

## 压力容器的声振时效——对声激振的探讨

苏明照 商景明

(国防科技大学航天技术系 长沙 410073)

**摘要** 根据振动时效对动应力分布的要求及压力容器的结构特点,通过对容器结构的固有频率、固有振型及其相应的动应力的分析,提出采用声激振来消除焊接残余应力以达到时效的目的,并在压力容器上成功地进行了声激振试验。

**关键词** 时效, 振动时效, 声激振, 固有频率, 振型

**分类号** O347.4, O426.4

## Time-Effect of Vibro-Acoustics on the Pressure-Vessel —The Investigation of Sound Excitation

Su Mingzhao Shang Jinming

(Department of Aerospace Technology, NUDT, Changsha, 410073)

**Abstract** The requirement of the time-effect of vibro-acoustics for the distribution of the dynamic stress and the structural characteristics of the pressure vessel are first explored. By analyzing its modal parameters and dynamic stress, a new method of sound excitation is given for eliminating the welding residual stress to achieve the time-effect. It is proved successful in practice.

**Key words** ageing, vibration ageing, audible excitation, free frequency, vibration form

金属工件的时效处理,最早用自然时效,然后发展到热时效。为了节能,近几十年发展起来的振动时效在国内外已被广泛应用,但压力容器仍采用耗能巨大的热时效处理方法。当前的振动时效设备很难用于压力容器——主要是激振频率太低。为把振动时效方法推广到压力容器上使用,本文对压力容器的振动激励问题进行了专门地探讨——声激励振动时效,简称声振时效。

# 1 振动时效对激振的基本要求

振动时效是用强迫振动的方法，激发工件产生足够的动应力，以引起使残余应力松弛所必须的塑性变形。其消除残余应力的程度与动应力的大小有关。当工件处于共振状态时可获得最大动应力，此时残余应力的降低效果最好。

当工件处于共振时，工件各截面上的动应力有其完全确定的关系。

以铰支等截面梁为例，图 1(a)是铰支梁的简图，研究振动与动应力的关系。梁是一具有分布参数的弹性体振动系统，其横向弯曲振动各阶固有频率由下式确定：

$$\omega_n = \frac{\pi^2 n^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI_x}{m_0}} \quad (1)$$

式中， $n=1, 2, 3, \dots$ ，为自由振动的阶数， $L$  为梁的长度， $EI_x$  为梁的弯曲刚度， $m_0$  为梁单位长度的质量。

图 1(b)是梁自由振动的前三阶振型；图 1(c)是对应于梁前三阶振型的弯矩；图 1(d)是对应于前三阶振型的计算简图。

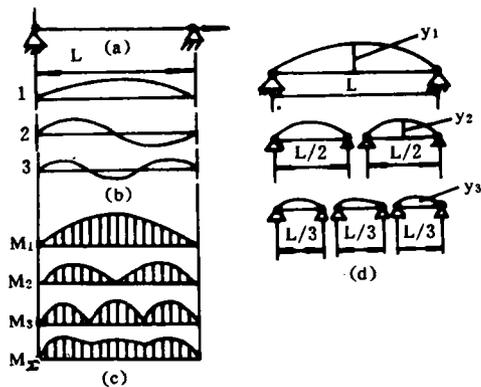


图 1 铰支梁的受力分析

为确定振动时梁中的动应力沿长度的分布规律，必须求出由于梁的质量惯性引起的剪力  $Q_x$  及弯矩  $M_x$ 。假定弯矩的分布与梁振动的振型曲线一致，并按正弦规律变化。现以近似梁的一阶振型曲线来说明梁承受的弯矩。从图 1 可以看出，所给出的计算简图不仅适用于第一阶振型，而且适用于其它阶振型。当梁处于高阶振动时，振型节线处允许截面转动而不存在弯矩，从而节线间各段可看做一基本的简支梁。这样，可把梁在有节线处断开，节线数等于半波数。每段跨长等于节线间距离。在跨中央处对应最大挠度（见图 1(d)）。

梁的连续分布质量引起的惯性力载荷  $P_x$  按下式规律变化（见图 2）

$$P_x = m_0 \omega^2 y_0 \sin \frac{\pi x}{L}, \text{ 或者 } P_x = P_0 \sin \frac{\pi x}{L} \quad (2)$$

式中  $\omega$  为振动的圆频率， $P_0 = m_0 \omega^2 y_0$  为梁跨中央惯性载荷的最大值。

相应一阶振型梁截面内的剪力为  $Q_x$ 。由于对称性，两个支反力相等。

$$A = B = \beta/2$$

式中  $\beta$  为作用在梁上载荷图形的面积。剪力沿梁长的分布为

$$Q_x = \frac{P_0 L}{\pi} \cos \frac{\pi x}{L} \quad (3)$$

弯矩沿梁长的变化规律为

$$M_x = \frac{P_0 L^2}{\pi^2} \sin \frac{\pi x}{L} \quad (4)$$

图 2(b)、(c)为梁的剪力  $Q_x$  及弯矩  $M_x$  图，最大剪力在梁的端点，最大弯矩在梁的跨

中。由材料力学知识,对于细长梁由剪力引起的剪应力将显著地小于由弯矩引起的法向应力值。把  $P_0$  及频率公式(取  $n=1$ )代入弯矩公式化简可得最大弯矩为

$$M_{\max} = \frac{y_0}{L^2} \cdot \pi^2 EI_x \quad (5)$$

则最大弯曲应力为

$$\sigma_n = \pm \frac{\pi^2 E h}{2} \cdot \frac{y_0}{L^2} \quad (6)$$

式中  $h$  为梁横截面高度。该式(6)说明,动应力  $\sigma_n$  与  $y_0$  和  $L$  有关。减小跨度  $L$ , 对应于梁的较高阶频率, 这时增加了半波数也就减小了半波长度(见图 1(b)(d))。如果保持  $\frac{y_0}{L^2}$  为常数, 则可在任何

一阶固有频率下, 激振都可得到第一阶固有频率激振时所达到的动应力。把工件置于高阶固有频率下激振对消除残余应力的优越性在于, 更密地配置了最大动应力的截面和均匀地分布塑性变形(见图 1(c))用高频激振的第二个优点可以减少工件的时效时间。时效处理时要尽量避开沿梁全长的零值动应力区。除梁端截面外(见图 1(c)  $M_x$ ), 可以预料到沿梁全长有最均匀的残余应力降低量。

## 2 压力容器的激振问题

以上所揭示的规律不仅适用于梁式结构, 也适用于其它形式的工件。下面就梁式压力容器和薄壁压力容器应采用何种激振方式提出看法。

所谓梁式压力容器是指容器的长度  $L$  与直径  $D$  之比大于 10; 所谓薄壁压力容器是指容器壳体的曲率半径与容器的壁厚  $\delta$  之比大于 50。

### 2.1 梁式压力容器

某些蒸压釜属于这种结构。把它当作自由梁激振进行振动时效处理, 有两个方面需要注意。

(1) 单方向多阶频率激振并不能满足动应力均匀化的基本要求

如图 3 所示, 当  $Z$  向激振时, 梁承受  $X$  方向的弯矩  $M_x$ 。如果取一阶振型两节点间一段为例, 则  $M_x$  如同前面所说的铰支梁一样分布如图 3(b) 所示。从图 3(c) 可以看到梁某一截面上的动应力分布,  $ab$ 、 $cd$  两段比  $ac$ 、 $bd$  两段上的动应力小得多。这就是说轴向任一截面容器壁上的残余应力消除得不均匀, 并且截面中性层处壁上的动应力等于零。显然对该类容器进行振动时效处理, 不能只取单方向激振, 必须至少要取相互垂直两个方向激振, 才会得到预期的振动时效效果, 再采用多阶频率激振, 可使轴向及

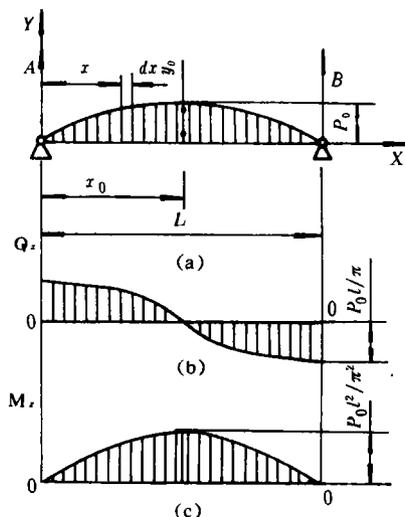
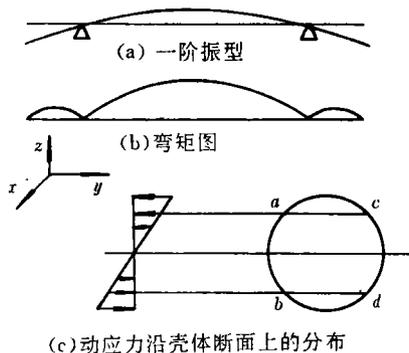


图 2 铰支梁分布受力示意图



(c) 动应力沿壳体断面上的分布

图 3 压力容器受力分析

垂直两个方向激振, 才会得到预期的振动时效效果, 再采用多阶频率激振, 可使轴向及

周向壳体的残余应力得到最大限度的消除或均匀化。

(2) 当前振动时效激振的专用设备机械式激振器,其最高频率为 166Hz (电机的额定转速为 10000 转/分)。该上限频率能否满足激振梁式容器结构的前三阶弯曲振动频率的要求,这就在制订时效处理工艺前通过计算或实测数据来回答。当然可采用电磁式振动台来做激振用,但成本高,使用也不便。

## 2.2 薄壁压力容器

实际上多数容器属于薄壁结构,一般不能当做梁来处理。理论上,当  $L/D$  大于 3.5 时,可按 Timoshenko 短梁来处理;当  $L/D$  小于 3.5 时,一般要当作壳体来处理。为了工程应用方便,我们把  $D/\delta$  大于 50 的短梁及壳体类容器,统称为薄壁压力容器结构。由于薄壁壳体一般不承受大的集中法向力,因此,它对安装具有较大集中力的振动时效装置受到了限制。另一方面,薄壁壳体的结构动态特性有其本身的特点。假定容器为圆柱形薄壳,它的固有振动频率比较密集。壳体母线方向均可以看作为简支梁,其最低固有频率一般发生在轴向半波数  $m=1$ ,对应于  $m$  的周向全波数  $n$  可以是几个。壳体的周向可当作圆环来处理。

图 4(a)、(b)、(c) 分别是  $n$  等于 2, 3, 4。这样可把圆环化成  $2n$  个简支梁来处理。

根据薄壁和封闭的容器结构特点,我们提出对大中型压力容器采用声激励振动时效处理技术。当薄壳本身的固有频率和声波频率相重合时,将产生共振。在共振状态下,薄壳可获得最大动应力,以达到消除残余应力的目的。

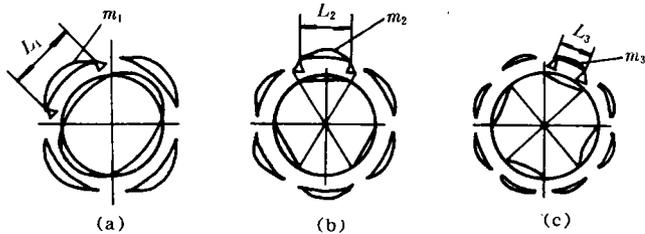


图 4 薄壁压力容器受力分析

当薄壳本身的固有频率和声波频率相重合时,将产生共振。在共振状态下,薄壳可获得最大动应力,以达到消除残余应力的目的。

## 3 声激励振动时效试验

试件是 16 锰钢经热轧成钢板,然后冷卷成直径 1400mm 圆筒,再经自动电弧焊焊接制成  $63\text{m}^3$  的贮罐。

贮罐形状由三部分组成:标准封头、圆筒段、平底。直径 1400mm,筒段长 1500mm,筒段壁厚为 10mm。平底中间有一安装声源的圆孔。贮罐材料为 16MnR。

根据薄壳及扁壳理论,由解析解得到了  $m$ 、 $n$  和频率值 (Hz),如下表所示。

阶数	2	3	4	5	6	7	8	9
1		214	182	157	195	254		
2	797	576	426	343	318	338	405	
3				928	875	846	843	918

由上表可以初步确定声振时效对该试件应该采用的频率程序:首先用  $\omega(1.5) = 157\text{Hz}$  共振激励,然后分别用  $\omega(2.6) = 318\text{Hz}$ ,  $\omega(3.8) = 843\text{Hz}$  共振激励。这种激励程序可使试件获得较均匀的动应力,对保证时效质量具有重要的作用。

图 5 是用锤击法求得的该容器试件的传递函数。从图上可以看出容器试件的固有频

率很密。通过频率扫描实际用的激振频率分别为  $\omega(1.5)=145\text{Hz}$ ,  $\omega(2.6)=330\text{Hz}$ ,  $\omega(3.8)=850\text{Hz}$ 。由此可见,通过计算得到的共振频率值与实际值是很接近的。这说明理论计算对选择激振频率具有重要的指导作用。

考虑到成本和使用的方便,采用了气笛声源。我们研制的气笛,频率可达到  $3000\text{Hz}$ ,频率连续可调,声功率根据需要可方便地进行调节。

在容器试件上粘贴了应变计,安装了加速度计,以便测定容器试件在声激励振动时效处理过程中,动应变和加速度的变化情况。当动应变或加速度的时间历程曲线随声振时间的增加而达到稳定不变时所用的时间,即为保证容器声振时效质量所需要的最优时间。该容器试件声激励振动时效处理了  $50\text{min}$ 。

采用盲孔钻削法,对贮罐声振时效处理前后进行了残余应力测量,以此作为贮罐声振时效处理效果的评估。从实测的残余应力情况看,声振时效能使残余应力均化,残余应力降低量在  $40\%$ 以上,与振动时效效果相当。

研究证明,用声激励完全可以替代常规的专用振动时效设备。这使声振时效来替代耗能巨大的热时效的技术条件已经成熟。声振时效质量除决定于所用的激励频率外,还与所用声功率的大小及声振时间的长短密切相关。

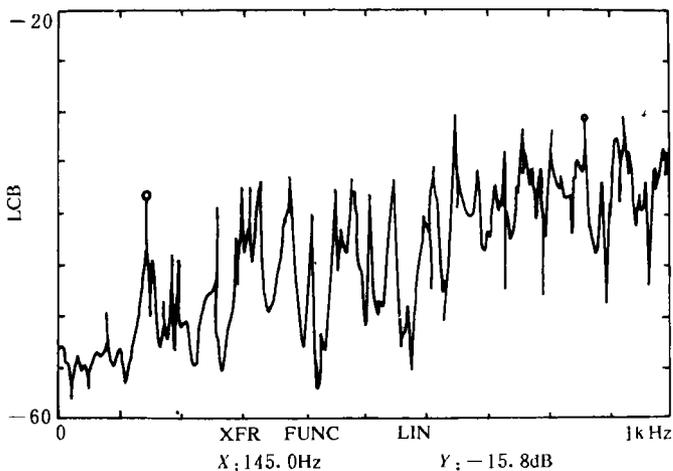


图 5 传递函数

## 参 考 文 献

- 1 诺沃日洛夫 B B 著;白鹏飞等译.薄壳理论.北京:科学出版社,1963
- 2 郑兆昌.机械振动(上册).北京:机械工业出版社,1980
- 3 Timoshenko S. Theory of Plates and Shells. Second Edition, 1959

(责任编辑 卢天贶)