

文章编号:1671-1637(2016)02-0064-08

基于球面方向余弦族投影的车辆 结构疲劳参量求解方法

杨冰, 廖贞, 马佰全, 肖守讷, 阳光武, 朱涛

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要:传统投影法事先假定最大主应力为最大拉伸应力,且投影过程未考虑主应力拉压特征,为改进上述不足,提出了一种基于球面方向余弦族投影的车辆结构疲劳参量求解方法。构建了结构节点的方向余弦,搜索多工况下最大拉伸应力的方向。在疲劳最大应力和最小应力的求解过程中,始终保留主应力方向,确保其在投影后仍具备原有的拉压特性。以车辆三轴转向架焊接构架和轴箱体为例,分别采用传统投影法和提出的求解方法分析其疲劳强度。分析结果表明:对于焊接构架,提出的方法确定的节点254570最大拉伸应力较传统投影法高19.4%,2种方法得到的最小应力在27.8%的节点存在较大差异,一些节点最小应力甚至与提出方法的结果正负相悖;比较经修正的等效应力幅值,传统投影法在12%的节点上的计算结果较提出方法的结果低至少1 MPa,个别节点的等效应力甚至低34.73%,依此进行疲劳强度评定可能导致结论偏于危险;对于轴箱体,传统投影法得到的对称循环应力幅值可能偏离实际,某些节点的值甚至较提出的方法低45.32%或高51.23%,导致疲劳分析偏于危险或过于保守。可见,提出的方法确定了最大拉应力所在方向,考虑了主应力拉压特性,比传统投影法更为合理,用于疲劳分析更加可信。

关键词:车辆工程;疲劳强度评定;投影法;方向余弦族;拉压特性;焊接构架;轴箱体

中图分类号:U270.12 **文献标志码:**A

Solving method of fatigue parameters of vehicle structures based on projection in spherical direction cosine group

YANG Bing, LIAO Zhen, MA Bai-quan, XIAO Shou-ne, YANG Guang-wu, ZHU Tao

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China)

Abstract: In the traditional projection method, the maximum principal stress was assumed to be the maximum tensile stress in advance, and the tension/compression properties of principal stress were not taken into account in the projection process. To improve the above inadequacies, a solving method of fatigue parameters based on the projection in spherical direction cosine group was proposed. A series of direction cosines around the points in structure were built, and the direction of the maximum tensile stress under multiple loading conditions was searched. In the process of calculating the maximum stress and the minimum stress, the directions of principal stress were retained, hence, the original tension/compression properties of stresses were preserved. The fatigue strength assessments of welded frame of three-axle bogie and the axle box body of vehicle were analyzed by using both the traditional projection method and the proposed solving method respectively. Analysis result indicates that for the welded frame, the maximum

收稿日期:2015-11-11

基金项目:国家自然科学基金项目(51205326,51275432,U1534209);牵引动力国家重点实验室自主课题(2015TPL_T13)

作者简介:杨冰(1979-),男,湖南衡阳人,西南交通大学副研究员,工学博士,从事车辆结构可靠性与安全性研究。

stress of node 254570 obtained by the proposed method is 19.4% higher than the value of the traditional projection method. The large differences of the minimum stresses deduced from two methods exist at 27.8% of nodes, the opposite results even exist in signs of the minimum stresses at several nodes. The revised equivalent stress amplitudes obtained by the traditional projection method are at least 1 MPa lower than the values obtained by the proposed method at 12% of nodes, and the values were even 34.73% lower at individual node. Therefore, the subsequent fatigue strength assessment based on such fatigue parameters is unsafe. For the axle box body, the symmetrical cyclic stress amplitudes obtained by the traditional projection method deviate from the actual situation. The values of some nodes are even 45.32% lower or 51.23% higher than the values calculated by the proposed method, which will lead to dangerous or over-conservative results in fatigue analysis. The direction of the maximum tensile stress is determined, and the tension/compression properties of principal stresses are considered in the present method, therefore, the proposed method is more rational and credible in fatigue analysis compared with the traditional projection method. 4 tabs, 9 figs, 22 refs.

Key words: vehicle engineering; fatigue strength assessment; projection method; direction cosine group; tension/compression property; welded frame; axle box body

Author resume: YANG Bing(1979-), male, associate researcher, PhD, +86-28-86466433, yb@swjtu.cn.

0 引 言

车辆在服役过程中,承受复合载荷作用,各关键部件应力分布复杂,为避免疲劳失效危害运营安全,需对这些部件进行疲劳强度评定。由于车辆关键部件在工作载荷下通常处于多轴应力状态,评定过程需采用多轴疲劳强度理论,以获取最大应力与最小应力等参量,再结合疲劳极限图^[1-4]或应力-寿命曲线与疲劳累积损伤法^[5-8]进行分析。围绕车辆关键部件(如车轮、转向架构架)的多轴疲劳评定,已开展一系列研究。李宝瑞等通过提取构架不同工况下关键部位节点主应力参量,不考虑方向而直接进行代数运算,并依此进行了疲劳强度评定^[9];刘会英等以中国客车 KKD 型车轮为对象,分别考虑 3 个主应力方向上的极限应力状态,提出了一种应用相对简单的当量疲劳应力法^[10];肖守讷等在直接法的基础上,将二阶张量坐标变换的性质应用于构架的多轴应力疲劳评估,提出了一种将多轴应力转换到同一坐标系和同一截面下进行处理张量法^[11];Crossland 考虑静水应力的影响,构建了包含应力幅值偏张量第 2 不变量和正应力最大值的 Crossland 法,能预测扭转疲劳极限的单值性,并指出其与附加静态正应力之间的线性关系,可用于非比例加载情况^[12];张澎湃等在 Crossland 法的基础上,考虑车轮实际受力情况,进一步以弯曲疲劳极限替代扭转疲劳极

限,发展了修正 Crossland 法,并应用于非轴对称车轮的辐板孔边处疲劳强度校核,并且以全尺寸车轮的弯曲疲劳极限表征疲劳强度极限状态,提出了考虑不对称循环系数影响的主应力法,进行车轮疲劳强度评定时可避免尺寸系数和表面加工系数带来的影响^[8]。以上方法在一定范围内得到了应用,目的是为了实现在多轴应力状态转换,将其简化为单轴或等效应力。目前,最被铁路行业接受和采纳的是欧洲铁道研究学会(European Rail Research Institute)编写的《具有钢制底架和车体结构的货车及其铸钢转向架试验大纲》(简称《大纲》)附录中的投影法^[13],通过矢量坐标转换,将应力向参考方向进行投影,再结合 Goodman 图,评定多载荷工况下复杂结构的疲劳强度。

在多轴与单轴应力转化的过程中,投影法利用结构疲劳裂纹扩展方向与最大拉伸应力方向相互垂直这一原理,具有较明确的物理意义。然而,它也存在一定局限性:首先,在实际操作过程中,投影法直接将最大应力 σ_{\max} 定义为所有工况下的最大拉伸主应力,方向为求取最小应力 σ_{\min} 时进行应力分量投影的参考方向,这可能导致真正最大拉应力所在方向被忽略,得到的 σ_{\max} 偏小;其次,由于主应力成对出现,具有 2 个方向,投影法对此未加以区分,投影之后可能造成应力正负号对调,改变拉压效果,从而使疲劳强度分析结果偏于危险或过于保守。基于

此,本文通过构建球面方向余弦族,投影过程保留主应力拉压属性,有效解决了多轴应力状态转换问题,可得到更接近真实情况的最大、最小应力,疲劳强度评定过程物理意义更加明确,结果更加合理。

1 投影法及其局限性

1.1 投影法原理与实现过程

投影法认为结构中的某点产生裂纹后,其扩展将沿着垂直于最大拉伸应力的方向进行,因此,必然首先要找到这种有利于裂纹扩展的“首选”方向,然后计算作用于该点与“首选”方向垂直的应力分量变化范围。处理步骤如下^[13]。

Step 1:确定不同载荷工况下某点的主应力及其方向。

Step 2:确定所有工况中的最大拉伸主应力 σ_{\max} 及其方向(以其与某个参考方向的夹角加以定义)。

Step 3:计算其他工况下与“首选”方向垂直的应力分量,即执行各个应力分量向 σ_{\max} 方向投影的过程。

Step 4:将 Step 3 中得到的最小应力定义为 σ_{\min} 。

Step 5:计算该点的疲劳应力均值 σ_m 和幅值 σ_a ,分别为

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2)$$

国际铁路联盟标准《客车拖车转向架—走行装置—转向架结构强度试验》(UIC 515-4)^[14]和欧洲联盟标准《铁路应用—轮对与转向架—整体车轮—技术验收流程—第一部分:锻造和轧制车轮》(EN 13979-1)^[15]分别针对构架和车轮,规定了与《大纲》中思想一致的疲劳应力参量获取与计算方法。国际铁路联盟标准《整体车轮的技术验收》(UIC 510-5)^[16-17]中,进一步细化了投影过程,简述如下:假定结构共经历了 t 个载荷工况,某点 O 最大主应力 σ_{\max} 出现在工况 k 下,方向余弦为 n_k ,在另一工况 i 下,该点在 3 个方向的主应力分别为 σ_{1i} 、 σ_{2i} 、 σ_{3i} ,相应的方向余弦分别为 n_{1i} 、 n_{2i} 、 n_{3i} ,则在工况 i 下,各主应力在 σ_{\max} 方向上投影叠加后的应力 σ_{ei} 为

$$\sigma_{ei} = \sigma_{1i}n_{1i}n_k + \sigma_{2i}n_{2i}n_k + \sigma_{3i}n_{3i}n_k \quad (3)$$

在其他工况计算得到的 σ_{ei} 中,最小值为 σ_{\min} 。

1.2 投影法的局限

1.2.1 最大拉伸应力及其方向的获取

尽管国内外针对转向架构架、车轮等车辆关键

部件疲劳强度的评价标准和相关学术文献^[9-11,18-20]都认同《大纲》中“裂纹萌生后将沿垂直于最大拉伸应力的方向扩展”这一观点,但在确定用于疲劳强度评定的最大应力 σ_{\max} 和最小应力 σ_{\min} 时,出于对典型工况下结构应力状态的考虑和计算过程简化的需要,往往直接将所有工况下的最大第一主应力作为 σ_{\max} ,它的方向为其他工况下进行多轴应力转化的投影方向,认为该方向上的当量应力变化是进行疲劳强度评定的有效依据。然而,由于在真实载荷条件下,结构应力分布情况复杂,不同工况下同一位置的主应力矩阵差异较大,如果事先假定某一主应力为最大应力,其方向为投影方向,则有可能遗漏真正的最大拉伸应力及其方向。图 1 为最大拉伸应力与三向主应力关系。假设某工况下,结构某点 O 的三向主应力为等值拉伸应力($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$),且数值上均大于其他工况下的各主应力分量。按照现有投影法,选定 σ_1 为 σ_{\max} ,它的方向余弦(1,0,0)为投影方向,但该工况下实际最大拉伸应力 σ_{\max} 应为图 1 中 3 个主应力的合力,即

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2} = \sqrt{3}\sigma_1$$

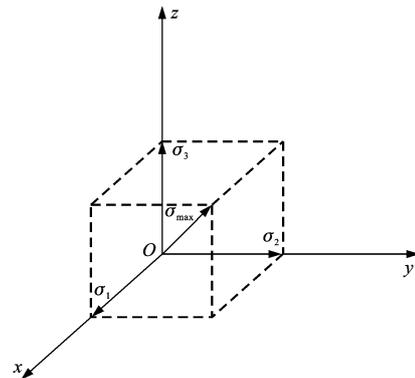


图 1 最大拉伸应力与三向主应力关系

Fig. 1 Relationship between largest tensile stress and three-direction principal stresses

实际最大拉伸应力对应的方向余弦为 $(\sqrt{3}/3, \sqrt{3}/3, \sqrt{3}/3)$,这一拉伸应力为主应力方向上最大拉伸应力的 1.73 倍,因此,如以最大主应力方向为投影方向,将导致真实的最大拉伸应力被忽略,评价结果可能偏于危险,合理性值得商榷。

1.2.2 投影过程主应力拉压属性的保留

图 2 说明了主应力在投影过程中可能存在的拉压属性保留问题。设在某工况下 σ_1 和 σ_2 为位于 xOy 平面内的拉应力, σ_1 在第 1、3 象限内的方向余弦 $n_{1,1}$ 与 $n_{1,3}$ 分别为 $(\sqrt{2}/2, \sqrt{2}/2, 0)$ 、 $(-\sqrt{2}/2,$

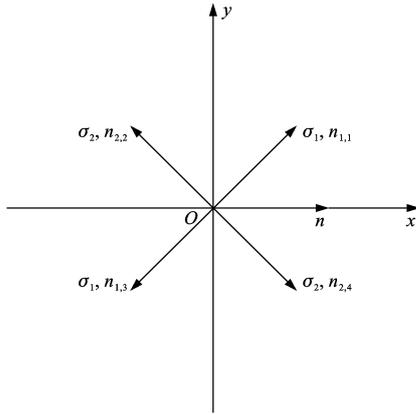


图 2 主应力的拉压属性

Fig. 2 Tension/compression properties of principal stresses

$-\sqrt{2}/2, 0)$, σ_2 在第 2、4 象限内的方向余弦 $n_{2,2}$ 与 $n_{2,4}$ 分别为 $(-\sqrt{2}/2, \sqrt{2}/2, 0)$ 、 $(\sqrt{2}/2, -\sqrt{2}/2, 0)$ 。 O 点的某一方向余弦 n 为 $(1, 0, 0)$, 当 σ_1, σ_2 向 n 投影时, 由于主应力成对出现, 等值反向, 如果不对主应力拉压属性进行判定, 并在投影过程中予以保留, 则可能由式 (3) 得到 4 种不同的投影叠加结果, 即 $(\sqrt{2}/2)(\sigma_1 + \sigma_2)$ 、 $(-\sqrt{2}/2)(\sigma_1 + \sigma_2)$ 、 $(\sqrt{2}/2)(\sigma_1 - \sigma_2)$ 、 $(-\sqrt{2}/2)(\sigma_1 - \sigma_2)$ 。尽管直观上看, 第 3 象限内表征的 σ_1 和第 2 象限内表征的 σ_2 投影后指向 n 的反向, 为压应力, 但实际对 O 点处的微元而言, n 为应力作用点的外法向, σ_1, σ_2 在 n 方向上的真实当量效果是拉伸, 应当用第 1 象限内的 σ_1 和第 4 象限内的 σ_2 来进行投影, 而不应用第 3 象限内的 σ_1 和第 2 象限内的 σ_2 来向外法向反向投影, 简言之, 待投影主应力的方向应与投影方向呈锐角。现有投影法未有效解决多轴应力状态转换过程中主应力拉压特性的保留问题, 可能造成 σ_{\min} 被错误放大或缩小, 致使疲劳强度评价结果失准。

2 基于方向余弦族投影的方法

为消除上述投影法缺陷对疲劳强度评价结果的影响, 提出结构疲劳应力参量确定方法, 包含 2 个主要步骤: 基于球面扫略的方向余弦族构建与各主应力分量的投影叠加和最大、最小应力确定。

2.1 方向余弦族的构建

对结构中某点, 任何事先设定的投影方向都未必是该点真正最大拉伸应力所在方向, 因此, 考虑围绕该点构建一个方向余弦族, 不难想象, 这个方向余弦族将形成以该点为圆心, 以单位长度为半径的球面, 只要它涵盖由该点出发的任意可能方向, 则最大拉伸应力必定落在其中某个方向上。具体构建方法

结合图 3 介绍如下。

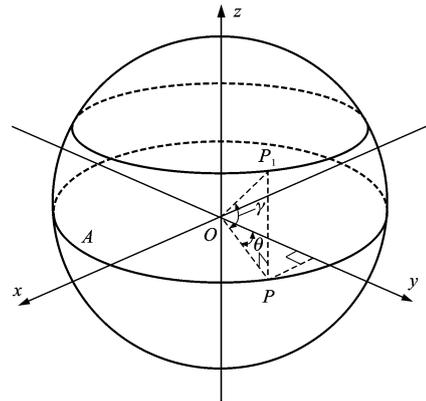


图 3 方向余弦族构建方法

Fig. 3 Construction method of direction cosine group

Step 1: 假设分析对象为结构中某点 O , 以 O 为原点建立笛卡尔坐标。

Step 2: 以 O 为圆心, 在 xOy 平面建立半径为 1 的圆 A 。

Step 3: 以 $(0, 1, 0)$ 为起点, 沿顺时针或逆时针方向, 依据需要的角度间隔, 在圆 A 的圆周上确定一系列点。如果 O 点到其中某点 P 的连线 OP 与 y 轴夹角为 θ , 可得 OP 方向余弦为 $(\sin(\theta), \cos(\theta), 0)$ 。依次记录圆周上所有点的方向余弦。

Step 4: 方向余弦族形成绕 O 点的球面, 假设用 zOP 平面切割该球面后, 会在相对 xOy 平面的某仰角 γ 方向形成交点 P_1 , 不难求得 OP_1 方向余弦为 $(\sin(\theta)\cos(\gamma), \cos(\theta)\cos(\gamma), \sin(\gamma))$ 。同理, 可得到仰角 γ 下与圆 A 圆周上各点对应的所有方向余弦。

Step 5: 依据需要, 在 $-90^\circ \sim 90^\circ$ 范围内变换角度 γ , 重复 Step 4, 最终可得到由点 O 出发的方向余弦族。通过调整 Steps 3、4 中的角度变化间隔, 能方便地控制方向余弦族的规模, 角度间隔越小, 包含的方向越多, 后续获得的最大拉伸应力越趋近实际, 但求解过程耗费的时间更长。可根据需求, 在计算效率与精度间做出恰当的选择。

图 4 给出了方向余弦族效果, 原点至球面各点的连线形成方向余弦族中的所有方向。在构建图示方向余弦族时, 角度 θ, γ 的间隔均选为 10° , 共包含方向余弦 612 个。

2.2 最大和最小应力的确定

在构建结构中某点 O 的方向余弦族后, 可进行用于评价该点疲劳强度的最大应力 σ_{\max} 和最小应力 σ_{\min} 的求解。假定结构中某点 O 共经历了 t 个载荷工况, 围绕它构建的方向余弦族共包含 p 个方向。在某工况 i 下, O 点的三向主应力在方向余弦族中

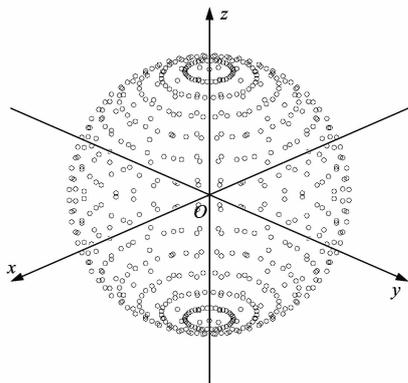


图 4 方向余弦族

Fig. 4 Direction cosine group

选择任一方向 n_j 进行投影和叠加, 为方便有效地保留主应力分量的拉压属性, 对式 (3) 加以修订, 提出了始终以 n_j 为外法面的算法, 投影叠加后的应力 σ_{eij} 为

$$\sigma_{eij} = \sigma_{1i} |n_{1i}n_j| + \sigma_{2i} |n_{2i}n_j| + \sigma_{3i} |n_{3i}n_j| \quad (4)$$

式 (4) 的本质在于通过引入绝对值符号, 排除主应力存在 2 个方向带来的困扰, 在投影和叠加过程中, 始终保留主应力正负号, 确保当量后仍具备原有的拉压属性。这一方法简单有效地满足了多轴应力状态转换过程中, 待投影的主应力方向应与投影方向呈锐角 (极限条件下呈直角, 投影后值为 0) 这一要求。结合式 (4), 利用双重循环, 将 O 点在全部 t 个工况下的应力分量分别向它方向余弦族中 p 个方向进行投影叠加, 选取所得的 tp 个 σ_{eij} 中的最大值为 σ_{max} , 最小值为 σ_{min} 。

3 构架与轴箱体疲劳强度分析

转向架是铁道车辆走行部的重要组成, 它的疲劳失效会严重威胁铁路运输的安全。构架作为转向架的骨架, 是各部件的安装基础, 承受并传递各种载荷。轴箱体是轴箱装置的骨架, 在连接轮对与构架, 实现轮对滚动向构架平动的转化, 向轮对传递源于一系簧上部分的各种载荷中, 发挥着重要作用。采用合理的方法对构架和轴箱体进行疲劳强度校核有着重要的工程意义。通过对比本文方法和投影法进行某转向架构架和某轴箱体疲劳强度校核结果的差异, 分析本文方法的合理性和有效性。

3.1 构架疲劳强度分析

3.1.1 构架结构与有限元模型

图 5 为某车辆三轴转向架焊接构架的有限元模

型。构架采用三轴、拉杆牵引、电机架悬方式, 为传统的“目”字形焊接结构, 由箱型侧梁、端梁和横梁组成, 其中前端梁为下沉梁。各梁均由薄板焊接, 该结构可提高构架的整体抗剪切变形能力和抗扭转能力。构架主体材料为 Q345E, 采用实体单元对几何模型进行离散, 共包含 3 076 293 个单元, 5 589 954 个节点。建模时以构架几何中心在轨面的投影为原点 O , 车辆前进方向为 x 轴, 水平面内垂直前进方向向右为 y 轴, 垂向向下为 z 轴建立坐标系。

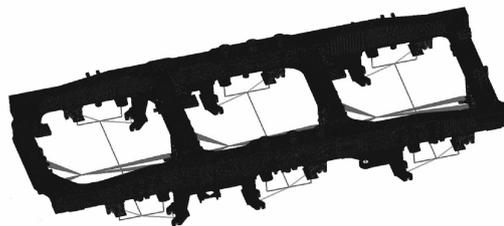


图 5 焊接构架有限元模型

Fig. 5 Finite element model of welded frame

3.1.2 计算工况

依据国际铁路联盟标准《动力车—转向架与走行装置—转向架结构强度试验》(UIC 615-4)^[14] 设定了表 1 所示 13 种主要运营载荷计算工况, 涉及到构架承受的载荷包括垂向载荷 F_z 、横向载荷 F_y 、扭曲载荷 (在扭曲工况下, 转化为一个车轮处的垂向位移)、设备质量 (如电机、制动单元等)。除扭曲工况外, 均在车轮位置施加三向位移约束, 侧滚系数 α 和浮沉系数 β 分别取 0.1 和 0.2。

表 1 主要运营载荷计算工况

Tab. 1 Calculation cases of normal service loads

载荷 工况	构架每侧的垂向力		横向 载荷	扭曲载荷
	左侧	右侧		
1	F_z	F_z	0	0
2	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	0	0
3	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_y	0
4	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	0	0
5	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	F_y	0
6	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	0	0
7	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$-F_y$	0
8	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	0	0
9	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$-F_y$	0
10	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_y	0.5% 轨道扭曲
11	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	F_y	0.5% 轨道扭曲
12	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$-F_y$	0.5% 轨道扭曲
13	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$-F_y$	0.5% 轨道扭曲

3.1.3 疲劳强度评定

利用 APDL 程序提取了构架关键部位 500 个节点在 13 个主要运营工况下的主应力与方向余弦。通过 MATLAB 编程,分别按照现有投影法和本文方法计算得到各节点的当量疲劳应力参量。将 2 种方法得到的疲劳应力参量绘入《大纲》中 Goodman 图后的疲劳强度评定效果分别见图 6、7。表 2 给出了部分代表性节点的最大应力 σ_{max} 、最小应力 σ_{min} 和经 Goodman 修正^[21]后的等效应力幅 $\sigma_{-1,a}$,等效应力幅能反映平均应力的影响,将不同应力比下的应力幅转化为对称循环(即应力比为-1)下的应力幅,从而实现量化比较。修正公式为

$$\sigma_{-1,a} = \frac{\sigma_a}{1 - \sigma_m/\sigma_b} \quad (5)$$

式中: σ_b 为材料的抗拉强度,对于本文构架材料,其值为 520 MPa。

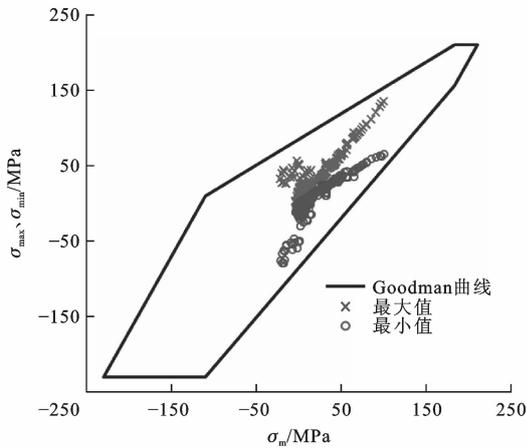


图 6 投影法的疲劳强度评定结果

Fig. 6 Result of fatigue strength assessment with projection method

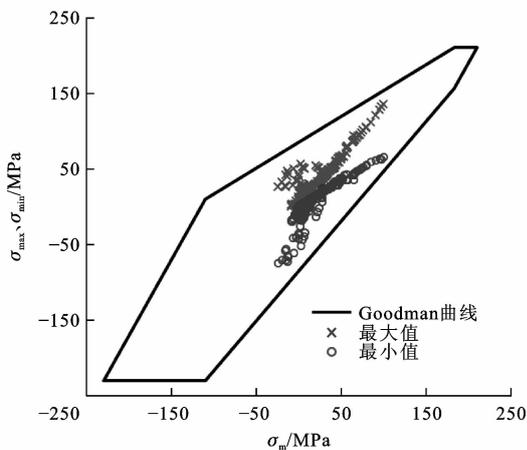


图 7 本文方法的疲劳强度评定结果

Fig. 7 Result of fatigue strength assessment with proposed method

由图 6、7 和表 2 可知,无论采用投影法还是本文方法,构架在主要运营载荷计算工况下,疲劳强度均满足要求。需注意的是,投影法结果中有 41 个节点的最大应力小于本文方法结果(如节点 254254、254570 等),占节点总数的 8.2%;在最小应力上,投影法中有多达 27.8%的节点与本文方法最小应力相差 1 MPa 以上,其中 97 个节点的最小应力高于本文方法结果(如节点 128657 等),其余 42 个节点的最小应力低于本文方法结果(如节点 124505、254254、254570 等);比较等效应力幅可知,投影法比本文方法计算结果低 1 MPa 以上的节点有 60 个(如节点 128657 等),高 1 MPa 以上的节点有 41 个(如节点 124505、254254 等),分别占节点总数的 12.0%、8.2%;节点 128657 采用投影法计算得到的 $\sigma_{-1,a}$ 比本文方法低 34.73%,用于疲劳分析可能得到偏于危险的结论;节点 254254 投影法得到的 $\sigma_{-1,a}$ 比本文方法结果高 220.15%,用于疲劳分析可能使结论过于保守。

表 2 焊接构架代表性节点的当量疲劳应力

Tab. 2 Equivalent fatigue stresses of typical nodes of welded frame MPa

节点编号	投影法			本文方法		
	σ_{max}	σ_{min}	$\sigma_{-1,a}$	σ_{max}	σ_{min}	$\sigma_{-1,a}$
124505	32.89	-30.85	31.93	32.89	19.00	7.31
128397	134.68	65.37	42.91	134.68	65.37	42.91
128657	53.84	10.56	23.06	53.84	-14.12	35.33
254254	43.40	-23.28	34.00	46.39	26.65	10.62
254570	42.67	19.85	12.14	50.95	28.51	12.15

以表 2 数据为例,2 种方法除在节点 128397 的处理上能得到相同的疲劳应力参量外,其余各节点的处理结果均存在一定差异。造成这些差异的原因有 2 点:投影法直接将最大第一主应力方向选作当量投影方向,可能存在真正最大拉伸应力的方向被忽略(节点 254570 的 σ_{max} 较真实最大拉伸应力低 19.4%);投影法无法解决主应力拉压属性的判定问题,投影后可能造成最小应力大小改变,甚至正应力变负应力,负应力变正应力。

以节点 254254 为例,表 3 给出了该点在产生最大应力所在工况 A 和最小应力所在工况 B 的主应力及其方向余弦。如按常规投影法进行当量,工况 A 下应力 σ_{1A} 为最大应力 σ_{max} 为 43.40 MPa,用于投影的 σ_{1A} 的方向余弦 n_{1A} 为(0.462, 0.560, -0.688)。按照式(3)将工况 B 下应力 σ_{1B} 、 σ_{2B} 、 σ_{3B} 向 n_{1A} 投影,它们与 n_{1A} 夹角的余弦分别为 -0.996、0.085、

0.030, 叠加后得到 σ_{\min} 为 -23.28 MPa。然而, 在常规法投影过程中, 工况 B 下主应力 σ_{1B} 为拉应力, 它的方向余弦 n_{1B} 与 n_{1A} 的夹角大于 90° , 余弦为 -0.996, 导致 σ_{1B} 在 n_{1A} 方向上的投影为 -24.24 MPa, 产生与实际情况相悖的压缩效果。

表 3 节点 254254 在不同工况下的主应力与方向余弦

Tab. 3 Principal stresses and corresponding direction cosines of node 254254 in different cases

参数	工况 A	工况 B
σ_1/MPa	43.40	24.34
n_1	(0.462, 0.560, -0.688)	(-0.401, -0.531, 0.747)
σ_2/MPa	16.66	10.72
n_2	(0.799, 0.074, 0.597)	(0.856, 0.074, 0.512)
σ_3/MPa	2.66	1.87
n_3	(-0.386, 0.825, 0.413)	(-0.327, 0.844, 0.425)

本文方法首先通过球面扫描, 构建节点的方向余弦族, 搜索到产生最大拉伸应力的方向余弦 n 为 (0.750, 0.433, -0.500) 和/或 (-0.750, -0.433, 0.500), 且在投影时按照式 (4) 获取主应力方向与 n 方向夹角余弦的绝对值, 无需判断待投影主应力的方向, 由其自身正负号来保证投影分量的拉压效果, 得到最大拉伸应力 σ_{\max} 为 46.39 MPa, 最小应力 σ_{\min} 为 26.65 MPa; σ_{1B} 向 n 投影过程中确保了当量应力分量仍为拉应力, 为 22.00 MPa。

由此可见, 本文方法可有效获取真正的最大拉伸应力 (如节点 254254、254570 等), 避免了投影法因主应力存在 2 个方向, 导致拉压应力投影后属性改变, 出现最小应力被变大 (如节点 128657 等) 或变小 (如节点 124505、254570 等) 等情况的发生。方法简单, 物理意义明确, 可合理有效地应用于车辆结构疲劳强度评定。

3.2 轴箱体疲劳强度分析

3.2.1 轴箱体结构与有限元模型

图 8 为某车辆轴箱体的有限元模型。轴箱体所属轴箱装置, 采用弹簧+轴箱转臂结构, 在轴箱体上端设一组螺旋钢弹簧, 一侧设轴箱转臂, 另一侧设垂向减振器座。在车辆运行时, 弹簧主要受垂向力作用, 轴箱转臂主要传递牵引力、制动力和横向力。此外, 为了达到衰减振动和吸收振动能量的目的, 还配置有一系垂向减振器。轴箱体材料为 C 级钢, 同样采用实体单元对几何模型进行离散, 共包含 356 355 个单元, 559 420 个节点。

3.2.2 工况与疲劳强度评定

由于缺乏直接标准, 目前针对轴箱体疲劳强度

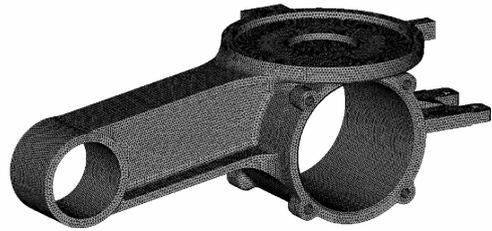


图 8 轴箱体有限元模型

Fig. 8 Finite element model of axle box body

校核的常用做法是借鉴转向架构架强度试验相关标准, 将其推广应用于轴箱体, 完成其疲劳强度计算与校核^[22]。为此, 同样设定表 1 所列 13 种主要运营载荷计算工况, 但对载荷进行一定修正, 即计算垂向载荷时, 轴箱体受力只能去除簧下质量而非转向架质量的影响。

与构架疲劳强度评定类似, 提取轴箱体表面节点应力参量, 分别按照现有投影法和本文方法计算各节点的当量疲劳应力参量, 部分代表性节点的相关数据见表 4。为便于直观比较, 将表 4 中数据绘制于图 9 中, 并用箭头表明投影法与本文方法所得参量的差异。

表 4 轴箱体代表性节点的当量疲劳应力参量

Tab. 4 Equivalent fatigue stress parameters of typical nodes of axle box body MPa

节点编号	投影法			本文方法		
	σ_{\max}	σ_{\min}	$\sigma_{-1,a}$	σ_{\max}	σ_{\min}	$\sigma_{-1,a}$
257850	39.19	3.16	18.65	39.19	-28.45	34.11
261095	31.20	-21.33	26.48	31.20	-3.02	17.51
273222	33.36	-33.43	33.40	33.36	-33.43	33.40
280681	20.15	-30.98	25.34	25.90	-30.98	28.33
284508	20.91	-15.23	18.15	23.40	-23.07	23.24

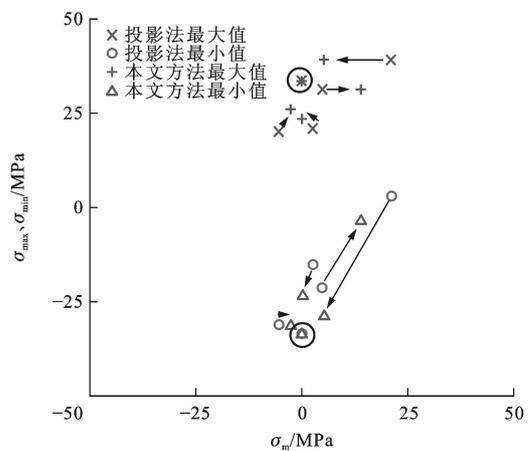


图 9 两种方法的对比结果

Fig. 9 Comparison results of two methods

由图 9 和表 4 可知: 现有投影法虽不失为一种简

单有效的疲劳应力参量求解方法(如节点 273222 等),但其自身存在的局限性导致在求取疲劳应力参量时,容易误判主应力拉压属性而使最小应力失真(如节点 257850、261095、284508 等),误判最大拉应力方向而低估最大应力(如节点 280681、284508 等),可能使疲劳强度评价的结果偏于危险或过于保守。对节点 257850 而言,投影法得到的对称循环应力幅 $\sigma_{-1,a}$ 较本文方法获得的参量低 45.32%,而对节点 261095,情况恰恰相反,投影法的结果虚高 51.23%。如果以投影法结果为依据进行疲劳分析,结果的合理性值得商榷。本文方法有效修正了投影法的缺陷,得到的结构疲劳参量更加真实可信。

4 结 语

针对现有投影法存在遗漏真实最大拉伸应力方向且无法确保主应力拉压属性等问题,提出了一种基于球面方向余弦族投影的车辆结构疲劳参量求解方法。以某焊接构架和某轴箱体的疲劳强度评定为例,比较了投影法与本文方法的分析结果。本文方法能有效搜索到最大拉伸应力所在方向,并在多轴应力状态转换的投影叠加过程中,保留应力分量的拉压效果,实现算法简单,物理意义明确,避免了传统投影法得到的最大应力可能变小,最小应力可能变大或变小的情况发生,可合理有效地应用于车轮、构架、轴箱体等机车车辆零部件的疲劳强度评定。

值得注意的是在构建方向余弦族时,角度间隔的选择对后续投影计算量和精度均有影响,间隔越小,计算量越大,结果精度越高,反之,间隔越大,计算量越小,但可能影响结果的精度。为此,考虑方向余弦族精度与计算效率的平衡,发展一种前期采用较大角度跨度来搜索确定最大拉伸应力大致方位,后期局部加密方向余弦间隔角度以进行精细定位的高效投影算法,是进一步研究的方向。

参 考 文 献 :

References :

- [1] ZHANG Wei-hua, WU Ping-bo, WU Xue-jie, et al. An investigation into structural failures of Chinese high-speed trains[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2006, 13(3): 427-441.
- [2] JEON K W, SHIN K B, KIM J S. A study on fatigue life and strength of a GFRP composite bogie frame for urban subway trains[J]. *Procedia Engineering*, 2011, 10: 2405-2410.
- [3] 安 琪,李 芾,傅茂海. 牵引电机振动对构架疲劳强度的影响[J]. *西南交通大学学报*, 2010, 45(2): 209-212.
- AN Qi, LI Fu, FU Mao-hai. Influences of traction motor vibration on bogie frame fatigue strength[J]. *Journal of*

Southwest Jiaotong University, 2010, 45(2): 209-212. (in Chinese)

- [4] 卢耀辉,冯 振,陈天利,等. 气动载荷影响下的高速列车车体疲劳强度评估方法[J]. *交通运输工程学报*, 2014, 14(6): 44-50.
- LU Yao-hui, FENG Zhen, CHEN Tian-li, et al. Evaluation method of fatigue strength for carbody of high-speed train under influence of aerodynamic loads[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2014, 14(6): 44-50. (in Chinese)
- [5] 秦国栋,刘志明,崔二光,等. 提速转向架焊接构架疲劳寿命的实用分析方法[J]. *中国铁道科学*, 2004, 25(1): 46-51.
- QIN Guo-dong, LIU Zhi-ming, CUI Er-guang, et al. Practical analysis method for fatigue life of welded frame of speed-up bogie[J]. *China Railway Science*, 2004, 25(1): 46-51. (in Chinese).
- [6] 缪炳荣,张立民,张卫华,等. 考虑整车动力学特性的高速列车车体结构疲劳仿真[J]. *铁道学报*, 2010, 32(6): 101-108.
- MIAO Bing-rong, ZHANG Li-min, ZHANG Wei-hua, et al. High-speed train carbody structure fatigue simulation based on dynamic characteristics of the overall vehicle [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2010, 32(6): 101-108. (in Chinese)
- [7] 刘 旭,张开林,姚 远,等. 缺口应力法在机车焊接构架疲劳分析中的应用[J]. *铁道学报*, 2015, 37(1): 24-29.
- LIU Xu, ZHANG Kai-lin, YAO Yuan, et al. Application of notch stress method in fatigue analysis of locomotive welded frame[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2015, 37(1): 24-29. (in Chinese)
- [8] 张澎湃,刘金朝,张 斌,等. 基于主应力法和修正的 Crossland 疲劳准则的动车组车轮疲劳强度评定方法[J]. *中国铁道科学*, 2014, 35(2): 52-57.
- ZHANG Peng-pai, LIU Jin-zhao, ZHANG Bin, et al. Assessment method for fatigue strength of EMU wheel based on principal stress method and amendatory Crossland method[J]. *China Railway Science*, 2014, 35(2): 52-57. (in Chinese)
- [9] 李宝瑞,赵永翔. 基于 UIC 标准的转向架构架强度评估[J]. *机械*, 2012, 39(10): 9-12.
- LI Bao-rui, ZHAO Yong-xiang. Strength assessment for bogie frame based on UIC standard[J]. *Machinery*, 2012, 39(10): 9-12. (in Chinese)
- [10] 刘会英,张澎湃,米彩盈. 铁道车辆车轮强度设计方法探讨[J]. *铁道学报*, 2007, 29(1): 102-108.
- LIU Hui-ying, ZHANG Peng-pai, MI Cai-ying. Research of design method of rolling stock wheel strengths[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2007, 29(1): 102-108. (in Chinese)
- [11] 肖守纳,杨 超,阳光武. 一种新的焊接构架疲劳分析方法[J]. *西南交通大学学报*, 2013, 48(2): 199-204.
- XIAO Shou-ne, YANG Chao, YANG Guang-wu. A novel fatigue analysis method of welded frames[J]. *Journal of*

- 输工程学报,2015,15(1):50-57,73.
- LIU Ruo-chen, ZUO Hong-fu, SUN Jian-zhong, et al. Electrostatic monitoring of vehicle gearbox[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2015, 15(1): 50-57, 73. (in Chinese)
- [21] PARASONS R. Electrical double layer: recent experimental and theoretical developments[J]. Chemical Reviews, 1990, 90(5): 813-826.
- [22] EBERSBACH S, PENG Z, KESSISSOGLU N J. The investigation of the condition and faults of a spur gearbox using vibration and wear debris analysis techniques [J]. Wear, 2006, 260(1/2): 16-24.
- [23] 张 营,左洪福,陈志雄,等. 轴承钢早期胶合故障静电在线监测方法及试验[J]. 摩擦学学报,2012,32(5):507-515.
- ZHANG Ying, ZUO Hong-fu, CHEN Zhi-xiong, et al. Electrostatic monitoring of oil lubricated sliding bearing steel with point contacts for detection of initial stage of scuffing [J]. Tribology, 2012, 32(5): 507-515. (in Chinese)
- [24] ZHANG Ying, ZUO Hong-fu, BAI Fang. Feature extraction for rolling bearing fault diagnosis by electrostatic monitoring sensors [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 229(10): 1887-1903.
- [25] BOUSLIMI Y, FOFANA I, HEMMATJOU H, et al. Static electrification assessment of transformer oils in the spinning disc system[C]//IEEE. 2010 International Conference on High Voltage Engineering and Application. New York: IEEE, 2010: 337-340.
- [26] ROSSNER M, SINGER H. Measurement of micrometer particles by means of induced charges[C]//IEEE. 1989 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting. New York: IEEE, 1989: 2233-2238.
-
- (上接第 71 页)
- Southwest Jiaotong University, 2013, 48(2): 199-204. (in Chinese)
- [12] CROSSLAND B. Effect of large hydrostatic pressure on the torsional fatigue strength of an alloy steel[C]//Institution of Mechanical Engineers. Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals. London: Institution of Mechanical Engineers, 1956: 138-149.
- [13] European Rail Research Institute. Programme of tests to be carried out on wagons with steel underframe and body structure (suitable for being fitted with the automatic buffing and draw coupler) and on their cast steel frame bogies[R]. Utrecht: European Rail Research Institute, 1997.
- [14] JEON K W, SHIN K B, KIM J S. A study on evaluation of fatigue strength of a GFRP composite bogie frame for urban subway vehicles[J]. Advanced Composite Materials, 2013, 22(4): 213-225.
- [15] DEMILLY F, OWEN C, BRUNEL J F, et al. FEA and methodology of design optimization of wheel-rail interface for heavy haul wagon wheels[C]//International Heavy Haul Association. Proceedings of the 9th International Heavy Haul Conference. Beijing: China Railway Publishing House, 2009: 426-432.
- [16] SUN Shu-lei, ZHOU Zhang-yi, LI Fu, et al. Fatigue strength analysis of 160 km/h high speed freight car wheel web[C]//PENG Qi-yuan, KELVIN C P, QIU Yan-jun, et al. Proceedings of the 3rd International Conference on Transportation Engineering. Reston: ASCE, 2011: 2550-2555.
- [17] KIM C S, KANG G H, JANG S H. A study on the development of the Korean gauge-adjustable wheelset system for freight train [J]. Advanced Materials Research, 2011, 199-200: 337-340.
- [18] 卢 杰,米彩盈,刘亚军,等. 基于 ANSYS 的车轮参数化设计与疲劳后处理研究[J]. 机车电传动,2013(6):32-35.
- LU Jie, MI Cai-ying, LIU Ya-jun, et al. Research on wheel parametric design based on ANSYS and fatigue post-processing system[J]. Electric Drive for Locomotives, 2013(6): 32-35. (in Chinese)
- [19] YANG Bing, ZHAO Yong-xiang. Experimental research on dominant effective short fatigue crack behavior for railway LZ50 axle steel[J]. International Journal of Fatigue, 2012, 35(1): 71-78.
- [20] JUN H K, JUNG H S, LEE D H, et al. Fatigue crack evaluation on the underframe of EMU carbody[J]. Procedia Engineering, 2010, 2(1): 893-900.
- [21] 杨 冰,赵永翔. PW200 转向架的疲劳可靠性分析[J]. 中国机械工程,2005,16(13):1193-1197.
- YANG Bing, ZHAO Yong-xiang. Fatigue reliability analysis of PW200 bogie[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(13): 1193-1197. (in Chinese)
- [22] 肖守纳,杨 冰,曲天威,等. EN 13749 标准在机车轴箱体强度分析中的推演应用[J]. 机车电传动,2013(2):38-41.
- XIAO Shou-ne, YANG Bing, QU Tian-wei, et al. Extrapolation and application of standard EN 13749 in strength analysis of locomotive axle-box body[J]. Electric Drive for Locomotives, 2013(2): 38-41. (in Chinese)