

DDG—51级舰功率体积比高的齿轮装置

理查德 C·布赖恩特

DDG-51级舰的减速齿轮装置是多机输入、两级速、人字齿、功率分支的关节式闭锁轮子的减速齿轮装置。第一级减速齿轮借助于挠性套轴连接到第二级减速小齿轮上。为了满足长度要求，第二级减速齿轮位于燃气轮机和第一级减速齿轮之间。大齿轮直径和轮齿的大小由装置的情况决定，要求能用任何一台燃气轮机驱动螺旋桨轴。由于轴的转速较高，两台燃气轮机处于低扭矩下运行。齿轮装臵的详图见图1。

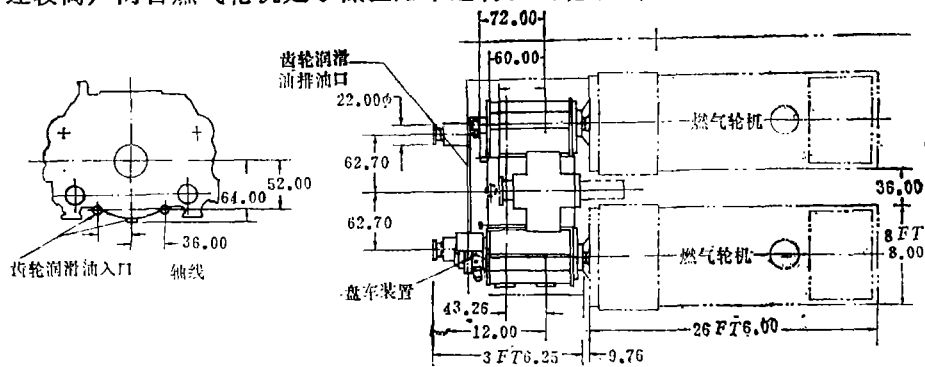


图1 DDG-51的动力装置布置

齿轮传动件设计

主转动元件的设计根据和其他海军表面硬化齿轮一样的允许设计应力。这些允许应力使DDG-51的减速装置设计为人字齿的主减速齿轮装置，并具有如下特性：

	第一级减速		第二级减速	
	小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
速 比	2.66		8.02	
中 心 距	27		63	
齿 面 宽	11.25		24.625	
退刀槽宽	4.00		4.375	
标准径节	4.05		3.30	
标准压力角	17.51°		17.50°	
螺旋角	27.49°		27.15°	
齿 数	53	141	41	329
节圆直径	14.75	39.25	13.96	112.04
材 料	9310	4340 (修改的)	9310	4340 (修改的)
齿面硬化处理	渗碳淬火	氮化	渗碳淬火	氮化
芯部最低硬度	29 (洛氏)	352 (布氏)	29 (洛氏)	352 (洛氏)
齿面硬度	58 (洛氏)	50 (洛氏)	58 (洛氏)	50 (洛氏)

郑定泰节译自 "The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Spring Meeting/ST-AR Symposium", May 21~24, 1985, 李承江校

DDG-51推进齿轮用凸头滚刀滚齿。滚齿后进行表面硬化和磨齿。为了保持齿轮的高精度和光洁度,磨后还进行了精加工处理。为了得到合理的负荷分布,按需要对轮齿渐开线齿廓和导程进行了修正。广泛地采用轮齿表面渗碳淬火方法,使轮齿有最大的负承载能力。由于小齿轮比与之啮合的大齿轮要经历更多的负荷循环,小齿轮的齿根应力比大齿轮的齿根应力高,小齿轮必须要有很高的强度储备。由于这些原因和因为他们的尺寸能允许在淬火时产生畸变。因此,对于第一级和第二级减速小齿轮采用了表面渗碳硬化处理工艺。基于对各种渗碳钢的研究,这些小齿轮采用了AISI9310合金钢。该材料的内部规范要求生产此钢须采用电炉法,还包括辅加的机械性能超过基本的AISI规范,此钢用真空除气或真空弧重熔。小齿轮表面不需硬化之处在渗碳处理后用机加工的办法除去。

对第一级和第二级大齿轮有多种表面硬化处理方法。渗碳,从承载能力的观点看来是可取的,但由于畸变,必然带来很糟的问题。这些问题对小齿轮来说是允许的,因为他们的直径小,但是对于第一级大齿轮的直径来说却是不可克服的。因此,决定对这些齿轮进行表面氮化处理。

第一级和第二级大齿轮的轮盘用镍铬钼钒合金钢制造。这种钢类似于AISI4340,但补充了其他合金元素,从而增加了表面和芯部的强度。

轴颈轴承

主减速齿轮的径向轴颈轴承必须实现下列几种作用:

- 1 保持啮合的齿轮传动件的对中;
- 2 支承啮合产生的负载以及传动件本身的重量;
- 3 要把在单机运行时第一级减速齿轮轴在低负荷运行时的振动降到最小;
- 4 要把液动力稳定性提高到最大限度以减少齿轮轴的振动。

对DDG-51主齿轮减速装置选择了两型径向轴颈轴承。每个燃气轮机的输入轴由两个压力槽轴承支承,其余的转动件由特殊的高稳定性轴承支承。

最小的油膜厚度对所有的负荷转速都大于 0.0025cm (0.001 英寸)以保持适当的负荷承载力。此油膜厚度,再加上轴颈直径很小,使轴承损失很小。特殊的高稳定性轴承由于具有很强的定心作用,因此也降低了振动水平,噪音也得以减少。

燃气轮机的输入轴,由于其轻载和高速运行,因此选用了压力槽轴承。压力槽轴承是改进的普通圆筒型轴承。这种轴承,轴套不承载的那一半对承载的那一半有一个附加的液动力。结果,使这种轴承有极好的稳定性。

DDG-51主齿轮的所有轴承都装有嵌入式的电阻温度计。这些电阻温度计埋在最大负荷点处,对所有轴承巴氏合金的温度提供了可靠的遥测监视。

中间联轴节

第二级小齿轮需要用一个中间联轴节来连接第一级大齿轮和中间轴。尽管这样使用时遇到过很小的不对心,此联轴节在单机运行时应能传递最大扭矩。此外,此联轴节由于他在系统中所处的位置以及他的纵向刚性,能极大地避免纵向振动。其他的设计参数

还有重量轻、噪音小和轴向长度小等。

设计的中间联轴节是单端齿形联轴节。在冲击负荷下能限制轴向偏移的这种联轴节可在 0.075cm (0.030 英寸)的连续不对心下工作。此联轴节的套筒用螺栓连接于第二级小齿轮。这就提供了一种“同步”手段，或者在轮毂上转动联轴节的套筒，就能在所有啮合元件间进行负荷等分配。轮毂用在键与中间轴连接，传递扭矩。

主齿轮箱

主齿轮箱如图2所示。这种齿轮箱较普通的水平中分的两块式齿轮箱的重量轻、能以最小的工装完成全部的机加工，也能拆除和安装所有的每一个传动件（包括第二级减速大齿轮）而无需从船体上拆除齿轮箱。

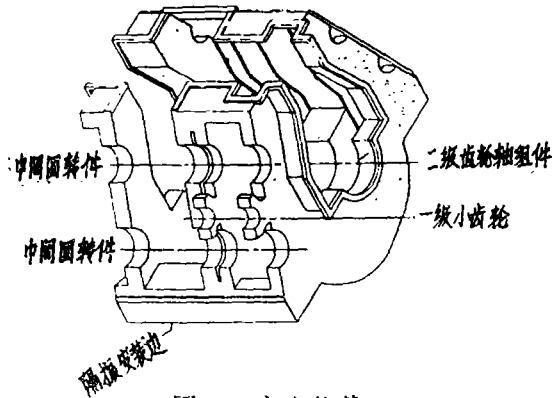


图2 主齿轮箱

从结构上看，此齿轮箱是整体式的单块结构，完全没有结构重而庞大的水平接头和接头螺栓。因此，齿轮箱结构紧凑、重量轻、加工装配容易。

包括第二级减速齿轮轴承在内的所有轴承座均设置在齿轮箱内。从纵向看，齿轮箱的外观为U字形。U字形的两侧用作与轴承座结为一体的第一级和第二级小齿轮和第一级减速大齿轮的支承结构。U字的底部是第二级减速大齿轮的轴承座。U字的开口就是齿轮箱从前至后的整个长度。从顶部看，齿轮箱在横向和纵向上有很大的开口。这些开口足能容纳第二级减速大齿轮的直径。第二级减速大齿轮往齿轮箱安装可简单地将其从顶部放到其轴承上。加强了横梁部分用螺栓连接到齿轮箱上，正好封住U字形的顶部。加强部分增强了齿轮箱的横向结构刚性。

齿轮箱的下部分有两个用途，其一是作为轴承和啮合滑油的收集油槽。此油槽在设计时既要使其能在所有横摇、纵倾时保证滑油供应，又不冲击第二级大齿轮的轮齿。因此，不必设计挡油盘，使重量和装配时间都得以节约；其二是对齿轮箱提供抗挠曲和横向结构刚性。

齿轮箱盖

第一级减速小齿轮和大齿轮及第二级小齿轮的箱盖贯穿整个齿轮箱的前后长度。每

侧有三个水平分开的盖。这些盖用于检修。为了避免平板振动的鼓膜效应，增装了肋骨。这些盖既是封油盖，又是结构支承。第二级减速大齿轮腔在垂向和纵向用封油盖密封。

消音板

整个齿轮箱的外表装有消音板。这些板能减少结构噪音和气动噪音。

超越离合器

为了使燃气轮机单独工作，在每台燃气轮机和其第一级减速小齿轮间的输入轴上装有SSS自动同步离合器。此离合器和使用弗朗哥·多西倒车连轴节的SSS离合器有共同的接口尺寸。此离合器是正啮合、齿形超速离合器，当通过同步时能自动啮合。一旦输入轴的转速超过输出轴的转速便自动啮合。啮合和脱开是完全自动的。一旦出现倒车扭矩，离合器就脱开。输出轴的转速超过输入轴的转速时便自动脱开。离合器的啮合靠一个棘爪机构。由于离合器是全机械式的，因此不会发生离合器“滑动”。

离合器可使与之相连的燃气轮机停机，而由正在工作的燃气轮机驱动的齿轮和螺旋桨轴继续旋转。根据选定的燃气轮机功率，一旦加速燃气轮机的输入转速达到同步状态和趋于超过旋转的输出轴的转速时，离合器就啮合。这样，在离合器不是处于非工作状态的“闭锁”控制的情况下，该装置就自动而平滑地从备用燃气轮机转换成工作的燃气轮机。

为了能从外部指示离合器的运行状态，每台离合器都有啮合、脱开的开关装置。此装置装在齿轮箱的外面，有遥视啮合指示器和指针，能通过透明罩从外部观察此离合器和开关的动作。

滑油泵和滑油泵的驱动

每台减速齿轮装置都有附带的滑油泵。滑油泵在每台齿轮装置内侧的第二减速端借助于一套附属齿轮从下中间轴驱动，与平行于主齿轮轴系的输入轴装在一起的正排量泵用螺栓连接在为齿轮箱一部分的备用处。因此，滑油泵的位置稍低并与下中间轴中心线平行，还稍突出于隔音架外。这样的布置可去掉为淹没滑油泵的吸口所需要的复杂的直角传动。所带的滑油泵是旋转式正排量泵，能提供减速齿轮装置全功率时所需量140%的滑油。由于此泵能在全功率时旁道40%的滑油，用舰上的电动泵单独供给滑油使齿轮工作的转速范围能增加到最大限度。滑油泵传动有能快速脱开的特性，其内有限扭保安措施。这使滑油泵能快速完全地与主齿轮脱开。在泵脱开之后，减速齿轮的工作可立即恢复。

液压泵的驱动

液压泵的驱动是指变距桨的液压泵的驱动。液压泵传动的布置与滑油泵的布置相同。但根据采用的泵不同有必要的变动。它处于齿轮装置相对滑油泵传动的另一端，由自己的下中间轴驱动。此泵传动也有快速脱开和保安措施的特点。

盘车装置

每台主齿轮装置均有电动的盘车机构。它处于上中间轴的后端。此盘车装置是双减速的涡轮传动装置，每分10钟正车或倒车转动螺旋桨轴一圈。此盘车机构还有桨轴闭锁装置和开关，以作盘车装置状态的遥视指示。

转速指示传感器

每台减速齿轮均有驱动螺旋桨转速指示传感器的装置。此转速计数器装置位于中间组件上方靠燃气轮机端。桨轴和转速指示传感器间的速比为2，通过一个小齿轮和齿环实现。传感器的安装位置考虑了易于维修保养和易于观测轴的转速。

涡轮制动器

每台燃气轮机都有制动器，装在齿轮输入轴的靠燃气涡轮一端。此制动器为液动、气冷卡钳式盘形制动器，能在约10秒内停止处于惯转状态的动力涡轮，并长期地使其静止不动。制动器的工作系统如图3所示。制动系统用的空气为 $0.689 N/mm^2$ (100磅/英寸²)。此空气操纵气/油升压器，对制动器的两卡钳提供 $3.275 N/mm^2$ (475磅/英寸²)的液压油。升压器的前面装有空气气压调节器，将进入气/油升压器的气压调至约 $0.5 \text{ } \text{N/mm}^2$ (58磅/英寸²)。装气压调节器的目的是想克服制动系统的气源气压波动。

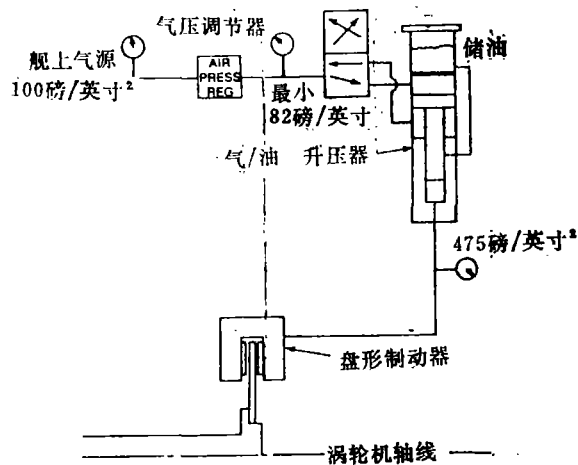


图3 涡轮制动器工作系统

除湿器

为了减少在运输、造船和设备在停机期间的内部腐蚀，每台减速齿轮装置均装有除湿器。除湿器固定地装在齿轮箱的第一减速端。

除湿器是用管连接的闭路系统。空气从齿轮箱的上部用管抽除，把干空气送到齿轮箱的下部和滑油槽。

左舷主齿轮减速装置

DDG-51舰的左舷主减速齿轮装置增加了燃蒸复合装置的汽轮机传动。增加的汽

轮机传动包括一个带有相连轴系的、传动与第二级减速大齿轮啮合的第五个第二级减速小齿轮的辅助原级减速齿轮装置,也包括SSS自动同步离合器和汽轮机的制动器。第五个第二级减速小齿轮的位置在大齿轮顶部中心线上。SSS离合器用螺栓连接于此小齿轮法兰和从主齿轮箱伸出的延伸轴上。延伸轴用由螺栓连接的箱体支持的两个巴氏合金轴承支承。此螺栓连接的箱体在接入汽轮机传动时,代替前齿轮箱盖。汽轮机输出轴穿过舱壁到辅传送齿轮装置的延伸轴上有双隔板连轴节及其轴系。舱壁接口处有球形座轴承支承该轴系。

SSS/弗朗哥·多西倒车系统

DDG-51左舷和右舷齿轮装置都能安装SSS自动同步离合器/弗朗哥·多西液力耦合器/RCC倒车系统及与之相关的倒车齿轮。此倒车系统处于右舷主减速齿轮装置下后端的内侧和外侧,以及在左舷齿轮装置前端的相应位置。

每台倒车系统包括弗朗哥·多西倒车连轴节转换器、附带的一个单斜齿小齿轮和大齿轮,连接轴系和有关箱体。从传动变距桨的齿轮装置修改为采用多西倒车系统的齿轮装置很简单,因为此倒车系统可作为一个整体装置用螺栓连接到每一个下面的第一级减速器的中间轴端上。

润滑要求

滑油系统使用2190TEP滑油。额定供油压力用范围为 $0.0758\sim 0.1314\text{ N/mm}^2$ (11~19磅/英寸²)表压的压力表,在最远点测为 0.1034 N/mm^2 (15磅/英寸²表压)用范围为 $32.2\sim 54.4\text{ }^\circ\text{C}$ ($90\sim 130\text{ }^\circ\text{F}$)温度计测量其额定进口油温为 $48.9\text{ }^\circ\text{C}$ ($120\text{ }^\circ\text{F}$)。

滑油系统设计的供油量包括润滑与变距桨系统相连的主减速齿轮的滑油,包括:

- 1 第一级和第二级减速齿轮;
- 2 主齿轮轴颈轴承;
- 3 SSS自动同步离合器和开关;
- 4 盘车装置;
- 5 主齿轮传动的滑油泵的辅助传动;
- 6 传动变距桨液压油泵的辅助传动;
- 7 转速装置的传动;
- 8 单独的主推力轴承。

每台DDG-51变距桨系统主减速齿轮装置需要的最大滑油量在最大额定的双机条件下为1954.7升/分(430加仑/分)。主齿轮箱正排量驱动的滑油泵的额定滑油输出量为2727.6升/分(600加仑/分)。为了提供在低转速时的合适流量,需要旁通和再循环最大额定转速所需流量的40%的流量。冷却系统在设计时也考虑了此额外的流量,主齿轮驱动的滑油泵用于齿轮转速大于60%时,低速时用专用的辅助电动泵。

在推进功率和电功率都没有的应急情况下,辅助滑油泵将提供适当的滑油,使推进系统能滑行到厂。

齿轮噪音设计研究

由于大多数的齿轮结构噪音和气动噪音来源于齿轮转子的啮合，因此，在设计低噪音的齿轮装置时，一般在如下两个方面想办法。首先是鉴定和优化设计噪音源，其次是改善支承结构。在设计中考虑的影响噪音源的参数有：①齿廓修正；②导程修正；③重合度；④齿形设计。

齿廓修正

制造中的微小误差，承载时的轮齿和机架的微小变形都会妨碍大、小齿轮渐开线的真实接触。小齿轮齿根过早地接触大齿轮的齿顶，或轮齿啮合时齿轮的齿顶和大齿轮的齿根的接触压力过大就产生啮合的基频噪音，这种噪音可通过修正齿廓使小齿轮与大齿轮的接触区的进、出口平滑来减少。能用来达到希望齿廓修正的可能排列如下：

最初接触的修正部位	最后接触的修正部位
小 齿 轮 齿 根	小 齿 轮 齿 顶
小 齿 轮 齿 根	大 齿 轮 齿 根
大 齿 轮 齿 顶	小 齿 轮 齿 顶
大 齿 轮 齿 顶	大 齿 轮 齿 根

怎样选择主要取决于可以取得的轮齿加工设施。对于DDG-51，第一级和第二级减速齿轮都是对小齿轮和大齿轮的齿顶进行齿廓修正。

理论上，在负荷作用下的轮齿在啮合时应具有完善的渐开线齿廓和节距，但由于实际的齿廓在负荷作用下并不真正地共轭。因此，它们不传递不变的角运动，主动齿相对于被动齿的节距或相对角方位不能使齿完全平滑地啮合和脱开。应当指出，即使把齿廓修正得非常理想，在某种特定的负荷下噪音有所减少，但在其他负荷时上述情况还会出现。

降低齿轮噪音产生的齿廓修正理论是一项正在继续探讨的世界性课题。对DDG-51齿轮的齿廓修正系根据分析，还借鉴了有关人员噪音激发现象的研究。

导程修正

由于作用在小齿轮和大齿轮上的力是使小齿轮扭曲的扭矩和使其弯曲的切向力共同形成挠曲。如果不作修正，将产生极大的不均匀的负荷分配。为了优化噪音性能，必须保持啮合时均匀的负荷分配。为了补偿上述扭曲弯曲的变形，必须对齿作导程或螺线修正。

导程修正的理论和实践虽非明确地用于控制噪音而发展起来，但是，它是降低由于不均匀负荷分配产生啮合噪音的一个重要方面。用来补偿此现象的设计方法已经成功地用于以往许多低噪音齿轮中。DDG-51舰的齿轮也已应用。

重合度

齿廓重合度是基圆节距、压力角、螺旋角和齿高的函数。这四个设计参数决定了啮合点轮齿的作用线长或两齿的接触轨迹。基圆节距与作用线长之比值定义为齿廓重合

度。齿廓重合度是同时接触的齿数的平均倍数。此重合度越高，在横截面内同时接触的齿数越多。

齿宽或轴向重合度是齿宽、螺旋角和基圆节距的函数，它表示两齿啮合时受载齿侧面的有效长度。上述这两个重合度的乘积称为总重合度，并定义为可获得的传递功率的有效齿面。因此，增加总重合度可使大小齿轮间传递的负荷移动作用平缓，并减少在共轭啮合作用中的挠曲和微小制造误差的影响。

齿型设计

为了决定最大的可获得总重合度，对受实际生产过程影响的螺旋角、压力角和轮齿面积的变化进行了研究，从而得出了优化的齿型。此齿型可认为是小压力角、深齿型，因整个齿高有所增加、压力角相对于过去有所减少。

支承结构

DDG-51齿轮装置用硬支架装到基座上进行噪音预测表明。结构噪音级不能保证。由于不允许使用具有橡胶特性的机架，设计了新的隔振机架系统。在确定需要隔振系以便满足噪音要求时鉴定了两型隔振机架。第一种是两个自由度的双层机架，第二种是一个自由度的单层机架。这两种机架的理想振动模型如图4所示。其作为隔绝结构振动的有效性以计算的灵敏度值表示于图5。一般地说，双层隔振机架比单层隔振机架强

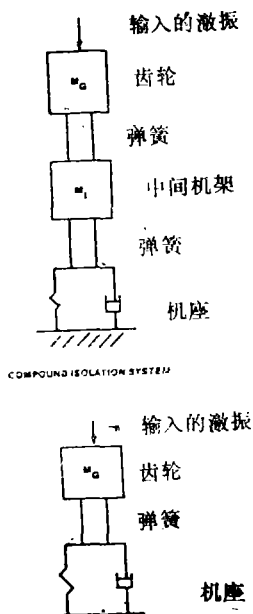


图4 两种减振机架
上：双层减振；下：单层减振

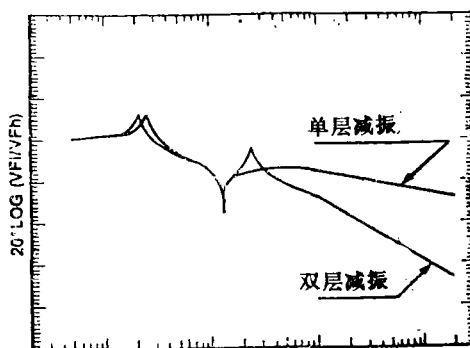


图5 两种减振机架的计算灵敏度值

根据硬机架齿轮安装在基座上的预测性能, 决定在所有三个方向皆使用双层减振机架。为此, 发展了包括双层金属隔振机架在内的隔音系统。有六个垂直机架。两个横向机架两个纵向机架。为了限制齿轮箱在冲击条件下和在最大扭矩下工作时的运动, 还安装了减震器。

(编辑 渠源沂)

我国第二批 ASME 取证的序幕已拉开

目前, 继我国兰州石油化工机械厂、南京化工机械厂及金川重型机械厂取得 ASME 的 U 及 U_2 钢印后, 我国第二批 ASME 取证的序幕在东方锅炉厂、哈尔滨锅炉厂、上海锅炉厂及上海锅炉辅机厂已拉开。

ASME 法规 (ASME code) 是美国编制出版的锅炉压力容器法规, 是美国建造安装锅炉、压力容器及核动力装置的国家标准。已取得国际上 60 多个国家的承认, 可以说是锅炉、压力容器等方面权威性的国际法规。凡经检验合格取得 ASME 证的工厂, 按 ASME 法规要求建造规范产品, 可在第三方检验师的监督下, 在产品名牌上打上规定的钢印。凡标有 ASME 钢印的锅炉及压力容器等产品, 将获得国际市场的认可。所以获得 ASME 钢印是一个国家锅炉、压力容器等产品技术上具有国际水平的标志, 是打入国际市场的通行证。

对此中国电工设备总公司 (CMIC) 极其重视, 1986 年初就着手这项工作。在 1986 年 4 月 28 日~5 月 2 日根据中美技术合作协议, 美国 CE 公司 4 位专家到北京讲课, 就锅炉及压力容器制造取得 ASME 钢印的程序、法规内容, 如何聘请第三方法定检验师、技术顾问及取证时间安排和费用等作了全面讲解。会后机械部及中国电工设备总公司决定: 东方锅炉厂、哈尔滨锅炉厂、上海锅炉厂及上海锅炉辅机厂联合同步取证。

1987 年初, 在 CMIC 组织下, 上述四厂分别与美国 CE 公司、美国哈特福特蒸汽锅炉检验与保险公司, 英国劳氏船级社谈判, 后经机械委批准, 在 4 月 9 日东方锅炉厂、哈尔滨锅炉厂与美国哈特福特签订了检验服务合同, 协助取得 ASME 三项钢印: S (动力锅炉)、 U (压力容器产品)、 U_2 (按应力分析来设计的压力容器产品)。3 月 7 日上海锅炉厂、上海锅炉辅机厂与英国劳氏船级社签约, 协助取得 S 、 U 、 U_2 (上海锅炉厂) 与 U 、 U_2 (上海锅炉辅机厂) 钢印。美国 CE 公司负责培训, 东方锅炉厂 3 人及哈尔滨锅炉厂 4 人已先后赴美学习。

日前, 上述 4 厂家为了能够在今年取得 ASME 证, 正在为提高本企业管理水平、提高本企业素质进行积极备战。特别是东方锅炉厂将取得 ASME 三项钢印列为该厂今年的厂长方针, 自去年成立了取证小组后, 今年初成立了取印办公室, 由两名副总师主管, 进行了一系列准备工作。重新调整了取印工作计划; 重新修订了《质量手册》; 对无损探伤人员、焊接人员进行了资格评定等工作。

现在, 我国电工行业 4 厂的 ASME 同步取证工作正处于最后的紧张准备阶段。可以预料, ASME 取证今年一定能成功, 我国发电成套设备将以此王牌挤入国际市场。

(卓文)