

基于 ANSYS 深海极端环境 大型生物培养釜的结构优化*

魏光超,李世伦,侯继伟,陈家旺

(浙江大学 流体传动与控制国家重点实验室,浙江 杭州 310027)

摘要:针对深海极端环境大型生物培养釜的高压大容积,并要求快速开启的特点,提出了一种新型开启结构。首先采用传统的数值设计方法对培养釜进行初步设计,然后结合机械优化设计方法,采用 ANSYS 软件中提供的一阶优化方法对该培养釜进行应力分析和结构优化设计,得到了合理的结构设计参数。优化结果表明,在培养釜重量减少约 7.75% 的基础上,应力分布更加均匀合理,优化效果明显。

关键词:ANSYS;压力容器;培养釜;应力分析;结构优化

中图分类号:TH137

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2010)03-0018-04

Structural optimization of large biological culture vessel in deep-sea extreme environments on ANSYS

WEI Guang-chao, LI Shi-lun, HOU Ji-wei, CHEN Jia-wang

(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Considering of the high pressure, large volume and fast-opening characteristics, a new fast-opening structure was adapted for culture vessel in deep-sea extreme environments. Traditional numerical design method was adapted for the preliminary design firstly. Then according to mechanical optimization method, first step optimization in ANSYS software, stress analysis and structural optimization were carried on for culture vessel. The optimization results show that the pressure vessel weight is descended about 7.75% in meeting demand of stress intensity, and rational engineering design parameters are obtained for culture vessel new structure.

Key words: ANSYS; pressure vessel; culture vessel; stress analysis; structural optimization

0 引言

深海极端环境培养釜是模拟深海极端环境培养系统研究平台的关键组件。培养釜作为压力容器的一个重要分支,不但具有常规压力容器的共性,而且具有自身的特性,因而对其设计和分析提出了更严格的要求。

在传统的压力容器设计中,为了保证容器的安全性,总是通过增大容器的壁厚,以增强容器的承压能力。随着分析设计概念的提出,设计者越来越多地进行结构优化设计。优化设计是一种寻找、确定最优化设计方案的技术,最优设计方案可以满足所有基本的设计要求,而且所需支出(如重量、体积及成本)为最

小。优化设计的对象很广泛,比如:尺寸、形状、支撑位置、自然频率、制造成本,以及材料特性等。

为了提高容器的可靠性和安全性,减轻容器重量,使容器中应力分布更加均匀。本研究将传统的数值计算方法与有限元方法、优化技术相结合,完成深海极端环境培养釜的结构优化设计。

1 培养釜设计

1.1 培养釜的尺寸参数计算

针对深海极端环境培养釜高压大容积并要求快速开启的特点,提出了一种基于 O 型橡胶圈的新型密封开启结构^[1],培养釜装配体和上筒体结构如图 1 所示。

收稿日期:2009-12-10

基金项目:国家高技术研究发展计划(“863”计划)资助项目(2007AA091902)

作者简介:魏光超(1985-),男,四川内江人,主要从事深海机电系统集成及智能化方面的研究。E-mail: wguch2000@zju.edu.cn

通信联系人:侯继伟,男,博士。E-mail: houjiwei@zju.edu.cn

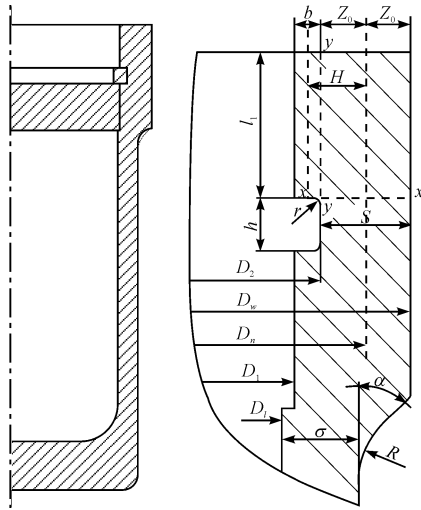


图1 结构图

设计参数如下:容积 30 L;内直径 300 mm;最高工作温度 60 ℃;最高工作压力 40 MPa;介质为海水。

表1 设计尺寸 mm

D_i	D_1	D_2	D_n	D_w	h	l_1	b	Z_0	H	S	δ	α	R	r
300	310	330	365	400	20	55	10	17.5	22.5	35	30	45	30	3

1.2 上筒体有限元分析

根据结构特性和载荷特性^[4-5],本研究采用轴对称力学模型进行分析。板壳理论研究表明:当离开不连续处的距离(即圆筒的长度 L)超过 $2.5(R\delta)^{0.5}$ 时,边缘应力的影响可以忽略不计。实际计算时,一般取圆筒的长度不小于 $2.5(R\delta)^{0.5}$,取 $L = 250$ mm。结构采用轴对称 Plane82 单元,在远离结构不连续处约束筒体的轴向位移处,内筒壁加载压力 $P = 40$ MPa。在上部筒体接触面上,接触压力加均匀分布载荷 $q = 405.6$ MPa。加载与约束条件如图 2 所示,应力分析结果如图 3 所示。

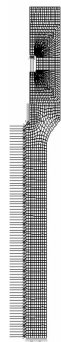


图2 载荷与约束条件图

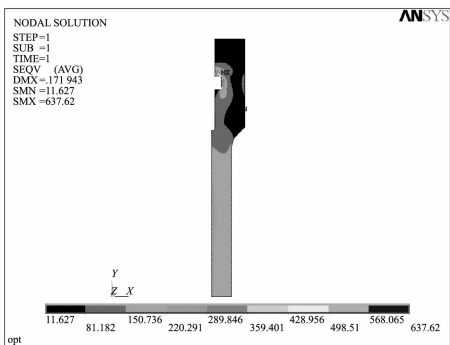


图3 优化前模型应力云图

该培养釜筒体和端盖设计属常规设计,均按 GB150—1998《钢制压力容器》进行设计。该培养釜的设计难点在于上部筒体的设计,因此决定以此为设计优化的目标。

上部筒体的设计计算在文献中有两种设计方法,即文献[2]和文献[3]中的校核设计方法。比较本密封结构的上部筒体与文献[2]中组合式密封(即伍德密封)的筒体顶部,两者的结构和受力状况基本相同。根据以上分析和比较,本密封结构中上部筒体关键尺寸的设计决定采用文献[2]中的方法,许用应力比照文献[1]中的有关规定选取,然后乘以 0.9 的安全系数。

容器最高工作压力 $P = 40$ MPa(设计压力 44 MPa),容器材料为 1Cr17Ni2,弹性模量 $E = 2.06 \times 10^5$ MPa,泊松比 $\mu = 0.278$,材料密度 $\rho = 7.8$ kg/mm³,许用应力 $[\sigma] = 250$ MPa。设计参数的具体尺寸如表 1 所示。

连续部分,即剪应力环放置倒角处,其等效最大应力值为 637.6 MPa,其他部位受力情况较为均匀,与实际情况相吻合。

2 优化设计

深海极端环境大型生物培养釜的设计不仅要满足强度要求,同时还需要满足经济性要求,这使得优化设计在容器设计中具有非常重要的意义。优化问题^[6-8]的基本原理是通过建立优化模型,运用各种优化方法,在满足设计要求的条件下,求得目标函数的极值,以得到最优的设计方案。也就是在设计变量的区域内,并满足状态变量约束条件的情况下,求取目标函数 $F(x)$ 的极值问题。其数学模型可描述为如下形式^[9]:

$$\begin{aligned} \text{Min} F(x) &= F(\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n) \\ \beta_{iL} &\leq \beta_i \leq \beta_{iU} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \\ g_{jL} &\leq g_j(\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n) \leq g_{jU} \quad (j = 1, 2, \dots, n) \end{aligned}$$

ANSYS 的参数化设计语言为压力容器的优化设计提供了极大的便利,容器的壁厚、重量、体积、构件的相对尺寸、过渡转角等都可以成为优化的对象。ANSYS 优化分析的数据流程如图 4 所示。

根据图 4 提供的数据流,ANSYS 的优化过程大致可分为以下几步:①建立分析文件;②建立优化参数;③进入优化选项并指定分析文件;④声明优化变量(指定设计变量、状态变量和目标函数);⑤选择优化

从应力云图中可知,最大应力强度出现在几何不

工具;⑥指定优化循环控制;⑦执行优化分析;⑧查看优化结果。

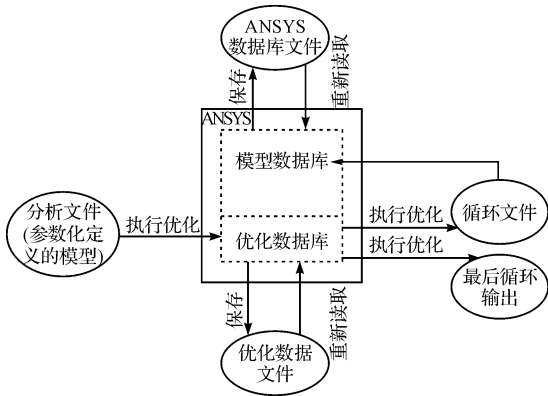


图 4 ANSYS 优化分析数据流程

2.1 优化参数设计

优化方法是使单个函数(目标函数)在控制条件下达到最小值的方法。ANSYS 提供两种优化方法:零阶方法(直接法)和一阶方法(间接法),其中一阶方法是使用偏导数,即使用因变量(状态变量和目标函数)的一阶偏导数,精度很高,尤其是在因变量变化很大,设计空间也相对较大时^[10]。

为了对培养釜上筒体模型进行精确分析,以得到优化设计方案,笔者采用了 ANSYS 软件所提供的一阶方法。在进行优化设计时,选定厚度 l_1, S 作为优化设计变量;容器筒壁的最大应力值 S_{MAX} 作为优化设计的状态变量。培养釜重量 WT 为目标函数。优化设计时仍采用 ANSYS 有限元软件提供的 8 个节点的轴对称单元 PLANE82,最大迭代次数 20 次。

设计要求:通过壁厚的设计,使得在满足给定的刚度和强度要求下整个容器的重量 WT 达到最小。

设计变量参考范围: $l_1 \in [30, 55], S \in [20, 35]$ 。

状态变量参考范围: $S_{MAX} \leq 375$ MPa。

2.2 优化结果

通过上述优化方法进行参数优化设计,并且得出相应的优化结果,设计变量 l_1, S 随迭代次数变化如图 5 所示,状态变量 S_{MAX} 随优化次数的变化规律如图 6 所示,目标函数 WT 随优化次数的变化规律如图 7 所示。

由图中可以看出,各状态变量及目标函数随迭代次数的增加逼近最佳设计方案,由曲线变化可以看出逼近效果良好。

2.3 优化后容器各参数变化

迭代过程中壁厚、最大应力、容器质量的具体数据如表 2 所示, S_{MAX} 为最大应力,* 为最佳序列。

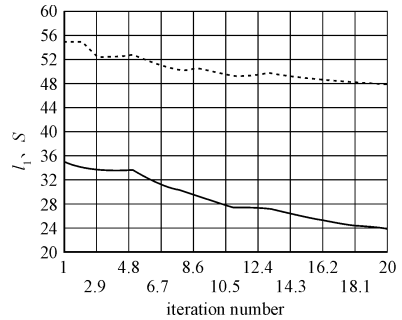


图 5 设计变量 l_1, S 随迭代次数变化图

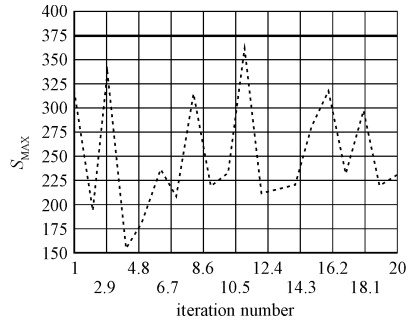


图 6 状态函数 S_{MAX} 随迭代次数变化图

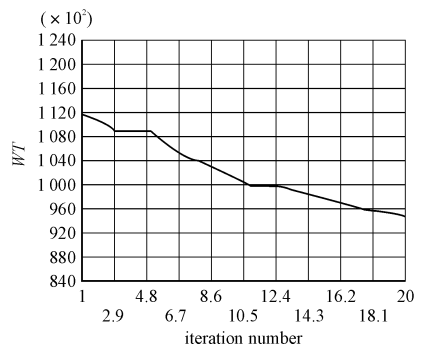


图 7 目标函数 WT 随迭代次数变化图

表 2

NO.	S_{MAX}/MPa	l_1/mm	S/mm	WT/g
1	316.02	55.000	35.000	111 820
2	166.77	55.000	34.217	110 730
3	210.18	53.455	33.889	109 690
4	160.58	52.789	33.030	108 280
5	153.73	51.792	31.727	106 160
6	193.11	50.912	30.555	104 300
7	207.84	50.135	29.499	102 650
8	342.44	49.523	28.653	101 350
9	269.65	49.314	28.137	100 620
10	242.66	48.983	27.442	99 629
11	218.93	48.785	27.157	99 205
12	290.59	48.545	26.809	98 688
13	353.88	48.259	26.389	98 068
14	176.09	48.224	26.418	98 095
15	231.10	46.402	25.911	96 903
16	230.70	46.255	25.697	96 594
17	303.34	46.016	25.345	96 088
18	231.50	45.648	24.810	95 323
19	295.45	45.572	24.697	95 162
* 20	229.57	45.360	24.380	94 715

4 结束语

数值模拟的结果表明,具有长、中、短叶片的复合叶轮可以改善内部流道的速度分布,分流叶片提高了叶轮液流的过流能力,从而提高了低比转速离心泵的整体性能。此外,叶轮内部的静压力由叶片进口到出口逐渐升高。通过设置中、短叶片,可以增加叶轮出口吸力面的压力,从而有效阻止液流的脱流。

数值模拟的计算结果能够有效地反映叶轮内流动状况,同时揭示了复合叶轮内部流场的流动机理,对低比转速离心泵叶轮设计具有一定的参考价值。

参考文献(References):

- [1] 齐学义,张 东,刘在伦,等. 低比转速离心泵复合叶轮内部流动的数值计算[J]. 兰州理工大学学报,2007,33(4):47-50.
- [2] CUI Bao-ling, ZHU Zu-chao, ZHANG Jian-ci, et al. The flow simulation and experimental study of low-specific-speed high-speed complex centrifugal impellers[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*,2006,14(4):435-441.
- [3] VISSER F C, BROUWERS J J H, JONKER J B. Fluid flow in a rotating low-specic-speed centrifugal impeller passage [J]. *Fluid Dynamics Research*,1999(24):275-292.

(上接第 20 页)

通过对比初始设计与最佳系列设计各主要参数可以看出,培养釜上筒体厚度 l_1 从 55 mm 降到 45.360 mm,厚度 S 从 35 mm 降到 24.380 mm,目标函数 WT 下降了 17 105 g,培养釜总重量为 220 587 g,降低了 7.75%,结构不连续区域最大应力也有所下降,容器应力分布更加均匀合理,优化结果明显。

3 结束语

对深海极端环境大型生物培养釜的新型开启结构,本研究采用数值计算和有限元结合的方法,在初始设计结构的基础上进行结构优化,使容器重量 WT 降低了大约 7.75%,而且结构不连续区最大应力值也有所下降,优化结果明显,满足了技术指标及机构轻量化的目标,进而在很大程度上减少了设计及制造成本,使产品设计更为合理。

参考文献(References):

- [1] 蒋伟华,陈志平. 基于 O 形橡胶圈密封的高压容器设计和研究[D]. 杭州:浙江大学化工机械研究所,2006.

- [4] GONZALEZ J, BLANCO E, SANTOLARIA C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*,2002,124(2):348-355.
- [5] ZHAO Bin-juan, YUAN Shou-qi, LIU Hou-lin, et al. Three-dimensional coupled impeller-volute simulation of flow in a centrifugal pump and performance prediction[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*,2006,19(1):59-62.
- [6] 何有世,袁寿其,郭晓梅,等. 带分流叶片的离心泵叶轮内三维不可压湍流场的数值模拟[J]. 机械工程学报,2004,40(11):153-157.
- [7] 崔宝玲,朱祖超,林勇刚,等. 长短叶片半开式离心叶轮内部流动的数值模拟[J]. 浙江大学学报:工学版,2007,41(5):809-813.
- [8] 杨敏官,顾海飞,刘 栋,等. 离心泵叶轮内部湍流流动的数值计算及试验[J]. 机械工程学报,2006,42(12):180-185.
- [9] 徐 洁,谷传纲. 长短叶片离心泵叶轮内部流动的数值计算[J]. 化工学报,2004,55(4):542-544.
- [10] 毕尚书,王文新,严 敬,等. 低比转速离心泵叶轮水力设计新方法综述[J]. 机械,2008,35(10):4-7.
- [11] 万映娟,严 敬,王 桃,等. 两种不同叶片的离心叶轮的数值模拟[J]. 机械,2008,35(2):12-14.

[编辑:张 翔]

- [2] 叶乾惠,秦晓忠. GB150-1998 钢制压力容器[S]. 北京:中国标准出版社,1998.
- [3] 编写组.《化工设备设计手册》4-高压设备[M]. 上海:上海人民出版社,1973.
- [4] 倪 栋,段 进,许久成,等. 通用有限元分析 ANSYS7.0 实例精解[M]. 北京:电子工业出版社,2003.
- [5] 尚晓江,邱 峰,赵海峰,等. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 1 版. 北京:中国水利水电出版社,2003.
- [6] 博嘉科技. 有限元分析—ANSYS 融会与贯通[M]. 北京:中国水利水电出版社,2002.
- [7] 刘 涛,杨凤鹏. 精通 ANSYS[M]. 北京:清华大学出版社,2002.
- [8] 李卫民,杨红义,王宏祥,等. ANSYS 工程结构实用案例分析[M]. 北京:化学工业出版社,2007.
- [9] 高炳军,杜雅飞,刘鸿雁,等. 准等程度原则下压力容器不连续区的优化设计[J]. 机械强度,2006,28(3):438-441.
- [10] 吴球红,马 平,陈振辉,等. 大行程直线电机的磁流变阻尼器优化设计[J]. 机电工程技术,2008,37(9):57-59.

[编辑:张 翔]