着陆器软着陆机构的动力学分析

王春洁 郭 永

(北京航空航天大学 机械工程及自动化学院，北京 100191)

摘 要：以某型号着陆器软着陆机构为研究对象，采用 MSC. Patran/Nastran 对软着陆机构进行模态分析，得到结构模态的主要影响因素，主要包括机构尺寸和装配连接方式. 主要分析了软着陆机构中主支柱、辅助支柱活塞杆和活塞筒壁厚、以及活塞筒端盖厚度对模态频率的影响，并对主支柱、辅助支柱活塞杆和活塞筒装配连接方式进行研究，接着提出一种基于 Bush 单元的装配连接方式，有效地解决了传统方法中用 MPC(Multiple Point Constraint)刚性连接来模拟装配连接的不足，使仿真结果更加准确. 最后对收拢状态下的模型进行了频率响应分析，结果发现在给定的频率范围内结构不会发生共振，进一步说明结构设计的合理性.

关 键 词：着陆器软着陆机构；MPC 刚性连接；Bush 单元连接；频响分析

中图分类号：V 414

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2009)02-0183-05

Dynamic analysis of lunar lander

Wang Chunjie Guo Yong

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

Abstract: By the modal analysis of lunar lander based on MSC. Patran/Nastran, the main factors affecting the mode frequency were retrieved, including the dimensions of the machine and the method of the assembled part. The influence brought about by modifying the thickness of the piston barrel and piston rod on the mode frequency was illustrated. Meanwhile, the connection method of the assembled part was also studied. Subsequently a new approach based on Bush was proposed to solve the problems encountered by using MPC(multiple point constraint), which makes the simulated results more accurate. Finally, frequency analysis on the stow model of the lunar lander was implemented, whose result shows the structure can not resonated in the specified range of excitation, which further validates the reliability of the lunar lander.

Key words: lunar lander; MPC rigid connection; Bush element connection; frequency analysis

随着深空探测技术的长足发展，人们开始尝试登陆各种行星，月球作为距离地球最近的天体，一直是人们尝试的目标. 美国和苏联早在上世纪60～70年代就成功登陆月球，我国这方面的研究还相对较少.

着陆器的软着陆机构是着陆器的重要组成部分，对整个着陆器起支撑作用，软着陆机构材料的选择、强度和刚度直接关系到着陆器能否平稳着陆. 此外，着陆器在发射和着陆过程中都会承受复杂的动力学环境[1]，如果着陆器的固有频率过低，就可能与激振频率重合而发生共振，发生共振时，机构的变形量要比正常情况下高出许多倍，很可能对着陆器造成破坏，因此有必要对着陆器进行模态分析，找出它的低阶固有频率，看是否与激振频率重合，从而通过合理的改进使其低阶固有频率高于激振频率，避免发生共振，为着陆器的安全平稳着陆做准备.

结构系统的各种动力学响应都可以用固有模态进行组合. 因此在动力学分析中，固有模态是十分重要的. 固有模态分析的结果是多种动态行为

收稿日期：2008-07-20

作者简介：王春洁(1955—)，女，辽宁锦州人，教授，wangcj@buaa.edu.cn.

的判据，也是进一步分析，如瞬态分析和频响分析、随机振动分析的基础数据，所以进行固有模态的分析是十分必要的.

1 动力学分析的基本理论

任何结构系统的动力学方程均可以表示为内力、外力和惯性力的平衡方程组[2-3]：

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}}+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{u}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{u}=\boldsymbol{P}(t)+\boldsymbol{N}+\boldsymbol{Q} \tag{1}$$

其中，$\boldsymbol{M}$ 为质量矩阵；$\boldsymbol{C}$ 为阻尼矩阵；$\boldsymbol{K}$ 为刚度矩阵；$\boldsymbol{P}(t)$为与时间相关的外力矢量函数；$\boldsymbol{N}$ 为与 $\boldsymbol{u}$ 和 $\dot{\boldsymbol{u}}$ 相关的非线性外力项矢量；$\boldsymbol{Q}$ 为边界约束反力矢量；$\boldsymbol{u}$ 为位移矢量；$\dot{\boldsymbol{u}}$ 为速度矢量；$\ddot{\boldsymbol{u}}$ 为加速度矢量.

实特征值分析就是求解无阻尼、无外载情况下运动方程的特征值及特征向量，在没有阻尼以及外载的情况下，简化后运动方程的矩阵形式为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{u}=\boldsymbol{0} \tag{2}$$

对线性结构系统，$\boldsymbol{K}$ 和 $\boldsymbol{M}$ 均为实对称阵，方程(2)有简谐函数形式的解：

$$\boldsymbol{u}=\boldsymbol{\phi}\sin wt \tag{3}$$

其中，$\boldsymbol{\phi}$ 为特征向量或振型；w 为圆频率.

将 $\boldsymbol{u}$ 及其微分带入式(2)，得如下式子：

$$-w^2\boldsymbol{M}\boldsymbol{\phi}\sin wt+\boldsymbol{K}\boldsymbol{\phi}\sin wt=\boldsymbol{0} \tag{4}$$

上式在任意时刻 t 都成立，故可简化为

$$(\boldsymbol{K}-w^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{\phi}=\boldsymbol{0} \tag{5}$$

上式 $\boldsymbol{\phi}$ 有非零解的条件是：$(\boldsymbol{K}-w^2\boldsymbol{M})$是奇异的，即 $\det(\boldsymbol{K}-w^2\boldsymbol{M})=0$ 或

$$\det(\boldsymbol{K}-\lambda\boldsymbol{M})=0 \quad (\text{令}\ \lambda=w^2) \tag{6}$$

上式子可解出一系列离散的特征值 λ_i 或 w_i^2. 对每一个特征值，有一个特征向量 $\boldsymbol{\phi}_i$ 满足方程(4)，即$(\boldsymbol{K}-w_i^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{\phi}_i=\boldsymbol{0}(i=1,2,\cdots,n)$.

以结构模态坐标 $\boldsymbol{\delta}_i$ 来取代物理上的位移矢量 $\boldsymbol{u}$，即 $\boldsymbol{u}=\sum_{i=1}^{N}\boldsymbol{\phi}_i\boldsymbol{\delta}_i$，代入式(1)并乘以 $\boldsymbol{\phi}^{\mathrm{T}}$，根据模态的正交性，假设模态阻尼 $\boldsymbol{\phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{C}\boldsymbol{\phi}$ 为对角阵，除去非线性外力项和边界约束反力，可得非耦合方程组：$\boldsymbol{M}_{ii}\ddot{\boldsymbol{\delta}}_i+\boldsymbol{C}_{ii}\dot{\boldsymbol{\delta}}_i+\boldsymbol{K}_{ii}\boldsymbol{\delta}_i=\boldsymbol{P}_i(t)$，这样便将结构方程式的阶数由原系统的自由度数转换为 $\boldsymbol{\phi}$ 矩阵的模态. 在得到每个振型的响应后，按照 $\boldsymbol{u}=\sum_{i=1}^{N}\boldsymbol{\phi}_i\boldsymbol{\delta}_i$ 将他们叠加起来，就得到系统的响应.

2 着陆器软着陆机构有限元模型

本文参考已经着陆成功的 Apoll11 月球着陆器模型[4-6]，对其软着陆机构进行简化，软着陆机构主要由主支柱、辅助支柱、压紧释放装置和足垫组成. 主支柱中装有缓冲器，用来吸收着陆时星球表面对着陆器的冲击，辅助支柱中包含展开锁定机构，用来实现着陆冲击前软着陆机构的展开锁定，压紧释放装置实现着陆腿在收拢状态的压紧和释放足垫用来防止着陆瞬时着陆器的过度下陷和减少着陆器的滑动阻力. 着陆器软着陆机构的有限元模型如图 1 所示，结构最终被划分为60 656个单元，62 496 个节点.



图 1 着陆器软着陆机构的有限元模型

3 模态分析

本文以有限元软件 MSC. Patran 作为前处理器，大型通用有限元分析软件 MSC. Nastran 为求解器，在 MSC. Patran 中建立软着陆机构简化的有限元模型. 由于着陆腿的主要结构为空心圆柱薄壳，其壁厚远小于长度，根据有限元理论，可将圆柱薄壳简化为板壳单元，将一些接头简化为质量单元，足垫也简化为板壳单元. 板壳单元采用 Nastran 中(QUAD4)进行网格划分，在主支柱和辅助支柱活塞杆和活塞筒的连接位置采用 MPC (Multiple Point Constraint)中的刚性连接单元(RBE2)进行连接，足垫与活塞杆的连接也采用(RBE2)连接，用来模拟其装配关系，位移边界条件为约束软着陆机构与着陆器基体的连接位置. 由于篇幅限制，表 1 给出了软着陆机构的前 6 阶频率.

表 1 软着陆机构的前 6 阶频率 Hz

阶数	1	2	3	4	5	6
频率	31.097	31.634	44.507	117.63	133.73	143.13

由前 6 阶振型图(图 2～图 7)可以看出，1 阶、2 阶和 3 阶振型主要由主支柱活塞杆的弯曲振动引起，4 阶、5 阶振型主要由辅助支柱的横向弯曲振动引起，因此可以通过改变活塞杆和活塞筒的壁厚来改变软着陆机构的横向弯曲刚度，从而改变结构固有频率值.

3.1 壁厚对模态频率的影响

由表 2 可以看出，当主支柱活塞杆和活塞套



图 2　1 阶振型



图 3　2 阶振型



图 4　3 阶振型



图 5　4 阶振型



图 6　5 阶振型



图 7　6 阶振型

的壁厚由 0.5 mm 增大到 2.0 mm 时,各阶模态频率都明显增大,特别是前 3 阶,平均增大率为 82.7%,这主要是因为壁厚的增加使主支柱的横向刚度增大,从而固有频率值明显增加,这与上述结论是一致的.

表 2　主支柱活塞筒和活塞杆壁厚对固有频率的影响　Hz

阶数	厚度/mm			
	0.5	1.0	1.5	2.0
1	22.476	31.096	37.416	42.504
2	22.835	31.634	32.083	43.271
3	33.736	44.507	52.271	58.640
4	108.665	117.63	122.32	125.501
5	110.292	133.43	133.94	134.023
6	111.749	143.128	160.411	161.140

由表 3 可以看出,当辅助支柱活塞杆和活塞套的壁厚由 0.5 mm 增大到 2.0 mm 时,前 3 阶的模态频率变化很小,而第 4 阶以后的频率值明显增大,平均增大率为 58.9%,这主要是因为壁厚的增加使辅助支柱的横向刚度增大,使固有频率值明显增大,这与上述结论一致.

表 3　辅助支柱活塞筒和活塞杆壁厚对固有频率的影响　Hz

阶数	厚度/mm			
	0.5	1.0	1.5	2.0
1	30.195	31.097	31.496	31.749
2	30.740	31.634	32.061	32.255
3	41.195	44.506	46.646	48.187
4	97.299	117.62	127.88	134.515
5	104.248	133.725	144.880	150.299
6	133.477	143.128	146.153	152.292

由表 4 可以看出,当活塞筒端盖的厚度由 5 mm增加到 20 mm 时,第 8 阶和第 9 阶的频率值明显增大,而对于其他阶的频率值影响很小,这主要因为第 8 阶和第 9 阶的振型主要由于主支柱的纵向振动引起的,而塞筒端盖的厚度的增加使主支柱的纵向刚度增加,从而频率值明显增大.

表 4　活塞筒端盖的厚度对固有频率的影响　Hz

阶数	厚度/mm			
	5	10	15	20
1	30.677	31.096	31.152	31.0169
2	31.214	31.687	31.634	31.704
3	44.409	44.506	44.529	44.563
4	117.285	117.627	117.679	117.678
5	132.692	133.725	133.819	133.842
6	138.518	143.128	143.561	143.679
7	139.089	148.670	149.276	149.429
8	142.079	159.331	172.792	179.602
9	146.240	161.029	174.535	181.460

3.2　装配体连接方式对模态频率值的影响

目前,对装配结构进行动力学分析时,由于结合面处理的技术问题[7],不得不对模型进行简化.一般不考虑零件之间的实际装配关系,而是将装配结构中的各个零件直接用 MPC 进行刚性连接,尽管这样可以使模型得到简化,但它无法模拟装配结构中连接刚度,与实际的结果可能有较大的偏差.

本文采用一种新的模拟装配的技术,对本文所研究对象而言,主要的装配结构是主支柱,辅助支柱活塞套和活塞杆的连接.首先在装配位置建立两个重复的节点(node),将这两个节点作为独立节点分别与活塞杆和活塞套用(RBE2)进行刚性连接,然后用这两个节点建一个弹簧阻尼(Bush)单元,并给 Bush 单元中的参数 Spring Constant 赋适当值,这样就完成了连接,如图 8 所示.Bush 单元需要定义 6 个参数,分别为 3 个平动刚度和 3 个转动刚度.为了研究方便,令平动刚度都为 6.0×10^3,3 个转动刚度分别取 0,8.0×10^4,8.0×10^6,8.0×10^8.

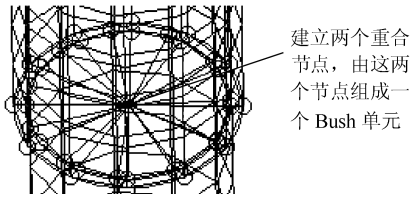

图 8　Bush 单元连接

由表 5 可知,通过调整 Bush 单元的参数可

以改变结构的模态频率值，当转动刚度取 8.0×10^6 时，用这种方法得到的固有频率值与用 MPC 刚性连接得到的固有频率值接近，但 MPC 刚性连接中刚度是不可调节的，而 Bush 单元的刚度是可以调节的，对于确定的模型，总可以通过调节 Bush 单元的参数，使其与实验结果吻合.

表 5 两种连接方式下的模态频率 Hz

阶数	MPC	Bush 单元		
		8.0×10^4	8.0×10^6	8.0×10^8
1	31.332	30.480	31.096	31.225
2	31.884	30.995	31.633	31.774
3	44.511	44.272	44.477	44.498
4	115.875	110.986	115.855	116.027
5	131.442	126.03	131.411	131.746
6	143.07	141.770	143.049	143.776

4 频率响应分析

频率响应分析激励主要来自运载火箭发动机不稳定燃烧而产生的推力脉动变化，其频率范围大致为 4～100 Hz(见表 6).

表 6 低频正弦载荷谱 [8-9]

频率/Hz	4～10	10～20	20～70	70～100
幅值/($m\cdot s^{-2}$)	1.0g	2.4g	6.0g	4.0g

因为火箭在发射过程中，着陆器是处于收拢状态的，所以必须对收拢状态下的着陆器软着陆机构进行模态分析，表 7 给出收拢状态下的前 5 阶固有频率.

表 7 收拢状态前 5 阶固有频率

阶数	1	2	3	4	5
频率/Hz	60.96	102.9	107.3	173.03	177.9

着陆器所受到的激励载荷是强迫加速度，本文采用大质量法对其进行频率响应分析. 首先在合适的位置建立一个大质量点用来模拟加速度激励输入点，大质量点的质量一般取(10^7) kg，释放该大质量点在激励输入方向上的自由度，本文中是 Y 向平动(UY)自由度，用 MPC 连接技术中的 RBE2 刚性单元将大质量点与边界约束点连接，并释放边界约束点在 UY 方向上的自由度，本文中边界约束点是指软着陆结构 3 条腿的端点，最后在大质量点上施加一个集中力来产生强迫加速度. 模型如图 9 所示.

由图 10、图 11 可知，当临界阻尼比分别取 0.01和 0.02 时，对基础加速度输入点(大质量)和最大加速度响应点(node 60 131)的响应进行了分析，由图中可以看出，最大加速度响应曲线的峰值对应的频率是 178 Hz，对应结构的第 5 阶频率，



图 9 频响分析的有限元模型

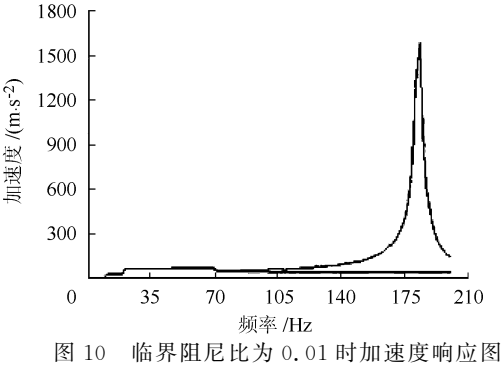

图 10 临界阻尼比为 0.01 时加速度响应图

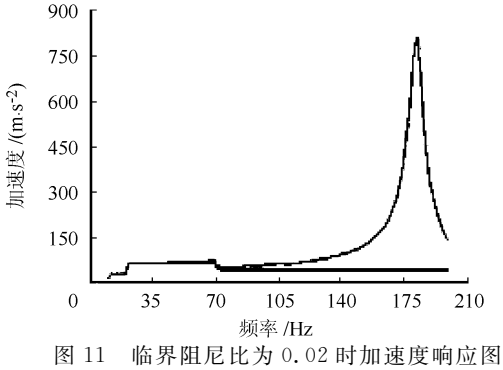

图 11 临界阻尼比为 0.02 时加速度响应图

当分别取 0.01 和 0.02 时最大加速度响应点的加速度分别是基础加速度的 40 和 20 倍，可见临界阻尼比对结构的加速度响应峰值有很大影响，可以通过选择合适的结构参数和材料以得到较大的临界阻尼比，从而降低结构在低频正弦振动载荷激励下的最大加速度响应峰值，保护着陆器基体结构和携带的科学探测仪器不受损坏.

但对本文所研究对象来说，因为激励频率的范围是 4～100 Hz，而达到共振的频率是 178 Hz，所以在实际中是不可能发生共振的，进一步说明本结构的选材和设计是合理的.

5 结 论

1) 通过对前十阶振型图的研究和对影响模态频率的因素的分析，发现结构的横向刚度较纵向刚度低，增加主支柱，辅助支柱活塞杆和活塞筒的壁厚可以有效地提高结构横向刚度，使固有频率值增加，但他们对各阶频率的影响程度是不同

的，增加活塞筒端盖的壁厚可以增加结构的纵向刚度，使纵向振动频率增加.

2）为了获得可靠的仿真数据，在进行装配体的模态分析时，不能简单地用 MPC 进行刚性连接，它不能真实反映实际情况中装配体连接处的刚度和阻尼值，实际中应该考虑这些因素.

3）Bush 单元可以用来模拟装配体连接处的刚度和阻尼值，通过改变 Bush 单元中的参数可以使仿真结果与实验结果一致，Bush 单元中的参数值一般都要通过实验来得到.

4）临界阻尼比对结构的响应影响很大，可以通过合理的选用材料和优化结构设计参数来提高结构的临界阻尼比，以减弱着陆器基体在来自火箭的低频正弦振动和随机振动激励下的响应，保护着陆器基体和携带的探测仪器不受损伤.

参考文献（References）

[1] 邓宗全，王闯，刘荣强，等. 空间桁架式着陆器的动力学分析[J]. 振动与冲击，2007，26(10)：169－170
Deng Zongquan, Wang Chuang, Liu Rongqiang, et al. Dynamic analysis of spatial trussed luna lander[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(10): 169－170(in Chinese)

[2] 张永昌. MSC. Nastran 有限元分析理论基础与应用[M]. 北京：科学出版社，2004
Zhang Yongchang. Application and fundamental theory of finite element[M]. Beijing: Science Press, 2004(in Chinese)

[3] 隋允康，杜家政，彭细荣. MSC. NASTRAN 有限元分析与优化设计实用教程[M]. 北京：科学出版社，2004
Sui Yunkang, Du Jiazheng, Peng Xirong. Finite element analysis and optimization based on MSC. NASTRAN[M]. Beijing: Science Press, 2004(in Chinese)

[4] 邓宗全，王闯，高海波，等. 国内外月球着陆器研究现状[J]. 导弹与航天运载技术，2006(4)：33－34
Deng Zongquan, Wang Chuang, Gao Haibo, et al. The research situation of lunar lander[J]. Missles and Space Vehicles, 2006(4): 33－34(in Chinese)

[5] Herr Roberrt W, Lconard H Waync. Dynamic model investigation of touchdown stability of lunar landing vehicles[R]. NASA TN D-4215, 1967

[6] Ulysses Blancha. Full-scale dynamic investigation of a prototype lunar module[R]. TN D-5029 1-41, 1919

[7] 赵猛，张以都，马良文，等. 基于 MSC 的装结构模态分析技术研究[J]. 机械科学与技术，2003，26(3)：103－104
Zhao Meng, Zhang Yidu, Ma Liangwen, et al. Research on modal analysis of assembly structures based on MSC Nastran[J]. Mechanical Science and Technology, 2003, 26(3): 103－104(in Chinese)

[8] 杨剑，张璞，陈火红. 新编 MD Nastran 有限元实例教程[M]. 北京：机械工业出版社，2007
Yang Jian, Zhang Pu, Chen Huohong. New edition of finite element analysis based on MD Nastran[M]. Beijing: China Machine Press, 2007(in Chinese)

[9] 杨洪波. 空间遥感器动力学环境计算机仿真[J]. 光学精密工程，1998，6(6)：39－42
Yang Hongbo. Dynamic environment simulation of space remote sensor [J]. Optics and Precision Engineering, 1998, 6(6): 39－42(in Chinese)

(上接第 153 页)

面(柱面、球面和抛物面等)，即使是所谓的“柔性蜂窝(如图 6b 和图 6c)”变形能力也是有限的. 另一方面，蜂窝加工困难，难以加工出各种曲面. 蜂窝只适合用于制造平面或小曲率曲面夹层结构. 近年来出现了一种新的夹芯——整体微型桁架[4](如图 6d)，该夹芯具有变形的随意性，因此比较适合用于制造曲面夹层结构.

7　结 束 语

曲面夹层结构成形原理是：胶接固化前后结构刚度发生巨大改变(变大)，胶接固化后结构的刚度可以克服内力产生的变形. 制造曲面三层结构时需要计算成形压力和反弹，计算方法应根据实际情况选择. 根据曲面夹层结构的几何形状选择适合的夹芯.

参考文献（References）

[1] Гуань Шивэй, Дудченко А А, Ендогур А И. Проектирование оптимальных крупногабаритных трёхслойных криволинейных конструкций с обеспечением заданного уровня минимальных перемещений[D]. Москва: МАИ, 2005

[2] 关世伟. 三层壳体计算的刚度等效方法[J]. 北京航空航天大学学报，2006，32(5)：590－593
Guan Shiwei. Method of stiffness equivalence for calculating three-layer thin shells[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Atronautics, 2006, 32(5): 590－593(in Chinese)

[3] Тимошенко С П, Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки[M]. Москва: Наука, 1966

[4] Wadley H N G. Multifunctional periodic cellular metals [J]. Philosophical Transactions of the Royal Society, 2006, 364: 31－68