

基于载荷谱的汽车后桥准双曲面齿轮高周疲劳寿命评估

熊广林¹ 李 垚^{1,2,3} 邓 月¹ 黄 东² 吴 行² 朱才朝³

(1. 三峡大学 机械与动力学院, 宜昌 443002)

(2. 重庆青山工业有限责任公司 技术中心, 重庆 402776)

(3. 重庆大学 高端装备机械传动全国重点实验室, 重庆 400044)

摘要: 针对复杂工况下汽车后桥准双曲面齿轮接触疲劳失效问题,采用雨流计数法和Goodman平均应力方程,建立齿轮接触静力学模型,提取接触齿面载荷-时间历程,编制准双曲面齿轮载荷谱;研究基于载荷谱的准双曲面齿轮高周疲劳寿命预测方法,采用有限元方法模拟轮齿在载荷作用下的啮合/接触过程,揭示疲劳损伤准则对齿轮疲劳寿命预测的影响机制。所提方法对指导汽车后桥准双曲面齿轮高周疲劳寿命评估与预测具有重要意义。

关键词: 准双曲面齿轮; 接触疲劳; 载荷谱; 疲劳寿命

中图分类号: TH213.5 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.02.008

0 引言

准双曲面齿轮具有机械效率高、承载能力强、噪声低、传动平稳等优点,被广泛应用于汽车驱动后桥等重要场合。针对高速、重载等复杂工况下汽车后桥准双曲面齿轮出现的接触疲劳失效问题,研究准双曲面齿轮在全寿命周期疲劳寿命评估方法,对齿轮疲劳寿命进行评估,对提高齿轮服役可靠性具有重要意义。

在齿轮疲劳寿命方面,李学飞等^[1]研究了齿面接触应力计算时摩擦因数对接触疲劳寿命的影响。郭都等^[2]基于修正的 $P-S-N$ 曲线和累积疲劳损伤理论,预测了斜齿轮接触疲劳寿命。陈兴彬等^[3]基于齿轮疲劳失效理论,建立了齿轮CAE模型,分析了齿轮接触动力学特性和疲劳寿命。魏冰阳等^[4]计算了锥齿轮弯曲疲劳寿命,验证了疲劳寿命仿真与加速试验手段评价锥齿轮弯曲疲劳强度的可行性。郭玉梁等^[5]采用有限元方法,使用nCode软件对齿轮进行疲劳寿命仿真,验证了加速疲劳试验评估齿轮弯曲疲劳强度的可行性。赵龙等^[6]建立了控制尺寸链,研究了齿隙对齿轮弯曲疲劳寿命的影响。唐鑫等^[7]修正了国家标准夹具计算方法,开展了齿轮弯曲疲劳试验,得到了齿轮弯曲疲劳极限结果。LEE等^[8]建立了某桥壳传动单元有限元模型,提出了基于全系统的准双曲面齿轮齿根疲劳寿命预测有限元模型。LIU等^[9]基于Dang Van多轴

疲劳准则,研究了残余应力对齿轮接触疲劳寿命的影响。HE等^[10]研究了外部载荷对渐开线齿轮接触疲劳寿命的影响。

在工程实际中,齿轮由于外部转矩波动,呈现多轴高周疲劳失效现象。陈卓等^[11]结合 $S-N$ 曲线和Miner线性累积损伤准则,评估了三峡升船机齿条疲劳寿命。苏灵^[12]通过雨流计数法得到风机叶片叶根疲劳载荷谱和应力谱,计算了基于Miner线性损伤理论的叶片叶根疲劳寿命。JIA等^[13]研究了在不同载荷水平下车用锥齿轮接触疲劳寿命与疲劳损伤准则对齿轮疲劳寿命预测的影响。邹喜红等^[14]基于汽车实际行驶工况和载荷数据编制载荷谱,研究了减速器齿轮的疲劳损伤。SHINDE等^[15]提出了一种改进的雨流计数法,分析了随机载荷下结构疲劳寿命。MAYER等^[16]研究了极限循环载荷对合金材料疲劳损伤的影响。LI等^[17]基于雨流计数法和非参数外推法编制了二维载荷谱,对汽车减速器进行了疲劳寿命预测。LIU等^[18]基于实测风载荷谱、Dang Van多轴疲劳准则和Basquin方程,研究了随机载荷下风电机组疲劳寿命。以上研究多基于线性疲劳损伤准则和商业软件,未考虑齿轮准确几何形状、啮合过程与材料力学特性,疲劳寿命预测结果无法指导工程实际。

因此,本文采用齿轮几何学、啮合理论和有限元理论,建立精确的准双曲面齿轮三维模型和静力性模

收稿日期: 2023-07-28 修回日期: 2023-08-17

基金项目: 湖北省自然科学基金计划项目(2023AFB066); 水电机械设备设计与维护湖北省重点实验室开放基金项目(2021KJX10)

作者简介: 熊广林,男,2003年生,湖北孝感人,本科生; 主要研究方向为传动系统动力学与可靠性; E-mail: xionguanglin2020@outlook.com。

李垚(通信作者),男,1989年生,湖北十堰人,博士,讲师,硕士研究生导师; 主要研究方向为传动系统动力学与可靠性; E-mail: yao_li_@outlook.com。

引用格式: 熊广林,李垚,邓月,等. 基于载荷谱的汽车后桥准双曲面齿轮高周疲劳寿命评估[J]. 机械强度,2025,47(2):61-67.

XIONG Guanglin, LI Yao, DENG Yue, et al. High-cycling fatigue life assessment of vehicle hypoid gears based on load spectrum [J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(2): 61-67.

型,研究齿轮啮合特性和载荷谱编制方法。建立基于载荷谱的准双曲面齿轮接触疲劳寿命预测方法,为汽车后桥准双曲面齿轮接触疲劳寿命分析和预测提供方法支撑。

1 准双曲面齿轮有限元建模

1.1 准双曲面齿轮三维模型

采用齿轮啮合理论和CAD技术,建立准双曲面齿轮三维模型,如图1所示。表1所示为准双曲面齿轮副主要几何参数。

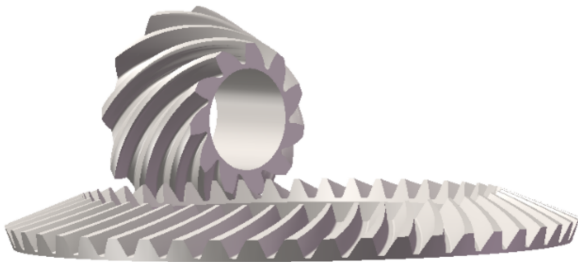


图1 准双曲面齿轮几何模型

Fig. 1 Geometric model of the hypoid gear pairs

表1 准双曲面齿轮几何参数

Tab. 1 Geometric parameter of the hypoid gear

参数 Parameter	小齿轮 Pinion	大齿轮 Wheel
齿数 Number of teeth z	9	41
法向模数 Normal module m_{mn}/mm	12	12
齿面宽 Width of tooth b/mm	76	70
大端分度圆直径 Pitch diameter d/mm	129.8	492
法向压力角 Normal pressure angle/ $^\circ$	20	20
螺旋角 Spiral angle/ $^\circ$	46	46
旋向 Direction	左旋 Left	右旋 Right
刀盘半径 Cutter radius /mm		177.8

汽车上准双曲面齿轮常用材料为20CrNiMo,淬火低温回火后的20CrNiMo材料具有良好的耐磨性,且具备疲劳强度高、抗冲击韧性好、硬度高等特点,非常适合高速、重载场合。齿轮力学参数如表2所示。

表2 齿轮材料参数

Tab. 2 Material parameter of gears

弹性模量 Modulus of elasticity/GPa	泊松比 Poisson ratio	抗拉强度 Tensile strength/ MPa	屈服强度 Yield strength/ MPa
206	0.3	1 600	785

1.2 齿轮有限元模型

考虑到齿轮为回转体和计算成本,对大齿轮模型进行简化。图2所示为准双曲面齿轮有限元模型,该模型包含大齿轮7个齿。齿轮接触网格足够细密,保

证收敛,其他区域网格相对较粗。选用网格类型为线性减缩积分单元CED10R,大齿轮有237 912个网格,小齿轮有320 411个网格,如图2所示。

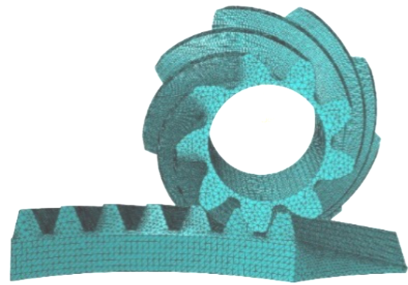


图2 准双曲面齿轮网格模型

Fig. 2 Mesh model of the hypoid gear

2 准双曲面齿轮载荷谱编制

2.1 采集方案

汽车减速器主要承受发动机输出的波动转矩载荷和实际路面行驶的负载转矩载荷。因此,对汽车实际路面行驶时减速器所承受的载荷进行采集,采用随机载荷谱模拟技术,最大程度模拟汽车减速器承受的载荷谱,提高准双曲面齿轮可靠性和疲劳寿命评估的准确性^[19]。图3所示为汽车减速器输出转矩的载荷时间历程。

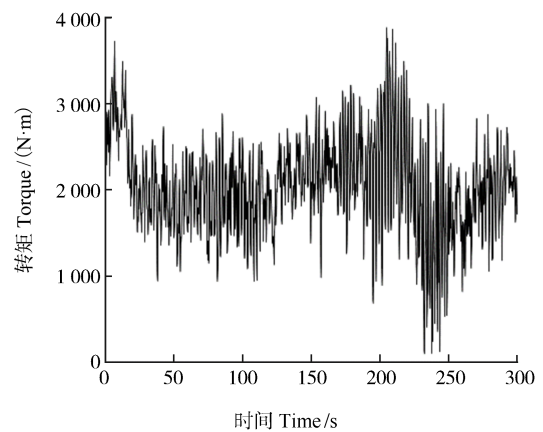


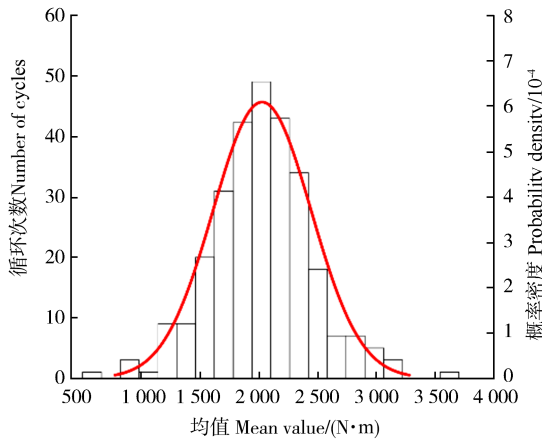
图3 减速器输出转矩

Fig. 3 Output torque of the reducer

采用雨流计数法对输出转矩进行统计处理,得到载荷的幅值和均值信息。根据工程经验,载荷幅值服从威布尔分布,载荷均值服从高斯分布^[20],如图4所示。

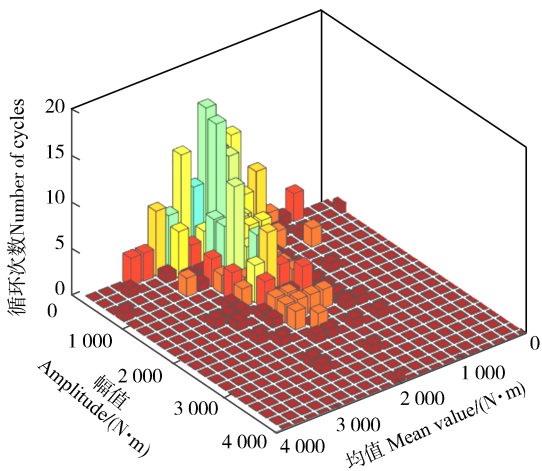
2.2 载荷谱编制

由于测试采样数据有限,不足以代表全生命周期的载荷历史。因此,将累积加载周期扩展到 10^6 周期,该周期可以真实地反映整个生命周期所经历的载荷历史。



(a) 转矩均值频率直方图与概率密度(二维)

(a) Frequency histogram and probability density of the torque's mean value (two-dimension)



(b) 转矩均值、幅值频率直方图(三维)

(b) Frequency histogram of the torque's mean value and amplitude (three-dimension)

图 4 转矩均值、幅值频率直方图

Fig. 4 Frequency histogram of the torque's mean value and amplitude

1) 载荷幅值最大值为

$$p(x_a) = \int_{x_{\max}}^{\infty} f(x_a) dx_a = \int_{x_{\max}}^{\infty} \frac{\alpha}{\beta} \left(\frac{x_a}{\beta}\right)^{\alpha-1} e^{-\left(\frac{x_a}{\beta}\right)^{\alpha}} dx_a \quad (1)$$

式中, x_a 为载荷幅值; α 为幅值形状参数; β 为幅值尺度参数; x_{\max} 为最大幅值。

由 $p(x_a) = 10^{-6}$ 计算该工况下幅值的最大值 $x_{\max} = 4875 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

2) 载荷均值最大值为

$$p(x_m) = \int_{x_{\max}}^{\infty} f(x_m) dx_m = \int_{x_{\max}}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x_m-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx_m \quad (2)$$

式中, x_m 为载荷均值; x_{\max} 为载荷均值最大值; μ 为载荷均值的均值; σ 为载荷均值标准差。

由 $p(x_m) = 10^{-6}$ 计算该工况下均值最大值 $x_{\max} = 3183 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

载荷幅值和均值可分为 8 个等级, 均值比例系数分别为 0.125、0.25、0.375、0.5、0.625、0.75、0.875 和 1, 幅值比例系数分别为 1、0.95、0.85、0.725、0.575、0.425、0.275 和 0.125, 且为不等间距分割。采用联合概率密度函数计算各载荷区间的频率:

$$N_{ij} = N \int_{s_{a1}}^{s_{a2}} \int_{s_{m1}}^{s_{m2}} f(x_a, x_m) dx_a dx_m \quad (3)$$

式中, s_{a1} 、 s_{a2} 分别为幅值积分下限与上限; s_{m1} 、 s_{m2} 分别为均值积分下限与上限; N 为累积次数。

由式(1)~式(3)计算得到的二维载荷谱如表 3 所示。德国弗劳恩霍夫研究所在载荷谱技术应用领域提出 8 级程序载荷谱, 广泛应用于汽车齿轮的疲劳寿命估算^[21]。把应力等效转化为转矩等效, 表 4 所示为二维载荷谱对应的等效一维载荷谱。

表 3 二维载荷谱

Tab. 3 Two-dimensional load spectrum

均值 Mean value/(N·m)	幅值 Amplitude/(N·m)							
	609	1 341	2 071	2 803	3 534	4 144	4 631	4 875
398	1 543	282	134	70	37	19	9	7
796	31 610	5 786	2 750	1 441	749	386	184	143
1 194	186 330	34 106	16 212	8 493	4 417	2 274	1 086	841
1 592	320 360	58 639	27 873	14 602	7 594	3 902	1 867	1 446
1 989	162 280	29 704	14 119	7 397	3 847	1 980	946	732
2 380	23 919	4 372	2 081	1 090	567	292	139	108
2 785	998	183	87	46	24	12	6	5
3 183	11	2	1	1	0	0	0	0

3 准双曲面齿轮有限元接触模型

3.1 载荷施加

定义接触对: 在正常工况下, 小齿轮齿面与大齿轮齿面啮合, 将参与啮合的 5 对齿面定义为面-面接触对。

载荷步定义如下: 分别约束两个齿轮中心参考点

的 6 个自由度。载荷步①在小齿轮参考点施加小角度转角, 令大、小齿轮进入预接触状态。载荷步②释放大齿轮参考点旋转自由度, 并在该点施加一个小转矩, 使齿轮达到理想的初始啮合状态。载荷步③在小齿轮参考点施加随时间均匀变化的轴向位移, 尽可能代表真实齿轮啮合区域, 在大齿轮参考点上施加轴向

转矩,模拟准双曲面齿轮加载啮合过程。

表4 一维载荷谱

Tab. 4 One-dimensional load spectrum

输出转矩	
Output torque/(N·m)	
480	1 053 1 625 2 221 2 804 3 286 3 675 3 860
循环次数	
Number of cycles	
727 050 133 080 63 256 33 140 17 234 8 872 4 273 3 281	

3.2 基于有限元的齿轮副齿面接触分析

求解该有限元模型,得到准双曲面齿轮齿面接触应力时间历程。图5为2 000 N·m下大齿轮啮入和啮出过程齿面接触应力图。齿轮齿面接触印痕呈形状规则、细长的椭圆状,从大端底部向小端顶部倾斜,在接触过程中应力值平稳。其中,齿面最大接触应力出现在中部,轮齿旋转弧度与齿面接触应力拟合曲线如图6所示。

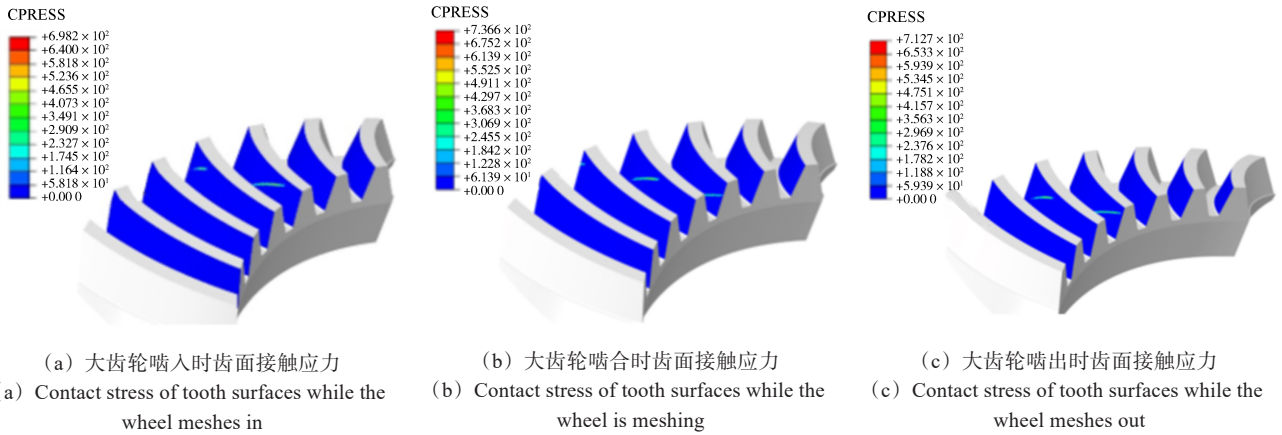


图5 2 000 N·m下大齿轮啮入和啮出过程齿面接触应力

Fig. 5 Contact stress of the wheel in the meshing process under 2 000 N·m

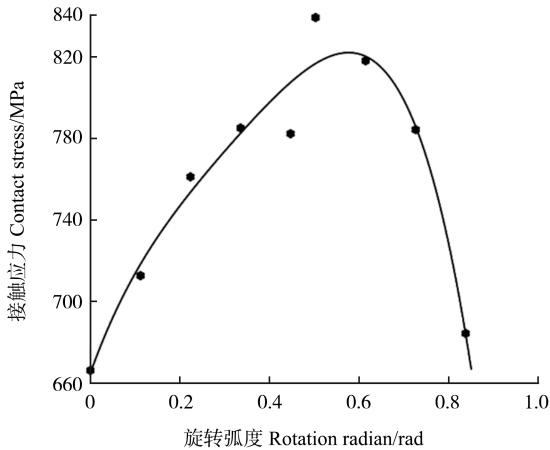


图6 2 000 N·m下大齿轮旋转弧度与接触应力曲线

Fig. 6 Curve of the gear rotation radian and contact stress under 2 000 N·m

本文主要选取1 000、2 000、3 000、4 000、5 000 N·m的5个恒定载荷进行接触分析,得到5种恒定载荷下的最大接触应力,分别为725、839、935、1 165、1 350 MPa。如图7所示,计算得到材料在弹性范围内的转矩、应力拟合式为

$$y = 0.16x + 525.90 \quad (4)$$

式中, x 为转矩,N·m; y 为接触应力,MPa。

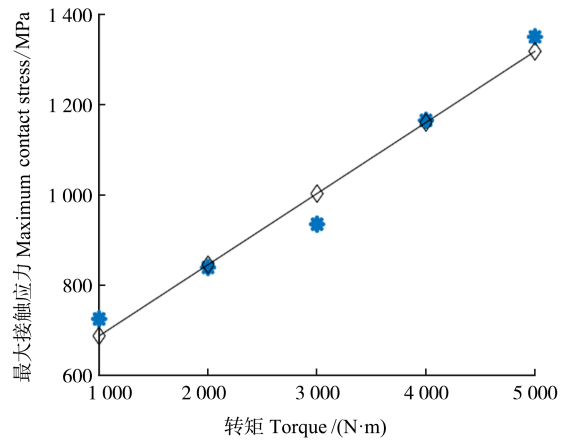


图7 齿轮转矩与最大接触应力曲线

Fig. 7 Curve of the gear torque and maximum contact stress

4 准双曲面齿轮高周疲劳寿命评估

4.1 疲劳寿命计算方法

工程实际中常用损伤累积准则有Miner线性准则、Manson双线性准则和Corten-Dolan非线性准则^[22-24]。Miner线性准则的疲劳变量 D 定义为在实际应力下的循环次数 n 与材料在该应力下的疲劳寿命 N 之比,表示为

$$D = \sum_{i=1}^m D_i = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} \leq 1.0 \quad (5)$$

式中, D 为损伤总累积量; D_i 为某级载荷下的损伤累积量; m 为经历载荷的级数; n_i 为在第 i 级载荷下的循环次数; N_i 为第 i 级载荷下的疲劳寿命。当 D 接近 1 时, 达到疲劳寿命极限。

Manson 双线性准则把每种载荷的疲劳损伤分为两个阶段, 对于每个阶段, 使用线性累积损伤准则计算疲劳寿命。对于包含两个以上载荷等级的载荷块, 载荷的双线性理论损伤曲线为

$$Z = \ln \left[0.35 \left(\frac{N_{\min}}{N_{\max}} \right)^{0.25} \right] / N_{\min}^{\phi} \quad (6)$$

$$\varphi = \ln \left\{ \ln \left[0.35 \left(\frac{N_{\min}}{N_{\max}} \right)^{0.25} \right] / \ln \left[1 - 0.65 \left(\frac{N_{\min}}{N_{\max}} \right)^{0.25} \right] \right\} / \ln \left(\frac{N_{\min}}{N_{\max}} \right) \quad (7)$$

$$\begin{cases} N_{i,1} = N_i \exp(ZN_i^{\varphi}) \\ N_{i,2} = N_i - N_{i,1} \end{cases} \quad (8)$$

式中, $N_{i,1}$ 、 $N_{i,2}$ 分别为第 i 级载荷下第 1 部分、第 2 部分疲劳寿命; N_i 为第 i 级载荷下的疲劳寿命; N_{\min} 为载荷谱中最小疲劳寿命; N_{\max} 为载荷谱中最大疲劳寿命。

根据多阶段应力作用下 Corten-Dolan 非线性准则, 高水平应力对结构本身造成损伤, 同时影响低水平应力引起的损伤, 机械结构在多级应力下的疲劳寿命计算式为

$$N_g = N_1 / \sum_{i=1}^n \alpha_i (\sigma_i / \sigma_1)^d \quad (9)$$

式中, N_1 为载荷谱中最大载荷下齿轮的疲劳寿命; α_i 为第 i 级载荷下循环次数与总循环数之比; σ_1 为载荷最大应力值; σ_i 为第 i 级载荷下的应力值; d 为物质常数, Corten 假设 $d/m=0.85$, m 为 $S-N$ 曲线的斜率。

4.2 齿轮材料的疲劳 $S-N$ 曲线

采用 Seeger 法生成材料的 $S-N$ 曲线, 材料相关参数如表 5 所示。

表 5 齿轮材料力学属性参数

Tab. 5 Material mechanical property parameter of gears

参数 Parameter	Seeger 准则 Seeger rule	20CrNiMo
σ'_u /MPa	$1.5\sigma_u$	1 950
ε'_t	0.59α	0.59
b	-0.087	-0.087
c	-0.58	-0.58
n'	0.15	0.15
K' /MPa	$1.65\sigma_u$	2 145

工程实际中所得材料 $S-N$ 曲线与齿轮 $S-N$ 曲线存在差异^[25]。为准确模拟齿轮 $S-N$ 曲线, 采用 Goodman 准则修正平均应力, 得到齿轮的 $S-N$ 曲线^[26]。

$$\sigma_a = \sigma_{-1} (1 - \sigma_m / \sigma_b) \quad (10)$$

式中, σ_{-1} 为对称循环载荷下的材料疲劳极限; σ_m 为平均应力; σ_b 为材料强度极限。

4.3 齿轮高周疲劳寿命计算

根据得到的一维载荷谱、载荷接触应力拟合曲线及修正后的齿轮 $S-N$ 曲线, 计算不同载荷下的齿轮疲劳寿命, 如表 6 所示。

表 6 齿轮八级载荷下的接触疲劳寿命

Tab. 6 Gear contact fatigue life under different loads

输出转矩 Output torque /(N·m)	最大接触应力 Maximum contact stress/MPa	接触疲劳寿命 Contact fatigue life
480	536.6	8.61×10^9
1 053	692.3	6.27×10^8
1 625	783.8	1.81×10^8
2 221	879.2	5.74×10^7
2 804	972.5	2.10×10^7
3 286	1 049.6	9.82×10^6
3 675	1 111.8	5.45×10^6
3 860	1 141.4	4.22×10^6

由式(5)得, Miner 线性准则下的疲劳寿命 $D=0.0045$ 。当 $D=1$ 时, 发生疲劳破坏。因此, 有 $N_{\text{Miner}}=2.2 \times 10^8$ 。由式(6)~式(8)可计算 Manson 双线性准则下的疲劳寿命。已知 $N_{\max}=8.61 \times 10^9$, $N_{\min}=4.22 \times 10^6$, 得到 $\varphi=-0.44$, $Z=-2430.6$ 。

$$\begin{cases} N_{1,1} = 2.20 \times 10^5 \\ N_{1,2} = 4.00 \times 10^6 \end{cases} \begin{cases} N_{2,1} = 3.89 \times 10^5 \\ N_{2,2} = 5.06 \times 10^6 \end{cases}$$

$$\begin{cases} N_{3,1} = 1.28 \times 10^6 \\ N_{3,2} = 8.54 \times 10^6 \end{cases} \begin{cases} N_{4,1} = 4.90 \times 10^6 \\ N_{4,2} = 1.61 \times 10^7 \end{cases}$$

$$\begin{cases} N_{5,1} = 2.25 \times 10^7 \\ N_{5,2} = 3.49 \times 10^7 \end{cases} \begin{cases} N_{6,1} = 1.03 \times 10^8 \\ N_{6,2} = 7.80 \times 10^7 \end{cases}$$

$$\begin{cases} N_{7,1} = 4.76 \times 10^8 \\ N_{7,2} = 1.51 \times 10^8 \end{cases} \begin{cases} N_{8,1} = 7.76 \times 10^9 \\ N_{8,2} = 8.50 \times 10^8 \end{cases}$$

从而得到

$$D_I = \sum \frac{n_i}{N_{i,1}} = 0.0388, D_{II} = \sum \frac{n_i}{N_{i,2}} = 0.0072$$

当 $D_I=D_{II}=1$, $N_I=2.6 \times 10^7$, $N_{II}=1.38 \times 10^8$, $N_{\text{Manson}}=N_I + N_{II}=1.64 \times 10^8$ 。

由式(9)得 Corten-Dolan 非线性准则下的疲劳寿命为

$$N_{\text{Corten-Dolan}} = N_1 / \sum_{i=1}^n \alpha_i (\sigma_i / \sigma_1)^d = 1.62 \times 10^8$$

表 7 所示为准双曲面齿轮在三种损伤累积理论下的接触疲劳寿命预测结果。由表 7 可知, Corten-Dolan 准则估算的疲劳寿命最小, Manson 双线性准则次之, Miner 线性准则估算的疲劳寿命最大。这是由于 Miner 线性准则没有考虑载荷顺序等因素。

Manson 双线性准则将疲劳损伤分为两个阶段,根据载荷的加载顺序确定。在多级载荷情况下,考虑两个以上载荷水平时, Manson 双线性准则计算的疲劳损伤由最高水平载荷和最低水平载荷决定,故与 Miner 准则相比寿命较短。Corten-Dolan 准则考虑了加载顺序与非线性因素影响,导致疲劳寿命预测值较低。三种疲劳累积损伤准则所得到的接触疲劳寿命在同一数量级上,基本满足工程需要。哪种结果更接近真实结果,有待试验的验证。

表 7 准双曲面齿轮接触疲劳寿命

Tab. 7 Contact fatigue life of the hypoid gear

损伤理论 Damage theory	Miner	Manson	Corten-Dolan
疲劳寿命 Fatigue life	2.2×10^8	1.64×10^8	1.62×10^8

5 结论

针对汽车后桥准双曲面齿轮失效机制不明,建立了精确的准双曲面齿轮三维模型和静力学模型,研究了齿轮啮合特性与损伤理论对齿轮疲劳寿命计算的影响机制,主要结论如下:

1) 提出一种齿轮接触疲劳寿命评估方法,可根据扩展后的载荷时间历程,对准双曲面齿轮进行接触疲劳寿命评估,该方法工程实用性较强。

2) 在波动载荷谱下, Miner 线性准则预测的疲劳寿命为 2.2×10^8 , Manson 双线性准则预测的疲劳寿命为 1.64×10^8 , Corten-Dolan 非线性准则预测的疲劳寿命为 1.62×10^8 。其中 Miner 线性准则计算结果最乐观, Corten-Dolan 准则计算结果相对保守。在上述累积损伤准则中, Miner 准则较为简单,在工程应用中发现,对随机载荷的疲劳寿命预测吻合度较高,在二级或多级载荷下,预测寿命偏差较大。Manson 双线性规则模型相对简单,并且考虑加载顺序的影响,适用于应力变程不大的多级载荷谱。Corten-Dolan 准则充分考虑到加载顺序及非线性因素的影响,但必须由精度较高的试验确定参数,才能保证评估结果的精确性。

参考文献 (References)

[1] 李学飞,李纪强,陈卓,等. 时变摩擦因数对齿面接触疲劳寿命的影响研究[J]. 机械传动, 2023, 47(5): 19-25.
LI Xuefei, LI Jiqiang, CHEN Zhuo, et al. Effect of time-varying friction factors on the contact fatigue life of gears [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(5): 19-25. (In Chinese)

[2] 郭都,陈星,尹燕莉,等. 基于电机动态模型的电动汽车高速斜齿轮动载荷计算及寿命预测[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2021, 35(12): 70-76.
GUO Du, CHEN Xing, YIN YanLi, et al. Dynamic load calculation and life prediction of high speed helical gear of electric vehicle based on motor dynamic model [J]. Journal of Chongqing Univer-

sity of Technology, 2021, 35(12): 70-76. (In Chinese)

- [3] 陈兴彬,肖舜仁,闵新和,等. 基于 Workbench 和 nCode 工具的齿轮疲劳建模与寿命分析[J]. 机床与液压, 2022, 50(13): 149-154.
CHEN Xingbin, XIAO Shunren, MIN Xinhe, et al. Gear fatigue modeling and life analysis based on Workbench and nCode tools [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(13): 149-154. (In Chinese)
- [4] 魏冰阳,郭玉梁,古德万,等. 弧齿锥齿轮弯曲疲劳寿命仿真与加速试验评价[J]. 兵工学报, 2022, 43(11): 2945-2952.
WEI Bingyang, GUO Yuliang, GU Dewan, et al. Evaluation of bending fatigue life of spiral bevel gears by simulation and accelerated test [J]. Acta Armamentarii, 2022, 43(11): 2945-2952. (In Chinese)
- [5] 郭玉梁,魏冰阳,李智海,等. 一种弧齿锥齿轮弯曲疲劳寿命仿真与加速试验[J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2020, 41(5): 13-17.
GUO Yuliang, WEI Bingyang, LI Zhihai, et al. Bending fatigue life simulation and accelerated test of spiral bevel gears [J]. Journal of Henan University of Science and Technology (Natural Science), 2020, 41(5): 13-17. (In Chinese)
- [6] 赵龙,刘虎,张凌霄,等. 轴间差速器锥齿轮齿隙控制与疲劳寿命实验[J]. 机械传动, 2023, 47(7): 35-41.
ZHAO Long, LIU Hu, ZHANG Lingxiao, et al. Backlash control and the fatigue life bench test of bevel gears from inter axle differential [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(7): 35-41. (In Chinese)
- [7] 唐鑫,朱如鹏,廖梅军,等. 第三代航空齿轮钢圆柱齿轮弯曲疲劳强度性能测试分析[J]. 航空动力学报, 2021, 36(8): 1756-1764.
TANG Xin, ZHU Rupeng, LIAO Meijun, et al. Analyse bending fatigue strength test of cylindrical gear of third-generation aviation gear steel [J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(8): 1756-1764. (In Chinese)
- [8] LEE K, SONG M, SEO J. Finite element modeling and fatigue analysis of hypoid gears installed in a power transfer unit with a correlational study based on an experimental investigation [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(6): 2797-2807.
- [9] LIU H L, LIU H J, ZHU C C, et al. Evaluation of contact fatigue life of a wind turbine gear pair considering residual stress [J]. Journal of Tribology, 2018, 140(4): 041102.
- [10] HE H F, LIU H J, ZHU C C, et al. Study of rolling contact fatigue behavior of a wind turbine gear based damage-coupled elastic-plastic model [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 141: 512-519.
- [11] 陈卓,师陆冰,阎晓青,等. 基于载荷谱的三峡升船机齿条疲劳寿命评估[J]. 机械传动, 2023, 47(5): 158-166.
CHEN Zhuo, SHI Lubing, YAN Xiaoqing, et al. Fatigue life evaluation of racks for the Three Gorges ship lift based on the load spectrum [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(5): 158-166. (In Chinese)
- [12] 苏灵. 风力发电机叶根疲劳载荷及寿命分析[D]. 重庆:重庆交通大学, 2019: 32-40.
SU Ling. Analysis of fatigue loads and lifetime of wind turbine blade root [D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2019: 32-40. (In Chinese)

- [13] JIA P, LIU H J, ZHU C C, et al. Contact fatigue life prediction of a bevel gear under spectrum loading [J]. *Frontier of Mechanical Engineering*, 2020, 15(1): 123-132.
- [14] 邹喜红, 支川银, 熊锋, 等. 基于实际载荷谱的电动汽车减速器齿轮疲劳寿命分析[J]. *机械传动*, 2022, 46(11): 154-160.
ZOU Xihong, ZHI Chuanyin, XIONG Feng, et al. Fatigue life analysis of electric vehicle reducer gears based on actual load spectrum [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2022, 46(11): 154-160. (In Chinese)
- [15] SHINDE V, JHA J, TEWARI A, et al. Modified rainflow counting algorithm for fatigue life calculation [J]. *Proceedings of Fatigue, Durability and Fracture Mechanics*, 2018: 381-387.
- [16] MAYER H, EDE C, ALLISON J E. Influence of cyclic loads below endurance limit or threshold stress intensity on fatigue damage in cast aluminium alloy 319-T7 [J]. *International Journal of Fatigue*, 2005, 27(2): 129-141.
- [17] LI J, HAN C Y, WU W B, et al. Load spectrum compilation method of hybrid electric vehicle reducers based on multi-criteria decision making [J]. *Energies*, 2022, 15(9): 3293.
- [18] LIU H L, LIU H J, ZHU C C, et al. Influence of load spectrum on contact fatigue damage of a case carburized wind turbine gear [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2021, 119: 105005.
- [19] 栾世杰, 于佳伟, 郑松林. 整车载荷相关性分析方法与道路模拟试验优化应用 [J]. *机械科学与技术*, 2021, 40(12): 1944-1951.
LUAN Shijie, YU Jiawei, ZHENG Songlin. Vehicle load correlation analysis method and optimization application of road simulation test [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2021, 40(12): 1944-1951. (In Chinese)
- [20] 张英爽, 王国强, 王继新, 等. 工程车辆传动系载荷谱编制方法 [J]. *农业工程学报*, 2011, 27(4): 179-183.
ZHANG Yingshuang, WANG Guoqiang, WANG Jixin, et al. Compilation method of power train load spectrum of engineering vehicle [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2011, 27(4): 179-183. (In Chinese)
- [21] GRUBISIC V, FISCHER G, HEINRITZ M. Design optimization of forged wheel hubs for commercial vehicles [J]. *SAE Technical Paper*, 1984: 15096.
- [22] MINER M A. Cumulative damage in fatigue [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1945, 12(3): 159-164.
- [23] MANSON S S, HALFORD G R. Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage [J]. *International Journal of Fracture*, 1981, 17(2): 169-192.
- [24] CORTEN H T, DOLAN T J. Cumulative fatigue damage [J]. *Institution of Mechanical Engineering and American Society of Mechanical Engineers*, 1956, 1: 235-242.
- [25] 张金豹, 胡铮, 张金乐, 等. 疲劳 S-N 曲线预测模型进展综述 [J]. *科学技术与工程*, 2023, 23(13): 5390-5411.
ZHANG Jinbao, HU Zheng, ZHANG Jinle, et al. Review of advances in fatigue S-N curve prediction models [J]. *Science Technology and Engineering*, 2023, 23(13): 5390-5411. (In Chinese)
- [26] 杨龙, 杨冰, 阳光武, 等. 不锈钢车体点焊接头疲劳特性分析 [J]. *焊接学报*, 2020, 41(7): 18-24.
YANG Long, YANG Bing, YANG Guangwu, et al. Analysis on fatigue characteristics of spot welded joints of stainless steel car body [J]. *Transactions of the China Welding Institution*, 2020, 41(7): 18-24. (In Chinese)

High-cycling fatigue life assessment of vehicle hypoid gears based on load spectrum

XIONG Guanglin¹ LI Yao^{1,2,3} DENG Yue¹ HUANG Dong² WU Hang² ZHU Caichao³

(1. College of Mechanical & Power, China Three Gorges University, Yichang 443002, China)

(2. Department of Technology, Chongqing Tsingshan Industrial Co., Ltd., Chongqing 402776, China)

(3. State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: For the contact fatigue failure problem of vehicles' hypoid gears under complex conditions, the rain-flow counting method and Goodman's average stress equation were used to establish a contact statics model. The load-time history of the contact gear surface was extracted. And the load spectrum of hypoid gears was produced. The research focused on predicting the high-cycling fatigue life of hypoid gears based on the load spectrum. The study also utilized the finite element method to simulate gear teeth's meshing or contact behaviour under loading conditions. Moreover, the influence mechanism of fatigue damage criterion on the gear fatigue life prediction was revealed. The proposed method is highly significant in assessing and predicting the high-cycling fatigue life of vehicles' hypoid gears.

Key words: Hypoid gear; Contact fatigue; Load spectrum; Fatigue life

Corresponding author: LI Yao, E-mail: yao_li_@outlook.com

Foud: Hubei Provincial Natural Science Foundation of China (2023AFB066); Opening Foundation of Hubei Key Laboratory of Hydroelectric Machinery Design and Maintenance (2021KJX10)

Received: 2023-07-28 Revised: 2023-08-17