

静液挤压筒套装过程应力分布规律

张伟伟¹, 王小松¹, 苑世剑¹, 杨 波¹, 高贵麟², 尹洪玉²

(1. 哈尔滨工业大学 材料科学与工程学院, 150090 哈尔滨; 2. 一汽轿车股份有限公司, 130012 长春)

摘 要: 为了提高静液挤压筒的承载能力, 采用组合筒热套装结构对内筒施加预紧力, 并采用有限元分析的方法对组合筒(内筒内径 80 mm, 外筒外径 290 mm)套装尺寸与套装过盈间隙的匹配关系进行详细分析, 研究了不同内筒与外筒壁厚组合与套装过盈间隙之间的关系, 给出了应力沿组合筒壁厚方向分布的情况。结果表明: 对于不同内筒与外筒的壁厚组合, 等效应力的最大值都是随着过盈量的增加, 先降低后升高; 无论是内筒还是外筒, 等效应力均在内壁处最大, 随着内筒壁厚的增加, 内筒内壁的等效应力逐渐提高, 外筒内壁的等效应力逐渐降低; 热套装后内筒环向受压应力, 外筒环向受拉应力; 承载后, 内筒处由内压引起的环向拉应力被套装过程产生的环向压应力所抵消; 当套装过盈间隙为 0.15 mm, 内筒壁厚为 35 mm 时, 内筒内壁和外筒内壁等效应力数值基本一致, 等效应力最低。

关键词: 挤压筒; 热套装; 过盈间隙; 应变测试

中图分类号: TP394

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2014)09-0031-05

Stress distribution of sleeve structure applied in hydrostatic extrusion cylinder

ZHANG Weiwei¹, WANG Xiaosong¹, YUAN Shijian¹, YANG Bo¹, GAO Guilin², YIN Hongyu²

(1. School of Materials Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, 150090 Harbin, China;

2. FAW Car Co., Ltd., 130012 Changchun, China)

Abstract: To increase the carrying capacity of hydrostatic extrusion cylinder, sleeve structure was used to offer pre-stress on the inner cylinder by heat interference fit. The stress distribution along the thickness and relationship between thickness combinations and interference gap were studied by finite element method during design of sleeve structure applied in hydrostatic extrusion cylinder. The results show that, for any thickness combinations, as the interference gap increased, the maximum value of equivalent stress first increased and then decreased. The maximum value of equivalent stress located at the inner surface for both inner cylinder and outer cylinder, and as the thickness of inner cylinder increased, the value of equivalent stress at inner surface of inner cylinder increased and that at the inner surface of outer cylinder decreased. In the circle direction sleeve structure leads to compressive stress on the inner cylinder and tensile stress on the outer cylinder. After full loading for inner cylinder, tensile stress caused by internal pressure in the circle direction was offset by pre-stress. When the interference gap and thickness of inner cylinder were 0.15 mm and 35 mm respectively, the value of equivalent stress at inner surface of both inner cylinder and outer cylinder were the same and lowest.

Keywords: hydrostatic extrusion cylinder; sleeve structure; interference gap; strain gauges measurement

收稿日期: 2013-11-23.

基金项目: 高档数控机床与基础制造装备科技重大专项基金资助项目(2011ZX04001-011).

作者简介: 张伟伟(1985—), 男, 博士研究生;
苑世剑(1963—), 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 王小松, hitxswang@hit.edu.cn.

静液挤压工艺采用液体作为压力介质, 坯料处于很高的三向压应力作用下, 使得坯料在挤压前没有普通挤压的镦粗阶段, 变形相对比较均匀, 提高材料的工艺塑性, 并取得较大的一次变形量, 大幅度改善制品的微观组织和力学性能^[1-3]. 同时

由于高压液体的润滑效果,使得挤压模具和工件之间的摩擦降低,尤其是在挤压模具和坯料之间形成液体动力润滑状态,二者之间的摩擦就会降低到最低限度,而坯料和挤压筒之间完全没有摩擦,因此大大减轻了产品表面的受剪的应力状态,避免了一般挤压过程的表面缺陷^[4-6].基于以上优点,静液挤压技术十分有利于脆性较大的金属材料及金属基复合材料的变形加工,但是静液挤压过程对模具及其密封结构要求极为严格^[5].

挤压筒是静液挤压的关键零件,冷静液挤压时,工作压力可高达 1 500 MPa,因此必须合理设计挤压筒结构.通常挤压筒在内压作用下,最薄弱区域是圆筒内壁,在该处有代数值最小(绝对值最大)的径向压应力 σ_r 和最大的环向拉应力 σ_θ .随着内压的增加,厚壁筒形件内的应力持续增加,当应力分量的组合达到某一数值时,会首先在内壁发生塑性变形.采用增加壁厚的方式可以提高其承载能力,但承载能力的提高是有限的.

文献[7-8]指出,对于单层挤压筒来说,当外径在内径的 3 倍范围内,可以通过增加筒体的壁厚来提高单层筒的承载能力.若超出这个范围继续增加壁厚,对筒体承载能力的影响较小,而质量增加很快,且环向应力沿壁厚方向分布及其不均匀.例如,将外径从内径的 2 倍增加到 4 倍,其质量增加了 4 倍,内壁与外壁的环向应力比增加了 2.4 倍,而承压能力只增加 25%,材料潜能没有被很好利用,继续增加壁厚,材料利用将更低.工程中为提高挤压筒的强度以及使用寿命,通常采用双层或者多层筒加热套装或钢丝缠绕而产生预紧力的形式,来有效提高其承载能力.

关于组合挤压筒的弹塑性受力分析以及最优组合筒的组合尺寸和套装间隙的选取,在很多弹塑性力学的文献中都有详细的推导和论证,并给出最优配合尺寸和配合间隙下的应力应变分布规律.对于任意套装尺寸和套装过盈间隙下的应力表达式复杂,不易清晰的表达应力沿筒壁分布规律,同时理论推导基本模型是无限长厚壁筒,同一半径的筒面上应力在任意位置分布是均匀的;实际热套装以及承压过程由于端部边界条件的存在,传热和应力分布都是不均匀的,这一点在理论模型中都被忽略掉.本文利用商业有限元分析软件 ABAQUS,对不同壁厚的双层挤压筒在不同套装间隙下热装配后的受力状态以及承载时受力状态进行有限元分析,在许用应力范围内,给出合理的套装尺寸和套装过盈间隙范围.

1 套装组合筒有限元模型

1.1 材料与尺寸

挤压筒整体结构示意图如图 1 所示.主体是内筒、外筒、端部结构等组成部件,是轴对称结构.内筒内径为 80 mm,外筒外径为 290 mm,计算时液体最高压力选为 400 MPa.挤压筒材料为 42CrMo,弹性模量是 210 GPa,泊松比为 0.3,热膨胀系数 0.011m/K.文献[9]针对不同热处理工艺下的 42CrMo 模具钢的力学性能做了细致研究,在 850 ℃ 淬火后 550 ℃ 进行回火,其屈服强度达到 930 MPa,文献[7]曾指出对于韧性材料组合筒安全系数选取 1.5~1.7,故许用应力为 550 MPa.内筒与外筒的壁厚以及套装过盈间隙组合即有限元模拟方案如表 1 所示.

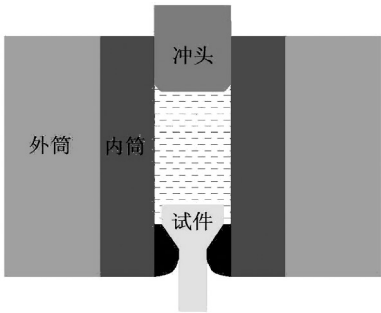


图 1 静液挤压筒

表 1 有限元模拟方案

mm				
内筒与外筒壁厚组合				
30/75	35/70	40/65	45/60	50/55
内筒与外筒套装过盈间隙				
0.10	0.15	0.20	0.25	0.30

1.2 建模与设置

本文重点考虑套装挤压筒内壁与外壁不同匹配以及套装过盈间隙对挤压筒承载时应力分布的影响.由于几何和载荷的对称性,取 1/4 模型进行分析,如图 2 所示.有限元过程可以分为:1) 将外筒加热到 220 ℃;2) 是外筒冷却,温度降低至室温 20 ℃,此时在接触表面产生套装应力;3) 是在内筒内表面施加 400 MPa 内压力.

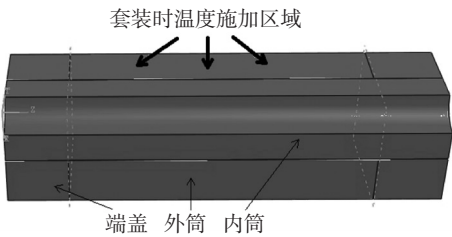


图 2 有限元模型

2 套装组合筒承压过程有限元分析

有限元分析方案如表 1 所示,重点研究不同内筒和外筒壁厚组合,以及不同套装过盈间隙条件下,等效应力沿壁厚方向的分布规律。

表 2 所示为不同套装过盈间隙与不同内筒和外筒壁厚组合时,组合筒等效应力最大值。图 3 所示为不同内筒和外筒壁厚组合时,等效应力最大值随套装过盈间隙变化关系。从图 3 中可以得到以下规律:在任何一组内筒和外筒的壁厚组合下,等效应力的最大值都是随着过盈量的增加,先降低后升高;对于不同的内筒和外筒的壁厚组合,随着内筒壁厚的增加,曲线极点所对应的套装过盈间隙也逐渐增大,但均在 0.15~0.20 mm 范围内,变化幅度较小;当套装过盈间隙小于 0.20 mm 时,所有内筒和外筒壁厚组合条件下,等效应力的最大值均在许用应力范围内;当套装过盈间隙在 0.15 mm 时,内筒壁厚为 35 mm 与外筒壁厚为 70 mm 的套装组合,等效应力最低。

表 2 不同套装过盈间隙与不同内筒和外筒壁厚组合时,组合筒 Mises 应力最大值 MPa

过盈尺寸/ mm	内筒和外筒壁厚组合/mm				
	30/75	35/70	40/65	45/60	50/55
0.10	498	506	517	524	538
0.15	456	434	447	462	481
0.20	552	530	504	493	489
0.25	651	626	598	586	583
0.30	747	731	692	687	685

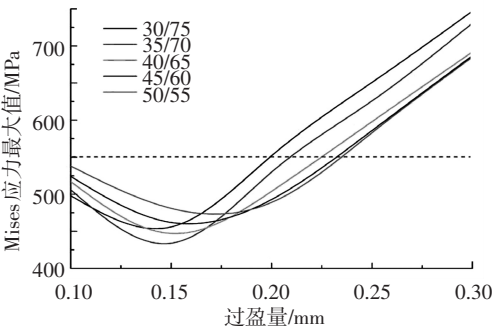


图 3 不同内筒和外筒壁厚组合时,Mises 应力最大值随套装过盈间隙变化关系

图 4 所示为套装过盈间隙 0.15 mm,不同内筒和外筒壁厚组合时,等效应力沿壁厚方向分布曲线。从图 4 中可以得到以下规律:无论是内筒还是外筒,等效应力均在内壁处最大,且沿着壁厚方向逐渐减低;随着内筒壁厚的增加,外筒壁厚的减小,内筒内壁的等效应力逐渐提高,外筒内壁的等效应力逐渐降低;当内筒壁厚等于 35 mm 时,内筒内壁和外筒内壁等效应力数值基本一致,当内压继续增大时,同时满足强度条件;当内筒壁厚小于 35 mm,

等效应力最大值出现在外筒内壁;当内筒壁厚大于 35 mm,等效应力最大值出现在内筒内壁。

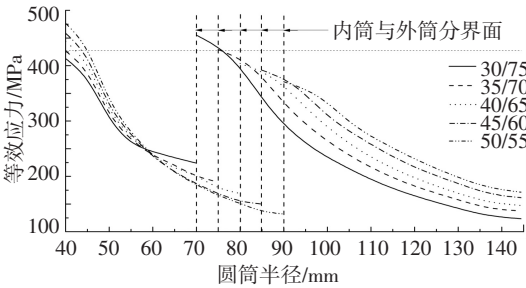


图 4 套装过盈间隙 0.15 mm,不同内筒和外筒壁厚组合时,等效应力沿壁厚方向分布曲线

当外筒温度从 220 ℃ 降到 20 ℃ 时,在接触表面上产生外层筒受拉、内套受压的初始应力。图 5 所示为套装过盈间隙 0.15 mm,内筒壁厚为 35 mm 时,热套装后与承载后环向应力沿壁厚方向分布情况。

从图 5 中可以看出,热套装后内筒环向受压应力,最大环向压应力位于内筒内表面,为 -304 MPa,压应力沿壁厚方向逐渐降低;外筒环向受拉应力,最大环向拉应力为外筒内表面,为 203 MPa,拉应力也是沿壁厚方向逐渐降低。内外筒热套装后,在内筒内壁施加 400 MPa 的径向压力。由内压力引起的环向拉应力首先被套装过程产生环向压应力所抵消,承载后内筒的内壁环向受拉应力,内筒外壁环向受压应力,最大拉应力和最大压应力分别为 108 MPa 和 -76 MPa;外筒环向受拉应力,最大环向拉应力为外筒内表面,为 327 MPa,拉应力也是沿壁厚方向逐渐降低。

通过对不同的内外筒尺寸以及套装过盈间隙的组合进行有限元分析,得到了应力极值分布规律以及沿壁厚方向的分布情况。对于本文所研究的组合筒,在内筒内径 ($r = 80$ mm) 和外筒外径 ($r = 290$ mm) 确定的前提下,有限元分析结果表明:当套装过盈间隙为 0.15 mm,内筒壁厚为 35 mm 时,组合筒的等效应力极值最低,应力沿壁厚方向变化平缓,且内筒内壁和外筒内壁处等效应力数值基本相同,即同时满足强度条件和屈服条件。

3 挤压筒套装理论解析过程

为说明上述参数选取的合理性,在弹性力学范围内,对套装组合筒进行解析^[10-11],组合套筒示意图如图 6 所示。设组合筒内半径为 a ,外半径为 c ,套装后分层半径 b ,过盈量 δ ;套装后可以承受大小为 p_1 的内压作用,在 $r = b$ 处由于套装作用所产生的压力为 p ;则内筒同时承受内压 p_1 与外压 p 的作用,而外筒只承受内压 p 作用。

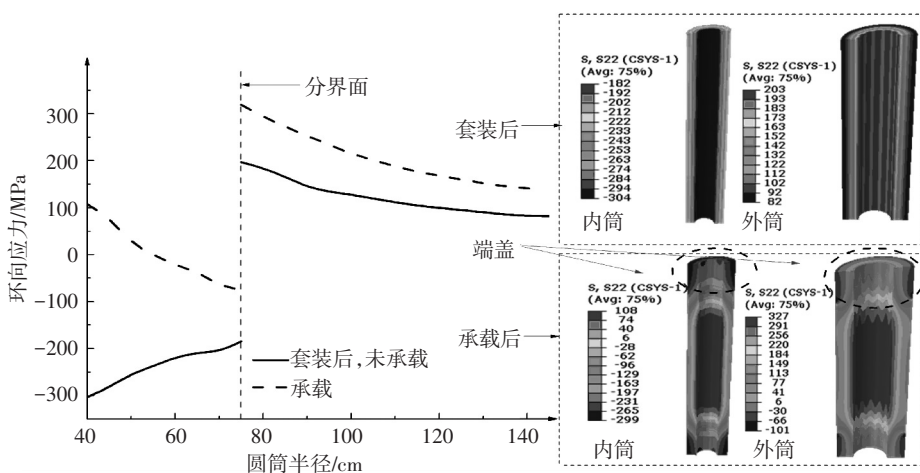


图 5 套装过盈间隙 0.15 mm, 内筒壁厚为 35 mm 时, 热套装后与承载后环向应力沿壁厚方向分布情况

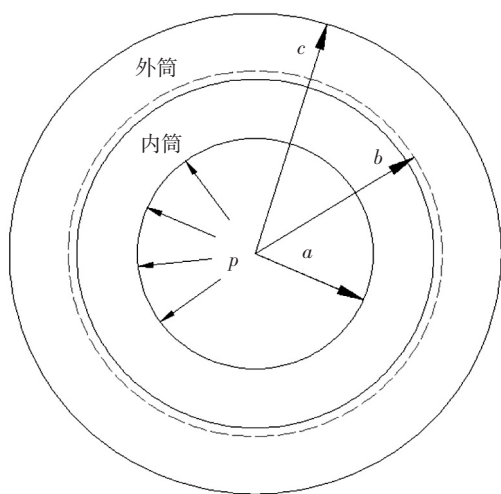


图 6 组合筒结构

为使内筒与外筒同时达到强度条件或者屈服条件, 内筒在 $r=a$ 处和外筒在 $r=b$ 处的等效应力数值是相等的。对于内筒来说, 根据厚壁筒弹性阶段的应力分量为

$$\sigma_r = \frac{a^2 b^2 (p - p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} + \frac{p_1 a^2 - p b^2}{b^2 - a^2},$$

$$\sigma_\theta = -\frac{a^2 b^2 (p - p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} + \frac{p_1 a^2 - p b^2}{b^2 - a^2}.$$

等效应力表达式为

$$\sigma_\theta - \sigma_r = \frac{2(p_1 - p)b^2}{b^2 - a^2}. \quad (1)$$

同理, 外筒应力分量以及等效应力的表达式为

$$\sigma_r = \frac{p a^2}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right), \quad (2)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p a^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right), \quad (3)$$

$$\sigma_\theta - \sigma_r = \frac{2pc^2}{c^2 - b^2}. \quad (4)$$

由式(1)和式(4)联立可以得到套装压力为

$$p = \frac{b^2(c^2 - b^2)p_1}{b^2(c^2 - b^2) + c^2(b^2 - a^2)}.$$

等效应力可以写成

$$\sigma_\theta - \sigma_r = \frac{2b^2 c^2 p_1}{b^2(c^2 - b^2) + c^2(b^2 - a^2)}.$$

为了使内筒 $r=a$ 处和外筒 $r=b$ 处均有较小等效应力值, 从而是弹性极限压力提高。在内径 a 和外径 c 固定的情况下, 将 b 看做变量, 并取 $f = \sigma_\theta - \sigma_r$, 令 $df/db = 0$, 便可以求得 f 为最小时的 b , 由此可得

$$b = \sqrt{ac}. \quad (5)$$

将 b 代入 p 的表达式, 得到内筒内壁与外筒内壁同时达到屈服条件时的套装压力与工作压力之间的关系为

$$p = p_1/2.$$

上式表明, 若套装压力为工作压力的 1/2, 则可保证等效应力最小。套装压力的大小可由过盈量 δ 来确定, 圆筒在套装中轴向应力为零, 即 $\sigma_z = 0$, 可按平面应力来考虑。将 $r = \sqrt{ac}$ 及内压为 p_1 、外压为 p 代入平面应力状态下的位移分量表达式中, 得到内筒与外筒的径向位移量为

$$u_1 = \frac{\sqrt{ac}}{2E_1} p_1 \frac{(3a - c) + \mu(c - a)}{c - a},$$

$$u_2 = \frac{\sqrt{ac}}{2E_2} p_1 \frac{(a + c) + \mu(c - a)}{c - a}.$$

由于变形后在 $r=b$ 处两筒紧密结合在一起, 因此两筒的位移之差即为初始过盈量 δ , 当内筒与外筒的材料相同, 则

$$\delta = u_2 - u_1 = \frac{\sqrt{ac}}{E} p_1. \quad (6)$$

为了实现套装,外筒需要升高的温度为

$$\Delta T \geq \frac{\delta}{b\alpha}.$$
 (7)

根据式(5)~(7)可得出组合筒的最优套装分层半径为 76.2 mm,理论的内筒外径 76.195 mm,最优套装过盈间隙为 0.145 mm,为了实现套装,外筒温度需至少升高到 173 ℃.

有限元分析过程得到的合理参数组合(即内筒壁厚为 35 mm,内筒外径为 75 mm,套装过盈间隙为 0.15 mm)与理论解析得到的最优参数组合基本一致.

从式(1)、(4)、(7)可以得出:增大套装过盈间隙可以增大套装面的接触压力,从而增大外筒内表面的等效应力、降低内筒内表面的等效应力;同时,增大内筒壁厚可以增大内筒内表面等效应力而减低外筒外表面的等效应力.结合以上理论分析及其数值模拟结果,可以得出在安全系数允许的范围内可以降低套装过盈间隙并增大内筒壁厚或者选用屈服强度更高的材料作为内筒.

4 套装挤压筒筒加载测试

采用 TS3890 型静态应变测量处理仪,对有限元分析过程得到的合理参数组合(即内筒壁厚为 35 mm,套装过盈间隙为 0.15 mm)进行测量,应变测量点位置及仪器如图 7 所示,测量时内压力为 240 MPa,测量结果如表 3 所示.从表 3 中可以看出,应变测量结果与有限元分析基本吻合.



图 7 应变测量点位置及仪器示意

表 3 内压 240 MPa 时挤压筒外表面实测值

测量位置点	环向			轴向		
	应变值/10 ⁻⁶	应力值/MPa	有限元分析应力值/MPa	应变值/10 ⁻⁶	应力值/MPa	有限元分析应力值/MPa
1	340	76.1	101.2	-35	15.5	14.2
2	545	117.8	116.3	-117	10.7	5.8
3	616	134.3	115.2	-116	15.9	6.7
4	460	100.0	104.5	-90	11.1	14.5

5 结 论

1)等效应力的极值都是随着过盈量的增加,先降低后升高;当套装过盈间隙为 0.15 mm,等效应力极值最低.

2)等效应力沿着壁厚方向逐渐减低.随着内筒壁厚的增加,内筒内壁的等效应力逐渐提高,外筒内壁的等效应力逐渐降低.

3)热套装后内筒环向受压应力,外筒环向受拉应力,沿壁厚方向数值逐渐降低;承载后内筒的内壁环向应力被抵消,外筒受环向拉应力增大;当套装过盈间隙在 0.15 mm,内筒壁厚等于 35 mm 时,内筒内壁和外筒内壁等效应力数值基本一致.

4)有限元分析结果得到了理论简化模型以及实验应力测试的佐证.

参考文献

[1] ASM handbook committee. Metals handbook: Vol14 forming and forging [M]. 9th ed. Ohio: American Society for Metals, 1993.

[2] ALTAN T, NGAILE G, SHEN G S. Cold and hot forging, fundamentals and applications [M]. Ohio: ASM International, 2004.

[3] ALTAN T, TEKKAYA A E. Sheet metal forming-fundamentals[M]. Ohio: ASM International, 2012.

[4] 王仲仁, 张琦. 省力与近均匀成形——原理与应用 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2010.

[5] 西原正夫. 静液挤压技术 [M]. 吴建常, 张清伏, 译. 北京: 国防工业出版社, 1988.

[6] 王仲仁. 塑性加工力学基础 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1989.

[7] 颜永年, 俞新陆. 机械设计中的预应力结构 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.

[8] 王仲仁, 苑世剑, 胡连喜, 等. 弹性与塑性力学基础 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2007.

[9] 陈俊丹, 莫文林, 王培, 等. 回火温度对 42CrMo 钢冲击韧性的影响[J]. 金属学报, 2012;48(10):1186-1193.

[10] HILL R. The mathematical theory of plasticity [M]. Oxford: Oxford University Press, 1983.

[11] JOHNSON W, MELLOR P B. Plasticity theory [M]. New York: Van Nostrand Reinhold, 1973.

(编辑 张 红)