

舱门橡胶密封件压缩行为的有限元模拟

Finite Element Simulation of Compression Behavior for Rubber Seal

上海飞机设计研究院结构设计研究部 黄枫 刘若斯
清华大学 航天航空学院 柯玉超 李成祥 窦宝峰 罗欢 姚学锋

[摘要] 基于非线性不可压缩的 Mooney-Rivlin 本构理论,建立 Ω 型舱门橡胶密封件的有限元模型。根据上述有限元模型,分析了密封件在对称的平面下位移荷载和均布线荷载作用下的变形和应力分布规律。最后,模拟了方向非对称和位置非对称荷载作用下密封件的受力与变形情况,得出了非对称因素对密封件受力的影响规律,并确定了纤维织物对密封件力学性能的影响。

关键词: 橡胶密封件 有限元 失稳 非对称荷载

[ABSTRACT] Based on nonlinearity and incompressible Mooney-Rivlin constitutive equation, a finite element model of rubber seals is established. Then, both the deformation and the stress distribution of the tubular rubber seals are calculated and analyzed using finite element model under planar displacement loading and uniformly distributed linear loading, respectively. At last, the influences of asymmetric loading direction and asymmetric loading location on deformation and stresses of rubber seal are discussed. And the influence of fiber fabric on compression behavior of rubber seals is discussed.

Keywords: Rubber seal Finite element Buckling Asymmetric load

橡胶密封件主要由橡胶和纤维织物组成,是飞机舱门密封装置中的关键部件,其性能对飞行安全有重要意义。橡胶是具有高弹性和粘弹性的有机高分子材料。密封件外侧包裹一层纤维织物,因此橡胶密封件力学特性复杂。鉴于舱门橡胶密封件复杂的力学特性,研究其受力与变形十分必要。

目前,国内外对橡胶密封件的研究以 O 形密封圈为主,其他形状的很少提及^[1]。对 O 形密封圈的设计研究也基本上是依赖一些经验数据和定性原则^[2]。H. S. Lee 等对 X 形截面橡胶密封圈的弹性行为进行了有限元分析^[3]。然而,对于管型密封件,由于通常工况下均为大变形,研究其截面应力应变分布得到精确的解非常困难,因此需要采用有限元分析方法来解决这一难题。

本文使用 Nastran 有限元软件,采用 Mooney-Rivlin

模型描述橡胶材料的本构关系,分析了密封件在对称和非对称荷载作用下的受力情况,定量给出非对称荷载对密封件应力分布影响,以及纤维织物层对密封件力学性能影响,为密封件的设计使用提供参考。

1 计算模型

1.1 几何模型

橡胶密封件的截面如图 1 所示,横截面管壁的厚薄不均匀,主要是由于管内壁圆心和外壁圆心的偏离(1.6mm)造成的。

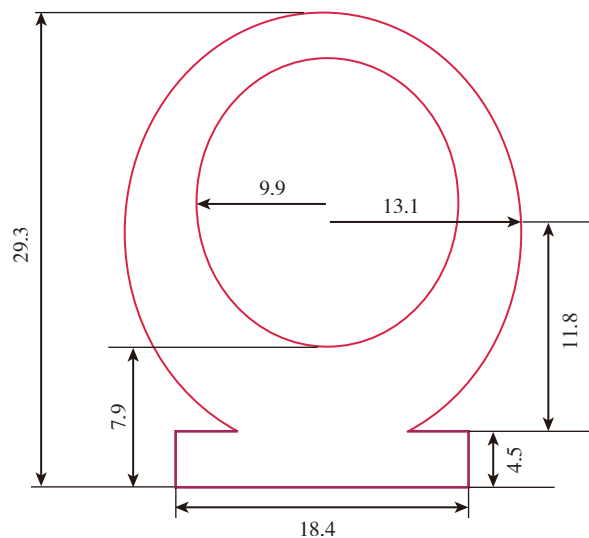


图1 密封件几何尺寸(单位: mm)

Fig.1 Dimension of the rubber seals

1.2 本构关系

橡胶的性能非常复杂,描述橡胶本构关系的方法有很多种,其中 Mooney-Rivlin 材料模型^[4-7]可以描述橡胶材料的高弹性。

在理想不可压缩、恒温的条件下, Rivlin 提出的连续体本构模型^[8]可以表示为:

$$W = \sum_{i,j=1}^N C_{ij}(I_1 - 3)^i(I_2 - 3)^j, \quad (1)$$

式中 W 为应变能密度; C_{ij} 可以认为是材料参数,但是实际上没有十分明确的物理意义,仅作为试验数据的回归系数处理; I_1 、 I_2 代表第一和第二 Green 应变不变量。

若取式(1)级数展开的前两项,得到 Mooney-Rivlin 模型:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (2)$$

式(2)中, C_{10} , C_{01} 为 C_{ij} 的前两项。对于单轴拉伸和压缩情况,本构关系是:

$$\frac{\sigma}{\lambda - \lambda^{-2}} = 2C_{10} + \frac{1}{\lambda} 2C_{01} \quad (3)$$

式中 σ 为正应力, λ 表示伸长率。

对于简单剪切情况,本构关系是:

$$\frac{\tau}{\gamma} = 2C_{10} + 2C_{01} \quad (4)$$

式中 τ 为剪应力, γ 为剪切变形。

可以根据不同试验数据求得(3)、(4)式中的材料参数。本文采用 Mooney-Rivlin 模型来描述橡胶密封材料的本构关系。

1.3 有限元模型

有限元模型采用 Catia 软件建立;用 Patran 进行网格划分、载荷施加等,采用四面体单元 10 节点单元,网格边长为 1mm;前处理使用 Nastran 求解器,采取隐式算法进行非线性求解。

2 橡胶构件力学行为模拟结果与分析

2.1 对称载荷作用下的密封件受力分析

2.1.1 平面下压

对于平面下压工况,考虑对称性,取模型的一半进行计算。模型长度为 20mm,底面固定,侧面采用刚性“挡板”,上面用刚性平面下压 5mm 进行位移加载(图 2)。

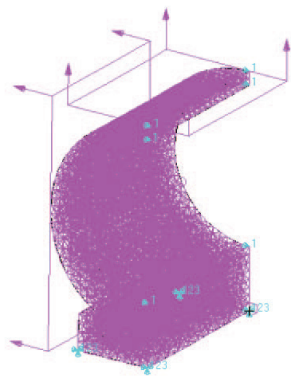
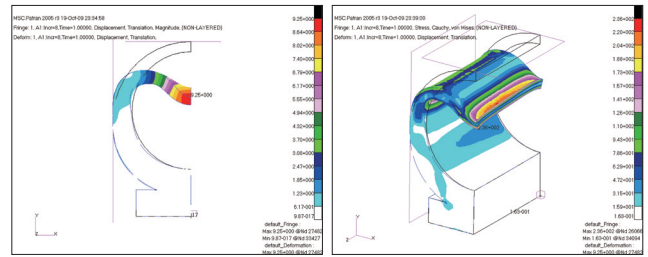
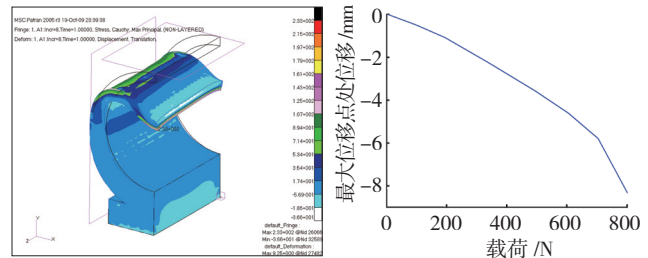


图2 平面下压的边界条件
Fig.2 Planar displacement loading

图 3 (a) 为加载后的应变分布。由图可见,密封件的变形表现出极大的非线性。虽然加载的位移只有 5mm,但在最薄弱的中间对称面处,最大位移已经达到 9.25mm,该部分与上面的加载曲面已经完全不接触。图 3 (b) 为加载后的应力分布,最大 Von Mises 应力达



(a) 位移分布 (b) Von Mises 应力分布



(c) 最大主应力分布 (d) 最大位移随加载的变化

图3 加载后的变形及应力应变分布
Fig.3 Deformation and stress distribution under planar displacement loading

到 236MPa,且出现在上面最薄处,因此该部分最容易破坏。另外,上部左右 45° 弯曲部位具有较大的应力,同样是易破坏部位。图 3 (c) 为最大主应力分布图,图中密封件下部的大部分区域都受到较小的压应力作用,其分布比较均匀。图 3 (d) 是最大位移点处的位移随着加载过程的变化情况,在该点处的位移达到 5.96mm 后,继续加载将导致位移突然增加,其变形出现一个突变,结构出现失稳,这可能会减弱或者破坏密封件的密封效果。

2.1.2 线载荷

在密封件对称面上施加竖直方向的均布线载荷,总大小为 1014 N,通过对称面上面一排节点上每个节点都施加集中力来实现,如图 4 所示。其余的边界条件与平面下压工况相同。

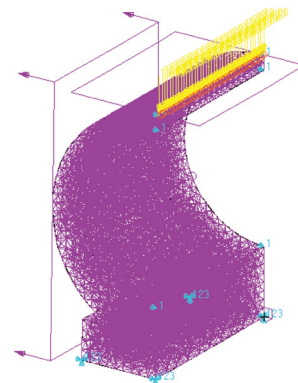
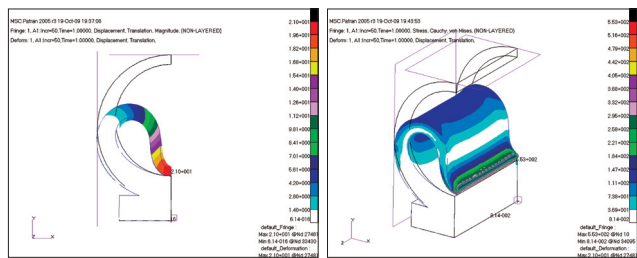
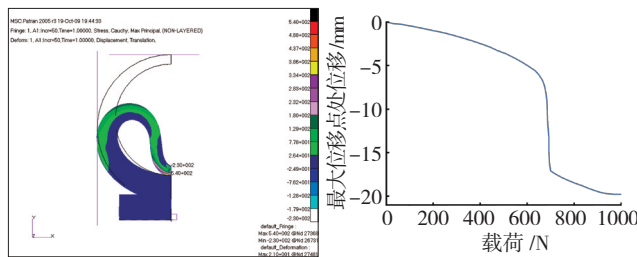


图4 线载荷加载的边界条件
Fig.4 Uniformly linear loading

图 5 (a) 为加载后的位移分布, 在线载荷的作用下, 密封结构出现了严重的失稳, 上面的结构在变形过程中已经完全贴到了底座上。图 5 (b) 为 Von Mises 应力分布, 除了接触底座部分, 其他大部分区域的应力都在 180MPa 以下。从整个加载过程可以知道, 密封件外壁从刚开始的受拉伸状态慢慢变成受压缩状态, 随着加载的进行, 结构将发生失稳, 失稳后可以发现, 外壁受拉伸, 内壁受压缩, 而在中间对称面处, 外壁受压缩, 如图 5 (c) 所示。密封件的变形过程也可以从图 5 (d) 最大位移点处的位移随加载过程的变化看出, 一开始结构持续变形, 在大约 700N 的临界值时, 位移突然增加, 结构失稳。如果稍微减小载荷至 624N, 结构就不会出现失



(a) 位移分布 (b) Von Mises 应力分布



(c) 最大主应力分布 (d) 最大位移随加载的变化

图5 加载后的变形和应力应变分布

Fig.5 Deformation and stress distribution under uniformly linear loading

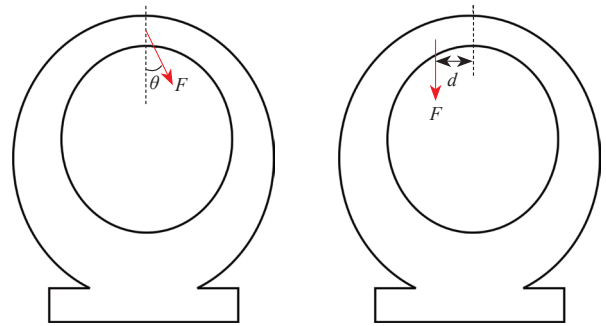
稳。

2.2 非对称线载荷作用下的密封件受力分析

非对称载荷分为两种情况, 分别为载荷的位置相同, 但方向不同, 如图 6 (a) 所示; 载荷的方向相同, 但位置不同, 如图 6 (b) 所示。

2.2.1 载荷方向非对称

如图 6 (a) 所示加载时, 载荷方向与竖直方向成一定夹角, 载荷仍然为通过施加线均布载荷来实现, 大小为 735 N。相应的最大位



(a) 位置相同, 方向不同 (b) 位置不同, 方向相同

图6 非对称载荷加载示意图

Fig.6 Diagram of asymmetrical load

移、最大应变和最大应力分别如图 7 和图 8 所示。

密封件最大位移与载荷偏离角度的关系如图 7 所示。结果表明: 载荷偏离竖直方向 2° 以内, 对结构变形基本没有影响; 当超过 2° 以后, 相同载荷下其变形会突然变大。偏离角度继续增加, 结构的变形又开始慢慢减小。而图 8 (a) 和 (b) 给出了最大应变和最大应力随

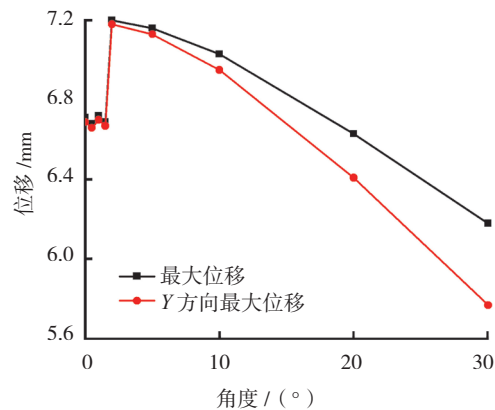


图7 最大位移随偏离角度的变化

Fig.7 Relationship between maximum displacement and loading angle

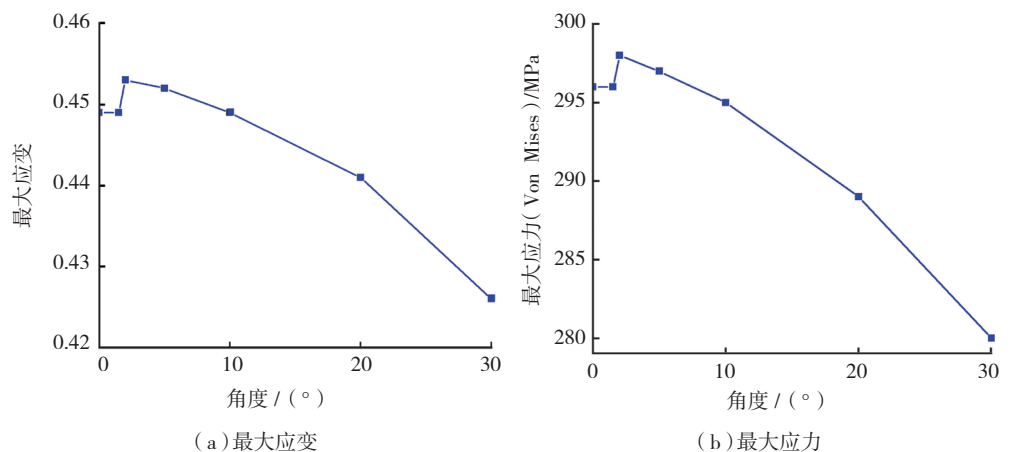


图8 非对称载荷下最大应力与应变随偏离角度的变化

Fig.8 Maximum stress and strain changed with loading angle under asymmetrical loading

偏离角度的变化情况,同样表明偏离角度超过 2° 以后,应力和应变都突然增大,然后慢慢减小。因此,密封件受力方向偏离中心对称轴的范围最好不要超过 2°。

2.2.2 载荷位置非对称

如图 6 (b) 所示加载时,相应的密封件最大位移与载荷偏离对称面距离的关系如图 9 所示。

由图 9 的结果可见,竖直载荷的位置偏离对称面位置小于 2mm 时,相同载荷下结构变形会越来越大,承载能力变差;当超过 2mm 以后,抵抗变形能力又开始慢慢增加,因此,载荷偏离中心位置 2mm 的时候结构的承载能力最弱。

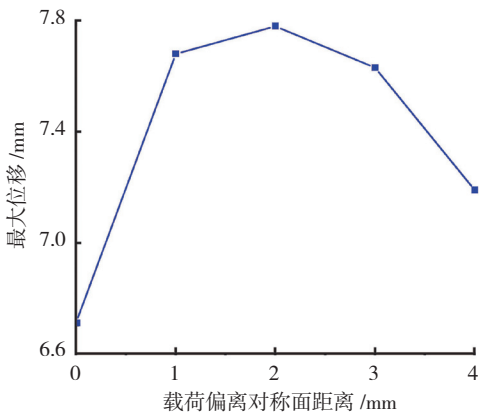


图9 最大位移与载荷偏离对称面距离的关系

Fig.9 Relationship between maximum displacement and off-distance of loading location

3 纤维对力学性能影响的分析

3.1 外层纤维对力学性能的影响

对于实际的舱门密封件,外层包裹着一层纤维织物,因此需要了解外层纤维对密封件力学性能的影响,可在上述有限元模型分析的基础上,增加一层壳单元来模拟外层纤维。为了保证内部的体单元和外表的壳单元能够很好地过渡连接,橡胶材料不能采用前面所用的 10 节点四面体单元而采用更精确的六面体 (HEX) 8 节点单元。为简化处理,壳单元采用线弹性本构关系,厚度 0.2mm。

3.1.1 平面下压

对于平面下压工况,试件底面固定,左右有固定“挡板”约束试件的变形。上面采用平面下压 5mm,如图 10 所示。

无纤维和有纤维结构在曲面下压 5mm 后的位移分布分别见图 11 (a)和(b)。两图对比可见,有纤维时的最大位移 5.61mm 与没有纤维时的 6.07mm 相比,减小了 7.6%,并且发现有外层纤维的时候,接触区域变形后变得更加平整,这有利于防止失稳产生过大变形。而图 11 (c)和(d)分别给出了无纤维和有纤维情况下最大

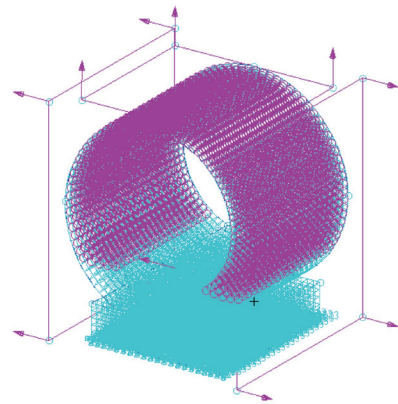
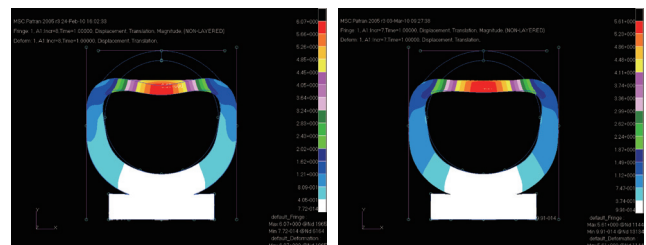


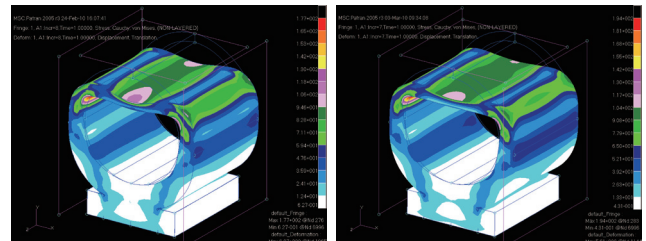
图10 平面下压加载边界条件

Fig.10 Planar displacement loading



(a) 最大位移(无纤维)

(b) 最大位移(有纤维)



(c) 最大应力(无纤维)

(d) 最大应力(有纤维)

图11 无纤维和有纤维结构加载后的变形和应力分布

Fig.11 Deformation and stress distribution under planar displacement loading with and without fiber

应力。没有纤维时最大应力 177MPa,出现在上部左右 45° 附近,而有外层纤维以后,最大应力增加了约 9.6%,达到 194MPa,这是因为外层纤维增加了结构的刚度,对于按相同位移加载时,其应力增加,承载能力增强。应力的分布没有明显的变化,说明纤维织物层仅对密封件的受力大小有影响,对应力分布影响不大。

3.1.2 线载荷

对于线载荷工况,加载的线载荷共 735N,仍通过对称面上面一排节点上每个节点都施加集中力来实现。边界条件与 2.1.2 节相同,如图 12 所示。

图 13 是无外层纤维和有外层纤维时加载后的位移分布、应力分布和应变分布的对比。由图 13 (a)和 (b)可以看到,没有外层纤维时最大位移 6.71mm,而有

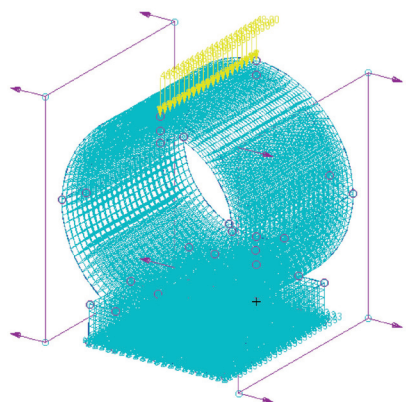


图12 线载荷加载边界条件
Fig.12 Uniformly linear loading

外层纤维的最大位移只有 4.16mm,变形减小了 38%,且变形部分比较平整,因此,对于线载荷工况,外层纤维可以大幅度提高结构的刚度。图 13 (c)~(f)表明,增加了外层纤维以后,最大应变由 0.449 减小到 0.256,减小 43%,而对应的最大应力从 296MPa 减小到 178MPa,减小 40%。所以外层纤维可以大幅度提高结构的承载力。同时,对于线载荷工况,外层纤维织物还可以有效

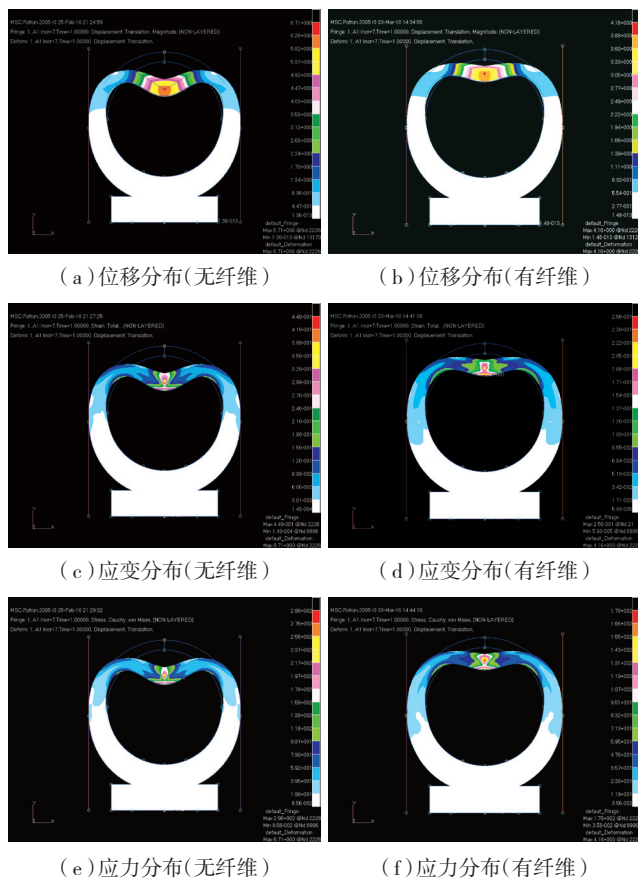


图13 加载后的位移分布以及应力和应变分布
Fig.13 Displacement, stress and strain distribution under uniformly linear loading

地减小应力。

3.2 内部纤维对力学性能的影响

对于很多舱门密封件,在橡胶体中还会复合 1 到数层纤维层。因此,为了考虑密封件内部的纤维对结构力学性能的影响,在前面含有外层纤维的有限元模型的基础上,在结构内部采用杆单元来模拟内部的纤维。

图 14 是内部含有纤维的有限元模型。橡胶采用六面体(HEX)8 节点单元,外层纤维仍然采用壳单元模拟,壳单元采用线弹性本构关系,厚 0.2mm。内部纤维采用杆单元,杆单元的半径为 0.1mm。如图 14 所示,内部黄色单元表示纤维。

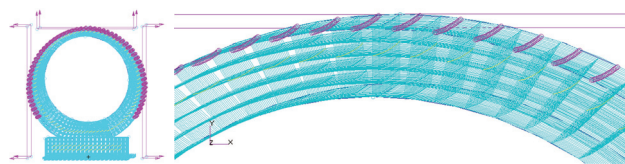


图14 内部含有纤维的有限元模型
Fig.14 Finite element model within fiber

3.2.1 平面下压

图 15 给出了在平面下压工况下无内部纤维和含内部纤维时加载后的位移分布,最大位移为 5.61mm,分布也相同。另外,图 16 给出了无内部纤维和含内部纤维时加载后的最大应力分布情况,其最大应力十分相近,且都出现在上部左右 45° 附近。由此可以知道内部纤

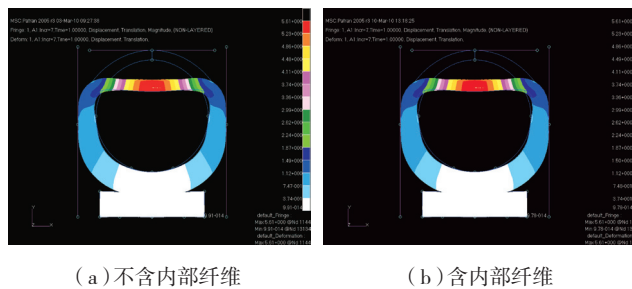


图15 平面下压,加载后的位移分布
Fig.15 Displacement distribution under planar displacement loading

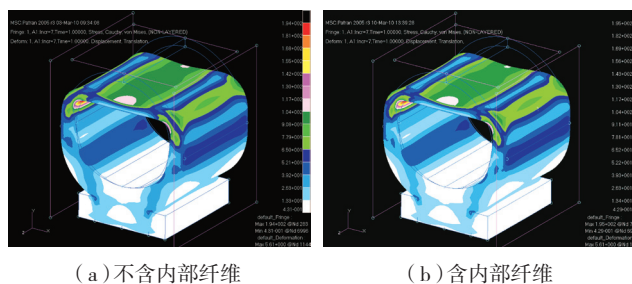
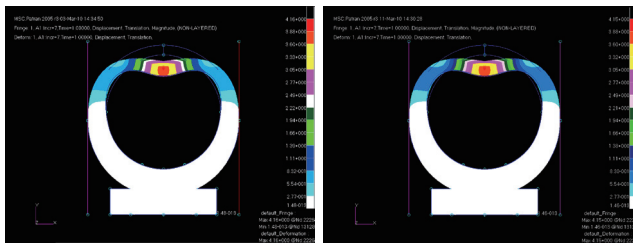


图16 平面下压,加载后的最大应力分布
Fig.16 Stress distribution under planar displacement loading

维对结构横截面内的力学性能基本上没有影响。

3.2.2 线载荷工况

仍然采用 3.1.2 节中线载荷的加载方式,对含有内层纤维的密封件压缩性能进行模拟。图 17 (a)、(b) 分别是线载荷加载下不含内部纤维和含内部纤维时密封件的位移分布。如图 17 所示,无内部纤维时的最大位移 4.16mm,而含有内部纤维时的最大位移为 4.15mm,位移大小及分布都无明显变化;并且其最大应力应变的大小及分布情况也都相同,因此,在线载荷工况下,内部纤维对结构横截面内的力学响应也没有影响。



(a) 不含内部纤维 (b) 含内部纤维

图 17 线载荷加载后的位移分布

Fig.17 Displacement distribution under uniformly linear loading

4 结论

(1) 平面下压时密封件变形表现出极大的非线性,应力最大位置出现在最薄弱的中间对称面处,其次是上表面约 45° 弯曲部位,这些是密封件容易受损部位。

(2) 不管是平面下压还是线性集中力加载,密封件的承载都有一个临界值。超过这个临界值就会失稳。即承载力几乎不变,变形急剧增加。线性集中力加载时这种情况尤其突出。

(3) 密封件所受的力与对称轴的夹角须在 2° 以内,否则对密封件的受力状态及密封效果都非常不利。

(4) 对于本文研究的 Ω 型密封件,载荷偏离中心位置 2mm 时结构的承载能力最弱,应避免出现在离对称面 2mm 的位置加载。

(5) 外层纤维织物可提高密封件的刚度,增强承载能力。而内层纤维对密封件承载能力的提高作用不大。

参考文献

- [1] 孙健,迟可伟,冯茂林,等.特殊形状橡胶密封圈的性能分析.航空动力学报,2007,22(1):30-36.
- [2] Lee I H S, Lee I Y S, Chun I B S, et al. Contact stress analysis on the X-shape ring. Mat.-wiss. u. Werkstofftech, 2008, 39(2): 193-197.
- [3] 任全彬,陈汝训,杨卫国.橡胶 O 形密封圈的变形及应力分析.航空动力学报,1995,10(3):241-244.
- [4] Stenti A, Moens D, Desmet W. Dynamic modeling of car door weather seals A first outline. Proceedings of ISMA, 2004,1249-4262.
- [5] Langley R S. The dynamic analysis of uncertain structures// Proceedings of the 7th International Conference on Recent Advances in

Structural Dynamics, Univ. of Southampton, UK, July 2000, keynote paper.

[6] Ogden R W. Non-linear elastic deformations. Sussex: Ellis Horwood, 1984.

[7] Wagner D A, Morman K N, Gur Jr Y, et al. Nonlinear analysis of automotive door weatherstrip seals. Finite Elements in Analysis and Design, 1997,28:33-50.

[8] Rivlin R S. The elasticity of rubber. Rubber Chem and Technol, 1992, 65(3):51-67.

(责编 小城)

(上接第 78 页)

5 民用飞机抢救设备的配置

根据以上所述,民用飞机抢救设备的配置可以采用以下方式:按修理项目配置和按专业人员配置。

5.1 按修理项目配置

(1) 便携式抢救工具箱。对于使用体积不太大且数量不太多的工具即可抢修的项目,可将所用工具集中组成便携式工具箱,以供随时使用。如油箱抢修工具箱、飞机轮胎抢救工具箱和导管抢修工具箱等。

(2) 抢救设备车。对于使用工具设备种类多、数量多、体积大,修理工作量大的抢修项目,可考虑所有设备配置成抢救设备车的方式。

5.2 按专业人员配置

各专业工程师(结构工程师、重量和平衡工程师、环境工程师)、设备材料计划员和维修人员可考虑配备一套在各自专业范围内较常用的工具、量具和仪表,装入便携箱内,作为个人开展一般检查、修理工作之用,必要时还可配备专用的个人护具。

6 结束语

在新型民用飞机研制过程中,不断涌现的新材料、新结构、新工艺给民用飞机抢救工作带来的影响还有待研究,各种现有的维修方法和修理设备还须不断改进和完善,民用飞机抢救设备还应与飞机备件、消耗材料等其他支援产品统筹考虑。所以,民用飞机抢救设备的研究前景广阔,还需要开展大量的研究工作。

参考文献

- [1] MH/T 3011.14-2006.民用航空器维修 地面安全第 14 部分:民用航空器地面紧急救援.
- [2] 周志平,陈勇.飞机机体损伤检测与评估的技术研究.航空维修与工程,2008(5):32-35.
- [3] 蒋绍新,魏静.飞机热损伤检修技术的实践技术.航空维修与工程,2010(5):21-25.
- [4] 陈开建.飞机结构件腐蚀的原因,预防和修理方法分析.航空维修与工程,2007(6):28-31.

(责编 三丰)