大型容器单轴双销铰链式大门机构设计与分析

王文龙 凌桂龙 蔡国飙

(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

摘 要: 大型卧式容器的铰链式大门机构在装配和长期使用过程中由于下沉变形会导致大门关不严,影响密封性能. 针对某在建的大型真空羽流试验舱直径 Φ5.5 m 的大门机构,首次提出了一种新颖的单轴双销铰链式大门机构方案,并对该机构的转动机构、限转装置和大门法兰底部的弹性支撑装置进行了全新的设计和分析,并通过有限元分析对该大门机构的强度进行了校核. 有限元分析结果表明,大门合位移变形主要由大门重力引起的 y 方向位移贡献;在大门法兰底部施加弹性支撑时,铰链机构与大门法兰连接处的两个应力集中范围缩小、量值降低,并能保证大门合位移小于 10 mm. 该大门机构的强度和刚度满足设计要求,对同尺寸的大门设计有重要借鉴意义.

关 键 词: 铰链; 大门; 设计; 可靠性分析; 有限元

中图分类号: V 416

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2011)04-0399-06

Design and analysis of single-axis-double-pin hinged door for large-scale container

Wang Wenlong Ling Guilong Cai Guobiao

(School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The hinged door of the large-scale, horizontal container is usually deformed and distorted during the process of assembly and long-term usage, which can prevent the door from closing tightly and thus affect the sealing performance. A novel single-axis-double-pin hinged door was developed for a 5.5-meter-diameter, large-scale chamber, which was under construction for the plume experiment in vacuum. The design and analysis was conducted for the rotating mechanism, the restrictive switch device, as well as the elastic support unit at the bottom of the flange. The finite element method (FEM) was finally adopted to check the structural requirements. The results shows that the y-direction displacement, caused by the gravity, is the main factor of the combined displacement of the door. At the junction of the hinge and the flange, the range of the concentrated stress will shrinks, and the value of stress will decline, if a elastic support force is exerted at the bottom of the flange, which also ensures the combined displacement of the door less than 10 mm. The strength and stiffness requirements are satisfied for the single-axis-double-pin hinged door. This work will provide insight for the future design of the similar scale hinged door.

Key words: hinges; doors; design; reliability analysis; finite element method (FEM)

直径大于 4 m 的大中型卧式容器是进行各类航天器空间环境地面模拟试验的主要设备,这类容器的大门直径通常与容器直筒段的直径相当,属于非标准设计. 由于这类大门本身的结构较重,加上大门内安装的附属装置(比如热沉等),大门总重可达几吨甚至十几吨,在长期使用中多数大门因为变形会发生工作故障或失效.

对大型卧式容器大门机构,主要的开启方式

收稿日期: 2010-01-20

基金项目: 中俄航天合作资助项目

作者简介: 王文龙(1983 -),男,北京人,博士生,wangwenlong@sa.buaa.edu.cn.

有平移式、单门轴式和多门轴式. 平移式大门机构又分为吊挂式和小车式. 吊挂式是在容器的大门侧建有横梁,大门吊挂在横梁上,靠电机控制大门在横梁上移动,横梁需大于两倍的大门直径. 由于横梁的挠度变形较大,吊挂式大门的底部一般也需用钢架支撑. 小车式是将大门安装在车架上,利用电机驱动小车移动实现大门的开闭,小车式对地面基建的要求较高,且大门沿容器轴线方向的移动设计难度大. 平移式大门的缺点是占用的空间大,为使两法兰端面准确贴合,大门在容器轴线方向上的移动设计和控制较为困难.

在卧式容器的大门机构设计中,传统的单门轴开启方式结构最简单,但单门轴式在生产和组装过程中,由于加工和装配误差,通常会出现大门法兰端面与容器直筒段法兰端面不能完全贴合、容器不能可靠密封的问题. 另外,单门轴长期承受整个大门的自重载荷会使大门法兰产生较大变形,加剧两法兰端面的不贴合程度;强行关门时大门法兰会对密封圈产生斜剪切力,这种不对称力会把密封圈迅速剪断或是密封圈性能严重降低.

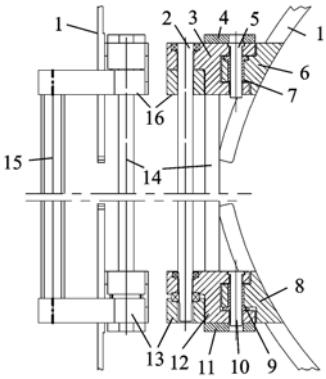
为解决两法兰面的不贴合问题,设计人员提出了多门轴结构,每增加一个门轴(回转中心)就增加一个大门运动的自由度,能有效的解决两法兰端面不贴合问题. 通常主门轴靠其连接结构固定在地基或容器上,其余门轴悬空,各门轴之间用钢架相连. 但连接钢架一般不能承受大门及附属机构的重力,门轴越多受力越复杂. 另外大门机构自由度增加会影响大门运动轨迹,增加控制难度,需要额外设计地面导轨或导引槽[1-2].

北京航空航天大学在建的直径 Φ5.5 m 大型卧式真空羽流试验舱为补偿大门关闭后大门法兰端面与容器法兰端面不贴合的问题,首次设计了一种新型的单轴双销铰链式大门机构,单轴为全转轴,实现大门的开闭;销轴为限转轴,当两法兰端面出现不贴合时,或容器抽真空后大门法兰向舱体法兰平移压缩密封圈时,单轴和销轴可以协同微转动进行调节补偿.

1 结构设计

1.1 转动机构

图 1 所示的单轴双销铰链式大门的上半部分(单轴连同上销轴)或下半部分(单轴连同下销轴)机构可简化为三连杆机构,如图 2 所示,用连杆 1、连杆 2 和连杆 3 表示,连杆 1 代表单轴到舱体法兰上的连接件(后梁)、连杆 2 为销轴与单轴之间的铰链连接件,连杆 3 为销轴到大门法兰上的连接件(销轴座). 设连杆 2 的轴线与舱体的轴线间的夹角为 ϕ_1,设两法兰端面不贴合距离为 w,为了补偿不贴合距离,单轴的转动角度 ϕ_2,s 为连杆 3 也即大门法兰沿垂直于舱体轴线方向的错位位移.



1—弧形加强覆板;2—单轴;3—上铰链连接件;4—上限转杆;5—上销轴;6—上销轴座;7—上轴瓦;8—下销轴座;9—下轴瓦;10—下销轴;11—下限转杆;12—下铰链连接件;13—下铰链后梁;14—前立柱;15—后立柱;16—上铰链后梁.

图 1 单轴双销铰链式大门机构简图

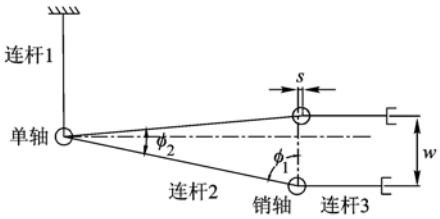


图 2 单轴双销铰链式大门机构三连杆简化图

1)由于加工装配误差或大门长期运行的结构变形,大门会偏离理想设计状态. 当大门绕单轴关闭,靠近单轴铰链一端的大门法兰已触到舱体法兰端面,但另一端若不贴合,就可绕销轴微转进行调节补偿,使大门法兰与舱体法兰完全贴合.

2)大门关闭羽流试验舱抽真空后,大门法兰沿舱体轴线移动 w 距离压缩密封圈,基于此 w 值连杆 2 会绕单轴转动 ϕ_2,连杆 3 再绕销轴回转,使大门法兰与舱体法兰紧密贴合. 可见大门绕单轴和销轴的协同微转能使大门关闭后、抽真空工作时,大门有可靠的密封.

3)单轴双销机构选单轴为全转轴,销轴为限转微调轴,能使连杆 3 始终垂直于舱体轴线,大门法兰总是平行于舱体法兰,保证大门有好的密封.

4)为补偿两法兰端面不贴合距离 w,连杆 2 绕单轴微转 ϕ_2 角,从图 2 中可得以下几何关系:

$$s = 2L \cdot \sin\frac{\phi_2}{2} \cdot \cos\left(\frac{\phi_2}{2} + \phi_1\right) \qquad (1)$$

由于 ϕ_2 角是由 w 决定的微调角度,绝对值较小,s 取决于 ϕ_1 角,当 ϕ_1 接近 90°可使 s 值减

小,提高法兰密封可靠性. 为此单轴不能在舱体法兰的平面上,而应靠近大门法兰平面使 ϕ_1 角尽量接近 90°.

当大门运行时,选择不同的轴作为全转轴,会有 2 种不同情况. 假设销轴为全转轴,大门绕销轴开闭时大门的运行轨迹最小,大门运行所需的空间较小,此时将销轴作为全转轴较为理想. 但是将销轴作为全转轴,大门处于打开状态时,上下铰链连接件(连杆 2)受到的力不在上下铰链连接件所在的平面内,上铰链连接件受到大门重力产生的拉力,下铰链连接件受到大门重力产生的推力,两个力与上下铰链连接件所在的平面所成的角度接近 90°. 由于上下铰链连接件为平面钢架结构,对平面钢架所在平面内的力的承载效果较好,对不在平面内的力的承载效果较差. 从上述分析可知,单轴双销铰链式大门机构不宜选择销轴作为全转轴. 单轴作为全转轴,大门运行时,上下销轴座(连杆 1)组成的平面钢架与上下铰链连接件组成的平面钢架基本位于同一平面内,位于同一平面内的组合钢架可较好的承受大门重力对铰链机构的力和力矩.

由于铰链机构通常连接在大门法兰上,而大门重心的位置距离大门法兰还有一段距离,所以在结构设计时应尽量使铰链机构的平面钢架靠近大门重心,否则大门重力在垂直钢架所在平面方向会产生一个分力,该分力对铰链机构的受力不利,会加剧大门变形的程度. 在结构设计时,受力单元采用滑动轴承或滚动轴承也与全转轴的确定有关,全转轴上的受力单元应采用滚动轴承,滚动轴承能承受更大的力和力矩,且轴做全转时滚动轴承比滑动轴承的运行摩擦力更小. 限转轴采用滑动轴承主要是考虑其转角较小,滑动轴承即可满足其设计要求,且滑动轴承加工装配方便.

1.2　限转装置

设计了限转装置用以使大门沿容器轴线方向作微调时大门法兰端面能和容器舱体法兰端面完全贴合. 单轴双销铰链式大门机构的限转装置主要由限转杆、调节弹簧组成,销轴上、下各有一套限转装置,限转杆的一端固定到销轴座上,用圆柱销定位并承受转动的剪切力,用螺栓锁紧并承受翻转力矩,限转装置可随大门旋转而转动. 调节弹簧安装在上、下铰链连接件上,限转角度由限转装置上的螺钉调节弹簧压缩量实现,其结构原理图如图 3 所示,限转杆的有效长度为 v,弹簧压缩量为 t,假设补偿两法兰不贴合距离为 w,由图 3 中可得

$$w = \frac{tu}{u - v} \tag{2}$$

因为 u 为无穷大,$u - v \approx u$,所以 $w \approx t$,即大门的轴向调节距离与弹簧压缩量 t 有关,而与限位杆的长度 v 无关,该结论有利于减小全转轴轴线与限转轴轴线间的距离,使铰链机构的受力更合理.

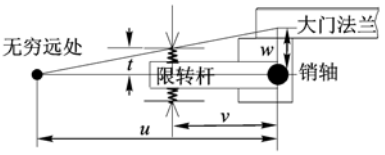


图 3　限转装置结构原理图

1.3　辅助加强机构

为防止局部应力过大,单轴双销铰链式大门机构的铰链机构与大门法兰和舱体法兰连接时都设计有弧形加强覆板. 在上下铰链后梁之间、上下铰链连接件之间有立柱连接,使上下铰链组成整体钢架结构,提高铰链机构的强度和刚度. 由于铰链式大门机构单侧固定,受力不平衡,为降低大门自重导致的下沉变形过大,在与容器中轴面成 60°的大门法兰底部有远端弹性支撑滚轮. 单轴双销铰链式大门机构简图如图 1 所示,大门封头及法兰、限转装置和远端弹性支撑装置未包含在图中.

2　有限元分析

2.1　有限元模型

利用有限元方法[3-4]对单轴双销铰链式大门机构做静态线性结构强度校核,去除限转装置、去除单轴和双销等部件,对单轴双销铰链式大门机构建立简化的等比例三维有限元几何模型,如图 4 所示. 模型中,法兰、封头、弧形加强覆板、上下销轴座、上下铰链连接件的材料为 304 不锈钢(0CR18Ni9),前立柱、后立柱、上下铰链后梁为普通碳钢(Q235A),滑动轴承材料为铝青铜(ZCuAl10Fe3),滚动轴承材料为轴承钢,各材料的性能参数如表 1 所示.

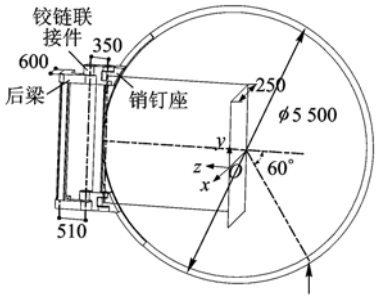


图 4　三维有限元几何模型

表 1 材料参数表

材料	弹性模量/MPa	泊松比	抗剪模量/MPa	屈服强度/MPa	密度/(kg·m^{-3})
不锈钢	1.90×10^5	0.29	7.50×10^4	206.8	8000
碳 钢	2.10×10^5	0.28	7.90×10^4	220.6	7800
轴承钢	2.10×10^5	0.28	7.90×10^4	620.4	7700
铝青铜	1.10×10^5	0.30	4.30×10^4	275.5	7400

2.2 网格划分

采用 2 阶 10 节点四面体网格单元,基于曲率的参数设置,采用区域网格划分,对上下铰链连接件、销轴座及装配连接部位进行局部加密,如图 5 所示,网格单元数 38 075,节点数 72 903.

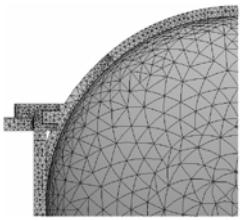


图 5 网格划分图

2.3 约束与载荷

基本模型(算例 1)中,约束上下铰链后梁与舱体法兰连接部位所有的自由度,上下铰链后梁末端定为固定;大门重心位于 O 点,整个大门机构的总质量为 6.2 t,对单轴双销铰链型大门机构施加分布质量载荷;所有与轴承、轴瓦的接触面及可能接触面定义为无穿透接触类型. 由于实际使用中大门内部要安装热沉等附属装置,算例 2 中在大门封头的上部和下部各施加 10 kN 的集中载荷. 算例 3 和算例 4 是大门法兰底部施加不同弹性支撑力时的工况,弹簧刚度为 1×10^6 N/m. 各算例详细载荷情况如表 2 所示.

表 2 不同载荷工况下有限元分析算例

算例 1	算例 2	算例 3	算例 4
基本模型	算例 1 + 20 kN 集中载荷	算例 2 + 弹性支撑力 20 kN	算例 2 + 弹性支撑力 30 kN

2.4 结果分析

图 6 为算例 1 的 vonMises 应力分布图,图 7 为算例 1 局部 vonMises 应力分布图,从整个大门机构的 vonMises 应力分布可以看出,大门法兰和封头的应力值很小,只有在上、下铰链连接处及延伸区域平均 vonMises 应力值约 100 MPa,最大应力发生在前立柱与上铰链连接件的接合处,达到 135.6 MPa,但都没有超过材料的屈服应力. 由于大门重心与铰链机构所在的平面不共面,铰链机构受到大门重力产生的对铰链平面钢架的翻转力,该力主要由前立柱承担,由受力分析可知前立柱上部受到顺时针的翻转力、下部受到逆时针的翻转力,另外前立柱将上、下铰链连接件固连组成平面钢架结构,所以前立柱上部还受到大门的拉力,下部受到压力. 从图 7 中可以看出,整个前立柱的受力较为严峻,平均应力值约 80 MPa,但仍在许用应力值以下. 图 7 右半侧图显示,由于大门法兰分别受到上、下销轴座的拉压力,致使大门法兰与销轴座的连接处及延伸区域产生应力集中,并使得与该部位连接的大门封头处的局部应力也增大,但都在许用应力范围内,可见弧形加强覆板起到了分担应力、提高法兰局部强度的作用,如果去掉弧形加强覆板,受力情况可能会变差.



图 6 算例 1 应力分布图

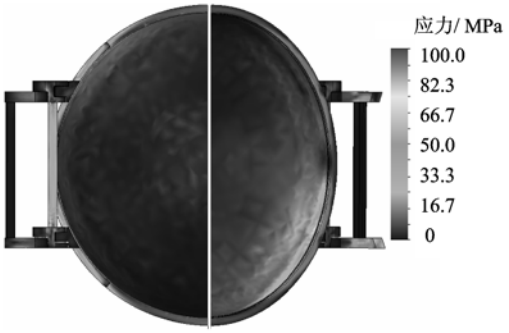


图 7 算例 1 局部应力图

相比较算例 1,算例 2 增加了大门封头内集中载荷,图 8 为算例 2 的 vonMises 应力分布图,图 9 为算例 2 的局部 vonMises 应力分布图,从图中可以看出上下销轴座与大门法兰连接处的应力值明显提高,最大应力发生在下销轴座与法兰的连接处,达到了 187.2 MPa. 由于在大门封头内增加了集中力负载,在大门法兰和封头的上部和下部加载区域 vonMises 应力相比算例 1 也有所增加,达到 35 MPa,但仍远低于屈服应力. 与铰链连接处的大门法兰及封头的相应区域,应力集中情况更加明显,算例 1 中的应力集中范围仅限于上下铰链连接处各自较小区域内,而算例 2 中应力集中范围几乎涵盖上下铰链连接处的整个区域,并进一步向大门封头更远处延伸,这对大门法兰和大门封头的受力极其不利,应进一步加强该区域.

与算例 1 相比,算例 2 中前立柱的应力分布值也都有所提高,所以在结构布局允许的情况下应适当增大前立柱的刚度和强度,可以将工字形截面改为方钢.

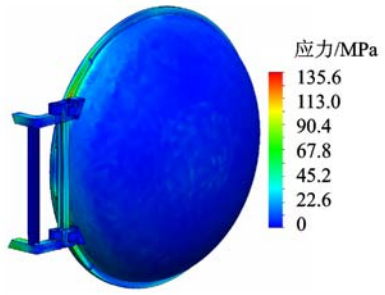


图 8　算例 2 应力分布图

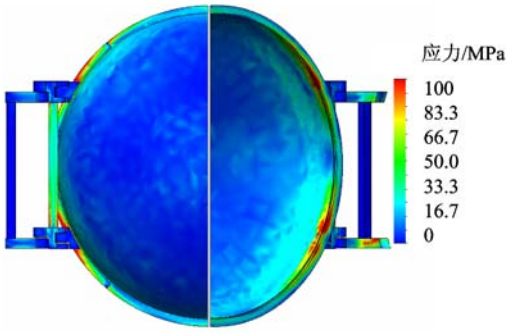


图 9　算例 2 局部应力图

算例 3 增加了大门法兰底部远端弹性支撑力,图 10 为算例 3 局部 vonMises 应力图,从图中可以看出增加弹性支撑力可以明显改善大门铰链连接处及其延伸区域的应力状况,最大应力位于前立柱与下铰链连接件的接合处,最大值为 146.7 MPa,与算例 1 的最大应力值相当,上下销轴座与大门法兰连接处及延伸区域的应力值大小也与算例 1 相当. 在远端增加弹性支撑力时,可以不对铰链连接处再加强. 从算例 1,算例 2 和算例 3 可知,单轴双销铰链式大门机构的结构强度基本满足要求.

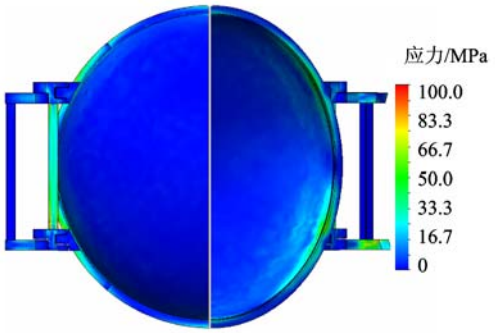


图 10　算例 3 局部应力图

图 11 为算例 1 中大门法兰外缘线的位移图. 如前所述,由于铰链式大门机构受力不对称,大门自重过大会导致大门机构下沉变形,致使大门关不严,密封性能下降. 由于大门重心与铰链机构所在平面不共面,在大门重力的作用下,上、下铰链处产生的支反力构成使大门法兰和封头产生翘曲变形的力矩,引起法兰外缘线沿 x 方向的位移. z 方向位移的峰值分别位于大门法兰上部和下部(90°和 270°)两个区域,大小相等方向相反,该位移是由大门右侧的质量力对大门法兰上部产生拉力、下部产生推力引起的. 从图 11(u_x 为沿 x 方向位移,u_y 为沿 y 方向位移,u_z 为沿 z 方向位移,u 为合位移)中可以看出大门法兰右侧 100° ~ 280° 范围内的合位移较大,最大值达到了 21.5mm,合位移主要是由 y 方向位移即大门下沉变形贡献的,x 方向和 z 方向的位移相对 y 方向位移绝对值较小.

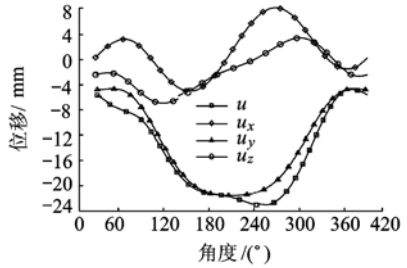


图 11　算例 1 位移图

图 12 为不同载荷条件下大门法兰外缘线合位移图,当大门封头内施加负载时,大门右侧法兰的合位移比不加载时提高了 1 倍,最大值达到了 41.23 mm. 真空羽流试验舱直径 Φ5.5 m 的大门机构的密封圈直径为 Φ32 mm,密封圈压缩后与法兰的接触面积不大于 15 mm,法兰内缘线到密封圈中径的距离为 44 mm. 当大门封头内不加载荷时,大门的最大合位移为 21.5 mm,此时大门法兰勉强能压紧密封圈;但当大门封头内加载时,最大合位移为 41.23 mm,大门法兰已不能压到密封圈,密封性能完全丧失. 如图 11 所示,如果在大门法兰底部施加 20 kN 远端弹性支撑力,大门的合位移变形会大大改善,最大位移量由 41.23 mm 降低至 13.85 mm,当远端支撑力由 20 kN 提高到 30 kN时,合位移量会进一步降低到 10 mm 以下.

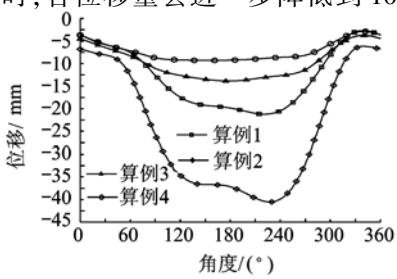


图 12　载荷不同时合位移图

10 mm量级的位移量仍保证大门法兰能够压紧密封圈,在大门结构设计中是可以接受的.

3 结 论

铰链式大门机构以其结构简单的优点在真空容器中广泛应用,但大型卧式真空容器的铰链式大门机构由于受力不对称和大门自重过大,会导致大门下沉变形,在装配和长期使用过程中变形过大又会导致大门关不严,强行关门时会使密封圈因受到剪切挤压而失效. 针对在建的大型真空羽流试验舱直径 Φ5. 5 m 的大门机构,本文在双门轴铰链式大门机构的基础上首次提出了一种新颖的单轴双销铰链式大门机构,当大门关闭时,若大门法兰和舱体法兰不贴合,该机构能对其给予补偿,实现大门的可靠密封.

1) 大门的开启、关闭通过绕单轴转动实现. 当由于加工装配误差或运行中结构变形导致大门机构偏离理想设计状态时,通过单轴和销轴协同微转动使大门法兰与舱体法兰始终紧密贴合,通过绕销轴微调使大门法兰最好地平行于舱体法兰. 通过将铰链连接件和大门重心靠近地设计在一个平面内,当两法兰端面不贴合或容器抽真空后大门法兰向舱体法兰平移压缩密封圈时,可最大限度地减小垂直于容器轴线的大门法兰错位位移.

2) 在转动机构设计中,单轴双销铰链式大门机构选用单轴作为全转轴,销轴作为补偿转轴,这是因为单轴作全转轴时,上、下销轴座组成的平面钢架与单轴的上、下铰链连接件组成的平面钢架基本位于同一平面内,这样的组合钢架可较好的承受大门重力对铰链机构的力和力矩.

3) 成功的设计了用于大门轴向微调的限转装置. 在限转装置设计中,大门的轴向调节距离与调节弹簧压缩量有关,而与限位杆的长度无关. 为此在大门的安装调试和维修过程中均可通过调节弹簧的压缩量来保证大门的可靠密封.

单轴双销的铰链式大门机构的有限元分析结果表明:

1) 铰链机构的上下销轴座与大门法兰连接处会出现两个应力集中区域,当大门封头内施加载荷时应力集中的范围会向大门法兰和大门封头扩散,甚至上下两个应力集中区域合成一个更大的应力集中区域,这对大门的受力极为不利. 当在大门法兰底部施加弹性支撑时,铰链机构与大门法兰连接处的应力集中范围和量值都明显降低,远远低于许用应力值.

2) 无论在何种载荷条件下,前立柱都会受到拉压和扭转力,当大门封头内施加负载时,前立柱的受力情况要比不加载时严峻,增加大门法兰底部的弹性支撑力能改善前立柱的受力状况.

3) 大门的合位移变形主要是由大门重力导致的 y 方向位移贡献的,x 方向和 z 方向的变形对合位移的贡献很小. 当没有远端弹性支撑时,大门法兰的最大合位移达到了 41. 23 mm,即使大门封头内不施加负载时,最大合位移变形也达到了 20 mm以上,当施加远端弹性支撑力时,大门的合位移变形不大于 10 mm.

上述校核结果表明所设计的新型单轴双销铰链式大门机构有足够的强度和刚度.

致 谢 感谢北京卫星环境工程研究所的黄本诚研究员对大门设计、论文修改提出的宝贵建议,感谢北航宇航学院张国舟教授、庄毓南教授、李晓娟副教授对设计工作的指导,感谢江苏常熟虞华真空设备有限公司戴建新工程师对大门结构设计和制造装配的帮助.

参考文献 (References)

[1] 黄本诚,陈金明. 空间真空环境与真空技术[M]. 北京:国防工业出版社,2005:40 - 47
Huang Bencheng, Chen Jinming. Space vacuum environment and vacuum technology [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2005: 24 - 27 (in Chinese)

[2] 陈金明,黄威,王立. KM6 载人舱 Φ5m 大门的结构设计[J]. 环模技术,1996(4):1 - 5
Chen Jinming, Huang Wei, Wang Li. The structure design of a diameter of 5m manned cabin door[J]. Environment Simulation Technology, 1996(4): 1 - 5 (in Chinese)

[3] 叶修梓,陈超群. COSMOS 基础教程:COSMOSWorks Designer [M]. 北京:机械工业出版社,2008:1 - 10
Ye Xiuzi, Chen Chaoqun. COSMOSWorks designer [M]. Beijing: China Machine Press, 2008: 1 - 10 (in Chinese)

[4] 王崧,刘丽娟,董春敏,等. 有限元分析-ANSYS 理论与应用[M]. 3 版. 北京:电子工业出版社,2008:493 - 501
Wang Song, Liu Lijuan, Dong Chunmin, et al. Finite element analysis theory and application with ANSYS[M]. Third ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2008: 493 - 501 (in Chinese)

[5] 成大先. 机械设计手册(第 2 卷)[M]. 北京:化学工业出版社,2009:7_395 - 7_403
Cheng Daxian. Hand book of mechanical design (Volume 2) [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2009: 7_395 - 7_403 (in Chinese)

(编 辑:张 嵘)