

锥形凹模缩口力的理论计算与试验验证

胡成武¹, 罗文波², 彭炎荣²

(1. 株洲工学院机械系, 湖南株洲 412008; 2. 湘潭大学, 湖南湘潭 411005)

[摘要] 缩口力是导致薄壁筒形件缩口失稳的重要因素。为了提高缩口力的计算精度, M·B·斯德洛日夫和 E·П·翁克索夫综合考虑板厚变化、加工硬化及摩擦等因素的影响, 分别提出了圆筒形件缩口力的计算方法; 通过实例对该两种方法的计算结果进行了分析, 并与实验数据做了比较。结果表明, 两种方法的计算结果十分接近, 而且与实验数据相吻合。

[关键词] 缩口力; 理论计算; 试验验证

[中图分类号] TG381 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2005)06-0054-03

1 引言

金属收颈罐在包装工业中应用广泛, 如二片、三片易拉罐、喷雾罐等^[1]。关于金属收颈罐缩口的成形问题, 用工程解析法求解时, 一般都假定成形过程中毛坯厚度均匀、材料为理想塑性, 但求得的结果与实际情况不相符合^[2,3]。为了提高缩口力的计算精度, M·B·斯德洛日夫和 E·П·翁克索夫分别提出了求解圆筒形件缩口力的方法^[4,5]。为了验证这两种方法的真实性, 笔者通过实例计算, 与试验结果进行了分析比较。

2 不考虑板厚变化及硬化效应影响的缩口力

图1所示为筒形薄壁毛坯在锥形凹模内的缩口成形过程。设毛坯厚度为 t , 半径为 R_0 , 缩口后的半径为 r_0 (R_0, r_0 均为中性面半径), 凹模与毛坯之间的摩擦系数为 μ , 锥形凹模半锥角为 α 。

假设:

·忽略厚向应力的影响, 变形可视为平面应力状态;

·摩擦不改变其主轴方向, 板厚方向即为主方向之一。

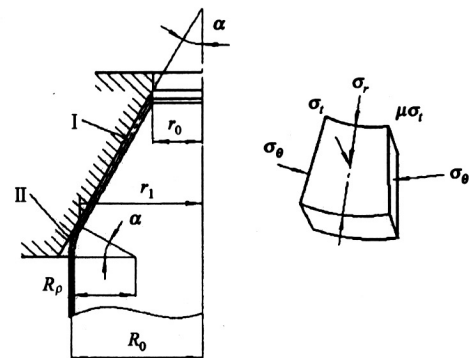


图1 缩口成形过程及变形区应力分布

Fig.1 Distribution of stress in deformation zone while necking

圆筒形件缩口变形区由两段组成: 在第 I 段内毛坯与凹模的圆锥型腔接触; 第 II 段毛坯不与凹模接触, 中心面弯曲半径为 R_0 的自由弯曲。不考虑板厚变化及硬化效应影响的锥形凹模缩口力的数学表达式为^[4]

[收稿日期] 2004-12-27; **修回日期** 2005-03-01

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目(20202012); 湖南省自然科学基金资助项目(04JJ6035)

[作者简介] 胡成武(1963-), 男, 湖南浏阳市人, 株洲工学院副教授, 研究方向为金属塑性成形理论

$$\sigma_{\rho\max} = -\sigma_s(1 + \mu \cot \alpha) \left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right) (3 - 2\cos \alpha) \quad (1)$$

3 考虑板厚变化及硬化效应的影响

考虑板厚变化与硬化效应的影响,求解缩口应力主要有两种的方法:一是M·B·斯德洛日夫方法^[4];二是E·Π·翁克索夫方法^[5]。

3.1 M·B·斯德洛日夫方法

1) 考虑硬化效应的影响 假设材料为线性硬化材料,即平均流动应力 $\sigma_s = \sigma_0 + D\bar{\epsilon}_\theta$,其中切向平均应变 $\bar{\epsilon}_\theta = 1 - \frac{r_0}{R_0}$ 。将平均流动应力 $\sigma_s = \sigma_0 + \frac{D}{2}\left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right)$ 代入式(1)即得

$$\sigma_{\rho\max} = -\left[\sigma_0 + \frac{D}{2}\left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right)\right](1 + \mu \cot \alpha) \cdot \left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right) (3 - 2\cos \alpha) \quad (2)$$

式中 D 为硬化模量。

2) 考虑厚度变化的影响 引入厚度变化假设,即毛坯缩口部分的最终厚度与半径 ρ 成线性关系。在缩口变形过程中毛坯厚度变化对缩口毛坯上的应力 $\sigma_{\rho\max}$ 的影响,可以采用在不考虑厚度变化的计算公式(2)中引入一个厚度影响系数 k 的办法,近似地予以考虑。将 $k = \frac{1}{2}\left[1 + \sqrt{\frac{R_0}{r_0}}\right]$ 引入式(2),即得到锥形凹模缩口力为

$$\sigma_{\rho\max 1} = -\frac{1}{2}\left[\sigma_0 + \frac{D}{2}\left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right)\right]\left[1 + \sqrt{\frac{R_0}{r_0}}\right] \cdot (1 + \mu \cot \alpha) \left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right) (3 - 2\cos \alpha) \quad (3)$$

3.2 E·Π·翁克索夫方法

1) 考虑厚度变化的影响 已考虑板厚变化的平衡方程为^[1]

$$\rho \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \sigma_\rho \left(1 + \rho \frac{dt}{t d\rho}\right) + \sigma_s(1 + \mu \cot \alpha) = 0 \quad (4)$$

式中已引入塑性条件 $\sigma_\theta = \sigma_s$,且 t 和 σ_s 为变量。

假设整个变形区均匀变厚,即厚度为

$$t = t_0 \sqrt{\frac{R_0}{\rho}} \quad (5)$$

于是式(4)变为

$$\rho \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \frac{\sigma_\rho}{2} + \sigma_s(1 + \mu \cot \alpha) = 0 \quad (6)$$

2) 考虑硬化效应的影响

假设材料为线性硬化材料,即平均流动应力

$$\sigma_s = \sigma_0 + D\bar{\epsilon}_\theta, \text{因切向平均应变 } \bar{\epsilon}_\theta = 1 - \frac{r_0}{R_0}, \text{故平均}$$

流动应力 $\sigma_s = \sigma_0 + \frac{D}{2}\left(1 - \frac{r_0}{R_0}\right)$ 。将此式代入式(6)得

$$\rho \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \frac{\sigma_\rho}{2} + \left[\sigma_0 + D \frac{R_0 - \rho}{R_0}\right](1 + \mu \cot \alpha) = 0 \quad (7)$$

利用边界条件 $\rho = r_0$ 时, $\sigma_\rho = 0$ 求得式(7)的解为

$$\sigma_\rho = -2(1 + \mu \cot \alpha) \left[\sigma_0 \left(1 - \sqrt{\frac{r_0}{\rho}}\right) + D \left[1 - \sqrt{\frac{r_0}{\rho}} + \frac{r_0}{3R_0} \sqrt{\frac{r_0}{\rho}}\right] - \frac{\rho}{3R_0} \right] \quad (8)$$

将 $\rho = R_0$ 代入式(8),并考虑由直变弯和由弯变直引起的应力附加值 $2\Delta\sigma_\rho$,即得

$$\sigma_{\rho\max 2} = -2(1 + \mu \cot \alpha) (3 - 2\cos \alpha) \cdot$$

$$\left\{ \sigma_0 \left[1 - \sqrt{\frac{r_0}{R_0}}\right] + D \left[\frac{2}{3} - \left[1 - \sqrt{\frac{r_0}{3R_0}}\right] \sqrt{\frac{r_0}{R_0}} \right] \right\} \quad (9)$$

4 缩口力计算值与实验结果的比较

将表1中的 σ_0 , R_0 , r_0 , D , α , μ 数据代入式(3)和式(9),分别求出 $\sigma_{\rho\max 1}$ 和 $\sigma_{\rho\max 2}$ 如表1所示。缩口实验分A, B, C三组进行,实验设备为300 kN和100 kN万能材料试验机。实验时不加润滑剂,其他实验条件和试验结果见表1。由表1可知,两种计算结果非常接近。与试验结果比较,两种理论计算值略偏大,其最大误差为11.7%,最小误差为3.37%,平均误差为6.23%。理论计算值偏大的原因是M·B·斯德洛日夫和E·Π·翁克索夫均采用了线性硬化假设,其流动应力 σ_0 比材料实际流动应力略偏大。

5 小结

1) 实例计算与试验结果表明,考虑板厚变化及硬化效应影响的两种计算结果十分接近,且与试验值相吻合。由此可见,两种计算方法均可用于缩口力的计算和冲压设备的选择。

2) 在求解缩口力时,M·B·斯德洛日夫是引入厚度影响系数 $k = \frac{1}{2}\left[1 + \sqrt{\frac{R_0}{r_0}}\right]$ 来处理板厚变

化的影响; E·Π·翁克索夫是用整个变形区厚度变化规律为 $t = t_0 \sqrt{\frac{R_0}{\rho}}$ 的假设来处理板厚变化的影响。而在处理硬化效应影响时, E·Π·翁克索夫是

沿变形区逐段求解, M·B·斯德洛日夫则是对无硬化影响的计算结果做最后修正, 方法相对简单。因此, M·B·斯德洛日夫方法更适合于工程应用。

表1 理论计算结果与试验值的比较

Table 1 The comparison of the theoretic evaluation and verification

试件 编号	试件 材料	加载历史	试件尺寸/mm			锥角 $\alpha/(\circ)$	μ	σ_0/MPa	D/MPa	实验值			计算值		
			$2R_0$	$2r_0$	t					$\sigma_{\rho\max}/\text{MPa}$	$\sigma_{\rho\max1}/\text{MPa}$	$\sigma_{\rho\max2}/\text{MPa}$			
A-1	T _{U2}	拉深后	84.20	64.60	1.50					147.8	150.4	152.5			
A-2		未退火	84.45	65.54	1.52	30	0.26	241	844	137.3	142.1	147.9			
A-3			84.05	63.65	1.49					152.8	164.6	165.4			
B-1	Q235	焊接后	73.10	60.45	3.05					134.7	143.2	143.8			
B-2		未退火	73.35	61.18	3.10	20	0.28	349	565	126.1	136.4	136.8			
B-3			73.12	59.90	2.92					140.8	150.8	151.1			
C-1	T _{U2}	拉深后	80.86	63.62	1.20					141.2	148.5	149.1			
C-2		未退火	80.65	62.95	1.18	20	0.26	257	788	148.2	154.4	154.5			
C-3			80.80	64.23	1.21					124.6	141.2	141.5			

注^[6]: 1. σ_0 从试件上取料, 采用单向拉伸确定 D , n 值后得出。2. 摩擦系数 μ 采用常规物理试验、无润滑剂的实验值。

参考文献

- [1] 胡成武, 邹安全, 姚齐水. 基于轴对称屈曲失稳的缩口力与临界缩口尺寸 [J]. 锻压技术, 2003, 28 (3): 14~17
- [2] 胡成武. 基于最小缩口力条件下的缩口凹模倾角 [J]. 锻压技术, 2004, 29 (2): 64~66
- [3] Kobayashi S. Approximate solution for perform design in shell nosing [J]. Int J Mach Tool Des, 1983, (23): 111~122
- [4] (苏) 斯德洛日夫 M B, 波波夫 E A. 金属塑性加工原理 [M]. 吉林工业大学锻压教研室译, 北京: 机械工业出版社, 1980
- [5] (苏) 翁克索夫 E Π, (英) 约翰逊 W, (日) 工藤英明. 金属塑性变形理论 [M]. 王仲仁, 汪涛, 贺毓辛译, 北京: 机械工业出版社, 1992
- [6] 余载强, 吴树迎, 牛风祥. 锥形凹模缩口应力场分析与缩口力计算 [J]. 锻压技术, 1998, 23 (2): 15~19

The Theoretic Evaluation and Verification for the Necking Force of the Cone-shaped Concave Die

Hu Chengwu¹ Luo Wenbo² Peng Yanrong²

(1. Zhuzhou Institute of Technology, Zhuzhou, Hunan 412008, China;

2. Xiangtan University, Xiangtan, Hunan 411005, China)

[Abstract] Necking force is the main failure factor to the unstability of the thin-wall cylindrical parts. In order to improve the calculation precision of the necking force, Сторожев and Унксов separately put forward two different calculation methods about the necking force of the thin-wall cylindrical parts which take into consideration the thickness changing, the hardening effect and the friction function. In this paper, the results of the two calculation methods are analyzed by example, and are compared with experimented data. The results of two calculation methods are close to each other, and tally with experimented data.

[Key words] necking force; theoretic evaluation; verification