

文章编号: 1001-1455(2002)03-0267-06

# 高速旋转平板叶片撞击同心圆筒壳体试验的研究

郑劲松

(浙江工业大学化机研究所, 浙江 杭州 310014)

摘要: 利用冲击动力学基本理论, 采用能量法对结构的塑性动力响应进行了研究, 得出了一个撞击试验的物理模型。利用该模型定量地计算了被撞击壳体的侵彻深度。

关键词: 高速撞击; 包容性试验; 冲击载荷; 航空发动机

\* 中图分类号: O313.4; O347.1 文献标识码: A

## 1 引言

机匣的包容性计算在航空发动机安全性设计中是非常重要的步骤, 研究机匣的包容性实际上是一个研究固-固之间的高速撞击过程的问题。本文的试验中, 我们用高速旋转平板叶片撞击同心圆筒壳体这个试验来模拟航空发动机叶片飞断撞击机匣情况(即用矩形截面平板叶片来模拟航空发动机中的涡轮叶片, 而用薄壁同心圆筒壳体模拟发动机中的机匣)。

在固-固之间的高速撞击过程中, 人们对结构的撞击动态响应及失效等问题的研究, 曾提出过许多的模型, 有刚塑性、刚粘塑性及弹-塑性等模型, 但我们在这个撞击试验中, 由于关心的是一些结构变化的总体量信息, 如结构的最终变形形状及变形大小, 结构是否会失效(即被击穿或变形之规定大小)等, 而不太关心撞击过程中的一些动态参数。因此, 这里认为利用能量法对试验建模比较合适且简单。

## 2 试验情况

整个模拟试验包括超速破坏试验平台(该试验所用到的试验设备主要是浙江大学化工机器教研室的30000r/min超速破坏试验台, 见图1)和测试系统(主要包括动应力波测试系统, 测速系统和破坏瞬间的拍摄系统)。模拟试验中的平板叶片在根部有对称的切槽(根据叶片的材料特性、叶片形状和切槽深

表1 六组试验参数

Table 1 Six group of parameters of the experiment

序号	机匣材料	机匣壁厚 /mm	机匣内径 /mm	叶片材料	断叶长度 /mm	叶片截面 尺寸/mm	断叶重心 半径/mm	断叶重量 /g
1	20(冷轧)	2	622	45	115	40×3	247.5	108
2	20(热轧)	3	620	30CrMnSiA	113	40×3	246.5	106
3	20(热轧)	3	620	30CrMnSiA	113	40×3	246.5	106
4	20(冷轧)	2	622	45	115	40×3	247.5	108
5	20(热轧)	3	620	30CrMnSiA	123	40×3	241.5	116
6	20(冷轧)	2	622	30CrMnSiA	113	40×3	246.5	106

\* 收稿日期: 2001-06-13; 修回日期: 2001-11-02

作者简介: 郑劲松(1975—), 男, 硕士, 讲师。

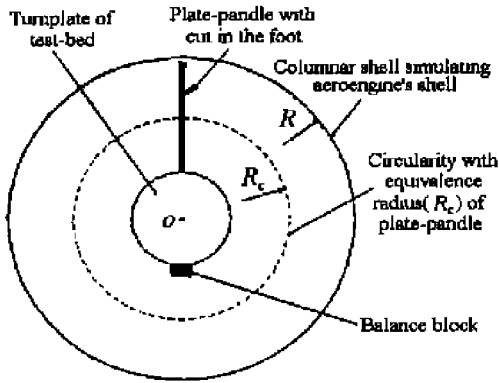


图 1 航空发动机模拟试验装置  
Fig.1 Equipment of the simulant experiment of aeroengine

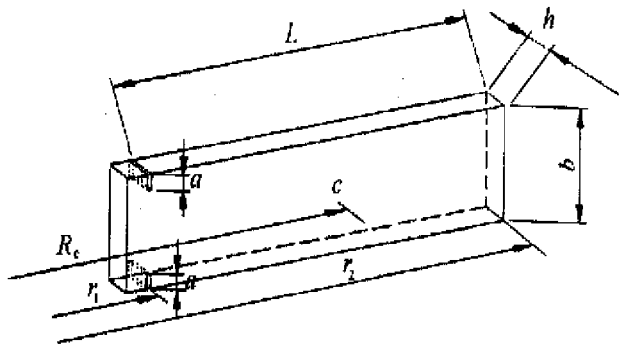


图 2 平板叶片及其尺寸 ( $a$ -叶片根部的发槽深度)  
Fig.2 Shape of the plate paddle and its size ( $a$ -the deepness of the cut)

度可以确定叶片的飞断转速,见图 2)。当转盘增速至一定转速后,有切槽的叶片在离心力的作用下被拉断,高速撞击包在其外的圆筒壳体,根据叶片的不同的飞断转速做了六组试验。在这六组试验中,圆筒壳体被叶片撞击产生 2 个(除第四组之外)或 3 个(第四组试验)凹坑,而且第一个凹坑最浅,第二个凹坑最深(并没有像人们想象的那样,第一个凹坑最深)。试验参数见表 1。

### 3 试验分析

在固-固撞击模型中,当撞击速度比较小时,平板叶片主要表现出其刚性,平板叶片必须作为刚性处理;但当撞击速度增大到一定值时,平板叶片主要表现出其柔性,此时平板叶片不再是一个刚体了,其微元体的惯性效应比较明显;当撞击速度继续增大,平板叶片甚至会发生流变,固体表现出类似流体的某些特性<sup>[2]</sup>。通过对试验结果的分析,我们认为除第四组模拟试验外的其余五组试验,撞击物平板叶片的介质微元体的惯性效应比较明显,且我们假定在撞击过程中接触部分受力均匀,叶片不发生沿  $x$  轴的扭转变形(即圆筒的半径方向),此时我们就可以把叶片看成是由许多惯性微元体组成,各微元体之间以  $K$ (弹性系数)和  $C$ (阻尼系数)联接,具体模型如图 3 所示。

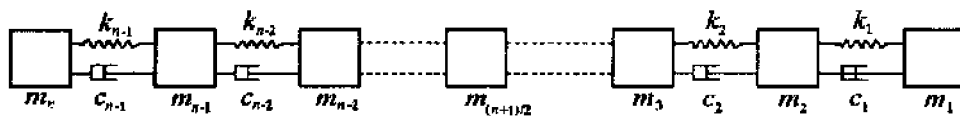


图 3 平板叶片的物理模型  
Fig.3 Physical model of plate paddle

根据以上物理模型,当平板叶片飞断并高速撞击壳体后,由于微元体之间的连接是带阻尼的柔性连接,叶片在最初撞击壳体形成第一个凹坑时,刚度系数  $K$  和阻尼系数  $C$  起到了能量缓冲的作用,即消耗在第一个凹坑能量只是叶片前面小部分质量所具有的能量,而大部分能量则消耗在形成第二个凹坑上。另外由于叶片的速度方向可以近似认为是质心的切线方向,第二个凹坑的位置应在质心的切线与圆筒壳体的相交处。当叶片滑至第二个凹坑的位置处,叶片已经卷成一团,叶片剩余的能量都消耗在第二个凹坑的形成中。见图 4 所示。

在图 4 中,我们选取了动坐标系“ $\phi \sim v$ ”,其中  $\phi$  坐标轴方向为撞击点壳体的法线方向, $v$  坐标轴方向是切线方向。另外,图中的  $v_i$  和  $v_j$  分别表示沿打击旋向两个不同位置的惯性元  $m_i$  和  $m_j$  的绝对速度,而  $v_{i\phi}$ 、 $v_{iv}$  和  $v_{j\phi}$ 、 $v_{jv}$  分别是  $v_i$  和  $v_j$  在  $\phi$  坐标轴和  $v$  坐标轴方向的速度分量。 $\alpha_i$  和  $\alpha_j$  分别是  $v_i$  和  $v_j$  的速度方向与  $\phi$  坐标轴方向之间的夹角(如图 4 所示),它们就是惯性元  $m$  的撞击入射角。试验中,由于叶片

质心方向速度分量很大,因此各个惯性元绝对速度  $v_i$  和  $v_j$  与  $v_c$  速度方向 ( $v_c$  即为叶片的质心的绝对速度)近似相同。

根据我们对凹坑形成的分析,我们把叶片在撞击过程中所具有的总能量分成:  $E_I$  和  $E_{II}$  两部分。其中  $E_I$  的能量是消耗在形成第一个凹坑的上,而  $E_{II}$  的能量则消耗在形成第二个凹坑上。因此有

$$E - E_f = E_I + E_{II} \quad (1)$$

式中:  $E$  表示叶片飞断后所具有的总能量(J),  $E_f$  表示撞击过程中因摩擦所消耗的能量(J),  $E_I$  表示消耗在形成第一个凹坑中的能量(J),  $E_{II}$  表示消耗在形成第二个凹坑中的能量(J)。

$$E_f = F_f L_f$$

式中:  $F_f$  表示叶片与壳体之间的摩擦力(N),  $L_f$  表示叶片在壳体内壁的滑行距离,近似取两个凹坑间的圆弧距离(M)

$$E_{ei} + E_{pi} = E_i \quad (i = I \text{ 和 } II) \quad (2)$$

式中:  $E_{ei}$  表示形成  $i$  凹坑时所消耗的弹性变形能(J),  $E_{pi}$  表示形成  $i$  凹坑时所消耗的塑性变形能(J),  $E_i$  表示形成  $i$  凹坑时外部施加的能量(J)。接下来我们就应解决如何把总能量分成两部分以及如何计算圆筒壳体在撞击中的变形能这两个问题。

### 3.1 能量的分配

首先,我们来看看总能量的分配问题。在这里我们引入一个能量分配系数  $\gamma$ , 令  $E_t = E - E_f$  后, 则  $\gamma = E_I / E_t$  而能量分配系数  $\gamma$  与以下几个方面的因素有关

- (1) 平板叶片的抗弯刚度  $K_L = E_L I_L / L^3$ , 其中  $I_L$  为平板叶片的惯性矩,  $I_L = bh^3 / 12$ ,  $E_L$  为平板叶片的弹性模量,  $L$  为平板叶片的长度;
- (2) 圆筒壳体的变形刚度, 它与圆筒壳体的材料性能和壳体的壁厚  $t$  有关;
- (3) 平板叶片的转速, 即叶片在飞断时转盘的旋转速度  $n$ , 因为撞击速度越高, 平板叶片的微元体惯性效应越明显;
- (4) 平板叶片与圆筒壳体撞击时的撞击入射角  $\alpha$  (撞击入射角的定义可以参见图 4)。

考虑到上面的第一、二两个影响因素, 我们再引入另外一个系数  $\chi$ , 令

$$\chi = \text{平板叶片的抗弯刚度 } K_L / \text{圆筒壳体的弯曲刚度 } K_q \quad (3)$$

综合以上的这些因素, 通过对六组模拟试验结果的分析及曲线拟合, 在相同的撞击入射角为  $\alpha$  的情况下, 我们可以得到能量分配系数  $\gamma$  与参数  $\chi$  和叶片的转速  $n$  的近似关系

$$\gamma = (0.0411 + \frac{\chi}{\chi_0} \times 0.0071) - (2.98 \times 10^{-6} + \frac{\chi}{\chi_0} \times 8.23 \times 10^{-8})n \quad (4)$$

转速范围为:  $6000 \leq n \leq 15000$

设定如下“平板叶片—圆筒壳体”模型参数  $\chi$  的值为参考值  $\chi_0$ , 即

圆筒壳体: 材料是 20 # (热轧),  $t = 3\text{mm}$ ,  $R = 620/2\text{mm}$ ;

平板叶片: 材料是 30CrMnSiA,  $b \times h = 40\text{mm} \times 3\text{mm}$ ,  $L = 113\text{mm}$ 。

对于其他的“平板叶片—圆筒壳体”模型, 可以通过比较参考模型  $\chi_0$  的值, 得到本身模型的  $\chi$  值, 即有  $\chi = c\chi_0$ , 其中  $c$  为一个常数, 它是根据平板叶片的抗弯刚度和圆筒壳体的弯曲刚度的值, 由试验获得的一个经验数据 (如: 本试验中第 2、3 两组试验可以近似为参考模型, 即它们的  $c = 1$ ; 而第 1、4 两组试验, 它们的  $c = 3.31$ )。

在本论文的六组试验中, 根据撞击模型各自的  $\chi$  值, 可以粗略地分成两种, 如图 5 中的两条曲线所

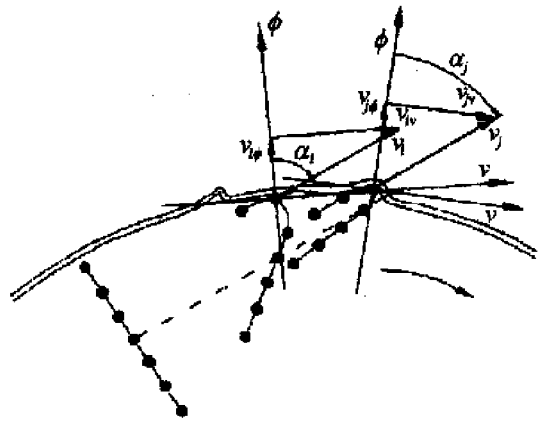


图 4 圆筒壳体的冲击变形示意图

Fig.4 Distortion of the plate paddle after severity striken

示。由于第六组试验其  $\lambda$  值近似为  $3.31\lambda_0$ ，故它可以包括在图示的曲线 I 中，同样，第五组试验可以包括在图示的曲线 II 中。图中左侧双点划线范围内的系数  $\gamma$  没有意义，因为在转速较低时固体微元体的惯性效应不明显，此时须作刚体处理；图中右侧虚线范围内，由于转速更高，固体已呈流体性态，此时的  $\gamma$  值很小，可以当作恒定值。而图中的曲线的中间实线部分为直线，其表达式是式 (4)，它适用的转速范围大致是  $6000 \sim 15000\text{r/min}$ ，但是随着参数  $\gamma$  值的增大，曲线往上移，它的适用转速上限也可增大。从式 (4) 中可以发现，当转速超过某一个值时，参数  $\gamma$  可能小于零，这显然是不可能的。事实上，当转速很大时，参数  $\gamma$  值很接近零，并且随着转速的提高它的值已变化不大了，此时参数  $\gamma$  值可以近似取为恒值 (近似为零)，即图中虚线所示。

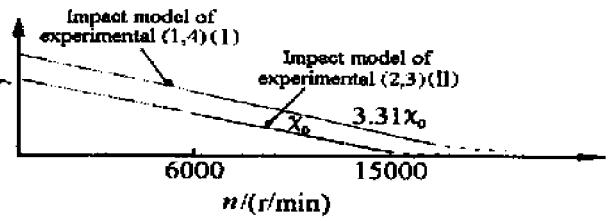


图 5 撞击模型的能量分配系数关系曲线  
Fig.5 Curve of  $\gamma=f(n)$  of the calculating model

因此，分别消耗在形成第一个凹坑和第二个凹坑的  $E_I$  和  $E_{II}$  为

$$\begin{aligned} E_I &= \gamma E_t \\ E_{II} &= (1 - \gamma)E_t \end{aligned} \tag{5}$$

### 3.2 变形能的计算

在试验中所用的壳体的  $t/R < 0.01$  ( $t$  为壳体的壁厚)，所以这些圆柱壳体都属于薄壁圆柱壳体。我们在建立壳体的模型时，作了以下的一些假设：

- (1) 壳体材料为理想弹塑性材料；
- (2) 壳体材料在撞击变形过程中体积保持不变；
- (3) 圆柱壳体径向应力  $\sigma_r = 0$  (因为在薄壁圆柱壳体中，发生塑性变形的微元体的周向应力  $\sigma_\theta \gg \sigma_r$ ，故可以把  $\sigma_r$  忽略掉，近似地作零处理)，并且周向应力  $\sigma_\theta$  的大小沿壁厚方向不变；
- (4) 圆柱壳体为长圆筒，撞击部位离圆柱壳体的边缘较远，可以不考虑壳体的边缘效应；
- (5) 薄壁圆筒的轴向应变  $\epsilon_z = 0$ 。

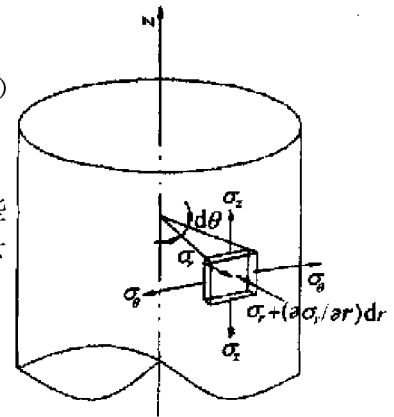


图 6 微元体的应力状况  
Fig.6 Stress status of puny mass in columnar shell

经过以上这些假设后，我们可以得到圆筒壳体微元体的应力状况如图 6 所示。

形成凹坑所消耗的能量主要包括两部分，即弹性变形能  $E_e$  和塑性变形能  $E_p$ ，下面我们分别来看看这两部分能量的计算。

#### 3.2.1 塑性变形能 $E_p$

塑性变形能  $E_p$  的大小不仅与圆筒壳体的材料属性有关，还与凹坑的形状大小有关。对于凹坑的形状大小，我们考虑一下两条特征曲线：曲线  $\Gamma_1$  (圆筒壳体的截平面上) 和曲线  $\Gamma_2$  (圆筒壳体的轴平面上)，分别见图 7 和图 8。

在积分时，对于曲线  $\Gamma_1$  的形状，经过实验实测得到如下曲线方程

$$r(\theta, z) = \begin{cases} r_{\max} - A_1 \theta^5 & 0 \leq \theta \leq \alpha_1 \\ r_{\max} - A_2 \theta^5 & -\alpha_2 \leq \theta \leq 0 \end{cases} \tag{6}$$

$$\text{在上式中} \quad \alpha_1 = l_1/R \tag{6a}$$

$$\alpha_2 = l_2/R \tag{6b}$$

$l_1$  和  $l_2$  的意义如图 7 所示， $r_{\max}$  表示曲线  $\Gamma_1$  中最大径向深度。

对曲线  $\Gamma_2$ ，把它近似成一条直线，即  $r_{\max} = \text{常数} (z_0 < z < z_0 + \zeta)$ ， $\zeta$  为曲线  $\Gamma_2$  的修正系数。

薄壁壳体在塑性变形后, 单位体积里的塑性变形能可以表示如下

$$dE_p = \sigma_\theta d\varepsilon_\theta + \sigma_r d\varepsilon_r + \sigma_z d\varepsilon_z \quad (7)$$

由于  $\sigma_r = 0$  和  $\varepsilon_r = 0$ , 所以上式就变成  $dE_p = \sigma_\theta d\varepsilon_\theta$  所以在整个的塑性变形体积  $V$  (即凹坑的形状大小) 内, 其总的塑性变形能为

$$E_p = \int_V dE_p dV = \int_{\Gamma_2} \int_{\Gamma_1} dE_p dV \quad (8)$$

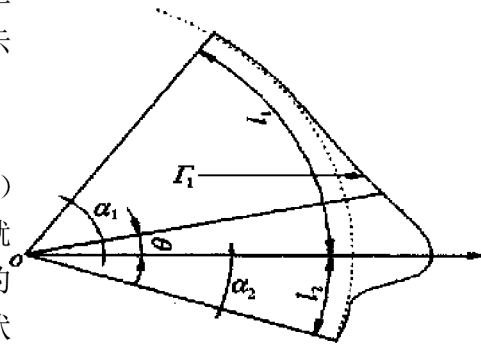


图 7 曲线  $\Gamma_1$  的示意图  
Fig. 7 Diagram of the curve  $\Gamma_1$

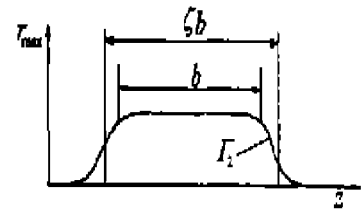


图 8 曲线  $\Gamma_2$  的示意图  
Fig. 8 Diagram of the curve  $\Gamma_2$

积分后可以得到

$$E_p = \frac{2}{\sqrt{3}} \zeta b t \sigma_s [r_{\max} (\alpha_1 + \alpha_2) - \frac{1}{6} (A_1 \alpha_1^6 + A_2 \alpha_2^6)] \quad (9)$$

我们在上面求解  $E_p$  时, 假定了材料的屈服极限  $\sigma_s$  在其塑性变形的过程中始终不变, 但事实上许多的材料在塑性变形较大时都具有较明显的材料强化效应。因此考虑到材料的强化效应和材料的应变率效应, 我们可以在式(9)中加上一个影响系数  $\xi$  (一般取为 2.3)

$$E_p = \frac{2}{\sqrt{3}} \xi \zeta b t \sigma_s [r_{\max} (\alpha_1 + \alpha_2) - \frac{1}{6} (A_1 \alpha_1^6 + A_2 \alpha_2^6)] \quad (10)$$

### 3.2.2 弹性变形能 $E_e$

形成凹坑所消耗的弹性变形能  $E_e$  为

$$E_e = \sigma_s^2 (1 - \nu^2) V / (2E) \quad (11)$$

上式中  $V$  表示壳体发生弹性变形部分的体积。综合上面的叙述, 我们得到如下方程

$$\begin{cases} E_I = \gamma E_t = E_{eI} + E_{pI} = f(r_{\max I}) \\ E_{II} = (1 - \gamma) E_t = E_{eII} + E_{pII} = f(r_{\max II}) \end{cases} \quad (12)$$

上式中  $r_{\max}$  就是壳体撞击后的凹坑的深度(径向)。通过以上所推导出的公式就可以计算出圆筒壳体凹坑的侵彻深度, 下面就是通过该方法计算出的理论预估值与试验实际结果的比较结果。

## 4 试验的几点结论与理论预估值方法的适用范围

本次试验的试验结果数据见表 2, 通过本次试验, 我们可得到以下几点结论:

表 2 六组试验的试验结果与它们的理论预估值比较

Table 2 Comparison of six group of experimental results and their theoretic results

试验 序号	$n / (r/m)$	$E / J$	$\gamma$	$h_I / mm$		$h_{II} / mm$	
				理论预测	试验结果	理论预测	试验结果
1	12190	5507	0.0250	9.7	9.5	27	击穿破坏
2	11500	4775	0.0130	2.9	2.8	15	15.0
3	11990	5190	0.0115	2.8	2.7	16	15.4
4 <sup>1)</sup>	6960	1796	0.0420	5.3	5.3	7.3	3.7 5.7
5	13520	6923	0.0068	2.2	2.9	21	17.9
6	12040	5234	0.0260	9.6	9.5	26	击穿破坏

注: 1) 第四组试验结果是平板叶片与圆筒壳体发生了三次撞击, 其中的后两次撞击形成的凹坑深度分别为 3.7mm 和 5.7mm。

2)  $h_I$  和  $h_{II}$  分别为第一个凹坑和第二个凹坑的凹坑深度。

(1)当叶片飞断转速越高,平板叶片的惯性微元体效应越明显,平板叶片不应作为刚体处理,而应是图3所示的模型。

(2)当叶片飞断转速较低时,平板叶片必须当作刚体处理,叶片撞击同心壳体后形成的第一个凹坑最深,第一个凹坑的位置是最危险的地方。如第4组试验。

(3)当叶片飞断转速很大时,平板叶片撞击同心壳体后,只形成两个凹坑,第二个凹坑比第一个凹坑深得多;而且第二个凹坑的位置在叶片飞断瞬间质心的速度方向与壳体的相交处,此处也是最可能被叶片击穿的地方。

本文中得出的理论预估值方法,适用于飞断叶片撞击同心壳体问题,具体要求如下:

(1)转速  $n$  的要求:当研究对象的刚度比系数  $\chi = \chi_0$  时,上面得出的理论预估值方法适用的转速范围为  $6000 \leq n \leq 15000$ ;当研究对象的刚度比系数  $\chi < \chi_0$  时,该方法适用的转速范围的上、下限转速相应减小;而当研究对象刚度比系数  $\chi > \chi_0$  时,该方法适用的转速范围的上、下限转速相应增加。一般情况下,该理论预估值方法的适用转速范围下限为  $6000 \text{r/min}$ ;而其上限转速视  $\gamma$  值而定,当  $\gamma$  值接近于0 (即  $< 0.001$ ) 时,对应的转速为适用转速范围的最大值。

(2)撞击体的要求:撞击体应具有明显的微元体惯性效应,即叶片在其长度方向的尺寸,较之其它尺寸大2倍以上,叶片的材料为合金钢材或结构钢材等。

(3)被撞击对象的要求:对于被撞击对象,只要求它是同心薄壁圆柱壳体(同心就是指圆筒壳体的轴线与叶片的旋转中心轴共线),而与圆筒壳体的其它尺寸无关。

#### 参考文献:

- [1] 卫星. 结构稳定性手册(曲板与壳体的皱损分册)[M]. 北京:国防工业出版社,1973.  
WEI Xing. Structural Stability Handbook (Crimple Damage Fascicule of Curve Board and Shell) [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1973.
- [2] 马晓青. 冲击动力学 [M]. 北京:北京理工大学出版社,1992.  
MA Xiao-qing. Impact Dynamics [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1992.
- [3] 杨桂通,熊祝华. 塑性动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1984.  
YANG Gui-tong, XIONG Zhu-hua. Plastic Dynamics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1984.
- [4] Pond R B, Mobley C. Energy Balance in Hyper-velocity Impact [A]. Proceedings of 6th Symp on Hyper-velocity Impact II-2 [C]. 1963:401.
- [5] Jack L, Kerrebrock. Aircraft Engines and Gas Turbines [M]. Cambridge, Massachusetts, and London, England: the MIT Press.

## Experimental Studies on Rotating Plate Paddle Impacting Concentric Columnar Shell

ZHENG Jin-song

(Institute of Medical Machine, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, Zhejiang, China)

**Abstract:** Based on the theory of impact dynamics, using the law of energy conversation, the physical model of experiment of plate paddle striking concentric cloumnar shell is obtained. The model of the simulant experiment, and reference of the security design of aeroengine are described too.

**Key words:** high impact; including experiment; impact load; aeroengine