

### 汽车桥壳复合液压胀形成形系数研究及力参量匹配

(燕山大学 秦皇岛 066004) 王连东 刘助柏  
(吉林工业大学 长春 130025) 李 初

摘要: 本文推导出管坯复合胀形应力平衡方程及极限成形系数的数学表达式, 求解了0.75t轻型车后桥壳复合液压胀形极限成形系数, 确定了成形力参量的匹配关系。理论研究为实际生产上确定复合胀形次数及其工艺参数提供了理论依据。

关键词: 汽车桥壳; 管坯; 复合液压胀形; 极限胀形系数  
中图分类号: TG316

### 1 前言

汽车桥壳液压胀形是一种新工艺技术<sup>[1,2]</sup>, 其与目前应用的板料冲压—焊接方法相比具有以下优点: 制成的桥壳无焊缝, 材料利用率高, 节能节材, 工艺简化, 生产率高, 成本低, 且提高零件的强度和重量。该工艺是指选择适当尺寸管坯进行几次端部缩径和中间复合液压胀形, 再配合其它工序最后制成整体桥壳。缩径工艺中, 变形区处于有利的三向压应力状态, 成形性能好。复合胀形工艺是指管坯中部液压胀形的同时, 其两端向内进给补料(图1), 目前, 该工艺的应用中尚存在一些理论与技术问题, 其中复合胀形极限系数的确定、复合胀形成形力参量的合理匹配是新工艺成败的关键。本文从管坯复合胀形工艺的应力、应变着眼, 基于其变形的平衡条件、塑性条件、应力—应变的本构关系, 推导出复合胀形应力平衡方程、复合胀形极限成形系数的数学表达式, 确定了成形力参量的匹配关系。

### 2 应力平衡方程

在管坯中间部分塑性变形区内截取单元体(见图1)。将力(拉应力取正值, 压应力取负值)向曲面的法线方向投影, 由平衡条件得到

$$p \cdot df_3 - 2\sigma_p \cdot df_2 \sin\left(\frac{d\beta}{2}\right) - 2\sigma_p \cdot df_1 \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = 0 \quad (1)$$

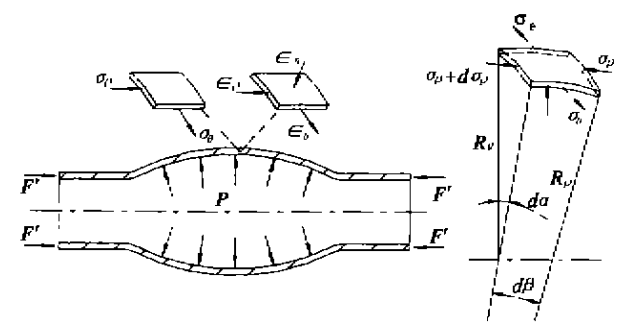


图1 管坯复合液压胀形  
Fig.1 Compound liquid bulge forming of tube blank

式中  $df_1 = tR_p \cdot d\beta$ ,  $df_2 = tR_v \cdot d\alpha$ ,  
 $df_3 = R_p R_v d\alpha \cdot d\beta$ ,

将  $df_1$ 、 $df_2$ 、 $df_3$  代入式(1), 并认为  $\sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = \frac{d\alpha}{2}$ ,  $\sin\left(\frac{d\beta}{2}\right) = \frac{d\beta}{2}$ , 则得到应力分量的平衡方程

$$\frac{p}{t} - \frac{\sigma_p}{R_p} - \frac{\sigma_p}{R_v} = 0 \quad (2)$$

式中  $R_p$ ——所截单元体处管坯径向剖面曲率半径  
 $R_v$ ——纬向剖面曲率半径(最大胀形处,  $R_v$  为管坯的半径)  
 $t$ ——单元体处管坯壁厚

### 3 管坯复合胀形极限系数

文献[3]认为: 管坯最大许用胀形系数用  $k = e^{d \cdot n}$  ( $n$  为管坯材料的硬化指数) 估算。实际生产上, 多数情况下管坯的极限胀形系数远小于该许用系数, 而有关其理论研究至今未见报导。本文推导了管坯复合液压胀形极限成形系数, 并探讨了其在汽车桥壳生产中的具体应用。

收稿日期: 2000-07-31; 修订日期: 2001-03-02

### 3.1 塑性条件

假定材料发生塑性变形时,符合 Mises 屈服准则<sup>[1,5]</sup>。复合液压胀形时,可近似认为质点处于平面应力状态,其塑性条件为

$$\sigma_{\theta}^2 - \sigma_{\rho}\sigma_{\rho} + \sigma_{\rho}^2 = S^2 \quad (3)$$

式(3)中, \$S\$ 为塑性变形过程中的流动应力,对于退火的低碳钢和低合金钢, \$S\$ 可用以下指数方程式<sup>[1]</sup>精确表示

$$S = B \epsilon^n \quad (4)$$

式中 \$B\$——与材料有关的常数

\$n\$——材料硬化指数

\$\epsilon\$——真实应变,即等效对数应变

\$B\$、\$n\$ 可根据抛物线型真实应力—应变曲线的经验方程<sup>[4]</sup>得到

$$n = \epsilon_b = \ln(1 + \delta) \quad B = \frac{S_b}{\epsilon_b^n} \quad S_b = \sigma_b(1 + \delta)$$

于是 
$$S = S_b \frac{\epsilon^n}{n^n} \quad (5)$$

式中 \$\sigma\_b\$——材料的强度极限

\$\delta\$——材料的延伸率

\$S\_b\$、\$\epsilon\_b\$——分别为材料拉伸真实应力—应变曲线上塑性失稳点处的真实应力与真实应变

质点的真实应变(即等效应变) \$\epsilon\$ 由纬向应变 \$\epsilon\_{\theta}\$、经向应变 \$\epsilon\_{\rho}\$、法向应变 \$\epsilon\_n\$ 确定<sup>[4]</sup>,有

$$\epsilon = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\epsilon_{\theta} - \epsilon_{\rho})^2 + (\epsilon_{\theta} - \epsilon_n)^2 + (\epsilon_{\rho} - \epsilon_n)^2} \quad (6)$$

令 \$\lambda = \frac{\epsilon\_{\rho}}{\epsilon\_{\theta}}\$, 则由体积不变条件得到

$$\epsilon_n = -(\epsilon_{\theta} + \epsilon_{\rho}) = -(1 + \lambda)\epsilon_{\theta}$$

于是 
$$\epsilon = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{1 + \lambda + \lambda^2} \epsilon_{\theta} = \lambda_1 \epsilon_{\theta}$$

式中 
$$\lambda_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{1 + \lambda + \lambda^2}$$

$$\epsilon_{\theta} = \ln \left( \frac{d_i}{d_{i-1}} \right)$$

\$d\_i\$——胀形后管坯中间部分最大胀形处的直径

\$d\_{i-1}\$——胀形前管坯中间部分的直径

### 3.2 应力—应变关系

假定复合胀形时,质点的应力与应变(忽略质点的弹性应变)之间关系符合塑性全量理论<sup>[3,5]</sup>,即认为塑性应变与应力偏量成比例,则有

$$\frac{\epsilon_{\rho}}{\sigma_{\rho}} = \frac{\epsilon_{\theta}}{\sigma_{\theta}} = \frac{\epsilon_n}{\sigma_n} \quad (7)$$

平均应力 \$\sigma\_m = \frac{\sigma\_{\rho} + \sigma\_{\theta} + \sigma\_n}{3}\$, 应力偏量 \$\sigma'\_i = \sigma\_i - \sigma\_m =

$$\frac{2\sigma_{\rho} - \sigma_{\theta}}{3}, \sigma'_n = \sigma_n - \sigma_m = \frac{2\sigma_{\theta} - \sigma_{\rho}}{3}$$

于是 
$$\lambda = \frac{\epsilon_{\rho}}{\epsilon_{\theta}} = \frac{\sigma'_{\rho}}{\sigma'_{\theta}} = \frac{2\sigma_{\rho} - \sigma_{\theta}}{2\sigma_{\theta} - \sigma_{\rho}} \quad (8)$$

由式(8)得到 \$\frac{\sigma\_{\rho}}{\sigma\_{\theta}} = \frac{1 + 2\lambda}{2 + \lambda}\$, 代入式(3)得

$$\sqrt{1 - \frac{1 + 2\lambda}{2 + \lambda} + \left(\frac{1 + 2\lambda}{2 + \lambda}\right)^2} \sigma_{\theta} = S_b > \frac{\lambda_1^n}{n^n} \left(\ln \frac{d_i}{d_{i-1}}\right)^n \quad (9)$$

令 \$\lambda\_2 = \sqrt{1 - \frac{1 + 2\lambda}{2 + \lambda} + \left(\frac{1 + 2\lambda}{2 + \lambda}\right)^2}\$, 因 \$\sigma\_{\theta} \leq S\_b\$, 则

由式(9)即可推导出复合胀形的极限成形系数

$$k_1 = \frac{d_i}{d_{i-1}} \leq e^{\frac{\sqrt{2}}{3}} = e^{0.471} \quad (10)$$

式(10)中, \$\lambda\_2 = \frac{\sqrt{2}}{3}\$。由以上推导过程知:

管坯复合胀形时,极限成形系数取决于材料的硬化指数 \$n\$、经向应变与纬向应变的比值 \$\lambda\$, 即 \$k\_1 = f

(\$n, \frac{\epsilon\_{\rho}}{\epsilon\_{\theta}}\$)。图2为20号碳钢(其物理参数为 \$\delta =

25%, \$n = \epsilon\_b = \ln(1 + \delta) = 0.2231\$)无缝钢管复合胀形时极限成形系数与应变比值 \$\lambda\$ 的关系。由式(8)知:经向应变与纬向应变的比值 \$\lambda\$ 与经向应力、纬向应力有关,取决于复合胀形时液体胀形压力与轴向推力的匹配关系。

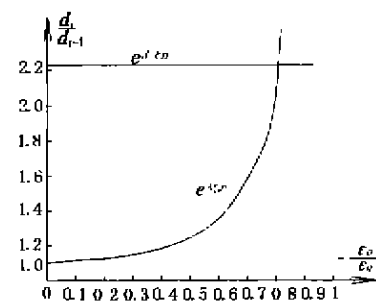


图2 极限胀形系数与应变比值 \$\frac{\epsilon\_{\rho}}{\epsilon\_{\theta}}\$ 的关系

Fig. 2 Relation between bulging limit coefficient and the stress ratio \$\frac{\epsilon\_{\rho}}{\epsilon\_{\theta}}\$

## 4 汽车桥壳复合液压胀形

### 4.1 极限系数求解

图3为汽车桥壳复合液压胀形,管坯两端已缩径部分近似处于单向压缩应力状态,轴向应力为

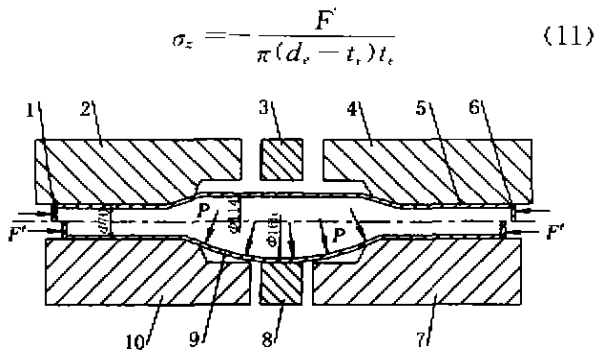


图3 汽车桥壳复合液压胀形

1、6-密封塞；2、4-上胀形模；3、8-控制模  
5、9-胀形管坯；7、10-下胀形模

Fig. 3 Compound liquid bulging of automobile axle housings

该区不允许发生塑性变形，应满足  $|\sigma_z| \leq S_e$ ，因此有汽车桥壳复合胀形时的约束条件：

$$F' \leq \pi(d_e - t_e)t_e S_e \quad (13)$$

式中  $d_e$ ——管坯减径后端部的外径

$t_e$ ——管端壁厚

$S_e$ ——管坯缩径部分的真实流动应力

$F'$ ——作用于端部管壁上的推力，数值上等于作用在密封塞外侧轴向力  $F$  与内侧液体反推力之差，即  $F' = F - \frac{\pi}{4}(d_e - 2t_e)^2 p$

管坯复合胀形时，最大胀形处横截面上的极限经向应力

$$\sigma_r = -\frac{F'}{\pi(d_i - t_i)t_i} + \frac{(d_i - 2t_i)^2}{4(d_i - t_i)t_i} p \quad (13)$$

极限经向应力

$$\sigma_r = -\frac{(d_e - t_e)}{(d_i - t_i)} \frac{t_e S_e}{t_i} + \frac{(d_i - 2t_i)^2}{4(d_i - t_i)t_i} p \quad (14)$$

式(14)中， $t_i$ 为最大胀形处管坯壁厚， $t_i$ 由下式确定

$$\epsilon_n = \ln \frac{t_i}{t_{i-1}} = -(1+\lambda) \epsilon_r = -(1+\lambda) \ln \frac{d_i}{d_{i-1}} \quad (15)$$

$$t_i = t_{i-1} \left( \frac{d_i}{d_{i-1}} \right)^{-(1+\lambda)}$$

基于管坯复合胀形的平衡条件(式(2))、塑性条件(式(3))、约束条件(式(12))以及应力—应变关系(式(8))，编制程序求解汽车桥壳复合液压胀形极限系数，程序框图如图4所示。下面以0.75t轻型车后桥壳(端部直径为 $\Phi 70\text{mm}$ ，中间部分最大直径为 $\Phi 220\text{mm}$ )液压胀形(图3)为例，确定其复合胀形极限系数。选用20号无缝钢管：材

料强度极限  $\sigma_s = 410\text{N}/(\text{mm})^2$ ，延伸率  $\delta = 25\%$ ；管坯初始直径  $d_0 = \Phi 114\text{mm}$ ，初始壁厚  $t_r = 4.5\text{mm}$ ；管端减径后，直径  $d_e = \Phi 70\text{mm}$ ，壁厚  $t_e = 7.1\text{mm}$ ， $S_e = 627.88\text{N}/(\text{mm})^2$ 。经解析求解，首次复合胀形极限系数  $k_1 = \frac{d_1}{d_0} = 1.6228$ 。此时，引入变量： $\lambda = -0.7098$ ， $\lambda_1 = 1.0289$ ， $\lambda_2 = 1.1962$ ， $\lambda_3 = 2.1697$ ；几何参数： $d_1 = \Phi 185\text{mm}$ ， $t_1 = 3.91$ ， $R_s = 339.5\text{mm}$ ；力参量： $\sigma_\theta = 512.5\text{N}/(\text{mm})^2$ ， $\sigma_p = -166.66\text{N}/(\text{mm})^2$ ， $p = 20.70\text{N}/(\text{mm})^2$ ， $S = 613.08\text{N}/(\text{mm})^2$ ， $F' = 880.9\text{kN}$ 。

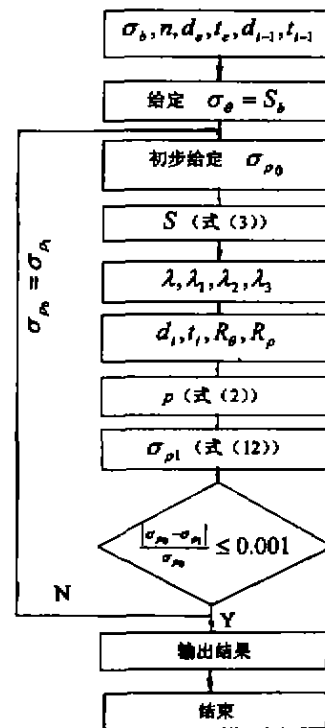


图4 复合胀形极限系数求解框图

Fig. 4 Frame sketch of calculating compound bulging limit coefficient

实际生产中，复合胀形系数取  $k_2 = (0.8 \sim 0.9) k_{\text{max}}$ 。现行生产试验中，该桥壳经两次复合液压胀形成形(胀形中，协调控制液体胀形压力  $p$  与轴向推力  $F'$ )，第一次胀形系数为  $k_1 = \frac{d_1}{d_0} = \frac{165}{114} = 1.4474$ ，第二次胀形系数  $k_2 = \frac{220}{165} = 1.3333$ 。

#### 4.2 复合液压胀形力参量匹配关系

由以上分析与推导结果知：管坯复合胀形极限成形系数与经向应力、纬向应力有关，后者取决于液体胀形压力  $p$  与轴向推力  $F'$  的匹配关系。实际生

产中,若液体胀形压力与轴向推力匹配不当,可能出现管坯胀裂、管坯起皱等缺陷。生产试验中,该0.75t轻型车后桥壳第一次胀形时力参量控制原则如下:

- ①选取经向应变与纬向应变的比值为 $\frac{\epsilon_e}{\epsilon_\theta} = \lambda = -0.7098$ ;
- ②确定 $\frac{\sigma_e}{\sigma_\theta} = \frac{1+2\lambda}{2+\lambda} = -0.3252$ ;
- ③由塑性条件确定 $\sigma_p, \sigma_b$ ;
- ④由平衡方程确定液体胀形压力 $p$ ;
- ⑤由式(14)确定轴向推力;
- ⑥绘制胀形中 $p, F'$ 变化曲线(实际应用中,用折线代替曲线),如图5所示

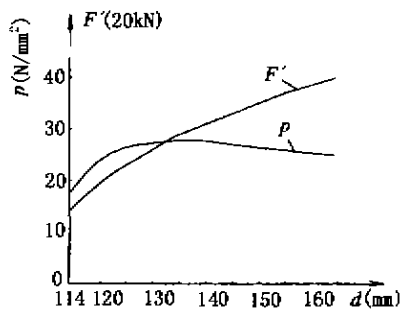


图5 复合液压胀形力参量匹配变化曲线  
Fig. 5 Force parameters matching curves of compound liquid bulging

## 5 结论

1) 本文推导出管坯复合液压胀形应力平衡方程及极限成形系数 $k_i = \frac{d_i}{d_{i-1}} = f(n, \frac{\epsilon_e}{\epsilon_\theta})$ , 该系数取决于管坯材料的硬化指数 $n$ 、经向应变与纬向应变的比值 $\frac{\epsilon_e}{\epsilon_\theta}$ , 并受管坯许用胀形系数的限制。

2) 求解了0.75t轻型车后桥壳液压胀形极限胀形系数。理论计算结果可以指导生产实践。

3) 确定了管坯复合胀形时液体压力 $p$ 与轴向推力 $F'$ 的匹配关系。

### 参考文献

- [1] Terumori Ueda. Differential Gear Casting for Automobiles by Liquid Bulge Forming Process—Part I, Sheet Metal Industries, 1983, 60 (3): 181~185
- [2] Terumori Ueda. Differential Gear Casting for Automobiles by Liquid Bulge Forming Process—Part II, Sheet Metal Industries, 1983, 60 (4): 48~56
- [3] 雷丽萍等. 汽车后桥壳的液压胀形工艺及模具设计. 金属成形工艺, 1996, 14 (2): 9~13
- [4] 汪大年. 金属塑性成形原理. 北京: 机械工业出版社, 1986: 92~94, 109~111, 120~132
- [5] 林治平. 锻压变形力的工程计算. 北京: 机械工业出版社, 1986: 57~58, 52~53

## STUDY ON FORMING COEFFICIENT AND FORCE PARAMETER MATCHING OF COMPOUND LIQUID BULGING AUTOMOBILE AXLE HOUSINGS

WANG Liang-dong LIU Zhu-bai  
(Yanshan University Qinhuangdao 066004)  
LI Reng  
(Jilin Industry University 130025)

**Abstract:** In this paper, the stress equilibrium equation and the limit coefficient mathematics function of compound liquid bulge forming tube blank are deduced. The limit coefficient of compound bulging a 0.75 ton light freight-capacity truck axle housings is calculated. The matching relation between force parameters is determined. A theoretical basis is provided for determining compound bulge forming times and technology parameter of each bulging production.

**Key words:** automobile axle housings; tube blank; compound liquid bulging; limit bulging coefficient