巨型水压机主工作缸的有限元分析

中南大学机电工程学院 （长沙 410083） 段智勇 黄明辉 刘忠伟

【摘要】 应用有限元分析软件 MSC.MARC 对巨型水压机的主工作缸进行静力分析。以 300MN 水压机的主工作缸为研究对象，模拟其在最大工作压力（45MPa）下的应力分布，并与实际测量值对比，验证了有限元模型及分析的准确性。同时，在仅改变螺钉位置的情况下，分析了主工作缸各主要应力集中处的应力变化规律。

主工作缸是水压机的主要部件之一，其作用在于把液体压力转换成机械力。高压液体进入缸内，作用在柱塞上，通过活动横梁将力传递到工件。

300MN 水压机的主工作缸只能以三种压力进行工作，即 15MPa、30MPa 和 45MPa，无中间过渡状态。主工作缸工作时，内壁承受均布的压力，即整个工作过程中的压力不变，所以可作为静力来分析研究。

大多数液压机主工作缸的损坏都是疲劳引起的。一般是先在应力集中处产生裂纹，然后在高压液体的反复作用下逐步向外扩展，最终导致缸壁裂透或是局部整块脱落（主要发生在法兰连接处，当裂纹通过螺钉孔时极易形成脱落），严重时会使缸体整圈断裂（主要发生在缸底圆弧过渡处及法兰过渡处），所以必须通过优化工作缸的结构、提高加工精度或改变其他参数，从而改善工作缸的受力，减少应力集中，以提高工作缸的可靠度，延长其使用寿命。

对水压机主工作缸的静力分析，目的是研究工作缸在工作时的受力状态，确定应力集中的位置，为主工作缸的设计提供可靠的理论依据。

实践表明，研究工作缸的应力分布规律，不仅对其自身的改进具有重要的意义，对其他水压机的设计，也具有普遍的指导作用。

本文基于 MARC 平台对主工作缸进行三维有限元分析，按其实际尺寸建立模型，加载实际工况，边界条件也更加合理。在建模的过程中，克服几何边界处有限元网格难以划分的困难，即在两个圆弧过渡处对网格进行细分，确保应力集中处计算的精确性。

一、有限元模型的建立

主工作缸属于典型的空间轴对称结构。为了减少计算量，只取模型的 1/4 进行分析。为分析主工作缸缸体结构以及载荷在主缸体和固定法兰的力流走向，我们对主工作缸的结构和载荷进行了适当的简化。

（1）300MN 水压机的主工作缸由三部分焊接而成，缸底部分、中间圆筒部分和法兰过渡部分。因焊接部位对应力分布的影响不大（可以忽略），故可将其看作一个整体来分析。

（2）在靠近法兰下端处，水压按三角形分布递减至零。由于对主工作缸整体应力分布影响较小，所以仍按水压均匀分布计算。

（3）域柱塞与活动横梁的联结采用了双球面中间杠，所以柱塞传给缸体的侧推力很小，由偏心载荷引起的侧推力的影响也可不计。

（4）忽略压力波动对应力分布的影响。

（5）忽略主工作缸上的压力（储液缸的重力）。

1. 有限元模型

缸体几何尺寸：内径 1060mm，外径 1735mm，法兰处外径 2020mm，总高 3270mm。缸体的中心轴线与坐标 y 轴重合，主工作缸与法兰的接触面置于 xz 平面上。对称轴的截面模型如图 1 所示，共划分为 12798 个单元。

2. 材料参数

缸体材料为 35 钢，为弹塑性材料，主要的材料参数如热导率、杨氏模量和热膨胀系数等都与温度有关。

考虑到主工作缸在工作过程中温度变化不大，因而不考虑温度变化对各参数产生的影响，在分析中均采用室温（20℃）时的数据。杨氏模量为2×10^5MPa，泊松比为0.3。

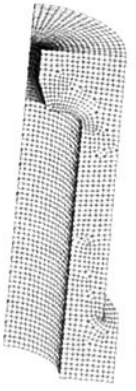


图1 有限元模型

3. 边界条件

主工作缸置于水压机的上横梁中，底面用螺钉与法兰连接。取模型的1/4进行分析，需要定义三组边界条件。

（1）缸底结点的边界条件。在受压的过程中，主工作缸与法兰之间会发生相对位移，但位移量很小。考虑其对主工作缸的应力分布影响不大（可以忽略），所以定义与螺钉接触处单元节点的边界条件：x、y、z三方向的位移均为零。

（2）两剖截面上的边界条件。在两个剖截面上，定义x、z方向的位移为零。实际缸体在受压时也会有这两个方向的膨胀，但只要不采集该截面以及靠近该截面的数据，不会影响计算结果。

（3）缸体内表面的边界条件。由于主工作缸内表面与高压水接触，所以在这些表面上施加面载荷，取额定最大工作压力45MPa，加载在内表面的每个单元的面上。

二、仿真结果分析

在1/4的缸体中部做切片（过轴心线）分析（因为此处受边界条件的影响最小）。如图2所示，由应力的分布云图可以看出，缸体在工作时应力最大的单元分布在缸底圆弧过渡处以及外部法兰圆弧过渡处；其次，在与螺钉联结处也会出现应力集中。图3中两条曲线分别表示沿内壁和外壁所有节点的应力分布，节点采集方向如图2中的箭头所示。由分析可知，缸底圆弧过渡处的最大应力为122.337MPa，外壁法兰过渡处的最大应力为72.825MPa。

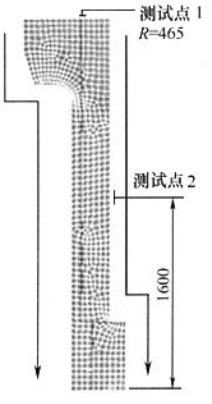


图2 切片应力分布云图

在高压液体的反复作用下，应力集中处容易产生裂纹，所以应该合理设计过渡处的结构。经过大量的分析计算，已得出最佳过渡圆角：在缸底圆弧过渡处为R170mm，法兰过渡处为R58mm（此处也可采用斜线加过渡圆角的结构，但会导致横梁与缸的接触面积过小，产生应力集中）。这种改变缸体结构的方法能在现有模型的基础之上使缸体所受的应力最小，但改进效果不是很明显。

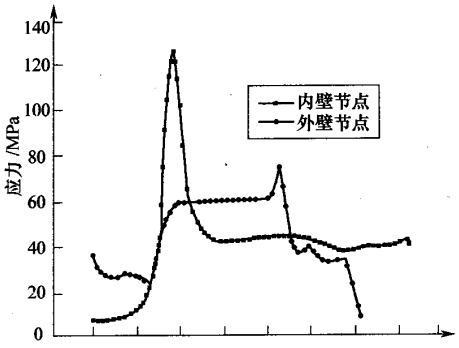


图3 内外壁节点应力分布曲线

三、与实测结果的比较

为了验证计算的准确性，把计算结果与实测结果进行对比，测量数据与有限元分析所得数据见下表，测试点位置见图2：测试点1位于缸顶，距主工作缸轴心465mm；测试点2位于缸壁外侧，距缸底1600mm。实测时，Ⅲ级压力为45MPa，表中σ为应力值，ε为微应变值。1～4表示的是在两个测试点测量了4次。经比较，有限元计算的结果与实测值较接近，验证了有限元建模以及分析的准确性。

仿真结果与测试结果的对比 （MPa）

			缸顶径向	缸顶切向	缸壁轴向	缸壁切向
测量值	1	ε	-2.1	5	3.4	20.8
		σ	$\sigma_r=-1.385$	$\sigma_T=10.085$	$\sigma_Z=22.246$	$\sigma_T=50.354$
	2	ε	-2.2	5	3.3	21.3
		σ	$\sigma_r=-1.615$	$\sigma_T=10.015$	$\sigma_Z=22.362$	$\sigma_T=51.438$
	3	ε	-2.2	5	3.6	20.8
		σ	$\sigma_r=-1.615$	$\sigma_T=10.015$	$\sigma_Z=22.708$	$\sigma_T=50.492$
	4	ε	-2.1	5	3.5	20.8
		σ	$\sigma_r=-1.385$	$\sigma_T=10.085$	$\sigma_Z=22.477$	$\sigma_T=50.492$
有限元解			$\sigma_r=-1.025$	$\sigma_T=9.862$	$\sigma_Z=25.73$	$\sigma_T=52.163$

（下转第82页）

实取 2000kVar。

三、多工位感应器

多工位感应器是螺线管感应器应用的一个特例，特别适于坯料的透热时间与工作节拍之比不大于 4 的情况。

（1）多工位感应器的频率、功率选择、加热时间的计算与螺线管感应器相同。由于每个工位感应器都属于周期式加热，局部加热区的端部要考虑端部效应，尾部要考虑向非加热区的热传导。因此，线圈长度 a_1 较长，电效率要受影响。由于向非加热区的热传导带来损失功率，热效率也较低，因此，在热态规范时，总效率可取 0.55～0.65 的下限。

多工位感应器工位根据公式 $n = t_k/t$ 确定，感应器内径 D_1 的确定同螺线管感应器，长度 a_1 的确定同矩形感应器。

（2）多工位感应器设计参数同螺线管感应器。多工位感应器的联接方式有并联、串联两种：并联连接的感应器既可以同时工作，也可以单独工作。并联连接的多工位感应器的参数计算中用平均功率 P_2 计算每只线圈的匝数；串联连接的多工位感应器的每只线圈的平均功率按 P_2/n 来计算，n 为感应器的工位数。

为方便计算，不论并联连接还是串联连接，都是按单工位来计算感应器的参数。

多工位感应器由于工位之间的距离比较近，并联连接时，靠近中间工位的感应器中的坯料温度比两侧温度偏高。

为解决这种现象，可将中间工位的节拍比两侧感应器的节拍设定的短一些，或者将中间工位感应器的内径 D_1 适当放大。

多工位感应器平均有效功率 P_T 和通过感应器炉衬的热损失功率 ΔP_T 的计算方法同螺线管感应器。敞口辐射热损 ΔP_{Td} 可不考虑。坯料向非加热区轴向传导的热损失功率的计算方法同矩形局部加热感应器。

（待续）　（20070905）

（上接第 70 页）

四、螺钉位置对应力分布的影响

主工作缸与法兰之间用螺钉连接，改变缸体上螺钉孔的位置，对主工作缸的应力分布具有一定的影响，特别是在应力集中处（缸底圆弧处以急外壁法兰过渡处），影响更大（见图 4）。通过大量的计算及分析，研究螺钉在不同位置的应力变化情况，可以得出以下结论：螺钉的位置变化对缸底圆弧过渡处的应力变化没有多大的影响，但对外壁法兰过渡处的影响较大。同时，螺钉自身位置的应力集中情况也与位置密切相关。

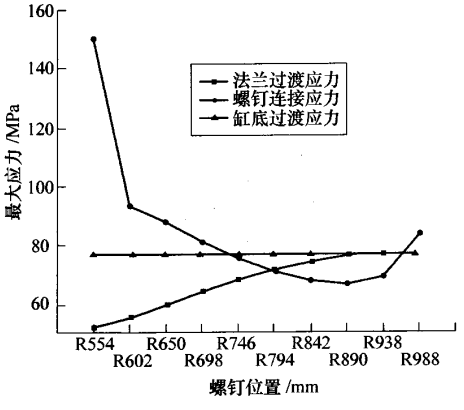


图 4　螺钉位置改变时各应力集中处最大应力变化曲线

从图 4 容易看出各处的应力变化情况。随着螺钉位置的向外移动，螺钉连接处的应力变化最大。通过分析这些位置可知，最小值位于 R890mm 处，较靠近缸体外壁；缸底圆弧过渡处的应力只有微小的变化，可以忽略；而对于外壁的圆弧过渡处，应力随着半径的增大而增加，但增幅不大。所以，在设计时，应该在保证不发生干涉的前提下，综合考虑螺钉和外弧两处的应力集中情况。

五、结语

基于 MSC.MARC 有限元分析平台，对巨型水压机的主工作缸进行了有限元静力分析，得出了巨型水压机主工作缸在工作时的应力分布规律；仿真结果与实测结果进行了对比分析，验证了仿真结果的正确性；通过对主工作缸应力集中处的重点分析，确定了最佳的圆弧过渡半径，为法兰连接处的螺钉安装位置提供了理论依据。研究表明，MSC. MARC 为各种静力分析提供了重要的分析平台，优化后的模型能使相同结构的工作缸应力集中处的应力达到最小。

（20070616）