

延长火力发电厂设备使用寿命 及设备改进译文集



能源部西安热工研究所
能源部热力发电设备及材料质检中心

前 言

我国火电厂中中、低压超期服役机组已超过 2000 万千瓦,早期投产的高温高压机组其运行期亦超过 30 年,机组老化日趋严重。同时,我国电力不足的局面仍未根本扭转,电力建设又受到各种因素的制约。为此,全国各地区都面临有如何再利用这些老机组的问题。能源部电力司于今年年初也曾要求我们着手研究超期服役机组延长使用寿命的有关措施。

根据国内外实践,发电设备整体的潜在寿命远远超过设计寿命,许多发达国家从 70 年代起已开始研究延长机组的使用寿命到 30 年以上的问题,并认为对一些老机组进行延长寿命的治理改造有巨大的经济意义,可作为电力的一种规划资源来利用。能源部电力司已组织翻译出版美国电力研究所(EPR1)提出的“火力发电厂延长寿命通用导则”一书,可作为组织进行这项工作的参考。为了在具体的设备改造方法上有所借鉴,我们编译了这本《延长火力发电厂设备使用寿命及设备改进译文集》作为在评定设备寿命及如何改进设备工作的参考。本文集将视需要再出版下集。

编 者

一九九〇年十月

目 录

锅炉和汽轮发电机组的修整和使用寿命的延长	(1)
汽轮机零部件使用寿命延长的分析研究	(11)
延长发电机转子的寿命	(20)
中央电力局确定汽轮机高温转子剩余寿命的方法	(30)
高温汽轮机转子的寿命评估	(40)
在线评估寿命损耗的汽轮机寿命监测装置	(49)
现有汽轮机的性能改进	(61)
汽轮机新型低压叶片的研制及在老化机组 改造中的应用	(74)
汽轮机转子长期运行后的残余寿命评价	(82)
中央电力局(CEGB)所使用的部件寿命评定方法	(93)
14MoV63 再热器管焊补维修后的剩余寿命	(106)
用空化损伤——“A”参数的金相测定评价铁素体钢焊缝热 影响区的残余寿命	(111)

锅炉汽轮发电机组的修整和使用寿命的延长

BA MARLOW 等

摘 要

设计裕量、改进后的分析方法、取样和监测技术,使锅炉和汽轮发电机组一些主要部件的寿命能够得以延长,并很大程度地超过其初始设计值。可建立一可靠性水准,从而使机组寿命能够延长,同时停机修整,可以使机组的效率有机会得以提高或改进。本文回顾了锅炉和汽轮发电机组的一些主要设备,指出了延长寿命时所必须考虑的因素,同时指出了可能的改进之处。

引 言

新增电功率的减少,资金的短缺及有关的政治因素,使世界各地的厂家将延长机组寿命看成是一个比安装新机组更经济可行的方案。由于避免了场地建设和厂房修建,同时,锅炉和汽轮发电机组的主要部件只需少量的修整或根本不需修整就可以很大程度地延长使用寿命,因而这一方案也就变得颇具吸引力了。通常,无论是带基本负荷的机组还是两班制运行机组,厂家都力求使其预期寿命延长达 30~40 年。

由于现存老厂的限制,修整后机组的效率通常不可能达到在新建电厂可以得到的最高效率,可靠性也不可能象新建机组那么高。但是通过使老厂安全连续地运行,满足可靠性要求,就能使其寿命得以延长。完善或更换某些部件是提高机组效率的较为经济的办法,同时,为延长寿命而进行的停机修整,为该项工作提供了一个很方便的机会。

本文回顾了锅炉和汽轮发电机的一些主要部件,指出了延长寿命时所必须考虑的因素,同时指出了可能的改进之处。本文主要是针对化石燃料电厂加以论述的,虽然有些针对汽轮发电机组的论述也适用于核电站,但湿蒸汽循环的有关问题没有述及。

锅 炉

在世界范围内,二十几年前建造的锅炉,额定的使用寿命行将结束。

通过精心设计的,有计划的维护程序,可避免磨煤机、泵、风机等机械部件因正常磨损或剪切力造成的过早损坏。同样,长期暴露在高温,甚至腐蚀性和磨损性环境中的静止部件,也有必要给予相当的重视。当机组实行两班制运行机制时,相对快速的启动和停机带来的部件疲劳损坏,其情况还要复杂。

多数在 400℃ 以上高温环境中运行的部件是根据材料的蠕变断裂强度设计的。在设计阶段,要引入用在部件设计寿命期间平均应力和材料断裂应力表示的安全系数。确定这些安全系数时应允许材料性能参数有一定的偏差,同时应考虑到要准确预测运行条件下的温度场和应力场并不是一件很容易的事。如果在设计时就得知运行机制是两班制,应注意依据启

动、停机及负荷变化过程中的压力和温度的变化率将应力集中减小到最低限度。同样,也应采取相应的步骤来减小磨损,包括引入由设计燃料的磨损性能而定的磨损系数。上述因素造成损坏只是个时间问题,因而相应的部件必定在一定的时间内损坏。在考虑延长机组寿命时,有必要检查所有的部件,看是否有因以上某种或多种因素造成的损坏现象存在。

锅炉整个运行寿命期间的运行记录,应记入锅炉是在什么样的条件下运行的;检修记录应记入何处部件被更换过及何处已发现损坏现象。蠕变损坏的速度,裂纹的延伸,腐蚀和磨损都可以从这些记录中得以确定。这些记录的完整性很大程度上影响着对寿命延长量预测的准确性及所需分析和监测的范围。

事实上,锅炉通常是在低于设计参数的情况下运行的。而部件的厚度一般都大于最小设计允许值,这些因素就可以使设计寿命能够很大程度地得以延长。依据蠕变带来的损伤,通过一定的步骤就可以预测出部件还可以继续使用的时间[1、2],其中包括逐步深入,以便查出哪些部件接近危险状态的步骤。图1所示是传统的寿命预测方法。第一步是对原设计的相对简单的分析,这只是表明哪些部件还需要进一步检查的初步检查。第二步需要仪器和第一步选出部件的物理测量数据,用测出的温度和厚度来完成。通过该步骤,需要进行精细检查的部件的数量进一步减少。第三步需要用更精细的分析技术,包括详细的应力分析,应变测量,金相复膜,以及为了进行金相测试和加速蠕变试验,在部件上取样。该步骤将确定哪些部件在以后的使用中需要全面监测。当延长的运行寿命超过了预测值的90%时,必须慎重考虑,换用新部件。

延长寿命和修整分析的关键是对部件的检查,和上述的分析步骤并列进行。直观检查可发现表面的严重变形、腐蚀、磨损和裂纹。其它不损伤元件的检查办法,如磁粉法和色渗透法将会进一步确定观察到的损伤的范围,同时超声波检查可确定任何损伤的深度,并能发现表面以下的焊缝裂纹。

通过检查、理论分析、金相分析、材料试验及有计划地修整和更换由分析试验结果所指出的部件,锅炉的使用寿命是可以延长超过其设计值的。

系统地更换部件与通过各分析步骤进行分析比较时,在前者变得更经济可行之前,有一个盈亏转相点,这主要取决于所涉及的部件和其装卸的复杂程度。

用上述检查分析办法对大型锅炉作一次全面检查表明,锅炉各元件的情况通常如下:

汽包通常没什么问题。法定的检查表明其寿命几乎可以无限期地延长。

在400℃以下运行的联箱和水管与汽包类似。但是,从长远的观点来看,应注意观察短管和支管的焊缝,其疲劳破裂会带来麻烦。

锅炉的水冷壁对火焰侧的腐蚀很敏感,有必要将有关区域的水冷壁更新。以整体形式或区域形式换上高抗腐蚀性管材,水冷壁使用寿命会超过由原材料得出的试验值。也可以考虑检查时用现场热喷涂法在管子表面喷涂上一层抗腐蚀保护层。更进一步延长水冷壁的使用寿命就要靠改进锅炉的燃烧和燃烧器的设计,以便改进水冷壁处的工况,该项工作作为低NO_x环境改进计划的一部分,目前正在进行。

低温过热器管的损坏一般是由烟气偏转引起的高速气流的磨损和堵塞造成的,涉及到的管子必须更新。通过定期清扫烟道,可以防止进一步的磨损。在磨损非常严重的情况下,可以在过热器管束处加防磨挡板。

高温过热器会因蠕变,火焰侧和汽侧的腐蚀造成损坏。这种情况下,除了更换管子以外

没有什么可作的了。更换时可改用性能更好的材料。

在 400℃ 以上环境中工作的联箱和管束常常是危险所在地,需要用前面提及的分析方法予以处理。损伤也常常是由蠕变或蠕变疲劳机理造成的。可以看到损伤通常是从高应力集中区,整个扭曲变形区或者两者兼有处的裂纹开始的。

对有裂纹区域的修复,可以短期延长元件的寿命。但要安全地延长整个厂子的寿命,还是免不了要换元件。更换元件时应注意改进元件的局部设计和使用最新发展起来的新材料,从而提高系统的总的适应性。

汽轮机

高、中压汽轮机

蒸汽温度等于或低于常规汽温 565℃ 的电厂,温度的变化不会给外汽缸带来较大的蠕变或热疲劳损坏。应力也很有限,对于常规化石燃料电厂来说,磨损几乎不存在,因而可以说外汽缸的寿命是无限期的。

内缸的原始应力通常很小,这是因为内缸的设计壁厚足以承受浇铸中的变化和为安装叶片和隔板而进行的开槽加工。过高的蠕变变形或蠕变断裂并不是使用寿命的制约因素,但已有变形及在应力集中区微小热疲劳裂纹造成麻烦的先例。用特殊的应力消除技术[3]可以消除形变。微小的裂纹可以通过焊接修复,因而可以避免更换内缸。许多内缸设计方案起了独立的喷嘴室,此处有明显的高应力并在温度为新蒸汽温度的环境中工作,从目前的经验来看,该类喷嘴室适合于寿命延长,但任何情况下也不排除更换的可能性。

除调节级的动叶外,叶片应力一般均在其材料的蠕变强度之内,但也常常发现因汽缸变形或磨擦使叶顶的间隙逐渐增大。通过寿命延长工作,可使叶顶间隙恢复到原设计值,以便重新得到失去的那部分效率。更换损坏的叶片一般是比较经济的作法,更换时应注意起用厂家最新研制的高效叶片。

对调节级应特别注意,因为某些结构形状使得自带复环的动叶栅其紧配合具有非常高的应力,也许有必要进行改进或更换。

对于高、中压汽轮机来说,最重要的还是转子的完整性,有必要对转子的剩余使用寿命作一个切合实际的估计。很多注意力都集中在对高温转子的蠕变寿命的预测上,对于一个典型的鼓形高压和中压有孔转子(图 2),转动应力分布加上静态热应力分布及蠕变应力再分布使得最高应力集中在孔位处。用大型的计算机能够对整个使用寿命期间的应力再分布(图 3)和累计蠕变应变(图 4)进行计算,对于蠕变应变的安全极限目前还有争论,但实验室的测试表明 0.7% 的应变是可以允许的。由图 4 可见,对于鼓形转子,当运行小时数在 200~250000 小时之间时,小孔蠕变变形不会成为延长寿命的制约因素。如果机组的运行过程没有得到正确的控制,以上结论也许不一定适用。负荷变化速度或稳态温度会戏剧性地加快蠕变损坏的速度(图 4),或者会改变起主要作用的损坏机理。剩余使用寿命的估计应包括对实际操作和计划进行的操作所作的回顾。

对于英国产的汽轮机如果目前准备进行修整和寿命延长,则锻造时应用真空除气法,这样就不会有较大的锻造缺陷。无论如何,锻造的完善性还是要用现代的无损检测手段来检查。

低压汽轮机

虽然汽轮机寿命延长工作主要集中在高温部件的蠕变寿命极限上,但其他因素也不能忽视。对于热套装结构(图5)的低压转子,曾在湿区运行的叶轮键槽内发现应力腐蚀裂纹。这种情况下,应对叶轮进行修整,可加热拆下叶轮以便车掉键槽内的裂纹或应力腐蚀损坏。该叶轮可以安装在直径较大的轴上加衬垫后仍装在原轴上。有些情况下,用整锻转子或焊接转子取代组装转子也是可行的。

在低压叶片齿形叶根的夹紧件上,也发现有应力腐蚀,特别是在低压倒数第二级[5],此处处于运行时处于干、湿蒸汽的临界处。应力腐蚀是时间的函数,在蒸汽环境中,材料没有疲劳极限。在较大的修整工作中,应改进齿形叶根夹紧件的疲劳强度。

除较易纠正的内缸变形外,汽缸或排汽通道很少有问题。静态或振动应力较低,可以认为其寿命是无限的。也许会有磨损,但可通过焊接或加衬套来解决。

即使是最长的低压叶片,其磨损也不是很大,因为在出汽侧边缘采取了表面硬化措施。采用制造厂家建议的方法对叶片重新进行表面硬化处理可延长叶片的使用寿命。表面硬化区以外的损伤可通过最新发展起来的堆焊技术加以修复。

低压叶片也许是在提高效率方面最能见成效的地方。现代计算机分析程序的应用,使低压叶片的设计有了长足的改进。新的设计大大提高了低压叶片的效率[6],很多情况下,新设计的叶片可以取代旧叶片。修整和延长寿命停机为提高叶片水平提供了一个很方便的机会,因为在一般的检修停机期间,要换隔板和动叶是不可能的。

也可以对汽缸和底座的支撑导向系统作一些改进,但对于现有的设备无法将滑动部件和接触面换成新材料,因而这方面的改进也是很有限制的。

蒸汽室

过去的汽室是根据静压所产生的应力来设计的,只有中等承受瞬时热应力的能力,在后来的使用中随着启动和负荷变化次数的增多,就会产生热疲劳裂纹,从而制约了使用寿命的延长范围。具有内筋或过桥的汽室对这些现象和形变的不断变化最为敏感,并导致较大的蠕变扭曲。在有应力集中例如较尖的弯角处也发现有热疲劳裂纹。

对任何裂纹都可能通过焊接和车床加工来修复,但如果裂纹较大,就必须考虑更换或进行大型焊接修复。在后一种情况下,更换汽室更可取,因为将有机会对阀门甚至汽室的设计进行改进。例如,老的汽室用的是双座阀(图6a),可以用具有平衡单座阀门的改进汽室设计来代替(图6b)。

如不希望修复或更换汽室,那么在以后的使用中应建立正确的运行程序,尤其是应复查一下汽室和主蒸汽管在启动前的疏水和预热程序,以避免启动时出现意外的应力集中。不当心造成汽室的激冷和过热是汽室过早损坏的主要原因。

管线

蒸汽管是根据标准[7]设计的。对直管段来说,标准是很保守的,其蠕变寿命对电站寿命

延长来说是可以接受的。其部件的几何形状简单,无应力集中部件存在,因而热应力疲劳损伤不会很大。曾发现焊口及弯管处有裂缝出现,这些可以通过无损检测来检查,发现后进行必要的修复。

发电机

改进后的技术

在汽轮发电机组的设计运行寿命期间,科技的进步使现代发电机的可靠性有了长足的提高[8]。在修整和延长寿命的停机期间,可将这些新技术某种程度地用在旧发电机上。

发电机静子

在合成绝缘材料问世之前,通常用天然沥青树脂作为主静子绕组的绝缘材料。世界范围内,曾发现这种绝缘材料会带来一些问题,如:分层、磨损及工作温度下树脂塑变而失去紧固压力[9]等。在延长机组寿命时,至少应检查线圈和铁芯,如必要,修复并装好线圈末端支撑和槽楔。加装监视设备也是可行的。

要想十分保险,就用最新的绝缘和支撑系统将静子线圈重绕。但这么做费时费资金,最好对每种方案都作一次详细的经济评价。

如果有理由怀疑铁芯主体的完整性,也可以将其更新,投资不会很大。

发电机转子

正如在静子那一段所述,天然树脂和石棉基绝缘材料如今已被合成材料所代替,后者在电阻和材料性能方面都胜过前者。运行经验的反馈及设计手段的提高使转子的可靠性有了数处改进。如将这些改进措施都付诸实施,则需要将转子线圈重绕。为延长使用寿命,这项工作是有必要的,尤其是将来的运行模式为两班制的机组。两班制运行增加了绝缘材料和铜的磨损,同时也增加了转子高应力低疲劳损坏的可能性[10]。

无磁性的 10Mn—18Cr 钢转子护环的问世,使得这方面的技术有了很大的提高。以往的无磁性材料如 18Mn—4Cr 钢对在含有水份的介质中的应力腐蚀非常敏感,如较长时间内处在潮湿环境中,将十分危险[11]。从而导致了发电机内湿度的严格限制并频繁观察。甚至在停机时护环也要保持干燥,因为是热套装的有高应力存在,需要定期检查,看是否有裂缝。而 18Cr—18Mn 护环现已成为工业产品,因而如欲延长任何发电机的寿命,就应换上这种新的护环。

励磁机

许多同轴直流励磁机,其使用寿命都行将结束,需要更新。它们需要停机维修,其励磁响应率不足以满足现代大电网的需要。为此,换上一套静止励磁系统是可行的,这样可获得更快的响应速率并可满足扩大后的控制系统及其接口方面的要求。另外,机组和电子控制系统容量的富裕,插入式的组件大大提高了机组的可靠性并大大简化了推广。

凝汽与给水加热系统

凝汽器

在许多情况下,发现凝汽器管束的磨损和腐蚀比想象的要严重得多,为延长寿命有必要更换管束。虽然钛合金造价较高,但还是得到了广泛的应用。利用其高抗磨,抗腐,抗垢性能来提高可靠性,维持较好的真空。管板泄漏可通过已很完善的钛和钛或镀钛管板焊接技术可完全予以消除。

如更换凝汽器管束,有必要研究一下管板的布置。一些旧设备,管束的布置不尽理想,使凝汽器内形成滞留的不凝结汽团,这些汽团敷盖在管板上。现代的分析手段和运行经验使我们能够发现这些滞留区域,并对吸气部分可作一些改进,较好的凝汽器真空对改进机组效率有很大的作用:凝汽器真空提高 2mbar,循环效率将提高 0.07%~0.2%,具体将视各机组的排汽负荷而定。

给水加热器

很少发现低压加热器出现什么问题,延长寿命时也不必进行修整。相反许多电厂的高压加热器其使用寿命已经结束,现在运行的有的大部分管子已经重新换过,有的长期被旁路。关键问题是各种机理造成的管子破裂。最近的研究还表明,管板和水室接口的裂缝也是加热器寿命的一个制约因素。对这些问题目前已认识得比较清楚了,因而可以设计出更可靠的高压加热器。通常更换被旁路了的加热器是经济可行的,因为新加热器的造价相对来说比较低,而因旁路了高加所造成的系统效率损失是很大的[表 1]。

表 1、典型的 500MW 机组,有 4 台低加,1 台除氧器和 2 台高加

被旁路的加热器	效率损失%
两台高加	2.51
末级高加	1.41
次末级高加	0.27

锅炉给水泵

为延长机组寿命,不必更换整个给水泵,因为,给水泵泵体内有轴和液力部件,这些部件在必要时可以随时更换。也可以运用最新技术重新设计泵体,以便提高可靠性和泵效率。

进水保护和疏水

虽然汽轮机进水不是常发性事故,但水一旦进入炽热的汽轮机,将会造成严重的损伤,需要长时间的停机和修复。因而,在现代电厂的设计啊中,非常重视防止汽轮机进水,在这方面要求有非常高的安全性。在延长机组寿命时,也要有同样严格的要求。为使一个电厂寿命延长譬如说 20 年,对其进行综合修整,这好象不太符合逻辑,虽然对新厂要求有一个较高的保护水平,但防止汽轮机进水保护措施并不总能得到落实。

控制和仪表

控制和仪表方面不再是常常需要维护的地方,而是新设备不断出现,可靠性不断提高、仪表用途不断扩大的地方。对机组的控制技术不断提高、元部件要能够更换、维护手段要不断改进,这是对任何电厂进行寿命延长时都必须加以考虑的。

例如汽轮机的电磁监测设备,以带基本负荷的机组来说是可以接受的,就可以用更精确的涡流监测设备来取代。监测精度和可靠性的提高,对常要快速启动及改变负荷的机组来说,显得更灵活方便。

用数字电子调节系统取代机械调节系统的方案已作出。这一取代,减小了维护费用、提高了调节精度,并为以后整个电厂的控制系统提供了接口。该方案用齿盘替代机械调节器,用涡流探针测转子转速,用一电/液转换器来控制油系统,同时仍保留原来的液压继动器,用来控制汽门[15]。

用电子元件取代 AVR(自动电压调节器)和自动启动设备,似乎是一个趋势,目前又趋向于用数字系统来取代。

在一次大型的修整期间,运行人员有机会加装工况监测设备。有一系列设备可供选择,从简单的附加仪表如电机工况监视器到数据采集系统,该装置能分析由机组采集来的多个参量,并能显示主要参数以便运行人员对工况作出简单的估计[16]。

结 论

设计裕量加上最新的分析手段和监测技术,使得锅炉、汽轮机等主要部件的使用寿命能够大大超出其初始设计值。由于避免了场地建设和厂房修建,使得延长机组寿命比建新厂更经济,更有吸引力。使寿命延长到 30~40 年是可以做到的。延长电厂寿命方案同时又给旨在提高电厂效率和可靠性的改进工作提供了一个非常方便的机会。

参考文献 略

韩升良 译自

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers

《Refurbishment and Life Extension of Steam Plant》

孟凡林 校

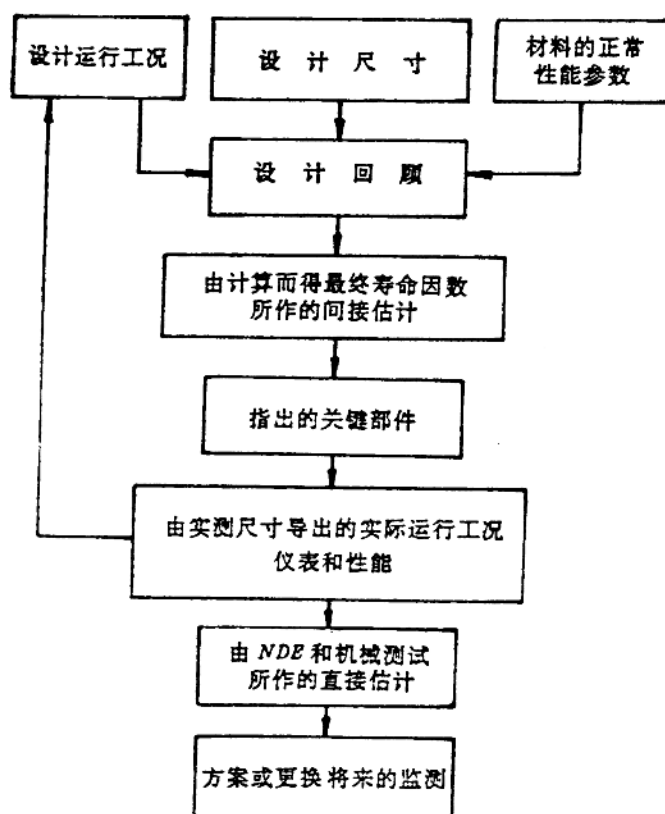


图1 典型的剩余寿命估计方案

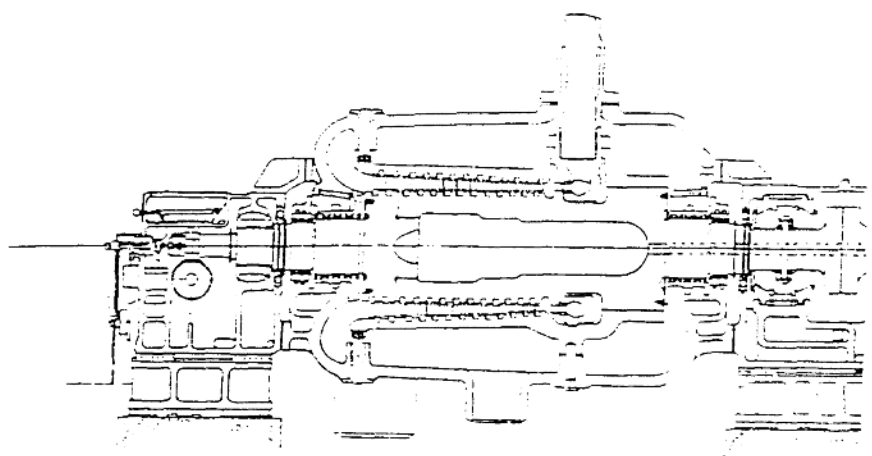


图2 高压汽轮机的转子

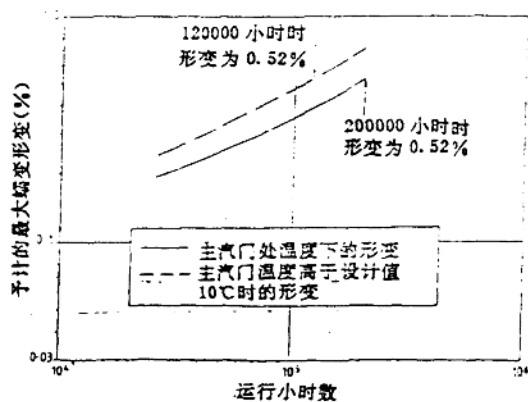


图4 转子上孔的累计蠕变变形

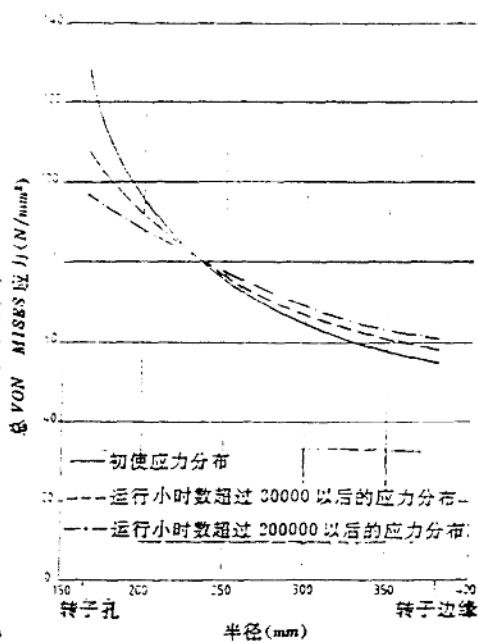


图3 转子转动应力的再分布

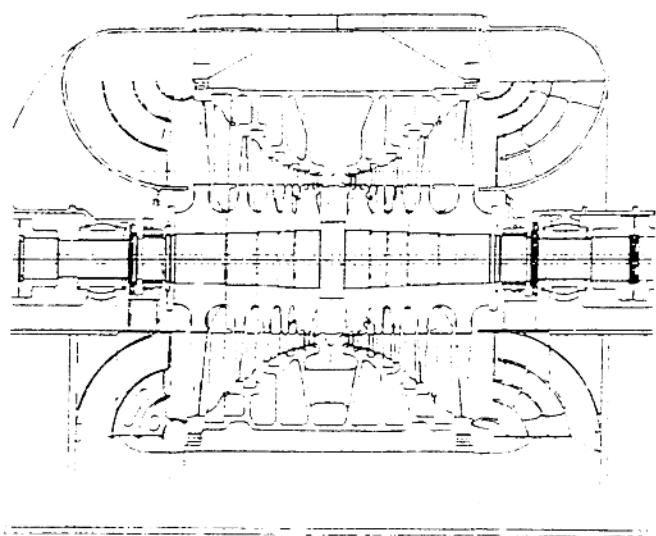


图 5 蒸汽机汽缸的蒸汽阀和活塞

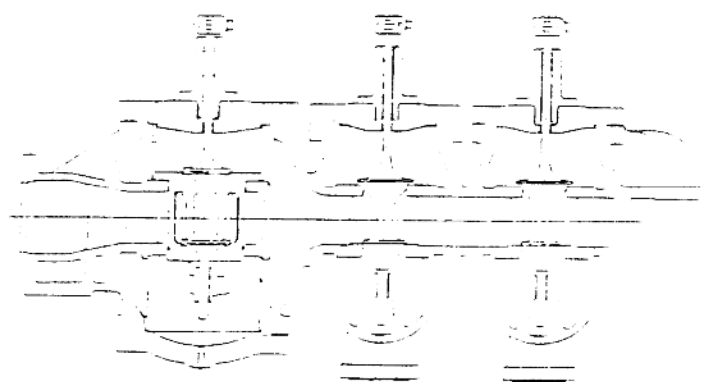


图 6a 用双座阀时的汽室



图 6b 改进后的汽室设计,用的是单座阀

汽轮机零部件使用寿命延长的分析研究

H. ROBERTSON 等

摘 要

本文对汽轮机主要零部件的修整和使用寿命延长作了分析研究。描述了有关的检查分析和机械设计方面的改进因素,同时对大型汽轮发电机组常见运行故障的解决办法也作了深入的研究。

1、引 言

大型中心电厂及工业用汽轮发电机组的组件包含有一些大型的零部件。主要的零部件尤其是在高温环境中工作的零部件是用贵重合金锻制而成的。不难理解,这些专用部件很贵重,而且要经过多道费时的工序才能制成,为此通常更换大部件的主张不易被接受,而是寻找修复损坏部分及更换损耗性材料的办法来延长使用寿命。

汽轮发电设备的大修一般三~四年一次,事先由电网调度作过周密的计划,并规定好机组重新投入运行的日期。通常只有揭缸检查后才知道要修复的内容。毛病一旦找到,便及时组织修复。一方面要延长受损部件的使用寿命,另一方面使机组尽快恢复运行。

当运行中诸如锅炉过水之类事故发生时,将会导致汽轮机内部损坏或变形,为延长零件的寿命,需要进行正确地修整,该项修整工作不一定非要使汽轮机恢复到完好如初的水平不可。

本文对汽轮机主要零部件的修复和使用寿命的延长作了分析研究。对修整的机械加工方案进行了描述,同时介绍了改进后设计方案的特征。

2、分析研究 1(变形汽缸的修整)

高温高压汽缸通常是双层缸结构,这样,虽然是高温高压,汽缸壁厚也不必很大。中分面法兰连接结构,使瞬时热应力减小到了最低限度。NEI Parsons 公司的大型高、中、低压缸均为内外双缸结构,高压缸同时还有另外独立的喷嘴室,实际上是形成了内外三缸结构。

某些 660MW 机组是全部的三缸且具有整体喷嘴室结构,里层汽缸带有隔板,中层汽缸是一个不能拆卸的缸筒。里层、中层缸间通过里层缸体上的径向孔达到压力平衡量。这种结构,使得运行中的蠕变变形可以达到忽略不计的程度。

在双缸结构的高压缸内,内缸里外两面都有蒸汽,里面是叶顶上部的蒸汽,外面是内缸排汽口处引入的蒸汽。因而,在内缸壁上有静态温度梯度和静态热应力存在,在高温区会引起蠕变。

当运行较长时期以后,累计起来的蠕变在卸掉螺栓后可能会引起汽缸上、下两半的严重形变,即中分面处的直径大大缩小了。当变形量超过了叶顶间隙,将会引起转子与汽缸相碰,

一次修复维护就在所难免了。要将转子装入变了形的汽缸就得增大转子动叶径向密封空隙,扩大结合面处叶顶和汽缸间的空间。同时,当汽缸恢复到了可以使用的形状,上好螺栓后,由于叶顶间隙增大,漏汽量增大,因而内效率就有所下降,并很难准确知道上、下和侧面的径向间隙分布。

进水会很快造成汽缸的较大变形。为加热给水,一般汽缸都有几级抽汽。从内、外缸间的空间抽汽一般较方便。为方便,抽汽一般都来自汽缸的下半部分,通过一段抽汽管送至相应的给水加热器。每段抽汽管上都有一只隔离阀,一只逆止阀,并很好地组装在一起。

在采取了最新防进水保护措施以后,即用可靠的强行关闭逆止阀,自动开启旁路隔离阀和疏水阀,加上定期的带负荷试验,锅炉给水进入汽轮机的危险已经非常小了。锅炉给水进入汽轮机,常常是由于加热器管子泄漏,或疏水不畅使加热器满水,及机组甩负荷和跳闸后抽汽倒流,逆止阀误动作造成。

下半部外表面的局部激冷造成的内缸快速变形,足以造成叶片径向严重摩擦,表现出来的是机组剧烈振动。卸掉螺栓后,两半汽缸的永久形变会超过允许的范围。补救措施就在所难免了。

这里介绍一种修整变形汽缸的办法,即在汽缸的外缘加调节衬垫,靠拧紧螺栓使上下缸承受反向扭矩,将承受反向扭矩的上下缸放在炉膛中加热,以消除应力。

如图1所示汽轮机,水由抽汽管处进入高压缸,引起内缸形变。卸掉螺栓后,横向直径减小了6.3mm,上下缸结合面内缘间隙2.5mm。当把螺栓重新上紧后,上下缸结合面虽已全部重合,但汽缸仍有1.25mm的椭圆度。该汽缸是由0.5%Cr,0.5%Mo,0.25%V钢铸造的。

作为修复变形的第一步将用损耗性螺栓拧紧的空汽缸在650℃的温度下保持12小时,损耗性螺栓即将一种专利热阻材料涂在受热表面上,以防止严重氧化的螺栓。为了方便,热量由感应线圈提供,而不用退火炉。用点焊在表面上的热偶来监视最高温度,确保各处受热均匀。该项应力消除处理的结果,能使中分面处的内缩变形恢复大约35%。

修复变形的第二步,仍是重复应力消除过程。这次沿中分面外缘加2.5mm的调节衬垫,拧紧螺栓后使得内缘有0.25mm的间隙,这样,使汽缸壁受了更大的反向扭矩。内缘处的缝隙避免了结合面的挤伤。这次应力消除的结果,使得变形量又恢复了初始值的50%。

消除变形的第三步即最后一步,用8.9mm的调节衬垫,上紧螺栓,使内缘间隙达到0.25mm。此时的衬垫量已够大了,汽缸的挠度使由此产生的应力达到或接近屈服应力。随后无法使汽缸结合面间的间隙减小到3.5mm以下,后来幸好发现经过第二步后,汽缸已是矫枉过正了。

表1是卸掉螺栓后汽缸的初始形变测量值和经过第一、二、三步后的测量值。上、下缸最终被加工到要求的准确尺寸,安装后又投入了运行。

第二个例子是机组维修后,抽汽逆止门的不正确安装导致的中压内缸严重变形。该逆止门的不正确安装使得该阀在甩负荷时不能阻止抽汽倒流,除非机组跳闸。汽缸产生了不均匀形变,主要是在下半部靠近排汽口处。

修复变形的第一步,在中分面外缘加4mm衬垫,上紧螺栓使内缘间隙达到0.25mm。这一步的矫正量不但低销了变形量,而且很大程度地矫枉过正,使法兰外缘出现间隙。

第二步应力消除用2mm的衬垫,衬垫当然要加在内缘侧。这一步纠正了第一步过矫正

量的一半,第三步使变形量减小到可以接受的程度。最后汽缸结合面稍加衬垫,装上新叶片,机组又投入了运行。

第三个例子,是蒸汽带水使内缸产生了严重的径向摩擦,而造成永久性变形。应力消除不仅要恢复汽缸的圆度而且要消除局部的高应力和减小受擦材料的硬度。虽然不一定能完全恢复硬化材料的性能,但还是选择了在 700℃ 温度保持 12 小时的热处理方法。在法兰的外缘加 6.3mm 的衬垫,上紧损耗性螺栓,使内缘间隙接近 3.8mm。通过这一步的应力消除使得进汽口侧的内缩变形减小到零,便使排汽口侧产生了 1.5mm 的过矫正,这好像是能够做到的最好的矫正办法,因而换上新叶片后,机组重新组装投运了。

虽然应力消除法不能完全恢复汽缸的圆度,但该项技术仍不失为一种有效的矫正方法。和比较传统的加工方法相比,这种方法的主要优点在于能基本上恢复圆周方向槽的圆度,使得加装叶片和叶片顶部径向密封间隙的加工变得比较容易。上螺栓后,径向空间会逐渐趋于一致,另外,螺栓和中分面垂直,方便了汽缸的合盖并避免了紧固时螺栓上出现弯应力。

3、分析研究 2(高压缸进汽口套筒环的磨损)

对于高温汽缸采用多层缸结构的原因,在分析研究 1 中已有叙述。进气管通过缸体和调节级的喷嘴室相连,因受热各缸体间会发生相对运动,因而进气管接口必须能承受一定的位移。一种能满足此项要求的设计方案是用套筒环接口。这种接口既允许有一定的径向及横向滑动,又能防止接口处的蒸汽泄漏。这种接口的结构见图 2。

外弹性套筒环在 500MW 以下汽轮发电机组的进气管上工作性能良好,但在 Ontario Nanticoke 电站的一台 500MW 机组上,发现只带负荷运行了 6200 小时的进汽套筒环有严重的磨损现象。

在 Nanticoke 电站,从汽缸中抽出进气管,在起吊之前,必须将两台 50 吨千斤顶,两条 10 吨链条吊绳装在汽机车间的吊车上。结果发现外弹性套筒环是由铬镍、钛 90 材料制成的,装在进气管的喷嘴部分,在运行中曾剧烈地振动并插入了由 0.5%Cr, 0.5%Mo, 0.25%Va 材料制成的内缸进汽口。外弹性套筒环成了制动卡钳,卡住了进气管的喷嘴部分。强行拉出进气管端部,会拉伤内缸进汽口,这将需加装一套筒来修复。外弹性套筒环靠进气管末端处磨损最严重,沿径向逐渐减小,在最外侧,只有轻微的磨损迹象。

其它电厂也发现有外弹性套筒环磨损现象。大约是同一时间,在 CEGB 电厂的 500MW 机组上也同样发现了这种现象。套筒环的磨损程度没有 Nanticoke 那样严重,也只局限在受压面,侧面有轻微擦伤。

作为本项调查分析的一部分,同时为提前预防事故的发生和 500MW 机组的两种设计方案,特将一些主要参数列表分析(表 2)。很明显,几年后为适应机组出力的加大,主汽门处压力及进气管直径都增大了,但套筒横截面尺寸的增大不足以避免套筒环施加在汽缸进汽孔上径向压力 P_r 的减小。从表 2 可以看出,磨损严重的套筒环有一低的径向接触压力 P_r 及径向压力 P_r 和汽轮机进汽压力 P_i 之比一般都较小。一般假设有一径向压力的最小值存在,该压力下套筒环就可以起到减振作用而磨损损坏也就不会发生了。在径向压力高于 62kPa, P_r/P_i 大于 4×10^{-3} 的汽轮机高压缸进汽口,没有发现套筒环磨损现象。从本次调查的结果来看,设计原则应改成 P_r/P_i 不小于 10×10^{-3} 。

由于套筒环的磨损对两台 CEGB500MW 机组来说,必竟是一个非常小的事故,同时还只局限在最里面的那只环上,对此的结论是套筒磨损是进汽口处的刚开始的情况。其它类似的机组还没有出现过这类事故。为此,对 500MW 机的运行情况作了比较,结果发现套筒环损坏的两台 CEGB 机组因非机组自身原因在低负荷运行的时间过长,而与此同时,其它各台机组都几乎连续不断地带满负荷运行。Nanticoke 的各台机组在白天都带满负荷运行,而在晚上根据电网要求只带 250WM 负荷运行,这些情况表明激发套筒环振动的振源来自汽轮机高压缸的控制阀。

对这一问题的进一步深入研究是在两台 CEGB500WM 机组中的一台上进行的,该机换上了改进的刚性套筒环运行了一段时间,其 Pr/Pi 值为 10.27×10^{-3} 。刚性环只装 34 只,而且远离进汽管的出汽口。这是一个改进,但仍在中间两只环上发现有磨损的迹象。这一事实及其它证据表明,振源是来自进汽管管壁而不是喷嘴出口的紊流。当时,曾下了很多功夫来研制同时能使环形管路振动减至最小的平稳的调节阀形状[参考 1]。

这一研究导致了有优良特性,低提升力的导向流阀形的问世。刚性套筒环和有导向阀的调节阀的结合,使套筒环磨损问题完全得到了解决。

外弹性套筒环作为进汽管的接口对每台机组都适用,对其制造的控制很重要,也使价格变得很高。用刚性弹簧对使用中的和未出厂的套筒环的测试表明环的应力较高。同时也认识到了对外弹性套筒环设计的进一步改进经济上并不合算,可以探索解决进汽管接口问题的其它办法。经过比较,认为堆叠式方案是可以接受的,这一设计方案也适用于老机组的改造。运行经验也表明堆叠式的套筒环工作性能最好。

总的来说,套筒环磨损不会造成运行事故,但也确实能带来麻烦。套筒环损坏问题可以通过使用刚性环和换用导流阀来克服。同时还可使低负荷时机组的噪音降低(10 分贝),大大减小导汽管路的振幅。外弹性套筒环设计方案的实施是件代价很高的事,不适宜于在大型机组上进行改进。滑动套筒接口已研制成功,运行经验表明其工作性能最好。

4、分析研究 3(运行事故造成高压缸转子平衡活塞损坏的修复)

4.1 传统的平衡活塞密封环设计

对于一个单流道 50%反动度的汽轮机来说,平衡活塞的设计是设计工作的重要组成部分。平衡活塞产生轴向推力以抵销转子叶轮上承受的相反方向的轴向推力。选用有效的平衡活塞直径,使得反动式叶片产生的巨大轴向推力能够被抵消,剩余的小量轴向推力由自位式推力轴承来承担。

平衡活塞的直径和密封环的结构是压差起作用的活塞面积的制约因素。通过和主蒸汽膨胀通道上某些选定点的联接,便可建立平衡活塞内外受到控制的压差。汽缸上的密封槽内装有多道密封条,用来控制经过平衡活塞的流量使其达到主蒸汽流量的一个很小的百分数,这对于建立和保持较高的汽缸效率来说是十分必要的。另外,小量的泄漏又是必要的,这就限制了平衡联通管的内径,因而使紧凑的汽缸连接设计容易实现。

许多单缸汽轮机使用的典型活塞密封环如图 3 所示。用密封环上的径向和轴向密封片造成迷宫密封。每一密封片在运行时使得其末端和平衡活塞或轴肩之间产生一间隙,从而有效地控制了该处的泄漏量。