

管坯镦锻变形工艺参数的分析

魏磊 郭学堂 陈涛 王永新

(中原油田机械制造总厂 濮阳 457001)

俞彦勤

(华中科技大学)

摘要: 根据管料镦锻时的单位变形力, 分析了单位变形力中各个参数的影响, 得出单位变形力与参数之间的解关系图, 最后确定了变形时的最佳工艺参数及最短芯轴长度。所得结论对制订管制件镦锻变形工艺及模具设计有一定的指导意义。

关键词: 管料 镦锻 变形功率 上限法

0 前言

在文献[1]中, 笔者通过上限法原理求得管料镦锻时的单位塑性变形力, 在实际设计模具时, 不仅需要确定单位塑性变形力, 而且应了解各种因素对单位塑性变形力的影响。本文在文献[1]的基础上, 通过对变形工艺参数的分析, 得出了各种因素对单位塑性变形力的影响, 并对镦锻变形工艺参数进行优化设计。

1 变形工艺参数分析

对于给定的一组工艺参数而言, 文献[1]中求出了单位变形力 P 与应力 s_s 的关系式:

$$\frac{p}{s_s} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} + \ln c + \frac{1-b+m_2(c-1)}{a} + \frac{m_1 ab f + b \ln b^2}{1-b^2} + \frac{2a(1+b+b^2)(2f^2 - 2af^2 + 1)}{3(1-b)(1+b)^2} \right] \quad (1)$$

式中, f 是一伪独立参数, 它是特定的。为求最佳上限解, 可根据极值原理^[2], 对伪独立参数 f 微分, 并令 $\partial(p/s_s)/\partial f = 0$, 可求得 (p/s_s) 为最小值时伪独立参数 f 的最佳值 f_{opt} :

$$f_{opt} = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{3 m_1 (1+b)b}{4 (1+b+b^2)} \right] \quad (2)$$

将式(2)代入文献[1]中的式(1), 即得单位变形力的最佳上限解 p_{opt} 与塑性流动应力 s_s 的比值为

$$\frac{p_{opt}}{s_s} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} + \ln c + \frac{1-b+m_2(c-1)}{a} + \frac{m_1 a f_{opt} b + b \ln b^2}{1-b^2} + \frac{2a(1+b+b^2)(2f_{opt}^2 - 2af_{opt}^2 + 1)}{3(1-b)(1+b)^2} \right] \quad (3)$$

1.1 芯轴与内壁间的摩擦 m_1 对伪独立参数 f 的最佳值 ϕ_{opt} 的影响

由式(2)知,管坯的初始内外径之比 $b = r_0 / R_0$ 一定时,伪独立参数 f 的最佳值 ϕ_{opt} 只与芯轴与管坯内壁间的摩擦 m_1 有关,且它们之间成线性比例关系。假定管坯的初始内外径之比 $b=0.7$,以此参数值为例,则 ϕ_{opt} 与 m_1 之关系如图 1 所示。由图可知,伪独立参数 f 的最佳值 ϕ_{opt} 随着芯轴与内壁间的摩

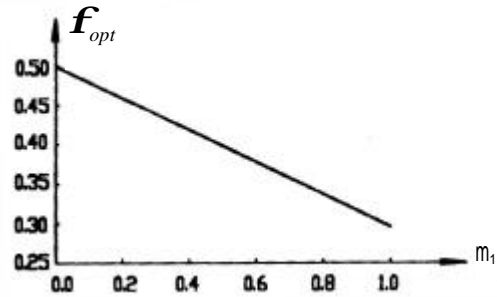


图 1 ϕ_{opt} 与 m_1 关系图

擦 m_1 的增大而减小。所以若要减小 ϕ_{opt} 的值,可适当增大芯轴与内壁间的摩擦 m_1 ,这样就可以有效地防止管坯内径产生凹陷。

1.2 管坯的初始内外径之比 $b = r_0 / R_0$ 对伪独立参数 f 的最佳值 ϕ_{opt} 的影响

由(2)式知,对于给定的管坯与内壁间的摩擦 m_1 ,伪独立参数 f 的最佳值 ϕ_{opt} 只与管坯的初始内外径之比 $b = r_0 / R_0$ 有关,且它们之间成非线性关系。假定管坯与内壁间的摩擦 $m_1 = 0.3$,则 ϕ_{opt} 与 $b = r_0 / R_0$ 之关系如图 2 所示。由图知, f 的最佳值 ϕ_{opt} 值随着 b 的增大而缓慢地成曲线减小。比较图 1 和图 2 知,参数 m_1 和 b 对 f 的最佳值 ϕ_{opt} 值的影响程度是不一样的,从两曲线的斜率可以看出,管坯与内壁间的摩擦 m_1 对 f 的最佳值 ϕ_{opt} 的影响比管坯的初始内外径之比 $b=r_0/R_0$ 对它的影响更大。

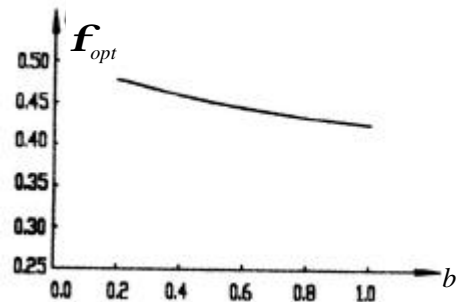


图 2 ϕ_{opt} 与 b 关系图

1.3 管坯与内壁间的摩擦 m_1 对单位变形力 P_{opt} / σ_s 的影响

根据(3)式,假定管坯与凹模间的摩擦 $m_2=0.3$,管坯的初始内外径之比 $b=0.7$,镦粗前后外径比 $c=1.25$,镦粗后管坯高与镦粗前管坯半径比 $a=3$ 的情况下,单位变形力 P_{opt} / σ_s 与管坯与内壁间的摩擦 m_1 成如图 3 所示的非线性关系。由图知,单位变形力 P_{opt} / σ_s 随着管坯与内壁间的摩擦 m_1 的增大而增大。这是由于随着管坯与内壁间的摩擦 m_1 的增大,芯轴在往前运动的过程中所受的阻力增大,克服阻力需要更大的变形力,因而单位变形力 P_{opt} / σ_s 就增大。

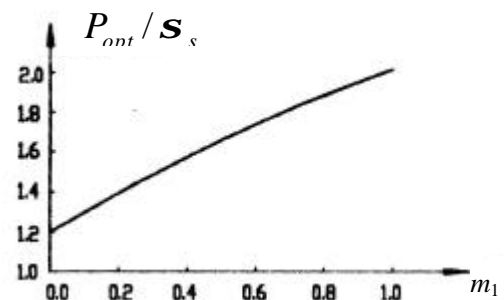


图 3 P_{opt} / σ_s 与 m_1 关系图

1.4 管坯与凹模间的摩擦 m_2 对单位变形力 P_{opt} / σ_s 的影响

由式(3)知,当给定管坯与内壁间的摩擦 $m_1 = 0.3$,管坯的初始内外径之比 $b=0.7$,镦粗前后外径之比 $c=1.25$,镦粗后管坯高与镦粗前管半径比

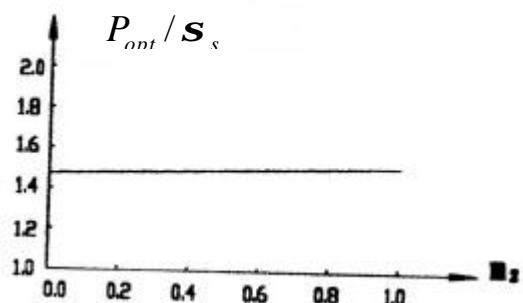


图 4 P_{opt} / σ_s 与 m_2 关系图

$a=3$ 时，单位变形和 P_{opt}/σ_s 与管坯与凹模间的摩擦 m_2 成如图 4 所示的线性关系。由图可知，单位变形力 P_{opt}/σ_s 随着管坯与凹模间的摩擦 m_2 的增大而平缓地成直线增大。这是由于随着管坯与凹模间的摩擦 m_2 的增大，管坯在塑性变形的过程中受凹模的阻力增大，要克服阻力就需要更大的变形力，因而单位变形力 P_{opt}/σ_s 也会相应地增大。比较图 3 和图 4 知，就摩擦力对单位变形力 P_{opt}/σ_s 的影响而言，管坯与内径间的摩擦 m_1 更为显著，所以，要减小塑性变形时的单位变形力 P_{opt}/σ_s ，应该考虑适当减小管坯与内壁间的摩擦 m_1 。

1.5 管坯镦粗前后外径比 $c = R/R_0$ 对单位变形力 P_{opt}/σ_s 的影响

当给定管坯与内壁间的摩擦 $m_1=0.3$ ，管坯的初始内外径之比 $b=0.7$ ，镦粗后管坯高与镦粗前管坯半径比 $a=3$ 时，单位变形力 P_{opt}/σ_s 与管坯镦粗前后外径比 c 的关系如图 5 所示。由图可看出，单位变形力 P_{opt}/σ_s 随着管坯镦粗前后外径比 c 的增大而增大。因为管坯镦粗前后外径比 c 反映了管坯塑性变形程度的大小，管坯镦粗前后外径比 c 越大，管坯塑性变形程度越大，因而所需单位变形力 P_{opt}/σ_s 也就相应地越大。

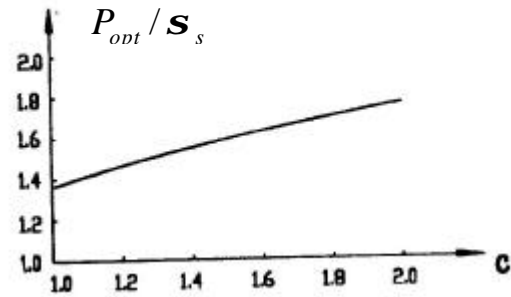


图 5 P_{opt}/σ_s 与 c 关系图

1.6 镦粗后管坯高与镦粗前管坯半径比 $a = H/R_0$ 对单位变形力 P_{opt}/σ_s 的影响

由 (2) 式知，当给定管坯与内壁间的摩擦 $m_1=0.3$ ，管坯与凹模间的摩擦 $m_2=0.3$ ，管坯的初始内外径之比 $b=0.7$ ，管坯镦粗前后外径比 $c=1.25$ 时，单位变形力 P_{opt}/σ_s 与镦粗后管坯高与镦粗前管坯半径比 a 关系如图 6 所示。由图可看出，单位变形力 P_{opt}/σ_s 随着管坯镦粗后管坯高与镦粗前管坯半径比 $a = H/R_0$ 的增大而增大。管坯镦粗后管坯高与镦粗前管坯半径比 $a = H/R_0$ 越大，管坯塑性变形程度越大，因而所需单位变形力 P_{opt}/σ_s 也就相应地越大。

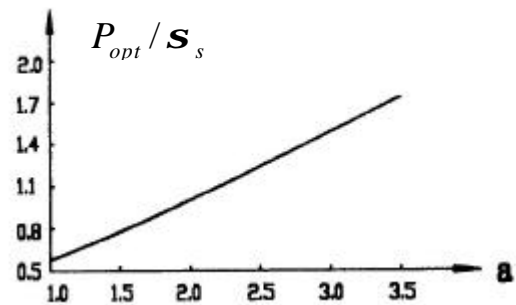


图 6 P_{opt}/σ_s 与 a 关系图

1.7 镦粗前管坯的初始内径之比 $b = r_0/R_0$ 对单位变形力 P_{opt}/σ_s 的影响

由式 (2) 知，当给定管坯与内壁间的摩擦 $m_1 = 0.3$ ，管坯与凹模间的摩擦 $m_2 = 0.3$ ，管坯镦粗后管坯高与镦粗前管坯半径比 $a = 3$ ，管坯镦粗前后外径比 $c = 1.25$ 时，单位变形力 P_{opt}/σ_s 与镦粗前管坯的初始内外径之比 $b = r_0/R_0$ 的增大而平稳地增大；当 $b \geq 0.8$ 时，单位变形力 P_{opt}/σ_s 随着管坯镦粗前的初始内外径之比 $b = r_0/R_0$ 的增大而急剧地增大。

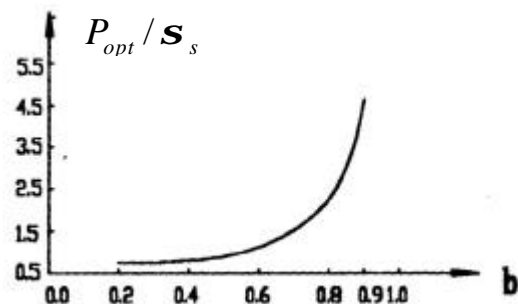


图 7 P_{opt}/σ_s 与 b 关系图

2 芯轴长度的确定

由文献[1]中图2可看出,点7是刚性区 I、II 与塑性区 III 共同的交点,即交点在 $z = af$ 处,又由于 I、II 区是刚性区,而刚性区内的金属沿管坯径向不发生流动,只有在 $z = af$ 处金属可能管坯径向向外流动。又根据墩锻规则[3]知,每个墩锻工步,管料壁厚增加应满足:

$$(c-b)/(1-b) \leq 1.5, \text{ 即 } c \leq 1.5 - 0.5b, \text{ 其中 } 0 \leq b \leq 1 \quad (4)$$

若 c 值在上述范围之内,即墩锻时限制外径过份增大,内壁产生的凹陷在随后的墩锻过程中可以消除,但要要求芯轴的理论长度最小应该到达凹陷产生处,即:

$$l_{\min} = a(1 - f_{opt}) \quad (5)$$

式中 l_{\min} —— 芯轴理论最小长度 L_{\min} 与管坯外径 R_0 之比,即 $l_{\min} = L_{\min} / R_0$

又根据式(2)知, ϕ_{opt} 只和芯轴与管坯内壁间的摩擦因子 m_1 及管坯内径 b 相关。图1和图2描述了 ϕ_{opt} 与 m_1 和 b 间的关系。从图2可看出, ϕ_{opt} 随着 b 的增加而减小,即管料的壁越厚,所需的芯轴长度则越短,这与实际生产情况相吻合,因为壁越厚,在墩锻时管料越稳定,产生凹陷的机会相应少些,故芯轴可短些,又 ϕ_{opt} 随着摩擦因子 m_1 的增大而减小,即芯轴与管料内壁间的摩擦力越大,在墩锻时,管料越容易失稳,因而需要芯轴长度不能太短。根据上述分析并结合生产实践,可得出最短芯轴长度 $L_{\text{芯}}$ 与管坯外径 R_0 之比值 $l_{\text{芯}}$:

$$l_{\text{芯}} \geq a(1 - a_{opt}) + 2b \quad (6)$$

即芯轴的最短长度应大于或等于芯轴理论最小长度与管料内壁直径之和。

参 考 文 献

- 1 余晓武, 俞彦勤. 管坯墩锻变形力的上限解, 模具制造, 2001, 4: 20~22
- 2 林治平. 上限法在塑性加工工艺中的应用, 北京: 中国铁道出版社, 1991
- 3 汪大年. 金属塑性成型原理. 北京: 机械工业出版社, 1986

作者简介: 魏磊, 男, 1966年6月出生, 1988年毕业于石油大学, 学士学位, 现中原石油勘探局机械制造总厂抽油杆厂工作, 厂长, 工程师。

联系人: 魏磊

联系地址: 河南省濮阳市大庆路465号中原油田机械制造总厂 457001

联系电话: 0393-4823472

传真: 0393-4892525