

浅析固井压裂用泵头体有限元分析及材质选用

胡圣华

中石化四机石油机械有限公司 湖北 荆州 434024

【摘要】在研究压裂用泵头体受力特性时,目前很少有关于不同工况下具有不同柱塞尺寸的研究,考虑到这一点,使用 ANSYS Workbench 软件对在多组内部载荷下四个 TH 压裂泵泵体结构的力学性能进行了数值分析。分析的结果发现,在 140 MPa 的最大工作负载下,泵头体产生的最大应力为 788.76 MPa,小于材料的屈服强度。本文从固井压裂用泵头体有限元分析计算的必要性、固井压裂用 TH 泵泵头体有限元分析以及固井压裂用泵头体材质选用等方面对本课题进行了研究,希望通过本文的研究对今后的专家学者研究与此相关的课题有一定的帮助作用。

【关键词】固井压裂; 泵头体; 有限元分析; 材质选用

由于需要较高的排出压力,因此,固井酸化压裂设备的液力端均采用柱塞往复泵结构,泵头体是最关键的部件之一。在实际操作中,泵头的排出压力非常大,吸入压力和出口压力之间的差很大,因此泵头要承受快速脉冲交变应力。根据对现代机械损伤的分析,泵头体的失效主要与疲劳损伤积累引起的疲劳裂纹扩展有关,泵单元泵送的介质中含有酸,碱,硫化物等腐蚀性物质,在当前情况下,故障泵头体的中空侧几乎被腐蚀点所覆盖,这表明腐蚀是造成泵头故障的原因之一。

1 固井压裂用泵头体有限元分析计算的必要性

我国的泵头体的设计计算,一直采用传统的经验式算法,用参考同类机型,采用类比设计来确定结构。而强度验算就是把泵头体由一个复杂的四通结构简化为直通的厚壁筒体,由于没有对泵头主体的吸收腔和活动腔的应力集中系数以及复杂的设计特征进行分析,因此模型与力之间的差异变得很大,并且预测的计算误差会增加^[1]。

2 固井压裂用 TH 泵泵头体有限元分析

2.1 模型建立与网格划分

2.1.1 模型建立

根据不同柱塞直径(95.3、101.6、114.3 和 127.0mm),作者创建了 4 种压裂柱塞泵泵头体的三维实体模型。模型长 1320mm、宽 556mm、高 505mm,柱塞腔直径为 105、111、124 和 137mm,排出口直径为 63.5mm,吸入口直径为 95mm。柱塞泵由五个缸组成,五个缸吸入腔与每个缸的柱塞相通。通过对柱塞泵泵头体有限元强度的分析时,可以相应地修改模型以确保计

算的准确性。由于固井压裂用泵头体的内腔结构和强度相同,一个缸受力时的应力量 and 变形量之间的差异不是很大。因此,分析时取中间腔(泵头体的 1/10)作为研究对象,并简化螺纹堵头。

柱塞泵的工况取决于泵的实际运行状况,柱塞泵头体通常具有两种运行状态:吸入状态和排出状态。在吸入模式下,下阀打开,上阀关闭,吸入腔中的压力接近零,排出腔的压力为最大排出压力。在排出模式下,上阀打开,下阀关闭,吸入腔和排出腔的压力为最大压力。因此,当柱塞泵的柱塞工作到最大行程时,建立两种计算模式(吸入工况和排出工况)^[2]。

2.1.2 网格划分

一旦建立了某个模板,就需要进行网格划分。图 3 网格是智能网格划分的结果,网格大小为 5 毫米。最后的节点数为 211718,单元数量为 130674。柱塞泵头体的材料为 25Cr2Ni4MoVE,性质是各向同性的。强度极限为 1120 MPa,屈服极限为 1050 MPa,模量 204 GPa,泊松比为 0.29。

2.2 加载与约束

根据柱塞泵的实际工作条件,随着柱塞泵泵冲次和柱塞直径不同,泵头体的工作压力也发生变化。因此,泵头体有限元模型加载采用压力负载。负载参数如表 1 所示。在表 1 中,n 代表泵的冲次次数, P_1 — P_4 分别是是柱塞直径,分别是直径为 $\phi 95.3$ 、 $\phi 101.6$ 、 $\phi 114.3$ 、 $\phi 127.0$ 毫米泵头体的工作压力。在分析和计算过程中,压力施加到泵头的内表面。根据载荷的对称性和设计,对称边界叠加在泵头的两个对称平面上,静态边界位于泵头下部之间的交界处。

表 1 加载试验参数

n/min - 1	115	150	200	250	330
P ₁ /MPa	120.0	92.6	69.6	55.6	42.2
P ₂ /MPa	105.6	81.6	61.2	49.0	37.1
P ₃ /MPa	83.4	64.3	48.3	38.6	29.2
P ₄ /MPa	67.5	52.1	39.1	31.3	23.7

2.3 数值分析

2.3.1 泵头体在最大压力载荷下的强度分析

在吸入工况条件下，柱塞压裂泵在泵头体的内表面上产生最大工作压力，在排出工况时，向泵头体的内表面施加最大压力（140 MPa）。计算结果表明，在吸入条件下，泵头体内的最大应力集中在柱塞腔内，在泵头内的最大形变量集中在泵头上，在排出条件下，有 3 处应力集中，这些分别是上阀腔和排出口（A），和下腔阀（C），最大应力点在 C 点。排出条件下泵头体的最大变形有三处。如图 1 所示，分别是上腔（D）和排出口（E）和柱塞腔左部（F），最大形变位于点 F，如图 1.1 所示。

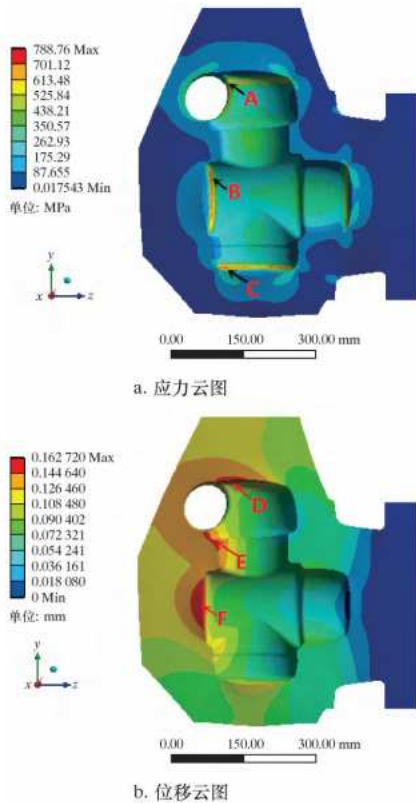


图 1 排出工况下应力与位移图

2.3.2 柱塞尺寸对泵头体力学性能的影响

由于在排出工况时最大的负载和最大应变总和始终高于吸入工况，因此，对四种类型的柱塞泵泵头体在表 1 所示每种工况的工作状态下施加负载并对其进行有限元分析。

在不同内压作用下，不同柱塞尺寸泵头体最大应力

与总变形量随着泵冲次的增加而减小。通过查看四个泵头壳体的最大负载和总变形的趋势，可以看出，在泵冲次相同情况下，最大应力与总变形量随着泵头体柱塞尺寸的增加而减小，当泵冲次在 115 ~ 200r/min 时，随着泵冲次的增加，泵头外壳的最大负载及其整体变形会迅速增加。泵冲次在 200—330 r/min 时，泵头体最大应力与总变形量随着泵冲次的增加而减小。因此，如果其他条件保持不变，泵头体的最大应力与总变形量随着泵冲次的增加而减小。与直径为 95.3 mm 的泵头主体相比，其他三种泵头体可以减少泵头体的应力集中和总变形量。其中，直径为 127.0 mm 时，可最大程度地减小泵头体的最大应力和整体变形。与直径 95.3 毫米的泵头体相比，平均最大应力降低了 52.1%，总变形平均降低了 62.7%。所以，除非其他条件改变，否则增加泵头柱塞直径会大大降低泵头体的应力集中并减少总变形量^[3]。

3 固井压裂用泵头体材质选用

3.1 正确运用标准

3.1.1 尺寸效应的影响

所谓的“尺寸效应”，是指在相同的加工条件下进行热处理，因为钢材截面不同得到的性能也不同。尺寸稍大，会降低钢的性能。这种情况称为“尺寸效应”，也有人将此“尺寸效应”称为“热处理效应”。随着产品尺寸的增加，第一是钢内部存在缺陷的机会增多，第二则归因于热处理效果不好。例如，资料中介绍的例子，含 C=0.32%;Mn=0.56%;Ni=3.25% 的材料，在 790° C 的温度下进行热处理，并且由于材料的直径不同，热处理的效果也不同。

当然，材料的尺寸效应根据材料的类型而略有不同。通常，碳钢是明显的，包含 Cr、Mo、Ni 和其他合金元素的材料则相对不明显。如果零件的尺寸很大，可能会发现它不符合手册中规定的标准。为了在材料的实际使用中适当抵消这种效应的影响，某些标准还规定随着零件尺寸的增加，可接受波动的大致范围，比如 GB/T 3077-2015 规定的了尺寸增加时对应材料性能的下降低幅度，但这个准则未提供抗拉强度和屈服强度可接受的下降低值。实际上，这两个指标应分别降低 5-15%。

3.1.2 试样截取方法的影响

通常，它指示样本切割点的位置，截取方向以及特定切口的开口方向。

(1) 取样位置的影响

所谓测试条件是指通过机械测试采集样品情况。实际上，可避免的情况比特定的情况更加困难。测试条件会影响所测得的机械性能，但这种影响主要是由于热处理的差异所致。例如，我们工厂生产的某型号双头螺

栓, 毛坯是 $\phi 60\text{mm}$ 的锻造棒料, 经过一系列加工和测试后, 冲击功仅为 5—60, 低于标准要求的 63, 这与之前的结果相抵触, 因为即使在热处理后, 它也不符合要求。现场检查表明, 为了方便操作员操作, 试样取自棒料中心部, 而不是规定的 1/2 半径处, 在规定条件下测试这些零件的位置后, 冲击功达到 84 以上, 超出了标准要求的 63。不论是国内还是国外, 对测试取样位置会影响机械性能检测结果的认识是一致的。因此, 在我们国家和其他国家/地区, 均有相应的标准来确定取样位置。让我们看一个钢料的例子, 我国标准 GB/T 2975-2018 规定, 对于壁厚大于 40mm 的圆管, 必须从圆管壁厚的中心取样。对于直径大于 50 mm 的圆钢, 必须在距离圆钢外表面 1/2 半径处取样。此外, 许多工厂特定的零件都有自己的测试取样规则。当然, 考虑到样本在特定组件的性能指标方面的影响, 手册中的数据不能直接套用。

(2) 取样方向的影响

“取样方向”是指样品的纵轴的机械性能与锻造操作的最大生长方向之间的关系。大部分情况下, 手册中的数据是垂直的。即, 样品的纵轴平行于部件的最大伸长方向。但是, 由于实际零件有限, 因此, 不一定垂直采样测试, 可以径向或横向尝试。径向和横向测试的效率非常低。这是因为, 当金属材料进行锻轧时, 在边缘附近的金属的晶粒形状发生了变化。它在不同方向和扭曲方向上呈细长纤维状。这种结构称为纤维结构, 即金属沿一个方向作用。

使用手册中提供的性能数据导致的另一个问题是使用热处理来发挥材料的潜力的作用被忽略, 这限制了材料的使用。如上所述, 手册中的数据是通过特殊的热处理获得的, 但是实际上, 材料的机械性能也会发生变化, 因为热处理方法可能会有所不同。

3.2 正确认识材料的耐蚀性能

3.2.1 材料的耐蚀性是有条件的

材料的耐腐蚀性取决于介质类型, 温度, 浓度, 压力, 速度和其他流动条件。以 $\text{Cr}_{18}\text{iNgiT}$ 为例, 其不同条件下的耐蚀能力不同, 基于腐蚀因素选择材料时, 会发现需要选择并注意零件的特定工作条件。否则, 该材料将无法完美有效地发挥它的作用。

3.2.2 材料的耐蚀性可藉热处理手段调整

不同类型的不锈钢根据类型具有特定的热处理方法, 例如, 奥氏体钢固融化, 马氏体钢的退火。热处理不仅改善机械性能, 而且影响耐腐蚀性, 以 ZrCl_3 钢为例进行说明。

ZrCl_3 钢在 60℃ 时显示出优异的机械性能, 但在 600℃ 回火时其耐腐蚀性降低了, 这种现象不仅在这种现象不仅仅存在于 ZrCl_3 钢中, 许多不锈钢也有类似的问题。因此, 在选择组件和材料时, 应考虑机械性能, 耐腐蚀性和其他重要性能, 而不是套用手册数据^[4]。

4 结束语

(1) 使用 ANSYS 对不同的泵体结构进行有限元分析, 得到泵头体在两种工况下(吸入工况和排出工况), 整个应力应变的分布情况。在它们中, 排出工况的最大应力和总变形总是大于吸入工况下的。当计算出的最大负载压力降至 140 MPa 以下时, 泵头体的最大应力为 788.76 MPa, 并且机械性能出现在材料变形的弹性部分, 小于材料 1050 MPa 的弹性极限。(2) 根据计算, 在排出状态下, 在下部阀孔中观察到最大泵头壳体的最大载荷, 并且最大总变形在活塞腔的左侧。(3) 试验结果表明, 随着泵冲次的增加, 泵头的最大载荷和最大总变形减小。对于 115 至 200 min^{-1} 的泵冲次, 最大泵头体最大应力和最大总变形会随着泵冲次的增加而急剧下降。对于 200 至 330 min^{-1} 的泵冲次, 泵头外壳的最大应力和最大总变形会随着泵冲次的增加而逐渐减小。(4) 在相同的泵冲次情况下, 随着柱塞直径的增加, 泵头体的最大应力和总变形量会减小, 柱塞直径为 127 mm 的泵头体与柱塞直径为 95.3 mm 的泵头体相比, 泵头体在最大应力上减小的平均值是 52.1%, 总变形降低的平均值是 62.7%。

【参考文献】

- [1] 曾云, 周思柱, 李宁, 李美求, 姜磊. 压裂泵泵头体材料的疲劳实验与疲劳寿命预估 [J]. 热加工工艺, 2020, 49(06): 47-49.
- [2] 魏超. 基于内聚力模型的压裂泵泵头体裂纹扩展规律研究 [D]. 长江大学, 2019.
- [3] 张渊, 陈睿, 张文栋, 魏丽敏. 基于 ANSYS 的齿轮泵泵体有限元分析 [J]. 液压气动与密封, 2017, 37(03): 43-46.
- [4] 陈纯明, 康宜华. 固井压裂用 TH 泵泵头体有限元分析及材质选用 [J]. 石油机械, 2002(10): 12-15+2.