

正交设计在疲劳试验中的应用

曾 春 华

(中国科学院力学研究所)

引 言

到目前为止,疲劳的机理和基本理论(包括累积损伤理论、裂纹扩展理论、剩余强度理论等)仍然没有得到解决,主要是靠实验来解决问题。但是,进行疲劳试验,存在许多实际的问题。首先,影响疲劳强度的因素很多,比如试件的形状和尺寸、试件表面状况、应力集中、热处理过程、装配效应、试验的温度和环境,以及操作人员的技术水平等。这些因素改变一点就可能使疲劳强度发生很大的变化。其次,疲劳试验不仅费钱,而且周期很长,在高频疲劳试验机上做一条较准确的疲劳曲线,要用一个多月的时间,在低频疲劳试验机上做,就要用一年多的时间,甚至更长。还有,疲劳试验的结果分散性很大,试验表明,在确定零构件的疲劳寿命时,名义载荷相对于实际载荷有3%的误差,就会给疲劳寿命带来60%的误差,在接近疲劳极限的区域更为严重,3%的载荷误差可能导致120%的寿命误差^[1,2]。

需要寻找一种从全部可能条件中只选做一部分,而通过这一部分的试验和分析又能了解全面情况的办法,这就是引用数学上的正交设计原理来安排试验^[3]。

本文引用数学上的正交设计原理来安排疲劳试验,探索干涉配合铆接中哪些因素是显著影响结构疲劳寿命的,哪些因素是无关紧要的?从而找出试验周期短,以及能用尽可能少的试验次数得到最大限度的增进飞机结构疲劳寿命的方案。

试验装置和试件

试件选用国产 LY12CZ 和 LC4CS 两种铝合金板材。它的形状和尺寸见图 1。普通铆接试件用 LY1· $\phi 5 \times 120^\circ$ 埋头铆钉铆接;干涉配合铆接试件用 LY1· $\phi 5$ 无头铆钉铆接。两种试件都进行了无色阳极化处理。

供测量干涉量用的干涉配合铆接试件的各层次部位及铆钉形状见图 2。测量用的干涉配合铆接试件干涉量的控制是通过铆一组试件之前和铆接之后,用同样的工艺参数铆接的,在试验之前,要测量各层实际干涉量,并看是否符合控制干涉量的误差范围。测量结果表示在表 1。

按正交设计原理安排的疲劳试验在西德制 Schenck 疲劳试验机上进行,见照片 1。

试 验 方 法

干涉配合是近年来发展的一门新技术,应用它能大大的提高铆接件的疲劳强度,有的甚

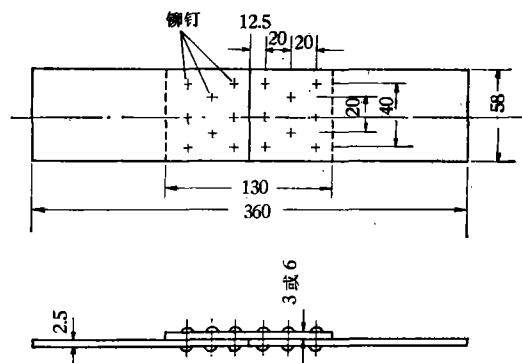


图 1 疲劳试件(单位:毫米)

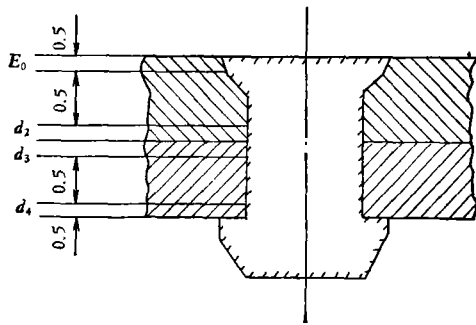


图2 干涉配合铆接件各层次部位图

至能提高疲劳寿命的30—100倍^[4-7]。目前国内外对它十分重视,并广泛的应用到工业部门中。但是,干涉配合受很多因素的影响,比如干涉量的大小、材料、铆钉的排列(并列还是交错)、结构的厚度和铆钉直径的比值。这些因素如果一个个都用疲劳试验来摸清它们的影响规律,那就需要很长很长的时间。但是,采用正交设计来安排疲劳试验,则几天就能得出较满意的结果。

表1 各层实际干涉量的测量结果

控制干涉量 层 次	2%				3%				4%			
	LY12		LC4		LY12		LC4		LY12		LC4	
	铆前	铆后	铆前	铆后	铆前	铆后	铆前	铆后	铆前	铆后	铆前	铆后
E_0	1.55%	1.7%	2.1%	1.6%	2%	2.5%	1.9%	2.1%	2.7%	3.2%	2.5%	2.5%
d_2	2.35%	2.1%	1.8%	1.4%	3.3%	3%	3.3%	2.5%	3.8%	3.65%	3.9%	4.5%
d_3	1.45%	1%	2.1%	2.35%	2.9%	2.9%	3.1%	2.9%	4.8%	3.65%	3.3%	2.6%
d_4	2.2%	1.6%	1.6%	2.1%	5%	4.4%	2.4%	2.9%	4.5%	4.2%	3%	3.9%

在进行正交设计疲劳试验之前,首先要选择合适的载荷,为此必须对两种板材(LY12CZ、LC4CS)的普通铆接件进行静拉伸试验,测出它们的拉伸强度极限 σ_B ,然后分别选30% σ_B 、40% σ_B 和50% σ_B 三个应力水平在疲劳试验机上进行比较,确定了最合适的载荷为30% σ_B 。

根据国内外大多数经验以及模拟实际受力状况,选取载荷循环比 $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0.1$ 。

为减少试验误差,对试片进行了随机化排列;同时考虑到疲劳试验结果的分散性,确定采取重复取样。这样,就可以提高试验精度和减少试验误差的干扰,为此每组安排6个试样。在实际工作中,重复取样比重复试验更为常见,因为它比较简便易行。

正交设计安排疲劳试验的首要环节是选取合适的正交表,根据干涉配合的影响因素情况,我们选正交表为 $L_8(4 \times 2)^4$ 。其中“L”表示它是一张正交表;L下方的“8”表示它有8行,用它安排试验必须做8次;括号内的“4×2”表示

这张正交表只出现4个或2个字;括号右上方的“4”表示它有四列,安排四个因素试验。

接着进行表头设计,利用正交表 $L_8(4 \times 2)^4$ 来安排试验。干涉配合铆接件的主要因素见表2。

表2中*表示普通铆接试件。它的干涉量为零。D因素是考虑因素的交互作用而定的。把因素ABCDE排在 $L_8(4 \times 2)^4$ 表的第一二列:

因素	A	B	C	D	E
列号	1	2	3	4	5

表2

因素 水平	A (干涉量)	B (材料)	C (结构 厚度 铆钉 直径)	D	E (铆钉 排列)
1	4%	LY12	1.1		交错
2	0%*	LC4	1.7		并列
3	2%				
4	3%				

表 4 疲劳试验的结果与计算表

水平 试验号	列号	疲劳试验结果 (×10 ⁵ 周)						累计 Y _i	Y _i ²
		1	2	3	4	5	6		
1	1	3.838	6.680	3.167	3.706	5.049	4.873	27.316	746.164
2	1	5.558	5.512	1.830	2.242	5.767	4.674	25.583	654.490
3	2	2.253	2.523	1.459	3.540	2.719	2.663	15.163	229.917
4	2	0.523	0.557	0.348	0.281	0.635	0.568	2.911	8.474
5	3	16.112	16.629	7.977	23.792	16.982	13.930	95.422	9105.358
6	3	0.891	0.775	0.664	0.807	0.501	0.854	4.492	20.178
7	4	7.430	5.395	26.400	4.310	6.878	10.830	61.197	3745.073
8	4	1.309	1.479	0.976	1.809	2.370	1.368	9.311	86.695
I		52.899	199.098	56.282	134.960				95.916
II		18.074	42.297	185.113	106.435				145.479
III		99.914							
IV		70.508							
I-II			156.801	-128.831	28.525				-49.563
(I-II) ²			24586.554	16597.427	813.676				2456.491
S = $\frac{(I-II)^2}{6 \times 8}$			512.220	345.780	16.952				51.177
R _i ² = I ² + II ² + III ² + IV ²		18079.159							
S _A = $\frac{R_i^2}{6 \times 2} - CT$		292.606							

$$S_{B1} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m Y_i^2 - CT = \frac{1}{6} (14596.349) - 1213.991 = 1216.734$$

$$f_{B1} = 8 - 1 = 7$$

$$S_B = \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^m Y_{ik} - CT = 2930.569 - 1213.991 = 1716.578$$

$$f_{B2} = 48 - 1 = 47$$

$$S_{B2} = S_B - S_{B1} = 1716.578 - 1216.734 = 499.844$$

$$f_{B2} = 8(6 - 1) = 40$$

$$G = \sum_{i=1}^m Y_i = 241.395$$

$$\sum_{i=1}^m Y_i^2 = 14596.349$$

$$G^2 = 58271.546$$

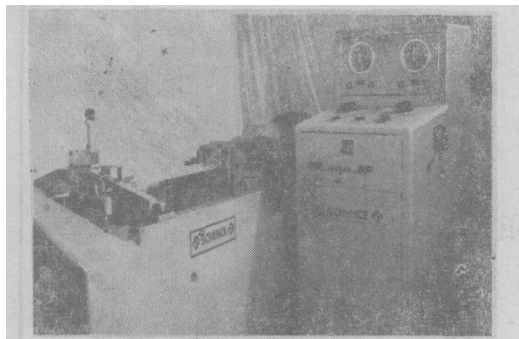
$$CT = \frac{G^2}{8 \times 6} = 1213.991$$

m (代表每组做的试件数) = 6

$$S_{D1} = S_D + S_B = 16.952 + 51.177 = 68.129$$

$$f_{D1} = 2$$

最后编出试验用的正交表 $L_8(4 \times 2)^4$ 的全部内容,也就是如表 3 所表示的。



照片 1 Schenck 疲劳试验机

疲劳试验按照上表进行,要达到的目标是疲劳寿命(即反复加载的循环次数)越长越好。

试验结果和统计分析

正交设计安排疲劳试验的结果见表 4。注

表 5 方差分析表

方差来源	变动平方和	自由度	平均变动平方和	F 值	显著性
A	$S_A = 292.606$	3	97.535	7.247	*
B	$S_B = 512.220$	1	512.220	38.061	* *
C	$S_C = 345.780$	1	345.780	25.693	* *
误差	$S_e = S_{e_1} + S_{e_2} = 567.973$	$f_{e_1} + f_{e_2} = 42$	13.458		

由度,即分子的自由度;数据(42)代表第二自由度,即分母的自由度。

根据自由度就可由 F 分布临界值表查出:

$$F_{0.01}(3, 42) = 4.29 \quad F_{0.05}(3, 42) = 2.83$$

$$F_{0.01}(1, 42) = 7.28 \quad F_{0.05}(1, 42) = 4.07$$

从表中可以看出 B 和 C 的 F 值均远远大于 $F_{0.01}$ 值和 $F_{0.05}$ 值,说明这两个因素的影响是显著的,因素 A 的影响其次。

结论和讨论

1. 在多因素的疲劳试验中,利用正交设计来安排试验,可以大大的减少试验周期并得出较精确的结果。这对疲劳研究是很有价值的途径。

2. 从试验和分析结果表明,在干涉配合铆接件的诸影响因素中,最主要的是材料和结构

表 3 疲劳试验方案表

水平 试验号	因素				
	A 1	B 2	C 3	D 4	E 5
1	4%	LY12	1.1		交错
2	4%	LC4	1.7		并列
3	0%	LY12	1.1		并列
4	0%	LC4	1.7		交错
5	2%	LY12	1.7		并列
6	2%	LC4	1.1		交错
7	3%	LY12	1.7		交错
8	3%	LC4	1.1		并列

意表 4 中的符号 I 代表第 i 列的数字“1”的数据和,II 代表第 i 列的数字“2”的数据和,III 代表第 i 列的数字“3”的数据和,依此类推。

依据这试验结果和计算数据再进行显著性检验,得出方差分析表,见表 5。

表中自由度的数据(3, 1, 1)代表第一自

厚度与铆钉直径之比,其次是干涉量,铆钉的排列的影响并不主要。根据方差分析得出:从疲劳寿命角度出发,选取干涉配合铆接件的最佳方案是 $B_1C_2A_3E_2$,就是表 3 试验号中的第 5 组。从疲劳试验的寿命值也证实这是最佳方案。

3. 从疲劳试验结果表明,对任选的一种干涉量情况中,干涉配合铆接件的疲劳寿命都比普通铆接件的疲劳寿命高,证明干涉配合是提高疲劳寿命的行之有效的办法。

4. 从试验结果看出,LC4 铝合金板材比 LY12 铝合金对疲劳破坏的敏感性高得多。同时从试验结果也能看出,干涉配合铆接对较厚的板材疲劳寿命较高,对较薄的板材疲劳寿命较低。

(下转第 10 页)

阶线性非完整系统的运动方程^[8]。其限制条件为：系统是保守的，有与约束方程同等数目的循环坐标；约束是一阶线性齐次稳定的，且约束系数不依赖于循环坐标。尽管 Чаплыгин 方程有上述限制，但是许多非完整系统都是 Чаплыгин 系统。继 Чаплыгин 之后的许多工作可认为是 Чаплыгин 方程在以下几方面的推广：

- (1) 约束是一阶线性，且是不稳定的。系统是非保守且没有循环坐标 (Воронец 方程)。
- (2) 约束是一阶非线性，坐标是广义坐标(广义坐标下的广义 Чаплыгин 方程^[9])。
- (3) 约束是一阶非线性，坐标是准坐标(准坐标下的广义 Чаплыгин 方程^[9])。

(五) Boltzmann-Hamel 方程：德国学者 Boltzmann 于 1902 年推导出准坐标下的完整系统的运动方程。德国学者 Hamel 于 1904 年得到准坐标下的一阶线性非完整约束系统的运动方程，后来又将这种方程推广到一阶非线性非完整约束系统^[7]。

(六) Appell 方程：法国学者 Appell 在 1899 年得到了形式上不同于其他人的力学系统的运动方程^[10]。这方程不仅适用于完整系统，而且适用于非完整系统；不仅适用于广义坐标，而且适用于准坐标；还可包含 Gauss 原理。Appell 方程可以推广到一阶非线性非完整系统，也可以推广到二阶非完整系统。

保加利亚学者 Ценов 得到的方程也可归为 Appell 类型。

特别值得注意的是，有关 Volterra 方程的结论是否正确，推导过程有无错误等问题，长期以来争论甚烈，还有待于深入研究。

四、关于运动方程的积分理论

如何将完整系统的一整套积分理论逐步推广到非完整系统中的问题，还有待充实和发展。

非完整系统在一定的条件下可以有循环积分和广义能量积分，可以建立正则方程^[5]，可以应用所谓“不完全积分法”进行积分等。

五、关于非完整系统力学的若干专门问题

属于非完整系统力学的专门问题的有：非完整系统的打击运动；非完整系统的小振动和运动稳定性^[3]；带有变质量的非完整系统的运动；带有非完整约束的刚体定点转动问题；带滚动的系统的线路稳定性问题；非完整系统力学和电机的一般理论^[3]，等等。

参 考 文 献

- [1] 近藤一夫等，工程力学系统，刘亦珩译，上海科技出版社 (1962)。
- [2] Huston, B. L., Passerello, C. E., 力学译丛, 2 (1978), 11—15.
- [3] Неймарк, Ю. И., Фурфев, Н. А., Динамика негoloномных систем, М, Наука (1967),
- [4] Dolapchiev, B., *Comptes Rendus*, Paris, 262, 11 (1966), 631—634.
- [5] Новоселов, В. С., *Вестн. ЛГУ*, 19 (1957).
- [6] 牛青萍, 力学学报, 7, 2 (1964).
- [7] Hamel, G., *Theoretische Mechanik*, Springer-Verlag, Berlin (1949).
- [8] С. А. 查浦雷金, 非全定系统的动力学研究, 张斐译, 科学出版社 (1956).
- [9] Новоселов, В. С., *Сб. механика, уг. зап. ЛГУ*, 217 (1957).
- [10] Appell, P., *Traité de mécanique rationnelle*, T II, Paris, (1953).

(上接第 60 页)

参 考 文 献

- [1] 北京航空学院材力教研室编，疲劳应用统计学。
- [2] Johnson, G., *The Statistical Treatment of Fatigue Experiments*, 1964.
- [3] 北京大学数学力学系编，正交设计。
- [4] Gassner, E., Schutz, W., Fatigue design procedures, *Proceeding of 4th Symposium of the ICAF*, held in Munich (1969).
- [5] ICAF, (1967), 412.
- [6] Schijve, J., AD 737—398 或 AGARD-157, 1972.
- [7] Stone, M., *Fatigue and "Fail-Safe" Design of A New Jet Transport Airplane*, 1974.