航空科学技术
Aeronautical Science & Technology
Mar. 15 2018 Vol. 29 No.03 25-29

轴向受载耳片拉伸效率系数的 Neuber 修正

熊俊*，魏峰，曾锐

中电科芜湖钻石飞机制造有限公司，安徽 芜湖 241000

摘　要：为了改进和完善现有设计方法，引入 Neuber 准则，综合考虑耳片结构弹性模量、拉伸屈服强度、极限强度与塑性应变等参数，采用有限元方法获得耳片应力集中系数，对轴向受载耳片拉伸效率系数计算方法进行修正。相比于传统计算方法，修正之后的计算结果精度提高 14.2%，可以进一步降低结构设计重量，且该计算方法适用于所有飞机金属结构材料。

关键词：耳片；拉伸效率系数；Neuber 修正；应力集中系数；有限元分析

中图分类号：V228.4　　**文献标识码**：A　　DOI：10.19452/j.issn1007-5453.2018.03.025

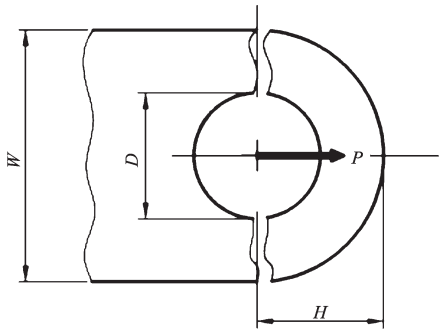
航空发动机安装系统的设计广泛采用耳片连接结构，耳片作为将发动机推力传递至飞机上的重要连接元件，是安装系统结构强度设计分析的重点。目前，国内外专家学者对耳片结构进行了大量的分析与试验，总结出一套适用于耳片强度分析设计的半经验公式与设计曲线[1~4]。但这些半经验公式、设计曲线是通过理论分析计算以及大量试验数据拟合而成，且与耳片结构材料相关联。当现有设计曲线不能涵盖发动机安装系统结构设计所选用的材料时，则只能采用类似结构材料的设计曲线或者采用插值方法得到耳片拉伸效率系数，并对耳片结构强度进行近似计算。故有必要对现有耳片结构拉伸效率系数的计算方法进行必要的修正与完善。

本文依据航空发动机安装系统耳片结构的受力特点对轴向受载耳片的拉伸效率系数进行纽伯（Neuber）修正，并分别采用二维与三维有限元法分析耳孔应力集中系数随耳片特征尺寸的变化规律，并对修正后的计算结果进行了对比分析。

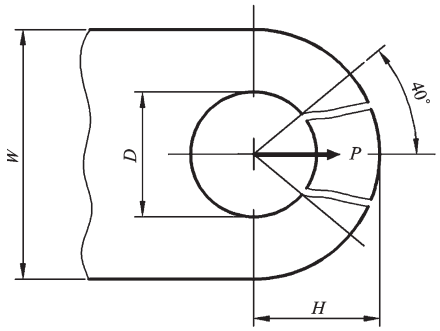
1 耳片强度计算方法

1.1 轴向拉伸耳片典型失效模式

本文的研究对象为受轴向拉伸载荷作用的圆头直耳片，当耳片拉伸净截面面积远小于剪切－挤压面面积时，耳片以拉伸破坏为主，如图 1（a）所示；当耳片剪切－挤压面面积远小于拉伸净截面面积时，耳片以剪切撕裂破坏为主，且这种破坏形式为螺栓两边 40° 位置的剪切撕裂[3]，如图 1（b）所示。



（a）拉伸破坏



（b）剪切撕裂破坏

图 1　耳片拉伸与剪切撕裂破坏

Fig.1　Lug tension and shear-tear-out failures

收稿日期：2018-01-10；　退修日期：2018-01-18；　录用日期：2018-02-06

* 通信作者 .Tel.：0553-5699313　E-mail：xiongj@cetcd.com

引用格式：Xiong Jun, Wei Feng, Zeng Rui. Neuber correction of tension efficiency factor for axially loaded lugs[J]. Aeronautical Science & Technology, 2018, 29 (03)：25-29. 熊俊，魏峰，曾锐．轴向受载耳片拉伸效率系数的 Neuber 修正 [J]. 航空科学技术，2018, 29 (03)：25-29.

1.2 轴向拉伸耳片强度计算方法

耳片结构轴向拉伸许用载荷为耳片轴向拉伸破坏极限载荷与耳片剪切撕裂－挤压破坏极限载荷的较小值。

耳片轴向拉伸破坏极限载荷：

$$P_{tu} = k_t \sigma_R A_t \tag{1}$$

耳片剪切撕裂－挤压破坏极限载荷：

$$P_{bru} = k_{br} \sigma_R A_{br} \tag{2}$$

式中：P_{tu}、P_{bru} 分别为拉伸与剪切撕裂－挤压破坏极限载荷；σ_R 为耳片轴向拉伸极限应力；A_t 为最小拉伸净截面面积，$A_t=(W-D)t$；A_{br} 为挤压面投影面积，$A_{br}=Dt$；W 为耳片宽度，D 为耳孔直径，t 为耳片厚度。

k_t，k_{br} 分别为耳片轴向拉伸效率系数与剪切－挤压效率系数，可查阅相关设计曲线[3,4]确定。k_{br} 只与耳片特征尺寸 D/t 以及 H/D 相关，k_t 除与耳片特征尺寸 D/W 相关，还与耳片厚度、结构材料相关，且不同结构材料对应不同的设计曲线[3,4]。

2 拉伸效率系数修正

2.1 Neuber 准则

Neuber 提出的计算缺口根部弹塑性应力应变的方程[5,6]为：

$$K_T = \sqrt{K_\sigma K_\varepsilon} \tag{3}$$

式中：K_T 为理论应力集中系数，$K_\sigma=\sigma/\sigma_{nom}$ 为应力集中系数，σ 为缺口根部的局部应力，σ_{nom} 为名义应力；$K_\varepsilon=\varepsilon/\varepsilon_{nom}$ 为应变集中系数，ε 为缺口根部的局部应变，ε_{nom} 为名义应变；当试验件处于弹性时，$K_\sigma=K_\varepsilon=K_T$；在工程实际中，通常结构整体上处于弹性，即名义应力 σ_{nom} 和名义应变 ε_{nom} 之间为弹性关系 $\sigma_{nom}=E\varepsilon_{nom}$，由此可知：

$$\sigma\varepsilon = K_T^2 \sigma_{nom}^2 / E = C = \text{常数} \tag{4}$$

式中：C 为 Neuber 常数，E 为弹性模量。

2.2 Neuber 修正

将 Neuber 双曲线和材料应力应变曲线如图 2 所示。

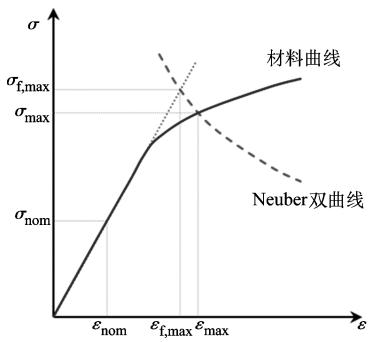


图 2 Neuber 准则示意图
Fig.2 Neuber rules diagram

假设材料为纯弹性时，孔边应力等于纯弹性应力集中系数乘以名义应力：

$$\sigma_{f,nom} = K_T \sigma_{nom} \tag{5}$$

式中：$\sigma_{f,nom}$ 为孔边应力。当 Neuber 双曲线通过点 $(\varepsilon_s, \sigma_R)$ 并与纯弹性材料应力应变曲线相交于 $(\sigma_{f,nom}/E, \sigma_{f,max})$ 时，则：

$$\sigma\varepsilon = \sigma_{f,max}^2 / E \tag{6}$$

此时，塑性应力集中系数：

$$K_\sigma = \sigma_R / \sigma_{nom} \tag{7}$$

联立式 (5)～式 (7) 求解可知：

$$K_\sigma = K_T \sqrt{\sigma_R / (E\varepsilon_s)} \tag{8}$$

故耳片轴向拉伸破坏载荷可写为：

$$P_{tu} = A_t \sqrt{E\sigma_R \varepsilon_s} / K_T \tag{9}$$

联立式 (1)，耳片拉伸效率系数可写为：

$$k_t = \sqrt{E\varepsilon_s / \sigma_R K_T^2} \tag{10}$$

式中：ε_s 为材料应力应变曲线中 σ_R 对应的塑性应变，可通过 Ramberg & Osgood 方程[7]求得：

$$\varepsilon_s \approx 1/n \leqslant \text{材料延展率}\, e(\%) \tag{11}$$

式中：n 为材料应变硬化指数[7]，可查阅相关标准手册[8,9]得到，或者采用式 (12) 计算：

$$n = 500 (\sigma_{0.2} / \sigma_R)^n \tag{12}$$

式中：$\sigma_{0.2}$ 为材料屈服强度。

3 应力集中系数

通过 Neuber 修正之后，耳片拉伸效率系数只与材料弹性模量、屈服强度、极限强度以及纯弹性应力集中系数相关，耳片结构材料参数可查阅相关标准手册[8,9]得到，弹性应力集中系数可查阅相关书籍[10]与设计标准数据[11]或采用有限元分析方法获得。

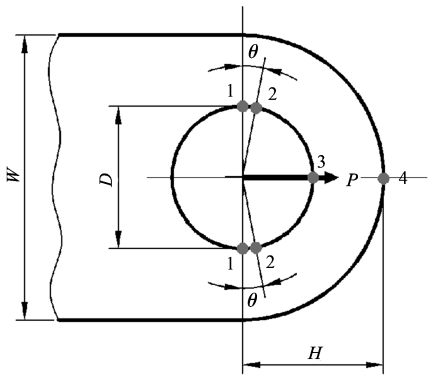
3.1 弹性应力集中系数

耳孔应力集中示意图如图 3 所示。

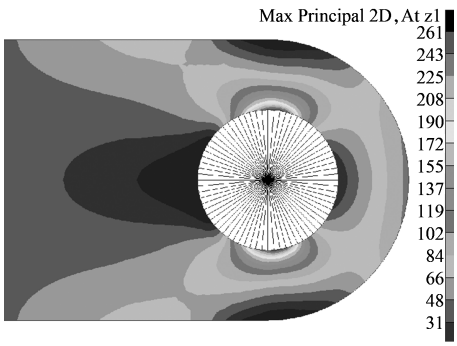
耳片受拉伸载荷时，理论上最大应力位置为图 3 (a) 中的 1 点，但考虑孔轴配合间隙之后，最大应力位置移至 2 点，且 θ 范围一般为 $10° < \theta < 35°$[10]。对比图 3 (a) 与图 3 (b) 表明，采用有限元分析最大应力出现位置与实际吻合。

图 4 为圆头耳片应力集中系数随 D/W 变化曲线，黑色实线为采用试验获得的孔轴配合间隙率为 0.2% 时的应力集中系数 ($K_{0.2}$ 曲线)；黑色虚线为采用试验获得的孔轴在沿厚度均匀线接触时的应力集中系数曲线 (K_{100} 曲线)，即可认为轴径无穷小时的应力集中系数；当正方形实线为

t/D=0.3 时，采用有限元方法计算应力集中系数曲线；三角形虚线为采用有限元方法计算应力集中系数曲线（忽略厚度影响 $t/D\approx 0$）。其中，孔轴配合间隙率为孔轴间隙与销轴直径比值 e/D，单位按百分数计算[11]。



（a）孔边应力集中位置



（b）孔边应力分布云图

图 3　轴向受载耳孔应力集中示意图

Fig.3　Axial loaded lug hole stress concentration diagram

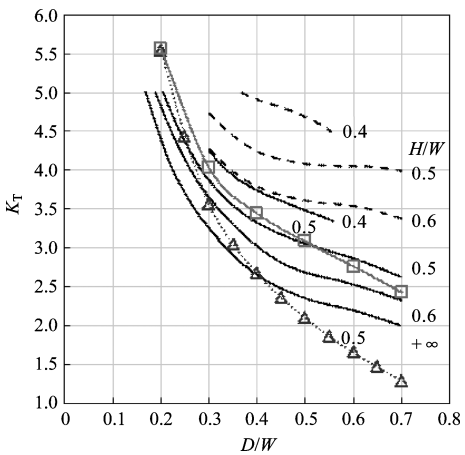


图 4　耳片应力集中系数曲线

Fig.4　Lug hole stress concentration factor curves

通过对比图 4 中正方形实线与三角形虚线可知：耳片应力集中系数随耳片厚度的增加而增大[9]，故计算耳片应力集中时需考虑厚度的影响。

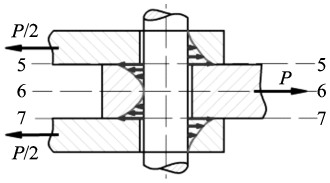
依据参考文献 [11]，任意孔轴配合间隙的应力集中系数可按式（13）进行计算：

$$K_T = K_{0.2} + \eta\left(K_{100} - K_{0.2}\right) \tag{13}$$

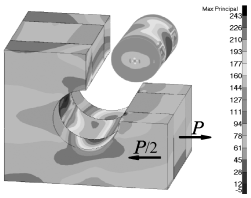
式中：η 为孔轴配合间隙修正系数[11]。

3.2 耳片厚度影响

参考文献 [12] 通过有限元法研究发现：耳片应力集中系数随厚度增加而增大，但并未进一步研究耳片应力集中系数随无量纲参数 t/D 的变化规律。如图 5 所示，考虑耳片厚度时，耳片应力会在单耳外侧以及双耳内侧出现明显的峰值。



（a）孔边应力变化趋势



（b）孔边应力分布云图

图 5　耳孔应力沿厚度方向变化示意图

Fig.5　Lug hole stress distribution along thickness direction

参考文献 [11] 给出了耳片应力集中系数随 t/D 的变化规律，且通过试验得出结论：当 t/D<0.5 时，厚度对耳片应力集中系数的影响可以忽略。

本文通过三维有限元法计算耳片厚度对应力集中系数的影响。如图 6 与图 7 所示，K'_T 为考虑厚度时的耳片应力集中系数，K_T 为耳孔均匀受载时应力集中系数；E_p 为螺

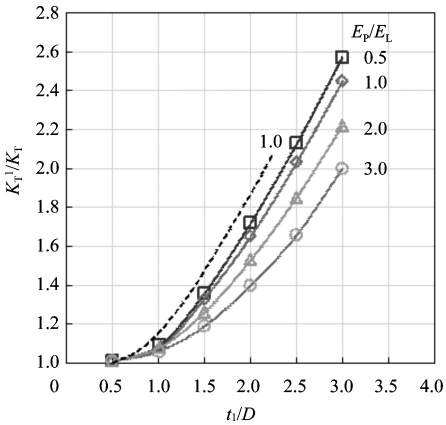


图 6　单耳应力集中系数随厚度变化曲线

Fig.6　Lug stress concentration factor curves with the thickness

栓弹性模量，E_L 为耳片弹性模量；t_1 为单耳厚度，t_2 为双耳厚度；图 6 中黑色虚线为试验曲线，实线为有限元计算曲线。由于在有限元计算中未考虑到耳孔圆度、孔轴配合间隙以及表面粗糙度等因素对应力集中系数的贡献，有限元计算结果要小于试验得到的应力集中系数，且随 t/D 的增加两者差值也在增大。

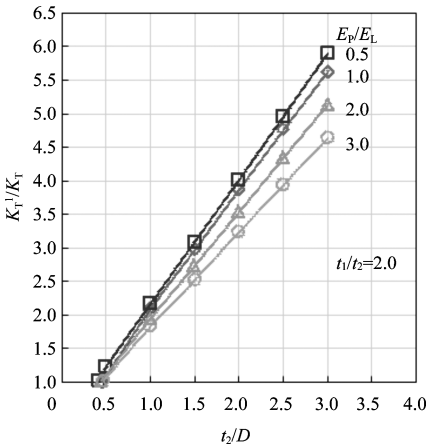


图 7 双耳应力集中系数随厚度变化曲线

Fig.7 Clevis stress concentration factor curves with the thickness

综合图 6 与图 7 可知，当 t/D<0.5 时，厚度对耳片应力集中系数的影响可以忽略。$t/D \geqslant 0.5$ 时，耳片应力集中系数随厚度的增加而增大，但随着 E_P/E_L 的增大而减小，增加螺栓弹性模量可以降低耳片应力集中系数。而且在同样的 t/D 下，双耳的应力集中系数为单耳的 2~3 倍。由此可知，在耳片尺寸设计时双耳厚度需大于 1/2 单耳厚度。

4 对比分析

本文采用发动机安装系统设计常用结构材料，选取耳片设计常用的特征尺寸 $0.4 \leqslant D/W \leqslant 0.6$，对参考文献 [1]~ 参考文献 [4] 以及 Neuber 修正方法的计算结果进行了对比分析。

假设对比分析计算模型为单耳，结构材料为镍基高温合金 Inconel 718，材料规范选取 AMS5663，材料性能参数可查阅参考文献 [8] 和参考文献 [9] 获得。耳片特征尺寸 W=50mm，H=25mm，t/D=1.0，不考虑耳孔偏心影响，且假设孔轴配合间隙率为 0.2%。许用拉伸载荷计算结果考虑 1.15 倍接头系数[13, 14]，计算裕度要求大于 0.2[3]。

由图 8 可知，参考文献 [1]~ 参考文献 [4] 的计算方法相对 Neuber 修正方法比较保守，耳片许用拉伸载荷计算结果偏低，特别是参考文献 [1] 的计算方法会造成结构尺寸偏大及结构重量增加。

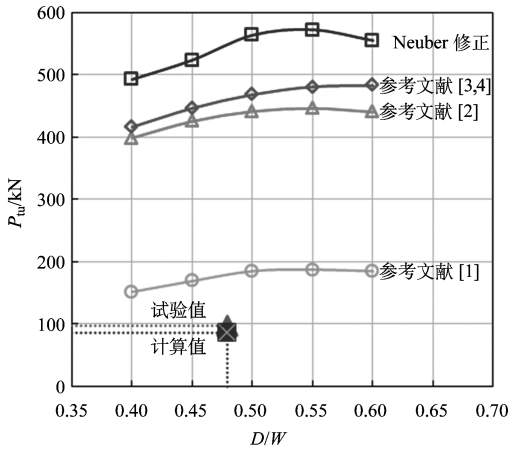


图 8 单耳许用拉伸载荷对比分析示意图

Fig.8 Lug allowable tension load comparative analysis diagram

图 8 同时将 Neuber 修正方法计算值与试验值进行了对比，试验件几何参数与极限拉伸载荷值源于参考文献 [15]。通过对比可知，采用 Neuber 修正方法的计算值约为试验值的 88.4%。相比于参考文献 [3] 和参考文献 [4] 中采用的传统方法，计算精度平均提高 14.2%。

5 结论

本文结合有限元分析计算，对传统耳片轴向拉伸效率系数计算方法进行了修正，得出如下结论：

（1）耳片应力集中系数随耳孔直径增大而减小。当 $t/D < 0.5$ 时，可忽略厚度对耳片应力集中系数的影响；当 $t/D \geqslant 0.5$ 时，耳片应力集中系数随耳片厚度增加而增大，且双耳应力集中情况要比单耳严重。

（2）耳片拉伸载荷系数 Neuber 修正计算方法适用于所有结构材料，是现有设计方法的有效补充，且修正之后的计算结果更加精确，可用于工程实践。

参考文献

[1] 《航空发动机设计手册》总编委会 . 航空发动机设计手册：第 17 分册 [M]. 北京：航空工业出版社，2001.
Chief Editing Organization of Aeroengine Design Handbook. Aeroengine design handbook：17th volume [M]. Beijing：Aviation Industry Press，2001.（in Chinese）

[2] 《飞机设计手册》总编委会 . 飞机设计手册：第 9 分册 [M]. 北京：航空工业出版社，2001.
Chief Editing Organization of Aeroeplane Design Handbook. Aeroplane design handbook：9th volume [M].Beijing：Aviation Industry Press，2001.（in Chinese）

[3] Michael C Y. Airframe stress analysis and sizing[M]. 2nd ed. Hong Kong：Hong Kong Conmilit Press Ltd.，1999：321-343.

[4] Bruhn E F. Analysis and design of flight vehicles structure[M]. Indianapolis：Jacobs Publishing，Inc.，1973.

[5] Neuber H. Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary non linear stress strain law [J]. Apply Mechanics，1961（28）：544-551.

[6] 姚卫星 . 结构疲劳寿命分析 [M]. 北京：国防工业出版社，2003.
Yao Weixing. Fatigue life prediction of structures[M]. Beijing：National Defense Industry Press，2003.（in Chinese）

[7] Ramberg W，Osgood W R. Description of stress strain curves by three parameters[R]. Washington D. C.：National Advisory Committee for Aeronautics，1943.

[8] Federal Aviation Administration. Metallic materials properties development and standardization[S]. 2011.

[9] Department of Defense.（Military handbook-5H）Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures[S]. 1998.

[10] Walter D P，Deborah F. Peterson’s stress concentration factors[M].U. S.：John Wiley & Sons，Inc.，2008.

[11] Engneering Sciences Data Unit. Stress concentration factors. axially loaded lugs with clearance-fit pins [R]. 1981.

[12] 伍黎明，何宇廷 . 轴向拉伸载荷作用下耳片厚度对应力集中系数的影响 [J]. 航空精密制造技术，2009，45（5）：39-42.
Wu Liming，He Yuting. Thickness effect on stress concentration factor of lugs under axial tension loads[J]. Aviation Precision Manufacturing Technology，2009，45（5）：39-42.（in Chinese）

[13] 中国民用航空局 . 中国民用航空规章：第 25 部 [S]. 北京：中国民用航空局，2010.
Civil Aviation Administration of China. China civil aviation regulation：part 25[S].Beijing：Civil Aviation Administration of China，2010.（in Chinese）

[14] Federal Aviation Administration. Airworthiness standards：transport category airplanes[S]. Washington D. C.：Federal Aviation Administration，Department of Transportation，2003.

[15] 陈秀华，匡国强，汪海，等 . 飞机平尾升降舵接头耳片承载能力分析与试验 [J]. 计算机辅助工程，2009，18（1）：18-21.
Chen Xiuhua，Kuang Guoqiang，Wang Hai，et al.Test and analysis on load bearing capability of hinge lug of aircraft horizontal stabilizer elevator[J].Computer Aided Engineering，2009，18（1）：18-21.（in Chinese）

作者简介

熊俊（1987— ）男，学士，工程师。主要研究方向：飞机结构强度设计。

Tel：0553-5699313

E-mail：xiongj@cetcd.com

Neuber Correction of Tension Efficiency Factor for Axially Loaded Lugs

Xiong Jun*，Wei Feng，Zeng Rui

CETCD Wuhu Diamond Aircraft Manufacture CO.，LTD.，Wuhu 241000，China

Abstract: In order to improve and perfect the existing design methods，introduce the Neuber rule，the calculation method of the tension efficiency factor for axially loaded lugs was corrected by taking into account the material characteristics such as the elastic modulus，tension yield strength，ultimate strength and plastic strain，and involved the stress concentration coefficient which is calculated by the finite element analysis method. Compared with the traditional calculation method，the accuracy of the modified calculation was improved by 14.2% .The Neuber corrected method can provide more curate results to help to optimize the design of the axially loaded lug，and can be applied to all metal materials of aircraft.

Key Words: lug；tension efficiency factor；Neuber correction；stress concentration factor；finite element analysis

Received: 2018-01-10； **Revised:** 2018-01-18； **Accepted:** 2018-02-06

***Corresponding author.Tel.:** 0553-5699313 **E-mail:** xiongj@cetcd.com