

# 行政院國家科學委員會補助專題研究計畫成果報告

## 單球型深海載具壓力殼之強度分析

計畫類別：¼個別型計畫      整合型計畫

計畫編號：NSC 89 - 2611 - E - 164 - 001 -

執行期間： 89年 8月 1日至 90年 7月 31日

計畫主持人：鄧 作 樑

共同主持人：

本成果報告包括以下應繳交之附件：

赴國外出差或研習心得報告一份

赴大陸地區出差或研習心得報告一份

出席國際學術會議心得報告及發表之論文各一份

國際合作研究計畫國外研究報告書一份

執行單位：修平技術學院工業管理系

中 華 民 國 九 十 年 七 月 三 十 一 日

# 行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

## 單球型深海載具壓力殼之強度分析

### Preparation of NSC Project Reports

計畫編號：NSC 89-2611-E-164-001

執行期限：89年8月1日至90年7月31日

主持人：鄧作樑 修平技術學院工管系

計畫參與人員：張鵬祥，陳苡任 中正理工學院兵研所

#### 一、中文摘要

水下載具是人類探知深奧海底世界的重要載具，隨著科技與商業的發展及人類對未知世界之探索，此載具之研製與發展日益受到重視，其應用領域廣泛諸如海底油管及電纜的佈放、海底油田及礦產的探勘、深海科學研究、海底觀光及軍事用途等。而事實上，可潛式載具之設計與建造，亦為發展中國家建造軍事潛艇之雛型。由模型試驗測試證實，球型壓力殼為抵抗靜水壓力之最佳構型。因此，本計畫以美國陽光造船及乾塢公司所建造之深海載具 GUPPY(單球型壓力殼)為研究對象，採用有限單元分析軟體 ABAQUS，進行 GUPPY 型理想化深海載具壓力殼開孔處(即開孔處不具補強)之結構分析，其次，探討實際深海載具壓力殼開孔處考慮殼厚變化之結構分析以及降伏強度、極限強度及挫曲強度效應，此外，並探討 GUPPY 型實際深海載具壓力殼遭受對稱衝擊之結構反應，最後分析單球殼在不同重量/體積比與鋼材下對潛深之影響及不同潛深時壓力殼容積變化對載具之影響。研究結果期盼能提供深海載具設計與分析人員之參考。

關鍵詞：水下載具、壓力殼、結構分析

#### Abstract

The keen desire to explore the ocean depths is stimulated not only by our curiosity into unknown areas, but also by the natural resources which the ocean gives us. In order for us to successfully explore and exploit marine resources, a system is indispensable. The deep-diving submersible vehicles have

been developed for many diverse fields, e.g., the oil industry, scientific deepwater marine research, underwater cable and piping laying, deep ocean mining, as well as submarine rescues. In fact, the design and building of the submersible vehicle is the prototype of the military submarine that a typical developing country desires to build. From the model test result, it is proved that the sphere shape is optimum for external hydrostatic pressure loading. Based on ABAQUS finite element system, the static response of Guppy pressure hull subjected to external hydrostatic pressure is studied. In this paper, we investigate not only the diving depth of the pressure hull with a manhole and viewports, the effect of weight/volume and material strength, but also the impact effect. Meanwhile, the difference of configurations between the pressure hull and the conventional military submarine is included in this paper. The results of this paper can be used by the structure designers as a reference in their design work.

Keywords: Underwater Vehicles, Pressure Hull, Structural Strength

#### 二、緣由與目的

深海載具(Deep Submergence Vehicle, DSV)之功能為運載研究人員及儀器設備至海底進行深海探測、打撈、救難，或為潛水人員之水下輔助載具、支援海底電纜、水下結構物及管路鋪設、檢查等工作，近年來，由於商業需求日益殷切，因而海底工作愈加重要，促使深海載具的建造技術更加受到重視。我國海軍現擁有四艘柴電動力潛艇，其中二艘為1973年接收美海

軍第二次大戰末期所建造的 GUPPY 級潛艇海獅、海豹號，另二艘為 1987 年向荷蘭購製的旗魚及改良型攻擊潛艇海龍、海虎號，惟潛艇救難能量目前尚未建立；除此之外，台灣四面環海且多離島，海洋資源豐富。因此，諸如海底光纖、電纜與輸油管的佈放、海底礦產與油田的探勘、深海科學研究及海底觀光等亟待開發及運用。鑑此，為因應軍事及商業上的需要，自力研究發展深海載具，實為我國研製軍用及觀光潛艇上極為重要之課題。

球型殼由於幾何構型對稱，抗壓能力較其它構型強，故不需加強材，僅於舷窗及開孔處使用環向加強材。壓力殼是深海載具的最重要結構，必須抵抗極大靜水壓力作用，且可提供人員及裝備之最大酬載，但是無需如同軍事潛艇般抗拒水下爆震負荷。因此，壓力殼鋼材須具有較高的強度與密度比及破壞韌性。本計畫乃以深海載具 GUPPY 為研究對象，採用有限單元分析軟體 ABAQUS，進行 GUPPY 型理想化深海載具壓力殼開孔處(即開孔處不具補強)之結構分析，其次，探討實際深海載具壓力殼開孔處考慮殼厚變化之結構分析以及降伏強度、極限強度及挫曲強度效應，此外，並探討 GUPPY 型實際深海載具壓力殼遭受對稱衝擊之結構反應，最後分析單球殼在不同重量/體積比與鋼材下對潛深之影響及不同潛深時壓力殼容積變化對載具之影響。研究結果期盼能提供深海載具設計與分析人員之參考。

### 三、結果與討論

#### 1. 深海載具壓力殼分析模型

GUPPY 型深海載具為單球型壓力殼開孔結構，如圖 1 所示，採用球座標 $(R, \phi, \theta)$ 來描述壓力殼之幾何構型，壓力殼球心 $o = (0, 0, 0)$ ，球殼半徑 $R=0.84455\text{m}$ ，殼厚度 $t=12.700\text{mm}$ ，人員進出口開孔圓心位置為 $o_1 = (0.8201\text{m}, 90^\circ, 90^\circ)$ ，人孔半徑 $r_1 = 0.2032\text{m}$ ，視窗開孔圓心位置為 $o_2 = (0.8382\text{m}, 67^\circ, 18^\circ)$ ，半徑 $r_2 = 0.1016\text{m}$ 。

##### (1) 材料性質

載具壓力殼結構採用高張力鋼(HTS)，

其材料性質如下：

球殼中剖面曲率半徑 $(R)$ ：0.84455m

殼厚度 $(t)$ ：12.700mm

密度 $(\rho)$ ： $7.828 \times 10^3 (\text{kg}/\text{m}^3)$

泊松比 $(\nu)$ ：0.290

楊氏係數 $(E)$ ： $2.100 \times 10^{11} \text{ pa}$

降伏強度 $(\sigma_y)$ ： $6.900 \times 10^8 \text{ pa}$

極限拉伸強度 $(\sigma_u)$ ： $7.935 \times 10^8 \text{ pa}$

延伸率 $(\delta)$ ：18%

##### (2) 負荷性質

載具每下潛100公尺，則每平方公尺增加 $9.795 \times 10^5$ 牛頓的壓力，不同潛深則壓力殼承受不同之均佈靜水壓力 $(P)$ ，在人員進出口開孔部位，開孔面積為 $A_1$ ，在開孔面積上均佈靜水壓力負荷值 $(F_1 = PA_1)$ 等效於開孔圓周上80個節點集中負荷，每個節點集中負荷值 $f_1 = PA_1 / 80$ ，其作用力向下；視窗開孔部位，開孔面積為 $A_2$ ，在開孔面積上均佈靜水壓力負荷值 $(F_2 = PA_2)$ 等效於開孔圓周上12個節點集中負荷，每個節點集中負荷值 $f_2 = PA_2 / 12$ ，集中負荷 $F_2$ 作用力朝球心徑向方向，由球座標轉換卡氏座標公式，可得X、Y、Z三軸方向之負荷分量。並以一系列的下潛深度，探討載具壓力殼之降伏水深。

##### (3) 邊界條件

由於 GUPPY 型載具壓力殼具對稱性之結構，因此在分析時，其對稱平面(X-Y 平面)1, 2 方向自由度 $(u_x, u_y \neq 0)$ 可平移，其餘 3, 4, 5, 6 自由度 $(u_z, \phi_x, \phi_y, \phi_z = 0)$ 為零。Z 軸上 A 點 $(0.84455\text{m}, 0^\circ, 0^\circ)$ ，3 方向 $(u_z \neq 0)$ 自由度可平移，其餘自由度為零。

##### (4) 有限元素模型

為分析深海載具之壓力殼強度，採用 1/2 模型，應用有限單元分析軟體 ABAQUS 之二種曲面薄殼元素，其中一為三節點的三角形曲薄殼元素 STRI35，其每一節點上有五個自由度，分別為 $u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$ ，模擬球型壓力殼D點(極點)部份，共有40個元素；另一為具退化積分之四節點雙曲薄殼元

素S4R5，其每一節點上有五個自由度，分別為 $u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$ ，模擬球型壓力殼殼段區域(除極點部份外)，共有1584個元素，二種元素合計有1624個元素。

## 2. 深海載具壓力殼開孔處(考慮補強)之結構分析

### (1) 應力分析

- } 當實際壓力殼承受降伏水深靜水壓力作用時，壓力殼開孔部位明顯較其他部位應力值要高，且已達到降伏應力值。
- } 對稱面上表面應力極大值為 $6.71 \times 10^8$  pa，位於對稱邊界面81節點位置，應力極小值為 $2.29 \times 10^8$  pa，位於50節點位置；另其下表面應力極大值為 $6.87 \times 10^8$  pa，位於對稱邊界面1節點位置，可發現此點已達降伏應力，而應力極小值為 $2.52 \times 10^8$  pa，位於64節點位置。實際壓力殼人孔開孔處周圍應力值多在 $2.00 \times 10^8 \sim 6.70 \times 10^8$  pa之間，視窗開孔處則多在 $2.60 \times 10^8 \sim 4.70 \times 10^8$  pa之間，而遠離壓力殼開孔其他部位則多在 $2.20 \times 10^8 \sim 3.00 \times 10^8$  pa之間，如圖2~圖4所示，兩者相比較，開孔處顯然因結構不連續而造成應力集中現象。
- } 歐美潛艇壓力殼安全因子多介於1.5~2.5之間，經分析發現 GUPPY 深海載具壓力殼設計安全因子約為2.5，此一設計安全因子可提供深海載具設計與操作人員之參考。

### (2) 徑向位移量分析

- } 當實際壓力殼承受降伏水深靜水壓力時，壓力殼開孔部位明顯較其他部位徑向變形量要大。
- } 對稱面上最大徑向位移量為2.41mm，位於對稱邊界面81節點位置，而最小徑向位移量為1.55mm，位於42節點位置；由圖表顯示載具壓力殼對稱邊界面上，愈接近開孔部位，其徑向變形量愈大。實際壓力殼人孔開孔處周圍徑向變形量多在2.110~2.490mm之間，視窗開孔處徑向變形量則多在

1.830~2.140mm之間，而遠離壓力殼開孔其他部位則多在1.15~2.00mm之間，如圖5~圖7所示，兩者相比較，開孔處由於結構不連續而造成應力集中，導致徑向變形量較大現象。

### (3) 降伏強度、極限強度及挫曲強度分析

經實際深海載具壓力殼開孔結構反應分析，降伏水深為800公尺，靜水壓力為 $7.836 \times 10^6$  pa，降伏應力值為 $6.87 \times 10^8$  pa，極限水深為895公尺，靜水壓力為 $8.76 \times 10^6$  pa，極限應力值為 $7.89 \times 10^8$  pa，另考慮前10個挫曲破壞模態分析，第一模態特徵值為334，其實際深海載具壓力殼開孔結構之挫曲臨界壓力為 $3.34 \times 10^7$  pa，挫曲破壞水深為3410公尺，其餘模態值。

## 3. 深海載具壓力殼之潛深分析

- (1) 單球型壓力殼，以HY140鋼材具有最大的潛深，HY100次之，HY80最小。意即以HY140高強度鋼材建造的深海水下載具，其深海作業能力比其它兩種鋼材所建造的同型載具強。另外，對重量/體積比而言，HY140鋼材之降伏潛深為極限潛深的87%；HY100鋼材之降伏潛深為極限潛深的80%；HY80鋼材之降伏潛深為極限潛深的74%。換言之，HY80鋼材之降伏潛深與極限潛深之差值較其它兩種鋼材大，此即表示HY80鋼材塑性變形的範圍較大，而HY100及HY140鋼材壓力殼較差，如圖8所示。
- (2) 載具的可潛深度，隨著重量/體積比的增加而呈線性的增加，此現象對於其它兩種鋼材亦然。意即，在同一壓力殼體積之下，壓力殼厚度越大的載具其抵抗靜水壓力之能力越大，下潛深度越大。
- (3) 單球型壓力殼操作水深304公尺，靜水壓力為 $2.985 \times 10^6$  pa下，其變形量為 $2.831 \times 10^{-1}$  mm，壓縮前壓力殼容積為 $2.597 \text{ m}^3$ ，壓縮後為 $2.5942 \text{ m}^3$ ，壓力殼容積減少0.10%，亦即浮力減少0.10%，需啟用海水平衡櫃，以補償浮力減少量，而達中性平衡狀態。
- (4) 單球型壓力殼降伏水深1815公尺，

靜水壓力為 $1.77 \times 10^7$  pa 下，其變形量為 1.67mm，壓縮前壓力殼容積為 $2.597 \text{ m}^3$ ，壓縮後為 $2.581 \text{ m}^3$ ，壓力殼容積減少 0.23 %，亦即浮力減少 0.23 %，需啟用海水平衡櫃，以補償浮力減少量，而達中性平衡狀態。

- (5) 單球型壓力殼極限水深 2314 公尺，靜水壓力為 $2.26 \times 10^7$  pa 下，其變形量為 2.13mm，壓縮前壓力殼容積為 $2.597 \text{ m}^3$ ，壓縮後為 $2.572 \text{ m}^3$ ，壓力殼容積減少 0.96 %，亦即浮力減少 0.96 %，需啟用海水平衡櫃，以補償浮力減少量，而達中性平衡狀態。

#### 四、計畫成果自評

本計畫已按照原計畫申請書之步驟與進度實施，並在計畫完成期限內執行預定工作項目，初步以 GUPPY 型深海載具壓力殼為研究對象，採用有限單元分析軟體 ABAQUS，進行 GUPPY 型深海載具壓力殼開孔處之結構分析，研究成果期盼能提供深海載具設計與分析人員之參考。並將進一步將計畫成果發表於國內外研討會及期刊論文中。

#### 五、參考文獻

- [1] Zoelly, R., Uber ein Knickproblem an der Kugelschale, Dissertation, TH Zurich, (1915).
- [2] Leibenson, L. S., "On Application of Harmonic Functions to Problems of Stability of Spherical and Cylindrical Shells," Scientific Notes of Yuryev University, no.1, 50-85 (1917).
- [3] Scherin, T., "Zur Stabilitat der Dunnwandigen Hohlkugel unter gleichmaszigem Aussendruck," A. Zeit. Angewandte Mathematik und Mechanik, Vol 2, 81-91 (1992).
- [4] Flugge, W., Stresses in Shells, Springer-Verlag, Berlin Gottingen Heidelberg, 499 (1960).
- [5] Kraus, H., Thin eElastic Shells, J. Wiley and Sons, New York, 476 (1967).
- [6] Jones, E. O., "The Effects of External Pressure on Thin Shell Pressure Vessel Head," J. of Eng. For Industry, 205-219 (1962).
- [7] Krenzke, M. A., and Kiernan, T. J., "Tests of Stiffened and Unstiffened Machined Spherical Shells Under External Hydrostatic Pressure," David Taylor Model Basin, Department of the Navy, Washington, D. C., Report 1741, (1963).
- [8] Koga, T., and Hoff, N. J., "The Axisymmetric Buckling of Initially Imperfect Complete Spherical Shells," Department of Aeronautics and Astronautics, Stanford University, SUDAAR Report No. 332, May (1968).
- [9] Garland, C., "Design and Fabrication of Deep-Diving Submersible Pressure Hulls," SNAME Trans., 76, 161-179 (1968).
- [10] Watson, W., "The Design, Construction, Testing, and Operation of a Deep-Diving Submersible for Ocean Floor Exploration," SNAME Trans., 79, 405-439 (1971).
- [11] Heggstad, K. M., "Submarine pressure hulls," Maritime Defence, 239-242, July (1982).
- [12] Faulker, D., "The Collapse Strength and Design of Submarines", RINA Symposium on Naval Submarines, Paper No.6 (1983).
- [13] 李雅榮、林輝政、李克保，"補強圓筒殼耐壓強度及結構最佳化之討論"，台大船研所，NTU-INA-TECH., Rep. 225 (1986).
- [14] Ross, C. T. F., "Design of Dome Ends to Withstand Uniform External Pressure," J. Ship Res., 30(2), 139-143 (1987).
- [15] Gorman, J. J., and Louie, L. L., "Submersible Pressure Hull Design Parametrics," SNAME Trans. 99, 119-146 (1991).
- [16] Nash, W. A., Theory and Problems of Strength of Materials, 3<sup>rd</sup> ed, McGraw-Hill, Inc., New York, 423 (1994).
- [17] Cho-Chung Liang, Wen-Hao Lai and Ching-Yu Hsu, "A Study of Nonlinear Response of Submersible Pressure Hull", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 75, pp. 131-149, (1998).
- [18] Cho-Chung Liang, Tso-Liang Teng and Wen-Hao Lai, "A Study of Diving Depth on Deep-Diving Submersible Vehicle," International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.75, pp.447-457, (1998).

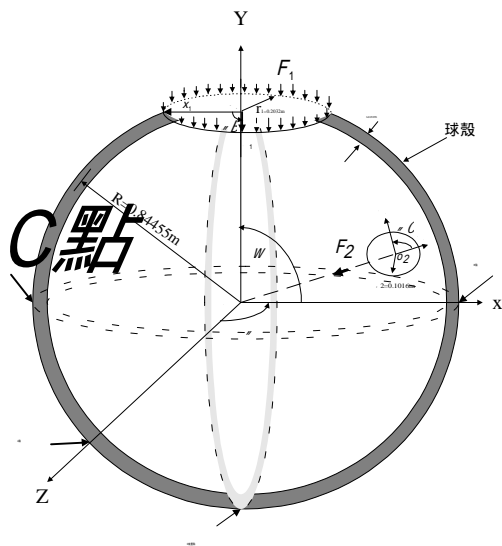


圖 1 GUPPY 型深海載具壓力殼構型示意圖

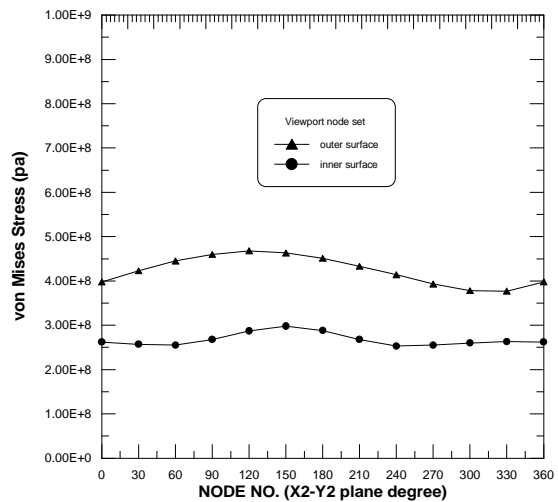


圖 4 深海載具壓力殼視窗開孔補強處之上、下表面 von Mises 應力圖

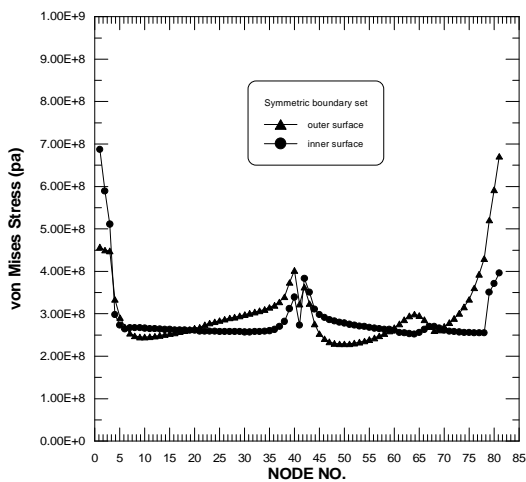


圖 2 深海載具壓力殼開孔補強對稱面之上、下表面 von Mises 應力圖

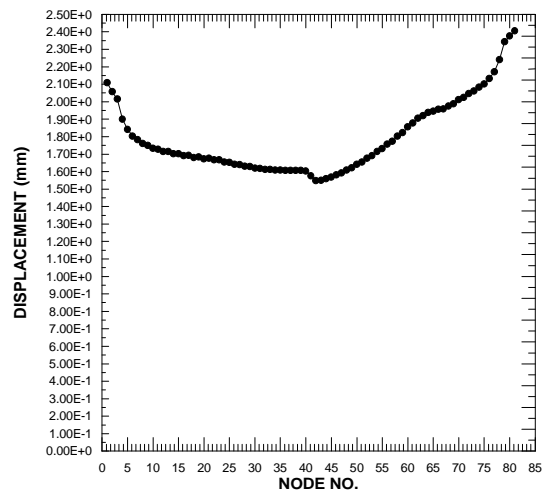


圖 5 深海載具壓力殼開孔補強對稱面之位移圖

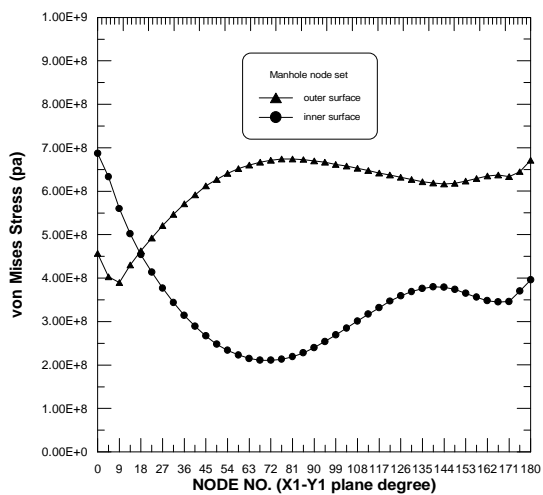


圖 3 深海載具壓力殼人孔開孔補強處之上、下表面 von Mises 應力圖

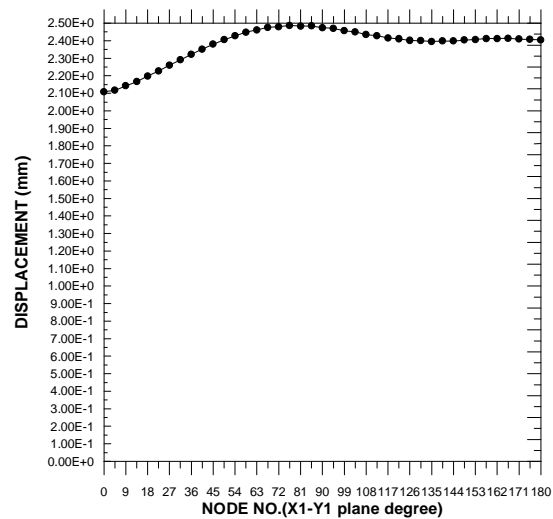


圖 6 深海載具壓力殼人孔開孔補強處之位移圖

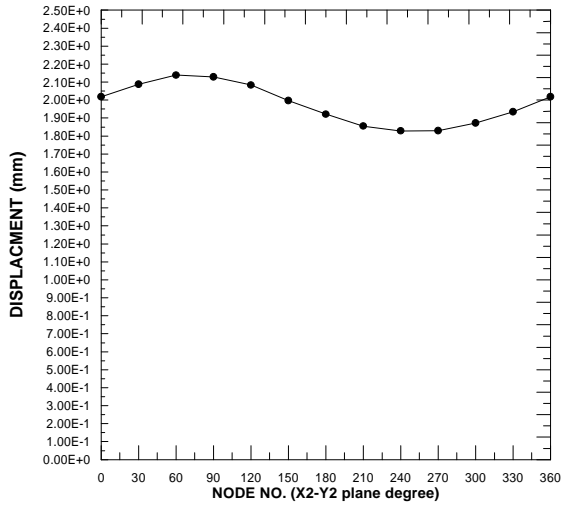


圖 5 深海載具壓力殼視窗開孔補強處之位移圖

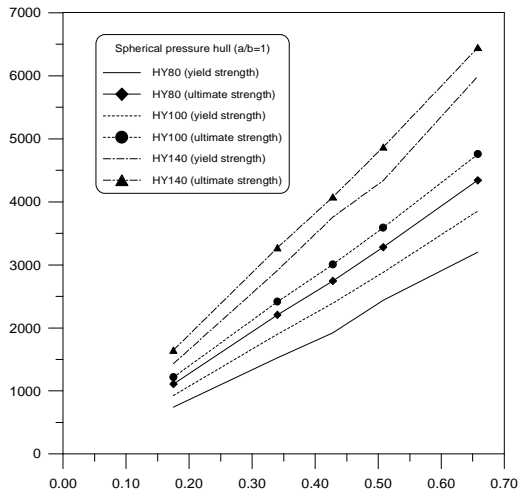


圖 6 單球型壓力殼在不同鋼材及不同重量體積比下潛深比較圖