

载人航天器舱门有限元分析及机构最小传动角计算

王耀兵 刘志全 夏祥东

(中国空间技术研究院总体部)

摘要 舱门关闭后的密封性及开闭操作的灵活性是载人航天器舱门的重要性能。应用有限元法分析已有载人航天器舱门结构在舱内外有压差情况下的应力和变形,以及舱门结构变形对安装在其上的周边传动锁紧/释放机构的影响,并对该机构最小传动角进行优化计算,给出机构优选的设计参数。

关键词 载人航天器 舱门 机构 传动角

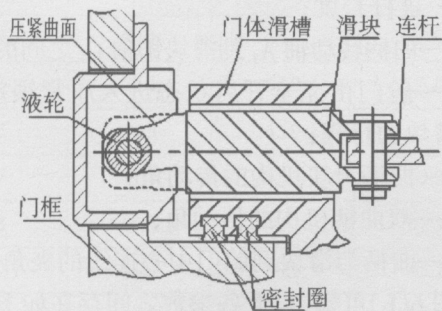
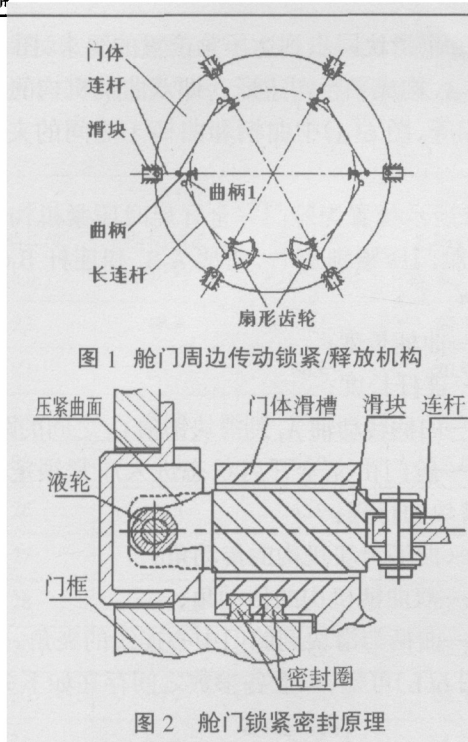
1 前言

载人航天器舱门是关系到载人飞行成败及航天员生命安危的重要组件。舱门关闭后的密封性及开闭操作的灵活性是载人航天器舱门的重要技术指标。载人航天器在轨飞行期间,其舱门内外两侧的气压因任务需求的不同或工作时段的不同而有所不同。出舱活动舱门在开启之前首先需要将气闸舱进行泄压,使得舱门内侧气压由原来约 1×10^5 Pa (一个大气压)降低到接近于舱门外侧真空气压 ($< 1 \times 10^3$ Pa)。舱门内外两侧压力平衡后,航天员才能打开舱门进行出舱活动。对于载人航天器空间交会对接任务而言,当载人航天器完成空间交会对接后,需要将对接通道内充气增压。舱门外侧对接通道的气压由原来的真空状态上升到接近于舱门内侧气压后,经压力平衡阀平衡舱门内外两侧压力,航天员才能打开对接通道的舱门,进入对接通道^[1-4]。由于作用在舱门门体结构上的压力发生变化,势必引起舱门门体结构的变形。如果这种变形包含塑性变形的成分,则导致安装在门体结构上的传动机构运动状态发生变化,严重时会导致传动机构卡死、舱门开闭操作功能失效。传动机构的传动角大小也是决定舱门开闭操作力大小的关键因素,为了使航天员在轨灵活操作舱门的开启和关闭,必须将舱门两侧气压变化引起门体结构的变形控制在弹性变形范围内,同时需对舱门传动机构的运动参数进行优化计算。本文就一种载人航天器舱门,开展门体结构

有限元分析和周边传动锁紧/释放机构的传动角计算,旨在减小该舱门的开闭操作力,实现舱门的灵活操作。

2 舱门周边传动锁紧/释放机构的工作原理

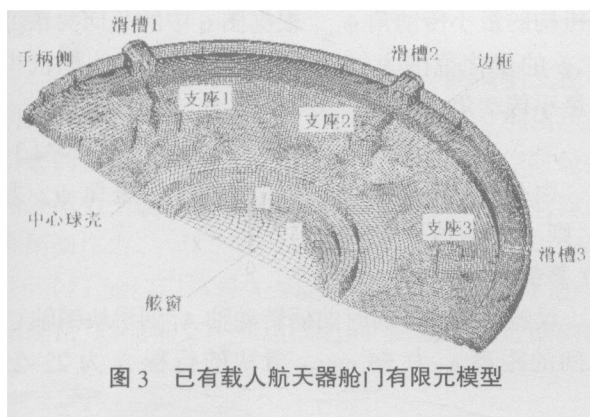
已有载人航天器舱门的周边传动锁紧/释放机构安装在舱门的门体结构上,该舱门整体由门体结构、压紧/释放机构、门体密封圈和压力平衡阀等组成,压紧/释放机构安装在门体周边。门体外侧周边上加工有安装门体密封圈的槽;门体内侧周边留有与压紧机构滑块相配合的滑槽以及压紧机构曲柄轴的安装支座。压紧/释放机构包括 6 个相同的曲柄滑块机构(由曲柄、连杆和滑块组成)和 4 个相同的双曲柄机构,见图 1。其中曲柄和曲柄 1 固连并具有共同的转动轴,该转动轴安装在曲柄轴支座上;滑块在门体滑槽内滑动。在执行压紧操作时,航天员通过手柄转动手柄轴经齿轮系的传动使两个扇形齿轮同步反向转动。两个扇形齿轮带动 6 个曲柄滑块机构同步运动(此同步运动由 4 个双曲柄机构保证),由于门体滑槽的限制,滑块及安装在滑块上的滚轮沿舱门径向向外伸出,滚轮在向外伸出时受到上压紧曲面的限制而向下移动,迫使密封圈在门体和门框之间发生弹性变形而实现舱门和舱体之间的密封,见图 2。图 2 所示状态为舱门的压紧状态。当执行释放操作时,航天员反向转动手柄,经过齿轮系和机构的传动而使滑块沿舱门径向向内缩回,解除舱门的锁紧状态并允许打开舱门。



3 舱门结构的有限元分析

3.1 有限元建模

设载人航天器在轨飞行时,其舱内外存在约为 1×10^5 Pa 的压力差,此时舱门的变形最大。在建立舱门有限元模型时,由于对称关系,舱门有限元模型仅考虑舱门的一半,见图 3。由于压紧机构等组件对舱门刚度的影响很小,故在模型中不包含门体和密封圈外的其他部分。舱门门体结构为薄壁铝质球面结构,其中边框以实体单元模拟,中心板材、舷窗及加强筋板以板壳单元模拟;密封圈材料为橡胶材料,根据材料实测数据近似按照各向同性材料选取其力学参数,模型中以实体单元模拟密封圈。舱门门体和密封圈通过共结点的方式连接。坐标系选取舱门舷窗中心为原点, X 轴为舱门对称轴,正向为手柄所在的一侧, Y 轴垂直于舷窗并指向舱内, Z 轴由右手定则确定。



3.2 载荷及边界条件

如前文所述,在 1×10^5 Pa 的内压作用下,舱门压紧/释放机构的滚轮将与上压紧曲面脱离而受下压紧曲面的支撑,同时两道密封圈将在原来压紧/释放机构提供的压力的基础上进一步受压。因此,在舱内侧的单元表面上施加 1×10^5 Pa 的压力载荷,约束密封圈与门框接触点的 Y 向自由度,约束滑槽孔内结点的 Y 向自由度,按照对称关系处理舱门对称面上各结点的约束。

3.3 计算结果分析

按表 1 选取材料参数,对所建立的有限元模型进行求解,可以得到在 1×10^5 Pa 的内压下舱门的变形及应力分布,分别见图 4 和图 5;门体滑槽和曲柄轴支座(参见图 3)处的 Y 向位移见表 2。

表 1 有限元分析所选取的材料参数

结构	材料	弹性模量 / MPa	泊松比
舱门门体	铝	72×10^3	0.33
密封圈	橡胶	4	0.49

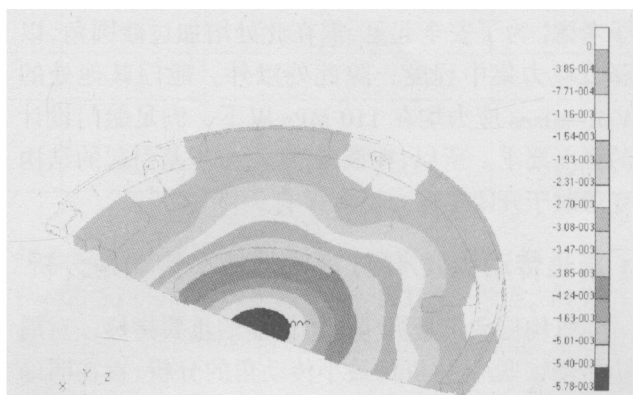


图 4 舱门 Y 向位移云图

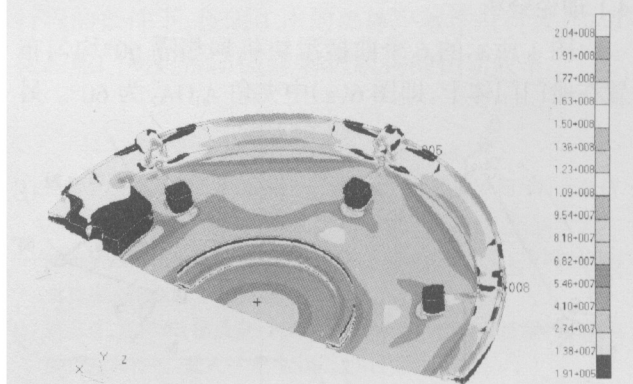


图 5 舱门 Von-Mises 应力云图

表 2 舱门门体上滑槽和曲柄轴支座处的 Y 向位移

	支座 1	支座 2	支座 3	滑槽 1	滑槽 2	滑槽 3
位移(mm)	-1.75	-1.79	-1.8	-1.4	-1.4	-1.4

由表 2 可知,曲柄轴支座处的 Y 向位移平均为-1.78 mm,而滑槽上表面位移为-1.4 mm,负号表示位移方向与 Y 轴正向相反。因此,对于每个曲柄滑块机构来说,如果舱内外存在 1×10^5 Pa 的压力差,则滑块与曲柄将不在一个平面内,两者之间的 Y 向差值最大为 0.4 mm。但是,在开关门操作时,舱门内外两侧的压力已经平衡(或近似平衡),所以只要压差引起的结构变形属于弹性变形,则舱门开闭操作时曲柄滑块机构仍保持为平面机构,即压差引起的结构变形对于开闭操作力没有影响。由于舱门受到内压作用时,门体密封圈的压缩量会进一步增大,所以舱门密封性能不会降低。

由图 5 可知,舱门最大 Von-Mises 应力为 204 MPa,出现在曲柄轴支座和边框之间的筋板与边框的连接处。由于此局部应力不影响舱门的整体性能,并且仍在门体材料的许用强度范围内,可以不予考虑。为了安全起见,需在此处增加过渡圆角,以降低应力集中程度;除此以外,舱门其他处的 Von-Mises 应力均在 110 MPa 以下,满足舱门设计的强度要求。所以,在该条件下,由压差引起的结构变形对于开闭操作力没有影响。

4 周边传动锁紧/释放机构的最小传动角分析

机构传动角是机构传力性能的重要指标,对周边传动锁紧/释放机构最小传动角的分析,旨在明确曲柄长度和滑块行程对传动角的影响,以便设计人员通过调整这些参数,优化机构的传动效率,减小舱门开启时的操作力。

4.1 理论分析

图 1 所示的 6 个曲柄滑块机构相隔 60° 均匀布置在舱门门体上,即图 6(a)中夹角 A_1OA_2 为 60° 。另

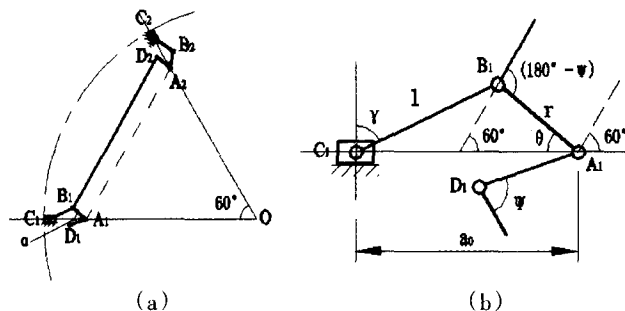


图 6 压紧机构原理图(部分)

外,根据 6 个滑块同步到达压紧位置的要求,图 6(a)中 $A_1B_1D_2A_2$ 构成平行四边形,即双曲柄机构的两曲柄长度相等,图 6(a)中曲柄和曲柄 1 之间的夹角 α 为 60° 。

图 6 所示位置为舱门完全开启时压紧机构所处的位置,舱门压紧锁定后,曲柄 A_1B_1 和连杆 B_1C_1 共线。其中:

- r——曲柄长度;
- l——连杆长度;
- a_0 ——曲柄转动轴 A_1 到滑块销轴 C_1 之间的距离;
- Δ ——舱门由完全开启状态进入压紧锁定状态过程中滑块的行程;
- γ ——曲柄滑块机构的传动角;
- ψ ——双曲柄机构的传动角;
- θ ——曲柄与滑块到舱门中心连线的夹角。

由图 6(b)可知,以上各参数之间存在如下关系:

$$\begin{cases} r+l=a_0+\Delta \\ r \sin \theta=l \cos \gamma \\ r \cos \theta+l \sin \gamma=a_0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 a_0 为舱门完全开启状态时曲柄转动轴 A_1 到滑块销轴 C_1 之间的距离。在舱门关闭、压紧过程中, θ 角将逐渐由 θ_0 (舱门完全开启状态时的 θ 角)减小到 0(即进入锁定状态),同时传动角 γ 逐渐增加为 90° ,因此图 6 所示的传动角 γ 即为最小传动角 γ_{\min} 。根据图 6 和公式(1),可知最小传动角 γ_{\min} 和曲柄长度 r 以及滑块行程之间 Δ 之间满足如下关系:

$$\sin \gamma_{\min} = \frac{(a_0+\Delta-r)^2+a_0^2-r^2}{2a_0(a_0+\Delta-r)} \quad (2)$$

因此,当舱门完全开启时曲柄转动轴 A_1 到滑块销轴 C_1 之间的距离 a_0 、曲柄长度 r 和滑块行程 Δ 确定后,可通过公式(2)确定曲柄滑块机构最小传动角 γ_{\min} 以及曲柄初始角度 θ_0 的值。

由于压紧机构中还包括 4 个双曲柄机构,为了保证整个压紧/释放机构的传动性能,还需考虑双曲柄机构的最小传动角 ψ_{\min} 。根据图 6 中的几何关系可知, ψ 的变化范围为 $(120^\circ-\theta_0, 120^\circ)$,则双曲柄机构的最小传动角

$$\psi_{\min} = \min(120^\circ-\theta_0, 60^\circ) \quad (3)$$

由公式(3)可知 ψ_{\min} 与 θ_0 有关,为避免 ψ_{\min} 太小,则 θ_0 的取值不能太大。

4.2 算例

设舱门完全开启时曲柄转动轴 A_1 到滑块销轴 C_1 之间的距离 a_0 为 56 mm,滑块的行程 Δ 为 22~25

mm, 曲柄长度 r 的取值为 22~37 mm, 计算得到的曲柄滑块机构最小传动角 γ_{\min} 和曲柄初始角度 θ_0 见表 3。

由表 3 可知:(1) 随着曲柄长度减小, 曲柄滑块机构的最小传动角 γ_{\min} 将增加, 但由于曲柄初始角

表 3 最小传动角 γ_{\min} 和曲柄初始角度 θ_0

曲柄长度 r (mm)	滑块行程 $\Delta=25\text{mm}$		滑块行程 $\Delta=24\text{mm}$		滑块行程 $\Delta=23\text{mm}$		滑块行程 $\Delta=22\text{mm}$	
	曲柄初始角 $\theta_0(^{\circ})$	最小传动角 $\gamma_{\min}(^{\circ})$	曲柄初始角 $\theta_0(^{\circ})$	最小传动角 $\gamma_{\min}(^{\circ})$	曲柄初始角 $\theta_0(^{\circ})$	最小传动角 $\gamma_{\min}(^{\circ})$	曲柄初始角 $\theta_0(^{\circ})$	最小传动角 $\gamma_{\min}(^{\circ})$
22	86.8	68.1	84.3	68.2	81.8	68.3	79.3	68.5
23	83.3	66.8	80.9	66.9	78.6	67.1	76.3	67.3
24	80.1	65.5	77.9	65.7	75.7	65.9	73.4	66.2
25	77.1	64.2	75.0	64.5	72.9	64.7	70.8	65.1
26	74.3	62.9	72.3	63.2	70.4	63.6	68.4	63.9
27	71.7	61.7	69.8	62.0	67.9	62.4	66.1	62.8
28	69.3	60.4	67.5	60.8	65.7	61.2	63.9	61.7
29	66.9	59.1	65.2	59.6	63.5	60.1	61.8	60.6
30	64.7	57.9	63.1	58.4	61.5	58.9	59.8	59.4
31	62.6	56.6	61.1	57.1	59.5	57.7	58.0	58.3
32	60.6	55.3	59.1	55.9	57.7	56.5	56.2	57.2
33	58.7	54.0	57.3	54.7	55.9	55.3	54.4	56.0
34	56.9	52.7	55.5	53.4	54.1	54.1	52.8	54.8
35	55.1	51.4	53.8	52.1	52.5	52.9	51.2	53.6
36	53.4	50.1	52.1	50.8	50.9	51.6	49.6	52.4
37	51.7	48.7	50.5	49.5	49.3	50.4	48.1	51.2

θ_0 也随之增加, 根据公式(3), 这将导致双曲柄机构的最小传动角 ψ_{\min} 减小;(2)随着压紧机构的滑块行程 Δ 的增加, 曲柄滑块机构的最小传动角 γ_{\min} 将减小, 而 θ_0 将增加, 这说明行程的增加将导致曲柄滑块机构和双曲柄机构的最小传动角 γ_{\min} 和 ψ_{\min} 同时减小;在表 3 中可以看到, 当行程 Δ 为 25 mm 时, 已经无法同时保持 γ_{\min} 和 ψ_{\min} 大于 60° 。推荐设计时优先选取表 3 中黑体字数据所对应的设计方案。

5 结论

(1) 在 1×10^5 Pa 的内压作用下, 曲柄轴支座和门体滑槽在 Y 方向上的位移差为 0.4 mm。但由压差引起的变形属于弹性变形, 且舱门开闭操作时舱门内外压力平衡, 所以由压差引起的变形不影响舱门开闭操作力。

(2) 舱门门体最大 Von-Mises 应力为 204 MPa, 出现在“曲柄轴支座和边框之间”的筋板与边框的连

接处, 此局部应力不影响舱门的整体性能, 并且仍在门体材料的许用强度范围内, 可以不予考虑。但为了安全起见, 需在该处增加过渡圆角, 以降低应力集中程度。

(3) 设计曲柄长度时应综合考虑曲柄滑块机构传动角和双曲柄机构传动角的变化, 在满足舱门压紧要求的基础上应尽量减小滑块行程。在满足滑块行程的条件下, 按表 1 中的黑体字数据进行设计, 可提高舱门周边传动锁紧/释放机构的传动效率。◇

参考文献

- [1] 嵇景全, 刘志全, 游巍. 载人航天器舱门机构的原理与特点分析. 载人航天. 2003, (3):34~39
- [2] 刘志全, 嵇景全. 载人航天器电动兼手动舱门的研究. 中国空间科学技术. 2005, 25 (4) :1~7
- [3] 刘志全, 夏祥东, 嵇景全. 载人航天器舱门周边传动锁紧释放机构的原理和特点. 载人航天. 2006, (2):12~14