。

工业抽汽直通用户，工质不回收，需要大量的补给水。增加补给水需要进行低压除氧，以满足高压除氧器对给水含氧量的要求。

以往的做法是采用低压除氧设备，330MW 双抽供热机组则通过安装在凝汽器喉部的平面膜式喷嘴将水喷入凝汽器蒸汽空间，用调节阀控制喷嘴前后压差为1.5mH_2O，利用汽轮机排汽加热除氧，使补水溶氧析出。排汽冷却放出的热量足够将补水加热到除氧温度，使凝汽器出口含氧量小于 20ppb 和满足大补充水量除氧的要求。这种技术可以省掉低压除氧器，降低土建投资。

9　总体结构

330MW 双抽供热凝汽式汽轮机高中压模块采用的是高中压分缸设计，采用高中压分缸的设计思想是汽轮机可以分别由高、中、低压 3 个模块组成，供热抽汽可集中设计在中压模块上。对于不同的热用户，高、低压模块可以通用，仅对中压模块改变设计。同时由于中压轴承跨距的调整与

万方数据

高中压合缸方案相比容易满足转子动力特性要求，使得中压模块设计空间大，容易布置抽汽管道、供热调节阀门或旋转隔板。对于高中压合缸型式，由于高中压合缸结构紧凑、轴系简单、机组长度相对较短等优点，通常用于单抽机组。

10　先进技术

330MW 双抽供热凝汽式汽轮机设计中采用了大量先进技术，这些先进技术主要有：非定常全三维通流设计；动叶整圈自带冠；多齿汽封设计；平衡扭曲动叶(BV 叶型)；高负荷(CUC，HV)静动叶技术；三维弯曲静叶技术；焓降优化技术；薄出汽边技术；非对称五瓦块可倾瓦轴承；高稳定性椭圆轴承；H 型定中心梁；刚性连接主油泵；自润滑滑块；铁素体镶片式汽封和铜汽封；装配式低压三层缸；整体式阻尼叶片；末级动叶等离子淬火防水蚀技术等。

11　轴系

汽轮机的轴系不但要有足够的强度，还要有良好的振动特性，转子的振动特性不但与转子固有频率有关，还取决于转子支承条件(轴承和轴承座)、工作条件(汽流的激振)以及动平衡和安装的质量及转子间的相互影响。振动特性分析内容主要包括计算：

轴系静态参数、轴系临界转速、轴系不平衡响应、轴系稳定性、轴系扭振频率和剪应力的计算等。经计算，330MW 供热抽汽凝汽式汽轮机轴系的振动特性均在规定范围内。

12　结论

东汽从 70 年代开始研制热电联供汽轮机，相继开发了多种型式的供热机组，并在各电厂成功投运。通过多台供热机组的设计、制造、投运及完善化改进提高，东汽在这方面积累了相当经验。在设计原理、各种方案比较及最关键的部套设计上有较深刻的认识，为开发设计 330MW 双抽供热凝汽汽轮机奠定了坚实的基础。

330MW 双抽供热凝汽式汽轮机采用“以热定电”的运行方式和“热电分调”控制技术，通流设计采用现代最先进的通流技术，结构设计中采用东汽 300MW 成熟技术，按照供热机组设计特点和设计原则优化设计，使机组具有较高经济性和可靠性。

参考文献：

[1] 王乃宁，张志刚. 汽轮机热力设计[M]. 北京：水利电力出版社，1987.7.

[2] 西安交通大学. 蒸汽轮机装置[M]. 机械工业出版社，1982.2.

(上接第 33 页)知优化设计应力均小于许用值，优化设计变形也都小于原设计变形值。综上所述，优化设计可以满足设计要求。

3　结论

通过上面的分析可以看到，使用标准件对 37 立方油箱模块国产化的非标准件进行替换是可行的，不仅大大节约了采购成本，而且节省了加工和检验工作。这样的分析同样适用于汽轮机其它零部件的设计和完善。

随着电力事业的不断发展，为满足节能减排的要求，上汽 1000MW 机组以及联合循环机组必将越来越多，37 立方油箱模块还将有广泛的应用。采用本文提出的油箱模块的优化结构，将在今后的设计和生产中能更大程度地节约成本。在相同长度下，型钢、槽钢、角钢的截面积越小越节约材料，截面矩量越大越不易变形。因此，在这些种类的钢材选型中，设计人员首先应该考虑选择标准件，这样有利于加工检验，节约人力成本；其次应尽量选取截面小、截面矩量大的规格，这样在满足设计要求的情况下可以节约材料成本。这在进口部件国产化的过程中意义重大。

参考文献：

[1] S Butler. *Data Sheet for Lubricating Oil Supply Module* [A]. *Siemens AG. Power Generation*[Z]. Feb.，2005.

[2] 梁治明，丘侃，陆耀洪. 材料力学[M]. 北京：高等教育出版社，1992.

[3] 热轧 H 型钢和部分 T 型钢[A]. GB/T 11263－2005[S]. 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局中国国家标准化管理委员会发布，2005－05－13 发布，2005－10－01 实施.

万方数据