

# 20MN 快锻液压机机架动力学分析

韩玉坤<sup>1</sup>, 王立新<sup>1</sup>, 刘宏献<sup>2</sup>, 李军民<sup>1</sup>

(1. 安阳工学院 机械系, 河南 安阳 455000;

2. 安阳锻压机械工业有限公司, 河南 安阳 455000)

**摘要:**针对快锻液压机锻打工件瞬时的力学行为,采用显式动力学分析程序 LS-DYNA 进行模拟仿真,得到液压机机架在打击时的应力、应变分布。与通常分析方法比较,发现把液压机打击过程当作一个非线性、动态的碰撞问题来研究,可以得到机架上的应力、变形均小于静力学分析的结果。因而,在机架设计时,对材料的强度要求有所降低,这为液压机的轻量化设计提供了理论依据。

**关键词:**机械制造;机架;快锻液压机;强度分析;轻量化

**中图分类号:**TG315.4 **文献标识码:**B

## 1 引言

机架是液压机的主体, 液压机的工作过程伴随着巨大的能量聚集、传递和释放。液压机工作时打击过程非常短暂,往往不到一个工作循环的 1/10。一般情况下,打击碰撞前的速度可以测出,但是发生碰撞后这一瞬时的受力状态、应力应变分布、能量转换等非常复杂,非线性因素较多,通过实验测出的数据往往不准确,仅能为更改设计提供一个参考,这就给机架的力学分析研究带来很大困难。目前,国内液压机设计和分析多采用线性方法,把机架作为一个弹性体,设计结果误差较大,机器结构设计往往比较保守,不能轻量化,造成材料浪费。本文把液压机打击过程当作一个碰撞问题来研究,考虑到各种非线性的因素,从而得到较客观的数据,用以指导液压机的设计,取得良好效果。

## 2 快锻液压机的主体结构

快速锻造液压机通常采用整体框架下拉式结构,如图 1 所示。主机主要包括整体机架 1、固定梁 5、工作缸 6、回程缸以及其他辅助装置。工作缸 6 紧固在固定横梁 5 上,柱塞 7 与机架 1 下部连接。当高压液体进入工作缸后,推动柱塞 7 向下运动,柱塞 7 带动机架 1 压下,通过固定在机架上的上模 2 对锻件 3 实施打击。

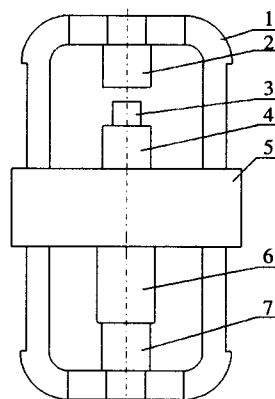


图 1 快锻液压机结构图

1.机架 2.上模 3.锻件 4.下模 5.固定横梁  
6.工作缸 7.柱塞

## 3 机架的工况分析

20MN 快锻液压机机架总高 10m, 立柱间距 3.2m, 在静力学分析当中,只选取机架作为研究对象,对机架上某一部位进行约束,使其不能运动,然后分别对上下横梁加载 20MN 的力,材料选用线弹性材料,便可以得到机架应力、变形的近似解。但在动力学分析中,如果只取机架作为研究对象,就得不到准确结果。因为液压机锻打工件是一个多体动力学系统。实际过程中,机架、固定横梁、工作台及上下模具可作为刚性较大的柔性体来对待,而工件必须作为变形较大的柔性体。本文对这一模型进一步简化,按打击过程中对机身可能产生最大冲击时的情况来考虑,即把碰撞模型简化为机架和刚性墙。这里机架是一可变形体,刚性墙不发生变形,其移动和转动自由度也全被约束,让机架以一定的速度去撞击

基金项目:安阳市 2007 科技攻关项目(157)

收稿日期:2010-04-19

作者简介:韩玉坤(1967-),男,硕士,工程师,从事锻压机械 CAD/CAM/CAE 的教学和研究

刚性墙,相对于锻打工件而言,这时冲击力最大。图2是本文建立的仿真模型的主视图和左视图,四个角部带圆弧过渡的矩形框架是机架,框架内的长方体为刚性墙。

#### 4 有限元模型

根据上述分析,结合显示动力学分析的条件,按照动态载荷下机架的受力情况,选取柔性体机架、刚性墙作为瞬态动力学分析的研究对象,机架与刚性墙接触前(相距0.5mm)作为分析的初始时刻,利用软件HyperMesh\_DYNA建立有限元模型(图2),并导出用于LS-DYNA求解的K文件。有限元模型具体定义如下(分析过程中采用的单位制:kg、mm、kN、GPa、ms)。

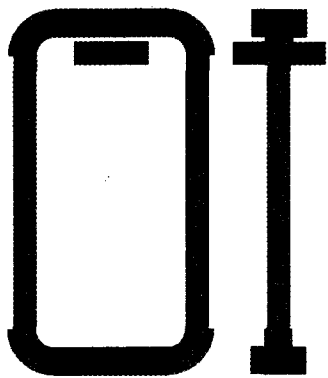


图2 机架、刚性墙的有限元模型

#### 4.1 模型所用材料及本构关系

##### (1) 机架

机架采用铸钢ZG270-500,密度 $7.8e-6\text{kg/mm}^3$ ,弹性模量210GPa,泊松比0.3。材料MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY,称为分段线性塑性材料,应力和应变关系见图3所示,用分段直线来近似表示材料的应力—应变曲线图(由实验测出)。

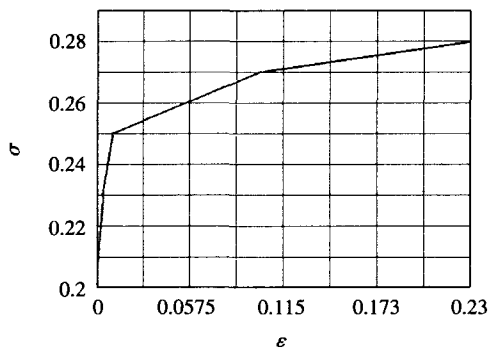


图3 ZG270-500 应力—应变图

##### (2) 刚性墙

刚性墙采用刚性材料,密度为 $7.8e-6\text{kg/mm}^3$ ,弹性模量210GPa,泊松比0.3,材料类型为MAT\_RIGID,约束其所有移动和转动的自由度。

#### 4.2 模型的单元类型

快锻液压机机架的结构形状较为复杂,机体上分布有各种加工凸台、油道孔、装配吊耳、倒角和铸造圆角。在建立有限元模型时,把安装机体上这些对

于整体特性影响较小的局部特征予以简化。机架和刚性墙均采用8节点的六面体单元(Hexahedron)。其中机架部分包含节点32252个,单元26000个;刚性墙包含节点1512个,单元1105个,如图2所示。

#### 4.3 载荷与边界条件

(1) 机架上横梁的底面距刚性墙的顶面距离设置为0.5mm(这是显式动力学分析的要求)。

(2) 液压机总的行程为1600mm,锻打工件时机架必定要下降一定的行程,所以导套对机架立柱的约束位置必定上移,故对立柱上部距立柱顶端1200mm处立柱最外侧的节点施加水平方向的位移约束,约束一段的长度为800mm,约束类型为约束spc\_xz。

(3) 根据实验测得打击时最高速度为0.15mm/ms,对机架施加初始速度0.15mm/ms。

(4) 打击时机架受重力的作用,对机架加载重力 $g=9.8e-3\text{mm/ms}^2$ ,用load\_body定义。

(5) 机架下端横梁受油缸活塞的作用力20MN,对机架底端下横梁上顶面中心部位 $0.96\text{m}^2$ 的平面上施加压力 $p$ ,大小为公称力除以受压面积( $20000\text{kN}/9600\text{mm}^2$ ),采用load\_segment和set\_segment来定义。

(6) 机架的上横梁的下表面和刚性墙的上表面定义的接触类型为:Contact\_Surface\_to\_Surface,这要预先定义接触面Contact\_Surface。

(7) 定义仿真步长和仿真结束时间。实际锻打时,机架有效行程很短,即锤头离工件很近,这一点很符合瞬态动力学分析的条件,另外显示动力学分析的时间步长必须小于应力波跨越网格中最小单元的时间,时间步长由下式确定:

$$\Delta t = \frac{l_{\min}}{\sqrt{\frac{E}{(1-\mu^2)\rho}}}$$

式中: $\Delta t$ ——最小时间步长;

$l_{\min}$ ——最小网格长度;

$E$ ——弹性模量;

$\mu$ ——泊松比;

$\rho$ ——密度。

带入已知数据得: $\Delta t=7.7e-6\text{s}(7.7\mu\text{s})$ ,故定义仿真步长为 $8e-3\text{ms}$ ,仿真结束时间为4ms。

(8) 定义输出outblock项目为GLSTAT、MATSUM、NODOUT、SPCFORC,输出间隔为 $8e-6\text{s}$ 。

## 5 分析结果

### 5.1 静力学分析结果

静力学分析是在不考虑冲击、碰撞的情况下,对上下横梁同时施加 20MN 的作用力,并对立柱的中间部位节点进行约束,提交 LS-DYNA 求解,得到图 4 结果。

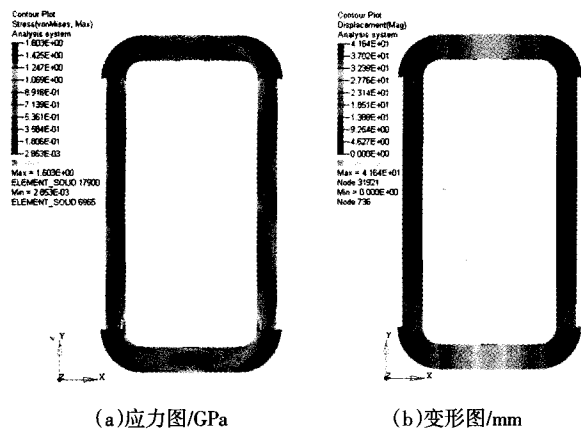


图 4 静力学分析应力和变形图

### 5.2 动力学分析结果

动力学分析是把液压机打击时的状态,简化成多体动力学模型,按碰撞问题处理,提交 LS-DYNA 求解,得到如下结果,见图 5 所示。

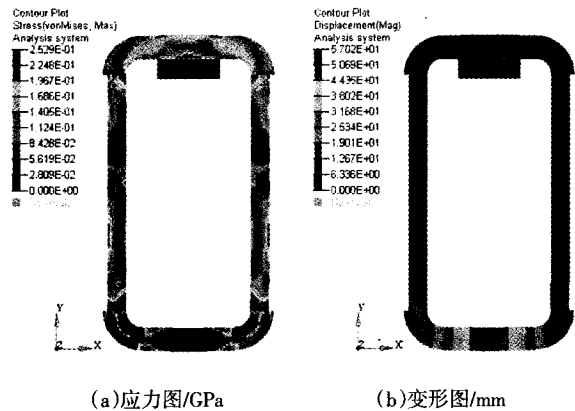


图 5 动力学分析应力和变形图

### 5.3 结论

#### (1) 分析结果比较

静力学分析得到的应力和变形的最大值分别为 1.603GPa、41.64mm; 动力学分析结果是 252.9MPa、57.2mm。动力学和静力学产生的最大变形比较接近,作用部位有所不同,静力学分析最大变形是在上、下横梁中部外力直接作用的部位以及四个拐角处截面发生变化的部位,这和文献[1]、[2]的结果比较接近。但是动力学分析的最大应力值及其作用部位和上述文献的结果有着明显的差别:首先动力学分析中的最大应力和变形并不在直接发生碰撞的部位,而是位于机架底部下横梁中心部位(柱塞作用处)和下部拐角处,另外静力学分析的最大应力达到

1.603GPa,远超过动力学分析的最大值 252.9MPa。而文献[1]、[2]分析的结果正好相反,它的结论是动态分析比静态分析产生的应力和应变都要大,且最大值是发生在上横梁的碰撞部位。

#### (3) 原因分析

从液压机工作状态分析,尽管快锻液压机最大行程 1.6m,最高打击次数为 120 次/min,但实际锻打工件时的行程很短。这和工件的大小有关系,快锻时的速度只有 150mm/s,而且工件烧红时硬度较低,整个液压系统和机械部分都会产生一定阻尼,所以实际打击时产生的冲击振动远较机架打击一堵刚性墙时为小。而静力学分析中对上下横梁同时施加 20MN 的力,这种假设很不准确,以致得到很大的应力,因为打击瞬时的受力是很难精确测量的。文献[1]、[2]仅对其静力学分析中有限元模型的前处理作了详细叙述,但是对其动态分析中的有限元模型的前处理交待的不清楚,只是直接给出了不准确的结论。

#### (4) 结论

① 液压机锻打工件时机架下部横梁中心部位和下部拐角处产生应力应变最大,这是优化设计首先要考虑的问题。发生碰撞部位的上横梁中部和上拐角处应力变形相比要小,为次要考虑部位。

② 本例中采用非线性的模型、材料和接触,进行动力学分析能得到了更为准确的结果。因此,不能凭经验和推测就轻易认定动态分析得到的应力、应变就一定比静态分析要大,模型的正确简化是关键。

#### 【参考文献】

- [1] 余新宏,李天恩,张盛华.快锻液压机机架静态数值模拟[J].重型机械,2005,(2).
- [2] 张盛华.快锻液压机机架有限元分析[D].西北工业大学硕士学位论文,2004-03.
- [3] 孙彩丽.20MN 快锻液压机设计及整体工作性能分析[D].燕山大学硕士学位论文,2007-05.
- [4] 陈明祥.弹塑性力学[M].北京:科学出版社,2007-04.
- [5] 孙厚创,甄志强,赵四海.高压油缸的应力分析及其优化设计[J].锻压装备与制造技术,2009,44(3):48-50.
- [6] 叶玉刚,薛勇,段江年.板料成形回弹模拟及补偿技术研究现状[J].锻压装备与制造技术,2009,44(3):18-22.
- [7] Livermore Software Technology Corporation.LS-DYNA Keyword User's Manual.version970. 2003.4.
- [8] Altair Engineering inc.HyperMesh to interface with LS-DYNA.2003.

文章编号:1672-0121(2010)04-0025-03

# 基于有限元的单柱开式 液压机机身结构的应力应变分析

张元越

(徐州工程学院,江苏 徐州 221008)

**摘要:**本文使用 ANSYS 软件对 6300kN 单柱开式液压机的结构进行了分析设计。首先采用经验设计方法对机身结构进行了强度、刚度计算,然后采用有限元软件 ANSYS 对计算模型进行网格化处理,分析了其应力场、应变场及最大主应力场。

**关键词:**机械制造;结构设计;液压机;有限元

**中图分类号:**TG315.4 **文献标识码:**B

## 1 引言

液压机是利用液压传动技术进行压力加工的设备,是制品成形生产中应用最广的设备之一。与其他压力机相比,它具有压力和速度可在大范围内无级调整、可在任意位置输出全部功率和保持所需压力、结构布置灵活、各执行机构可很方便地达到所希望的动作配合等优点。因此,液压机在我国国民经济的各行各业,尤其是塑性加工领域得到了日益广泛的应用。

液压机设计理论和方法的发展主要经历了经验设计、数值计算、优化设计几个阶段。经验设计阶段主要利用材料力学简化方法计算主要部件的强度和

刚度,把机架简化为材料力学范畴的平面钢架,把横梁简化为材料力学范畴的简支梁,然后按照材料力学的方法进行强度、刚度校核。尽管确认的结构大多数被实践证明是安全的,但存在设计周期长、结构冗余、材料使用偏保守等弊端,致使产品重量大,成本高、效益低,削弱了产品竞争力,而且缺乏对设计结果合理性的验证,计算结果常常与实测值相去甚远。数值计算阶段,设计者把整个机架或单个的横梁作为研究对象,将它们视为空间板梁组合结构,利用精度较高的有限元法进行整体结构分析,分析结果的准确性和可靠性大大提高。

## 2 经验设计

### 2.1 经验计算模型

型号为 Y41-630 的机器主要技术参数:公称压力 6300kN,水平缸压力 3000kN,工作台尺寸

收稿日期:2010-04-19

作者简介:张元越(1966-),男,硕士,从事现代设计理论研究及液压传动设计

## Dynamic Analysis of the Frame of 20MN Quick Forging Hydraulic Press

HAN Yukun<sup>1</sup>, WANG Lixin<sup>1</sup>, LIU Hongxian<sup>2</sup>, LI Junmin<sup>1</sup>

(1.Anyang Institute of Technology, Anyang 455000, Henan China;

2.Anyang Forging Press Machinery Industry Co., Ltd., Anyang 455000, Henan China)

**Abstract:** Based on the transient mechanics behavior when the quick forging hydraulic press is forging workpieces, by use of LS-DYNA procedure, a simulation has been carried out in order to find the distribution of strain and stress when the hydraulic press is striking the workpiece. Compared with the traditional analysis method, it is discovered that by taking the striking process of the hydraulic press as a nonlinear and dynamic collision problem, the strain and deformation on the hydraulic press frame is smaller than that gained by the statics analysis. So the requirement of the material strength can be reduced, which provides the theory basis for the light-weight design of forging hydraulic press.

**Keywords:** Frame; Quick forging hydraulic press; Analysis of strength; Light-weight type