

设备

法兰支承液压缸结构的遗传算法优化设计

赵升吨, 王 军, 白振岳, 朱国际

(西安交通大学 机械工程学院, 陕西 西安 710049)

摘要: 针对目前液压缸结构设计中主要结构参数依据经验方法确定的不足, 以公称压力为 600 kN、型号为 YS4F-60 的新型单臂开式伺服驱动液压机为应用背景, 建立法兰支承液压缸有限元分析模型。以液压缸重量最轻为优化目标, 以缸筒外径 $2r_2$ 、缸底厚度 t 、缸底过渡圆弧半径 R_1 、缸的法兰厚度 h 、缸法兰处过渡圆弧半径 R 及法兰部分的外径 $2r_4$ 这 6 个参数为设计变量, 提出了合理的设计参数及应力的约束条件, 采用改进遗传算法对油缸的结构参数进行优化, 优化后液压缸的重量相对减少了 41%, 优化效果明显。进一步采用 ANSYS 软件对优化前后的油缸进行了有限元分析, 数值模拟验证了优化结果的正确性。

关键词: 液压缸; 遗传算法; 优化设计

中图分类号: TG315 4 文献标识码: A 文章编号: 1000-3940 (2008) 02-0095-05

Optimum design of the structure of flange supported hydraulic cylinder by genetic algorithms

ZHAO Sheng-dun, WANG Jun, BAI Zhen-yue, ZHU Guo-ji

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Aiming at the shortage of the conventional way determining the principal parameters in structural design of hydraulic cylinder, a finite element model of the hydraulic cylinder supported by a flange was built on a new-style servo open-type hydraulic press YS4F-60 with nominal pressure 600 kN. Then using the lightest weight of hydraulic cylinder as the optimal objective and using outside diameter of the cylinder ($2r_2$), bottom thickness (t), bottom transition radius (R_1), flange thickness (h), flange transition radius (R) and outside diameter of the flange ($2r_4$) as the design variables, the reasonable constraints of the design parameters and stress were proposed and the improved genetic algorithm was adopted to optimize the structural parameters of the cylinder. The results indicate that the weight of hydraulic cylinder is relatively reduced by 41%, and optimization effect is obvious. Finally, the finite element method was employed to analyze the optimal structure by ANSYS software, and the numerical simulations verified the validity of genetic algorithms.

Key words: hydraulic cylinder; genetic algorithm; optimum design

1 引言

液压缸是液压机的重要部件之一, 长期以来在液压缸结构设计中, 一些主要结构参数的选取还是根据经验方法, 通常根据设计要求的原始条件及数据, 参考同类型结构的技术资料, 适当改变某些参数或从几种现有方案中选取一种作为初始设计方案, 然后进行结构的强度、刚度、稳定性等方面的分析与计算, 必要时再配合以模型或样机试验, 获得分析计算结果或有关试验数据资料后, 认可或修改原始的设计方案, 再做分析计算或试验等, 直到选定

满意的设计。这种设计程序设计过程繁琐、效率低下, 初始设计方案在很大程度上会影响最后的选定方案的合理性。因为无论是对结构的分析计算或通过模型试验等手段, 都只是对初选方案起到安全校核的作用, 因而最终选定的方案通常仅是一种可行的而不是最优的设计。结构优化设计则可以使结构设计从被动地进行安全校核转变为主动地从各种可能的结构设计方案中寻求最完善的或最适宜的优化方案。本文以公称压力为 600 kN, 型号为 YS4F-60 的新型单臂开式伺服驱动液压机的油缸优化为应用背景, 进行了相关的研究工作。

2 液压缸缸筒的应力分析

液压缸的受力状况可以分为 3 个部分来分析, 即中间壁厚圆筒、法兰和缸底。理论分析和应力测试均表明, 只有在与法兰支承外表面及缸底内表面

收稿日期: 2007-05-10; 修订日期: 2007-08-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50575175)

作者简介: 赵升吨 (1962-), 男, 教授, 博士研究生导师

电子信箱: sdzhao@mail.xjtu.edu.cn

距离各为 $1.5r_2$ 的缸筒中段, 才可以按照壁厚圆筒公式进行强度计算^[1]。

2.1 中段圆筒部分

对于较长的液压缸, 其中间部分是一个等厚度、并承受均匀分布内压的厚壁圆筒, 除有轴向拉应力 σ_z 外, 尚有由内压 p 引起的径向压应力 σ_r (内壁最大, 向外逐渐减小, 到外壁为零) 和切向拉应力 σ_t (内壁最大, 向外逐渐减小), 是三向应力状态, 如图 1 所示。

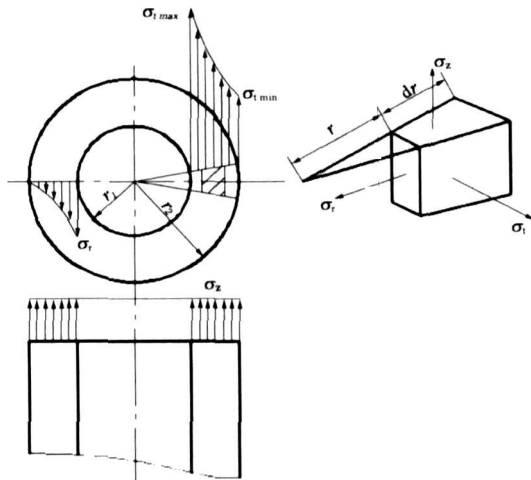


图 1 缸体中段筒壁处应力分布图

Fig 1 Stress distribution in middle part of cylinder body

采用 Von Mises 强度准则, 缸内壁最大合成当量应力为:

$$\sigma_{max} = \frac{\sqrt{3}r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \leq [\sigma] \quad (1)$$

式中, $[\sigma]$ 为许用应力 (MPa), $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s}$; σ_s 为材料屈服点 (MPa); n_s 为安全系数, 可取 2~2.5; r_1 、 r_2 分别为缸内、外壁半径 (mm)。

2.2 法兰过渡部分

包括从法兰上表面以上 $1.5r_2$ 范围内的缸体。由于法兰与横梁接触的环形面积上作用有支承反作用力 P , 如图 2 所示, 从而在这部分引起很大的弯曲应力^[2]。在过渡圆弧处, 由于断面形状变化急剧, 产生应力集中。

对于法兰上表面 A-A 截面 (图 2), 总的轴向拉应力 σ_z 为在法兰与缸体圆筒连接处外表面由弯矩 M 产生的轴向拉应力 σ'_z 与由总的轴向力 P_H 引起的轴向拉应力 σ''_z 之和, 即:

$$\sigma_z = \sigma'_z + \sigma''_z = \frac{6M}{(r_2^2 - r_1^2)^2} + \frac{P_H}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \quad (2)$$

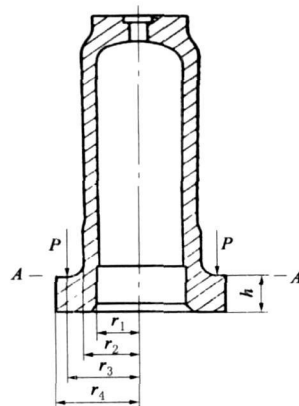


图 2 液压缸法兰受力简图

Fig 2 Force diagram of hydraulic cylinder flange

2.3 缸底部分

做以下假设, 把平底缸当作受均布载荷作用且周边刚性固定的中心有孔的圆板来考虑, 如图 3 所示。最大应力发生在圆板的周边, 根据第三强度理论, 最大当量应力为:

$$\sigma = 0.75 \frac{pr_1^2}{\phi_t^2} \quad (3)$$

式中, ϕ 为缸底因开孔而引起的削弱系数, 与进油孔有关, $\phi = \frac{2r_1 - 2a}{2r_1}$, 其中 $2a$ 为进油孔直径。

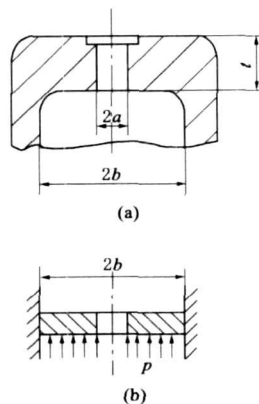


图 3 平底缸结构 (a) 及受力 (b) 简图

Fig 3 Structure (a) and force (b) scheme in flat bottom of cylinder

3 液压缸优化模型的建立

公称压力为 600 kN、型号为 YS41-60 的新型单臂开式伺服驱动液压机采用交流伺服电动机带动油泵驱动器滑块进行工作, 其具有工作效率高、可控性强、节能环保等优点, 是目前国内外大力发展的新型液压机。图 4 为该新型液压机的立体图。

3.1 设计变量

液压缸的计算简图如图 5 所示。液压缸工作压

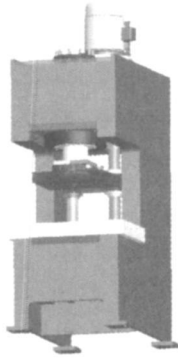


图 4 YS41-60型新型伺服液压机

Fig 4 New-style servo hydraulic press YS41-60

力 p 、液压机公称压力 P 及缸体长度 l (由缸内活塞行程确定) 是给定参数, 内径 $2r_1$ 由液压缸应产生的作用力 P 及液体工作压力 p 确定。待定的设计参数有缸底厚度 t 、缸的法兰厚度 h 、缸底过渡圆弧半径 R_1 、缸壁的外径 $2r_2$ 、缸法兰处过渡圆弧半径 R 及法兰部分的外径 $2r_4$ 。

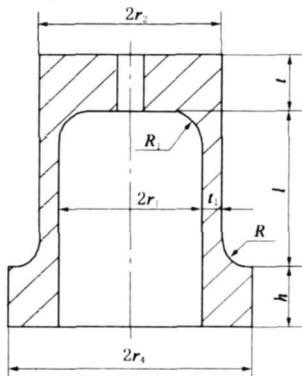


图 5 液压缸计算简图

Fig 5 Calculating scheme of hydraulic cylinder

3.2 约束条件

采用改进的遗传算法优化, 根据原设计的装配尺寸、加工工艺的可能性及一般设计和使用经验, 确定各个设计变量的变化范围^[3,4]。以下为设计参数的约束条件, 均为显式表达式。

- $40 \leq h \leq 80$
- $30 \leq t \leq 60$
- $10 \leq 0.5(r_2 - r_1) \leq 40$
- $20 \leq (r_4 - r_1) \leq 50$
- $0.15(r_2 - r_1) \leq R \leq 0.25(r_2 - r_1)$
- $0.2r_1 \leq R_1 \leq 0.4r_1$

而应力的约束条件为: 缸筒中段的最大计算当量应力 Y_M 应小于许用应力 Y_G ; 在法兰过渡区的最大当量应力 Y_Z 应小于许用应力 Y_G ; 缸底过渡区

的最大计算应力 Y_T 应小于许用应力 Y_G 。利用式 (1)、(2) 和 (3) 建立不等式约束:

$$\begin{aligned}
 & -1 \times 10^{20} \leq Y_M - Y_G \leq 0 \\
 & -1 \times 10^{20} \leq Y_Z - Y_G \leq 0 \\
 & -1 \times 10^{20} \leq Y_T - Y_G \leq 0
 \end{aligned}$$

3.3 目标函数

由设计变量组成六维欧氏设计空间, 优化目标是在保证计算当量应力低于材料许用应力的情况下, 缸体重量最轻。但工程实际问题往往不能完全由数学计算来确定, 而需要考虑多方面的因素进行综合判断。上述情况决定了结构优化设计的结果往往不是得到一组唯一的最优解, 而是提供多组优化解^[5]。

选择在当量应力不超过给定许用应力条件下, 缸体重量最轻 (体积最小) 为目标函数。根据几何关系, 建立包含主要设计变量的计算液压缸体积的近似公式如下:

$$V = \pi [h(r_4^2 - r_1^2) + l(r_2^2 - r_1^2) + t(r_2^2 - r_1^2)] + r_1 \times R^2 + r_2 \times R_1^2 \quad (4)$$

4 遗传算法对液压缸尺寸优化

遗传算法 (Genetic Algorithm) 是一类借鉴生物界的进化规律 (适者生存, 优胜劣汰, 遗传机制) 演化而来的随机优化搜索方法^[5,6], 可以直接对结构对象进行操作; 具有全局寻优能力; 采用概率化的寻优方法, 能自动获取和指导优化的搜索空间, 自适应地调整搜索方向^[7]。本文以锻造用液压缸缸筒结构设计为例, 使用 MATLAB 遗传算法工具箱, 对缸筒结构进行优化设计。液压缸原始设计尺寸见表 1。

表 1 液压缸原始设计尺寸

Table 1 Original design dimensions of hydraulic cylinder

法兰厚度 t /mm	缸底厚度 h /mm	油缸内径 D /mm	法兰半径 r_4 /mm	缸底圆角 R_1 /mm	法兰圆角 R /mm	总质量 M /kg
60	60	180	160	36	7.5	162.39

设定 $p = 25 \text{ MPa}$, $P = 600 \text{ kN}$, $l = 515 \text{ mm}$ 。建立目标函数的 M 文件, 并用 MALAB 命令调用。其中: 种群尺度 (Population size) 定为 40; 最大代数 (generations) 定为 100; 种群类型 (Population type) 采用双精度向量 (Double Vector); 种群初值范围 (Initial range) [40 80; 30 60; 110 150; 4 10; 10 20]。此次优化在第 73 代产生最优解, 最终得到的最优解为 1.097×10^7 。事先测定的满意值为 1.098×10^7 , 所以此次遗传并未产生早熟现象。

设备栏目是由北京昇辉机电有限公司赞助刊出

各主要参数优化后结果见表 2。

表 2 优化后液压缸参数

Table 2 Parameters of hydraulic cylinder after optimization

法兰 厚度 <i>t</i> /mm	缸底 厚度 <i>h</i> /mm	缸 内径 <i>D</i> /mm	缸 壁厚 <i>s</i> /mm	法兰 半径 <i>r₄</i> /mm	缸底 圆角 <i>R₁</i> /mm	法兰 圆角 <i>R</i> /mm	总 质量 <i>M</i> /kg
41	74	180	22	150	26	6	95.80

从表 1、表 2 可知, 优化前液压缸总质量为 162.39 kg, 优化后为 95.80 kg, 优化过程中质量相对减小量为:

$$\frac{162.39 - 95.80}{162.39} \times 100\% = 41.0\%$$

由此可看出, 优化后液压缸的质量明显减小。

5 液压缸结构尺寸优化前后的应力应变场

5.1 模型的建立

本分析为线弹性静态结构问题, 对液压缸进行三维实体建模, 采用 SOLID95 对三维模型划分网格, 并对法兰过渡区和缸底进油口等应力梯度较大区域进行细化, 最终得到改进前液压缸共有节点总数 49592 个, 单元总数 31511 个; 改进后液压缸共有节点总数 48658 个, 单元总数 30165 个。液压缸的有限元模型如图 6 所示。

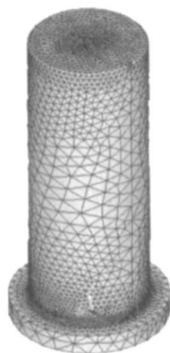


图 6 液压缸有限元网格划分

Fig. 6 Finite element meshing of hydraulic cylinder

5.2 材料及边界条件的选取

液压缸所用材料为 45 号锻钢, 屈服应力 $\sigma_s = 355$ MPa, 选取弹性模量 $E = 210$ GPa, 泊松比 $\mu = 0.3$ ^[8]。液压缸法兰处采用螺栓与机身固定, 法兰上表面与机身接触, 故可在法兰上表面施加全约束。液压缸工作油压为 25 MPa, 分布于液压缸内表面。在静力分析时, 对液压缸内表面施加 25 MPa 的均布载荷。

5.3 分析结果

优化前液压缸应力分布如图 7 所示, 最大应力出现在缸筒内壁处, 为 102.57 MPa; 优化后液压缸应力分布如图 8 所示, 最大应力依然出现在缸筒内壁处, 为 133.87 MPa, 优化后最大应力仅比优化前增加了 $\frac{133.87 - 102.57}{102.57} \times 100\% = 30.52\%$ 。优化后的最大应力明显小于许用应力 (355 MPa), 安全系数为 $\frac{355}{133.87} = 2.65$, 即最大应力在缸体材料的许用应力范围内。

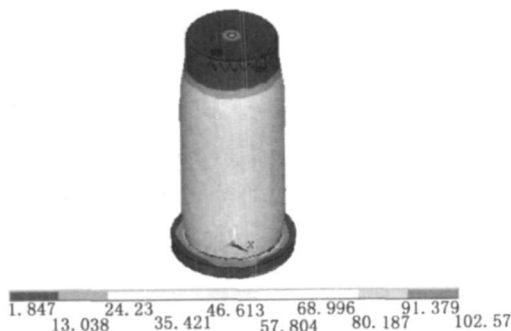


图 7 优化前液压缸应力分布图

Fig. 7 Stress distribution of hydraulic cylinder before optimization

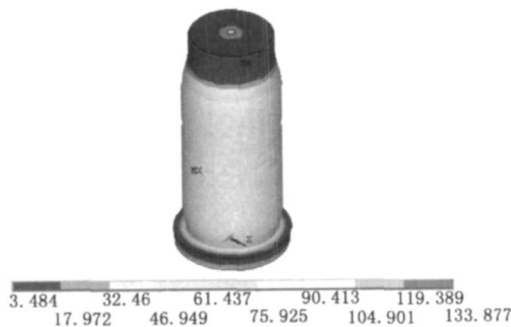


图 8 优化后液压缸应力分布图

Fig. 8 Stress distribution of hydraulic cylinder after optimization

6 结论

通过对液压缸缸筒的应力分析, 建立了液压缸的优化模型, 以缸体重量最轻为优化目标, 采用改进的遗传算法对液压缸结构进行了优化。将优化前后的参数进行比较, 发现优化后液压缸的重量相对减少了 41%, 优化过程达到了结构轻量化、节省成本的目的。进一步采用 ANSYS 软件对优化前后液压缸的应力应变场进行了有限元分析, 数值模拟验证了优化结果的正确性。本文中采用的设计方法填补了目前液压缸结构设计中主要结构参数依据经验方法确定的不足。

开式压力机机架截面尺寸的设计方法研究

陈加明¹, 王渭新²

(1. 杭州职业技术学院 机电工程系, 浙江 杭州 310018; 2. 中信戴卡轮毂制造有限公司, 河北 秦皇岛 066003)

摘要: 单柱开式压机由于其结构的特殊性, 工作时的变形抗力会使压机模具安装面对工作的台面发生一定的倾斜, 机架的变形过大导致工作中冲模寿命降低。对压机的机身进行了系统的受力分析, 对机身受力与变形的力学关系式进行了简化, 得出了压机机架截面形状设计的简化计算方法。

关键词: 单柱开式压力机; 机架; 横截面; 设计方法

中图分类号: TG305 文献标识码: A 文章编号: 1000-3940 (2008) 02-0099-04

Study on design method of section size of open-side press frame

CHEN Jia-ming¹, WANG Wei-xin²

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Hangzhou Vocational Technical College, Hangzhou 310018, China;
2. R&D Department, CITIC Dicastal Wheel Manufacturing Co., Ltd., Qinhuangdao 066003, China)

Abstract: Because of the special structure of the open side press, the deformation resistance produced in the working process will cause the die installation surface to produce an inclination to the press bed. Consequently the deformation of the open side press frame is too drastic to reduce the life of the working dies. The system stress of press frame was analysed and the mechanical relationship between the force and deformation was simplified. Thus the simplified calculation method for designing the frame cross-sectional shape was obtained.

Key words: open side press; frame; section; design method

1 引言

开式曲柄压力机由于其结构简单, 成本低, 生产效率高, 使用方便 (对模具调整快捷、易于观察、控制简单、频率高达 300~400 次/分) 等优点, 在实际的板件冲压中得到广泛的应用, 并成为众多电子、电气、汽车零件生产车间的首选设备。但由于其结构的特殊性, 工作时的变形抗力会使压机模具安装面对工作台面发生一定的倾斜。通常的方法是

对机械结构进行有限元分析和动力学优化^[1-3], 来解决结构变形问题, 而且也能获得较好的效果。本文为解决目前企业技术人员在有限元分析软件使用上的不足, 研究一种压力机机架截面形状的简化设计方法, 在压机重量和体积一定的条件下, 以达到增强压机刚度的目的。

2 机架的功能

机架作为压机机身的主体, 连接其余机件为一个整体, 是压机上所有运动部份的支撑体, 一般说来, 机架的重量约为整个设备的 60% 或更高, 机架既是压机中受力条件最复杂同时又是制造工作量最大的零件。当压机工作时, 机架承受产品变形时产

收稿日期: 2007-11-31; 修订日期: 2008-01-20

作者简介: 陈加明 (1970-), 男, 讲师

电子信箱: m ajia34@126.com

参考文献:

- [1] 俞新陆. 液压机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1984.
- [2] 俞新陆. 液压机现代设计理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [3] 俞新陆, 杨津光. 液压机的结构与控制 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.
- [4] 王春水, 肖学柱, 陈汉明. 遗传算法的应用举例 [J]. 计算机仿真, 2005, 22 (6): 155-157.
- [5] 张文修, 梁怡. 遗传算法的数学基础 [M]. 西安: 西安交

通大学出版社, 2001.

- [6] Melame Mitchell. An introduction to genetic algorithms [M]. Cambridge, MA: The MIT Press, 1996.
- [7] Booker L. Improving Search in Genetic Algorithms [A]. Davis L (Ed). In Genetic Algorithms and Simulated Annealing [C]. Morgan Kaufmann Publishers, 1987.
- [8] 安继儒. 中外常用金属材料手册 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1990.

(第十届全国塑性工程学术年会论文选登)