DOI: 10.11883/bzycj-2017-0130
文章编号: 1001-1455(2018)06-1386-08

非断裂式膨胀管分离装置设计与分析*

彭 飞,阳志光,王立朋,孙 璟
(北京宇航系统工程研究所,北京 100076)

摘要: 对一种新型非断裂式膨胀管分离装置进行了静力承载及分离冲击动响应分析。根据静力承载分析,获得了其啮合齿倾角与承压能力间的关系,结果显示,当接触面摩擦因数恒定时,非断裂式膨胀管分离装置的承压能力与啮合齿倾角大小呈反比,且可靠承压的临界啮合角为啮合齿自锁角。同时,根据动力响应分析,获得了非断裂式膨胀管分离装置在不同啮合齿倾角情况下的分离冲击响应,并与常规膨胀管分离装置的分离冲击响应进行了对比,结果显示,所分析的两种具有不同啮合齿倾角的非断裂式膨胀管分离装置具有比常规膨胀管分离装置更小的可靠分离内压,并且 5.7°啮合齿倾角构型在相同测点处的三向加速度时程曲线峰值均低于常规膨胀管分离装置。

关键词: 膨胀管分离装置;承载能力;分离内压;冲击响应
中图分类号: O383;V421.7 **国标学科代码**: 13035 **文献标志码**: A

为摆脱地球引力,航天运载器需耗费大量燃料,而运载效费比要求航天运载器以尽可能少的推进剂将尽可能多的有效载荷送入预定轨道。为实现这一目标,当前航天运载器多被设计为多级构型,从而能够让已经完成任务的部段尽快脱离。目前,航天运载器级间分离、头体分离及星箭分离已普遍采用线式分离装置,尤其是新近出现并在实际航天工程领域获得广泛应用的膨胀管分离装置,其相较传统点式火工分离装置具有更好的分离同步性及分离可靠性。

国内学者通过实验及数值模拟分析对膨胀管分离装置的分离可靠性[1-6]及以分离可靠性为优化目标的构型优化问题[7,8]进行了研究,国外学者早期也仅基于分离可靠性对膨胀管分离装置进行了一系列设计参数确定及材料选型研究[9-13],对该装置的降冲击设计及相关理论研究工作涉及较少。

然而,随着当前航天运载器对分离系统要求的不断提升,传统膨胀管分离装置分离冲击过大的问题越发凸显,这其中由于分离板断裂引起的冲击又尤为严重,美国宇航局曾估计 45%的航天器失效是由于动力环境过于恶劣而导致[14]。

为降低分离过程产生的冲击载荷,航天工程界采用了多种降冲击手段,主要有 3 类方法:(1)对冲击源(分离装置)进行改型设计以从源头降低分离冲击载荷[15-18];(2)设计对冲击载荷具有抑制作用的传播路径[19-25];(3)对受冲击对象的安装平台采用冲击隔离或衰减措施以保护受冲击对象[26-27]。本文中即从航天器线式分离装置冲击源降冲击角度出发,对一种非断裂式膨胀管分离装置进行承载性能及分离冲击响应分析。

1 常规及非断裂式膨胀管分离装置构型

常规膨胀管分离装置与新型非断裂式膨胀管分离装置如图 1 所示。常规膨胀管分离装置一般由上下连接框、分离板及扁平管组成,在分离过程中,扁平管内装药爆炸将产生高温高压的爆轰产物推动扁平管膨胀,进而挤压分离板沿其削弱槽发生断裂来完成分离。对于非断裂式膨胀管分离装置,其在分离阶段前通过分离板与上端框间的啮合齿进行连接并承受载荷,在分离阶段,依靠扁平管膨胀推动分离板弯曲变形来完成分离。

* **收稿日期**: 2017-04-20; **修回日期**: 2017-09-04
第一作者: 彭 飞(1988—),男,博士研究生,pengfei_calt@163.com。

由于分离装置在分离前需要作为箭体结构的一部分参与承载，故若单研究非断裂式膨胀管分离装置的分离特性是不完备的，需要首先分析其静力承载能力，并确定一种或几种能够与常规膨胀管分离装置具有相同甚至更佳承载性能的构型，以开展后续分离冲击响应对比分析。

对于非断裂式膨胀管分离装置，最突出的特点就是将常规膨胀管分离装置的分离板与上端框间的螺接改为齿啮合连接，如图 2 所示，因此，在开展分离动响应分析前，首先研究其啮合齿倾角 θ 对装置静力承载能力的影响是直观且合理的。

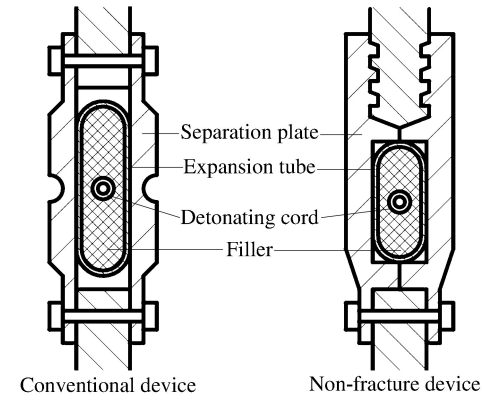


图 1　常规及非断裂式膨胀管分离装置

Fig. 1　Conventional and non-fracture super-zip separation devices

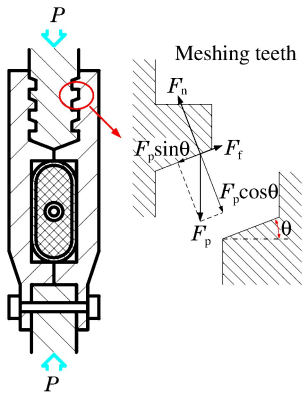


图 2　非断裂式膨胀管分离装置啮合齿受力分析

Fig. 2　Force analysis of meshing teeth of non-fracture super-zip separation device under compression

2　非断裂式膨胀管分离装置承压性能分析

航天运载器在飞行过程中将承受沿其轴线的后向大过载作用，导致弹箭体结构主要处于承压状态。分离装置作为弹箭体结构的重要组成部分，其承压性能需要在设计过程中进行严格考核。为获得不同构型非断裂式膨胀管分离装置的承压特性，对非断裂式和常规膨胀管分离装置进行承压能力对比分析。

2.1　模型建立

采用 Abaqus Explicit 模块建立常规及非断裂式膨胀管分离装置有限元模型及坐标系，如图 3 所示，对于非断裂式膨胀管分离装置选取具有 4 种不同啮合齿倾角(0°、5.7°、15°、30°)的构型进行分析。分析所建模型长 $L=42$ mm，高 $H=120$ mm，宽 W 取真实膨胀管分离装置两连接螺栓间距 $W=34$ mm。各分离装置除含啮合齿的上端框及分离板具有构型差异外，其余组成部分均具有相同几何尺寸。对所建立的各型膨胀管分离装置进行质量统计，结果显示，具有 4 种不同啮合齿倾角的非断裂式膨胀管分离装置与常规膨胀管分离装置具有相同质量，均为 0.159 kg。

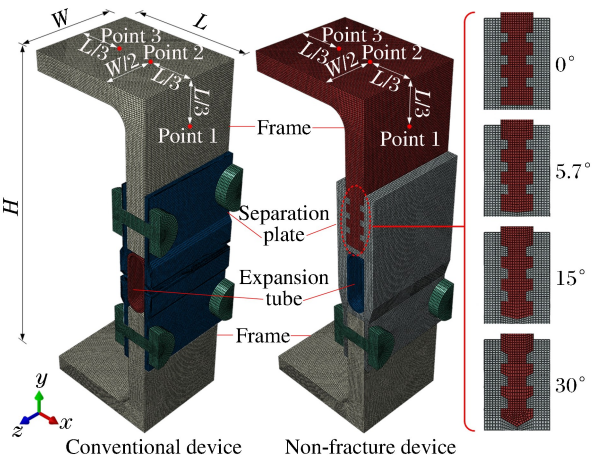


图 3　常规及非断裂式膨胀管分离装置有限元模型

Fig. 3　FEM models of conventional and non－fracture super-zip separation devices

在对分离装置进行承压性能分析时，固支分离装置下端框底端面，同时对分离装置垂直于宽度 W 方向的前后端面施加对称约束(约束其 z 向平动自由度及 x 向与 y 向转动自由度)，在分离装置上端框顶端面施加压力载荷，设置各接触面摩擦因数为0.1，并开启几何非线性。在承压性能分析中，分离装置各组成部分材料采用弹塑性材料模型进行描述，具体性能参数如表 1 所示。

表 1 分离装置各部件材料属性

Table 1 Material parameters of separation devices

部件	材料	密度/(kg·m^{-3})	杨氏模量/GPa	屈服极限/MPa	破坏极限/MPa	泊松比
上端框	铝合金	2 700	70	311	485	0.33
下端框	铝合金	2 700	70	311	485	0.33
分离板	铝合金	2 700	70	311	485	0.33
膨胀管	不锈钢	7 900	184	196	540	0.33
螺栓	高强钢	7 750	184	835	1 080	0.33

2.2 承压性能分析结果

分析获得了不同构型膨胀管分离装置的承压性能曲线(载荷-位移曲线,提取图 3 中测点 2 处位移),如图 4 所示。由图 4 可知,在啮合齿倾角为 15°、30°的情况下,非断裂式膨胀管分离装置在分别承受至 10.7、2.4 kN 压载时,分离板即已发生滑移并相对上端框张开,失去进一步承载的能力,其承载峰值远低于常规膨胀管分离装置的承载峰值 18.0 kN。而对于啮合齿倾角为 0°、5.7°构型,其承压峰值分别为 36.7、25.8 kN,均高于常规膨胀管分离装置的承压峰值。

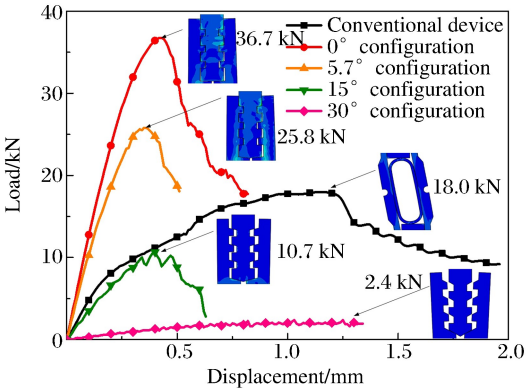


图 4 常规及非断裂式膨胀管分离装置承压性能曲线

Fig. 4 Load-displacement curves of conventional and non-fracture super-zip separation devices

现对啮合齿进行受力分析来解释产生上述结果的原因。当非断裂式膨胀管分离装置上下端框受到静压力载荷作用时,分离板与上端框任意一对啮合齿的受力情况如图 2 所示。图中 F_p 为上端框啮合齿受到的由外载荷 P 所引起的压力,F_n 为上端框啮合齿受到的分离板啮合齿支持力,F_f 为上端框啮合齿受到的摩擦力。为使上端框与分离板啮合齿在外载荷 P 作用下不发生相对滑动,根据受力分析,需满足 F_p 沿齿面切向分量 $F_p\sin\theta$ 小于等于摩擦力 F_f,即:

$$F_p\sin\theta \leqslant F_f \tag{1}$$

而在平衡状态下,F_f、F_n 及 F_p 存在以下关系(μ 为接触面摩擦因数):

$$F_f = \mu F_n = \mu F_p\cos\theta \tag{2}$$

则式(1)可改写为:

$$\theta \leqslant \arctan\mu \tag{3}$$

式(3)取等号时的 θ 值在螺纹研究领域被称为自锁角。根据式(3)可知,为使上端框与分离板啮合齿在外载荷 P 作用下不发生相对滑动,在接触面摩擦因数为 0.1 时,啮合齿倾角 θ 需小于等于 5.7°。

3 非断裂式膨胀管分离装置分离动响应分析

根据分离装置承压性能分析结果可知,在接触面摩擦因数取 0.1 的情况下,当啮合齿倾角大于 5.7°后,由于自锁特性消失,非断裂式膨胀管分离装置承压能力大幅降低,远小于常规膨胀管分离装置的承载能力。因此,在分离动响应分析中,仅研究啮合齿倾角为 0°及 5.7°构型的非断裂式膨胀管分离装置。

3.1 模型建立

用于分离动响应分析的各分离装置有限元模型与前述用于承压性能分析的模型基本一致,同样采用 Abaqus Explicit 模块进行分析,不同的是,由于膨胀管分离装置的分离过程是一个短时动态加载过程并可能伴随结构(分离板)断裂现象,故需考虑材料的应变率效应及损伤特性。

分析中,各膨胀管分离装置上下端框及内外分离板所选用的铝合金 EN AW-7108 T6 为一种典型弹塑性金属材料,具有较强的延展性[28],分析中采用的考虑该材料应变率效应的应力应变关系如图 5

所示。考虑到常规膨胀管分离装置分离板的实际破坏模式为拉伸破坏及剪切破坏，针对本材料联合采用延展型损伤模型及剪切型损伤模型，并选用最大等效塑性应变失效判据，所采用的两型损伤模型的损伤曲线分别如图 6～7 所示[29]。

铝合金 EN AW-7108 T6 的延展型损伤曲线如图 6 所示，横轴为应力三轴度，纵轴为断裂应变，应力三轴度定义为：

$$\eta = -p/q \tag{4}$$

式中：η 表示应力三轴度，p 表示静水压力，q 表示 Mises 应力。

铝合金 EN AW-7108 T6 的剪切型损伤曲线如图 7 所示，横轴为剪应力比，纵轴为断裂应变，剪应力比定义为：

$$\theta_s = (q + k_s p)/\tau_{max} \tag{5}$$

式中：θ_s 表示剪应力比，p 表示静水压力，q 表示 Mises 应力，τ_{max} 表示最大剪应力，k_s 为材料参数，铝合金的典型取值为 0.3。

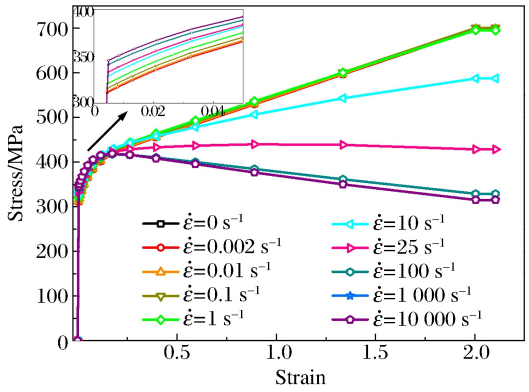


图 5　铝合金 EN AW-7108 T6 动态应力应变曲线

Fig. 5　Dynamic stress-strain curves of EN AW-7108 T6

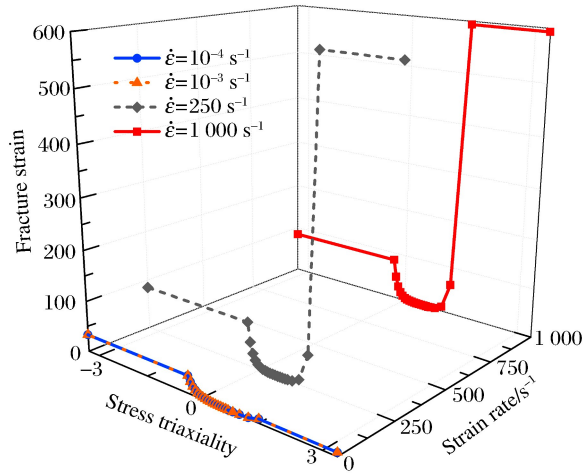


图 6　铝合金 EN AW-7108 T6 延展型损伤曲线

Fig. 6　Ductile damage curves of EN AW-7108 T6

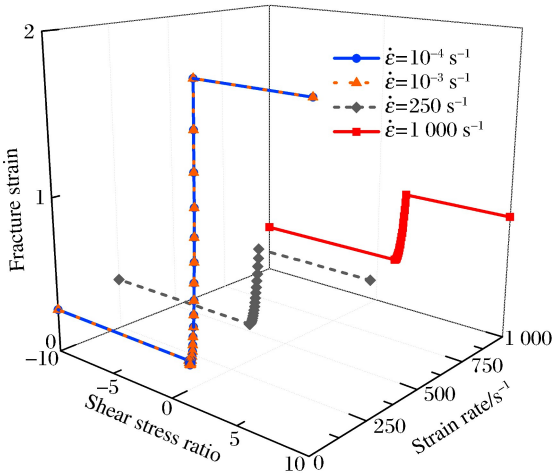


图 7　铝合金 EN AW-7108 T6 剪切型损伤曲线

Fig. 7　Shear damage curves of EN AW-7108 T6

3.2　可靠分离内压峰值的确定

根据现有膨胀管分离装置分离内压曲线的一般经验趋势，对所分析的各型分离装置膨胀管内壁分别施加如图 8 所示的对应内压载荷。各载荷峰值取能保证对应分离装置正常分离的最小值，对于常规膨胀管分离装置，即保证其分离板在分离过程中完全断裂；对于非断裂式膨胀管分离装置，即保证其分离板在分离过程中产生足够大的分离张角。从图 8 可知，具有两种不同啮合齿倾角(0°及 5.7°)的非断裂式膨胀管分离装置分离内压峰值均小于常规膨胀管分离装置，且 5.7°啮合齿倾角构型的非断裂式膨胀管分离装置分离内压峰值仅为常规膨胀管分离装

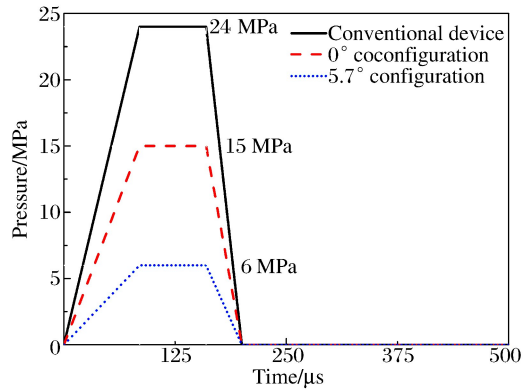


图 8　各型膨胀管分离装置膨胀管内压曲线

Fig. 8　Inner pressure histories of separation devices

置分离内压峰值的四分之一，说明通过合理改变分离装置的分离模式能够降低分离装置所需装药量。

3.3 分离冲击响应分析结果

对常规膨胀管分离装置及 0°与 5.7°啮合齿倾角构型的非断裂式膨胀管分离装置膨胀管内壁分别施加如图 8 所示的对应内压载荷，获得其完全分离时刻状态如图 9 所示。

根据图 9 可知，常规膨胀管分离装置在 0.64 ms时刻内外分离板发生完全断裂，而非断裂式膨胀管分离装置在相对较小的内压载荷作用下，0°及5.7°啮合齿倾角构型分别在 0.30、0.40 ms 时刻即产生了能够保证正常分离的分离板分离张角。

分析获得了如图 3 所示各型膨胀管分离装置 3 个测点位置的加速度时程曲线，提取各测点三向加速度时程曲线峰值，如表 2～4 所示，同时，绘制所分析的三型膨胀管分离装置测点 1三向加速度时程曲线如图 10～12 所示。根据上述图表内容可知，由于分离模式的改变，即非断裂式膨胀管分离装置消除了常规膨胀管分离装置的结构断裂式分离模式，而代之为机械变形式分离模式，5.7°啮合齿倾角构型各测点三向加速度峰值较常规构型均获得不同程度的下降，而 0°啮合齿倾角构型在部分测点处加速度峰值反而增大，这说明对于非断裂式膨胀管分离装置，啮合齿倾角不仅影响装置的静力承载能力，而且对分离冲击响应也将造成显著影响。由 5.7°啮合齿倾角构型的分析结果可见，合理选取啮合齿倾角，能够获得在满足承载性能要求前提下的非断裂式膨胀管分离装置降冲击构型。

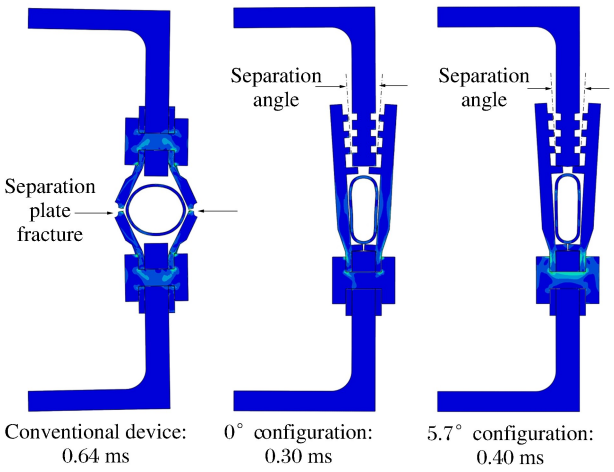


图 9 各型膨胀管分离装置分离时刻状态

Fig. 9 The states of different separation devices at the time of separation

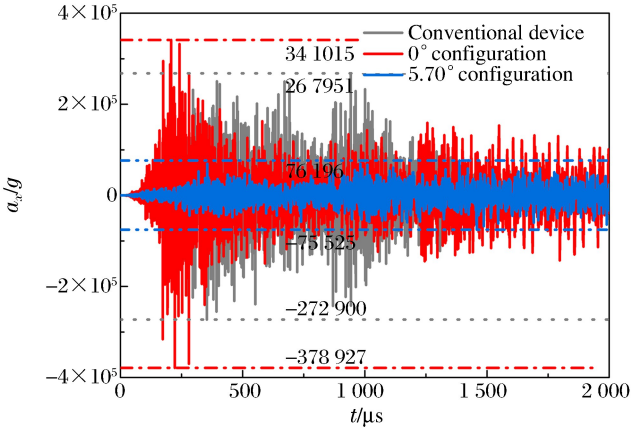


图 10 测点 1 处 x 方向的加速度时程曲线

Fig. 10 Acceleration histories of x directoin at measuring point 1

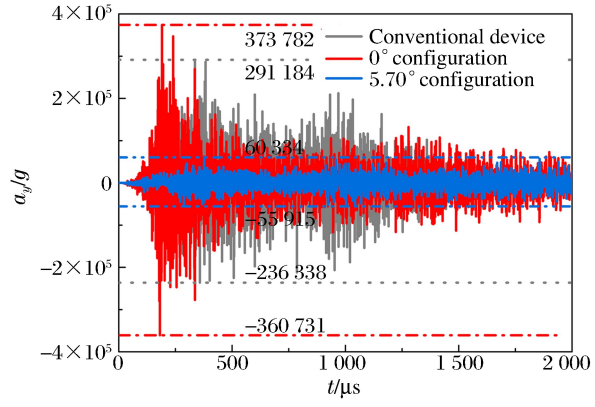


图 11 测点 1 处 y 方向的加速度时程曲线

Fig. 11 Acceleration histories of y directoin at measuring point 1

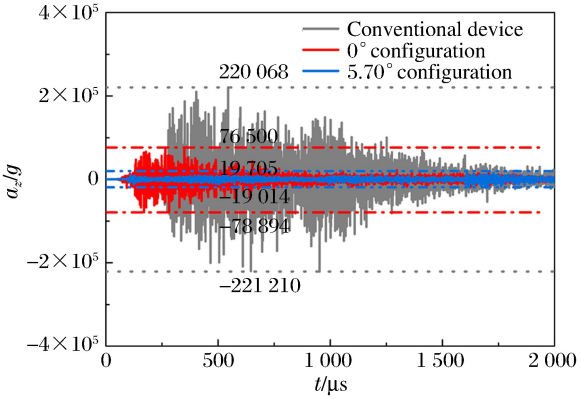


图 12 测点 1 处 z 方向的加速度时程曲线

Fig. 12 Acceleration histories of z directoin at measuring point 1

表 2 各测点 x 方向的加速度峰值

Table 2 Peak values of acceleration at x direction

测点	a_x/g			5.7°构型相对常规构型加速度峰值改变百分比
	常规构型	0°构型	5.7°构型	
1	272 900	378 927	76 196	↓72%
2	210 815	217 501	44 516	↓79%
3	303 699	194 720	49 743	↓84%

表 3 各测点 y 方向的加速度峰值

Table 3 Peak values of acceleration at y direction

测点	a_y/g			5.7°构型相对常规构型加速度峰值改变百分比
	常规构型	0°构型	5.7°构型	
1	291 184	373 782	60 334	↓79%
2	192 707	259 129	80 457	↓58%
3	204 263	187 374	68 198	↓67%

表 4 各测点 z 方向的加速度峰值

Table 4 Peak values of acceleration at z direction

测点	a_z/g			5.7°构型相对常规构型加速度峰值改变百分比
	常规构型	0°构型	5.7°构型	
1	221 210	78 894	19 705	↓91%
2	180 490	43 739	9 267	↓95%
3	237 170	43 733	8 871	↓96%

4 结　论

(1)非断裂式膨胀管分离装置将常规膨胀管分离装置分离板与上端框的螺栓连接形式更改为齿啮合连接形式，在接触面摩擦因数一定的情况下，其承压能力随啮合齿倾角的增大而降低，且其可靠承压的啮合齿临界倾角为啮合齿自锁角；

(2)非断裂式膨胀管分离装置通过将常规膨胀管分离装置结构断裂分离模式转变为结构变形解锁分离模式，啮合齿临界倾角(5.7°)构型各测点处三向加速度峰值较常规膨胀管分离装置均获得降低，说明通过合理设计冲击源构型，改变分离模式，能够进一步降低膨胀管分离装置在航天运载器分离过程中产生的冲击载荷。

参考文献：

[1] 谢鲁. 膨胀管分离装置研究[J]. 火工品，1997，2：1-6.
XIE Lu. Study on the expansion tube separating device[J]. Initiators & Pyrotechnics, 1997, 2: 1-6.

[2] 谢鲁. 膨胀管分离装置的研究[D]. 南京：南京理工大学，2005.

[3] 夏晓宇. 火工分离装置工作过程性能分析[D]. 长沙：国防科学技术大学，2009.

[4] 王江，李虹. 线性分离装置分离性能仿真[J]. 强度与环境，2011，38(2)：28-33.
WANG Jiang, LI Hong. Simulation on the separating performance of linear separation system[J]. Structure & Environment Engineering, 2011, 38(2): 28-33.

[5] 宋保永，吴晗玲，王帅，等. 膨胀管分离装置设计参数的敏感性分析[J]. 北京理工大学学报，2013，33(2)：76-79.
SONG Baoyong, WU Hanling, WANG Shuai, et al. Design parameter sensitivity analysis of super-zip separation

devices[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2013,33(2):76-79.
[6] 宋保永,胡振兴,孙璟,等.膨胀管分离装置分离时间测试研究[J].实验力学,2015,30(2):151-156.
SONG Baoyong, HU Zhenxing, SUN Jing, et al. On the measurement of the separation time of expanding tube separation device[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2015,30(2):151-156.
[7] 孙璟,阳志光.膨胀管分离装置爆炸分离过程仿真和优化[C]//第九届全国爆炸与安全技术学术会议.沈阳,2006:140-143.
[8] 阳志光.航天运载器线式火工分离装置结构优化设计[D].北京:北京工业大学,2007.
[9] DREXELIUS V, LAKE E, SCHIMMEL M. Explosive severance means: US3486410[P]. 1969-12-30.
[10] ANDERSON M, HEIDEMANN W. A study of an advanced confined linear energy source: NASA-CR-112096-19720022304[R]. 1972.
[11] BRANDT O, HARRIS J. Explosive system: US3698281[P]. 1972-10-17.
[12] NOEL V, VAN SHOUBROUEK F. Separation system: US004685376[P]. 1987-08-11.
[13] FRITZ J. Separation joint technology[C]//39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Huntsville, Alabama. 2003.
[14] CLEVELAND M. Low shock separation joint and method therefore: WO2005040713A2[P]. 2005-05-06.
[15] BLAIN J, NELSON R, GROSSKRUEGER D, et al. Separation system: US005969287[P]. 1999-10-19.
[16] CLEVELAND M. Low shock separation joint and method therefore: US20050193916A1[P]. 2005-09-08.
[17] CLEVELAND M. Low shock separation joint and method therefor: US007261038B2[P]. 2007-08-28.
[18] GOLDEN P, BEAUDOIN J, HOSKINS R, et al. Low shock rocket body separation: US008607705B2[P]. 2013-12-17.
[19] HAN C, SUN C. Attenuation of stress wave propagation in periodically layered elastic media[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001,243(4):747-761.
[20] HUI D, DUTTA P. A new concept of shock mitigation by impedance-graded materials[J]. Composites: Part B, 2011,42:2181-2184.
[21] NEMAT-NASSER S, AMIRKHIZI A. Microstructural design for stress wave energy management: ONR N00014-09-1-0547[R]. 2013.
[22] RAFIEE-DEHKHARGHANI R. Stress wave scattering in solids for mitigating impulsive loadings[D]. New York: the State University of New York at Buffalo, 2014.
[23] RAFIEE-DEHKHARGHANI R, AREF A, DARGUSH G. Characterization of multilayered stress wave attenuators subjected to impulsive transient loadings[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2015,141(4):04014137.
[24] NEMAT-NASSER S, SADEGHI H, AMIRKHIZI A, et al. Phononic layered composites for stress-wave attenuation[J]. Mechanics Research Communications, 2015,68:65-69.
[25] RAFIEE-DEHKHARGHANI R, AREF A, DARGUSH G. Planar stress wave attenuation in plates with circular voids and inclusions[J]. Composites: Part B, 2015,75:307-318.
[26] 任怀宇.粘弹阻尼减振在导弹隔冲击结构中的应用[J].宇航学报,2007,28(6):1494-1499.
REN Huaiyu. The application of viscoelastic damping vibration suppression for shock-isolation structure of multi-stage missile[J]. Journal of Astronautics, 2007,28(6):1494-1499.
[27] 王贤宙.粘弹性阻尼安装架结构设计及减振效能分析[J].电子机械工程,2015,31(1):35-38.
WANG Xianzhou. Structure design and vibration reduction performance analysis of viscoelastic damping mounting rack[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2015,31(1):35-38.
[28] HOOPUTRA H, GESE H, DELL H, et al. A comprehensive failure model for crashworthiness simulation of aluminium extrusions[J]. International Journal of Crashworthiness, 2004,9(5):449-464.
[29] Dassault Systèmes. Progressive failure analysis of thin-wall aluminum extrusion under quasi-static and dynamic loads[Z]. Abaqus Example Problems Manual, 2011.

Design and analysis of a non-fracture super-zip separation device

PENG Fei, YANG Zhiguang, WANG Lipeng, SUN Jing
(*Beijing Institute of Astronautical Systems Engineering*, *Beijing* 100076, *China*)

Abstract: The load-bearing capacity and shock response of a state-of-the-art non-fracture super-zip separation device have been analyzed. Based on the static load-bearing analysis, the relationship between the meshing angle and the load-bearing capacity of the non-fracture super-zip separation device has been obtained. The results show that load-bearing capacity is inversely proportional to the angle of meshing teeth and that the critical meshing angle for reliable load-bearing is the self-locking angle of meshing teeth when the friction coefficient of the contact surfaces is constant. By means of the dynamic response analysis, the separation shock responses of the separation devices with different configurations have been gotten. The results show that the two kinds of non-fracture separation devices with different meshing angle can be separated under lower inner pressure compared with the conventional super-zip separation device, and that the peak values of the acceleration history curves of the non-fracture separation device with 5.7° meshing angle configuration are smaller than those of the conventional super-zip separation device at the same measuring points in all three directions.

Keywords: super-zip separation device; load-bearing capacity; separating inner pressure; shock response

(责任编辑　曾月蓉)