

耐压柱壳参数化设计与灵敏度分析

刘 峰¹, 王 贺¹, 苗怡然², 屠超华¹, 赵彦凯¹

(1. 哈尔滨工程大学 船舶工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 中国核动力研究设计院核反应堆系统设计技术国家重点实验室, 四川 成都 610041)

摘 要:为提高耐压柱壳设计效率, 设计了耐压柱壳参数化分析流程。研究了有限元分析所涉及的材料属性、载荷施加、边界条件设置等内容, 确定了采用弧长法分析耐压柱壳稳定性。利用 Python 语言对于 ABAQUS 软件进行了二次开发, 利用 Isight 软件实现了 ABAQUS 的集成, 实现了耐压柱壳有限元分析模型的网格自动划分、自动分析计算等。选择样本点进行参数化分析, 利用响应面模型对于样本点进行了拟合, 得到了具有较高拟合精度、满足工程需要的近似模型, 进行了设计变量的灵敏度分析。研究结果表明: 参数化分析流程可实现耐压柱壳的自动分析、近似模型及灵敏度分析, 可降低耐压柱壳分析难度, 均可提高耐压柱壳设计效率。

关键词:耐压柱壳; 参数化分析; 近似模型; 灵敏度分析

中图分类号: U661.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-2029(2019)01-0025-07

耐压结构是潜水器的关键部件, 为其设备提供了布置和保护空间, 对于潜水器的总体性能、水下作业安全性等诸多方面均有着重要的影响^[1-2], 这些均使耐压结构成为潜水器研究的重点内容之一。得到最佳设计方案是耐压结构研究的最终目标, 具体而言就是在保证耐压结构安全性的基础上, 获得重量轻、有效负载大的设计方案^[3]。然而, 随着海洋开发力度的加强和步伐的加快, 特别是潜水器的实用化、工程化、产品化等要求的提高, 人类在潜水器的研究和应用中, 不仅仅满足于潜水器性能的提高, 对于其设计效率、设计周期等也提出了更高的要求。

参数化又可称为参数驱动, 其实质是使用数学模型描述物理模型, 通过数字参数的修改实现模型的修改, 并通过相关软件对模型进行自动分析的过程^[4]。传统耐压结构设计需要在对于每个方案单独进行建模、分析的基础上进行择优, 存在设计效率低等缺陷。在这种情况下, 在保证计算精度的前提下, 将参数化设计引入到耐压结构设计对于提高耐压结构设计效率具有重要的意义。近年来众多学者

围绕着耐压结构的参数设计与分析开展了系列研究工作, 宋保维等^[5]利用 iSIGHT 软件, 集成自编的肋骨加强薄壁壳体结构的应力及稳定性计算程序, 对无人水下航行器 (UUV) 耐压壳体结构进行了优化; 潘涛^[6]对于耐压结构设计变量进行了分析和简化, 将肋骨参数作为已知数据代入, 基于自编程序对于柱状耐压结构进行了参数化分析, 利用有限元方法对于优化结果进行了复核; 刘峰等^[7]研究了 CATIA 软件的二次开发及其与 ABAQUS 的通信关系, 进一步实现了耐压球壳的参数化设计。上述研究工作, 均极大提高了耐压结构的设计效率, 但还存在一定不足, 如自编程序可能精度不高, CATIA 软件与 ABAQUS 之间的通讯导致计算时间延长, 等等。

本文在参考了耐压结构参数化设计现有成果的基础上, 以柱状耐压结构为研究对象, 针对 ABAQUS 进行了二次开发, 实现了耐压柱壳的参数化建模与分析, 根据所选择的设计变量进行了计算及灵敏度分析, 大幅度提高了耐压柱壳的设计效率。

收稿日期: 2018-12-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51709063); 中央高校基本业务费资助项目(HEUCFP201603, HEUCFP201735, HEUCFM180106)

作者简介: 刘峰(1982-), 男, 副研究员, 主要研究方向为潜水器总体设计与系统集成。E-mail: liufeng4338@163.com

1 耐压柱壳有限元分析

本文所研究的耐压柱壳工作水深 400 m, 柱段采用 T 型材环肋加强, 具体见图 1。

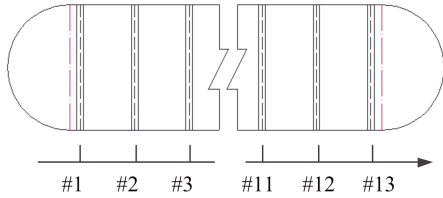


图 1 耐压柱壳简图

Fig.1 Drawing of pressure cylindrical shells

图 1 中, 平行段舱长为 y_1 、壳体半径为 y_2 、耐压壳体壁厚 y_3 、环肋腹板高度为 y_4 、环肋腹板厚度为 y_5 、环肋面板长度为 y_6 、环肋面板厚度为 y_7 。

1.1 耐压柱壳材料属性

在 ABAQUS 中, 材料是以真实的应力与应变输入的。然而通过材料拉伸试验或者压缩试验得到的应力与应变值一般是名义应力和名义应变, 需要把名义应力和名义应变转化为真实应力与应变。名义应力和名义应变转化公式为:

$$\varepsilon_{\text{nom}} = \Delta l / l_0, \sigma_{\text{nom}} = F / A_0 \quad (1)$$

则真实应变和真实应力可通过式(2)求得

$$\varepsilon_{\text{true}} = \int_{l_0}^l dl/l = \ln(l/l_0) = \ln(1 + \varepsilon_{\text{nom}}),$$

$$\sigma_{\text{true}} = F/A = Fl/A_0 l_0 = \sigma_{\text{nom}} (1 + \varepsilon_{\text{nom}}) \quad (2)$$

表 1 高强度钢材料参数

Tab.1 Material parameters of high strength steel				
弹性模量	泊松比 ν	比例极限	屈服极限	强度极限
E/MPa		σ_p/M	σ_s/MPa	σ_b/MPa
1.96e5	0.3	588	785	820

由于耐压球壳极限载荷的计算中需要考虑材料的非线性, 所以需要对材料的应力应变曲线进行拟合。应力应变曲线可以分为弹性、弹性至屈服以及屈服至极限强度 3 个阶段, 建立 3 个阶段的应力应变表达式为^[7]:

$$\sigma = \begin{cases} E\varepsilon & (0 \leq \sigma < 588 \text{ MPa}) \\ A_0 + A_1\varepsilon + A_2\varepsilon^2 + A_3\varepsilon^3 & (588 \text{ MPa} \leq \sigma < 785 \text{ MPa}) \\ B_0 + B_1\varepsilon + B_2\varepsilon^2 & (785 \text{ MPa} \leq \sigma < 820 \text{ MPa}) \end{cases} \quad (3)$$

上式中的各项系数的意义及取值见文献[5]。

1.2 计算载荷

安全系数 K 是在计算结构的强度时考虑在载

荷中的强度储备, 其考虑了所有强度计算中没有考虑的、影响艇体强度的各种因素。工作深度 h_g 是指潜水器在正常使用过程中所能达到的最大深度。在此深度上, 潜水器可以作任意次的、长期的下潜停留而不会致使耐压壳体产生永久变形。极限深度 h_{jx} 则是指潜水器能下潜的最大深度。在该深度下, 潜器只能做有限次的、短时间的停留^[8]。考虑了强度储备比极限深度更大的深度称为计算深度 h_j 。 K, h_g, h_j, h_{jx} 之间的关系通过式(4)和式(5)表达。

$$h_g = (0.85 \sim 0.90) h_{jx} \quad (4)$$

$$h_j = K h_{jx} \quad (5)$$

本文安全系数 $K=1.5$, 根据公式(2), 取 $h_g=0.90h_{jx}$ 。根据规范^[9]中应力计算与校核公式并结合式(5)可知:

$$t \geq P_j R / 2 [\sigma] = P_j R / 2 \times 0.85 \sigma_s \quad (6)$$

1.3 有限元分析理论

考虑材料非线性和几何非线性影响。其中材料非线性制在应变较大时材料应力-应变关系不能够再近似为线性, 进入屈服阶段后具有变形不可恢复的特点。几何非线性则是模型在分析过程中出现突然翻转、大幅度位移、应力和载荷硬化。

弧长法(Riks 法)将施加的载荷作为未知量, 通过对载荷和位移约束进行非线性问题的求解, 是一种广义的位移控制法, 不管结构响应是稳定的还是不稳定的, 都能用 Riks 法求解, 它能够较好地解决在临近极值点结构的奇异性及下降段的求解问题。弧长的定义如下:

$$\Delta l = \Delta \lambda_i \times \sqrt{v_i^N (v_i^N)^T} + 1 \quad (7)$$

式中: Δl 为增加的弧长; $\Delta \lambda_i$ 为载荷增加系数; v_i^N 为位移增量与初次迭代得到的最大位移绝对值之比。初始条件为 $\Delta \lambda_i = \Delta \lambda_0, \Delta u_i^N = \Delta \lambda_0 v_0^N$

Riks 法计算步骤为^[10]:

(1) 内部结点应力矩阵:

$$I^N = \int_V \beta^N : \sigma dV; K^{NM} = \frac{\partial I^N}{\partial u^M} \quad (8)$$

(2) 检查平衡方程:

$$R_i^N = (\lambda_0 + \Delta \lambda_i) P^N - I^N \quad (9)$$

若各项值非常小, 说明结果收敛, 如果不收敛就必须求解方程。

$$K^{NM} \{v_i^M; c_i^M\} = \{P^N; R_i^N\} \quad (10)$$

两个方向的分量是 P^N, R^N ; 两个方向的位移分量是 v_i^N, c_i^N 。

(3) 将矢量 $(\tilde{v}_i^N;1)$ 缩放,并将其加到 $(\tilde{c}_i^N;\rho_i)$ (其中 $\rho_i=R_i^N P^N/P^2$),得到方程为:

$$\{ (0;-\rho_i)+(\tilde{c}_i^N;\rho_i)+\mu(\tilde{v}_i^N;1) \}:(\tilde{v}_0^N;1)=0 \quad (11)$$

式中: $\mu=-\tilde{c}_i^N \tilde{v}_0^N/(\tilde{v}_i^N \tilde{v}_0^N+1)$
 A^i 的解为: $(u_0^N+\Delta u_i^N+c_i^N+\mu v_i^N;\lambda_0^N+\Delta \lambda_i^N+\mu)$

(4) 下一次迭代
 $\Delta u_{i+1}^N=\Delta u_i^N+c_i^N+\mu v_i^N; \Delta \lambda_{i+1}^N=\Delta \lambda_i^N+\mu; i=i+1 \quad (12)$

返回步骤(1),重复迭代。ABAQUS 会在每次叠代后令 $v_o^N=v_i^N$,做出额外修正。

1.4 耐压柱壳结构有限元模型

利用 ABAQUS 耐压柱壳进行三维模型建立采用 Shell 壳单元。坐标方向设置采用右手坐标系 X 轴正方向为壳体平行中体长度方向一致,三维模型如图 2。



图 2 有限元模型

Fig.2 Finite element model

耐压壳体选用耐压壳与肋骨组合的形式,假设水下航行器在计算深度为 600 m 的水中处于静水压力状态并忽略艇体高度引起的压力差。因此水压力关于各个平面均对称,边界条件的设置采用三点

表 2 边界条件施加情况

Tab.2 Application of boundary conditions

位置	线位移约束		
	δx	δy	δz
X 轴与圆柱壳交点	—	Cons.	Cons.
耐压壳艏部端点	Cons.	Cons.	—
耐压壳艉部端点	Cons.	Cons.	—

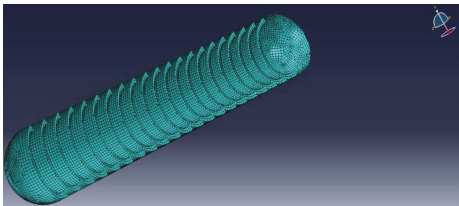


图 3 耐压壳整体网格划分

Fig.3 Integralmesh generation of pressure shell

固定的方法,对耐压壳体中部一点及两端球形壳体顶点进行线位移约束不必施加转角约束,边界条件施加情况见表 2。采用 0.025 m × 0.025 m 的网格,网格划分见图 3。

2 耐压柱壳参数化分析流程

ABAQUS 软件在完成一次有限元分析关闭 ABAQUS/CAE 界面后,系统会生成记录全部操作过程的 *.rpy 文件。该文件可由面向对象的计算机语言 Python 进行编译。Python 语言是现今最为流行的编译语言之一,是进行机器学习等的基础语言。利用 Python 对于 ABAQUS 脚本进行二次开发,所设计的参数化分析流程见图 4。

应用 Python 进行耐压分析是应用的 ABAQUS 脚本进行二次开发时确定计算流程。强度校核要进行三维建模、边界条件设置、网格划分等操作,并输出节点内部最大应力值和稳态特征值;再将稳态特征值作为输入进行非线性屈曲分析,以获得载荷比例因子曲线,并将以 *.txt 文件格式输出(图 4)。

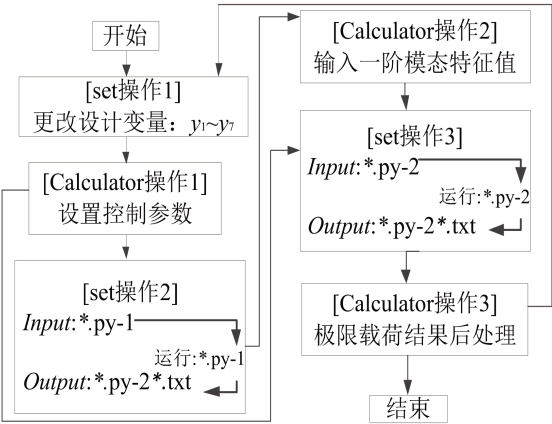


图 4 参数化分析流程

Fig.4 Parametric analysis process

在以上操作结束后,系统会自动生成一个包含获全部操作流程的 *.rpy 文件,将其格式进行调整至 *.py 格式,即可利用该文件作为样板进行程序的编辑,如将多余的视角转移,重复性的类组定义等操作进行删除,改写部分区域的选点和选面方式并增加输出内部节点应力最大值和载荷因子曲线等的语句等。在耐压壳体子系统中主要进行 Python 语言编辑有输出节点内部最大应力值、进行非线性屈曲分析和输出载荷因子曲线数据等部分。

3 近似模型及设计变量灵敏度分析

3.1 响应面模型

响应面模型 (Response Surface Method, RSM) 的本质是进行多项式求解, 具有透明性高、简单、高效的特点。RSM 按照阶数可分为一阶、二阶、三阶和四阶。其中, 三阶 RSM 的表达形式为:

$$\hat{y}(x) = a_0 + \sum_{i=1}^N b_i x_i + \sum_{i=1}^N c_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^N d_i x_i^3 + \sum_{1 \leq i \leq j \leq N} e_{ij} x_i x_j \quad (13)$$

式中: $\hat{y}(x)$ 为响应面近似值; x_i 为设计变量; n 为设计变量个数; $a_0, b_i, c_{ii}, d_i, e_{ij}$ 等分别为常数项、一次、二次、三次和交叉项的待定系数。

RSM 的拟合精度采用复相关系数 R^2 进行预测, R^2 的取值范围为 [0, 1], 其取值与 1 的接近程度反映了近似模型拟合精度, 即越接近 1 则拟合精度越高。 R^2 表达式为:

$$R^2 = 1 - \left(\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 / \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2 \right) \quad (14)$$

式中: y_i 为第 i 个样本对应的状态变量的响应值; $\hat{y}_i$ 为第 i 个样本对应的状态变量的近似值; $\bar{y}_i$ 为第 i 个样本对应的状态变量的响应均值; N 为样本数量。

3.2 耐压柱壳参数化分析过程的实现

在完成 *.py 文件改写后, 应用多学科设计优化

软件 Isight 中的 Ris 模块修改 *.py 文件, Simcode 模块调用批处理和改写后的 *.py 文件。在实现文件的调用后, 将各修改文件按操作时间顺序进行排列, 并将其集中到一个试验流程内, 通过最优拉丁超立方方法在设计变量可行域内进行样本点筛选。设计变量可行域见表 3。

表 3 设计变量可行域

Tab.3 Feasible region of design variable

	y_1	y_2	y_3	y_4
初始值/mm	5 000	230	10	60
可行域/mm	4 600~5 800	190~270	7~15	40~80
	y_5	y_6	y_7	
初始值/mm	5.1	21.3	7.4	
可行域/mm	3~7	17~25	5~9	

综合考虑计算效率和优化参数工程可行性限制, 每个因子在设计空间内均分为 81 份, 即 81 个水平, 每个水平位置采用 0~2 次, 最终得到 81 组样本点。方案与对应计算结果见表 4, 由计算器自动计算中间环节变量并提供给下游 Ris 模块进行实时参数修改, 最后将修改完成后的 *.py 提交 Simcode 模块运行, 运行获得的相应结果则由 Ris 模块进行数据读取, 最终计算得到的响应值为 mises 应力和极限载荷 P_{cr} 。基于本文的耐压柱壳参数化分析流程, 计算得到试验设计的 81 组样本点的响应值见表 4。

表 4 耐压柱壳样本点及响应值

Tab.4 Sample points and response values of pressure cylindrical shell

	y_1 /mm	y_2 /mm	y_3 /mm	y_4 /mm	y_5 /mm	y_6 /mm	y_7 /mm	mises/MPa	P_{cr} /MPa
1	5 575	256	15.50	15.50	3.65	18.0	6.35	275.68	56.47
2	4 855	261	12.85	12.85	5.90	20.3	7.45	252.45	71.14
3	5 380	245	12.70	12.70	6.55	23.9	8.85	329.70	52.71
4	5 680	219	13.45	13.45	5.30	24.0	5.42	269.20	36.32
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
78	4 870	259	14.55	14.55	6.85	19.9	8.35	228.79	47.23
79	4 960	267	12.95	12.95	3.20	22.3	7.05	257.76	53.28
80	4 645	257	12.75	12.75	4.95	20.1	5.30	270.68	44.09
81	5 035	191	14.50	14.50	5.60	21.8	5.05	192.30	86.30

3.3 近似模型的建立

利用三阶响应面模型建立耐压柱壳近似模型,

得到的 R^2 如表 5 所示, 各近似模型拟合效果图如图 5~图 6 所示, 近似模型拟合精度见表 6。

表 5 近似模型拟合精度

Tab.5 Fitting accuracy of approximate model

	MISES	P_{cr}
R^2	0.984 75	0.967 96

表中, R^2 均大于 0.95,具有较高的拟合精度,满足工程需要。

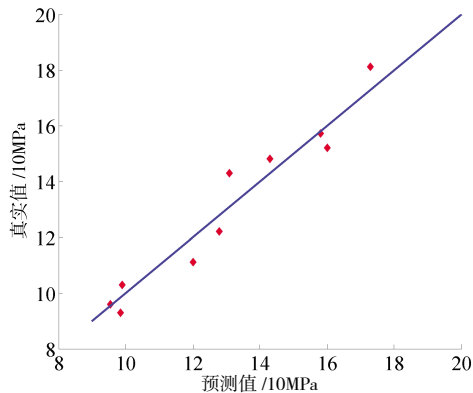


图 5 mises 应力预测值与计算值对比

Fig.5 Comparison of forecast and calculated values for P_{cr}

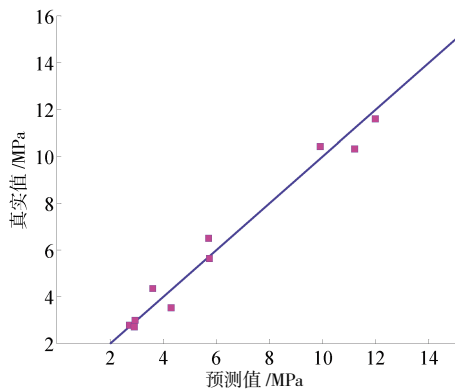


图 6 P_{cr} 预测值与计算值对比

Fig.6 Comparison of forecast and calculated values for
mises stress

3.4 设计变量灵敏度分析

设计变量对响应值影响分析通常采用灵敏度分析的方法,图 7~图 8 是对最大应力和极限载荷两个系统目标的灵敏度分析图。红蓝两色分别表示负正相关影响。

对于最大应力而言,使壳体强度内部应力降低最有效的方法是减小耐压壳体长度 y_1 ,这说明耐压壳体内部应力最大区域很有可能是肋骨间的壳板。按照有效程度依次降低排序,有增加耐压壳体半径 y_2 、增加耐压壳整体厚度 y_3 。对最大应力的灵敏度其余项多是设计变量间的相互关系,这些关系可能具有一定的物理意义,但也可能只是满足统计学关

表 6 响应面模型系数

Tab.6 Model coefficients of response surface

	mises	P_{cr}		mises	P_{cr}
常数	1.9E10	-1.07E10	$y_1 \cdot y_2$	4.755E7	3.495 8
y_1	-1.16E10	5.49E9	$y_1 \cdot y_3$	-7.65E9	-4.42E8
y_2	1.9E10	-1.72E10	$y_1 \cdot y_4$	6.497E8	-6.89E8
y_3	1.3E11	2.05E11	$y_1 \cdot y_5$	1.01E09	-1.22E9
y_4	7.43E9	-5.85E9	$y_1 \cdot y_6$	-1.7E09	-3.38E7
y_5	-1.97E11	2.1E11	$y_1 \cdot y_7$	3.9E09	1.17E9
y_6	3.761 0	4.7E10	$y_2 \cdot y_3$	-3.5E10	-9.8E10
y_7	-9.79E10	2.6E10	$y_2 \cdot y_4$	-4.19E9	-1.7E10
y_1^2	2.25E9	-1.034E9	$y_2 \cdot y_5$	-1.06E10	7.28E9
y_2^2	-7.97E10	7.161 0	$y_2 \cdot y_6$	4.6E10	-2.39E9
y_3^2	-4.96E12	-1.21E13	$y_2 \cdot y_7$	5.5E10	1.37E10
y_4^2	8.131 0	1.981 1	$y_3 \cdot y_4$	4.4E10	2.6E11
y_5^2	9.281 2	-9.02E12	$y_3 \cdot y_5$	6.57E10	-1.23E11
y_6^2	-3.561 2	-9.97E12	$y_3 \cdot y_6$	-1.37E12	2.04E11
y_7^2	1.141 3	-3.16E12	$y_3 \cdot y_7$	-1.22E12	3.43E11
y_1^3	-1.458	6.474 7	$y_4 \cdot y_5$	3.28E9	-8.73E8
y_2^3	1.151 1	-1.02E11	$y_4 \cdot y_6$	-6.57E10	5.71E10
y_3^3	1.071 4	2.521 4	$y_4 \cdot y_7$	-6.4E10	1.5E10
y_4^3	-4.24E11	-1.11E12	$y_5 \cdot y_6$	1.93E11	6.24E10
y_5^3	-1.51E14	1.371 4	$y_5 \cdot y_7$	4.5E11	-2.9E11
y_6^3	2.241 4	5.501 4	$y_6 \cdot y_7$	-5.2E10	4.7E11
y_7^3	-5.66E14	4.821 3			

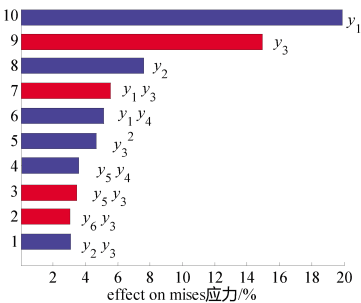


图 7 mises 灵敏度分析图

Fig.7 Sensitivity analysis chart of mises stress

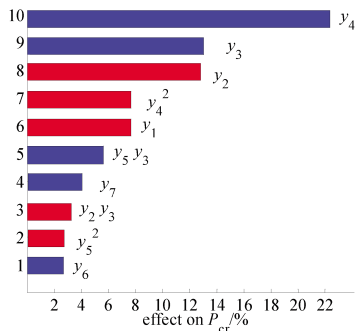


图 8 P_{cr} 灵敏度分析图

Fig.8 Sensitivity analysis chart of P_{cr}

系。可以看出,初始设计及可行域内环肋部分设计变量对最大应力的影响作用并不十分显著。

对于极限载荷而言,使稳定性增加的最有效方法是增加耐压壳体腹板的高度 y_4 ,这说明耐压壳体最有可能发生的失稳是肋骨失稳。按照有效程度依次降低排序,还有增加耐压壳整体厚度 y_3 、降低耐压壳体半径 y_2 、降低耐压壳体长度 y_1 、增加面板厚度 y_5 和增加面板高度。由于环肋数量是一定的,因此降低耐压壳体长度实际上是减小了环肋间的距离,造成了可能的失稳。

进一步得到设计变量对于响应主效应图见图9~图10。

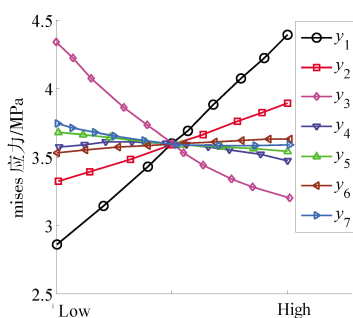


图9 mises 应力主效应图

Fig.9 Principal effect map of mises stress

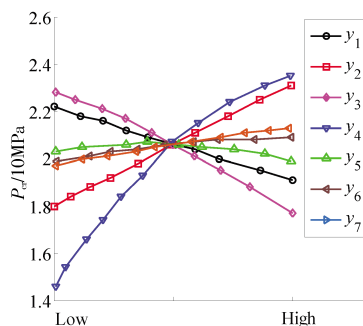


图10 Per 主效应图

Fig.10 Principal effect map of Per

从主效应图中可以了解到与灵敏度分析相似的结果,即在计算域内,对极限载荷影响作用最大的是 y_4 耐压壳体腹板高度,在极限载荷较小时二者近似成正比例关系,后随着 y_4 增大逐渐呈现二次函数关系,另一个与极限载荷成正相关性的是耐压壳体厚度,二者也显现近似的线性关系;对最大应力而言,随着耐压壳体长度即环肋间距离的增大内部应力显著提高,另外耐压壳体厚度的增加对整体强度的提升起到比较大的作用。特别地,若进行设计变量维度的降低应该选择对两个目标函数影响作用最小的 y_6 和 y_7 即肋骨面板的长度和厚度。

4 结论

通过对于耐压柱壳参数化分析问题的解决,得到结论如下:

(1) 利用 Python 语言针对 ABAQUS 进行了二次开发,可有效解决耐压柱壳的参数化建模、自动分网、载荷施加等问题,可实现耐压柱壳的参数化设计与分析;

(2) 所设计的参数化分流程可实现系列样本点的自动计算与分析,对于样本点拟合得到了耐压柱壳近似模型可直接应用于耐压柱壳优化设计,并可在保证耐压柱壳计算精度的前提下,可大幅度提高耐压柱壳的设计效率,为提高潜水器的设计效率奠定了基础;

(3) 设计变量对于响应的灵敏度和主效应分析表明,设计变量对于响应的影响是不同的,设计的过程中可针对设计变量进行筛选,降低设计变量维数,可降低问题分析难度,提高设计效率。

参考文献:

- [1] 刘峰,韩端峰,姚军.有开孔加强结构耐压球壳稳健性优化[J].哈尔滨工程大学学报,2016,37(12):1613-1618, 1637.
Liu Feng, Han Duanfeng, Yao Jun. Robust optimization of a pressure spherical shell with a strengthened opening [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2016,37(12): 1613-1618, 1637.
- [2] 宋保维,朱崎峰,王鹏.基于组合优化方法的 UUV 耐压壳体优化设计研究[J].机械科学与技术,2010,29(5):561-565.
Song Baowei, Zhu Qifeng, Wang Peng. Optimization Design for Unmanned Underwater Vehicle (UUV) Shell Based on Combinatorial Optimization Methods[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010, 29(5):561-565.
- [3] Shang Gaofeng, Zhang Aifeng, Wan Zhengquan. Optimum design of cylindrical shells under external hydrostatics pressure [J]. Journal of Ship Mechanics, 2010,14(12):1384-1393.
- [4] Verroust A, Schonek F, Roller D. Rule-oriented method for computer-aided design[J]. Computer-aided Design, 1992, 24(10):531-540.

- [5] 潘涛.深潜器耐压结构强度分析与优化设计[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2010.
Pan Tao. Structural Strength Analysis and Optimum Design of Deep-sea Submersible[D]. Harbin:Harbin Engineering University,2010.
- [6] 刘峰,王力丰,韩端锋,等.载人潜器耐压球壳参数化设计与稳定性分析[J].海洋技术学报,2015,34(1):32-37.
LIU Feng, WANG Li-feng, HAN Duan-feng, et al. Parametric Design and Stability Analysis of Pressure-resistant Spherical Shell of Manned Submarine[J]. Journal of Ocean Technology, 2015, 34(1):32-37
- [7] 曲文新.载人潜水器耐压壳结构设计与分析[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2013.
Qu Wenxin. Structural design and analysis of pressure shell of manned submersible[D].Harbin:Harbin Engineering University, 2013.
- [8] 马烈.1000米轻作业型载人潜水器概念设计[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2012.
Ma Lie. Conceptual design of 1000-meter light operating manned submersible [D].Harbin:Harbin Engineering University,2012.
- [9] 中国船级社.潜水系统和潜水器入级与建造规范[S].北京:人民交通出版社,2013.
China Classification Society.Code for classification and construction of submersible systems and vehicles [S]. Beijing: People's Communications Publishing House, 2013.
- [10] 苗怡然,高良田,梁旭,等.水下航行器耐压壳体参数化设计优化[J].大连海事大学学报,2017,43(2):33-38.
Miao Yiran, Gao Liangtian, Liang Xu, et al. Parametric optimization design of pressure hull for automatic underwater vehicle[J]. Journal of Dalian Maritime University, 2017, 43(2):33-38.

Parametric Design and Sensitivity Analysis of Pressure Cylindrical Shells

LIU Feng¹, WANG He¹, MIAO Yi-ran², TU Chao-hua¹, ZHAO Yan-kai¹

1. College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, 150001, Heilongjiang Province, China;

2. Science and Technology on Reactor System Design Technology State Key Laboratory, Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610041, Sichuan Province, China

Abstract: In order to improve the design efficiency of pressure-resistant cylindrical shells, the parametric analysis process is designed for pressure-resistant cylindrical shells. Material properties, load exertion and boundary conditions involved in finite element analysis are studied, and the arc length method is adopted to analyze the stability of pressure-resisting cylindrical shells. The ABAQUS software is redeveloped by Python language, and the integration of ABAQUS is realized by using the Isight software. Automatic mesh generation, automatic analysis and calculation of the finite element analysis model of pressure cylindrical shells are also realized in this paper. The sample points are selected for parametric analysis, the response surface model is used to fit the sample points. The approximate model is obtained, with high fitting accuracy and satisfying engineering needs, before the sensitivity analysis of design variables is carried out. Research results show that parametric analysis process can realize the automatic analysis, approximate model and sensitivity analysis of pressure-resistant cylindrical shells, and reduce the difficulty of analysis, thus improving the design efficiency of pressure-resistant cylindrical shells.

Key words: pressure cylindrical shell; parametric design; similar model; Sensitivity analysis