

# 基于仿真分析的压铆力预测模型\*

汪乐,田威,张霖,曾超

(南京航空航天大学机电学院,南京 210016)

[摘要] 铆接是飞机结构机械连接的主要方式,压铆力作为影响铆接质量的重要因素,传统的计算方法通常是建立在体积不变的假设之上,且不考虑钉杆材料被压入钉孔部分的体积,导致模型误差较大。为此,依据仿真分析结果和铆钉材料的流动趋势,引入体积缩减系数来描述钉杆被压入钉孔部分的体积,建立压铆力预测模型,并与已有的试验数据进行对比,结果表明计算值与试验值的一致性较好,该模型可以用来预测铆接过程中压铆力的大小。

关键词:飞机结构;压铆力;仿真分析;体积缩减系数;预测模型

DOI: 10.16080/j.issn1671-833x.2017.22.056



汪乐

硕士研究生,主要研究方向为飞机装配技术,在校期间参与飞机部件数字化柔性装配生产线技术研究,负责制孔和铆接过程的工艺研究。

飞机在装配中使用了許多连接方法,应用较广的有铆接、胶接和螺栓连接,机械连接方法的选择取决于机体结构所使用的材料。自20世纪30年代飞机机体开始使用薄壁件以来,铆接一直是飞机结构中最主要的

连接方法,其工艺过程简单、铆接质量易于检测、铆接强度稳定可靠,飞机中的铝合金薄壁结构大量采用铆接,约占全机总连接量的80%<sup>[1]</sup>。影响铆接质量的因素有压铆力、初始钉孔配合间隙、铆钉的类型与材料、被连接件的类型与材料等,在这些因素中,压铆力对铆接质量有重要影响,不同的压铆力将会形成不同的铆头尺寸,同时在铆接后钉孔周围形成不同的残余应力分布,从而影响铆接接头的疲劳寿命。因此对铆接过程压铆力的研究尤为重要。

近年来,国内外学者对压铆过程中的压铆力做了大量研究。Skorupa等<sup>[2]</sup>研究了疲劳寿命与压铆力大小的关系,结果表明,运用较大的压铆力将会显著提高铆接件的疲劳寿命。Li<sup>[3]</sup>运用弹塑性力学分析方法对压铆过程中压铆力引起被连接材料内部的应力变化进行了研究。Rijck等<sup>[4]</sup>运用铆钉的真实应变和幂指数硬化方程建立了压铆力与铆头成形尺寸之间的关系,并通过压铆试验验证了模型的有效性。Zhang等<sup>[5]</sup>研究了沉头铆钉铆接变形过程中在压铆力

作用下的铆头尺寸,建立了铆头尺寸的计算模型并进行了仿真分析。刘平<sup>[6]</sup>对压铆过程进行了阶段划分并运用主应力法得到铆钉压铆力的大小。牟伟强等<sup>[7]</sup>对无头铆钉的压铆力进行了数学建模与仿真分析。常正平等<sup>[8]</sup>运用弹塑性力学中厚壁圆筒模型对铆钉铆头成形的压铆力大小进行了分析,考虑了摩擦力作用下铆头的不均匀变形。但上述的研究都是基于体积不变的假设下进行研究的,忽略了在压铆过程中钉杆材料被压入钉孔部分的体积。

本文通过对铆钉压铆过程的研究,运用幂指数硬化理论和体积不变条件建立压铆力与钉头尺寸之间的关系,同时基于铆钉材料流动特点和有限元分析结果将钉杆材料被挤入钉孔部分的体积考虑在内,对压铆力计算模型加以修正,最后通过压铆试验验证所建模型的有效性。

## 压铆力计算模型

在分析铆钉压铆力计算方法之前,除了弹塑性力学中的连续性假定、均匀性假定、各向同性假定、无初

\*基金项目:国家自然科学基金项目(51575273)。

应力假定之外<sup>[9]</sup>,还运用到了体积不变假定和将铆模假设为理想化的刚体,其变形相对于铆钉可忽略不计。铆钉压铆成形过程可用柱体在平板之间的镦粗模型来近似描述,图1根据体积不变原则并假设成形后的镦头是标准圆柱体,则有:

$$\frac{1}{4}\pi D^2 H = \frac{1}{4}\pi D_0^2 H_0 \quad (1)$$

对数应变具有误差小、可叠加、可比的特点,能够真实地反映变形的积累过程,在大的塑性变形问题中,运用对数应变才能得出较为合理的结果,因此采用对数应变表示铆钉的变形过程。在压铆力施加方向上的对数应变为:

$$\varepsilon = \ln\left(\frac{H}{H_0}\right) \quad (2)$$

真实应力与真实应变之间的关系可用幂指数硬化方程来表示<sup>[10]</sup>:

$$\sigma = C(\varepsilon)^m \quad (3)$$

式中,  $C$  为铆钉材料的强度系数,  $m$  为铆钉材料的硬化指数。通常情况下,硬化指数  $m$  是小于 0.5 的,根据变形前后尺寸的大小关系,  $\varepsilon$  是小于 0 的,表示铆钉受到的是压应力,据此压应力可计算如下:

$$\sigma_{sq} = C(\varepsilon_{sq})^m = C\left(-\ln\left(\frac{H}{H_0}\right)\right)^m = C\left(\ln\left(\frac{H_0}{H}\right)\right)^m \quad (4)$$

因此载荷方向的压铆力为:

$$F_{sq} = \frac{1}{4}\pi D^2 C(\varepsilon_{sq})^m = \frac{1}{4}\pi D^2 C\left(\ln\left(\frac{H_0}{H}\right)\right)^m \quad (5)$$

根据体积不变的假设,将式(1)代入式(5),可得到压铆力仅与成形镦头高度的关系式:

$$F_{sq} = \frac{1}{4}\pi D_0^2 \cdot \frac{H_0}{H} \cdot C\left(\ln\left(\frac{H_0}{H}\right)\right)^m \quad (6)$$

上述推导过程都是在体积不变的假设下进行的,但在实际的压铆过程中,由于镦头侧铆钉钉杆部分材料被压入钉孔当中,导致式(1)不再相等,等式左边小于等式右边的值。为

此引入体积缩减系数  $\mu$  来计算此部分的影响,将式(1)修正为:

$$\frac{1}{4}\pi D^2 H = (1 - \mu) \cdot \frac{1}{4}\pi D_0^2 H_0 \quad (7)$$

式中,体积缩减系数可由镦头侧钉杆被压入铆钉孔部分的长度  $h$  与板外钉杆总长度  $H_0$  的比值来计算<sup>[11]</sup>:

$$\mu = \frac{h}{H_0} \quad (8)$$

修正后的压铆力计算公式为:

$$F_{sq} = \frac{1}{4}(1 - \mu)\pi D_0^2 \cdot \frac{H_0}{H} \cdot C\left(\ln\left(\frac{H_0}{H}\right)\right)^m \quad (9)$$

钉杆材料被压入钉孔内发生在压铆过程的开始阶段,一般铆接过程钉孔直径略大于铆钉的直径<sup>[12]</sup>,在压铆的开始阶段,钉杆还未接触到孔壁时,整个钉杆处于自由镦粗状态,此时钉杆材料以轴向流动为主。当孔内部分的钉杆接触到孔壁,由于受到孔壁直径方向的限制,钉杆材料轴向流动趋于饱和,随着压铆过程的进行,镦头逐渐形成,钉杆材料以径向流动为主。分析压铆过程可以发现,钉杆材料被压入钉孔内仅发生在铆钉自由镦粗的早期阶段,因此对于给定初始配合关系的铆钉在最终镦头形成的过程中,  $h$  值可视为一个常数。钉杆被压入钉孔部分的长度  $h$  与钉孔初始配合间隙有很大的关系,关于  $h$  值的计算要考虑弹塑性理论和铆钉材料的流动准则,在数学上计算较为复杂,有限元模拟仿真可以提供一个解决的思路。

## 压铆过程仿真分析

采用 ABAQUS 有限元仿真软件

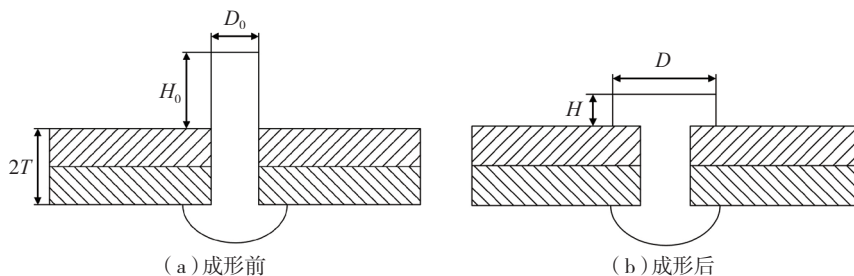


图1 铆钉镦头形成示意图

Fig.1 Illustration of driven head formation

对铆钉的变形过程进行仿真分析,压铆过程中铆钉的变形很大,存在着几何和材料的非线性。为缩短分析时间,采用二维轴对称模型分析铆钉的压铆过程。

(1) 几何模型。采用半圆头铆钉,铆钉的直径为 4mm,长度为 9mm,铆钉孔的直径为 4.1mm,两连接板的板厚均为 2mm,被连接件总厚度为 4mm。有限元分析模型如图 2 所示,图中  $X$  方向为铆钉的直径方向,  $Y$  方向为铆钉的轴向,  $Z$  方向可由  $X$  和  $Y$  的方向根据右手系规定来确定。镦头成形高度为 2mm,作用时间为 0.1s。

(2) 材料模型。铆钉材料为 2117-T4 铝合金,被连接板的材料为 2024-T3 铝合金,材料的具体参数如表 1<sup>[13]</sup> 所示。

(3) 接触和边界条件。压铆过程中的接触包括铆钉与被连接板的接触、被连接板之间的接触及铆模与铆钉之间的接触,根据主从关系设置各接触面之间的摩擦,摩擦通过设置罚函数的方式来定义,摩擦系数取 0.2<sup>[14]</sup>。分析铆接过程,对于铆钉轴线限制其在  $X$  方向的移动和绕  $Z$  轴的转动;约束铆钉下端部圆弧的全部自由度;被连接板的右边界约束其  $X$  方向的移动和绕  $Z$  轴的转动;定义参考点将铆模约束为刚体,其相对于铆钉的变形可忽略不计。

(4) 网格划分。选用缩减积分的显式轴对称应力单元 CAX4R,在变形严重的区域划分更密的网格,考虑到压铆过程中铆钉存在较大的塑性变形,因此运用自适应网格控制对

钉杆进行网格划分。

图3显示的是压铆完成后钉杆径向位移和轴向位移在未变形模型上的云图。图3(a)中,由于在压铆力作用下镦头的形成,材料的径向流动主要发生在孔外部分的钉杆材料;图3(b)中,对于孔外部分的铆钉,其钉杆材料的轴向位移随径向位置的变化存在着明显的非线性。压铆成形后的镦头通常不是标准的圆柱体,镦头中部会膨胀成类似鼓形,在镦头直径最大的位置处钉杆表面的径向位移达到最大值,而镦头的形成反映在钉杆材料上就是直径方向上位移值的增加。

图4显示的是不同直径位置处沿铆钉轴线方向上的径向位移变化曲线,其中横轴 $y$ 表示钉杆的轴向位置,钉头与钉杆的交界处 $y$ 值为0,  $r$ 表示钉杆端面上不同的直径位置,  $r$ 值越小离铆钉轴线距离越近。在孔内部铆钉的径向位移变化不大,径向位移的增加主要发生在孔外部,孔外铆钉靠近表面处的径向位移呈现出先增大后减小的趋势,这是由于在镦头形成过程中摩擦力的不均匀分布造成的。在镦头的上下表面处的摩擦力较大导致铆钉材料流动受阻,而中间部分受摩擦力的影响较小,这也解释了铆钉镦头的形状通常为鼓形的原因。在钉杆表面也即 $r=2.0\text{mm}$ 处,当轴向位置 $y=6\text{mm}$ 时,径向位移开始出现突然的增加,由此前的分析,在此轴向位置处铆钉材料发生较大的径向流动,形成铆钉的镦头,但由图4中不同位置的曲线可看出,在钉杆轴向位置 $y=6\text{mm}$ 处,钉杆内部材料的径向位移值已经开始增加,从这个角度来看,用钉杆内部材料径向位移值的增加来描述材料径向流动趋势更为合适,取钉杆轴线附近 $r=0.15\text{mm}$ 处钉杆的径向位移来研究。图5列出了 $r=0.15\text{mm}$ 处钉杆径向位移的变化情况,同时表示出位移相对于前一点的增加值与轴向

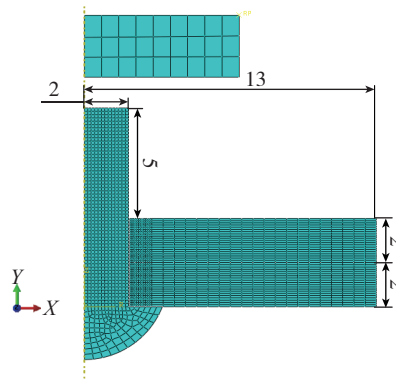


图2 有限元分析模型

Fig.2 Meshed finite element model

表1 铆钉和被连接板材料性能参数

材料	$E/\text{GPa}$	$\nu$	$\sigma_y/\text{MPa}$	$C/\text{MPa}$	$m$	$K_h/\text{MPa}$	$\epsilon_{\text{true}}$	硬化类型
铆钉, 2117-T4 铝合金	71.7	0.33	172	544	0.23	—	$0.02 \leq \epsilon_{\text{true}} \leq 0.10$	指数
				551	0.15	—	$0.10 \leq \epsilon_{\text{true}} \leq 1.0$	指数
被连接板, 2024-T3 铝合金	72.4	0.33	310	676	0.14	—	$\epsilon_y \leq \epsilon_{\text{true}} \leq 0.02$	指数
				745	0.164	—	$0.02 \leq \epsilon_{\text{true}} \leq 0.10$	指数
				—	—	1034	$0.10 \leq \epsilon_{\text{true}} \leq 1.0$	线性

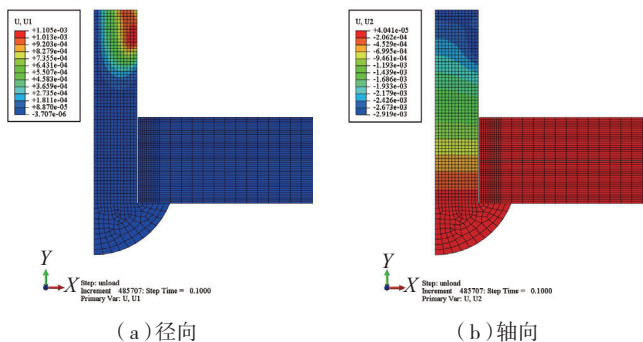


图3 位移云图

Fig.3 Contour plot of displacement

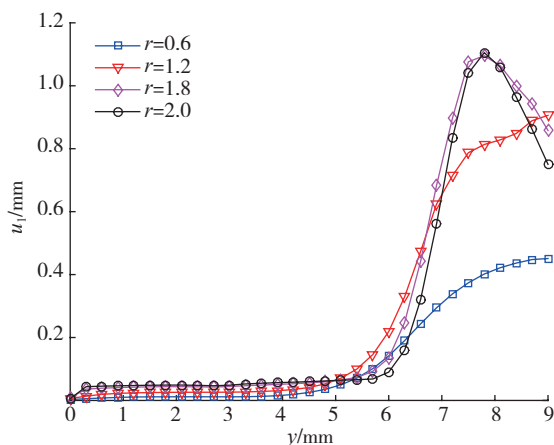


图4 不同直径位置处的径向位移

Fig.4 Radial displacement along  $y$  at different radial locations

位置的关系,可以看出,在钉杆轴向 $y=4.5\text{mm}$ 位置处,位移增加值出现突变,表明材料内部出现明显的径向位移,开始形成铆钉镏头。 $y=4.5\text{mm}$ 位置处,对于被连接件的板厚为 $4\text{mm}$ 可认为被挤入钉孔内部的钉杆长度为 $0.5\text{mm}$ ,由公式(8)体积缩减系数的计算方法可得 $\mu=0.1$ 。

### 修正模型试验验证及讨论

本文仿真分析所使用的铆钉类型、材料以及被连接板的材料与文献[15]中Rijek所做的压铆试验相同,Rijek利用公式(6)得出了压铆力与成形镏头尺寸之间的关系,为验证修正模型的有效性,本文拟采用Rijek的压铆试验数据进行验证。文献[15]中的试验铆钉材料为2117-T4铝合金,铆钉直径为 $4\text{mm}$ ,铆钉的长度为 $9\text{mm}$ ,被连接板的材料为2024-T3铝合金,被连接板的厚度为 $4\text{mm}$ 。试验过程通过设置一组递增的压铆力使铆钉形成镏头,观察镏头的成形情况并测量出不同压铆力作用下的镏头成形尺寸,得到压铆力与镏头尺寸之间的关系,其具体的试验数据如表2<sup>[15]</sup>所示。

由公式(6)和公式(9)可分别得到压铆力仅与镏头高度的关系,由试验数据得到的压铆力 $F_{sq}$ 和钉头高度 $H$ 的关系及由体积不变模型公式(6)和修正后的模型公式(9)之间的对比关系如图6所示。

图6中试验数据<sup>[15]</sup>与两种计算模型的基本走向保持一致,随着压铆力的逐渐增大,镏头的高度减小,在铆接过程中,由于初始配合间隙的存在及铆接干涉量的形成,造成了部分钉孔外的钉杆材料被压入铆钉孔内,而基于体积不变原则建立的压铆力计算模型则忽略了这部分材料的体积,导致计算理论值相对于试验值普遍偏高。在有限元分析结果的基础上修正体积不变模型后,从图5可以看出理论值与试验值有较好的一致

性,但当压铆力较大时,由修正模型计算的镏头高度值比测量的实际值要小,这是因为随着压铆力的增大,铆模与铆钉钉杆之间的摩擦力增大,铆钉材料的径向流动受阻,使得镏头的进一步镏粗变得更加困难,导致实际的镏头高度值较大。表3列出了不同镏头高度压铆力的预测值和实

际值的对应关系,从试验数据来看,修正之后的计算模型在不同镏头高度下预测压铆力数值的最大误差为 $6.56\%$ ,平均误差为 $3.85\%$ ,误差产生的主要是由于摩擦力的不均匀分布造成的。通过以上分析,修正后的压铆力计算模型有较好的预测效果,对于不同镏头高度的要求能较好地给

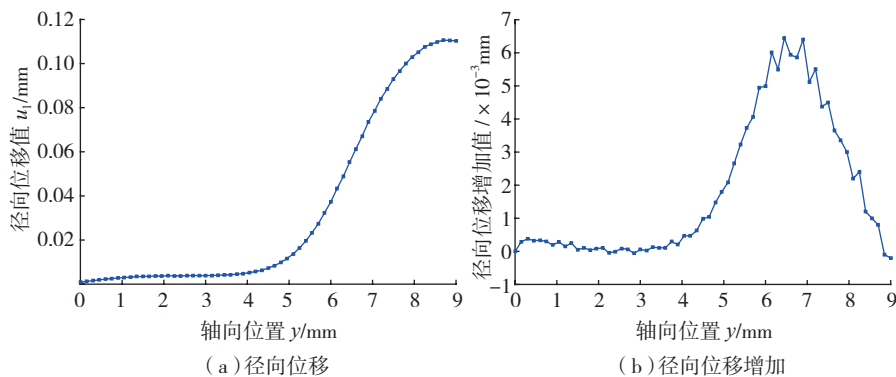


图5  $r=0.15\text{mm}$ 处钉杆径向位移值及位移增加值

Fig.5 Radial displacement and increment of radial displacement when  $r=0.15\text{mm}$

表2 压铆试验数据

$F_{sq}/\text{mm}$	5.00	7.50	10.00	12.50	15.00	17.50	20.00	22.50
$D_{ave}/\text{mm}$	4.20	4.66	5.21	5.65	6.02	6.32	6.55	6.77
$H_{ave}/\text{mm}$	4.16	3.52	2.82	2.38	2.14	1.88	1.77	1.66

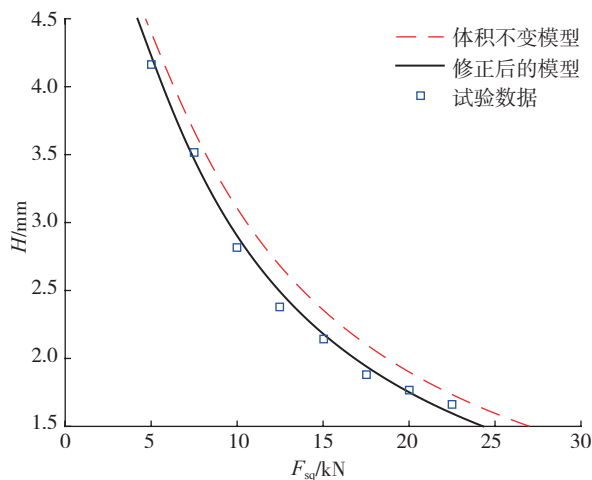


图6 模型计算值与试验值的比较

Fig.6 Comparison between calculated values of model and experimental values

表3 压铆力预测值与实际值的对比

$H/\text{mm}$	4.16	3.52	2.82	2.38	2.14	1.88	1.77	1.66
$F_{sq}$ 预测值 /kN	5.20	7.30	10.44	13.32	15.40	18.26	19.74	21.41
$F_{sq}$ 实际值 /kN	5.00	7.50	10.00	12.50	15.00	17.50	20.00	22.50

出相应压铆力的大小。

## 结论

铆接过程中预测压铆力与铆头尺寸之间的关系通常会用到体积不变原则,即认为在压铆过程中孔外部分的铆钉杆体积全部用来形成铆钉的铆头,然而实际情况则是部分钉杆材料在压铆力的作用下会被压入铆钉孔内,导致计算值与试验值之间的差异。本文结合压铆过程的有限元分析结果,引入钉杆体积缩减系数来描述钉杆材料被压入铆钉孔部分的体积。试验验证结果表明,修正后的压铆力计算模型能较好地预测出压铆力与铆头尺寸之间的关系。

## 参考文献

[1] 薛红前. 飞机装配工艺学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015.

XUE Hongqian. Aircraft assembly technology[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2015.

[2] SKORUPA M, SKORUPA A, MACHNIEWICZ T, et al. An experimental investigation on the fatigue performance of riveted lap joints[M]/ICAF 2009, Bridging the Gap between Theory and Operational Practice. Dordrecht: Springer, 2009.

[3] LI Y. An analysis of riveting process

by theoretical nonlinear finite element and experimental methods[D]. Wichita: Canada Wichita State University, 1998.

[4] DE RIJCK J J M, HOMAN J J, SCHIJVE J, et al. The driven rivet head dimensions as an indication of the fatigue performance of aircraft lap joints[J]. International Journal of Fatigue, 2007, 29(12): 2208-2218.

[5] ZHANG K F, CHENG H, LI Y. Riveting process modeling and simulating for deformation analysis of aircraft's thin-walled sheet-metal parts[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24(3): 369-377.

[6] 刘平. 铆接变形及其有限元分析[D]. 西安: 西北工业大学, 2007: 30-39.

LIU Ping. Rivet deformation and finite element simulation[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007: 30-39.

[7] 牟伟强, 李原, 张开富, 等. 无头铆钉压铆力数学建模与仿真分析[J]. 西北工业大学学报, 2010, 28(5): 742-747.

MU Weiqiang, LI Yuan, ZHANG Kaifu, et al. Mathematical modeling and simulation analysis of flush rivet pressing force[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2010, 28(5): 742-747.

[8] 常正平, 王仲奇, 王斌斌, 等. 基于铆头不均匀变形的压铆力建模[J]. 航空学报, 2016, 37(7): 2312-2320.

CHANG Zhengping, WANG Zhongqi, WANG Binbin, et al. Riveting force computation model based on formed head inhomogeneous deformation[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2016, 37(7): 2312-2320.

[9] 卓卫东. 应用弹塑性力学[M]. 北京: 科学出版社, 2013.

ZHUO Weidong. Applied elasticity and plasticity[M]. Beijing: Science Press, 2013.

[10] DOWLING N E. Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 1997, 19(3): 269-270.

[11] ZENG C, TIAN W, LIAO W H. Improved model concerning driven rivet head dimensions based on material flow characteristics[J]. Journal of Aircraft, 2016, 53(4): 1179-1184.

[12] 《航空制造工程手册》总编委会. 航空制造工程手册(飞机装配分册)[M]. 北京: 航空工业出版社, 1993: 116-119.

Aviation Manufacturing Engineering Handbook Editorial Board. Aviation manufacturing engineering handbook (aircraft assembly)[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 1993: 116-119.

[13] LI G, SHI G, BELLINGER N C. Studies of residual stress in single-row countersunk riveted lap joints[J]. Journal of Aircraft, 2006, 43(3): 592-599.

[14] SZOLWINSKI M P, FARRIS T N. Linking riveting process parameters to the fatigue performance of riveted aircraft structures[J]. Journal of Aircraft, 2000, 37(1): 130-137.

[15] DE RIJCK J J M. Stress analysis of fatigue cracks in mechanically fastened joints[D]. Delft: Delft University of Technology, 2005.

通讯作者: 田威, 教授, 研究方向为飞机智能装配技术与装备, E-mail: tw\_nj@nuaa.edu.cn。

# Prediction Model of Riveting Force Based on Simulation Analysis

WANG Le, TIAN Wei, ZHANG Lin, ZENG Chao

( College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China )

**[ABSTRACT]** Riveting is the main way of mechanical connection for aircraft structures, and the riveting force is an important factor affecting the quality of riveting. Traditional computation methods of riveting force are usually based on the constant-volume assumption, without considering the volume of the rivet material being pressed into the rivet hole, which caused the big error of the model. To this end, according to the simulation results and the flow trend of rivet material, the volume reduction coefficient is introduced to take into account the volume of the nail bar being pressed into the rivet hole, establishing a prediction model of riveting force and comparing with the available experimental data. The results show that the calculated values are in good agreement with the experimental ones, so this model can be used to predict the magnitude of riveting force in riveting process.

**Keywords:** Aircraft structure; Riveting force; Simulation analysis; Volume reduction coefficient; Prediction model

( 责编 李丹 )