

泵头体应力集中分析

张见明

(沙市石油钢管厂,湖北 沙市 434001)

摘要 本文对石油酸化压裂车泵头体进行了三维有限元分析,找到其应力最大点。然后分析出应力集中的原因,在此基础上,通过变动相关尺寸而进行一系列的有限元计算,最后得到泵头体最大应力随关键尺寸变化的规律曲线,这个规律曲线近似为双曲线,为泵头体设计提供了可靠的理论依据。

关键词 有限元法,泵头体,应力集中。

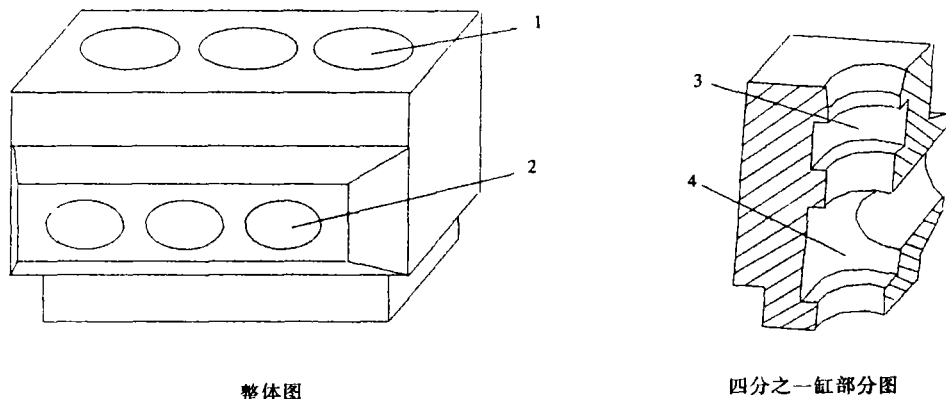
0 引言

石油酸化压裂车是当前石油生产压裂工艺中最先进的工具。八十年代初,国内一些石油机械生产厂家开始从美国引进酸化压裂车制造技术,现在已形成一定的生产规模,但是国内压裂车的设计基本上还是模仿设计。酸化压裂车制造技术的关键是泵头体的设计,泵头体是压裂车的主要受力部件,泵头体的开裂是压裂车失效的主要形式。因为泵头体的工作中承受着很高的疲劳载荷,再加上泵头体某些部位复杂的形状造成应力集中,使应力值超过正常压力下的应力值 10 倍之多,这样,泵头体出现疲劳开裂失效的可能性就很大,所以,改善泵头体的应力分布、减小应力集中、提高泵头体的运转可靠性和使用寿命就成为泵头体设计的关键。因此,对泵头体进行有限元计算,找出其危险截面和应力分布状态,分析应力集中的原因就十分必要。

泵头体的结构如图 1 所示,它由三个缸组成,每个缸有一个缸腔和一个柱塞腔,缸腔又分上面的排出腔和下面的吸入腔,三个缸的排出腔相通,而吸入腔和各个缸的柱塞腔相贯。在排出腔和吸入腔之间及吸入腔底部各有一个单向阀,当柱塞腔内的活塞循环往复运动时,通过两个单向阀的轮流开闭,把酸化液从下阀口吸入并压入排出腔,然后通过高压管导入油井底部,压裂岩石。

本文应用 DDJ-W 有限元分析软件,采用八节点块体单元,对 PD 压裂泵泵头体进行了三维有限元计算,分析了产生应力集中的原因,发现:最大应力在缸腔和柱塞腔相贯线上;在缸腔内径和柱塞腔内径不变的情况下,应力集中主要取决于缸腔间的壁厚,并计算出内腔直径为某一尺寸时,泵头体最大应力与缸腔间壁厚之间的关系曲线,为泵头体设计从模仿设计向自觉设计过渡提供了理论基础。

本文收到日期:1997 年 4 月 1 日



整体图

四分之一缸部分图

图1 泵头体结构

1 缸腔 2 柱塞腔 3 排出腔 4 吸入腔

1 计算模型

1.1 材料及参数

泵头体材料: 30CrNi₂MoV

弹性模量: $E = 210\text{GPa}$ 泊松比: $\mu = 0.285$

1.2 网格划分

计算表明: 三缸泵头体可以简化为单缸单独受压模型, 单缸模型又近似是有两个垂直对称面的对称结构。进一步简化, 取单缸的四分之一作为计算对象, 用 8 节点块体单元, 将结构划分如图 2、图 3 所示。图 2 是正面视图, 图 3 是背面视图。

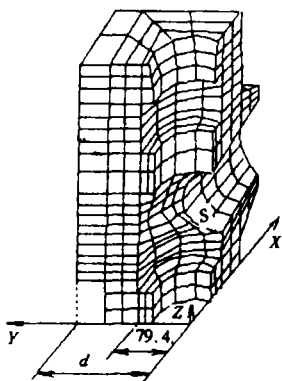


图2

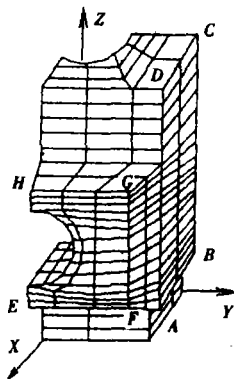


图3

1.3 边界条件

计算模型的外表面不受约束为自由边界。底部是固定在压裂车底盘上的, 因此网格模型底部所有节点 z 方向位移为零。又根据对称性条件, yoz 平面上所有节点不允许有 x 方向

位移; xoz 平面上所有节点不允许有 y 方向位移。

2 载荷工况

泵头体有两种工况。

第一种工况:上阀开启,下阀关闭,吸入腔和排出腔压力都为 $P = 80\text{MPa}$ 。这一工况称排出工况。

第二种工况:下阀开启,上阀关闭,吸入腔压力接近于零,即 $P = 0$ 。排出腔压力保持为 $P = 80\text{MPa}$ 。这一工况称吸入工况。

计算中各腔的压力都作为内表面垂直压力,且压强 $P = 80\text{MPa}$ 。由于DDJ-W软件没有处理面力的功能,本文编写了一个计算程序将单元面上的液压转换成单元面上的四个节点力,并分别加到四个节点上。泵头体上部封头螺盖及柱塞腔顶端堵头,受力均由阀腔截面圆面积与液压的乘积计算,并按力的方向把该力分配到螺纹处各单元截面上。阀座受力亦用同样方法分配到阀锥面各单元节点上。

3 结果与分析

计算结果表明:第二工况与第一工况相比,应力水平很低。这说明排出腔的强度是足够的。为节省篇幅,这里不叙述第二工况计算结果,而只分析第一工况的变形及应力情况。

图4,图5分别从两个方向给出泵头体第一工况下的变形图。为了使结构变形能被看清,变形图中结构的变形放大了538倍,因而显示出的变形图不是结构的实际变形。节点的最大变形位移是 y 方向上的位移,值为 0.0874mm ,发生在泵头体下腔 y 方向内壁的中部,即图5中D点。

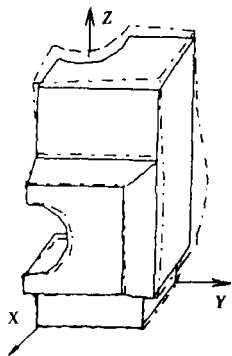


图4

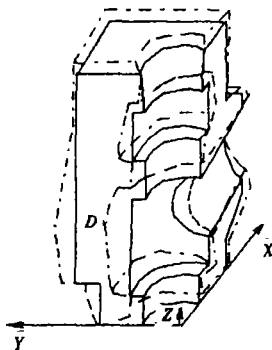


图5

空间块体内每一点的应力状态由六个量确定,它们分别是 x 、 y 、 z 三个方向上正应力和剪应力。在工程中,人们最关心的是最大剪应力 $\tau_{\max}$ 及等效应力 σ_e 。 $\tau_{\max}$ 、 σ_e 由下式给出:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3}$$

计算得到:第一工况下泵头体最大等效应力为 373.3MPa ,在缸腔与柱塞腔相贯处。这

个地方正是泵头体失效常见的裂纹点。由此处向四周扩展,应力渐次减小,到泵头体外表面,应力最小,仅有 5MPa。最大剪应力分布状况与等效应力几乎一致,最大剪应力的最大值为 215.2MPa,亦在缸腔与柱塞腔的相贯线上(图 2 中 s 点)。该处是泵头体的危险截面。

在最大等效应力或危险截面处, x 、 y 、 z 三个方向的正应力分别为 -50MPa、295MPa、-36MPa。可见该处等效应力的主要部分是 y 方向的拉应力。又从变形图得知,泵头体的最大变形是其下腔在 y 方向上的鼓胀,这一鼓胀使得泵头体在两腔相贯线上产生拉伸变形,因而产生了很大的拉伸应力。泵头体下腔在 y 方向上的鼓胀取决于泵头体在 y 方向上的弯曲刚度,因而,泵头体在 y 方向上的弯曲刚度决定了两腔相贯线处的应力集中系数。而泵头体在 y 方向上刚度又取决于泵头体在 y 方向上的壁厚,亦即泵头体两缸腔间的壁厚。为了证实这一点,本文将与平面 xoz 平行的泵头体外表面(即图 3 中的平面 $ABCD$)上所有节点在 y 方向上的位移约束为零,(不严格地讲,不使泵头体外表面 $ABCD$ 在 y 方向有变形,这一处理意味着壁厚为无限厚)进行试算,结果显示危险截面处等效应力显著下降为 235MPa,达到一般应力水平。为了证明另一方向的壁厚对泵头体应力集中影响不大,本文又将平面 $EFGH$ 上所有节点在 x 方向上的位移约束为零,进行试算,计算结果显示,最大等效应力增加 25MPa。可见,泵头体 x 方向的外表尺寸对泵头体应力集中的影响确实不大。

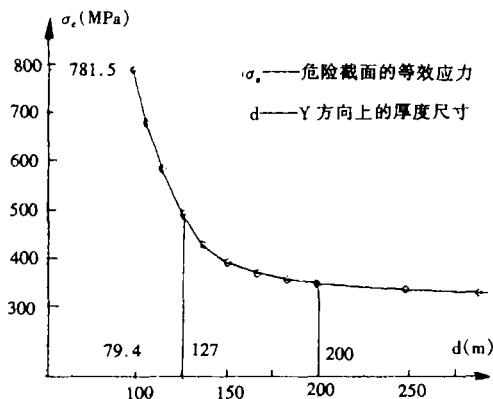


图 6 PD 泵泵头体最大等效应力与壁厚的关系曲线

在证实了上述应力集中的原因之后,本文渐次增大和减小泵头体在 y 方向上的壁厚,经过一系列的有限元计算,得出泵头体的缸腔内径为 158.8 和柱塞腔内径为 134 时,最大等效应力随泵头体缸腔间壁厚的变化曲线,示于图 6。容易看出:最大等效应力与缸腔间壁厚的关系曲线近似为双曲线。

4 结论

(1) 在缸腔内径尺寸一定的情况下,泵头体的强度主要取决于缸腔间的壁厚,壁厚愈大,强度愈高。其它外围尺寸对泵头体的最大应力影响不大。

(2) 从图 6 可以看出:PD 泵泵头体 y 方向上的壁厚尺寸在 127(这时壁厚为 $127 - 79.4 = 47.6$) 以下,最大等效应力随 d 的减小而急剧增大。厚度尺寸在 200 以上,最大等效应力

随 d 的增大而减小缓慢,并且几乎不变。所以,对于缸腔和柱塞腔直径分别为 158.8 和 134 的泵头体来说, y 方向的壁厚尺寸选在 127 到 200 之间最为合适。

ANALYSIS OF THE STRESS CONCENTRATION OF FLUID-END

Zhang Jianming

(Shashi Steel Pipe Works, Shashi, Hu-Bei Province,)

Abstract In this paper, a study of the stress concentration, the factors and the rule of variation etc., on fluid-end of fracture truck by the 3D FEM is given. In the analysis, the location of the point of maximum stress has been found and the cause to induce the stress concentration has been analyzed. to obtain the rule curve showing the variation of the maximum stress with the changes of some key dimensions several FEM calculations have been performed. It is interesting to note that this rule curve is approximately a hyperbola which provides a reliable theory basis for fluid-end design.

Keywords FEM analysis, fluid-end, stress concentration.