

近年来国内外海洋钢结构 管柱接头强度研究进展

中国船舶科学研究中心 石理国 窦润福
郭武德 郭可评

一、前言

作为海上钻探和采油的海洋工作平台,大多数采用管子构件组成的空间结构,因此管柱接头(或称管结点)较多,如自升式桁架腿管柱接头,半潜式大立柱接头,固定式平台导管架管柱接头等。这些管柱接头形式多样,种类繁多,大小不一,数量很大。如一个3000吨平台就约有100个接头,一个工作水深100米的自升式钻井平台的桁架腿就约有300余个接头。这些接头在结构上起着重大作用。实践和理论都已表明,管柱接头处有很高的应力集中现象,应力集中系数常可高达20以上。这种应力集中不仅影响接头的静强度,特别是严重地影响接头的疲劳强度。应力集中加剧了结构疲劳破坏的可能性。在不少实际钻井平台结构中,破坏往往是由于管柱接头承受海洋中交变波浪载荷引起的疲劳而产生的。因此,对海洋结构平台来说,管柱接头的强度分析就成为一个专门的课题。美国、日本、西欧各国在这个方面都做了很多工作,都有自己的规范。但由于近海油气田的开发已向较深和海况较严重的海区发展,需要采用厚钢板制造大型结构,这就给设计、制造、材料选择、炼钢等方面带来了特殊问题。其中尤其是管柱接头的疲劳寿命已成为近海平台结构安全的关键问题。欧洲经济共同体在1981年10月于巴黎召开了专门会议,总结了1975—1980年从事研究海洋焊接结构物在疲劳和腐蚀疲劳载荷下工作性能的成果。它在一定程度上反映了这方面的最新研究成果。美国近年来也有一个海上结构物的疲劳研究计划。日本有一个3年研究计划已经完成。本文将分别作一简要叙述,并着重于欧洲共同体所做的工作和取得的进展。最后将扼要介绍一下国内和中国船舶科学研究中心目前在该方面所做的工作和今后的打算。

二、欧洲经济共同体平台管柱接头疲劳强度试验研究

1975—1980年,欧洲经济共同体及挪威等六国进行了一项海洋焊接钢结构在疲劳和腐蚀疲劳载荷作用下工作性能的研究计划。这一计划由英、法、西德、荷、意以及挪威承担,有40多个实验室参加,耗资2000多万美元,经6年的工作已经结束。该计划的基本目的是了解焊接管柱接头在海水环境下的疲劳性能(不包括外载荷的研究)。研究了管柱接头几何形状,焊后热处理,海水、阴极防护,接头加强等因素对疲劳强度的影响。做了近300只各种尺度的钢质管柱接头模型试验,规模之大是罕见的。此外,还对应力比、海水介质、阴极防护、板厚影响、载荷谱、焊缝修整措施等对疲劳性能的影响进行了大量板构件试件试验,以

摸清其影响的规律性。在管柱接头应力分析方面，采用了有限元法、光弹性和塑料模型法以及实际尺寸钢模应变测量法来研究接头应力分布情况。

I. 管柱接头的应力分析 管柱接头的应力分析是解决疲劳问题的基础。不论采用 $S-N$ 曲线的试验统计方法或是断裂力学的分析方法估计结构的疲劳寿命，都首先需要弄清楚各种类型的管柱接头在不同载荷作用下的应力分布特征。

断裂力学的分析方法深入分析研究裂缝的扩展过程，无疑是研讨疲劳扩展寿命的理想的方法。但它目前仍处于发展阶段，不够成熟，对管柱接头这样复杂的结构尚不能进行可用的定量计算分析。因此“计划”是以 $S-N$ 曲线方法作为主要目标，开展大量的模型试验工作，以它所得到的数据来改进 $S-N$ 曲线，从而较精确地估计结构的疲劳寿命。应力分析的目的即在于确定结构的设计应力 S 值。

1. 设计应力的定义 运用 $S-N$ 曲线估计结构的疲劳寿命，首先碰到的问题是结构的设计应力值，即 $S-N$ 曲线中的 S 的选择问题。在此之前，这个问题是含糊的，因为管柱接

头的应力分布情况较复杂，不象平板试件那样明确。美国焊接学会所制定的 AWS-X 曲线规定取最大应力为设计应力。这在管柱接头中是指焊趾处的最大应力，而这个应力值难以准确地测量，也算不准，而且受实际焊缝形状、尺寸及施焊质量等因素的影响，数值很不稳定。同时这个应力是非常局部性的，是否对整个疲劳寿命起着主导作用也是值得研究的问题。因而参加“计划”各国首先对设计应力的选取和定义做了系统的研讨[1]。

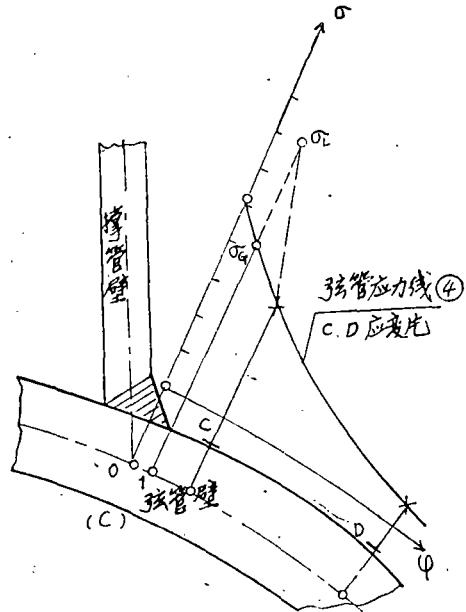
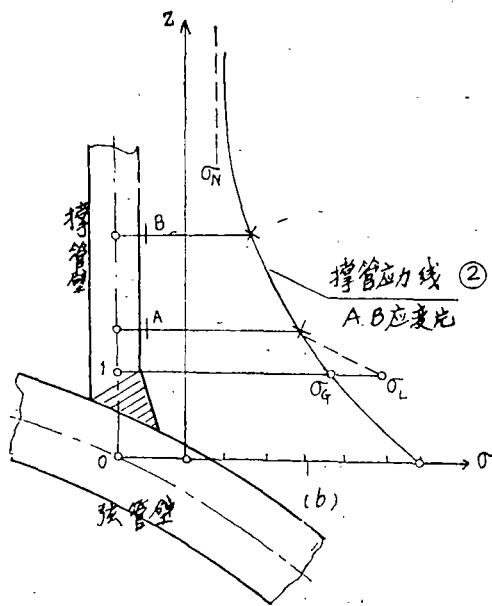
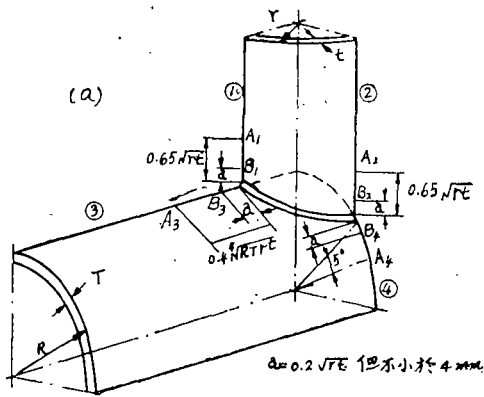


图1 几何应力和局部应力

在对接头的应力进行了许多模型试验和数字分析之后，认为这种应力可分三级：名义应

力 σ_N ——撑杆上的平均应力；几何应力 σ_G ——理论接头即无电焊缝及缺陷的接头处的应力；局部应力 σ_L ——实际接头焊趾处的应力。

图 1 是受轴向力作用下 T 型管柱接头应力分布的示意图。图 1(a) 为两圆柱壳相交处的几何形状，和求应力集中系数 SCF 所贴应变片位置图；图 1(b)，(c) 分别为撑杆和弦杆外表面的应力分布图。

取立杆上的名义应力 $\sigma_N = F / (2\pi r t)$ 作为比较基础，则几何应力

$$\sigma_G(x) = \sigma_N k_G(x), \quad x = \varphi \text{ 或 } z$$

在 O 点处及焊缝以内 σ_G 无实际意义，取焊趾处的几何应力 $\sigma_G(1) = k_G \sigma_N$ 为峰值，可得 $k_G = k_G(1)$ 作为几何应力集中系数。在焊趾处由于焊缝及凹陷等引起的最大局部应力为

$$\sigma_L = \sigma_N k_G k_L$$

其中 $k_L = \sigma_L / \sigma_G$ 为局部应力集中系数。

各国对此通过试验分析、比较、讨论之后，决定选用 σ_G 为设计应力，即 $S = \sigma_G$ 及应力集中系数 $SCF = k_G$ 。选用 σ_G 作为设计应力有许多优点，也是比较合理的，因为

1) σ_L 值是焊趾端部的应力，在模型及实际平台结构上都难以准确测量。同时焊缝的实际形状变化很大，极不规则，加之缺陷微观裂纹的影响，导致 σ_L 数值很不稳定。而根据大量试验的结果， σ_G 值在邻近焊趾部分是稳定的，且基本上是线性变化的，可以很容易地用邻近处的测量值直线外插得到焊趾端部的最大几何应力。

2) σ_G 取决于较简单的几何形状，便于计算。分析比较表明，用简单的薄壳有限元所算得的结果与实测(外插)值较一致，这就为计算分析及制定参数方程提供了极大的便利。而 σ_L 取决于焊缝的具体形式，即使用三维有限元也难以计算准确。

3) 从断裂力学的观点来分析，局部应力 σ_L 只影响裂纹的形成。在裂纹形成后 σ_L 突然跌落，对裂纹的扩展影响较小，而这时起主要作用的是几何应力 σ_G 。大量试验的数据表明裂纹形成期较短，约为扩展期的 1/4，因而选用 σ_G 做为设计虽不能表征整个疲劳寿命，但它表征了寿命的大部分，相对地讲，还是比较合理的。

4) “计划”工作中的大量各种形式接头的模型疲劳试验数据在采用以 σ_G 为设计应力的统计结果时，证明其分散度较小，处于同一 S-N 曲线的附近，证明这样的选择是比较合理的。同时所得 S-N 曲线与 AWS-X 曲线有较好的相容关系，因而可避免大量的重复试验工作。

对从试验测量值外插求得 σ_G 值也做了统一的规定：参照图 1(a)，撑杆上 σ_G 由 A_1 ， B_1 或 A_2 ， B_2 两点应力数值直线外插至焊趾处得到 σ_G ；弦杆上由 A_3 ， B_3 或 A_4 ， B_4 两点的应力数值直线外插至焊趾处求得 σ_G 。各点的位置由图 1(a) 规定。

对设计应力的合理选取，统一定义的工作为这次“计划”工作中大量数据的统计提供了良好的基础，也为编制参数方程设计计算工作带来很大的便利，被认为是“计划”工作中的一个重要成果。

但应注意到 σ_G 只表征了裂纹扩展阶段的特性。一般这阶段是比较长的，但在某些情况下，裂纹形成期相对地延长了，由 σ_G 表征疲劳寿命的程度也就从而降低。由于裂纹的形成取决于局部应力 σ_L ，因而有时在 σ_G 最大值的位置(如常发生的在撑杆的热点)并不产生裂纹，仅在 σ_G 较低的弦杆的热点处产生裂纹，这是由于该处的焊缝与杆表面的交角较尖锐， σ_L 较大的缘故。

另外，对于 $\beta = a/D = 1$ 的接头，前述的插值法不能适用^[2]。由于连接处出现重叠面，

计算也有较大的误差,因而这种接头的应力集中系数的确定还存在问题。

2. 应力分析 各国采用钢质模型、塑料模型、光弹性及有限元数值方法对 T, X, Y, K, TK 型等简单形式的管柱接头做了大量的应力分析工作,对较复杂的搭接接头、环加强接头也做了一些工作。

1) 钢质模型试验 钢质模型管柱接头的疲劳试验,首先用应变片测量静态载荷下接头的应力分布,取得很多数据(模型尺寸自 $\phi 168 \times 63$ 至 $\phi 1830 \times 76$),这些数据尤其是大尺寸模型的数据可认为代表了接头实际情况,可直接用以设计,也是其它分析方法的比较基准。

试验在试验机或试验架上进行,载荷分为在撑杆上加轴向力(部分同时在撑杆上加轴向外力)、面内弯曲及面外弯曲三种,试验中注意到边界条件及加载机构对试件变形的约束问题。

应变测量采用电阻应变片带、丛,一个大模型一般用数百个通道,最多的达千余通道。事先用有限元分析或应变片丛求得热点位置及主应力方向,然后在试件内外贴片,为了尽可能接近焊趾端部,应用了部分长为 0.5mm 的微型应变片。在疲劳试验过程中同时还测量应变以观察裂纹的形成与扩展、接头的应力变化和重新分布,为进一步的断裂力学分析提供数据。

2) 塑料模型试验 作为钢模的补充,英国还采用丙烯树脂塑料制作模型,用应变片测量热点应力,这种模型制造简易,价格较低,所得数据与钢模比较是接近的。英国用这种模型进行了一系列试验,根据这些数据提出了劳氏的热点应力集中系数的参考公式。

3) 光弹性试验 各国都做了少数管柱接头的三维光弹模型试验^[3,4],都采用冻结切片法,模型用金属模整体浇铸,以保持结构的连续性。光弹试验的主要目的是测量焊趾处的局部应力 σ_L ,以及沿厚度方向的应力变化,这要求模型的尺寸不能太小,一般用 1:5 的模型。

4) 有限元分析 解析方法被认为难以解决管柱接头这种复杂结构的问题而被有限元法代替,大都用薄壳有限元。这种方法简单,经济,有现成的成熟程序可用。所算得的结果是几何应力 σ_G ,正是前面所选择的设计应力。所要求的是焊趾处的几何应力即 $\sigma_G(1) = \sigma_G$,因而设法仔细地求取交点处的应力峰值 $\sigma_G(0)$ 没有多大意义。试算表明,模拟焊缝的刚度以图改进 σ_G 的精度也没有什么成效。

所用的有限元一般为矩形、四边形及三角形薄壳单元。网格由密渐疏,适当布置,避免插值,在壳交界处认为 1/4 圆周内不宜少于 6—9 个。

计算程序均选用现有的专用或通用程序,如 AsAs, SESAM, SATE, TITUS, NASTRAN 等,补以由动网格形式及绘图程序,没有进行新程序的编制工作。

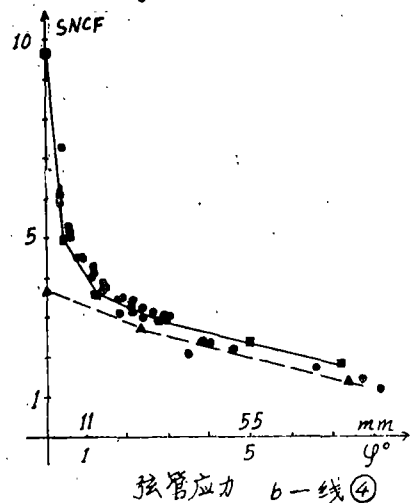
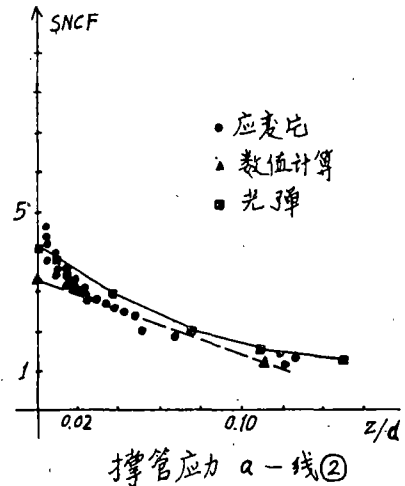


图2 分析方法的比较(法国钢研究院 E 号接头)

上述四种应力分析方法所得的结果比较接近,一般相差在 15% 以内.图 2 是法国所做的一个接头模型的三种分析方法的比较.因而可以认为,分析简单接头的几何应力的方法已较成熟.但对 $\beta=1$ 的接头的试验和计算以及撑杆上 σ_c 的数值分析的准确性尚存在问题,有待解决.

对于局部应力 σ_L , 它对确定裂纹位置及裂纹形成期起着重要作用, 目前只有大尺度的光弹性试验能测得较准确的数值. 数值计算方法还有待今后研究解决.

“计划”中曾用光弹性试验方法及二维平面应力及轴对称近似方法估计局部应力 σ_L , 求得凹、平、凸形焊缝的局部应力集中系数 k_L 的近似值分别为 1.2, 1.4 及 1.6.

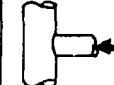

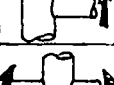

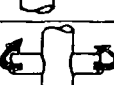



意大利利用钢、光弹性方法对环及水泥填料加强的 Y 形接头与不加强的接头做了对比, 环加强约可降低 SCF 3.5 倍, 很有效, 疲劳强度增加很多. 他们还同时用薄壳有限元试算, 结果仅为可用.

挪威曾做搭接 K 形接头的试验, 表明搭接接头可以降低热点应力. 用薄壳有限元计算做粗略比较, 数值相差 20%. 他们认为在没有较多的计算方法之前, 用薄壳有限元计算搭接 K 形接头, 不失为一粗略的偏以安全的估计^[5].

用三维有限元方法计算复杂形状的焊接管柱接头的应力分布是今后要做的工作.

表 1 管柱接头应力集中系数几种参数方程及使用限制

(DNV: 挪威船级社; LLOYD'S: 劳式船级社)

几何形状	来源	弦管 SCF	撑管 SCF
	Exxon 1977 DNV 1978 Lloyd's 1978	$1.9\beta \alpha^{0.087} e^{-1.2\beta} \gamma^{0.808} \tau^{1.393} \sin^{1.696} \theta$ $[1.5 - 3.8\beta(\beta - 0.47)^2] \gamma^{0.87} \tau^{1.37} (\alpha/\beta)^{0.06}$ $\beta \gamma \tau (6.78 - 6.42\beta^2) \sin^{(1.7+0.7\beta^2)} \theta$	$3.751 \alpha^{0.12} e^{-1.35\beta} \gamma^{0.855} \tau \sin^{1.94} \theta$ $[1.09 - 1.93(\beta - 0.5)^2] \gamma^{0.76} \tau^{0.57} (\alpha/\beta)^{0.12}$ $1 + 0.63 \times \text{弦管 SCF}$
	Lloyd's 1978	$1.7\beta \gamma \tau (2.42 - 2.28\beta^2) \sin^{\theta(15-14\beta)} \theta$	同 T 型管柱接头
	Exxon 1977 DNV 1978 Lloyd's 1978	$0.702\beta^{0.08} \gamma^{0.6} \tau^{0.86} \sin^{0.57} \theta$ $[1.65 - 1.11\beta - 0.42\beta^2] \gamma^{0.88} \tau^{1.05}$ $0.75 \gamma^{0.8} \tau^{0.8} (1.6\beta^{0.25} - 0.7\beta) \sin^{(15-16\beta)} \theta$	$1.301\beta^{0.38} \gamma^{0.13} \tau^{0.38} \sin^{0.21} \theta$ $[0.95 - 0.05(\beta - 0.41)^2] \gamma^{0.38} \tau^{0.29}$ $1 + 0.63 \times \text{弦管 SCF}$
	Lloyd's 1978	同 T 型管柱接头	同 T 型管柱接头
	Exxon 1977 DNV 1978 Lloyd's 1978	$(\beta \leq 0.55): 1.024\beta^{0.787} \gamma^{1.016} \tau^{0.889} \sin^{1.557} \theta$ $(0.55 \leq \beta \leq 0.75): 0.462\beta^{0.409} \gamma^{1.016} \tau^{0.889} \sin^{1.557} \theta$ $[1.01 - 3.36(\beta - 0.68)^2] \gamma^{0.85} \tau^{1.18}$ $\beta \gamma \tau (1.6 - 1.15\beta^2) \sin^{(1.35+1\beta^2)} \theta$	$1.522\beta^{0.801} \gamma^{0.852} \tau^{0.563} \sin^{2.033} \theta$ $0.796\beta^{0.281} \gamma^{0.852} \tau^{0.563} \sin^{2.033} \theta$ $[0.76 - 1.92(\beta - 0.72)^2] \gamma^{0.89} \tau^{0.47}$ $1 + 0.63 \times \text{弦管 SCF}$
	Lloyd's 1978	$\beta \gamma \tau (1.56 - 1.46\beta^2) \sin^{\theta(15-14.6\beta)} \theta$	同 T 型管柱接头
	Exxon 1977	$1.506\beta^{0.059} \gamma^{0.888} \tau^{1.104} \tau^{0.067} \sin^{1.521} \theta$	$0.920\beta^{0.241} \gamma^{0.187} \tau^{0.360} \tau^{0.058} e^{1.44\theta} \sin \theta$
	Exxon 1977	$1.822\beta^{0.06} \gamma^{0.78} \tau^{0.94} \sin^{0.9} \theta$	$2.827\beta^{0.35} \tau^{0.35} \sin^{0.5} \theta$

参数	EXXON	弦管 DNV	撑管	LLOYD'S
α	6.67 - 40	0.225 - 0.9	7 - 16	0 - 40
β	0.3 - 0.3	10 - 30	0.3 - 0.9	0.3 - 1.0
γ	8.33 - 33.3	0.4 - 1.0	10 - 30	12 - 32
τ	0.2 - 0.8	$\pi/2$	0.47 - 1.0	0.25 - 1.0
θ	0 - ($\pi/6$)		$\pi/2$	($\pi/6$) - ($\pi/6$)
S	0.01 - 1.0			

德国做了实际尺寸的铸钢模型的试验，应力集中系数仅为 1.16。根据他们的分析，采用合理设计，可保证应力集中系数低于 2^[6]。

一个平台上的管柱接头很多，在设计工作中不可能对每一接头在多种载荷作用下都用数值分析或实验的方法进行分析，而要求有较方便的经验参数公式。过去最广泛使用的是 Knang 等人提出的一套参考公式。它是在薄有限元计算基础上得到的，在“计划”工作过程中，DnV 及 Lloyd's 在 1978 年又分别提出了两套参数公式。三套公式具有相同的形式（表 1）：

$$SCF = ca' f(\beta) \kappa^c \tau^h (\sin \theta)^a$$

新参数公式扩大了适用范围， β 值及 τ 值都扩大到 1。劳氏公式还增添了 X 形接头的公式。Knang 的公式在低 β 值时，SCF 值过高，新公式对此作了改进。劳氏公式所给出的弦杆 SCF 值一般较高，偏于保守。相反，在 $\beta=1$ 时，又较实验值低，且相同参数时 T, X 接头的 SCF 值相差过大。DnV 的弦杆数值与实验值的误差不超过 20%，而其撑杆的 SCF 值过高，建议使用时乘以 0.8^[5]。而 Knang 的 K 型接头的数值值得怀疑。

总之，三套公式均有缺点。系统地分析实验数据，改进参数公式的准确程度是必要的。同时对复杂的接头（如多撑杆、搭接加强等接头）如何处理也是待研讨的问题。

II. 管柱接头疲劳试验 大型海洋平台结构的关键部位之一的节点是一种复杂的厚壁钢结构物。它给设计和制造都带来了很多问题。海洋平台所承受的载荷不仅是静态的，还有动态的和重复的，因而必须估计其疲劳寿命。然而这方面的数据和知识特别缺乏。为此，“计划”着重研究管柱接头在海洋环境下的疲劳性能。

1. 管柱接头疲劳试验概况 英、法、意、荷以及挪威的管柱接头试验共做了近 300 只，模型的弦管直径 $\phi 168-\phi 1830$ ， $\beta=0.24-1.0$ ， $\tau=0.25-1.0$ 。研究了几何形状（T, Y, K, TK, 搭接和非搭接）、载荷形式（轴向、面内和面外弯曲）、载荷比尺、空气、海水、海水中加阴极防护、焊接热处理、随机载荷等因素对疲劳强度的影响。其中研究几何形状和载荷形式以及载荷比尺的影响的试验（在空气中）做得较多，但研究其它几种影响的大模型试验数量较少。

应力测试手段方面，应力分布和疲劳试验中应力幅值降低 15%（初始裂纹出现的定义）以及加载的均匀性调节等是通过单向、双向、三向电阻应变片来测试的。

裂纹扩展测试方面，有用声发射技术来测量的，挪威研制的交流电电压降法，是一个测试裂纹深度扩展的有效工具。法国使用记号法来测量裂纹沿厚度方向的扩展率，这一方法不需借助于其它仪表，比较简单，只需在等幅疲劳试验中，每隔一段时间降低加载幅值，经过若干循环，由于载荷幅值不同，就自动生成一种可以辨别的标志。试验结束后经测量计算可得裂纹扩展率。对于贯穿裂纹，有的国家是在管柱接头中加一定压力，当裂纹贯穿壁厚时，管中气压降至一个大气压就表明裂纹已贯穿。

加载设备方面，除利用疲劳试验机

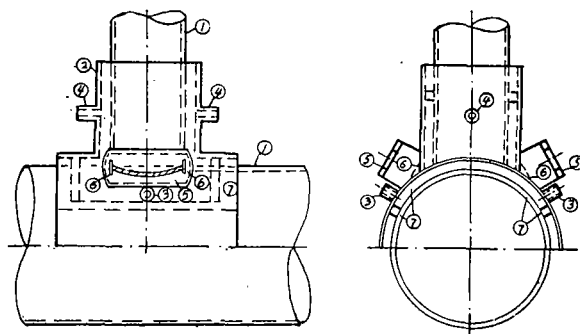


图 3 挪威 K 接头试验装置
①促动器 ②主动撑管 ③反作用撑管 ④弦管

外, 疲劳千斤顶使用得比较多, 它具有使用灵活的优点, 但需与专门的试验架配合使用, 见图 3. 加载时需注意避免产生附加的二次力矩. 加海水储存罩和海水循环系统, 见图 4.5. [13,14]

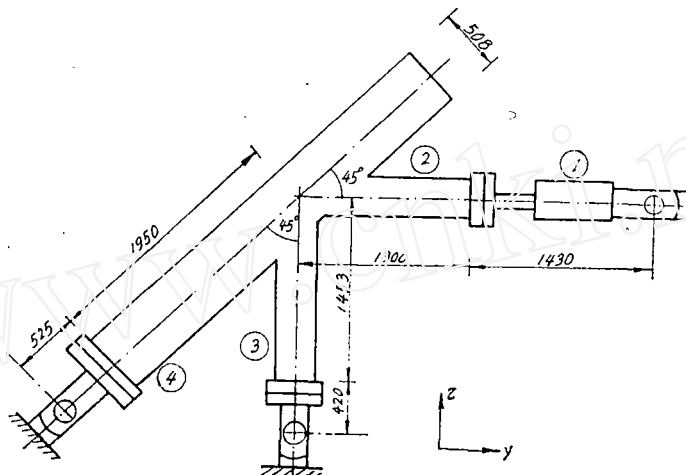


图 4 海水罩示意图 ①T 形管接头 ②水罩 ③水入口 ④水出口 ⑤窗 ⑥铂阳极网 ⑦垫料

寿命记录规定为四种: N_1 为初始裂纹出现时的循环数, 规定为应变幅值降低 15% 时的寿命; N_2 为可见裂纹出现的循环数, 挪威规定表面裂纹长度为 30mm; N_3 为贯穿裂纹出现时的循环数; N_4 为试验终结时的循环数.

热点设计应力的测试规定见图 1(a). 疲劳应力集中系数是根据最先出现裂纹处的应变记录求得.

2. 参加 CFC 研究计划有关国家管柱接头试验概况

1) 英国^[7,8]主要试验工作由英国焊接学会和国家工程实验室承担, 进行了 T, K, KT 型(搭接和非搭接)管柱接头模型试验 204 只, 弦管直径 $\phi 168, \phi 457, \phi 914, \phi 1830, \beta = a/D = 0.24-1.0, \tau = t/T = 0.25-1.0$, 载荷形式为撑管轴向力和面内、面外弯曲力矩, 部分模型在以上加载情况下, 同时在弦管上加轴向压力. 应力比 $R = -1, 0$; 加载频率: $\phi 168$ 模型为 5—15Hz, $\phi 457$ 模型为 2—6Hz; $\phi 914$ 模型为 2—4Hz, $\phi 1830$ 模型为 1—3Hz. 所有 T

型管柱接头(除 $\phi 1830$ 外)都在 MTS 改进型 250 kN 和 2500 kN 液压伺服疲劳试验机上进行. K 型管柱接头在专用试验架上以动载千斤顶加载, 试验架与挪威的相似. 试验结果见图 6—9, 16, 19.

2) 荷兰^[9]进行了 T, X 型管柱接头模型试验, 总数 40 只, 其中有 6 只模型各附加一根不受载的撑管, 2 只模型各加二根不受载的撑管, 弦管直径为 $\phi 168, \phi 457, \phi 914, \beta = 0.25-1.0, \tau = 0.39-1.0$, 加

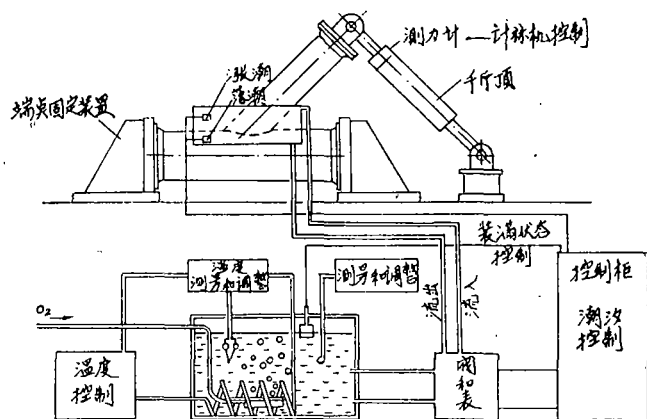


图 5 弯曲载荷试验装置简图

载形式除三只撑杆上加平面弯曲力矩外，其余都是加轴向力，应力比 $R=0, -1$ ，加载频率： $\phi 168$ 型模 10Hz，其他为 0.2—8Hz。做了三只在海水中的疲劳试验，一只在海水中加阴极保护的疲劳试验。试验结果见图 10—12, 17—19。

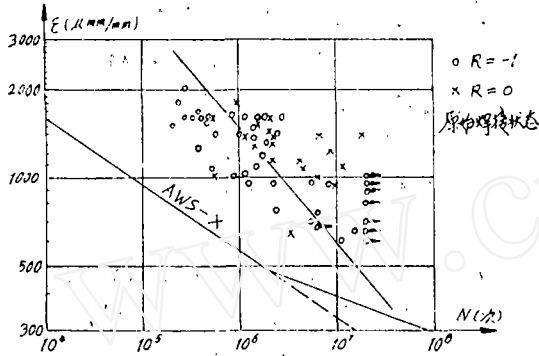


图 6 英国疲劳试验结果
弦管直径和壁厚：168×6mm

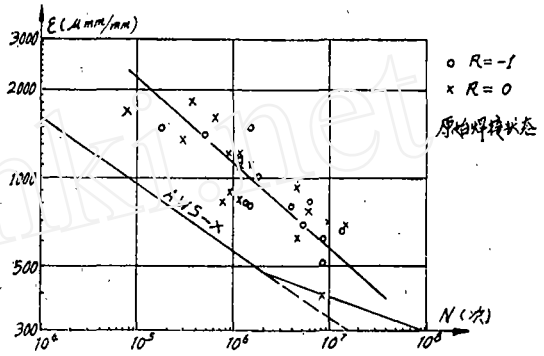


图 7 英国疲劳试验结果
弦管直径和壁厚：457×16mm

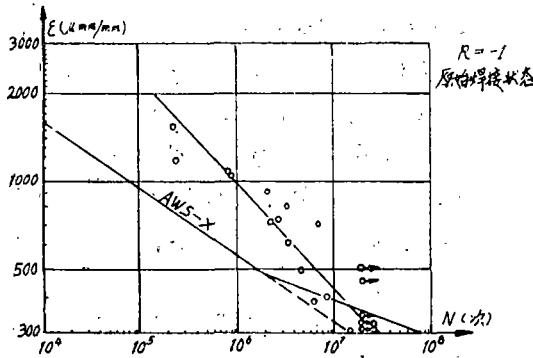


图 8 英国疲劳试验结果
弦管直径和壁厚：914×32mm

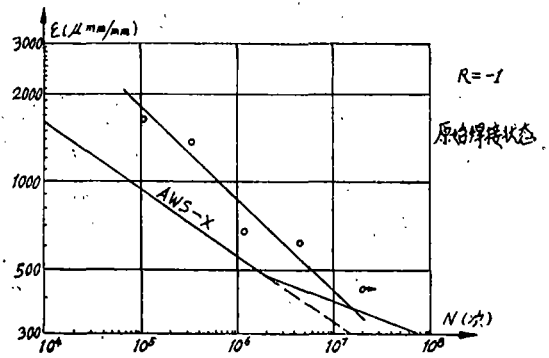


图 9 英国疲劳试验结果
弦管直径和壁厚：1830×16mm

3) 意大利^[4,10]进行了Y型管柱接头模型试验，总数 20 只，其中 Y 型加二个内环的模型 2 只，Y 型加三个内环的模型 8 只，Y 型加三个内环和灌水泥浆的 2 只，不加强的 8 只。弦管直径为 $\phi 800 \times 20$ ， $\theta=60^\circ$ ， $\beta=0.46$ ， $\tau=1$ ，载荷形式对静力破坏试验分四组，每组 2 只试件，其中一只撑管拉力试验，另一只是受压试验。最大加载 918 吨，疲劳试验分二组，一组是非加强的模型，另一组是三个加强环的模型，每组 6 只模型，应力比 $R=-1$ ，加载频率

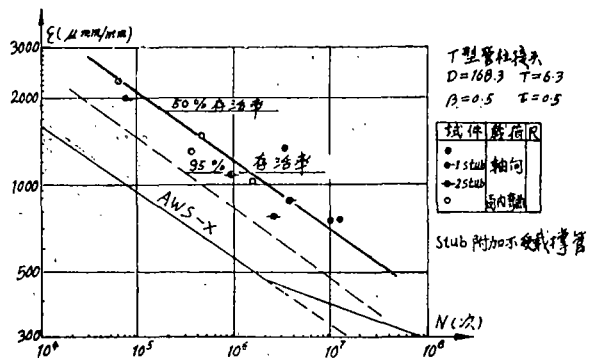


图 10 荷兰疲劳试验结果
弦管直径和壁厚：168×6mm

0.5Hz, 试验时最大加载范围 3600kN, 其设备能力最大静载为拉7350kN, 压8800kN; 疲劳试验时允许最大能力为±5300kN; 最大频率 1Hz. 试验结果见图 13.

4) 法国^[11,12] 进行了 X 型管柱接头模型试验, 总数 10 只. 在每只模型上的二根撑管上, 一根是焊后热处理的, 另一根为焊接原始状态, 以研究焊后热处理(PWHT)影响, 弦管直径 $\phi 472, \phi 682, \phi 984, \phi 1275$, $\beta = 0.27-0.92, \tau = 0.29-1.0$, 加载形式在撑管上加轴向力

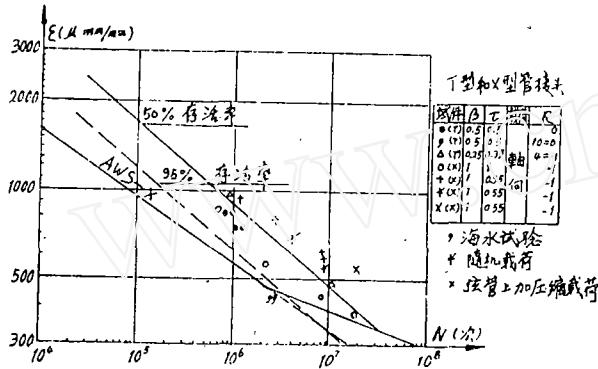


图 11 荷兰疲劳试验结果
弦管直径和壁厚: 457 × 16mm

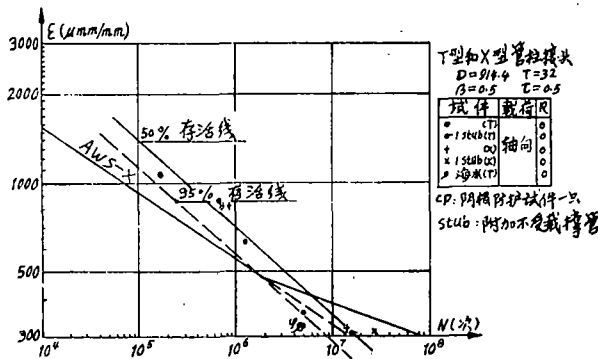


图 12 荷兰疲劳试验结果
弦管直径和壁厚: 914 × 32mm

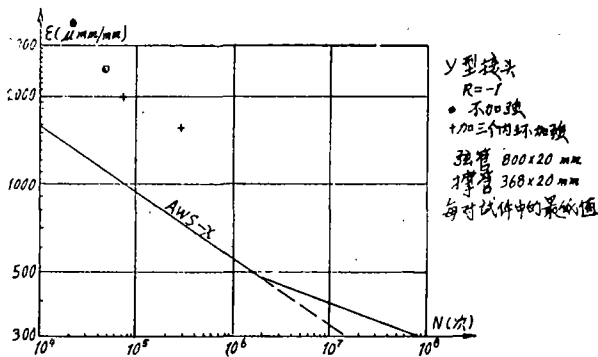


图 13 意大利疲劳试验结果

做了 5 只模型, 频率为 1—3Hz, 在撑管上加弯矩做了 5 只模型, 频率为 0.4—0.5Hz, 应力比 $R = -0.1$, 试验时最大加载幅度为 2250kN. 试验结果见图 14.

5) 挪威^[13] 进行了 T, Y, K 型管柱接头模型试验, 总数为 11 只, 其中包括 K 型搭接 1 只. 有 2 只模型进行了海水中加阴极防护疲劳试验. 弦管直径为 $\phi 508 \times 16, \beta = 0.5-0.6, \tau = 0.6-0.8$, 载荷形式为撑管上加轴向力, 应力比 $R = -1$, 频率 1—3.2Hz, 最大试验载荷幅 560kN, K 型试验装置示意图以及海水罩示意图见图 3, 4.

SCF 的外插值. 挪威是从距焊趾处 4mm 处开始的, 因而其热点应力值略高于上面所规定的 σ_c 值, 其寿命准则则规定为:

N_1 为应变测量值降低 15% 时的循环数; N_2 为可见裂纹出现, 裂纹长度为 30mm 时的循环数; N_3 为裂纹长度相当于 80—90% 交接线周长时的循环数. 试验结果见图 15.

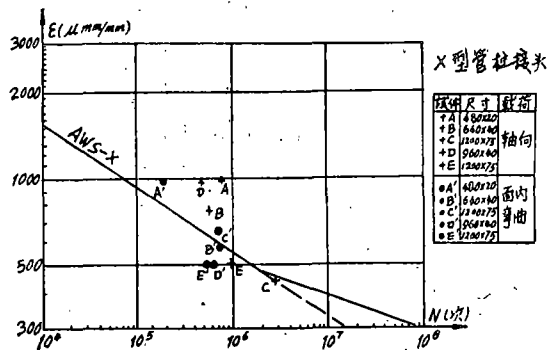


图 14 法国疲劳试验结果

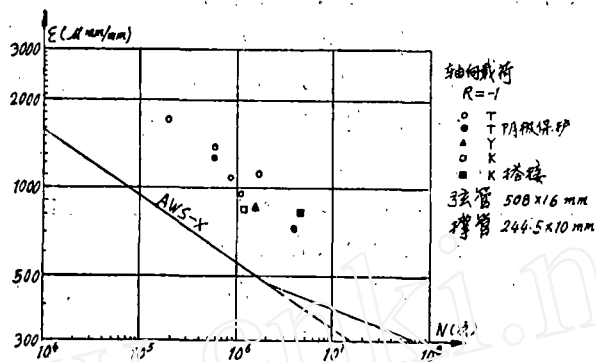


图 15 挪威疲劳试验结果

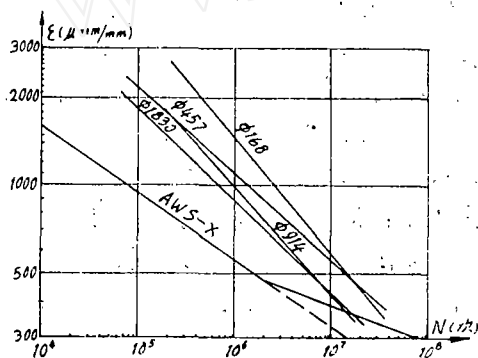


图 16 英国 50% 存活率 S-N 曲线比较
 φ168 见图 6 φ457 见图 7
 φ914 见图 8 φ1830 见图 9

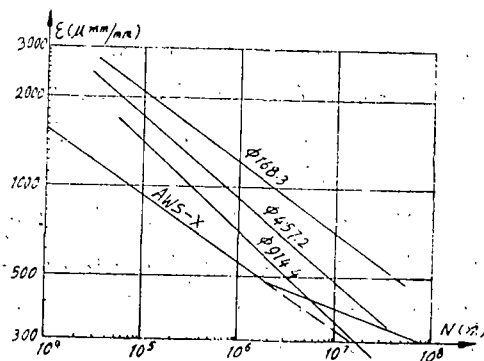


图 17 荷兰 50% 存活率 S-N 曲线比较
 φ168.3 见图 10 φ457.2 见图 11
 φ914.4 见图 12

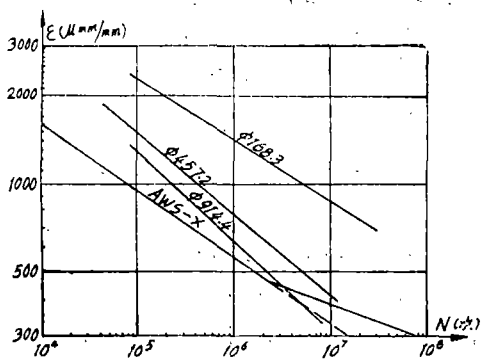


图 18 荷兰 T 型管柱接头 50% 存活率 S-N 曲线比较
 $\beta=0.5, r=0.5$

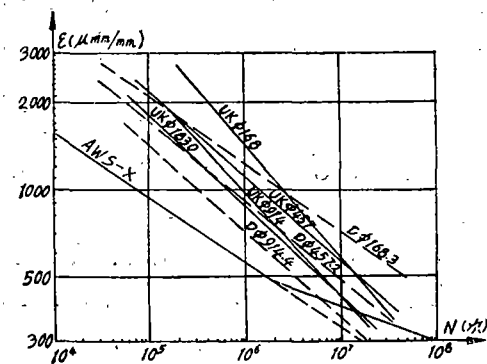


图 19 英国和荷兰 S-N 曲线比较
 ——英国 UK ——荷兰 D

3. 裂纹扩展过程和现象、在管柱接头疲劳试验过程中，裂纹出现时的寿命 N_1 是根据裂纹出现处邻近焊缝趾部的应变片以及应变幅值改变 15% 来决定的。此时裂纹很小，得借助于放大镜进行耐心观察才能发现，这样就有必要规定一个可见裂纹时的 N_2 。挪威规定此裂纹长度为 30mm。这样长度的裂纹在一般检验条件下都可发现。在模型中，一般总是

同时在热点和邻近热点处以及在焊趾处的弦管上出现一些裂纹，沿交接线向两边扩展。不久这些裂纹便会联合成一条相当长并相当深的单一裂纹。挪威的试验表明，此时裂纹长度可达相接线周长的18%，裂纹深度和长度比为1/50。这说明长的表面裂纹可能在早期阶段就存在，但深度很浅，因而对于接头可能不会造成直接的危险。这种裂纹很容易检查。一般表面裂纹扩展到60%周长处，节点的刚度仍旧未变，直到总寿命的最后10—15%时，才扩展到大裂纹模型，这时挠度才显著增加，从而丧失刚度。挪威取表面裂纹长度达到30—90%交接线周长时终止试验，此时接头还有相当大的剩余拉伸强度。挪威试验的一个重要结果是表面裂纹和内部裂纹的扩展率都是均匀的，不是加速的，这与其它指数的扩展率有显著的不同。高应力集中系数的管柱接头可能过早地产生初始裂纹，但是，此时 N_1 值只占寿命的一小部分，由于裂纹扩展率比较低，因而扩展阶段是管柱接头疲劳寿命的主要部分。

4. 破坏准则 疲劳寿命与所采用的破坏准则有关。上面提到的 N_1, N_2, N_3, N_4 即为四种准则，但所绘制的 $S-N$ 曲线是以试验终点的 N_4 和热点处焊趾附近应变测量值外插所得的幅值 S 为依据的。由于在接近每一个试验的终点时，裂纹扩展率增加很快，即使在掌握 N_4 准则有所不同时，其差距也不会很大，但这并不意味着必须采用 N_4 作为破坏准则。

试验数据中， N_1 （或 N_2 ，它与 N_1 值差不多）与 N_4 比值的分散度很大， N_3 与 N_4 的比值也是如此。但总的趋势是 N_2/N_4 约为10—30%，对于大模型这比值较低， N_3/N_4 约为50—80%。如果以 N_2 或 N_3 为破坏准则，以平均值计算，则其疲劳寿命分别为 N_4 的20%和66%。很难说那一种准则好，这要根据使用要求来决定。Back认为贯穿裂纹 N_3 作为破坏准则的好处是这一裂纹容易确定，其分散度比 N_2 要小，而且贯穿裂纹出现前，接头刚度仍保持不变。

Ⅲ. 影响疲劳寿命的因素(包括管柱接头模型和平板结构小型试件的试验结果)^[15.7]

1. 尺度影响 尺度的影响显然是存在的，见图16—19，很难确定那一种因素造成的，也很难定量。钢材质量可能是一个因素，板厚对钢材质量的影响强烈。荷兰的管柱接头模型是按照API规定的钢制造的，其尺度影响比用很好的TTP钢板制造的英、法模型来得明显。试验频率影响也不能排除，因小模型试验频率达10Hz或更高，大模型不可能以这么高的频率进行试验，频率将降至1Hz或更小。此外，还可能由于应力梯度的影响。在大模型中，应力梯度不太陡，屈服区较大。这意味着在大模型中裂纹比小模型中出现得多，裂纹生长也较快。其次，大模型高应力可能存在缺陷及焊趾处出现比较尖锐的缺口的机会比较大，这些都是尺度因素在起作用。

2. 载荷形式影响 根据英、法、荷关于撑杆上加轴向力和平面弯曲力矩的试验结果，可以认为在热点应力相同的情况下，载荷形式对疲劳强度没有什么影响。

英国 $\phi 168$ 模型试验中，在加轴向力或平面弯曲力矩的同时，如果再在弦杆上加轴向压力，则会提高疲劳持久限。

3. 海水影响 荷兰做了三个T型管柱接头模型在海水中的疲劳试验，其疲劳寿命是在空气中的40%。这与荷兰T型小试件试验的结果基本一致。英国做过海水中和空气中的小试件试验，没有发现什么明显差别。但必须指出，英国所用的海水温度为5°C，而其它试验是在海水温度为20°C时进行的。

4. 阴极防护 挪威做的二个T型管柱接头模型疲劳试验是在海水中加阴极防护（相对于饱和氯化亚汞电极为-0.78伏电位）下进行的，频率1Hz，水温10—15°C，他们的结果，

落在空气中类似试验的数据分散带内, 见图 15.

荷兰做的一个大型管柱接头试验, 其阴极防护装置相对于 Ag/AgCl 参考的电位为 -0.8 伏, 应力比 $R=0$. 在相同的应力水平条件下, 这模型的疲劳寿命与无阴极防护的模型在海水中的疲劳寿命之间没有什么差异, 从这些有限的大模型试验数据很难得到确切的结论. 荷兰的平板小试件的试验结果证明, 阴极防护可使疲劳寿命增长, 特别是在低应力区. 在高应力区, 这一有利的效果不太显著, 阴极过保护的效果 (-1.1 伏或更低) 较之阴极防护的稍差.

5. 加强环的影响 意大利的管柱接头模型, 主要尺寸和参数保持不变, 加内环后提高了承载能力和疲劳持久限.

在墨西哥湾管柱接头中, 一般不设加强环, 该地区最大平台的弦管最大厚度 $<100\text{mm}$. 在北海, 常常需要较大的厚度, Manreen 平台设计时, 采用加强环的节点最大壁厚为 120mm , 如不采用加强环, 则厚度至少要 180mm , 由此可见设加强环的重要性.

6. 焊缝改进技术^[16] 这里所指的焊缝改进技术是指焊缝焊好后, 改进焊缝的外形和改善残余应力分布的措施. Heagensen 有关这问题的总结报告详细讨论了这一问题, 其结论是钨极惰性气体 (TIG) 修整法和等离子体修整法, 以及研磨和锤击法都能增加疲劳强度. 在空气中 $N=2 \times 10^6$ 时, 增加疲劳强度达 $17-100\%$, 特别是锤击和趾部研磨两法能大大提高疲劳强度; 在海水介质中, 采用研磨和等离子或 TIG 修整法, 疲劳强度的提高均不大显著. 对于采用以上所述方法对改进了的平板试件, 还没有做过受阴极部分保护的试验.

关于焊后热处理 (PWHT) 方面, 它使残余应力减少到较低水平, 从而可以增加疲劳强度. 通常的做法是大于 40mm 厚的构件要求 PWHT. 法国做的 X 型管柱接头, 每个模型中的二根撑管中, 其中一根经过 PWHT, 一根是原焊接状态, 初始裂纹有的在处理后的撑管上, 有的在原始焊接状态的撑管上出现, 在试验终止前, 几乎总是在两个撑杆上同时出现断裂. 其结论是焊后热处理在高应力水平时对疲劳强度没有什么影响, 在低应力水平时则有些影响. 但英国的 $\phi 1830$ (PWHT) 的试验结果, 与荷兰做的 $\phi 914$ 试验结果差不多, 见图 19. 假定焊后热处理对疲劳强度没有什么影响的结论成立, 则说明 $\phi 1830$ 与 $\phi 914$ 模型间无尺度影响. 做这样的结论可能为时过早, 但平板结构热处理试验件在 $R=-1$ 时影响显著. 法国做的热处理小试验件在 $R=-1$ 时, 疲劳强度略有增加, 而在 $R=0$ 时, 几乎没有影响.

7. 随机载荷的影响 大量模型都是进行等幅载荷试验. 如何考虑变载? 显然管柱接头疲劳寿命中的大部分寿命是消耗在裂纹扩展过程中, 因此最好用断裂力学的裂纹扩展定律的方法来估计寿命. 然而目前这一方法还不能达到实用阶段, 还是用 Miner 法则和 $S-N$ 曲线估计随机载荷作用下的管柱接头疲劳寿命来得好.

舒兹把荷兰做的二只管柱接头的随机载荷试验数据用 Miner 法则计算, 得到破坏时的累积损伤数 $D=0.75-1.0$. 在“计划”以外的西德 24 只管柱接头模型, 以 AWS-X 曲线为基础用 Miner 方法计算得到的破坏寿命比试验结果约高 1.35 倍. 荷兰做的平板结构试验的 $D=0.5-1.0$, 英国做的 $D=0.5-1.1$, 西德做的 $D=0.4-0.8$ (载荷谱用北海实测谱与大模型用的相同). 舒兹建议用 Miner 法则计算, 破坏时累积损伤值 D 取 0.5 ^[17].

8. 钢材质量 西德研究钢材质量 (机械性能和微观结构) 对焊接接头的疲劳强度影响, 所用的钢材级别屈服点为 $243-764\text{N}/\text{mm}^2$, 极限强度从 $402-829\text{N}/\text{mm}^2$, 结论指出, 焊

接接头的疲劳性能实际上不受母材拉伸强度的影响。

9. 比值 R 对于焊接接头疲劳强度来说, R 值没有什么影响, 应力幅值是唯一的重要的应力参数。这样的提法是一个习惯做法, 英国试验证实了这一提法, 虽然荷兰的 PWHT 平板结构试件试验, 表明没有什么显著影响, 但对于原始焊接状态的试件, R 的影响小得多。西德的平板结构试件试验表明 $R=-1$ 时疲劳强度相对于 $R=0$ 时的增加 17—70%。荷兰的 $\phi 457$ 管柱接头试验结果(图 11)看不出 R 的影响, 这些结果分散性很大, 持久限差 10 倍, 但对于 $\phi 914$ 管柱接头 $R=-1$ 时的英国模型疲劳寿命比 $R=0$ 的荷兰模型大 1 倍。这可能是 R 值引起的, 但需进一步研究。

10. 焊接材料和焊缝几何形状 没有迹象表明在“计划”中所用的焊接金属成分对焊接疲劳强度有什么影响。

在考虑焊接几何形状时, 要区别填角焊缝的角度和焊趾形状, 角度为 70° 和 45° 时, 试件的填角焊缝, 在海水中和空气中的疲劳寿命没有多大区别。在角度为 20° 时, 则好处较大, 疲劳寿命高二倍。一般地说焊趾形状和曲率起主要作用, 不采用加工技术而能具有足够准确的焊趾形状尚待研究。

三、美国和日本平台结构疲劳强度研究⁽⁷⁾

I. 美国的计划 目前美国研究平台结构疲劳阶段有一计划正在实施, 见表 2。

II. 日本管柱接头疲劳强度研究动态 日本已对滨海结构管柱接头的疲劳强度课题作了具体研究, 它包括有限元法的应力分析和管柱接头缩尺模型的疲劳试验, FPC(近海结构管柱接头疲劳强度)委员会用 3 年时间完成了系统而广泛的研究工作。该委员会是在日本船用机械发展协会的基础上创建于 1975 年, 东京大学 K. Iida 教授任主席。它的主要活动分两部分: 一是发展了基于有限元法的计算机程序系统, 以分析管柱接头交叉处附近的详细应力应变分布; 另一是完成了几种不同型式管柱接头模型的疲劳试验。根据试验结果提供的资料, 又有助于计算机程序系统发展研究工作, 而且用试验的方法, 有助于阐明管柱接头的结构和材料因素对其疲劳裂纹形成寿命的影响, 并得到 1972 年美国焊接学会的规范 AWS D1.1 中的关于管柱接头设计规范能否应用的讨论意见。这些研究工作的最终目的是要得到一种通过计算和材料的疲劳试验曲线预测管柱接头裂纹形成寿命的方法。

表 2 目前美国海洋结构物疲劳研究计划

项 目 名 称	内 容 摘 要	研 究 人	发 起 人	情 况
海水和阴极保护对近海工程结构的焊接钢疲劳的影响	1 英寸厚的焊接钢板在海水中, 有和无阴极防护时	佛罗里达大西洋大学 W. H. Hant	美国石油学会和海事救助	接近完成
用于近海结构的焊接结构钢的疲劳性能	试样与上相似, 在随机载荷作用下进行试验, 反映了结构的长期疲劳特性	同 上	美国石油学会和几家石油公司	未定, 美国石油学会在筹备基金
概率是近海结构疲劳设计标准的基础	随机载荷的修正系数; S-N 数据的可靠性, 概率设计的格式, 例题	亚利桑那大学 P. H. Winsching	美国石油学会	正在进行

续表 2

项 目 名 称	内 容 摘 要	研 究 人	发 起 人	情 况
根据实测载荷谱进行疲劳研究	用海上记录所得到的应变数据, 用断裂力学进行裂纹的研究	Gianotti 协会和 Teledyne 工程服务部	船舶结构委员会	正在进行
制作船舶零件的疲劳特性图	将零件按 S-N 曲线族归类, 根据长期谱的形状和可靠性选择设计应力	伊利诺斯大学 W.H. Morse	同上	正在进行
船用焊接钢的长期腐蚀疲劳	现有资料的评述, 综合设计标准, 计划未来美国的研究工作	西南研究所	同上	筹备中
船用钢焊接件断裂韧性特性	对于热影响的低韧性, 在裂纹起始阶段疲劳裂纹所起的作用	美国钢铁研究实验室	同上	接近完成
对固定式近海平台结构中管柱接头设计有关资料的评论	针对现有资料估算静强度和疲劳设计标准	E.C. Rodabaugh	焊接研究协会	已发表 WRC 256
管柱接头的有限元分析 (PKBSKELL-FEATJ)	焊接区的三维等参元模型, 网格自动生成, 程序校验, 用户文件	PMB 系统工程	石油公司近海结构协会	正在进行
管柱接头的有限元分析(Ⅲ)	参数研究, 包括多分支的、搭接的以及加强的接头	同上	石油公司近海结构设计入级协会	未定
作为管柱接头疲劳强度估算基础的断裂力学	研究管柱接头有限元分析应用的可能性, 包括热点 Δk , 裂纹以及裂纹轨迹	David Hayes	壳牌石油公司及其它公司	正在进行
Cognae 疲劳仪	在露出海面 1025 英尺的结构上具有初始裂纹和模拟焊接的试件上记录应变与海情的关系	破坏分析协会等	壳牌石油公司及其合作者	正在进行
ToJo 和接头计算程序	多分支复杂管柱接头的分析和简化网格生成	J. G. Bouwkamp	壳牌石油公司石油生产公司	已完成 程序已有 SSD 的
JDSIGN 计算程序	用于管柱接头初始设计的 SESAS 模型; 使用冲剪应力和热点应力集中系数的静强度和疲劳强度; 复杂载荷的初步计算	in-house (B. L. Coepfert-HOCE)	同上	正在进行修订和应用
疲劳计算程序	应用谱法和散射图上以 4 或 8 参数定义的各种海情, 根据热点水平进行详细的疲劳分析	in-house (R. K. Kinra-HOCE)	同上	正在进行修订和应用 见 SPE 8600
海水腐蚀疲劳	具有阴极防护, 在极低的扩展速率下研究裂纹扩展	in-house J. Burk 等	同上	正在进行

最近, Iida 等重新对上述工作中得到的管柱接头缩尺模型的疲劳试验结果作了分析, 表 3 列出了分析试验结果所用的疲劳试验模型尺寸的参数范围, 其中 D 和 d 分别代表弦杆和立

杆的外径。图 20a 相对于用 10mm 长的表面裂纹定义的可见裂纹形成寿命绘出 T, K 和 TY 型管柱接头在尽可能接近焊趾位置测得的应变幅值。实线表示存活概率为 98% 的曲线, 它暗示 AWS D1.1-1972 中的 X-曲线是欠稳妥的。图 20b 示出算得的热点应变幅值和可见裂纹形成寿命之间的关系。通过 Iida 等推荐的较为简单的方法, 组合 Knangs 和 Stowell 方程, 材料常数, 弦杆和撑杆的相互连接和角焊缝的局部形状所引起的总体和局部结构不连续性而造成的应力集中系数来计算这个幅值。日本把实线推荐为可见裂纹形成寿命的基本疲劳设计曲线。

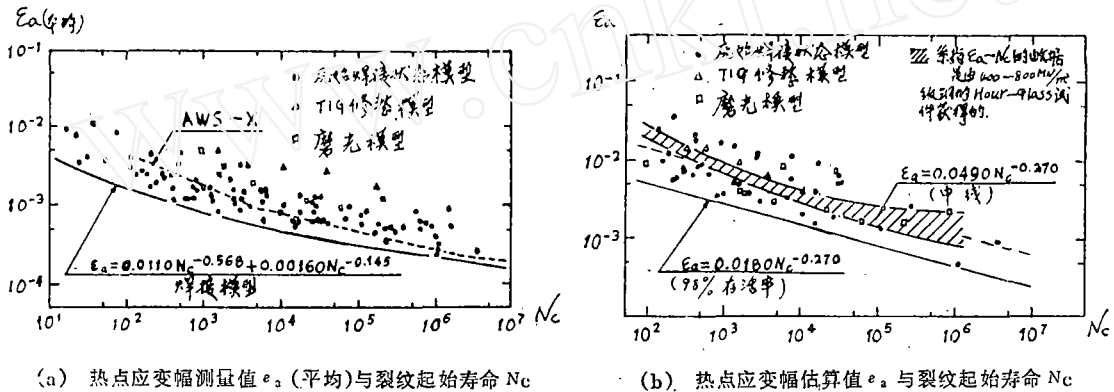


图 20 日本 T 型管柱接头疲劳强度研究结果

表 3 数据分析中所用模型参数范围

D	d	T	t	T/D	t/D	d/D	材 料
165.8—812.8	76.3—812.8	5.0—20.5	3.5—20.5	0.0128—0.0505	0.0125—0.170	0.229—1.00	低碳钢 —HT80

四、国内近海结构研制近况

我国拥有 14000 多公里海岸线, 海域辽阔, 大陆架宽广, 海底石油资源蕴藏丰富。1966 年就在渤海建成第一座钻井平台。现已有十几座用于钻井和采油的钢质桩基式平台。南海正在积极勘探和筹备开发工作。东海、黄海也正在普查和勘探, 探井喷油的喜讯不断传来。可以预料我国海洋石油开发的兴旺时期必将很快到来。研制适合于我国国情的各种平台是当前十分紧迫的任务, 也是我们肩负的光荣责任。

国内从事海洋平台结构研究的单位较多, 主要有海洋石油勘探开发设计研究院, 天津大学, 大连工学院, 上海交通大学, 船舶及海洋工程设计研究院, 中国船舶科学研究中心等。

关于管柱接头的研究工作, 上海交通大学、大连工学院、天津大学已经做了一定量的有益工作。他们进行了简单及加强 T 型接头的应力分析; 研究了国外有关大量资料, 编写了关于接头强度及疲劳性能的综合资料等。

为了适应我国开发海洋石油的需要, 中国船舶科学研究中心近几年来开展了海洋工程的研究工作。除了对海洋流体性能做了许多试验研究和理论分析外, 对海洋工程结构也做了大量工作。开展了海洋工程外载荷研究, 自升式钻井船桩腿及悬臂结构的试验研究和计算分

析, 单点系泊外力及内力试验研究和计算分析, 开始了单人常压潜水服的研制和管柱接头的强度研究等。

为了开展海洋工程结构疲劳性能研究, 我们建立了海洋环境模拟器的循环加载系统: 3000吨结构试验平台配备了450吨静态促动器, 100吨和30吨动载促动器和大型加载架; 与此相配套的30吨, 100吨, 400吨, 800吨试验机, 10吨疲劳试验机及测试系统。我们利用现有设备和技术, 开展了管柱接头的静强度和疲劳强度的研究工作。我们已经进行了管柱接头的有限元计算分析, 三维光弹冻结试验分析, 并即将进行钢模型的静强度和疲劳强度试验。我们将根据研究工作的需要, 建立多通道的计算机探测的促动器系统及相应的测试技术, 以及进行复杂的管柱接头的试验研究。我们将在空气中进行简单接头和复杂接头的研究基础上, 进一步开展海水腐蚀疲劳的试验研究和提高疲劳寿命的措施研究, 争取在近期内为平台结构设计提供有价值的资料, 为我国海洋开发事业贡献一份力量。

参 考 文 献

- [1] Radenkovic, D. (1981), Stress analysis in tubular joints, SMS (Steel in Marine Structures) PS 1.
- [2] Dijkstra, O. D. Visser, W. and Janssen, G. T. M. (1981), Comparison of strain distributions in three X-joints determined by strain gauge measurements and finite element calculations, SMS TS 6.2.
- [3] Meziere, Y. (1981), Photoelastic and numerical analysis of stress concentration in tubular joints, SMS TS 1.1.
- [4] Brendi, R. (1981), Behaviour of unstiffened and stiffened tubular joints, SMS TS 6.1.
- [5] Gibstein, M. B. (1981), Numerical and experimental stress analysis of tubular joints with inclined braces, SMS TS 6.3.
- [6] Gantke, F., Design concept of cast steel nodes in structures, SMS TS 4.5.
- [7] Pozzolini, P. F. (1981), Test on tubular joints, SMS PS 2.
- [8] Wylde, J. G. (1981), The fatigue performance of tubular K and KT joints, SMS TS 8.2.
- [9] Dijkstra, O. D. De Back, J. (1981), Fatigue strength of tubular X-and T-joints, SMS TS 8.4.
- [10] Damiland, G. F. Camisetti, C. Negri, A. (1981), Fatigue behaviour of unstiffened and stiffened Y tubular joints, SMS TS 10.1.
- [11] Lieurade, H. P. Gerald, J. (1981), Experimental results of static tests on ten full scale X-joints, SMS TS 6.4.
- [12] Sang, G. Lieurade, H. R. Gerald, J. (1981), Fatigue tests on ten full scale tubular joints, SMS TS 8.1.
- [13] Gibitein, M. B. (1981), Fatigue strength of welded tubular joints tested at det norske veritas laboratories, SMS TS 8.5.

- [14] Oberparbeiter, W. Schiity, W. (1981), Fatigue tests on welded Y-joints under random loading in seawater, SMS TS8. 3.
- [15] De Back, J. (1981), Strength of tubular joints, SMS PS7.
- [16] Heagensen, P. J. (1981), Improvement of fatigue life, SMS PS6.
- [17] Schiity, W. (1981), Procedures for the prediction of fatigue life of tubular joints under random loading, SMS PS.5.
- [18] Dover, W. D., Holdbrook, S. J., Fatigue crack growth in tubular welded connections, BOSS' 79, Paper 40.
- [19] Sawada, Y., Idogaki, S., Sekita, K. (1979), Static and fatigue tests on T-joints stiffened by an internal ring, OTC 3422.
- [20] Iwasaki, T., Kawahara, M., Asano, K. (1979), Fatigue crack growth behavior in welded tubular joints in T, TY and K, OTC 3423.
- [21] Ohba, H., Susei, S. Sakai, Y., Atsuta, T., Ohkuma, Y., Ohminami, R., Tamura, A. (1979), The development of casting leg nodes for a jack-up rig, OTC 3246.
- [22] Walker, E. F., Webster, S. E., Wood, A. M. (1980), The attraction of cast steel nodes for offshore structures, OTC 3694.

~~~~~

(上接第 264 页)

- [17] Nibler, J. W. and Knighten, G. V. (1979), Coherent Anti-Stokes Raman Spectroscopy, in "Topics in Current Physics", 11, Springer-Verleg.
- [18] Anderson, H. C. and Hudson, B. S. (1978), Coherent Anti-Stokes Raman Scattering, in "Molecular Spectroscopy", 5,
- [19] Eckbreth, A. C., et al (1977), Laser Raman and fluorescence techniques for practical combustion diagnostics, *Appl. Spectr. Rev.*, 13: 15.
- [20] Harvey, A. B. and Nibber, J. W. (1978), Coherent Anti-Stokes Raman Spectroscopy of gases, *Appl. Spectr. Rev.*, 14: 101.
- [21] Nibber, J. W., et al (1977), Coherent Anti-Stokes Raman spectroscopy, in "Vibrational Spectra and Structure", ed. by Durig, J.R., 6, Chap 3.
- [22] Regnier, P. and Taran, J.-P.E. (1973), *Applied Phys. Lett.*, 23: 240.
- [23] Roh, W. B. (1976), Single pulse Coherent Anti-Stokes Raman scattering, *Appl. Phys. Lett.*, 29: 3.