

# 利用金属塑性变形原理的 碰撞能量吸收装置

余同希  
(北京大学)

**主题词** 能量吸收装置; 碰撞问题; 耐撞性; 塑性变形; 金属成型; 金属加工

## 1. 引言

在现代世界上, 各种车辆、船舶、飞行器的数量越来越多, 速度越来越快, 碰撞事故也随之日益增加, 每年都要造成严重的生命和财产损失。因此, 近20多年来, 碰撞问题已引起许多国家的严重关注。解决这个问题的主要途径, 是研究与提高各种车辆、船舶、飞行器结构的耐撞性 (structural crashworthiness), 参见[1—4]。同时, 在某些特定的工况 (例如飞行器的紧急着陆, 核电站和高速公路旁重要设施的防护等等) 下, 已有结构难以满足吸收全部碰撞能的要求, 需要设计一些特殊的结构元件作为能量吸收装置 (energy absorbing devices), 或者叫能量耗散装置 (energy dissipating devices), 见[5—7]。设计良好的能量吸收装置, 可以使能量的耗散以受控制的方式进行, 即不但能吸收掉设计要求的碰撞总能量, 而且能按设计要求控制碰撞力的变化。由于碰撞工况的不同和安装部位的不同, 对能量吸收装置的具体要求各不相同, 但一般说来, 以下几点要求是共同的:

①碰撞动能应尽可能不可逆地转换成变形能, 也就是说, 应该以塑性变形而不是弹性变形来贮存这种能量; ②在碰撞条件下, 能量吸收装置的变形模式应当稳定, 具有可重复性和可靠性; ③在吸收能量的过程中, 应控制碰撞力和减速度, 以保护人员和重要结构。生物力学的研究指出<sup>[8,9]</sup>, 人的颅脑系统的忍受度可用下式表达:

$$G S I = \int_0^T a^{2.5} dt < 1000$$

其中G S I 称为Godd指标,  $a$ 是加速度 (或减速度), 以重力加速度 $g$ 为单位,  $t$ 是时间, 单位是毫秒,  $T$ 是经历加速度的总时间, 1000是正常成人颅脑损伤的门槛值。从上式易证明, 在给定初速和碰撞距离的条件下, 使G S I 取极小的减速过程, 是 $a$ 为常数的匀减速过程。因此, 良好的能量吸收装置, 在大变形下应具有接近定常数的承载能力; ④为了吸收更多的总动能, 它应能提供足够长的变形行程, 而且在变形后不占据过大的空间或造成次生破坏; ⑤装在飞行器和汽车上的能量吸收装置, 应该自重较轻, 具有良好的“比耗能”, 即单

位自重所能吸收的能量值要高；⑥由于能量吸收装置通常都是一次使用结构，所以应该成本低廉，便于制造和更换。

复杂的能量吸收系统，主要是由具有能量吸收性能的元素构成的，下面就着重介绍一些利用金属塑性变形原理的能量吸收元件。

## II. 拉伸元件和弯曲元件

利用塑性变形来吸收能量的最简单的元件，是承受单轴拉伸的金属丝、板条或圆管。其优点是结构简单可靠。缺点是，由于颈缩等拉伸失稳现象的出现，行程一般较小；所承受的应力要求在材料的弹性极限和强度极限之间，限制过严。[10]曾讨论了在拉伸元件的能量吸收中，几何因素和材料因素所起的作用。



图1 W形弯曲元件

采用W形、Z形或其他形状的弯曲元件（图1），受冲击时在折角处产生塑性铰，适当选择元件的几何尺寸，便容易得到某种特定的载荷-位移特征<sup>[11-13]</sup>。更广泛一点说，波纹板和蜂窝结构的承载机理也与之类似。但是这类结构的塑性变形总是集中在有限个塑性铰附近的小区域，不能发挥全部材料的吸能潜力，通常只能得到比较低的比耗能。

能

Johnson 和本文作者<sup>[14]</sup>曾设想采用一张尼龙网，两旁用若干根螺旋弹簧拉住，作为汽车事故时的“捕捉”装置。该文通过实验和理论分析，阐明了螺旋弹簧发生塑性大变形时，由承受弯曲和扭转，过渡到主要承受拉伸的过程，给出了计算其能量吸收能力的公式。

## III. 横向受压的圆环和圆管

圆环和圆管是应用得最广泛的能量吸收元件，这是由于它们易于制造，成本较低，同时可以提供相当长的受压行程。

1. 在两刚性平板对压下的圆环 弹塑性圆环对径受压的极限载荷为<sup>[15]</sup>

$$P_c = 4M_0/R$$

其中  $R$  为圆环的半径， $M_0$  是截面的塑性极限弯矩。对于理想刚塑性薄圆环在两刚性平板对压下的的大变形，DeRuntz & Hodge<sup>[16]</sup>指出，其大变形机构是一个四铰机构，如图2所示。由此得出大变形下的载荷-位移关系为

$$P/P_c = 1/[1 - (\delta/R)^2]^{1/2}$$

其中  $\delta$  是两板相对位移之半。此式表明，在大变形过程中，圆环的承载能力将逐渐增加。

实验测得的圆环大变形承载能力较上式为高<sup>[17]</sup>。于是，从1978年起，Reid 等人对强化效应对圆环承载能力的影响作了详尽的研究<sup>[18-20]</sup>。他们指出，材料线性强化的结果不但使塑性极限弯矩提高，而且使得图2中的塑性铰扩展为塑性区。塑性区的大小取决于无量纲参数 $(E_s t/YR)^{1/2}$ ，其中  $Y$  是材料的初始屈服应力， $E_s$  是材料的线性强化模量， $t$  是圆环壁厚。这一参数越大，圆环承载能力的增长越迅速。采用这一方法计入材料的强化，Reid 等人获得了与实验相接近的结果。事实上，Reid 等人对强化

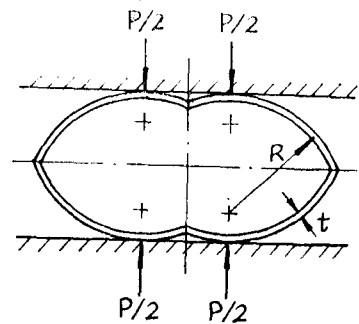


图2 圆环在刚性平板对压下的  
大变形机构

受压圆环的处理,同本文作者1964年对强化受拉圆环的处理<sup>[21]</sup>是完全一致的。在[21]中,我们利用刚-线性强化梁同线弹性梁之间的比拟关系,指出圆环大变形时的力与变形的关系,可以用椭圆积分来描述。当应用于受压圆环时,就与 Reid 等人的结果相同。

2. 在集中力对压下的圆环 如果圆环承受的是一对集中力,那么虽然变形机构仍是四铰结构,但大变形下的承载能力会与刚性平板对压的情形有很大不同。这时

$$P/P_c = 1/[1 + 2\delta/R - (\delta/R)^2]^{1/2}$$

此式表明,在集中力作用下的圆环的承载能力,随变形的增长而逐渐降低。由于实际材料存在强化,实验得到的载荷-位移曲线可能呈现时升时降的复杂性态<sup>[22]</sup>,这是强化效应和几何效应交互作用的结果。此外,在大变形下,集中力作用点附近的圆环内表面上往往会产生裂纹,使图2所示的变形机构无法维持下去。

3. 圆环在有几何约束情况下的大变形 Reid 等人<sup>[23,24]</sup>也研究过圆环在V形槽内受压,以及在有侧向约束的情况下受压的问题。对于这些情形,圆环的大变形机构就不再如图2所示,而是会在两个受载点中间的某处形成塑性铰,相应的分析也很繁冗。

4. 中部承受压力的长圆管 如果长圆管沿整个管长承受压力,那么其变形机构同圆环的四铰机构将没有什么差别。但是如果长圆管上的压力仅作用在中部,例如通过一对楔边垂直于圆管母线的刚性楔块在长圆管中部加载,那么就可能出现几种不同的变形模式:

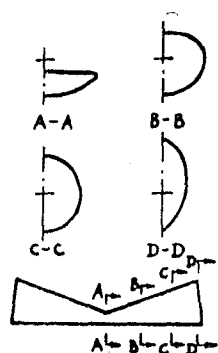


图3 中部承受压力的长圆管变形后的横截面形状

①如果管很短,则在楔块作用下会沿管长一致地被压扁,这就是“圆环模式”。

②如果管很长,则在中部被压扁的同时,两端的截面会形成反向的长圆形(直径变长的方向平行于加载方向),称为“反向椭圆模式”(reversing ovality mode),参见图3。

③如果管不长不短,则会出现介于以上二模式之间的过渡模式,两端的截面可能先变扁后变长。

对圆环模式,载荷  $P$  与管长  $L$  成正比;对反向椭圆模式, $P$  随  $L$  增长很少,当  $L/D > 10$  时,承载能力几乎不随  $L$  而变化。Johnson 领导的研究组曾对铝管和低碳钢管作了许多实验<sup>[25-27]</sup>,观测了变形模式和承载能力对  $L/D$  的依赖关系。

Calladine<sup>[28]</sup>曾提出弹性圆柱壳局部受压问题与弹性地基梁局部受载的弯曲问题之间的类比关系,并由此求出了几种模式相互转变的  $L/D$  临界值。参照这一方法,Reid<sup>[29]</sup>把刚塑性柱壳的变形模式取为若干块被塑性铰线分开的不可延伸区域,从而对局部受压的圆柱壳得到:

当  $0 < L < 2r\sqrt{2br/t}$  时,变形为圆环模式;

当  $2r\sqrt{2br/t} < L < 8r\sqrt{br/t}$  时,为反向椭圆模式;

当  $L > 8r\sqrt{br/t}$  时,为局部变形模式,即距加载区较远的部分保持为刚性。其中  $L$  是壳长,  $r$  是半径,  $t$  是壁厚,  $b = 0.106$  为常数。

本文作者参加过的另一项实验研究,是用一对圆锥形的样冲头在圆管中部对径加压<sup>[30]</sup>。这时,对于短管仍为圆环模式,但对长管转化成穿透模式。

5. 圆环系统和圆管系统 在工程应用上,圆环或圆管常常是成组地而不是单个地被应

用。常见的有以下几种形式：

①串联式 尺寸相同的若干个圆环（或圆管）排成一列，相互之间可以点焊连接，也可以间隔以平板。这方面曾有不少人做过实验，包括高速碰撞下的实验<sup>[31-35]</sup>，可以观察到与波有关的变形传播的不均匀现象。美国的 Carney III 等人<sup>[36]</sup>则已成功地吧串联式圆管组应用于高速公路维修车辆所携带的“便携式”能量吸收装置之中。当在高速公路上遭到其他车辆碰撞时，这种装置可以大大减少损失，保护高速公路维修人员的安全。

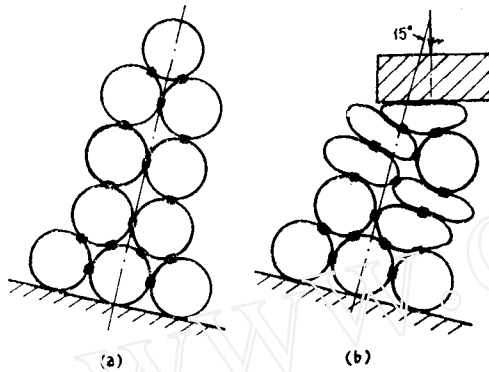


图4 堆垒式圆环系统  
(a) 加载前 (b) 承受与系统对称轴成15°的压力后的变形

②堆垒式 如图4(a)所示的堆垒式圆管系统<sup>[37]</sup>，已被应用于高速公路分叉附近重要设施的防护。这里关心的是如何对于一定角度范围内的碰撞，都取得良好的能量吸收效果。图4(b)是该系统在15°倾角下受压试验的情景。

③交叠式 (crossed-layer system) 这种排列仅适用于圆管，它是将圆管排列为数层，每层中的圆管互相平行，相邻的两层圆管取向互相垂直<sup>[38]</sup>。它又可分为两种类型：一种是在层内管与管间距较大，因而每根管的变形基本上同单管一样；另一种是管在层内紧密排列，这时变形互相干涉，情形大体类似于前面提到的有侧向几何

约束的圆管。

#### IV. 轴向受压的圆管

几何上完善的圆管（圆柱壳）在轴向碰撞作用下首先发生屈曲，然后发生大变形<sup>[39,40]</sup>。依照管的长度  $L$ ，直径  $D$  和壁厚  $t$  这些几何量的相对比值的不同，可能产生以下三种屈曲模式：①作为 Euler 压杆的弹性或弹塑性屈曲；②轴对称屈曲；③非轴对称屈曲。在能量吸收装置中应用的，是后两种屈曲之后的大变形。

1. 圆管轴对称大变形 圆管在轴对称屈曲后被压溃，会形成类似于波纹管 and 手风琴的大变形形态如图5。因此，在英文中又被叫做 concertina mode。Alexander<sup>[41]</sup>计算了这一模式所需要的弯曲能，和管中面应变的伸张能，从而估计出其承载能力的平均值为

$$P_m \approx 6Yt\sqrt{Dt}$$

其中  $Y$  为材料的屈服应力。Johnson<sup>[42]</sup>对此作过进一步的分析讨论。最近，Abramowicz & Jones<sup>[43]</sup>在理论上和实验上重新检验了这一问题。他们计算中面应变能的方法，同[41]略有不同，因而  $P_m$  也略有差别。

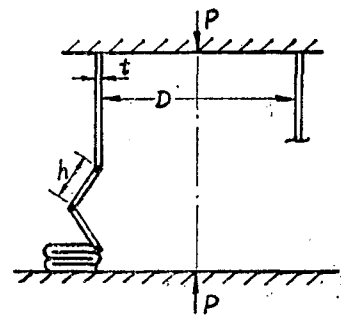


图5 圆管轴对称大变形模式

对于火车车厢、飞机或潜艇的主体等结构，近似地把它们看成一个质量为  $M$ ，以速度  $v$  运动的圆管，则从上述分析可以得出它们的耐撞性的一个粗略估计<sup>[5]</sup>：

$$\frac{z}{L} = \frac{\pi}{12} \sqrt{\frac{D}{t}} \left( \frac{\rho v^2}{Y} \right)$$

其中  $L$  是结构长度,  $z$  是碰撞中结构损失的长度,  $\rho$  是材料的密度。

圆管的轴对称大变形, 曾被建议用于登月着陆时的能量吸收装置<sup>[44]</sup>。

2. 圆管非轴对称大变形 早在人们研究圆柱壳在轴向压力作用下的弹性稳定性时, 就有人注意到了轴向与环向同时形成波纹的非轴对称屈曲模式, 通常叫做吉村 (Yoshimura) 模式<sup>[45]</sup>。进一步的研究表明, 这种模式也可以在塑性屈曲的条件下产生, 并在大变形时发展成为有如若干个三角块折叠起来的折屈, 所以又被叫做金刚石模式 (diamond mode)。这一模式, 曾被人们从纯数学 (几何拓扑) 到完全工程应用的各种不同角度反复研究过, 有关的文献极为丰富。

从能量吸收的观点, 大都假定某种简化的变形机构, 然后用半经验的方法来决定一些系数。最早是 1960 年 Pugsley & Macaulay<sup>[46]</sup> 提出

$$P_m/2\pi Y R t = 10t/R + 0.03, R/t \geq 50$$

其中各量的意义同前。后来, Pugsley<sup>[47,48]</sup> 又作进一步的讨论, 并对公式作了修改。较近近的有 Wierzbicki<sup>[49]</sup> 1983 年提出的公式

$$P_m/2\pi Y R t = 3.64(t/R)^{2/3}$$

这些公式, 都可大体拟合工程中某些材料, 和一定几何尺寸范围内的实验数据。

Johnson 等人<sup>[50]</sup> 在聚氯乙烯管的实验观测的基础上, 提出一种没有中面应变的大变形近似计算模型。对这一模型, 从纯几何关系, 可以确定塑性铰线排列的规律。计算了沿这些塑性铰线折屈所耗散的能量之后, 可求出长圆管的平均承载能力为

$$P_m/2\pi M_0 \approx 1 + n \csc(\pi/2n) + n \cot(\pi/2n)$$

其中  $n$  是环向折屈的瓣数,  $M_0 = (2/\sqrt{3})(Yt^2/4)$  是 Mises 屈服条件下的塑性极限弯矩,  $Y$  是单轴拉伸的极限应力。这一分析, 没有计入实际存在的中面拉伸应变能, 所以与实验结果符合得不太理想, 同时也无法根据这一分析, 来判定折屈瓣数  $n$  对圆管自身几何尺寸的依赖关系。

3. 轴压圆管大变形模式和大变形承载能力的综合研究 上面讲到的轴对称和非轴对称两种大变形模式, 都提供了周期波动变化的载荷-位移特性曲线, 但对一定的圆管而言, 载荷的平均值  $P_m$  相当稳定, 这是它们共同的优点。作为总体能量吸收能力的一种描述, 可以采用 Ford 汽车公司研究人员提出的  $\eta$ - $\phi$  曲线。这里  $\eta$  和  $\phi$  都是无量纲量:

$$\eta = P_m/A\sigma_u, \phi = A/A_1$$

其中  $A = 2\pi R t$  是管的实际截面积,  $A_1 = \pi R^2$  是管的表观截面积,  $\sigma_u$  是材料的最大拉伸应力。因此,  $\eta$  表征结构的有效利用率 (structural effectiveness),  $\phi$  表征相对密度, 或者叫做紧致比 (solidity ratio)。根据实验资料, 圆管在轴压下近似满足<sup>[61]</sup>

$$\eta = 2\phi^{0.7}$$

利用  $\eta$ - $\phi$  曲线, 可以比较不同结构元件的性能。例如对于轴压下的方管, 近似有  $\eta = 1.4\phi^{0.8}$ 。由此可见, 在紧致比  $\phi$  相同的条件下, 方管的承载能力只有圆管的 2/3 左右。

关于大变形模式, 实验结果表明,  $R/t \leq 25$  时为轴对称模式;  $R/t \geq 50$  时为金刚石模式; 而  $R/t = 25-50$  时一般呈过渡型, 即先出现轴对称模式, 继而转化为金刚石模式。转化的机理现在还不甚明了, 只知道对于这类尺寸的圆管, 两种模式所要求的  $P_m$  相差甚微, 因而两种模式都有可能被激发。

薄圆管受轴压的实验资料可参阅[52—54]。[55]报道了空啤酒罐可以用作很好的能量吸收装置。此外还有人研究了薄圆锥壳受轴压时的非轴对称大变形模式及其承载能力<sup>[56]</sup>。

新近，英国的 Andrews 等人<sup>[57]</sup>对 189 根不同尺寸的 HT 30 铝管进行了准静态轴压实验。他们发现，轴对称模式还可细分为两种情况：当  $R/t$  较大时出现的轴对称折屈，是从管的一头向另一头传播式地发展的；当  $R/t$  较小（例如  $R/t < 5$ ）时出现的情形是：在管上同时形成若干个轴对称波纹，然后波幅逐渐加大而折屈。当管很细长时，会得到 Euler 压杆屈曲模式；当管很粗短时，则会被均匀压缩或被压成桶状。他们的实验结果可以表示为纵横坐标分别为  $L/D$  和  $t/D$  的平面上的一幅分区图，不同的区域对应于不同的变形模式。但是，由于他们的试件都不太薄， $R/t$  都在 25 以下，所以未能充分显示多瓣金刚石模式在这一分区图上的区域。

4. 圆管在轴压下的翻转和破碎 上面所讨论的都是以刚性平板施加轴向压力的情形。如果配以适当的模具，圆管在轴压下还可能发生翻转 (inversion) 变形模式<sup>[58,59]</sup>，如图 6 所示，这时，管的材料要经历弯曲与反弯曲的塑性变形过程。同时，由于无论向外翻转还是向内翻转，管径都有变化，必然有中面拉压应变发生。计算这两部分能量，可以得到平均承载力为<sup>[42]</sup>

$$P_m \approx 7.5Yt\sqrt{Dt}$$

可见，翻转模式的承载能力，比轴对称大变形模式的平均承载力约高 1/4；同时，前者的承载能力更加稳定，接近于常数，这是它的优点。缺点是需要配置模具和润滑，使系统变得复杂；同时，管翻转后损失了大约一半的行程，降低了材料利用率。圆管的翻转曾被建议用于汽车操纵杆系统的事故保护装置<sup>[60]</sup>。

实验表明，当所采用的模具半径很小，使得  $r/t < 4$  时，圆管在翻转过程中会不断碎裂 (fragmentation)。这种破碎模式可持续进行到整个圆管逐渐破裂成碎片，它具有相当高的比耗能，曾被美国 NASA 仔细研究过<sup>[61-65]</sup>，看来很有可能应用于飞行器紧急着陆的保护装置中。

#### V. 轴向受压的方管

箱形薄壁结构能量吸收能力的研究<sup>[66-70]</sup>有其重要意义。这一方面可以作为车辆结构本身耐撞能力的估计，另一方面，轴向受压的方管本身作为能量吸收元件的可能性，也引起了人们的研究兴趣。从 1982 年以来，仅在英国，至少就有剑桥大学、曼彻斯特理工学院和利物浦大学三处，从不同角度对方管展开了研究。

1. 屈曲后的大变形模式 正如 Timoshenko<sup>[71]</sup>所指出的，正方形截面的薄管承受轴向压力时，四个侧面会同时发生 Euler 屈曲。如果材料的断裂韧性差，在屈曲后，会迅速产生沿方管棱线的开裂，并使承载能力急剧降低。如果材料的断裂韧性良好，则在屈曲后会产生管壁的折屈，或者管整体的弯曲，或者是这二者的组合<sup>[72]</sup>。

最近，先后有两篇论文<sup>[73,74]</sup>报道了对方管折屈的实验和理论研究。从实验观察抽象出来的折屈几何模型，是方管的一对侧壁向外折屈，同时另一对侧壁向内折屈，这种折屈通常

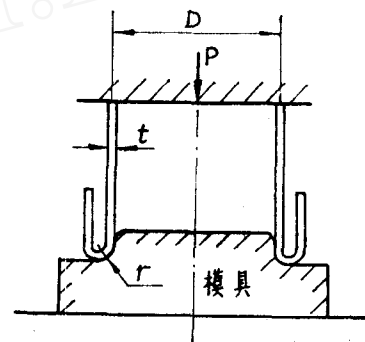


图 6 圆管的翻转变形模式

从方管的一端向另一端传播式地发展。Meng 等人<sup>[73]</sup>采用一种不计中面应变的大变形模型，计算较线的长度和耗散的塑性功，估计出方管折屈时的平均承载力  $P_m$  可用下式计算：

$$P_m/M_0 = 32\sqrt{3} = 55.43$$

其中  $M_0 = Yt^2/4$ ， $Y$  是材料的屈服应力， $t$  是管壁厚度。此式的特点是  $P_m$  与方管边长  $b$  无关。与实验相比，此式预计的  $P_m$  偏低，这是可以料到的，因为分析中没有计算中面应变能。

Abramowicz & Jones<sup>[74]</sup> 报告了大量实验结果。他们发现，除了对称折屈外，方管还可能发生非对称折屈；由于非对称折屈的结果，比较短的管也可能随之产生整体弯曲。他们讨论了由于管壁四角不可能折平，而引起的所谓“有效撞毁距离”的效应，及动载条件下的应变率效应，从而得到同实验较为符合的理论公式。例如在考虑“有效撞毁距离”后，对于对称折屈有

$$P_m/M_0 = 52.22(b/t)^{1/3}$$

此式明显地反映了比值  $b/t$  的影响。

2. 卷曲模式 1982—1983 年，本文作者在英国剑桥大学同 Stronge 等人一起，研究了诱导方管在轴压下产生开裂 (splitting) 与卷曲 (curling) 破坏模式的机理<sup>[75,76]</sup>。加载前，在方管一端的两条棱线上各锯开一条小缝。在静或动的轴向压力的作用下，方管棱线上的裂纹就会沿棱线延伸，与此同时，管的四个侧壁会各自向外卷曲成近似的圆柱面。这样得到的载荷-位移曲线相当平稳，同时可得到接近于管长的行程。这两条特性，预示着发生卷曲模式的方管有可能成为性能良好的能量吸收装置。

我们的研究表明，当轴向力通过刚性平板施加于管端时，卷曲半径取决于材料的强化和摩擦。设材料为刚-线性强化的，摩擦服从库伦定律，则可得到卷曲半径为（参见图 7）

$$R = \frac{t}{3} \cdot \frac{E_p}{Y} \cdot \frac{1-\mu}{\sqrt{1+\mu^2} - 1}$$

其中  $t$  为壁厚， $Y$  为材料的初始屈服应力， $E_p$  为线性强化模量， $\mu$  为摩擦系数。

为了使卷曲半径更加稳定，也可以采用具有四个半圆柱面的模具，来帮助圆管侧壁卷曲。模具半径越小，方管卷曲大变形时的承载能力就越大。但如果模具半径过小，在卷曲完成一周后，通常就会转化为翻转模式。这时虽然也可以得到平稳的承载力和相当高的比耗能，但翻转的结果使方管作为能量吸收装置的有效行程减少了将近一半，这对实际应用是不利的。

对于卷曲模式，总的能量耗散是由塑性弯曲（即卷曲）、摩擦和断裂三个部分构成的。对于不同材料，这三部分的相互比例可以很不同。如对断裂韧性差的铝管，塑性弯曲耗散的能量是断裂能量的 2—3 倍；而对于断裂韧性好的低碳钢管，这二者的比例则正好反过来。

用落锤进行的动载实验表明，由于材料的屈服应力和断裂韧性都随应变率而提高，在动载情况下总耗散能量和平均承载力都较静载情况下为高。根据落锤实验资料，对铝管  $P_{动}/P_{静} = 1.15—1.40$ ，而对低碳钢管这个比值为 2—3，这充分显示了不同材料的应变率敏感性

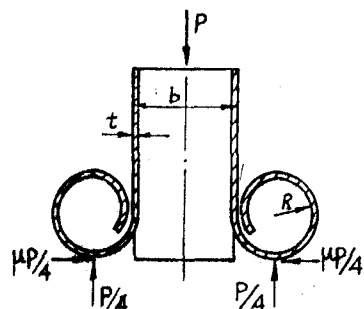


图7 方管的卷曲变形模式

差异。

### VI. 利用金属成型原理的装置

根据金属成型或金属加工原理，也可以设计出很多种能量吸收装置。以适当的模具同圆管相配合，当二者发生相对运动时，模具可以使圆管直径胀大<sup>[77]</sup>，或使圆管直径缩小<sup>[78]</sup>，或使圆管的截面由圆变方<sup>[79]</sup>。圆管在这些塑性变形的过程中就可以耗散能量。又如，根据金属剪切或切削原理，可以安排相对运动的一方起刀具的作用，另一方则充当被加工的工件，由此来耗散能量<sup>[80,81]</sup>。原理类似的一项设计<sup>[82]</sup>已被美国首都地下铁道系统用于紧急停车装置。

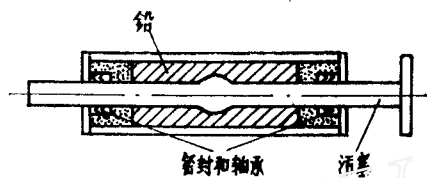


图8 铅挤压能量吸收装置

金属冷挤压原理也常可用于同一目的<sup>[83,84]</sup>。Robinson等<sup>[85]</sup>曾设计了一种利用铅的挤压来消耗能量的装置，如图8所示。它可以双向受载，而且载荷-位移曲线接近于一个矩形，但是很笨重。这一类可靠但笨重的能量吸收装置，一般用于核电站的防护和建筑物的抗震。

### VII. 结 语

如引言中所述，对能量吸收装置的具体要求因，因工况而定，不存在处处适用的或绝对最优的能量吸收装置。但是，对各类能量吸收元件作一个大致的比较，仍然是可能的。图9是从比耗能的角度来比较，图10则是从相对行程（行程对长度的比值）来比较。这两项指标，对实际应用都十分重要。当然还有其他指标，例如承载力的平稳性。

利用金属塑性变形原理的碰撞能量吸收装置，是塑性力学的工程应用的一个新领域。希望本文能引起力学界和工程界的兴趣，共同开拓这一领域。

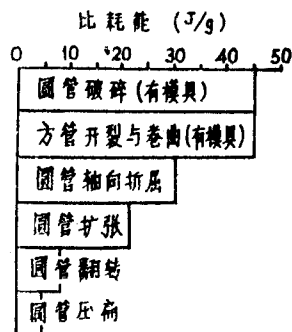


图9 各类能量吸收元件的比耗能

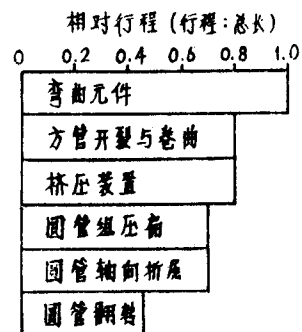


图10 各类能量吸收元件的相对行程



## 参 考 文 献

- 1 Johnson W., Mamalis A.G., *Crashworthiness of Vehicles*, Mechanical Engineering Publications Ltd., London (1978).
- 2 Jones N., Wierzbicki T. (Ed.), *Structural crashworthiness*, Butterworths, London (1983).
- 3 Davies G. A. O. (Ed.), *Structural Impact and Crashworthiness*, Elsevier Applied Science Publishers, London (1984).
- 4 余同希, 结构的耐撞性和能量吸收装置, *力学与实践*, 3 (1985): 2—9.
- 5 Postlethwaite H. E., Mills B., Use of collapsible structural elements as impact isolators, with special reference to automotive applications, *J. Strain Analysis*, 5 (1970): 58.
- 6 Ezra, A. A., Fay R. J., An assessment of energy absorbing devices for prospective use in aircraft impact situations, *Dynamic Response of Structures* (Ed., Herrmann G. & Perrone N.), Pergamon Press, New York (1972): 225.
- 7 Johnson W., Reid S. R., Metallic energy dissipating systems, *Appl. Mech. Rev.*, 31 (1978): 277—288.
- 8 Perrone N., Biomechanical problems related to vehicle impact, *Biomechanics: Its Foundations and Objectives* (Ed., Fung Y. C., et al), Prentice-Hall Inc. (1972).
- 9 Johnson W., Mamalis A. G., Reid S. R., Aspects of car design and human injury, *Human Body Dynamics; Impact, Occupational and Athletics Aspects* (Ed., Ghista D. N.), Clarendon Press, Oxford (1982): 164.
- 10 Thornton P. H., Magee C. L., The interplay of geometric and materials variables in energy absorption, *J. Eng. Mat. and Tech.*, 99 (1977): 114.
- 11 Rawlings B., Energy absorption of dynamically and statically tested mild steel beams under conditions of gross deformation, *Int. J. Mech. Sci.*, 9 (1967): 633.
- 12 Ohmata K., Dynamic analysis of impact attenuation systems utilizing plastic deformations (case in which effect of strain-rate sensitivity is considered), *Bull. JSME*, 19, 134 (1976): 884.
- 13 —, Fukuda H., Dynamic analysis of impact attenuation systems utilizing plastic deformation (case in which influence of geometry change after initial yield is considered), *ibid*, 19, 132 (1976): 584.
- 14 Johnson W., Yu T. X., Approximate calculations on the large plastic deformation of helical springs and their possible application in a vehicle arresting system, *J. Strain Analysis*, 16 (1981): 111—121.
- 15 Hwang C., Plastic collapse of thin rings, *J. Aero. Sci.*, 30 (1953): 819—826.
- 16 DeRuntz J. A., Hodge P. G., Jr., Crushing of a tube between rigid plates, *J. Appl. Mech.*, 30 (1963): 391—395.
- 17 Redwood R. G., Crushing of a tube between rigid plates, *ibid*, 31 (1964): 357—358.
- 18 Reid S.R., Reddy T.Y., Effect of strain hardening on the lateral compression of tubes between rigid plates, *Int. J. Solids Struct.*, 14 (1978): 213—225.
- 19 Reddy T. Y., Reid S. R., Phenomena associated with the crushing of metal tubes between rigid plates, *ibid*, 16 (1980): 545.
- 20 —, —, On obtaining material properties from the ring compression test, *Nuclear Eng. and Des.*, 52 (1979): 257.
- 21 余同希, 对径受拉圆环的塑性大变形, *力学学报*, 1 (1979): 88—91.
- 22 Reid S. R., Bell W. W., Influence of strain hardening on the deformation of thin rings subjected to opposed concentrated loads, *Int. J. Solids Struct.*, 18 (1982): 643.
- 23 Reddy T. Y., Reid S. R., Lateral compression of tubes and tube-systems with side constraints, *Int. J. Mech. Sci.*, 21 (1979): 187—199.
- 24 Reid S.R., Laterally compressed metal tubes as impact energy absorbers, in [2] (1983): 1—43.
- 25 Thomas S. G., Reid S. R., Johnson W., Large deformations of thin-walled circular tubes under transverse loading, I, *Int. J. Mech. Sci.*, 18 (1976): 325.
- 26 Watson A. R., Reid S. R., Johnson W., Thomas S. G., Large deformations of thin-walled circular tubes under transverse loading, II, *ibid*, 18 (1976): 387.
- 27 —, —, —, Large deformations of thin-walled circular tubes under transverse loading, III, *ibid*, 18 (1976): 501.
- 28 Calladine C. R., Thin-walled elastic shells analysed by a Reyleigh method, *Int. J. Solids Struct.*, 13 (1977): 515—530.

- 29 Reid S. R., Influence of geometrical parameters on the mode of collapse of a "pinched" rigid-plastic cylindrical shell, *ibid*, **14** (1978) : 1027—1043.
- 30 Ghosh S. K., Johnson W., Reid S.R., Yu T. X., On thin rings and short tubes subjected to centrally opposed concentrated loads, *Int. J. Mech. Sci.*, **23** (1981) : 183—194.
- 31 Silva-Gomes J. F., Al-Hassani S. T. S., Johnson W., The plastic extension of a chain of rings due to an axial impact load, *ibid*, **20** (1978) : 529.
- 32 Reid S. R., Reddy T. Y., Effects of strain rate on the dynamic lateral compression of tubes, Proc. Conf. on Mech. Properties at High Rates of Strain, Institute of Physics Conference Series No. 47, Oxford (1979) : 228.
- 33 —, —, Austin C. D., Dynamic deformation of tube and ring systems, Proc. 5th Symp. on Applications of Mechanics, Ottawa (June 1980) : 301.
- 34 —, —, Experimental investigation of inertia effects in one-dimensional metal ring systems, subjected to end impact, I. fixed-ended systems, *Int. J. Impact Engng.*, **1** (1983) : 85.
- 35 —, Bell W. W., Structural plastic shock mode! for one-dimensional ring systems, *ibid*, **1**, 2 (1983) .
- 36 Carney III J. F., Sazinski R. J., Portable energy absorbing system for highway service vehicles, *Trans. Portation Engng. J.*, *ASCE*, **104**, TE4 (1978) : 407.
- 37 —, Austin C. D., Reid S. R., Energy dissipation characteristics of steel tube clusters, 23rd Structures, Structural Dynamics and Materials Conf. AIAA/ASME/ASCE/AHS, New Orleans (May 1982) .
- 38 Johnson W., Reid S. R., Reddy T. Y., The compression of crossed layers of thin tubes, *Int. J. Mech. Sci.*, **19** (1977) : 423.
- 39 Vaughan H., The response of a plastic cylindrical shell to axial impact, *ZAMP*, **20** (1969) : 321—328.
- 40 Jones N., Dynamic elastic and inelastic buckling of shells, Developments in Thin-Walled Structures—2 (Ed., Rhodes J. & Walker A. C.), Elsevier Appl. Sci. Publ., Amsterdam (1984) : 49—91.
- 41 Alexander J. M., An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading, *Q. J. Mech. Appl. Math.*, **13**, Pt. 1 (1960) : 10.
- 42 Johnson W., Impact Strength of Materials, Edward Arnold, London (1972) .
- 43 Abramowicz W., Jones N., Dynamic axial crushing of circular tubes, *Int. J. Impact Engng.*, **2** (1984) : 263—281.
- 44 Coppa A. O., Collapsible shell structures for lunar landings, General Electric Co., TIS Rep. No. R62509 (1962) .
- 45 Yoshimura Y., On the mechanism of buckling of a circular cylindrical shell under axially compression, Repts. of the Institute of Sci. and Techn. of the Univ. of Tokyo, Vol. 5 (1951) (Translated in NACA, Tech. Memor. No. 1390, 1955) .
- 46 Pugsley A. G., Macaulay M., The large scale crumpling of thin cylindrical columns, *Q. J. Mech. Appl. Math.*, **13** (1960) 1—9.
- 47 —, The crumpling of tubular structures under impact conditions, Proc. Symp. the Use of Aluminium in Railway Rolling Stock, Inst. Locomotive Engrs. and the Aluminium Dev. Assoc., London (1960) : 33—41.
- 48 —, On the crumpling of thin tubular struts, *Q. J. Mech. Appl. Math.*, **32** (1979) : 1—7.
- 49 Wierzbicki T., Optimum design of integrated front panel against crash, Report for Ford Motor Company, Vehicle Component Dept. (15 July 1993).
- 50 Johnson W., Soden P. D., Al-Hassani S. T. S., Inextensional collapse of thin-walled tubes under axial compression, *J. Strain Analysis*, **12** (1977) : 317—330.
- 51 Thornton P. H., Mahmood H. F., Magee C. L., Energy absorption by structural collapse, in [2] (1983) : 96—117.
- 52 Macaulay M. A., Redwood R. G., Small scale model railway coaches under impact, *The Engineer* (25 Dec. 1964) : 1041—1046.
- 53 Soden P. D., Al-Hassani S. T. S., Johnson W., The crumpling of polyvinylchloride tubes under static and dynamic axial loads, Institute of Physics Conf. Ser., No. 21 (1974): 327—338.
- 54 Horton W. H., Bailey S. C., Edwards A. M., Non-symmetric buckle patterns in progressive plastic buckling, *Exptl. Mechs.*, **6** (1966) : 433.
- 55 Wirsching P. H., Slater R. C., The beer can as a shock absorber, *J. Eng. Mat. and Tech.*,

- 95 (1973) : 224.
- 56 Mamalis A. G., Johnson W., The quasi-static crumpling of thin-walled circular cylinders and frusta under axial compression, *Int. J. Mech. Sci.*, **25** (1983) : 713-732.
- 57 Andrews K. R. F., England G. L., Ghani E., Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading, *ibid*, **25** (1983) : 687-696.
- 58 Kroell C. K., Energy absorbing vehicle bumper assembly, U. S. Patent No. 3146014 (Aug. 25, 1964).
- 59 Al-Hassani S. T. S., Johnson W., Lowe W. T., Characteristics of inversion tubes under axial loading, *J. Mech. Eng. Sci.*, **14** (1972) : 370.
- 60 Nader R., *Unsafe at Any Speed*, Bantam Books (1973).
- 61 Program for the exploitation of unused NASA Patents, First Annual Report, Univ. of Denver (1969).
- 62 Program for the exploitation of unused NASA Patents, Second Annual Report, Univ. of Denver (1971).
- 63 McGehee J. R., et al, Frangible tube energy dissipation, U. S. Patent No. 3143321 (Aug. 4, 1964).
- 64 McGehee J. R., Experimental investigation of parameters and materials for fragmenting tube energy absorption process, NASA TN-D-3268 (Feb. 1966).
- 65 Von Tussenhausen G. F., Energy absorbing device, U. S. Patent No. 3381778 (May 7, 1968).
- 66 Wierzbicki T., Akerstrom T., Dynamic crushing of strain rate sensitive box columns, Proc. 2nd Int. Conf. Vehicle Structural Mech., Southfield, Michigan, 18-20, April 1977; SAE paper No. 770592 (1977) : 19-31.
- 67 —, Abramowicz W., On the crushing mechanics of thin-walled structures, *J. Appl. Mech.*, **50** (1983) : 727-734.
- 68 Ohokubo Y., Akamatsu T., Shirasawa K., Mean crushing strength of closed-hat sections members, SAE paper No. 740040 (1974).
- 69 Abramowicz W., The effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns, *Int. J. Impact Engng.*, **1** (1983) : 309-317.
- 70 Wierzbicki T., Crushing behavior of plate intersections, in [2] (1983) : 66-95.
- 71 Timoshenko S. P., Gere J. M., *Theory of Elastic Stability*, 2nd Edition, McGraw-Hill (1961).
- 72 Mahmood H. F., Paluszny A., Stability of plate-type box columns under crush loading, Proc. ASME Winter Sessions Computational Methods in Ground Transportation Vehicles, Phoenix (1982).
- 73 Meng Q., Al-Hassani S. T. S., Soden P. D., Axial crushing of square tubes, *Int. J. Mech. Sci.*, **25** (1983) : 747-773.
- 74 Abramowicz W., Jones N., Dynamic axial crushing of square tubes, *Int. J. Impact Engng.*, **2** (1984) : 179-208.
- 75 Stronge W. J., Yu T. X., Johnson W., Long stroke energy dissipation in splitting tubes, *Int. J. Mech. Sci.*, **25** (1983) : 637-647.
- 76 余同希, 方管能量耗散装置的研究, 应用力学学报, **2** (1985).
- 77 Eddins T. O., Space craft soft landing system, U. S. Patent No. 3181821 (May 4, 1965).
- 78 Spielman J. F., Energy absorbing means, U. S. Patent No. 3059966 (Oct. 23, 1962).
- 79 Hendry G., Energy absorbing seat belt attachment, U. S. Patent No. 3016972 (Mar. 27, 1962).
- 80 Son Moberg H. A., Energy absorbing means, U. S. Patent No. 3232383 (Feb. 1, 1966).
- 81 Rayfield J. F., et al, Deceleration device, U. S. Patent No. 2961204 (Nov. 22, 1960).
- 82 Kirk J. A., Design of a metal skinning energy absorber for the U. S. Capitol Subway System, *Int. J. Mech. Sci.*, **19** (1977) : 595.
- 83 Peterson G. H., Variable kinetic energy absorber, U. S. Patent No. 3380557 (Apr. 30, 1969).
- 84 Hernalsteen P., Leblais L. C., The use of energy absorbers to protect structures against impact loading, *Nuc. Eng. and Des.*, **37** (1976) : 373.
- 85 Robinson W. H., Greenbank L. R., An extrusion energy absorber suitable for the protection of structures during an earthquake, *Earthquake Eng. and Struct. Dynamics*, **4** (1976) : 251.

# IMPACT ENERGY ABSORBING DEVICES BASED UPON THE PLASTIC DEFORMATION OF METALLIC ELEMENTS

Yu Tong-xi

(Department of Mechanics, Beijing University)

## Abstract

In relation to various impact engineering problems and structural crashworthiness, the energy absorbing devices based upon the plastic deformation of metallic elements are summarized. Simple devices may involve plastic deformation in tension, bending or torsion. As widely applied elements, laterally or axially compressed circular and square tubes are then extensively discussed. It is also shown that metal-forming or metal-working processes may be utilized for the purpose of energy absorption.

**Keywords** *energy absorbing devices; impact problems; crashworthiness; plastic deformation; metal-forming; metal-working*

---

## 译 文 提 要

### 《力学进展译丛(手稿本)》1985年第1(总1)期

**编者按** 因本刊篇幅有限,特增出《力学进展译丛(手稿本)》供读者借阅或复印。“手稿本”由中国科学院力学研究所资料室收藏,其各期译文的提要将陆续在本刊介绍。

### 地形复杂地区的输运和弥散(综述)

**提要** 综述了近9年来有关评价、验证和发展大气输运和弥散模型方面的研究工作,这些模型应用于地形复杂地区和多山地区的空气污染评价。着重介绍了在不同地形复杂地区稳定分层条件下进行的实验研究结果。对模型计算结果和观测结果作了比较。模拟全尺寸流动条件的实验室物理模拟试验补充了数据库,并提供了用于发展数学模型的模拟参数和输入条件的系统变化的资料。总结了根据这些实验和其他实验在一些特殊技术问题上的主要发现。

董务民译自: Egan B.C., *Boundary-Layer Meteorol.*, **30**, 1—4 (1984); 3—28, 参76