



中华人民共和国国家标准

GB/T 14230—2021

代替 GB/T 14230—1993

齿轮弯曲疲劳强度试验方法

Test method of tooth bending strength for gear load capacity

2021-05-21 发布

2021-12-01 实施

国家市场监督管理总局 发布
国家标准化管理委员会

目 次

前言 Ⅲ

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义、代号..... 1

4 试验原理 4

5 试验目的 5

 5.1 基础数据测定 5

 5.2 性能对比 5

 5.3 其他 5

6 试验型式 5

 6.1 总述 5

 6.2 运转型试验 5

 6.3 脉动型试验 6

7 试验方法 7

 7.1 总述 7

 7.2 常规成组法 7

 7.3 少点组合法 7

 7.4 升降变载法 8

 7.5 阶梯增载法 9

 7.6 其他方法 9

 7.7 各种试验方法的比较 9

8 试验装备..... 10

 8.1 试验机 10

 8.2 试验齿轮 11

9 失效判据..... 12

10 试验程序 13

 10.1 准备 13

 10.2 预备试验 13

 10.3 正式试验 13

 10.4 试验点的补充与剔除 13

 10.5 失效分析 14

11 试验数据的统计处理 14

 11.1 常规成组法和少点组合法 14

11.2 升降变载法 17

11.3 阶梯增载法 17

12 试验报告 18

附录 A (资料性) 试验夹具设计 19

附录 B (资料性) 考虑置信度的统计处理方法 21

附录 C (资料性) 常规成组法数据处理的算例 23

附录 D (资料性) 升降变载法数据处理的算例 28

附录 E (资料性) 阶梯增载法数据处理的算例 29

参考文献 31



前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件代替 GB/T 14230—1993《齿轮弯曲疲劳强度试验方法》，与 GB/T 14230—1993 相比，主要技术变化如下：

- a) 更改了第 1 章，其中“规定”的内容增加了“或用于对比分析不同材料、不同工艺、不同齿根形貌等条件下轮齿的抗弯曲疲劳性能”，“适用”的内容从“其它金属齿轮”扩展为“其他材料齿轮或非渐开线齿轮”(见第 1 章，1993 年版的第 1 章)；
- b) 更改了第 2 章中规范性引用文件(见第 2 章，1993 年版的第 2 章)；
- c) 更改了表 1 中的代号，补充了部分新代号(见表 1，1993 年版的表 1)；
- d) 增加了“试验原理”“试验目的”和“试验型式”，分别编为第 4 章、第 5 章和第 6 章(见第 4 章、第 5 章和第 6 章)；
- e) 在第 6 章中纳入了原文件第 8 章的内容(见第 6 章，1993 年版的第 8 章)；
- f) 在第 7 章中增加了“升降变载法”“阶梯增载法”(见 7.4 和 7.5，1993 年版的第 4 章)；
- g) 第 8、9、10、11、12 各章分别相对原文件的第 5、6、7、9、10 各章进行了修改，其中增加了 10.4“试验点的补充与剔除”(见第 8 章～第 12 章和 10.4，1993 年版的第 5 章～第 7 章、第 9 章和第 10 章)；
- h) 更改了附录 A，纳入了原文件附录 C 的内容，将原文件附录 A 的内容纳入了 8.1.1.2(见 8.1.1.2 和附录 A，1993 年版的附录 A 和附录 C)；
- i) 更改了附录 B，增加了考虑置信度的统计处理方法，将原文件附录 B 的内容纳入了 8.1.2.1(见 8.1.2.1 和附录 B，1993 年版的附录 B)；
- j) 更改了附录 C，增加了常规成组法数据处理的算例，将原文件附录 C 的内容纳入了附录 A(见附录 A 和附录 C，1993 年版的附录 C)；
- k) 更改了附录 D，增加了升降变载法数据处理的算例，将原文件附录 D 的内容纳入了 11.1.4(见 11.1.4 和附录 D，1993 年版的附录 D)；
- l) 更改了附录 E，增加了阶梯增载法数据处理的算例，删除了原文件附录 E 的内容(见附录 E，1993 年版的附录 E)。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国齿轮标准化技术委员会(SAC/TC 52)提出并归口。

本文件起草单位：郑州中机轨道交通装备科技有限公司、中机生产力促进中心、郑州机械研究所有限公司、陕西法士特齿轮有限责任公司、綦江齿轮传动有限公司、重庆大学、中机试验装备股份有限公司、江苏中工高端装备研究院有限公司、郑州航空工业管理学院、东莞市德晟智能科技有限公司、珠海格力电器股份有限公司、广东产品质量监督检验研究院、郑州高端装备与信息产业技术研究院有限公司。

本文件主要起草人：李纪强、李金峰、王志刚、刘忠明、张敬彩、严鉴铂、毛永明、刘怀举、范瑞丽、王长路、白爽、王振、刘辉华、周丹、王东飞、管洪杰、李海霞、吴清锋、张元国、王宝宾、陈胜、魏沛堂、杨秀光、王大号、王征兵、封楠、吕泮功、李学飞、王海霞、李优华、马骋天、丁炜。

本文件及其所代替文件的历次版本发布情况为：

——本文件于 1993 年首次发布为 GB/T 14230—1993，本次为第 1 次修订。

齿轮弯曲疲劳强度试验方法

1 范围

本文件规定了关于渐开线圆柱齿轮齿根弯曲疲劳强度试验的原理、目的、型式、方法、装备、失效判据、程序、数据处理以及试验报告。

本文件适用于测定钢或铸铁材料渐开线圆柱齿轮齿根弯曲疲劳承载能力设计所需的基础数据,并适用于对比分析不同材料、不同工艺、不同修形方式等条件下齿轮的弯曲疲劳性能。其他材料齿轮或非渐开线齿轮的同类试验可参照使用。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

- GB/T 1356 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓
- GB/T 3358.1 统计学词汇及符号 第 1 部分:一般统计术语与用于概率的术语
- GB/T 3480.1 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 1 部分:基本原理、概述及通用影响系数
- GB/T 3480.3 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 3 部分:轮齿弯曲强度计算
- GB/T 10095(所有部分) 圆柱齿轮 精度制
- GB/T 25917.1 单轴疲劳试验系统 第 1 部分:动态力校准
- JB/T 8831 工业闭式齿轮的润滑油选用方法



3 术语和定义、代号

GB/T 3358.1、GB/T 3480.1 和 GB/T 3480.3 界定的术语和定义以及表 1 中的代号适用于本文件。

表 1 代号、含义及单位

代号	含 义	单位
b	工作齿宽	mm
C	$S-N$ 曲线方程常数;置信度	—
C'	修正后的 $S-N$ 曲线方程常数	—
C_j	第 j 条可参考的 $S-N$ 曲线方程的常数	—
E	脉动型试验载荷作用点	—
F_t	试验齿轮端面内分度圆周上的名义切向力	N
f_i	升降变载法中各应力级对应事件出现次数	—
h_1	试验齿轮中心线高度	mm
h_2	载荷作用点 E 到试验齿轮中心的垂直高度	mm

表 1 代号、含义及单位 (续)

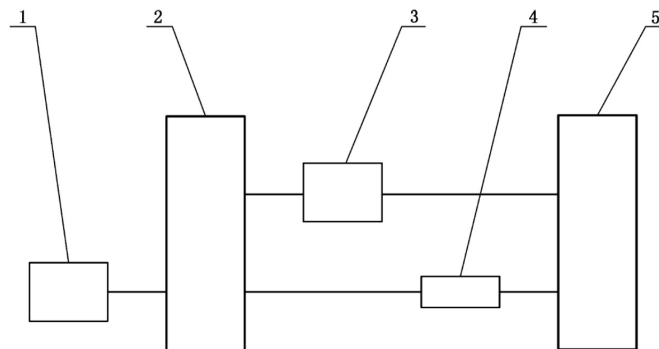
代号	含 义	单 位
K_A	使用系数	—
K_{Fa}	弯曲强度计算时的齿间载荷分配系数	—
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算时的螺旋线载荷分布系数	—
K_γ	均载系数	—
K_v	动载系数	—
$k_{R,C}$	正态分布单侧容限系数	—
k_z	跨齿数	—
l	应力级数	—
m	$S-N$ 曲线方程指数	—
m'	修正后的 $S-N$ 曲线方程指数	—
m_n	法向模数	mm
N_j	齿根弯曲疲劳区上临界点的循环次数	—
N_L	齿根应力循环次数	—
$N_{L,R}$	可靠度 R 下的可靠寿命	—
$N_{L,R,C}$	置信度 C 和可靠度 R 下的可靠寿命置信下限	—
N_0	齿根应力循环基数	—
n	试验点总数	—
R	可靠度	—
r	试验有越出点时的失效试验点数;循环特性系数	—
r_a	试验齿轮齿顶圆半径	mm
r_b	试验齿轮基圆半径	mm
r_E	载荷作用点 E 的半径	mm
S	应力	N/mm^2
s_σ	升降变载法应力标准偏差	—
T_l	加载转矩的平均值	$N \cdot m$
T_{lmax}	加载转矩的最大值	$N \cdot m$
W	过载荷作用点 E 的公法线长度;齿顶点为载荷点时试验齿轮中心线高度	mm
x	变位系数	—
Y_B	轮缘厚度系数	—
Y_{DT}	齿高系数	—
Y_F	齿廓系数	—
Y_{FE}	载荷作用于 E 点时的齿廓系数	—
$Y_{Rrel T}$	相对齿根表面状况系数	—
Y_S	应力修正系数	—

表 1 代号、含义及单位 (续)

代号	含 义	单 位
Y_{SE}	载荷作用于 E 点时的应力修正系数	—
Y_{ST}	与标准试验齿轮尺寸有关的应力修正系数	—
Y_X	弯曲强度计算的尺寸系数	—
Y_β	弯曲强度计算的螺旋角系数	—
$Y_{\delta \text{ rel T}}$	相对齿根圆角敏感系数	—
$Y_{\delta \text{ rel TJ}}$	静强度下的相对齿根圆角敏感系数	—
z	齿数	—
α	分度圆压力角	(°)或 rad
α_a	齿顶压力角	(°)或 rad
α_E	载荷作用点 E 处的压力角	(°)或 rad
α_{FE}	载荷作用点 E 处的载荷作用角	(°)或 rad
β	螺旋角	(°)或 rad
	威布尔分布函数的形状参数	—
γ	威布尔分布函数的位置参数	—
$\Delta\sigma$	升降变载法中应力增量	N/mm ²
η	威布尔分布函数的尺度参数	—
$\mu_{\ln N}$	对数正态分布函数母体对数平均值	—
μ_N	正态分布函数母体平均值	—
μ_σ	升降变载法中的平均值	N/mm ²
σ	升降变载法试验齿轮齿根弯曲应力	N/mm ²
σ'_F	循环特性系数 $r \neq 0$ 时的齿根应力	N/mm ²
σ'_{lim}	试验前预估疲劳极限应力	N/mm ²
σ_b	齿轮材料的抗拉强度	N/mm ²
σ_F	试验齿轮齿根应力	N/mm ²
$\sigma_{F \text{ lim}}$	试验齿轮弯曲疲劳极限应力	N/mm ²
σ_{Fj}	弯曲静强度值	N/mm ²
σ_{Fst}	试验齿轮静强度最大齿根弯曲应力	N/mm ²
σ_{lim}	疲劳极限应力	N/mm ²
σ_{limj}	第 j 条参考 $S-N$ 曲线的疲劳极限应力	N/mm ²
$\sigma_{\ln N}$	对数正态分布函数母体对数标准差	—
σ_N	正态分布函数母体标准差	—
σ_R	可靠度 R 下的齿根弯曲疲劳极限应力	N/mm ²
$\sigma_{R,C}$	置信度 C 和可靠度 R 下的齿根弯曲疲劳极限应力单侧置信下限	N/mm ²
σ_0	升降变载法初始齿根弯曲应力	N/mm ²

4 试验原理

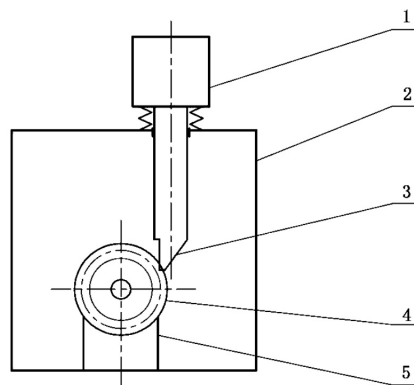
4.1 通过啮合运转(见图 1)或脉动加载(见图 2),对试验齿轮的轮齿施加受控载荷,再现或模拟齿根的应力状态和数值,用以测定轮齿发生弯曲疲劳失效(或超过齿根应力循环基数 N_0 后失效)时的循环次数,或测定给定循环次数(例如 N_0)下轮齿发生弯曲疲劳失效时的应力(载荷)水平。经过对试验数据的统计处理,用以获取反映试验齿轮弯曲承载能力的“应力-循环次数”曲线或“载荷-寿命”曲线¹⁾,或对不同材料、不同工艺、不同齿根形貌等条件下齿轮的弯曲疲劳性能进行对比。



标引序号说明:

- 1——驱动装置;
- 2——试验(或陪试)齿轮箱;
- 3——可控加载装置(含失载停机功能);
- 4——转矩转速传感器、计数器等;
- 5——陪试(或试验)齿轮箱。

图 1 运转型试验原理示例



标引序号说明:

- 1——可控脉动加载装置(含力测量传感器、计数器等);
- 2——机架;
- 3——加载压头;
- 4——试验齿轮;
- 5——试验齿轮固定夹具。



图 2 脉动型试验原理示例

1) “应力-循环次数”曲线或“载荷-寿命”曲线即 S-N 曲线。

4.2 由于疲劳试验数据的离散性不可避免,只有得到足够多的试验数据,其分布才具有一定的统计学意义。因此,在实际应用中若只能以有限的试验数据点进行分析或对比,应严格控制试验过程,并注意结论的局限性。

5 试验目的

5.1 基础数据测定

当采用特定材料、按照特定工艺加工试验齿轮时,通过试验数据的处理,可以获得该类齿轮的弯曲疲劳极限应力或 $S-N$ 曲线,以此作为该材料和工艺的强度设计基础值。具体要求如下:

- a) 对于高周疲劳寿命设计,应测定持久性疲劳极限应力;
- b) 对于有限寿命设计,应测定对应寿命区间的 $S-N$ 曲线;
- c) 当 a) 和 b) 同时要求或没有明确要求时,应测定完整的 $S-N$ 曲线。试验方法见第 7 章。

5.2 性能对比

5.2.1 当采用不同材料或不同工艺加工的试验齿轮时,通过对试验数据的处理,可以评定不同因素对齿轮弯曲疲劳强度的影响。这些因素包括但不限于:

- 齿轮材料;
- 齿轮热处理;
- 齿轮几何参数;
- 加工流程;
- 齿根机加工(滚齿、插齿、铣齿等);
- 齿根表面处理(喷丸、超精加工、镀层等);
- 工作温度;
- 润滑油。

5.2.2 依据 5.2.1 的对比,可以优化齿轮的材料、工艺、齿根设计等。为提高效率,经充分评估后,宜在有限寿命应力级下进行试验。试验点数应根据试验结果的离散性确定。每种用于对比的试验点数不宜少于 5 个。

5.2.3 如需要对比持久性疲劳极限应力,应按照 7.4 或 7.5 的要求进行试验。

5.3 其他

除 5.1 和 5.2 以外,其他试验目的可由研究人员自行设定。例如探究齿轮弯曲疲劳失效机理和主要原因,分析齿轮弯曲疲劳裂纹的萌生和稳定扩展过程,制定轮齿弯曲疲劳损伤的抑制方法等。

6 试验型式

6.1 总述

为了确定齿轮弯曲承载能力和疲劳强度,将试验齿轮副安装在试验台上进行运转加载的方式称为运转型试验(见图 1),将试验齿轮以专用夹具固定在试验机上对轮齿进行脉动加载的方式称为脉动型试验(见图 2)。当两种试验型式所得结果存在差异时,应以运转型试验为准。

6.2 运转型试验

6.2.1 试验中,在指定载荷(转矩)下循环一定次数后齿根出现弯曲疲劳失效或达到齿根应力循环基数

N_0 而未失效时(称为“越出点”),试验终止并获得轮齿在当前试验应力值下的一个寿命值,形成一个数组(称为“试验点”)。当试验过程无异常时,将该试验点称为“有效试验点”,否则称为“异常试验点”。

6.2.2 试验齿轮的齿根弯曲应力应依据 GB/T 3480.1 和 GB/T 3480.3 按公式(1)计算:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot Y_{DT}}{b \cdot m_n \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta \text{ rel T}} \cdot Y_{R \text{ rel T}} \cdot Y_X} \dots\dots\dots (1)$$

式中:

- F_t —— 试验齿轮端面内分度圆周上的名义切向力,单位为牛顿(N);
- K_A —— 使用系数;
- K_γ —— 均载系数,本文件中 $K_\gamma = 1$;
- K_v —— 动载系数;
- K_{Fa} —— 弯曲强度计算时的齿间载荷分配系数;
- $K_{F\beta}$ —— 弯曲强度计算时的螺旋线载荷分布系数;
- Y_F —— 齿廓系数;
- Y_S —— 应力修正系数;
- Y_β —— 弯曲强度计算时的螺旋角系数;
- Y_B —— 轮缘厚度系数;
- Y_{DT} —— 齿高系数;
- b —— 工作齿宽,单位为毫米(mm);
- m_n —— 法向模数,单位为毫米(mm);
- Y_{ST} —— 与标准试验齿轮尺寸有关的应力修正系数;
- $Y_{\delta \text{ rel T}}$ —— 相对齿根圆角敏感系数;
- $Y_{R \text{ rel T}}$ —— 相对齿根表面状况系数;
- Y_X —— 弯曲强度计算的尺寸系数。

6.3 脉动型试验

6.3.1 试验中,在试验轮齿靠近齿顶的有效渐开线位置施加设定的脉动载荷,循环一定次数直至齿根出现弯曲疲劳失效或越出时,试验终止并获得轮齿在该试验应力下的一个寿命数据。

6.3.2 试验齿轮不作啮合运转,载荷仅施加在试验轮齿上,每个试验齿轮可得若干试验点,但所选取的试验轮齿与承受过载轮的轮齿(包括支撑齿)至少应间隔一个轮齿。

6.3.3 试验轮齿在 E 点被加载时产生的齿根弯曲应力按公式(2)和公式(3)计算:

$$\sigma'_F = \frac{F_t \cdot Y_{FE} \cdot Y_{SE} \cdot Y_\beta \cdot Y_B}{b \cdot m_n \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta \text{ rel T}} \cdot Y_{R \text{ rel T}} \cdot Y_X} \dots\dots\dots (2)$$

$$\sigma_F = \frac{(1-r)\sigma'_F}{1-r \frac{\sigma'_F}{\sigma_b + 350}} \dots\dots\dots (3)$$

式中:

- σ'_F —— 脉动加载状态下循环特性系数 $r \neq 0$ 时的齿根应力,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²);
- σ_F —— 经过适当修正后循环特性系数 $r=0$ 时的齿根应力,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²);
- Y_{FE} —— 载荷作用于 E 点时的齿廓系数,见 GB/T 3480.3; E 点的确定见附录 A;
- Y_{SE} —— 载荷作用于 E 点时的应力修正系数,见 GB/T 3480.3;
- σ_b —— 齿轮材料的抗拉强度,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²);
- r —— 循环特性系数,在试验期间要求为一常数,且 $r \leq 0.05$ 。

7 试验方法

7.1 总述

齿轮弯曲疲劳试验有多种数据组合方法,如常规成组法、少点组合法、升降变载法、阶梯增载法等。在试验方案制定阶段,宜根据试验目的和试验周期进行合理选择。

7.2 常规成组法

7.2.1 该法是在多个应力级下成组进行疲劳寿命试验,并通过统计处理得到不同可靠度下疲劳曲线的一种试验方法。该法可用于比较准确地测定试验齿轮有限寿命区间内“可靠度-应力-循环次数”曲线(“R-S-N”曲线),也可用于预估齿根弯曲疲劳极限应力 $\sigma_{F\lim}$ 。

7.2.2 试验时,通常取 4 个或 5 个应力级,每个应力级下应有不少于 5 个试验点。最高应力级与次高应力级的应力间隔以总试验应力范围的 40%~50% 为宜,随着应力的降低,应力级间隔应逐渐减小。见图 3。最高应力级试验点的循环次数应不少于 1×10^4 ,最低应力级应有越出点。

7.2.3 当以不同材料、不同工艺、不同齿根形貌的齿轮进行对比试验时,可按该法得到不同的 R-S-N 曲线。为合理地缩短试验周期,也可取 2 个或 3 个应力级进行成组对比。

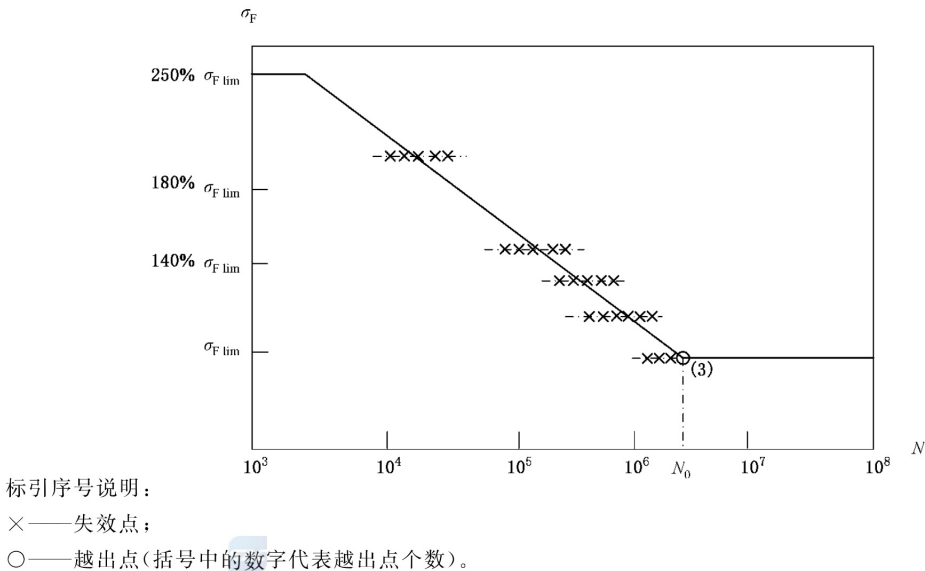


图 3 常规成组法示意

7.3 少点组合法

7.3.1 该法是在多个应力级下进行较少数量点的疲劳寿命试验,通过数据拟合得到 S-N 曲线。该法可用于测定试验齿轮有限寿命区间内 50% 可靠度下的 S-N 曲线,也可用于预估齿根弯曲疲劳极限应力 $\sigma_{F\lim}$,或可用于不同材料、不同工艺、不同齿根形貌下试验齿轮弯曲疲劳性能的对比测试。

7.3.2 试验时,通常取 4 个~ 10 个应力级,每个应力级下应取 1 个~4 个试验点(不包括越出点),总的试验点数不宜少于 7 个。所设置的应力级应在有限寿命区间内合理分布,见图 4,原则是:

- 在高应力级区,应力级间隔可适当加大;
- 在低应力级区,应力级间隔可适当减小;
- 在最低应力级,应出现越出点。

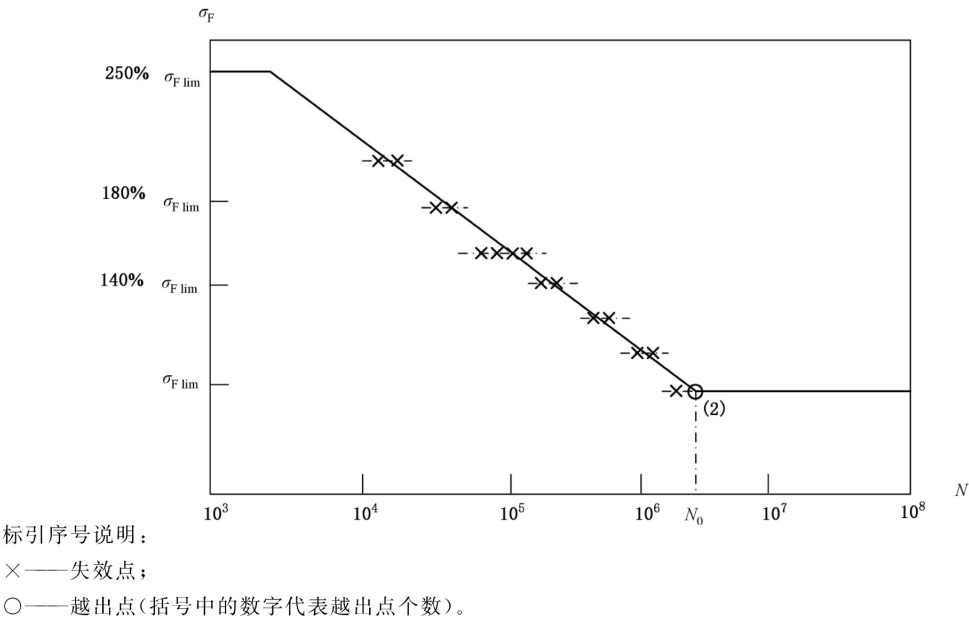


图 4 少点组合法示意

7.4 升降变载法

7.4.1 该法是给定循环次数后,在预估疲劳极限应力 σ'_{lim} 附近设置多个应力级,依据试验点失效或越出的升降分布统计得出疲劳极限应力。该法可用于比较准确地测定齿根弯曲疲劳极限应力 $\sigma_{F lim}$ 。

7.4.2 试验时,当前试件加载的应力级应由前一试件的试验结果决定:当前一试件为“失效”时,该试件加载的应力级应降低一级;“越出”时,则增高一级。“失效”和“越出”应配对出现。试验过程通常取 4 个~6 个应力级,相邻应力级的差值宜取 $\Delta\sigma=(0.04\sim0.06)\sigma'_{lim}$,考虑试验周期,所需试验点总数不宜少于 20 个。最后的有效试验点后的预测点应与第一个有效点应力水平同级。见图 5。

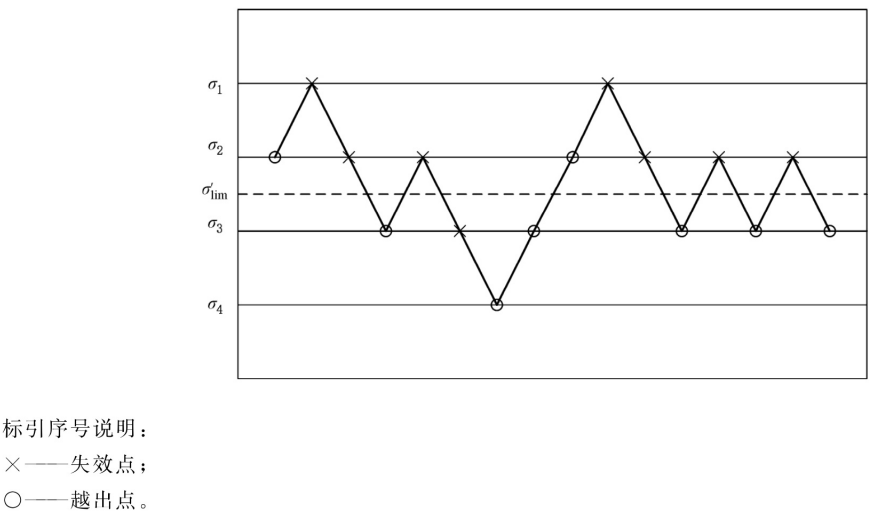
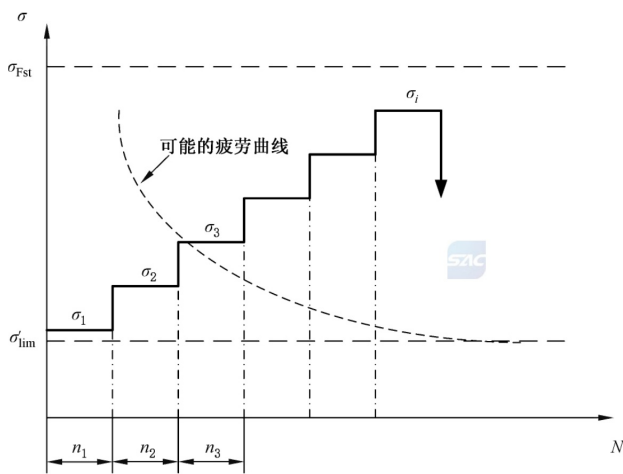


图 5 升降变载法示意

7.5 阶梯增载法

7.5.1 该法是基于 Palmgren-Miner 法则,只用 1 个失效试验点,通过阶梯增量加载的方式快速获取疲劳极限应力。该法特别适用于不同材料、不同工艺、不同齿根形貌下,试验齿轮弯曲疲劳性能的快速对比试验。当已有试验数据较多时,该法也可用于齿根弯曲疲劳极限应力 $\sigma_{F\ lim}$ 的大致测定。

7.5.2 试验时,首先预估疲劳极限应力 σ'_{lim} ,以初始应力级 $\sigma_1 \approx \sigma'_{lim}$ 为起点以阶梯增载的方式进行疲劳试验,每一应力级 σ_i 加载 n 次循环后观察损伤情况,如未达到设定的失效判据,则进入下一应力级 $\sigma_{i+1} = \sigma_i + \Delta\sigma$ 继续试验,直至失效。见图 6。应注意,在最后的应力级下,试验齿轮不应出现除弯曲疲劳外其他形式的损伤。



标引序号说明:
 σ_{Fst} ——静强度最大齿根弯曲应力;
 σ'_{lim} ——预估疲劳极限应力。

图 6 阶梯增载法示意

7.6 其他方法

本文件不排斥其他的试验方法,但该方法应符合抽样和数理统计的要求,并与试验委托方或数据使用方达成一致。例如采用正交法进行对比试验时,每个对比因素至少应有 3 个试验点。

7.7 各种试验方法的比较

对 7.2~7.5 不同的试验方法所得到的处理结果和占用的试验周期进行比较,见表 2。

表 2 各种试验方法的对比

试验方法	可得结果			对比	
	R-S-N 曲线	S-N 曲线	疲劳极限应力 $\sigma_{F\lim}$	试验周期	试验进度
常规成组法	有限寿命 ^a	有限寿命 ^a	高周疲劳寿命 ^{a,b,c}	最长	运转型:慢 脉动型:快
少点组合法	—	有限寿命 ^b	高周疲劳寿命 ^c	较短	
升降变载法	—	—	高周疲劳寿命 ^a	较长	
阶梯增载法	—	—	高周疲劳寿命 ^c	最短	
注:可综合使用常规成组法和升降变载法测定 R-S-N 曲线,其他试验方法常用于对比试验。在试验点数较少的情况下,试验结论有局限性。					
^a 任意可靠度。 ^b 可靠度 $R=50\%$ 。 ^c 仅预估。					

8 试验装备

8.1 试验机

8.1.1 运转式

8.1.1.1 要求

8.1.1.1.1 宜采用功率流封闭传动形式(如图 1 所示),并具备双向运转和加载能力。中心距范围宜选为 80 mm~160 mm,加载方式可采用可控液压加载,试验齿轮线速度宜选为 8 m/s~30 m/s(不宜大于 40 m/s),并应具有以下基本功能:

- a) 保证试验齿轮接触斑点在不同载荷级下均能满足试验要求;
- b) 有足够能力补偿齿轮、轴承、密封件等处的功率损失;
- c) 试验过程中发生异常或齿轮断齿(失载)时可自动停机;
- d) 转矩加载稳定,连续可调;
- e) 在 10%~100% 的加载范围内,转矩测量误差不大于被测转矩值的 $\pm 1\%$;
- f) 保证试验齿轮具有良好润滑条件,润滑油温度控制误差不大于 $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- g) 有循环次数记录装置,试验过程中工作应连续、可靠,最大记录误差不大于 $\pm 0.1\%$ 。

8.1.1.1.2 试验中所需润滑油应按 JB/T 8831 进行选择 and 更换。一般情况下,试验机每连续运转三个月,应进行润滑油的取样检查、清洁或更换。

8.1.1.2 校核

应定期按照试验机的技术指标进行校验,做到:

- a) 试验齿轮的使用系数 K_A 的计算见公式(4),计算值不大于 1.05 。



$$K_A = \frac{T_{1\max}}{T_1}$$

..... (4)

式中:

$T_{1\max}$ ——加载转矩最大值,单位为牛·米(N·m);

T_1 ——加载转矩平均值,单位为牛顿米(N·m)。

b) 加载系统、温度控制系统、转矩测量仪、计数器等运行精度满足设备要求。

8.1.2 脉动式

8.1.2.1 设备要求

8.1.2.1.1 主要性能与精度:

- 应具有静载荷试验和动载荷试验控制方式,在施加和卸除载荷的过程中应平稳,无冲击和振动现象;
- 应具有载荷、加载频率和循环次数的指示和记录装置;
- 在加载范围的 5%~100% 内,静载荷示值的相对误差应不大于 $\pm 1\%$,动载荷示值的相对误差应不大于 $\pm 3\%$;
- 频率计、计数器最大记录误差应不大于 0.1%。

8.1.2.1.2 使用前应做以下准备:

- 对频率计、计数器及载荷稳定度进行测试,并有标定记录;
- 定期按照 GB/T 25917.1 进行静载荷和动载荷校准。

8.1.2.2 夹具要求

夹具的设计应根据试验要求及试验齿轮参数确定(见附录 A),并满足以下要求:

- 具有足够的刚度,并能可靠地支承试验齿轮;
- 保证载荷作用在轮齿接近齿顶的有效渐开线的齿面上,并能确定载荷作用点 E 的准确位置;
- 保证施加在轮齿上的载荷作用线与试验齿轮基圆相切;
- 保证载荷沿螺旋线方向均匀分布,可通过加载头柔性化设计、支撑机构自适应设计和严格调整实现,并通过压痕观察、断痕形貌观察或加载头应变测试进行验证;
- 加载头的宽度大于试验齿轮齿宽,硬度高于试验齿轮齿面硬度。

8.2 试验齿轮

8.2.1 主要参数

8.2.1.1 用于齿轮(或齿轮材料)的基础数据试验时,宜选用圆柱齿轮,模数 $m_n = 2\text{ mm} \sim 6\text{ mm}$,精度应满足 GB/T 10095(所有部分)规定的 5 级~7 级,基本齿廓应符合 GB/T 1356 的要求。可优先选择表 3 的参数范围,参数搭配应避免在试验中出现疲劳点蚀或胶合现象。

8.2.1.2 在条件允许的情况下,试验齿轮也可按产品齿轮参数和实际运行条件进行相似设计。而在制造过程中,齿廓渐开线与齿根过渡曲线连接处不应出现磨削台阶(特别进行磨削台阶影响弯曲疲劳试验时除外);同一种试验齿轮的制造工艺应相同,保证试验齿轮性能的一致性。

表 3 基础数据测定推荐的试验齿轮参数

试验类型	试验机中心距 mm	法向模数 mm	螺旋角 (°)	齿宽 mm
运转型试验	80~120	2~4	0~30	10~30
	120~160	3~5	0~30	10~40
脉动型试验	无	2~6	0	10~40

8.2.2 技术要求

为保证试验的规范化和问题的可追溯,试验齿轮的设计和制造应形成正式技术文件,包括几何设计、强度分析、材料控制、毛坯成形、热处理、机加工、表面强化等 7 项主要内容(如有必要,可另行增加)。应根据试验目的就试验齿轮的制造过程控制进行必要的检测并记录,试验齿轮的搬运和存储也应合理规范,详见表 4。

对于脉动型试验,当试验齿轮与加载头有干涉时,允许对非加载轮齿部分去除,去除位置不超过渐开线起始圆。

表 4 关于试验齿轮的技术要求

项目	分 项	要 求
设计	几何设计 ^a	对于脉动型试验齿轮应结合夹具设计(单齿加载、双齿加载)合理确认加载位置;对于运转型试验齿轮应进行啮合分析,并就齿形基本设计参数、齿面修形方式、修形量进行评估
	强度分析 ^a	对于运转型弯曲疲劳试验,应保证试验齿轮在各个应力级上具有足够的接触疲劳强度和胶合承载能力等,避免发生除弯曲疲劳外的其他失效形式
制造	材料控制 ^b	应对材料冶炼设备、冶炼工艺进行必要记录,并就化学成分、低倍组织、工艺性能等理化指标进行检测,切割留存试样 1 件~3 件
	毛坯成形 ^b	同一批试验齿轮材料应来自同一冶炼炉号,并就原材料尺寸、锻造设备、锻造比、锻造工艺及锻后处理方法进行详细记录,锻后应针对机械性能、非金属夹杂等进行检测,切割留存试样 1 件~3 件。铸造或轧制毛坯类同
	热处理 ^b	合理制定预备热处理与最终热处理制度,记录设备型号、控制精度及介质类别等,全部试件应尽可能同炉处理,留存 1 件~3 件试样
	机加工 ^b	记录加工设备型号、刀具与工艺参数等,每道加工工序完成后应进行几何及精度检测。
	强化处理 ^b	采用抛丸、喷丸或其他齿根强化处理的试验齿轮,应详细记录加工设备型号、控制精度、工艺参数等,并就强化工艺实施后的相关指标进行检测
检测	几何精度 ^a	成品试验齿轮应进行几何精度检测,其中齿部精度等级按 GB/T 10095(所有部分)应为 5 级~7 级
	内在质量 ^a	对于成品试验齿轮,应沿与齿根过渡曲线 30°切线垂直方向进行表层硬度梯度与心部硬度检测,并制备金相试样,对马氏体、碳化物、残留奥氏体及心部组织等进行检测
	残余应力 ^a	对于成品试验齿轮,应沿与齿根过渡曲线 30°切线垂直方向进行残余应力检测
	齿根形状 ^a	对于成品试验齿轮,应完整测量齿根过渡曲线几何形状
	齿根粗糙度 ^a	对于成品试验齿轮,应检测齿根过渡曲线 30°切线附近沿齿廓方向和沿螺旋线方向的表面粗糙度
储运	搬运 ^b	搬运过程中应轻拿轻落,不应磕碰,尤其齿廓部分不应有损伤
	存储 ^b	应编号涂油存放,避免发生锈蚀等损伤
^a 重点控制性项目。 ^b 一般控制性项目。		



9 失效判据

试验中若出现下列情况之一时,应判定轮齿因弯曲疲劳而失效:

- a) 轮齿齿根出现可见疲劳裂纹或轮齿沿齿根断齿；
- b) 对于脉动型试验，因齿根出现疲劳裂纹而引起载荷值或加载频率下降了 5%~10%（失载）。

10 试验程序

10.1 准备

- 10.1.1 确定试验目的，根据试验齿轮制造与检验技术文件制定试验方案，选取试验类型和确定试验方法。
- 10.1.2 清洗试验齿轮后目测检查，齿根过渡曲线不得有加工刀痕或其他形式的损伤，然后应对试验齿轮及其轮齿进行编号。
- 10.1.3 对试验机进行校核。
- 10.1.4 按试验机和夹具要求安装试验齿轮。

10.2 预备试验

- 10.2.1 进行空载/小载荷试运行，观察运行情况，检查接触斑点或压痕，保证螺旋线方向受载均匀。
- 10.2.2 对于运转型试验，以低于预估弯曲疲劳极限应力 50% 的载荷值进行一定次数的跑合试验。
- 10.2.3 根据第 7 章要求，划分试验应力级，对每个应力级进行 1 个或 2 个试验点的验证试验，以判定应力级设置的合理性。

10.3 正式试验

- 10.3.1 应按预备试验确定的应力级开始正式试验。
- 10.3.2 试验中应关注试验机的运转情况，并对润滑油的质量、流量、油温进行监测。对于试验中无法变载的运转式试验机，应监控载荷变化，依据掉载程度随时停机，调整和恢复载荷，做好详细记录。
- 10.3.3 试验中应根据试验齿轮的应力大小确定检查时间间隔，观察齿根的损伤情况。时间间隔随试验过程逐步减小。在试验期间：
 - 对于运转型试验：当出现轻微点蚀、正常磨损、轻微胶合等现象，应仔细记录这些变化，评估其对弯曲疲劳试验的影响，并改善润滑及运转条件，消除或减缓非弯曲疲劳损伤的发展；当出现中等或严重磨损、胶合或点蚀时，应判为非弯曲疲劳失效，该数据不应作为试验点。
 - 对于脉动型试验：应注意加载压头塑性变形或微动磨损对载荷施加的影响，及时更换压头。
- 10.3.4 准确记录试验循环次数，保留试验齿轮及断齿残片，以备进行失效分析。

10.4 试验点的补充与剔除

10.4.1 补充

- 10.4.1.1 使用常规成组法时，同一应力级的试验点做完后应进行分布检验。如果分布函数的线性相关系数不能满足最小值要求（见 11.1.3），应补充试验点。对于正态分布，可采用 t 分布理论确定最少有效试验点数。
- 10.4.1.2 使用升降变载法时，应针对试验点数及时进行数据稳定性检验。最后连续 4 个试验点的稳定误差宜小于 0.5%。若稳定误差不能满足要求，应补充试验点。
- 10.4.1.3 使用其他试验方法时，应结合试验点的统计学分析，判断试验结果是否具有足够的支撑。

10.4.2 剔除

- 10.4.2.1 当某一试验点的循环次数可疑时，可采用统计学中对可疑数据的处理方法来决定取舍。对于

正态分布,宜采用肖维涅准则、格拉布斯法等。

10.4.2.2 当某一试验点的循环次数按照 10.4.2.1 选定方法被判定为过大数据时,应进一步分析该试验点的加载是否有误。如果是,应剔除该试验点。

10.4.2.3 当某一试验点的循环次数按照 10.4.2.1 选定方法被判定为过小数据时,应检查试验齿轮是否由于制造缺陷导致失效(例如磨齿后产生了表面微裂纹),并检查试验机载荷、振动是否超限。如果有一点是,应剔除该试验点。

10.5 失效分析

试验目的有要求时应进行失效分析。

结合齿根断口形貌,借助光谱仪、光学/金相显微镜、扫描/透射电镜等检测设备,推断齿轮试件失效的原因。

11 试验数据的统计处理

11.1 常规成组法和少点组合法

11.1.1 给定应力级下寿命的概率分布

11.1.1.1 在某一给定应力级下做 n 个试验点,得到的寿命值(循环次数) N_L 按递增顺序排列见公式(5)或公式(6):

a) 无越出点时:

$$N_{L1} \leq N_{L2} \leq \cdots \leq N_{Ln-1} \leq N_{Ln} \quad \cdots \cdots (5)$$

b) 有越出点且失效试验点数为 r 时:

$$N_{L1} \leq N_{L2} \leq \cdots \leq N_{Lr-1} \leq N_{Lr} \quad \cdots \cdots (6)$$

11.1.1.2 对于某一寿命值 N_{Li} 的寿命经验分布函数的表达见公式(7)或公式(8):

$$P(N_{Li}) = \frac{i}{n+1} \quad \cdots \cdots (7)$$

或

$$P(N_{Li}) = \frac{i-0.3}{n+0.4} \quad \cdots \cdots (8)$$

式中:

n —— 试验点总数;

i —— 试验点序号。当没有越出点时, $i=1,2,\cdots,n$; 当有越出点时, $i=1,2,\cdots,r$ 。

11.1.2 寿命分布函数假设

一般采用正态分布、对数正态分布或三参数威布尔分布进行分布检验,确定分布函数。三种分布函数的表达见公式(9)~公式(11):

正态分布

$$P(N_L) = \Phi\left(\frac{N_L - \mu_N}{\sigma_N}\right) \quad \cdots \cdots (9)$$

对数正态分布

$$P(N_L) = \Phi\left(\frac{\ln N_L - \mu_{\ln N}}{\sigma_{\ln N}}\right) \quad \cdots \cdots (10)$$

三参数威布尔分布

$$P(N_L) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{N_L - \gamma}{\eta} \right)^\beta \right] \quad \dots\dots\dots (11)$$

公式(9)~公式(11)中:

- N_L ——齿根应力循环次数;
 μ_N ——正态分布函数母体平均值;
 σ_N ——正态分布函数母体标准差;
 $\mu_{\ln N}$ ——对数正态分布函数母体对数平均值;
 $\sigma_{\ln N}$ ——对数正态分布函数母体对数标准差;
 β ——威布尔分布函数的形状参数;
 η ——威布尔分布函数的尺度参数;
 γ ——威布尔分布函数的位置参数,当 $\gamma=0$ 时,公式(11)简化为两参数威布尔分布函数。

11.1.3 寿命分布函数拟合与优度检验

11.1.3.1 宜采用最小二乘法进行寿命分布的拟合与优度检验,具体步骤为:

- a) 采用公式(7)或公式(8)计算 $P(N_{Li})$;
b) 当按照正态分布拟合时,应按照公式(12)计算:

$$\Phi^{-1}[P(N_L)] = \frac{1}{\sigma_N}(N_L - \mu_N) \quad \dots\dots\dots (12)$$

当按照对数正态分布拟合时,应按照公式(13)计算:

$$\Phi^{-1}[P(N_L)] = \frac{1}{\sigma_{\ln N}}(\ln N_L - \mu_{\ln N}) \quad \dots\dots\dots (13)$$

当按照威布尔分布拟合时,应按照公式(14)计算:

$$\ln \ln \frac{1}{1 - P(N_L)} = \beta [\ln(N_L - \gamma) - \ln \eta] \quad \dots\dots\dots (14)$$

11.1.3.2 分布函数的线性相关系数应满足线性相关系数临界值的要求。当线性相关系数最小值同时满足两种以上分布时,应优先选用线性相关系数绝对值较大的分布。

11.1.3.3 不同可靠度下 R - S - N 曲线的各应力级应选取同一类型的分布。

11.1.4 R - S - N 曲线参数的确定

方法如下:

- a) 按确定的寿命分布函数计算不同可靠度 R 下的可靠寿命 $N_{L,R}$:
——对于正态分布,计算见公式(15):

$$N_{L,R} = \mu_N + \sigma_N \Phi^{-1}(1 - R) \quad \dots\dots\dots (15)$$

——对于对数正态分布,计算见公式(16):

$$N_{L,R} = \exp[\mu_{\ln N} + \sigma_{\ln N} \Phi^{-1}(1 - R)] \quad \dots\dots\dots (16)$$

——对于三参数威布尔分布,计算见公式(17):

$$N_{L,R} = \eta \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{\frac{1}{\beta}} + \gamma \quad \dots\dots\dots (17)$$

- b) 拟合 S - N 曲线,宜按照公式(18)计算:

$$\sigma_F^m \cdot N_{L,R} = C \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中:

- m —— S - N 曲线方程的指数;
 C —— S - N 曲线方程的常数。

- c) 以各应力级相同可靠度的“应力-循环次数”作为子样,用最小二乘法拟合,可以得到一系列不同可靠度的 R - S - N 曲线。

11.1.5 C-R-S-N 曲线参数的确定

当要求建立 C - R - S - N 曲线时,方法见附录 B。

11.1.6 S-N 曲线斜率的修正

11.1.6.1 按公式(1)或公式(2)计算 σ_F 时,由于某些参数对静强度和疲劳强度有不同影响,故应修正 S - N 曲线的斜率。

11.1.6.2 修正后的 S - N 曲线方程参数的计算见公式(19)~公式(22):

$$m' = \left| \frac{\ln N_j - \ln N_0}{\ln \sigma_{Fj} - \ln \sigma_{F0}} \right| \quad \dots\dots\dots (19)$$

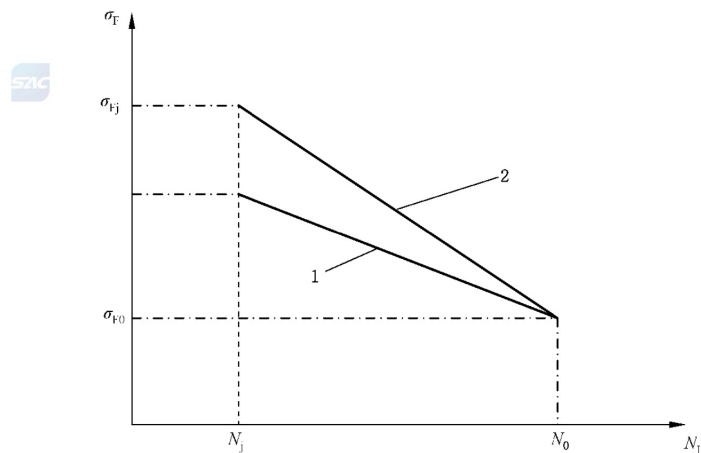
$$C' = \sigma_{F0}^{m'} N_0 \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$\sigma_{Fj} = \left(\frac{C}{N_j} \right)^{1/m} \cdot \frac{Y_{\delta \text{ rel T}} \cdot Y_{R \text{ rel T}} \cdot Y_X}{Y_{\delta \text{ rel Tj}}} \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$\sigma_{F0} = \left(\frac{C}{N_0} \right)^{1/m} \quad \dots\dots\dots (22)$$

公式(19)~公式(22)中:

N_j 、 σ_{Fj} 、 $Y_{\delta \text{ rel Tj}}$ 的下标 j 表示静强度时的值,见图 7。



标引序号说明:

- N_L —— 加载循环次数;
 σ_F —— 应力值,单位为牛顿每平方米(N/mm^2);
 N_j —— 齿根弯曲疲劳区上临界点的循环次数;
 N_0 —— 齿根应力循环基数;
 1 —— 未修正的 S - N 曲线, $\sigma_F^m \cdot N_L = C$;
 2 —— 修正后的 S - N 曲线, $\sigma_F^{m'} \cdot N_L = C'$ 。

图 7 S-N 曲线斜率的修正

11.1.7 算例

见附录 C。

11.2 升降变载法

11.2.1 根据 7.4 得到不同应力级下“越出”和“失效”试验点分布后,以总点数较少原则选择“越出”或“失效”作为“分析事件”进行统计分析。

11.2.2 将应力级按升序排序,见公式(23):

$$\sigma_0 \leq \sigma_1 \leq \cdots \leq \sigma_l \quad \text{.....(23)}$$

式中:

l ——应力级数。

11.2.3 应力平均值和标准偏差的估计值的计算见公式(24)~公式(29):

——平均值

$$\mu_\sigma = \sigma_0 + \Delta\sigma \left(\frac{A}{N} \pm \frac{1}{2} \right) \quad \text{.....(24)}$$

式中,分析事件选“失效”时取“—”,选“越出”时取“+”。

——标准偏差

$$\text{当 } \frac{NB - A^2}{N^2} \geq 0.3 \text{ 时, } s_\sigma = 1.62\Delta\sigma \left(\frac{NB - A^2}{N^2} + 0.029 \right) \quad \text{.....(25)}$$

$$\text{当 } \frac{NB - A^2}{N^2} < 0.3 \text{ 时, } s_\sigma = 0.53\Delta\sigma \quad \text{.....(26)}$$

公式(24)~公式(26)中:

$\Delta\sigma$ ——应力增量;

$$A = \sum_{i=0}^l i f_i \quad \text{.....(27)}$$

$$B = \sum_{i=0}^l i^2 f_i \quad \text{.....(28)}$$

$$N = \sum_{i=0}^l f_i \quad \text{.....(29)}$$

公式(27)~公式(29)中:

f_i ——各应力级在分析事件中出现的次数。

11.2.4 可靠度为 R 下的疲劳极限应力 σ_R 的计算见公式(30):

$$\sigma_R = \mu_\sigma + \Phi^{-1}(1 - R) s_\sigma \quad \text{.....(30)}$$

11.2.5 考虑置信度的疲劳极限应力 $\sigma_{R,C}$ 的计算见 B.2。

11.2.6 完整算例见附录 D。

11.3 阶梯增载法

该法适用于疲劳极限应力的快速测定(算例见附录 E)。过程如下:

a) 记录试验中的应力级 σ_i 和对应的循环次数 n_i ;

b) 选取 J 条($J \geq 3$)可参考的 S-N 曲线方程见公式(31):

$$\sigma_{\lim j}^m \cdot N_0 = C_j \quad (j = 1, 2, \cdots, J) \quad \text{.....(31)}$$

式中:

$\sigma_{\lim j}$ ——第 j 条可参考的 S-N 曲线的疲劳极限应力;

C_j ——第 j 条可参考的 S-N 曲线方程的常数。

其中一条参考的 S-N 曲线应选取与试验齿轮材料、工艺相同或相近的曲线,其余参考的 S-N 曲线可由该曲线平移变换得到;

- c) 将应力级 σ_i 分别代入 J 条参考 $S-N$ 曲线方程中,求解对应的寿命 N_{ij} ;
- d) 根据循环次数 n_i 求出对应应力级 σ_i 的 n_i/N_{ij} 值及参考 $S-N$ 曲线的 $\sum(n_i/N_{ij})$ 值;
- e) 拟合 $\sum(n/N)-\sigma_{\text{lim}}$ 曲线方程,求解 $\sum(n/N)=1$ 时的 σ_{lim} 值。该值即为疲劳极限应力。

12 试验报告

应包括以下内容:

- a) 试验目的及要求;
- b) 试验方法;
- c) 试验条件及试验齿轮;
- d) 试验数据及处理结果;
- e) 损伤分析;
- f) 试验单位、报告人、审核人、日期。

附录 A
(资料性)
试验夹具设计

A.1 夹具要求

齿轮弯曲脉动试验分为单齿加载和双齿加载两种形式。因能量相对集中,宜采用单齿加载形式。无论哪种形式,夹具设计时都应符合 8.1.2.2 的规定。

A.2 载荷作用点 E 的位置计算

A.2.1 单齿加载

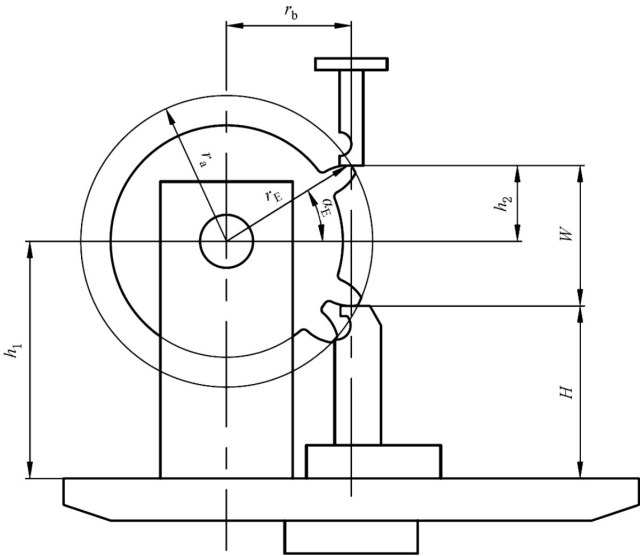
A.2.1.1 载荷作用点 E 的位置应靠近齿顶在有效渐开线齿面上,如图 A.1 和图 A.2。安装计算前,应先得到 E 点的所在圆的半径 r_E 和压力角 α_E 。

A.2.1.2 如果将试验齿轮的轮齿支撑在夹具上(如图 A.1),支撑齿的支撑点高度 H 的计算见公式(A.1):

$$H = h_1 + h_2 - W = h_1 + r_E \cdot \sin\alpha_E - W \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

- h_1 ——试验齿轮中心线高度,单位为毫米(mm);
- h_2 ——载荷作用点 E 到试验齿轮中心的垂直高度,单位为毫米(mm);
- W——过载荷作用点 E 的公法线长度,单位为毫米(mm);
- r_E ——载荷作用点 E 的圆半径,单位为毫米(mm);
- α_E ——载荷作用点 E 处的压力角,单位为度(°)或弧度(rad)。



标引序号说明:

- r_a ——试验齿轮齿顶圆半径,单位为毫米(mm);
- r_b ——试验齿轮基圆半径,单位为毫米(mm)。

图 A.1 依靠试验齿轮轮齿支撑的加载夹具示意

A.2.1.3 如果将试验齿轮的整体夹紧在夹具上(如图 A.2),受压齿的受力点高度 H 的计算见公式(A.2):

$$H = h_1 + h_2 = h_1 + r_E \cdot \sin \alpha_E \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

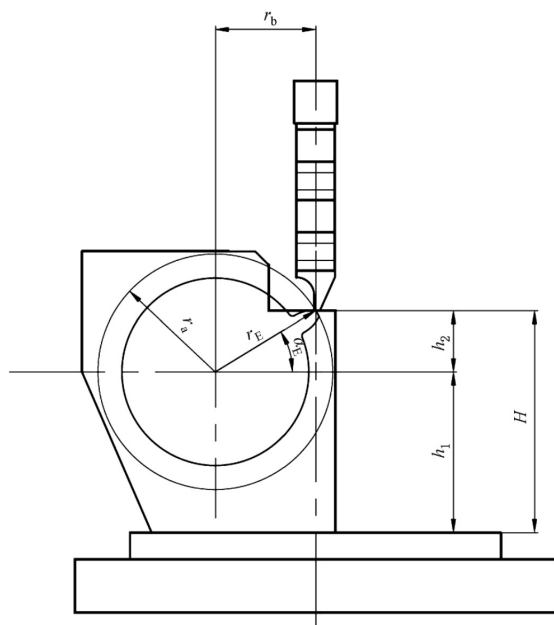


图 A.2 将试验齿轮夹紧固定的加载夹具示意

A.2.2 双齿加载

对于双齿加载形式,一旦齿轮几何参数确定,载荷作用点 E 点就是确定的,其计算过程见公式(A.3)~公式(A.5):

a) 跨齿数 k_z

$$k_z \approx \frac{z}{2\pi} \left[\pi - 2 \tan \alpha_a - \frac{1}{z} (\pi - 4x \tan \alpha) + 2 \operatorname{inv} \alpha \right] + 0.5 \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

式中:

k_z ——跨齿数,按四舍五入取整;

z ——试验齿轮齿数;

α_a ——齿顶压力角,单位为度($^\circ$)或弧度(rad);

x ——试验齿轮的变位系数;

α ——分度圆压力角,单位为度($^\circ$)或弧度(rad)。

b) E 点处的压力角 α_E

$$\tan \alpha_E = \frac{\pi}{2z} (z - 2k_z - 1) + \frac{2x \tan \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

c) E 点的所在圆半径 r_E

$$r_E = \frac{r_b}{\cos \alpha_E} \quad \dots\dots\dots (A.5)$$

式中:

r_b ——试验齿轮基圆半径,单位为毫米(mm)。

附录 B

(资料性)

考虑置信度的统计处理方法

B.1 常规成组法下 C-R-S-N 曲线参数的确定

B.1.1 释义

C-R-S-N 曲线是考虑置信度下的 R-S-N 曲线,即“置信度-可靠度-应力-循环次数”曲线。

B.1.2 可靠寿命置信下限的计算

不同分布形式的计算如下:

a) 对于正态分布,考虑置信度 $C(C \geq 50\%)$,可靠寿命的单侧置信下限的计算见公式(B.1):

$$N_{L,R,C} = \mu_N + k_{R,C} \sigma_N \quad \dots\dots\dots (B.1)$$

式中:

μ_N ——正态分布函数母体平均值;

$k_{R,C}$ ——正态分布单侧容限系数,其值与试验点数量 n 、置信度 C 及可靠度 R 有关,见 GB/T 4885—2009 附录 A;

σ_N ——正态分布函数母体标准差。

b) 对于对数正态分布,可靠寿命的单侧置信下限的计算见公式(B.2):

$$N_{L,R,C} = \exp[\mu_{\ln N} + k_{R,C} \sigma_{\ln N}] \quad \dots\dots\dots (B.2)$$

式中:

$\mu_{\ln N}$ ——对数正态分布函数母体对数平均值;

$\sigma_{\ln N}$ ——对数正态分布函数母体对数标准差。

c) 对于威布尔分布, $P_1(N_L)$ 为失效概率 $P(N_L)$ 在置信度为 C 时的单侧置信下限,见公式(B.3):

$$P_1(N_{Li}) = \frac{i/(n-i+1)}{i/(n-i+1) + F_{1-C, 2(n-i+1), 2i}} \quad \dots\dots\dots (B.3)$$

式中:

$F_{1-C, 2(n-i+1), 2i}$ ——自由度为 $2(n-i+1)$ 和 $2i$ 时 F 分布的值,且

$P_1[F_{2(n-i+1), 2i} > F_{1-C, 2(n-i+1), 2i}] > 1-C$ 。

根据 11.1.2~11.1.4 进行寿命分布函数假设、拟合及可靠寿命计算。

B.1.3 C-R-S-N 曲线拟合

B.1.3.1 宜采用以下公式拟合 S-N 曲线,见公式(B.4):

$$\sigma_F^m \cdot N_{L,R,C} = C \quad \dots\dots\dots (B.4)$$

式中:

m —— S-N 曲线方程的指数;

C —— S-N 曲线方程的常数。

B.1.3.2 以各应力级相同可靠度和置信度的“应力-循环次数”作为子样,采用最小二乘法拟合,得到一系列不同置信度和可靠度的 C-R-S-N 曲线。

B.2 采用升降变载法确定疲劳极限应力

置信度为 C 、可靠度为 R 下的疲劳极限应力单侧置信下限的计算见公式(B.5):

$$\sigma_{R,C} = \mu_{\sigma} + k_{R,C} s_{\sigma} \quad \dots\dots\dots (B.5)$$

式中:

μ_{σ} ——应力平均值;

s_{σ} ——应力标准偏差。



附录 C
(资料性)
常规成组法数据处理的算例

C.1 试验数据

对某种齿轮以单齿加载形式进行了弯曲脉动试验,按照应力级递增把试验获得寿命数据排列,见表 C.1。

表 C.1 齿轮弯曲疲劳试验数据

单位为次

序号	寿命(循环次数)			
	应力级 I 652.33 N/mm ²	应力级 II 679.09 N/mm ²	应力级 III 732.75 N/mm ²	应力级 IV 813.63 N/mm ²
1	143 659	47 630	27 421	12 880
2	186 372	49 320	28 017	13 095
3	193 938	63 708	40 906	16 292
4	229 256	73 553	42 190	16 773
5	295 289	99 351	45 329	21 185
6	334 698	124 675	60 413	31 433
7	384 912	144 093	82 444	32 136
8	477 203	195 170	101 566	33 699
9	564 465	195 520	103 611	47 206
10	741 564	363 741	149 076	66 240

C.2 数据点计算

C.2.1 按公式(8)计算累积失效概率,按公式(12)、公式(13)和公式(14)分别计算各个应力级的正态分布、对数正态分布和三参数威布尔分布拟合公式所需的数据,利用极大似然法或相关系数优化法确定三参数威布尔分布的位置参数 γ ,见表 C.2。

表 C.2 各个应力级下拟合公式数据点计算

应力级	序号	N_L	$P(N_L)$	$\Phi^{-1}[P(N_L)]$	$\ln N_L$	$\ln \ln \frac{1}{1-P(N_L)}$	γ	$\ln(N_L - \gamma)$
I	1	143 659	0.067 3	-1.496 1	11.875 2	-2.663 8	121 341	10.013 1
	2	186 372	0.163 5	-0.980 3	12.135 5	-1.723 3		11.082 6
	3	193 938	0.259 6	-0.644 5	12.175 3	-1.202 0		11.192 7

表 C.2 各个应力级下拟合公式数据点计算 (续)

应力级	序号	N_L	$P(N_L)$	$\Phi^{-1}[P(N_L)]$	$\ln N_L$	$\ln \ln \frac{1}{1-P(N_L)}$	γ	$\ln(N_L - \gamma)$
I	4	229 256	0.355 8	-0.369 8	12.342 6	-0.821 7	44 331	11.589 1
	5	295 289	0.451 9	-0.120 8	12.595 7	-0.508 6		12.066 5
	6	334 698	0.548 1	0.120 8	12.721 0	-0.230 4		12.270 7
	7	384 912	0.644 2	0.369 8	12.860 8	0.032 9		12.482 1
	8	477 203	0.740 4	0.644 5	13.075 7	0.299 0		12.782 3
	9	564 465	0.836 5	0.980 3	13.243 6	0.594 0		13.001 6
	10	741 564	0.932 7	1.496 1	13.516 5	0.992 7		13.337 8
II	1	47 630	0.067 3	-1.496 1	10.771 2	-2.663 8	44 331	8.101 4
	2	49 320	0.163 5	-0.980 3	10.806 1	-1.723 3		8.515 0
	3	63 708	0.259 6	-0.644 5	11.062 1	-1.202 0		9.871 8
	4	73 553	0.355 8	-0.369 8	11.205 8	-0.821 7		10.282 7
	5	99 351	0.451 9	-0.120 8	11.506 4	-0.508 6		10.915 5
	6	124 675	0.548 1	0.120 8	11.733 5	-0.230 4		11.294 1
	7	144 093	0.644 2	0.369 8	11.878 2	0.032 9		11.510 5
	8	195 170	0.740 4	0.644 5	12.181 6	0.299 0		11.924 0
	9	195 520	0.836 5	0.980 3	12.183 4	0.594 0		11.926 3
	10	363 741	0.932 7	1.496 1	12.804 2	0.992 7		12.674 2
III	1	27 421	0.067 3	-1.496 1	10.219 1	-2.663 8	23 590	8.250 9
	2	28 017	0.163 5	-0.980 3	10.240 6	-1.723 3		8.395 5
	3	40 906	0.259 6	-0.644 5	10.619 0	-1.202 0		9.759 4
	4	42 190	0.355 8	-0.369 8	10.649 9	-0.821 7		9.830 9
	5	45 329	0.451 9	-0.120 8	10.721 7	-0.508 6		9.986 9
	6	60 413	0.548 1	0.120 8	11.009 0	-0.230 4		10.513 9
	7	82 444	0.644 2	0.369 8	11.319 9	0.032 9		10.982 8
	8	101 566	0.740 4	0.644 5	11.528 5	0.299 0		11.264 2
	9	103 611	0.836 5	0.980 3	11.548 4	0.594 0		11.290 0
	10	149 076	0.932 7	1.496 1	11.912 2	0.992 7		11.739 9
IV	1	12 880	0.067 3	-1.496 1	9.463 4	-2.663 8	12 193	6.532 3
	2	13 095	0.163 5	-0.980 3	9.480 0	-1.723 3		6.804 6
	3	16 292	0.259 6	-0.644 5	9.698 4	-1.202 0		8.318 5
	4	16 773	0.355 8	-0.369 8	9.727 5	-0.821 7		8.429 5
	5	21 185	0.451 9	-0.120 8	9.961 0	-0.508 6		9.104 1
	6	31 433	0.548 1	0.120 8	10.355 6	-0.230 4		9.864 7
	7	32 136	0.644 2	0.369 8	10.377 7	0.032 9		9.900 6
	8	33 699	0.740 4	0.644 5	10.425 2	0.299 0		9.976 1
	9	47 206	0.836 5	0.980 3	10.762 3	0.594 0		10.463 5
	10	66 240	0.932 7	1.496 1	11.101 0	0.992 7		10.897 6

C.2.2 采用最小二乘法对表 C.2 中的相关数据点按线性模型 $Y = A + BX$ 进行常数项 A 、 B 和线性相关系数 r 值的计算,结果见表 C.3。相关系数临界值 可通过计算或查表得出,见参考文献[7]。

表 C.3 拟合公式的常数项和线性相关系数表

应力等级		I	II	III	IV
正态分布	B	$4.604\ 5 \times 10^{-6}$	$8.600\ 7 \times 10^{-6}$	$2.167\ 1 \times 10^{-5}$	$4.976\ 0 \times 10^{-5}$
	A	-1.635 2	-1.166 9	-1.475 7	-1.447 7
	r	0.960 8	0.913 1	0.947 3	0.931 7
对数正态分布	B	1.716 8	1.349 8	1.540 3	1.602 5
	A	-21.724 9	-15.675 2	-16.907 6	-16.241 8
	r	0.993 3	0.982 7	0.978 7	0.974 5
二参数威布尔分布	B	2.043 9	1.592 2	1.826 0	1.882 1
	A	-26.387 6	-19.013 7	-20.566 6	-19.598 5
	r	0.970 3	0.951 1	0.951 9	0.939 0
三参数威布尔分布	B	1.090 3	0.730 9	0.911 5	0.732 6
	A	-13.586 9	-8.344 8	-9.821 6	-7.137 9
	r	0.995 1	0.985 5	0.976 2	0.978 3
线性相关系数临界值 (置信度 95%)	r_a	0.631 9	0.631 9	0.631 9	0.631 9

C.2.3 从表 C.3 可知,正态分布、对数正态分布、二参数威布尔分布和三参数威布尔分布的线性相关系数均满足置信度为 95% 时的相关系数临界值,且三参数威布尔分布的相关系数绝对值总体优于其他三种相关系数绝对值,因此三参数威布尔分布函数是本组试验数据的最优寿命分布函数,故应采用三参数威布尔分布函数确定 $R-S-N$ 或 $C-R-S-N$ 曲线。

C.2.4 根据表 C.3 中三参数威布尔分布的线性模型参数 A 和 B 值进行形状参数和尺度参数的计算,结果见表 C.4。

表 C.4 三参数威布尔分布特征参数表

	应力级 I	应力级 II	应力级 III	应力级 IV
形状参数 β	1.090 3	0.730 9	0.911 5	0.732 6
尺度参数 η	258 241	90 877	47 827	17 038
位置参数 γ	121 341	44 331	23 590	12 193

C.3 寿命计算

C.3.1 按公式(17)计算三参数威布尔分布的可靠寿命,见表 C.5。



表 C.5 三参数威布尔分布不同可靠度下的定应力寿命

单位为次

可靠度	应力级 I	应力级 II	应力级 III	应力级 IV
$R=0.50$	305 857	99 370	55 582	22 524
$R=0.90$	154 124	48 512	27 640	12 983
$R=0.95$	138 281	45 893	25 429	12 489
$R=0.99$	125 140	44 499	23 897	12 225

C.3.2 分别考虑 90% 和 95% 置信度,按公式(B.3)计算失效概率的单侧置信下限,重复 C.2 步骤,再计算此时寿命,见表 C.6。

表 C.6 90% 和 95% 置信度下三参数威布尔分布不同可靠度下的定应力寿命

单位为次

置信度	可靠度	应力级 I	应力级 II	应力级 III	应力级 IV
$C=90\%$	$R=0.50$	225 551	70 779	40 323	17 122
	$R=0.90$	117 507	38 948	21 234	11 171
	$R=0.95$	105 509	36 831	19 489	10 778
	$R=0.99$	95 136	35 516	18 164	10 535
$C=95\%$	$R=0.50$	207 861	64 740	36 970	16 005
	$R=0.90$	104 184	35 172	18 868	10 397
	$R=0.95$	91 952	33 034	17 095	9 987
	$R=0.99$	80 929	31 635	15 685	9 717

C.4 C-R-S-N 曲线拟合

C.4.1 将公式(B.4)两边取对数,可以写为公式(C.1)

$$m \log \sigma_F + \log N_{L,R,C} = \log C \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

令 $Y = \log \sigma_F$, $X = \log N_{L,R,C}$, $B = -\frac{1}{m}$, $A = \frac{\log C}{m}$, 则公式(C.1)在双对数坐标系下视为线性模型 $Y = A + BX$ 。采用最小二乘法将置信度和可靠度相同的各应力级上的点进行直线拟合,可得到C-R-S-N方程,并验证相关系数 r 。

C.4.2 表 C.7 列出了 90% 和 95% 置信度下三参数威布尔分布 C-R-S-N 方程参数拟合结果。

表 C.7 90% 和 95% 置信度下三参数威布尔分布 C-R-S-N 方程参数拟合结果

置信度	可靠度	$m \lg \sigma_F + \lg N_{L,R,C} = \lg C$		相关系数 r	$\sigma_F^m \cdot N_{L,R,C} = C$	
		系数 A	系数 B		常数 m	常数 C
$C=90\%$	$R=0.50$	7.517 4	−0.086 0	0.956 2	11.629 9	$9.313\ 9 \times 10^{37}$
	$R=0.90$	7.526 7	−0.091 7	0.944 2	10.907 7	$4.519\ 7 \times 10^{35}$
	$R=0.95$	7.544 9	−0.094 1	0.944 6	10.630 3	$6.798\ 1 \times 10^{34}$
	$R=0.99$	7.569 9	−0.097 0	0.946 3	10.304 2	$7.509\ 7 \times 10^{33}$
$C=95\%$	$R=0.50$	7.513 0	−0.086 2	0.954 1	11.598 8	$7.000\ 4 \times 10^{37}$
	$R=0.90$	7.530 1	−0.092 9	0.941 6	10.760 8	$1.553\ 0 \times 10^{35}$
	$R=0.95$	7.551 6	−0.095 8	0.941 8	10.440 3	$1.739\ 8 \times 10^{34}$
	$R=0.99$	7.583 0	−0.099 6	0.943 5	10.044 7	$1.201\ 6 \times 10^{33}$

C.4.3 图 C.1 显示了在单对数坐标系下,95% 置信度下的三参数威布尔分布 C-R-S-N 曲线。

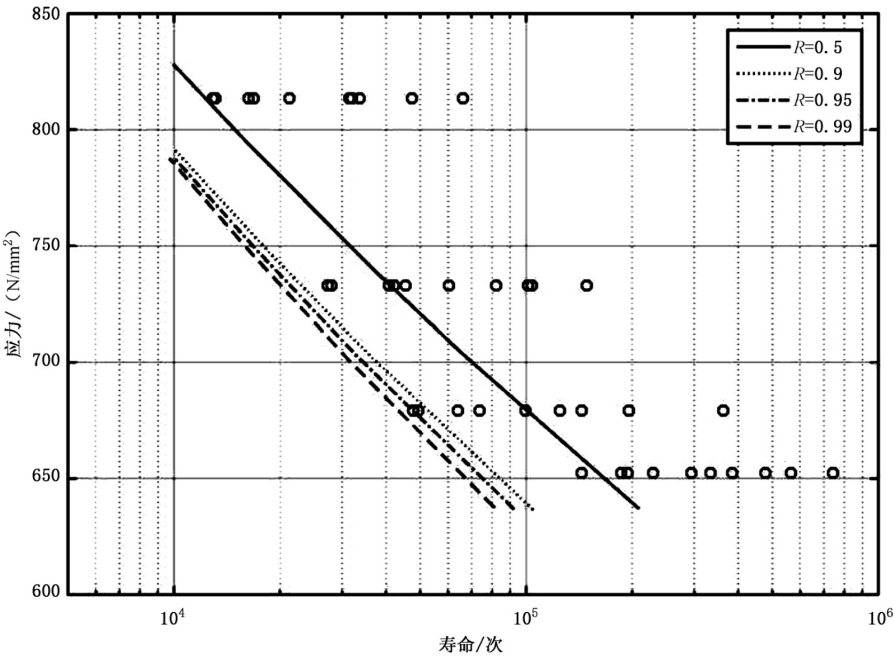


图 C.1 95% 置信度的三参数威布尔分布 C-R-S-N 曲线



附 录 D

(资料性)

升降变载法数据处理的算例

D.1 试验数据统计

针对某种齿轮,本试验选取了 4 个应力级进行升降变载法试验,应力级增量 $\Delta\sigma=20\text{ N/mm}^2$ 。将应力级按升序排列,试验后获得数据并统计失效和未失效的次数,见表 D.1。

表 D.1 升降法试验数据

σ_i MPa	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	次数	
																					F	N
520		F		F		F															3	0
500	N		N		N		F		F						F		F				4	3
480								N		F		F		N		N		F		N	3	4
460											N		N						N		0	3
总 计																					10	10
注: F 代表“失效”,N 代表“越出”。																						

D.2 试验数据处理

D.2.1 将“失效”作为分析事件,计算过程见表 D.2。

表 D.2 求应力平均值与标准偏差的过程参数计算

应力 N/mm^2	应力等级 i	分析事件数 f_i	if_i	$i^2 f_i$
520	2	3	6	12
500	1	4	4	4
480	0	3	0	0
过程参数计算		$N=10$	$A=10$	$B=16$
		$\frac{NB-A^2}{N^2}=0.6>0.3$		

D.2.2 按公式(24)和公式(25)计算应力平均值估计值 $\mu_\sigma=490\text{ N/mm}^2$,标准偏差 $s_\sigma=20.38\text{ N/mm}^2$ 。

D.3 疲劳极限计算

按公式(B.5)可靠度为 0.99、计算置信度为 95% 下的疲劳极限置信下限,查 GB/T 4885—2009 附录 A 可知 $k_{0.99,95\%}=3.981$,可得疲劳极限置信下限值为 $\sigma_{0.99,95\%}=408.868\text{ N/mm}^2$ 。



附 录 E
(资料性)
阶梯增载法数据处理的算例

E.1 试验与数据记录

预估某球墨铸铁齿轮的弯曲疲劳极限应力约为 265 N/mm²,按照表 E.1 的应力级进行阶梯增载试验,其中最低应力级宜取预估疲劳极限应力的近似值,最高应力级应不大于 2 倍的预估弯曲疲劳极限应力,每个应力级取相同的循环次数。

表 E.1 试验数据记录

弯曲应力 σ_{Fi} N/mm ²	设定循环次数 n_i 次
256.52	3×10^4
278.47	
300.32	
322.59	
345.59	
368.80	
391.42	
414.75	
438.03	
461.18	

E.2 选取参考 S-N 曲线

E.2.1 设主要参考曲线方程为：

$$\sigma^{8.237\ 26} \cdot N = 9.148\ 5 \times 10^{26}$$

其疲劳极限应力 $\sigma_{F\ lim} = 288.30\ \text{N/mm}^2 (N_L = 5 \times 10^6)$ 。

E.2.2 设另外两条参考曲线分别为：

$$\sigma^{8.237\ 26} \cdot N = 2.667\ 8 \times 10^{27}$$

$$\sigma^{8.237\ 26} \cdot N = 2.673\ 1 \times 10^{26}$$

其疲劳极限应力分别为 328.30 N/mm² 和 248.30 N/mm²。

E.3 求解寿命和累积损伤值

参照参考曲线,试验的累积损伤 $\sum(n/N)$ 的计算过程见表 E.2 。

表 E.2 累积损伤数据计算过程

弯曲应力 σ_{Fi} N/mm ²	设定循环次数 n_i 次	$\sigma_{F \lim} = 248.30 \text{ N/mm}^2$		$\sigma_{F \lim} = 288.30 \text{ N/mm}^2$		$\sigma_{F \lim} = 328.30 \text{ N/mm}^2$	
		N	n/N	N	n/N	N	n/N
256.52	3×10^4	3 823 466	0.007 8	13 085 549	0.002 3	38 158 853	0.000 8
278.47		1 944 195	0.015 4	6 653 872	0.004 5	19 403 399	0.001 5
300.32		1 043 541	0.028 7	3 571 447	0.008 4	10 414 720	0.002 9
322.59		578 903	0.051 8	1 981 254	0.015 1	5 777 548	0.005 2
345.59		328 267	0.091 4	1 123 470	0.026 7	3 276 159	0.009 2
368.80		192 172	0.156 1	657 697	0.045 6	1 917 914	0.015 6
391.42		117 690	0.254 9	402 787	0.074 5	1 174 569	0.025 5
414.75		73 051	0.410 7	250 013	0.120 0	729 065	0.041 1
438.03		46 587	0.644 0	159 439	0.188 2	464 942	0.064 5
461.18		30 480	0.984 2	104 317	0.287 6	304 200	0.098 6
$\Sigma(n/N)$			2.645 1		0.772 9		0.265 0

E.4 求解疲劳极限应力

根据表 E.2 数据,通过插值法求解 $\Sigma(n/N)=1$ 时的弯曲疲劳极限应力为 277.81 N/mm²。图 E.1 为拟合的 $\Sigma(n/N) - \sigma_{F \lim}$ 曲线。

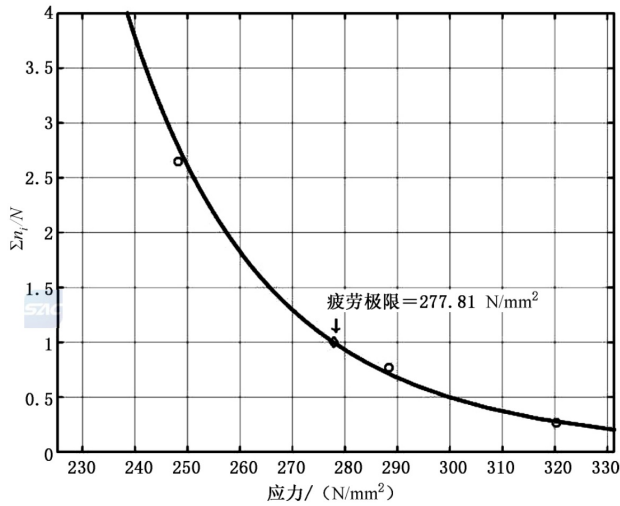


图 E.1 $\Sigma(n/N) - \sigma_{F \lim}$ 曲线

参 考 文 献

- [1] GB/T 3480.6—2018 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第6部分:变载荷条件下的使用寿命计算
- [2] GB/T 4885—2009 正态分布完全样本可靠度置信下限
- [3] GB/T 24176—2009 金属材料 疲劳试验 数据统计方案与分析方法
- [4] HB 7717—2002 航空钢制件磨削烧伤酸浸蚀检查
- [5] BS 3518-1:1993(R2015) Methods of Fatigue testing—Part 1: Guide to general principles
- [6] 朱孝录,易秉钺,廉以智,等.齿轮的试验技术与设备.机械工业出版社,1988
- [7] 高镇同.疲劳应用统计学.国防工业出版社,1986
- [8] 朱孝录.齿轮材料的接触疲劳强度.机械传动,18(3),1994
- [9] 《齿轮手册》编委会.齿轮手册(第二版).机械工业出版社,2004
- [10] 《齿轮制造手册》编辑委员会.齿轮制造手册.机械工业出版社,1998
- [11] 中国机械工程学会材料学会.机械产品失效分析丛书(零件-4)—齿轮的失效分析.机械工业出版社,1992
- [12] Timothy J. Lisle, Brian A. Shaw, Robert C. Frazer. External spur gear root bending stress: A comparison of ISO 6336:2006, AGMA 2101-D04, ANSYS finite element analysis and strain gauge techniques[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 111:1-9

