

論 文

大韓造船學會誌
第20卷 第2號 1983年 6月
Journal of the Society of
Naval Architects of Korea
Vol. 20, No. 2, June 1983

海底資源 開發用 Semi-Submersible 設計基準의 定立을 위한 研究

朴鍾殷* · 金在瑾* · 黃宗屹* · 任尙鎮* · 崔恒洵*

A Study on the Establishment of Basic Design Concept for Semi-Submersibles

by

J.E. Park* · Z.G. Kim* · J.H. Hwang* · S.J. Yim* · H.S. Choi*

Abstract

In this paper design criteria for semi-submersibles, effective at the stage of basic design, are reviewed first generally. Thereafter an extensive study is focussed on essential problematic areas such as design load, heaving motion, overall structural analysis and welding technique.

The necessity for this kind of research is apparent in the light of the fact that ocean exploration and exploitation becomes extended to deeper ocean and that semi-submersibles are the most favorite unit for operation under this environment. In some sense principles in naval architecture are indeed applicable to the design of semi-submersible. However, because of the difference in geometry between ships and semi-submersibles, there are significant deviations in design method. A thorough discussion is made on particular behaviours of a semi-submersible in stability, wave load, motion characteristics and structural responses. Then some calculation-procedures and design guidelines are tentatively proposed.

A numerical calculation for a semi-submersible Sedco 708 is exemplified for better understanding of the concept. The structure has 4 main and another 4 secondary stabilizing columns with catamaran-type lower hull. In this example design condition is supposed to be 28m wave height, 90 knots wind speed for survival condition and seastate 6 for operational condition in water of 100m depth. The numerical result implies that the actual design of this model can be assessed close to optimum. Further intensive research is strongly required in the subject fields of dynamic stability, rational evaluation of wave load and statistical basis for fatigue life judgement.

I. 序 論

陸上의 賦存資源이 점차 고갈되어 갈에 따라 資源의 確保와 이의 安定된 供給은 現代物質文明社會의 持續的인 發展을 위한 當面課題로 등장하였다. 西歐先進諸國은 代替에너지의 開發과 함께 海底資源에 關心을 두

고, 이의 開發에 많은 努力을 傾注하여 近年에 이르러 괄목할만한 成果를 거두고 있다. 特히 石油 대신 代替 에너지를 主動力源으로 使用하는 産業構造의 轉換까지에는 이직도 많은 時間이 소요된 展望이어서 海底石油의 탐사와 生産은 별다른 意味를 지녔다 할 수 있다.

새로운 油田開發의 必要性이 증대되고, 油價의 昂등으로 因하여 油田의 經濟的 判斷基準이 바뀌었고, 또

接受日字: 1983年 5月 8日, 再接受日字 1983年 5月 28日

* 正會員, 서울大學校 工科大學 造船工學科

한 탐사기술의 발전으로 世界石油埋藏量에 대한 推定値는 해마다 증가되어, 現在 대략 4조배럴로 알려져 있다. 이 중에서 약 40%의 埋藏量은 海底에 賦存되어 있는 것으로 알려져 있으며, 이들은 지금까지 開發의 對象적이었던 超大型級이 아닌 大型 내지는 中大型 油田에 分布되어 있을 確率이 높고, 또한 100m 以上の 深海에 埋藏되어 있을 可能性이 높은 것으로 알려져 있다.

現代의인 構造物을 設置하고 現代의 裝備를 動員하여 海底石油을 本格的으로 生産하기 시작한 것은 1950年代 초반 멕시코만에서였다. 1974年 石油波動이후 극심한 海上조건에도 불구하고 北海의 120m 水深海域에서 石油을 生産하기 시작함으로써 海底石油開發에 대한 概念에 重大한 變化가 이루어졌다. 1978년에는 미시시피강 河口 남쪽 19km 떨어진 水深 312m의 루이지아나 海域에 架橋를 설치하여 石油을 生産하게 되었으며, 이제는 水深 1,600m인 알라스카의 뉴파운드랜드 海域에서 시추작업을 遂行하기에 이르렀다.

海底資源開發은 대략 탐사, 시추 그리고 생산의 세 가지 단계로 區別할 수 있는데, 탐사는 보통 해양탐사선, 항공기나 人工衛星을 利用하고 시추나 생산작업을 위하여는 特殊裝置가 必要하다. 이러한 構造物이나 裝備는 陸上의 경우와 대체로 비슷하나, 環境條件의 차이로 지금까지 工學에서 經驗하지 못했던 엄청난 外力에

견딜 수 있는 強度를 지녀야 하며, 이들의 建造 · 設置 및 運營에는 많은 새로운 技術上의 問題點을 안고 있다. 海底시추를 위한 構造物에는 Fig. 1에 圖示되어 있는 바와 같이 海底着底式(submersible), 甲板昇降式(jack-up), 半潛水式(semi-submersible), 시추선(drill ship)등 네가지 種類가 있다[1,2]*. 이들은 採業時 構造物이 海底面에 固定되는 固定式과 그렇지 않은 浮遊式으로 區分할 수 있는데, 海底着底式과 甲板昇降式이 前者의 範疇에, 그리고 半潛水式과 시추선이 後者의 範疇에 속한다. 固定式은 外力에 의한 構造物의 動搖가 적어 作業條件이 우수하나, 投入海域의 水深에 制限을 받아 深海資源開發에는 不適當하다. 한편 浮遊式은 水深에 直接 制限을 받지 않으나, 外力에 의한 動搖가 커서 계류장이나 自動位置維持裝置(dynamic positioning system)를 利用하여 作業條件을 確保하여야 하는 短點을 지니고 있다.

이러한 浮遊式중 시추선은 보통 VLCC나 ULCC등 繫船의 甲板構造를 改造하여 試推用裝備를 搭載시킨 것으로 航海時 抵抗이 적어 自體推進으로 移動이 容易하고 積載重量이 커서 연안으로부터 멀리 떨어진 開拓油田(wild cat field)의 試推作業에 經濟的으로 投入될 수 있으나, 運動性能이 저조하여 거친 海域에서는 作業條件을 維持하기가 어렵다. 이에 비하여 半潛水式은 비록 建造費가 비싼 短點을 안고 있으나, 深海域에 投入되어 試推는 물론 生産에까지 活用할 수 있으며 船舶에 비하여 運動性能이 뛰어나 앞으로 그 수요가 증대되리라는 展望을 내릴 수 있다. 半潛水式은 水線面積이 적어 積載荷重이 制限되나, 그 代身 波浪荷重을 적게 받으며 水面下에 로우어 헐(lower hull) 또는 후딩(footing)이라 부르는 巨大한 部材가 있어 이에 粘性抗力이 作用하게 되어 運動應答의 크기를 줄여준다. 특히 垂直方向의 固有振動周期가 길어지 普通의 海象狀態에서 波浪荷重과의 共振을 피할 수 있다. 후딩형은 모든 方向으로의 運動性能이 같아 位置確保가 용이하나 曳引시 抵抗이 커서 移動速度가 느리다. 한편 로우어헐형은 길이방향으로의 抵抗이 작아 曳引速度가 후딩형에 비하여 빠르고 構造強度가 높아 波의 入射方向에 따른 運動性能의 相對的 저하에도 不拘하고 最近에는 주로 이 型의 半潛水式이 建造되고 있다.

이러한 半潛水式은 1962年 Blue Water No.1과 Ocean Driller號가 처음 建造되어 멕시코만에서의 試推作業에 投入된 이래, 150여기가 建造되었는데, 1969년에는 Chactaw 1號가 파이프라이얼 부선용으로, 그리고

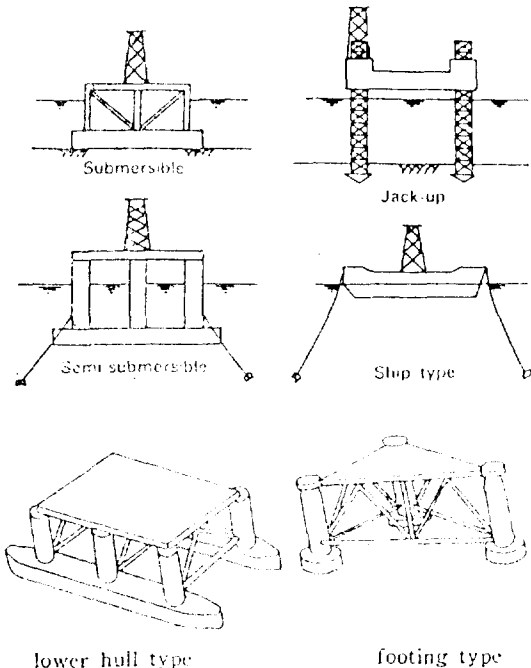


Fig. 1 Kinds of Ocean Drilling Units

* []안의 숫자는 本文末尾에 수록한 參考文獻의 번호임.

1980年 北海의 에코퀴스크해역에서 전복된 Alexander Kielland號는 作業員의 宿所用 플랫폼으로, 1974년에는 北海의 Argyll油田에 半潛水式이 생산플랫폼으로 改造되어 活用되었다.

本 論文에서는 이러한 半潛水式의 基本設計에 수반되는 設計因子, 設計荷重, 運動特性, 構造解析 그리고 熔接 및 工作等의 問題에 대한 基礎研究를 遂行하였으며, 이를 로우어형 半潛水式 Sedco708에 適用하여 그 計算結果를 例示하였다.

II. 設計因子

2.1 水深과 試推깊이

海洋構造物을 設計하는데 고려하여야 할 設計因子는 여러가지가 있으나, 그중에서도 水深, 環境條件, 시추 깊이, 運動特性 등이 重要한 意味를 지니게 된다. 半潛水式은 移動이 가능하므로 可動期間동안 여러 海域에 投入되어 作業을 遂行하여야 하므로 豫想되는 모든 投入海域에 適合한 設計點을 찾는다는 것은 거의 불가능한 일이다. 보통 投入限界水深을 設定하고 그에 豫想되는 最惡의 海象狀態에서 生存할 수 있도록 設計하여야 하므로 實際運營의 艱難에서 불매는 諸元이 커지고 따라서 建造費와 運營費가 높은 非經濟的 設計가 될 수밖에 없다.

投入限界水深이 300m以內인 때에는 앵커와 체인 및 와이어로우트를 上甲板에 설치된 윈드라스(windlass)에 연결하여 비교적 적은 비용으로 位置를 確保할 수 있다. 그러나 그 이상의 水深에 投入할 수 있도록 設計되는 半潛水式의 경우에는 비용이 많이 드는 원격조정장치를 利用한 自動位置維持裝置의 사용이 불가피해진다. 이는 로우어형에 7개 가량의 추진기(thruster)를 설치하고 中央部에 하이드로폰(hydrophone)을 부착하여 音波를 發信토록 한다. 發信된 音波는 豫定된 試推地點周圍에 장치된 3개의 비콘(beacon)에 의하여 反信되어 센서에 감지됨으로써 位置를 固定시키기에 필요한 反力를 추진기에 의하여 얻도록 원격조정되는 방식이다.

한편 水深과 밀접한 관계에 있는 投入海域의 연안으로부터의 거리가 다른 設計因子로 作用하게 된다. 半潛水式은 波浪荷重을 줄이고 運動性能을 높이기 위하여 水線面積이 작아야 하므로 4~8개의 원형실린더 모양의 컨럴(stabilizing column)으로 水線面이 構成되어 있다. 따라서 積載荷重에 심한 制限을 받으므로 일상소모품과 함께 시추용파이프, 연료, 시추액, 화학제

등은 계속 補給받도록 設計된다. 그러나 연안까지의 거리가 먼 경우 補給船의 運航간격이 길고, 또한 악천 후에 對備하여 충분한 예비보급품은 積載하고 있어야 한다. 한편 半潛水式의 移動을 위하여는 2~4척의 예인선이 動員되므로 基準曳引速度 7~8노트에서의 抵抗이 問題된다. 지금까지 半潛水式의 事故에 대한 統計를 보면 最近들어 移動時 動的安定性的 결여로 發生한 전복사고가 가장 많다. 豫想投入海域이 넓거나 水深이 깊은 遠距離일 경우에는 曳引時間이 길어져 이러한 위험이 뒤따르고, 安全한 曳引이 可能한 季節的 時間이 극히 制限받게 된다.

試推깊이는 시추파이프의 必要 갯수, 油井에 삽입된 시추파이프를 回轉시키는 回轉機(draw works)와 이에 電源을 供給하는 發電器(DC generator)의 容量, 전체 시추파이프의 重量을 持持하는 데릭의 크기 그리고 시추액을 造製하는 탱크와 각종 저장탱크 및 이를 시추파이프의 內管을 통하여 油井에 分射시키는 펌프의 容量에 영향을 미친다. 이들은 作業을 용이하게 하기 위하여 대부분 上甲板에 配置되므로 結局 半潛水式의 主要諸元을 決定하게 된다.

2.2 環境條件과 材質

半潛水式이 投入되어 操業하게 되는 海域의 波浪, 바람, 潮流, 지진 그리고 氷河등이 設計外力으로 作用하고 이에 견딜 수 있는 充分한 強度를 주는 部材의 寸수가 決定되어야 한다. 1950年代 멕시코만을 强打한 Hilda와 Betsy 등의 허리케인으로 인하여 10여개의 자켓이 손실된 후, 이제 設計外力은 一般적으로 100年周기에 해당하는 값을 擇하도록 되어 있다. 특히 北海나 알라스카海域에 投入되는 경우에는 그 설계파고가 30m, 풍속 120노트, 조류 3노트, 지진으로 인한 海底面의 加速度 0.35g (g는 重力加速度) 그리고 깊이 35m, 폭 120m, 길이 150m, 두께 4.5m에 이르는 빙하에 의한 충격력등이 설계조건으로 대하여진다[3].

半潛水式은 上記한 設計條件(servival condition)외에도 運動性能을 고려한 操業條件(operational condition)을 고려하여야 한다.

材質은 一般船에서 흔히 使用하는 연강외에 고인장강을 함께 사용한다. 연강의 인장강도는 43KN/cm², 항복응력은 28KN/cm²의 강도를 지녀야 하며 V-notch 시험에서는 28Nm의 충격에너지를 견딜 수 있어야 한다. 半潛水式은 겨울철에 長期間 氷下의 條件에 견딜 수 있어야하므로 등급에 따라 서로 다른 온도에서 材料試驗을 시행하여야 한다. 연강의 경우 W급은 0°C, D급은 -15°C 그리고 E급은 -30°C에서 시험을 수행한다. 한

편 고인장강의 인장강도는 50KN/cm²이상, 항복응력은 27KN/cm², 32KN/cm², 36KN/cm²등이 있으며 V-notch 실험의 충격에너지는 항복응력에 따라 28Nm, 32Nm, 36Nm로 규정되어 있으며, 시험온도는 A급이 0°C, D급이 -20°C 그리고 E급은 -40°C이다.

설계온도는 投入海域의 最低 月平均 온도보다 5°C 낮게 책정되어야 하며, 그 값은 -15°C이하이어야 한다. 半潛水式의 컨립에는 수평 또는 경사브레이싱(bracing)이 관통되어 연결부에 용접되어 있다. 特別이 部位에는 應力集中이 發生하므로, 工作上 特別한 배려를 요구하게 된다. 수평 및 경사브레이싱이 컨립에서 중첩되는 K-joint의 경우에는 그 중첩길이가 수평브레이싱 直徑의 20%를 넘어서는 안된다. 파랑하중은 주기적이고 이러한 連結部에는 應力이 集中되므로 조기 설계단계에서부터 피로강도를 반드시 고려하여야 한다. 피로강도기간(fatigue life)은 構造物의 수명과 같아야 하나, 만약 이 기간이 20년 미만일 경우에도 피로강도 기간은 최소한 20년을 基準으로 擇하여야 한다.

2.3 運動特性和 復原性

半潛水式은 비록 運動特性이 一般船舶보다는 월등히 우수하지만, 一般浮體와 마찬가지로 3가지 直線運動과 3가지 回轉運動을 경험하게 된다. 이는 半潛水式의 作業條件에 直接的인 영향을 미치며 作業이 可能한 海象狀態를 規明하는 操業條件設定의 基準이 된다. 즉, 試推機는 半潛水式에 固定設置할 수가 없으므로 텐션너씨시스템(tensioner system)을 利用하여 試推파이프나 半潛水式에 直接 應力이 發生치 않도록 되어 있고, 이 텐션너씨시스템이 許容하는 最大垂直運動振幅은 대략 1.5m이다. 海象이 극도로 惡化되어 지후기를 텐션너씨시스템에서 일단 分離시키면 복구하는데 많은 時間이 소모되므로(down time) 經濟的인 運營이 어려워진다[4]. 따라서 設計者는 垂直運動振幅이 上限值인 1.5m에 달할 때에 對應되는 海象狀態(seastate)가 가능한 높은 값이

되도록 船型을 찾아내야 한다. 이 問題에 대하여는 第4章에서 좀 더 자세히 記述하기로 한다.

半潛水式은 어떠한 潮수에서도 充分한 安定性을 지녀야하며, 作業을 위하여 경사각은 어떤 特定值를 넘어서는 안된다. 1980년 123명의 人命을 앓아간 Alexander Kielland號의 전복사고 이후에 安定性에 대한 關心이 漸次 높아졌고, 선박과 거의 같은 現行의 安定性에 대한 各種規定에 대한 再檢討가 이루어지고 있다[5]. 半潛水式은 船舶에 비하여 重心의 垂直位置가 높고, 風壓을 받는 面積이 커서 風力에 의한 모우멘트가 가장 크게 作用한다. 따라서 平均風速 70노트에서 경사각도가 12°를 넘지 않아야 하고, 바람에 의하여 경사가 이루어졌을 때, 최소전원이 正常時 전원의 半보다 커야 한다. 또한 復原力을 計算할 때 Fig.2에서 下甲板에 海水가 流入하는 角 θ_2 는 바람에 의한 경사 모우멘트와 복원모우멘트의 2차교점 각 θ_3 보다 작아야 하며, (A+B)部分의 面積은 (B+C)面積의 1.3倍보다 커야 하고, 손상후에는 1.0倍보다 커야한다[6].

上記한 정적 복원성은 일반적인 경우 충분하다고 사료되나, 정적경사각이 커지 下甲板을 통하여 海水가 流入되던 복원력이 급속히 감소되어 전복의 우려가 발생하게 된다. 더욱이 非線型時間平均 漂流力과 潮流에 의하여 抵抗力이 발생하고 이에 의한 경사각의 증가가 복원성에 미치는 영향이 큰 것으로 알려져 있으나, 現行 各種 規定에서는 이를 고려하고 있지 못한 實情이다.

III. 設計荷重

3.1 設計波高

海洋構造物에 作用하는 設計外力으로는 上記한 바와 같이 波浪荷重, 風力, 潮流力, 地震力 그리고 氷河衝擊力등을 일거할 수 있으나, 浮遊式인 半潛水式의 경우에는 特殊한 海域을 제외하고는 일반적으로 波浪荷重이 가장 크게 作用한다. 따라서 波浪荷重을 정확히 추정하는 일이 成功的인 설계를 위한 關鍵이 된다. 이를 위하여는 무엇보다도 對象海域에서 장기간에 걸쳐 측정된 精確한 波浪資料가 주어지야 한다. 그러나 實際의 경우 이러한 資料는 극히 稀缺하며, 또한 대부분 신뢰성이 낮은 자료들이다. 이는 즉, 처음부터 統計的 不確實性을 內包하고 있음을 의미하게 된다. 近年에 들어와 風速, 大氣壓 등 기상학적 資料를 利用하여 波浪情報를 유추하는 hindcasting方法이 발달하여 不足한 資料를 보완하는 데 이용되고 있다.

이러한 資料를 統計的으로 처리하여 設計條件을 擇

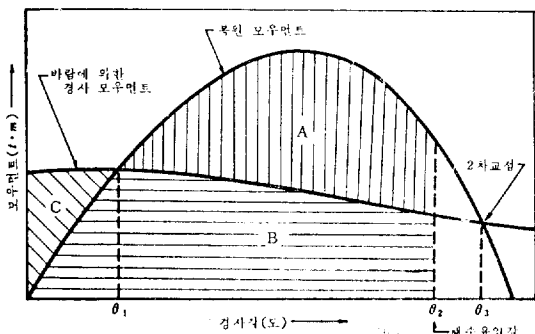


Fig. 2 Static Stability Requirement

하는데에는 소위 말하는 반복주기 100년에 해당하는 波를 정하고, 構造物에 最大荷重을 주는 位相에서 荷重을 計算하는 方法(design wave method)과 어느 일정한 海象상태(seastate)를 基準으로 택하고, 波의 分布를 고려하여 荷重을 계산하는 方法(probabilistic approach) 등이 있다. 後者는 波浪資料의 統計的 不確實性을 인정하여 이를 荷重計算에 포함하는 보다 合理的인 方法으로 인정되나, 計算量이 방대하고 그 結果를 해석하기가 난해하여 現業에서는 從來의 方法인 前者가 보편적으로 이용되고 있다.

반복주기를 R년이라 하고 年間最大波高의 分布函數를 $P_H(h)$ 라 하면, 이들 사이에는 다음의 관계식이 成立된다.

$$R = \frac{1}{1 - P_H(h)} \quad (1)$$

즉, 반복주기 100년에 해당하는 設計波高란 $P_H(h)$ 의 값이 0.99가 되는 波를 뜻한다. 여기서 分布函數는 大海역에서 측정된 年間 최대파고 자료에 가장 적합한 분포함수여야 하는데, 海洋工學의 관심해역에 대한 파랑자료들이 비교적 Weibul 分布函數에 잘 들어 맞는 것으로 알려져 있다. Weibul 分布函數는 다음과 같이 表示된다[7].

$$P_H(h) = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{h-A}{B}\right)^C\right\} \quad (2)$$

여기서 A는 h의 하한치, B는 축적변수 그리고 C는 형상변수이다.

대수해역에 대한 年間 최대파고 자료를 적당한 수의 구간으로 나누어 선형적으로 변환시킨 식

$$\ln \ln [1 - P_H(h)]^{-1} = C \ln h - C \ln B \quad (3)$$

을 이용하여 회측을 $\ln h$, 종축을 식(3)의 왼쪽항으로 잡아 자료를 처리하면, 이들은 대체로 일직선상에 놓이게 된다(linear regression). 이로부터 기울기 C와 종축($\ln h = 0$)과 만나는 값 $-C \ln B$ 를 얻을 수 있다. 한편 파장은 파의 기울기(wave steepness) $H/\lambda \approx 0.08$ 로부터 추정한다.

3.2 波浪荷重

半潛水式에 作用하는 浪波荷重은 배수형 船舶의 경우에 비하여 아래와 같은 차이점을 지니고 있다.

- (i) 半潛水式은 배수량의 대부분을 차지하는 로우어 헬이 水面아래에 잠겨져 있어, 自由表面의 영향을 별로 받지 않으므로 파진동수에 따른 變化가 심하지 않다.
- (ii) 선박의 경우 粘性抗力은 慣性力에 비하여 무시할 수 있으리만큼 작으나, 半潛水式의 경우 그 기하학적 특성 때문에 流動이 바뀌어 粘性抗力이 비교적 크게 作用한다.

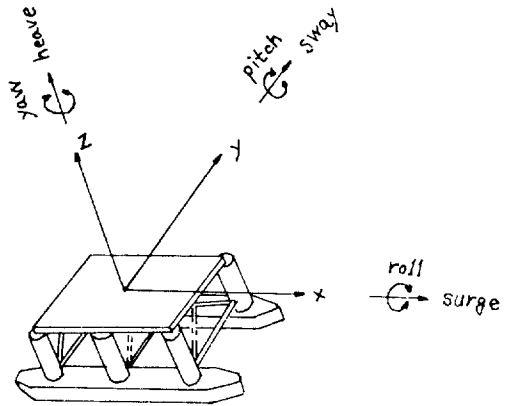


Fig. 3 Coordinate System

(iii) 선박의 경우에 일반적으로 적용되는 스트립 방법은 半潛水式의 경우 길이 방향에 따른 斷面의 변화가 심하여 그대로 적용될 수 없다.

(iv) 선박의 경우에는 前進速度가 重要한 因子이나 半潛水式의 경우 前進速度가 없다.

이상에 열거한 半潛水式에 作用하는 波浪荷重의 特性에 따라 波浪荷重을 일단 粘性抗力과 慣性力으로 區分하고, 이들 사이의 相互作用은 없다고 가정한다. 慣性力은 流體를 非粘性, 비압축성이며 유동은 비회전 운동을 한다고 가정하여 선박유체역학에서 잘 알려져 있는 선형포텐셜이론에 따라 推定하고, 粘性抗力은 實驗으로부터 抗力係數를 구하고 相對速度의 제곱에 비례하는 一般式을 利用한다. 스트립방법을 적용할 수 없으므로 前進速度가 없으므로 慣性力은 그린인정리에 따라 3차원 特異點分布方法을 택하는 것이 가장 바람직하다. 즉, 流動을 表示하는 속도포텐셜을 도입하고 이는 입시파를 나타내는 incident wave potential Φ_I 와 산란파를 나타내는 diffraction potential Φ_D 의 합으로 表示한다.

$$\Phi = \Phi_I + \Phi_D \quad (4)$$

선형이론을 가정하였으므로 Φ_I 는 선형중력과 이론을 이용한다. Fig.3에 보인 좌표계를 이용하면

$$\Phi_I = R_e \{ \phi_i e^{i\omega t} \} \quad (5)$$

$$\phi_i = \frac{gA}{\omega} \frac{\cosh k(d+z)}{\cosh kd}$$

- 여기서 ω =파진동수
- g =중력가속도
- A =파진폭
- k =파수
- d =수심을 뜻한다.

한편 Φ_D 는 연속방정식인 Laplace방정식의 해로서 다

음의 경계조건들을 만족하여야 한다.

(i) 선형화된 자유표면경계조건 :

$$\frac{\partial^2 \Phi_D}{\partial t^2} + g \frac{\partial \Phi_D}{\partial z} = 0 \quad \text{on } z=0 \quad (6)$$

(ii) 해저면 조건 :

$$\frac{\partial \Phi_D}{\partial z} = 0 \quad \text{on } z=-d \quad (7)$$

(iii) 물체 표면경계조건 :

$$\frac{\partial \Phi_D}{\partial n} = -\frac{\partial \Phi_I}{\partial n} \quad (8)$$

여기서 \bar{n} 은 유체영역밖으로 향한 물체표면에서의 법선벡터를 의미한다.

(iv) radiation condition:

산란파는 물체밖으로 전파하며, 그 크기는 수면상의 거리 R 에 $0(1/\sqrt{R})$ 의 관계로 감소한다. (9)

(iii)에 제시한 물체표면경계조건을 제외한 모든 경계조건을 만족하는 Φ_D 는 다음과 같이 주어진다.

[8].

$$\Phi_D = R_c \{ \phi_D e^{i\omega t} \}$$

$$\phi_D = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + 2 \int_0^\infty \frac{(k+K) e^{-kd} \cosh k(\zeta+d) \cosh k(x+d)}{k \sinh k d - K \cosh k d} J_0(kR) dk \quad (10)$$

$$r_1^2 = R^2 + (x-\zeta)^2, \quad r_2^2 = R^2 + (x+2d+\zeta)^2, \quad R^2 = (x-\xi)^2 + (y-\eta)^2$$

J_0 는 제 1종의 베셀함수이다.

윗식을 이용하여 이제 source와 doublet의 세기를 구하여야 하는데, 이들은 경계조건 식(8)이 만족되도록 수치적으로 구할 수 있으나, 이에는 많은 계산량과 주의깊은 계산수행이 요구된다.

속도포텐셜이 얻어지면 이를 Bernoulli방정식에 대입하여 流體壓력을 계산할 수 있다.

$$-p = \rho \Phi_t + \rho/2 \nabla \Phi \cdot \nabla \Phi + \rho g z \quad (11)$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도를 뜻한다.

이 流體壓력을 半潛水式의 浸水表面에 걸쳐 적분하면 波浪荷重의 대부분을 차지하는 慣性力을 구하게 된다.

$$F = \iint_{S_B} p \bar{n} dS \quad (12)$$

주기적인 선형관성력을 구하게 되므로 상기적분은 정수중에서 半潛水式이 정적평형상태를 이루고 있을 때의 浸水面積 S_B 에 걸쳐 수행한다.

싱글한 그리인 정리에 따른 3차원 특이점분포방식은 대형고속선산기를 이용한 방대한 계산프로그램이 갖추어져야 계산수행이 가능하므로, 초기설계단계에서는 固定式프랫트후에 일반적으로 적용되는 Morison[9]식

을 수정하여 사용한다. 즉, 構造物과 波사이의 相互作用이 고려되어 있지 않는 모리슨식의 慣性力係數 대신 diffraction coefficient C_R 을 도입하면 단위길이당 작용하는 波浪荷重은 다음과 같다[10].

$$\frac{\Delta F}{\Delta z} = \frac{\rho}{2} C_D A u |u| + \rho C_R V \frac{\partial u}{\partial t} \quad (13)$$

여기서 C_D =抗力係數

A =투영면적

u =물입자의 속도

C_R =diffraction coefficient

V =물수용적

$\frac{\partial u}{\partial t}$ =물입자의 가속도

물입자의 속도와 가속도는 설계조건에 부합되는 波理論을 利用하여 求할 수 있는데, 이 公式를 利用할 때에는 주로 5차중력파이론을 利用한다[11]. 단위 길이당 투영면적과 물수용적은 對象構造物의 寸수로 부터 입사파 얻어질 수 있으나, 항력계수 C_D 와 diffraction coefficient C_R 의 선택이 가장 어려운 문제가 된다.

SHAPE	C_D	NOTE														
	0.7 K_1	0.7 C_R														
	2.0 K_1															
	3.5															
	2.5 K_1 (0.7 K_1)															
	1.5 K_1															
	1.0															
	0.0 K_1	<table border="1"> <tr> <th>L/D</th> <th>C_D</th> </tr> <tr> <td>1</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1.5</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>1.0</td> </tr> </table>	L/D	C_D	1	1.0	2	1.5	4	1.0	10	1.0	15	1.0	20	1.0
L/D	C_D															
1	1.0															
2	1.5															
4	1.0															
10	1.0															
15	1.0															
20	1.0															
	1.0 K_1	1.0 C_R														
	0.7 ~ 0.7	$K_1 \left\{ \begin{array}{l} 0.5+0.1 L/D \text{ FOR } 1 \leq L/D \leq 10 \\ 1.0 \text{ FOR } L/D > 10 \end{array} \right.$														
	1.7 1.7	$K_1 \left\{ \begin{array}{l} 1.0 \text{ FOR } 0.5 \leq L/D \leq 1.0 \\ 0.5 \text{ FOR } 1.0 < L/D \leq 2.0 \\ 0.5 \text{ FOR } L/D > 2.0 \end{array} \right.$														
	0.34 0.40	$K_1 \left\{ \begin{array}{l} 1.0 \text{ FOR } 0.5 \leq L/D \leq 1.0 \\ 0.5 \text{ FOR } 1.0 < L/D \leq 2.0 \\ 0.5 \text{ FOR } L/D > 2.0 \end{array} \right.$														
	1.5 ~ 1.7	D=DIAMETER B=WIDTH														

Fig. 4 Drag Coefficients in Unbounded Fluid











SHAPE	C_l	NOTE
	$1+K_l$ 2.0	$K_l = \frac{1}{1 + \left(\frac{D}{l}\right)^2}$ D = Diameter l = Length
	$1+K_l (D/B)$	
	$1+11K_l$	
	K_l	
	$1+\frac{1}{2}K_l (D/B)$	
	$1+11K_l$	
	1.5 1.5	
	1.91 1.637	
	K_l	
	1.33~1.07	

Fig. 5 Inertia Coefficients in Unbounded Fluid

Diffraction coefficient는 粘性에 무관한 慣性만의 효과라 가정하여 포텐셜이론의 결과를 사용하고, 抗力係數는 Reynolds수와 Keulegan-Carpenter수에 따른 實驗結果로부터 推定하여야 한다[12]. 한편 各級 規定에서도 식(13)의 사용을 인정하고 있으며 $0.5 \leq C_D \leq 1.2$, $1.5 \leq C_R \leq 2.0$ 범위의 값을 권장하고 있다[13]. 무한유체영역에서 이들의 값을 Fig. 4와 Fig. 5에 도시하였다.

3.3 其他外力

일반적으로 제일 중요한 外力인 波浪荷重의에도 설계외력으로 고려하여야 할 힘으로는 風力, 潮流力, 지진력 그리고 얼음의 충격력등이 있다. 風力은 수면위 대기에 노출되어 있는 構造部位, 즉 컬럼의 상부에서 최상부인 데릭까지에 作用한다. 風力이 作用하는 位置가 重心에서 멀리 떨어져 있는 관계로 경사모우멘트가 커지며, 특히 半潛水式이 예인될 때에는 이로인한 安定性의 결여가 흔히 전복을 일으키는 主된 原因으로 알려져 있다. 設計風速은 100 knots 근처에까지 이르지만 공기의 밀도가 물에 비하여 대략 1/850밖에 되지 않아 外力으로는 파랑하중보다 크지 못하다. 대기에 부는 바람은 전형적인 난류계층을 이루므로 風速은 보통 다음과 같이 表示된다.

$$V(z) = \bar{V}(z) + V'(z) \tag{14}$$

여기서 $\bar{V}(z)$ 는 수면위 높이 z 에서의 時間平均速度이고, $V'(z)$ 는 순간적인 와류운동의 속도를 나타낸다. 높이에 따른 速度의 변화는 power approximation에 따른다.

$$\frac{\bar{V}(z)}{\bar{V}(10)} = \left(\frac{z}{10}\right)^{1/7} \tag{15}$$

순간속도는 設計시에 gust factor라 불리는 $G(z)$ 값으로 처리하는 데, 이의 높이에 따른 변화는 잘 알려져 있지 않으나 다음의 식이 널리 사용되고 있다.

$$G(z) = 1 + \frac{V'(z)}{\bar{V}(z)}, \quad \frac{G(z)}{G(10)} = \left(\frac{z}{10}\right)^{-5/81} \tag{16}$$

이러한 速度推定法을 이용하여 風力을 計算할 때, 와류운동으로 인한 慣性力은 무시하고, 전 風速에 의한 抗力만을 고려한다. 즉, 식 (13)에 제시한 모리슨식중에서 첫항만을 택하고, 抗力係數 C_D 는 定常流에 대한 實驗結果로부터 얻는다. 그러나 實際의 경우 수면위에서 셀라감핀까지는 파가 부서지면서 물이 바람에 섞여 순수한 풍력보다 큰 하중이 작용하게 된다. 이 문제에 대하여는 잘 밝혀져 있지 않아, 많은 경우에는 하나의 편법으로 프랫트롬 상단에서 계산한 풍속이 수면까지 일정하다 가정하고, 식(16)을 이용하여 풍력을 계산함으로써 이를 보완하게 된다.

한편 潮流力은 設計潮流의 速度가 보통 2~3 knots 정도여서 半潛水式자체에 作用하는 荷重이 그리 크지 않으므로, 構造解析을 經驗학적으로 처리할 때에는 많은 경우에 이를 무시한다. 그러나 2~300m水深에 설치하는 固定式構造物이나, 계류계의 設計에서는 무시할 수 없는 중요한 設計外力이 된다. 조류는 파로 인한 물입자의 운동과는 달리 상당시간동안 한 방향으로 흐르기 때문에 定常流로 취급하고, 그 성분은 다음과 같이 두 가지로 區分한다.

$$V_c = V_T \left(\frac{z}{d}\right)^{1/7} + V_w \left(\frac{z}{d}\right) \tag{17}$$

여기서 V_T 는 tidal current를, 그리고 V_w 는 수면에 작용하는 바람에 기인하는 潮流成分을 뜻한다. V_T 는 설계조류속도로 규정되고 V_w 는 보통 風速의 2%를 택한다. 이를 計算할 때에는 抗力만을 고려하여 모리슨식의 첫항에 물입자 속도와 배타합성하여 代入한다.

IV. 運動特性

4.1 固有振動周期

半潛水式은 부유식 해양구조물이므로 操業時 파랑하중 등 외력을 받으면 船舶의 경우와 마찬가지로 6자유

도 운동을 하게 된다. 따라서 安定된 作業條件을 확보하기 위하여 직경 8cm의 와이어로우프 8개에 의한 계류장치나 자동위치유지장치에 의하여 운동을 억제하여야 한다. 이러한 장치에 의하여 상기한 6自由度運動중에서 垂直運動을 제외한 나머지 自由度 운동은 制御가 可能하여 作業條件이 改善된다. 물론 설계자로서는 制御可能한 다섯가지 운동도 最小가 될 수 있는 船型을 設計하여 계류장치의 용량을 줄이도록 하여야 하나, 특히 垂直運動은 억제가 불가능하므로 垂直運動性能이 뛰어난 半潛水式을 設計하여야 한다.

시추나 생산에 使用되는 conductor pipe나 riser tube에 과다한 應力이 걸리지 않도록, 이들은 半潛水式의 甲板에 직접 고정되어 있지 않고 로우프로 원치에 연결되어, 半潛水式의 上下運動에 對應하여 조종되는 tensioner system에 연계 設備되어 있다. 現在 使用되고 있는 tensioner system은 最大垂直變位 3m까지 적용하고 있다. 만약 수직변위가 許容値를 넘어설 것으로 豫想되는 海象狀態에 이르면, 미리 conductor pipe나 riser tube를 안정장치로 閉管시켜 tensioner system으로부터 분리시킴으로써 손상을 防止한다. 해상상태가 평온을 되찾으면 이들을 다시 연결하게 되는데, 이에 소요되는 時間이 길어 經濟的인 운영을 위하여는 이러한 操業中止時間(down time)을 推定하고 이 時間이 最小가 되도록 半潛水式의 형상을 설계하여야 한다.

半潛水式은 이러한 觀點에서 一般船舶보다는 垂直運動性能이 월등히 우수하여야 하며, 實際로 이 條件이 만족되는 形象으로 設計되어 있다. 즉, 水線面積이 船舶에 비하여 극히 작으므로 우선 水面 근처에서 크게 作用하는 波浪荷重을 最小화시킬 수 있으며, 수직복원력이 적어 垂直方向運動의 固有振動周期가 길므로 共振를 피할 수 있다. 半潛水式이 剛體運動을 한다고 가정하면 고유진동주기 T_n 은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_n = 2\pi \sqrt{\frac{m + \Delta m}{\rho g A_w}} \quad (18)$$

여기서 m = 반잠수식의 질량

Δm = 부가 질량

A_w = 수선면적

반잠수식의 수직운동에는 수면하에 잠수된 로우어릴에 의한 부가질량이 대부분이고, 이 값은 진동수에 따른 변화가 크지 않으며, 그 값은 반잠수식의 질량과 거의 같다. 또한 상술한 바와 같이 A_w 값이 극히 적어 식(18)에서 볼 수 있는 바와 같이 T_n 은 보통 20~30

초에 이르게 되어 파와의 공진을 피할 수 있다.

4.2 垂直運動方程式

半潛水式이 剛體運動을 한다 가정하면 수직운동방정식은 다음과 같이 表示된다.

$$(m + \Delta m)\ddot{z} + b\dot{z} + cz = F_I + F_D \quad (19)$$

여기서 b 는 동유체감쇠력계수, c 는 정유체복원력계수 ($= \rho g A_w$), F_I 는 관성력 그리고 F_D 는 항력을 나타낸다. 동유체감쇠력계수 b 는 半潛水式의 경우 매우 작으므로 보통 무시할 수 있으며, 관성력 F_I 는 다시 다음의 세가지 성분으로 나눌 수 있다.

$$F_I = F_{FK} + F_R + F_S \quad (20)$$

여기서 F_{FK} 는 소위 말하는 Froude-Krylov 힘을 뜻하며, 이는 로우어릴 상면과 하면에 작용하는 동유체력의 차이로 얻어진다.

$$F_{FK} = p(A)_i - (pA)_u \quad (21)$$

여기서 p 는 동유체압력, A 는 투영면적 그리고 아랫침자 l 과 u 는 각각 하면과 상면을 뜻한다.

한편 F_R 는 diffraction force인데, 저진동수의 범위에서는 다음과 같이 근사적으로 계산한다.

$$F_R \approx \rho C_M V \frac{\partial w}{\partial t} \quad (22)$$

여기서 C_M 는 부가질량계수, V 는 배수량 그리고 $\frac{\partial w}{\partial t}$ 는 수직방향으로의 물입자가속도이다.

그리고 F_S 는 정유체복원력으로 $F_S = \rho g A_w \zeta$ (ζ 는 자유표면변위)와 같이 간단히 계산되어진다. 절성항력 F_D 는 일반항력과 같이 계산되어지나, 아랫식에서 볼 수 있듯이 상대수직속도의 제곱에 비례하는 비선형항이므로 이를 선형화시켜야 한다[14].

$$F_D = \frac{\rho}{2} C_D A (w - \dot{z}) |w - \dot{z}| \approx \frac{\rho}{2} \sqrt{\frac{8}{\pi}} C_D \sigma_{w-\dot{z}} A (w - \dot{z}) \quad (23)$$

여기서 $\sigma_{w-\dot{z}}$ 는 유체입자와 구조물의 수직상대속도에 대한 표준편차를 뜻하는데, 이 식에 나타나 있듯이 식(23)은 몇번이고 수차계산을 수행하여 $\sigma_{w-\dot{z}}$ 을 결정하여야 한다.

이들을 정리하면 선형화된 반잠수식의 수직운동방정식을 다음과 같이 얻게 된다.

$$(m + \Delta m)\ddot{z} + \frac{\rho}{2} \sqrt{\frac{8}{\pi}} C_D \sigma_{w-\dot{z}} A \dot{z} + \rho g A_w z = \{(pA)_i - (pA)_u\} + \rho C_M V \frac{\partial w}{\partial t} + \rho g A_w \zeta + \frac{\rho}{2} \sqrt{\frac{8}{\pi}} C_D \sigma_{w-\dot{z}} A w \quad (24)$$

입사파를 선형종력파라 가정하면 앞식의 오른쪽 항은 $\sigma_{w-\dot{z}}$ 를 제외한 모든 항이 계산될 수 있다. 이제 $\sigma_{w-\dot{z}}$

$\approx \sigma_w$ 로 가정하면 오른쪽 항이 모두 알려져 운동응답 $z(t)$ 를 계산할 수 있으며, 이를 반복 수차계산을 수행하여 원하는 정도의 해를 얻게 된다. 운동이 시작되는

초기상태(transient state)가 경과하여 조화주기운동을 $z(t) = z_0 \cos(kx - \omega t + \epsilon)$ 으로 가정하면 운동특성함수(transfer function) $T(\omega)$ 가 도출된다.

$$\frac{z_0}{a} = T(\omega) = \left| \frac{\{F_{FK} + \rho g A_w - \rho \omega^2 C_M V\} - i \omega \frac{\rho}{2} C_D \sqrt{\frac{8}{\pi}} \sigma_{w-i} A}{\{\rho g A_w - \omega^2(m + \Delta m)\} - i \omega \frac{\rho}{2} C_D \sqrt{\frac{8}{\pi}} \sigma_{w-i} A} \right| \frac{\cosh kd(d+z)}{\cosh kd} \quad (25)$$

한편 입사파와 半潛水式의 운동사이에 나타나는 位相差는 다음과 같이 表示된다.

$$\epsilon = \tan^{-2} \left[\frac{\left(\omega \frac{\rho}{2} C_D \sqrt{\frac{8}{\pi}} \sigma_{w-i} A \right) \{ \omega^2(m + \Delta m) + F_{FK} - \rho \omega^2 C_R V \}}{\{ (F_{FK} + \rho g A_w - \rho \omega^2 C_M V)(\rho g A_w - \omega^2(m + \Delta m)) + \left(\omega \frac{\rho}{2} C_D \sqrt{\frac{8}{\pi}} \sigma_{w-i} A \right)^2 \}} \right] \quad (26)$$

이로부터 半潛水式의 運動特性을 파악할 수 있는데, 波長이 길어지면 ($\omega \rightarrow 0$) 동유체력이 없어지고 정유체역학적 평형이 이루어져 $T(0) \rightarrow 1.0$ 이 되므로 半潛水式은 相對運動없이 波와 같은 運動을 하게 된다. 半潛水式의 고유진동수 ω_n 에 이르면 식(25)의 분모가 최소가 되어 $T(\omega_n)$ 의 값이 最大가 되며, 어느 特定진동수 ω_0 에서는 Froude-Krylov 힘과 diffraction 힘이 크기는 같고 부호가 반대로 되어 慣性力은 사라지고 抗力만 남게 되어 $T(\omega_0)$ 값이 局部最小가 된다. 한편 波長이 극히 짧아지면 ($\omega \rightarrow \infty$) $T(\infty) \approx \frac{1}{\omega^2 m}$ 이 되어 $T(\infty)$ 은 0에 수렴하게 된다.

破壞機構(failure mechanism)에 充分히 安全한 設計가 되어 있는가를 檢討하고, 그렇지 않을 때는 이에 대한 對備策을 마련하는데에 그 目的이 있다.

여기서 豫想되는 破壞機構로는, 部材에 가해지는 應力이 降伏應力을 넘어서 塑性變形을 일으키는 境遇(excessive yielding), 安定성을 상실하여 發生하는 坐掘變形(buckling), 反復되는 應力으로 因하여 發生하는 疲勞破壞, 그리고 얼음등의 特殊環境條件에서 일어나는 脆性破壞등이 있다. 初期設計段階에서는 우선 excessive yielding에 主眼點을 두어 overall structural analysis를 遂行하게 된다.

實際海象에서 半潛水式의 舉動은 보통 운동스펙트럼으로 表示한다.

$$S_z(\omega) = T^2(\omega) S_r(\omega) \quad (27)$$

여기서 $S_r(\omega)$ 는 파스펙트럼인바, 실측자료가 없을 때에는 보통 Pierson-Moskowitz 스펙트럼[15]을 利用한다.

海洋構造물은 靜力學的 不靜定系(statically indeterminate structure)이므로 近者에는 어느정도까지의 塑性變形을 許容하는 극한설계(limit-stage design)를 사용하는 경우도 있으나, 大部分은 彈性範圍內의 線型理論을 使用한다.

운동응답스펙트럼의 폭이 좁다는 가정(narrow banded spectrum)하에 Longuet-Higgins의 결과[16]로부터 운동응답의 정량적 특성을 파악할 수 있다.

部材의 寸수를 決定하기 위하여는 半潛水式은 投入期間中 豫想되는 最惡의 條件에서 견딜수 있어야 하므로, 外力은 보통 反復週期 100년에 해당하는 波浪荷重, 風力 및 潮力을 고려하며, 이들은 같은 方向에서 作用한다고 假定하여, 구조물에 最大荷重을 가하는 方向과 波의 位相을 決定하여야 한다.

즉, 수직운동변위의 평균치 \bar{z} , 有義值 $z_{1/3}$ 그리고 工學的으로 가장 흥미있는 確率의 最大値 z_μ 는 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{z} = 0.89 \sigma_z, \quad \bar{z}_{1/3} = 1.42 \sigma_z, \quad \bar{z}_\mu = 1.8 \bar{z}_{1/3} \quad (28)$$

設計의 觀點에서는 어느 특정 해상상태에서 \bar{z}_μ 의 값이 허용치 1.5m를 넘어서는가를 판정하는 일이다. 즉, down time을 줄여서 經濟的인 運營을 위하여는 작업이 허용되는 해상상태가 높은 半潛水式의 형상을 찾아내는 일이다.

또, 操業時를 設計基準으로 택하여 조업시에 필요한 모든 積載荷重과 발라스트하중은 functional loads로 간주하여 外力과 함께 고려한다.

許容應力은, 外力에 對해서는 設計條件에서 降伏應力의 84%와 引張強度의 67%中 작은값을, 그리고 functional loads에 對하여는 降伏應力의 63%와 引張強度의 50%中 작은 값을 擇하는 것이 보통이다[13].

V. 構造 및 熔接

5.1 構造解析

半潛水式海洋構造物에 대한 構造解析은, 豫상되는

構造計算을 위하여 構造物을 單純化시켜야 하는데, 가장 效果的인 方法은 6自由度變形을 할수있는 3次元 梁요소로 構造物을 骨組構造로 理想化시키는 것이다. 즉, 各部材의 斷面特性을 計算하여 이 特性值를 갖는 3次元 梁要素로 代치하는 것이다.

5.2 材料選定

5.2.1. 概要

半潛水式海洋構造物은 保險이나 船舶安全法 관계 상, 船級協會의 船級을 얻는것이 原則이다. 따라서 構構部材에는 一般的으로 船級材가 使用된다. 船級材의 等級別 使用區分은 大體的으로 一般船舶의 境遇와 같으나, 特別 重量輕減, 靱性, 管子음部의 疲勞에 대한 強度確保等에 重點을 두고 下記條件들을 고려하여 선정함이 좋다.

- (i) 設計強度를 確保하기 위하여 必要한 鋼材의 強度(降伏點, 引張強度)와 板두께
- (ii) 脆性破壞에 대한 危險을 避하기 爲하여 必要한 鋼材의 -notch靱性(notch toughness)
- (iii) 健全한 熔接 이음部를 能率있게 製作하기 위하여 必要한 鋼材의 熔接性
- (iv) 變動應力幅이 큰 경우에는 疲勞를 考慮한 材質의 選定
- (v) 鋼材의 價格 및 全製作費에 대한 鋼材價格의 比率
- (vi) 耐候性 및 耐水性이 우수한 鋼材
- (vii) 熔接部의 lamellar tear에 대한 우수한 性能을 갖은 鋼材

5.2.2. 材料選定要領

(i) 重量輕減

作業性能을 決定하는 重要한 要素로 作業用機資材의 許容積載量이 있는데, 最近의 作業用機器는 大型化되고 있으므로, brace나 deck의 main girder 등의 重要部材에는 高張力鋼을 사용하여 重量輕減을 圖謀함과 아울러 重心을 낮게 함이 좋다.

(ii) notch靱性

다른 構造物에 比較시 不靜定次數가 낮으므로, 局部的인 破損이라도 致命的이 되기 쉽다. 그 외에 大型이기 때문에, 그 때의 被害는 大端하다. 따라서 使用되는 材料는 破壞에 對해서 靱해야 한다. 即, notch靱性이 커야 한다. 各級 船級協會도 여기에 使用되는 材料는 充分한 靱性을 갖도록 要求하고 있다. Fig.6은 ABS의 가이드라인을 보여주고 있다[17, 18].

5.2.3. 管子음部의 材料

管子음部는 構造的으로 重要한 곳이며 應力集中이 크고, 큰 熔接殘留應力이 存在하며, 熔接作業이나 檢査가 어려운 點等 問題들을 지니고 있다. 따라서 이 部分의 材料는 應力集中, 熔接殘留應力 및 熔接缺陷에 견딜 수 있는 것이어야 한다. 이러한 觀點에서, 細粒 killed鋼으로서, 더욱 annealing등에 의하여 靱性을 높

ABC steel	second members				main members				special members			
	temp. of service (C)				temp. of service (C)				temp. of service (C)			
	0	-10	-20	-30	0	-10	-20	-30	0	-10	-20	-30
A		19	12.5		19	12.5						
B		25.5	19	12.5	25.5	19	12.5		16			
D, DS				22.5			22.5	2.5	22.5	16		
DN		51		27.5	51	27.5	22.5		27.5	22.5	16	
DSN,CS,E									51	27.5	16	
AH		25.5	19	12.5	19	19	12.5		19			
CH				19			19	12.5	19	16		
DHN		51		27.5	51	27.5	22.5		27.5	22.5	16	
EH									51	27.5	16	

note: Figures show allowable max. plate thickness. Hatched area is not used.

Fig. 6 Selection of Material

인 것 및 두께 方向의 特性이 우수한 antilamellar tear 鋼을 사용함이 바람직하다.

5.3. 管子음構造

5.3.1. 最近의 管子음構造

이 構造物에서 管子음構造는 가장 重要한 部分이며 이곳의 強度가 構造物全體의 壽命을 左右하는 境遇가 大端히 많다. 近間 10餘年間에 걸쳐 設計·建造된 裝置의 管子음 構造를 보아도 같은 것이 없는데 [19], 이것은 各 設計者가 完全한 管子음構造를 目標로 하여 그 開發에 努力을 繼續하고 있는 結果라고 생각된다. 그러나 現在로서 가장 좋다고 생각되는 예를 Fig.7 및 Fig.8에 표시하였다.

5.3.2. box型 管子음構造의 特性

(i) brace가 圓筒斷面 그대로 相互交叉한 境遇, 그 交叉面은 熔接作業條件이 나쁜곳이 많다. 그래서 完全

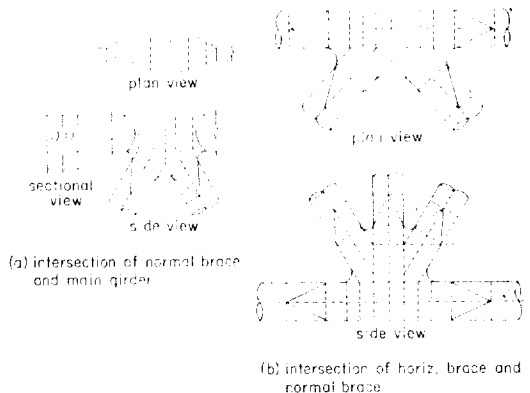


Fig. 7 Typical Connections of Pipes

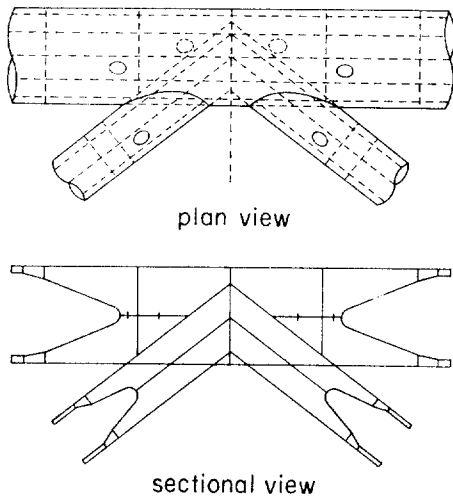


Fig. 8 Typical Connections of Pipes

한 熔接作業이 困難하였으나, box型 管이음構造에서는 모든 熔接線이 直線的이고 作業條件도 좋아서 完全한 熔接作業을 期待할 수 있다.

(ii) 熔接部의 内部缺陷은 대체로 超音波探傷檢査에 依하여 실시되는데, 圓筒斷面管이음構造에서는 熔接線이 曲率을 가지므로 斜角探傷의 精密度가 떨어지고, 또 困難할 때도 있다.

(iii) 應力集中度가 圓筒斷面管이음構造에서는 共稱

應力의 4~10배에 이르나, box型에서는 2倍程度이다.

5.4. 熔接設計

(1) 맞대기 熔接

맞대기 熔接은 特殊한 境遇를 除外하고는 모두 船級協會나 AWS등의 規格이 定하는 完全溶込熔接으로 한다.

(2) 필릿 熔接

필릿 熔接은 板과 그 stiffener, stiffener의 終端固着 bulkhead의 周圍등 T字型이음에 널리 이용된다. 필릿 熔接의 脚長에 대해서는 一般船舶이나 陸上構造物에 대한 基準을 適用하기에는 煩雜하고 計算이 복잡하여 잘되지 않는다. 그래서 여러 研究發表가 있는데, 그중 가장 適合하다고 認定되는 것을 Table 1에 표시하였다(18).

(3) Grooved T熔接

Grooved T 熔接에는 (i) 完全溶込型, (ii) 不完全溶込型, (iii) 部分溶込型등 3종류가 있다. 完全溶込型은 脆性破壞強度나 疲勞強度면에서 다른 두 種보다 우수하다.

(4) 管이음部의 熔接設計

管이음部는 強度面에서 大端히 重要하다. 그러나 現在로서는 이 部分의 設計原則에 대한 明確하고 統一된 見解가 아직 얻어지지 않고 있다. 그래서 이 部分의 構造設計에 대해서 斷案을 내리기가 어렵다. 그러

Table 1 Leg Length of Fillet Weld

Place		Leg Length, s (plate thickness)	Applications
Stiffener	① Hull, Bulkhead, Deck, Web & Flange	0.45 t	
	② Upper & Lower Parts of Column of Frame	0.75 t	
	③ Ends, Bracket	0.75 t	
	④ Girders, Filler Plate, Collar Plate	0.75 t	
	⑤ Trapping Bracket, Bottom Stiffener	0.9 t	
	⑥ Ends of Deck Area of Stiffener in Girder	1.25 t	
Bulkhead	⑦ Lead Support - in Deck Area	0.75 t	
	⑧ Lead Support - in Deck Area (22° Sloping Area)	0.75 t (0.50 t in 22°)	
Circumference of Bulkhead & Diaphragm	⑨ Deck Flange	0.75 t	
	⑩ Top Water Tight Bulkhead	0.45 t	
	⑪ Bottom Water Tight Bulkhead, Lead Bulkhead	1/2 t	
Circumference of Base Hull	⑫ Inboard of Bulwark	0.75 t	
	⑬ Outboard of Bulwark	1/2 t	
⑭ Circumference of Double Plating	⑭ Inboard of Bulwark	0.75 t	
	⑮ Outboard of Bulwark	0.75 t	
⑯ Deck	0.75 t		

나, 지금까지의 研究結果로서는 다음과 같은 것이 좋다고 볼 수 있다[20].

(i) 軸方向力을 받는 T 또는 十字이음은 原則적으로 完全溶込型으로 한다.

(ii) 剪斷力이 主體인 部分은 部分溶込型이라도 좋다 [18].

5.5. 非破壞檢査

半潛水式 海洋構造物은 不靜定次數가 낮고, 部分的인 缺陷에서도 致命的인 危險을 招來한 可能性이 크므로 嚴重한 檢査가 要請된다.

이 構造物의 檢査에 사용되고 있는 代表的인 非破壞檢査法은 다음과 같다.

(1) 放射線檢査

非破壞檢査中의 大部分을 이 檢査가 占有한다. X線 透過試驗과 Ir-192등이 使用되는데, 現在로서는 가장 信賴할 수 있는 檢査法中의 하나이다.

(2) 超音波探傷檢査

原則적으로 이 檢査는 放射線檢査가 不可能한 곳에 이용되어 왔으나, 최근에는 現場 맞대기이음部의 檢査에 放射線檢査代身 適用된 예도 있다. 어쨌든 이 構造物의 크리티칼한 部分의 하나인 管子음 構造部의 T字 또는 十字이음部는 이 方法에 의하지 않고서는 完全한 檢査를 期待할 수 없다.

(3) 磁粉探傷試驗

放射線檢査가 困難한 個所에 適用된다. 以上の 方法이 主로 使用되나, 詳細한 것은 文獻[18]을 參照하기 바란다.

5.6. 疲勞強度

5.6.1. 概 要

반복되는 不規則外力을 받는 海洋構造物의 設計에 있어서는 疲勞에 關한 慎重한 考慮를 해야 한다. 그러나 海洋構造物에 加해지는 外力의 評價가 쉽지 않고, 또 構造要素의 種類가 많으며, 파이프로이음構造의 疲勞強度에 關한 研究가 아직 不足하여 疲勞設計線圖를 作成하기에는 未洽한 實情이다. 그러나 本報에서는 最近까지 發表된 管子음의 疲勞強度에 對한 研究를 調査하여, 이에 對한 資料를 提示하려고 한다.

5.6.2. 여러 規格에 있어서의 管子음의 疲勞強度

海洋構造物에 있어서의 管子음을 대상으로한 疲勞設計線圖는 아직 없으나, 參考가 될만한 管子음의 疲勞許容應力은 몇가지 規格에서 찾아볼 수 있다.

먼저 AWS의 Structural Welding Code, 1980의 Sec. 10에서는 管子음型式을 Circular 및 Box로 크게 구분하고, Circular의 경우 管子음을 T, Y, K, T-Y

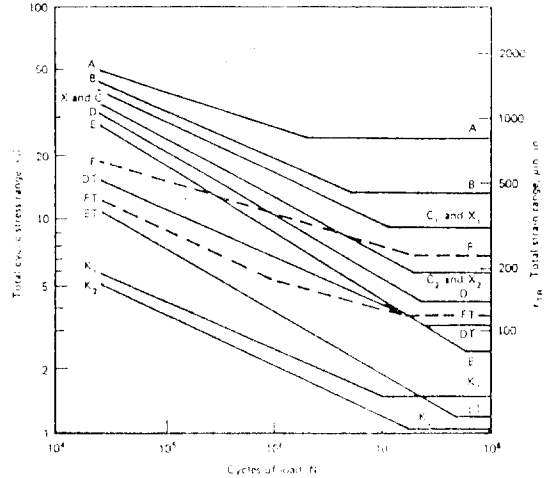


Fig. 9 Allowable Fatigue Stress and Strain Ranges for Stress Categories

및 X型으로 정의하고, 規格降伏點 70kg/mm² 이하의 鋼材로서 製作된 各型式의 管子음에 대하여는 Fig. 9의 疲勞許容應力線圖를 使用하도록 定하고 있다. 各線의 適用對象을 簡單히 說明하면 다음과 같다.

A: (i) 熔接이음이 없는 平滑파이프 및 (ii) 完全溶込맞대기 熔接管으로서 補強部는 平滑하게 削除하고, 더욱 X線 또는 超音波檢査에 의하여 無缺陷임이 證明된것.

B: (i) 縱熔接縫(seam)이 있는 管 및 (ii) 完全溶込맞대기 熔接管으로서 補強部는 平滑하게 削除한 것.

C: 完全溶込맞대기 熔接管으로서 熔接한그대로(補強部있음)의 것.

D: 동規格 Sec. 10의 Fig. 10의 形狀(完全溶込 R 다듬진한 필렛용접)의 熔接이음에 의한 T, Y, K型이음.

E: 不完全溶込이음에 의한 T, Y, K型이음.

X: (i) T, Y, K型이음의 主管에 대하여 破壞發生豫想點에서의 스트레인 진폭이 實驗 또는 精密度가 좋은 計算에 의하여 求해져 있는 境遇. (ii) 補強이 없는 지름漸減(taper)管子음.

K: 主管의 R/T가 24이하의 T 또는 Y型이음.

이외에 crane構造設計規格등에서도 管子음의 疲勞許容應力을 若干씩 提示하고 있다[18].

5.7. 龜裂防止對策

熔接龜裂을 防止하기 爲해서는 低水素系熔接棒의 使用, 棒의 乾燥, 豫熱등 水素를 줄이는 對策이 必要하다. 또, 管子음部와 같이 重要한 部位에는 (i) anti-lamellar tear鋼의 採用, (ii) 拘束緩和 등으로 lamellar tear를 防止하는데도 充分한 配慮를 해야한다.

Table 2 Design Panameters

water depth d	100m
design wave height H	28m
wave period T	13.4sec
design wind speed V	90knots
steel weight	7,300tons
light weight	9,255tons

용하였다. 로우어헌을 제외한 모든 나머지 부재에 대하여는 $C_R=2.0$, $C_D=1.0$ 을 채택하였고, 로우어헌에 대하여 항력계수는 일정하게 $C_D=0.7$ 그리고 관성력 계수는 Fig.11에 도시한 값을 사용하였다.

設計外力과 構造解析을 위하여 Fig.12에 보인바와 같이 구조물을 80개의 절점으로 분할하였다. 이 그림에서 원으로 둘러싸인 번호는 절점을, 그렇지 않은 번호는 부재의 일련번호를 뜻한다. 각 부재는 다시 등분하여 각 등분점에서 좌항하중을 계산하였고, 이를 십프스 제 1법칙으로 적분하여 각부재의 절점에 작용하는 힘과 모우멘트로 변환시켰다. 이때 자중과 기기의 중량, 그리고 밸러스트탱크의 물의 무게도 함께 고려하였다. Table 3에는 $y<0$ 측면에 놓여 있는 부재에 작

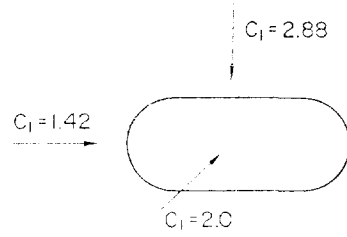


Fig. 11 Inertia Coefficients for Lower Hull

용하는 波浪荷重과 部材의 兩端節點에서 計算한 힘과 모우멘트를 예시하였다.

(i) 두번째 칸에서 네번째 칸에는 첫번째 칸에 표시한 부재에 작용하는 波浪荷重의 x, y, z 軸 方向의 成分을 KN단위로 기재하였다. 이 表에서 알수 있듯이 x 方向 成分의 波浪荷重은 39번 부材와 이의 대칭인 38번 부材에 最大値 8187 KN이 작용하고, 수직방향성분(z 방향)은 16번과 20번 부재에 最大値 7016KN이 걸린다. 合成荷重은 역시 16, 20번 부材에서 最大가 되며, 그 값은 9700 KN이나 된다. 構造物 전체에 걸리는 水平荷重은 92.6MN, 垂直荷重은 13MN에 이른다.

(ii) 다섯번째 칸에는 各部材의 한쪽 節點번호를 표

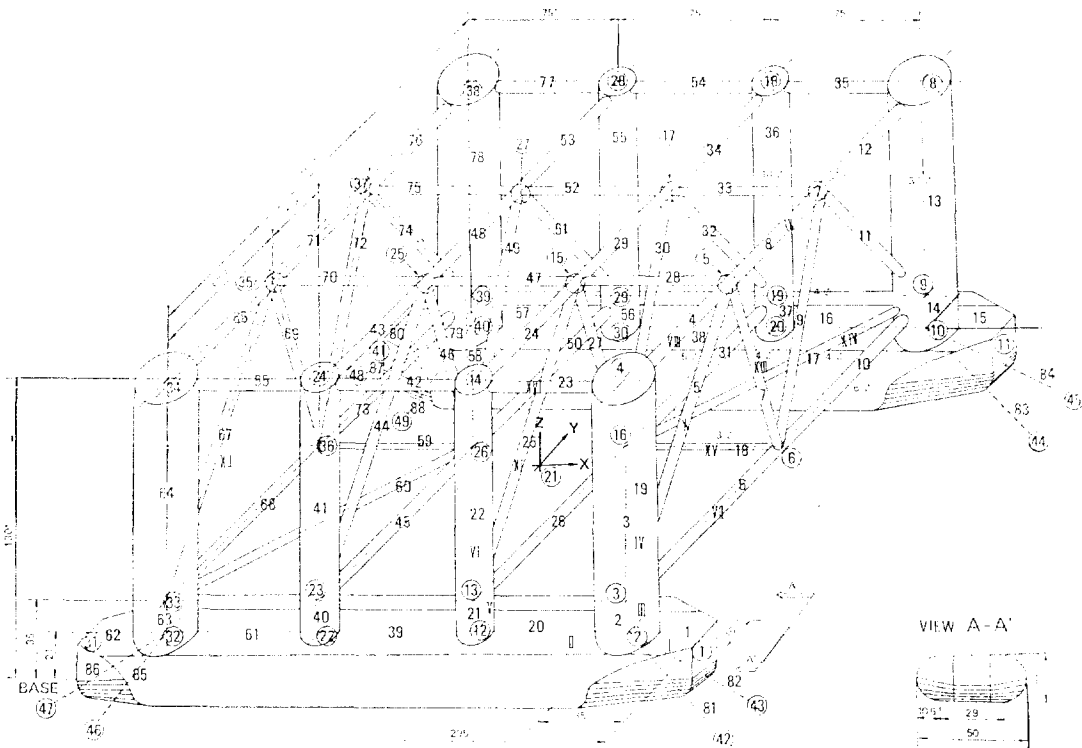


Fig. 12 Schematic Illustration of FEM Modeling for Sedco 708

Table 3 Nodal-end Forces and Moments

Element No.	Force (KN)			Moment (KN-M)			Node No.	Force (KN)			Moment (KN-M)			
	X	Y	Z	X	Y	Z		X	Y	Z	X	Y	Z	
														X
1	1,560	0	4,184	2	1,560	0	4,184	0	0	0	1	0	0	0
2	626	0	756	2	310	0	371	0	221	0	3	316	0	-224
3	1,088	0	977	3	832	0	892	0	2,314	0	4	255	0	-1,117
4	60	0	0	4	30	0	0	-103	0	0	5	30	0	0
5	43	-27	53	3	6	-25	48	130	118	0	5	37	-2	5
6	-140	0	593	3	-70	0	297	1,469	0	348	6	-70	0	297
7	29	10	21	6	3	9	20	-34	79	25	5	25	1	2
8	53	0	0	5	27	0	0	0	0	-81	7	27	0	0
18	54	0	178	6	25	0	81	0	320	0	16	28	0	93
19	25	-102	447	3	-1	-57	213	1,071	824	172	16	28	-42	226
20	6,749	0	7,016	2	3,107	0	3,753	0	13,676	0	12	3,538	0	3,096
21	383	0	125	12	189	0	61	0	135	0	13	194	0	64
22	1,037	0	312	13	812	0	263	0	2,949	0	14	247	0	50
23	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	14	0	0	0
24	60	0	0	14	30	0	0	0	0	-103	15	30	0	0
25	109	-55	69	13	64	-47	58	310	275	-195	15	44	-9	11
26	170	0	603	13	85	0	301	1,493	0	-423	16	85	0	301
27	71	15	21	16	41	13	18	-64	178	56	15	30	2	3
28	0	0	0	5	0	0	0	0	0	0	15	0	0	0
29	53	0	0	15	27	0	0	0	0	-81	17	27	0	0

Element No.	Force (KN)			$\frac{p}{Z}$	Force (KN)			Moment (KN-M)			$\frac{p}{Z}$	Force (KN)			Moment (KN-M)		
	X	Y	Z		X	Y	Z	X	Y	Z		X	Y	Z	X	Y	Z
39	8,157	0	2,742	12	3,943	0	1,822	0	5,953	0	22	4,054	0	781	0	-3,969	0
40	440	0	-68	22	216	0	-34	0	155	0	23	224	0	-34	0	-158	0
41	1,954	0	-260	23	1,394	0	-192	0	6,483	0	24	577	0	-67	0	-3,387	0
42	0	0	0	14	-	-	-	-	-	-	24	-	-	-	-	-	-
43	60	0	0	24	30	0	0	0	0	0	25	30	0	0	0	0	103
44	256	-106	51	23	170	-79	38	517	806	-573	25	88	-30	15	-257	-489	347
45	463	0	476	23	232	0	238	1,179	0	-1,147	26	232	0	238	-1,179	0	1,147
46	139	26	-5	26	90	20	-4	-89	426	134	25	50	7	-1	44	-274	-87
47	0	0	0	15	-	-	-	-	-	-	25	-	-	-	-	-	-
48	53	0	0	25	27	0	0	0	0	-81	27	27	0	0	0	0	81
49	62	0	143	36	29	0	58	0	-242	0	26	32	0	79	0	281	0
60	309	-98	324	33	160	-57	138	731	-562	-967	26	141	-38	177	-827	637	885
61	7,690	0	-3,050	32	3,604	0	-2,130	0	6,957	0	22	3,908	0	-913	0	-4,638	0
62	3,609	0	-3,446	32	3,609	0	-3,446	0	-19,343	0	31	0	0	0	0	0	0
63	1,146	0	-734	32	561	0	-360	0	404	0	33	586	0	-374	0	-412	0
64	8,302	0	-4,974	33	5,018	0	-3,021	0	25,994	0	34	3,540	0	-2,034	0	22,367	0
65	0	0	0	24	-	-	-	-	-	-	34	-	-	-	-	-	-
66	60	0	0	34	30	0	0	0	0	-103	35	30	0	0	0	0	103
67	616	-205	-24	33	367	-126	-14	644	1,933	-1,373	35	280	-95	-2	-603	-1,733	1,231
68	671	0	224	33	335	0	112	556	0	-1,662	36	335	0	112	-556	0	1,662
69	359	75	-69	36	213	46	-42	-180	1,120	354	35	164	34	-27	167	-1,009	-319

Table 4 Section Properties

Section No.	Element No.	Axial Area	Shear Area(2)	Shear Area(3)	Inertia(2)	Inertia (3)
1	1, 62	88.80	214.6	403.3	275.8	1467.
2	20, 39, 61	88.80	459.9	864.3	275.8	1467.
3	2, 63	0.5464	39.0	39.0	5.690	5.690
4	3, 64	0.5830	264.9	264.9	4.620	4.620
5	21, 40	0.5083	23.4	23.4	1.893	1.893
6	22, 41	0.2730	158.9	158.9	1.022	1.022
7	6, 26, 45, 68	0.1617	54.4	54.4	0.066	0.066
8	38, 21, 43, 66	0.2327	40.8	40.8	0.110	0.110
9	8, 29, 48, 71	0.2327	36.3	36.3	0.110	0.110
10	5, 44	0.1196	54.2	54.2	0.034	0.034
11	25	0.1489	54.2	54.2	0.042	0.042
12	67	0.0901	54.2	54.2	0.026	0.026
13	7, 27, 46, 69	0.0660	37.0	37.0	0.012	0.012
14	19, 60	0.0836	45.7	45.7	0.015	0.015
15	18, 59	0.0271	20.9	20.9	0.003	0.003
16	23, 42, 65	0.2327	45.3	45.3	0.110	0.110

Table 5 Axial and Bending Stresses on Hot Nodal Points

Element Number	Nodal Point	Axial Force [MN]	Bending Moment [MN-m]		Axial Stress [KN/cm ²]	Bending Stress [KN/cm ²] $\sqrt{\sigma_2^2 + \sigma_3^2}$
			M ₂	M ₃		
2	2	0.22	-36.25	39.98	0.04	4.34
	3		28.21	-31.48		3.40
3	3	2.06	-27.71	27.01	0.35	3.83
	4		-2.34	3.05		0.38
21	12	3.18	-15.18	6.55	0.63	2.40
	13		8.67	-4.56		1.42
22	13	1.82	-6.07	1.82	0.67	1.70
	14		-4.87	1.96		1.41
40	22	9.84	-33.51	-23.31	1.94	5.92
	23		25.62	6.59		3.84
41	23	2.06	-16.82	-6.12	0.76	4.81
	24		-10.55	-5.17		3.16
63	32	3.99	-75.15	-88.65	0.73	9.34
	33		48.75	54.51		5.88
64	33	4.25	-28.92	-34.84	0.73	3.88
	34		-19.55	-21.84		2.90

시하여, 이 節點에 作用하는 x, y, z 方向의 힘과 모우멘트를 6번째 칸에서 11번째 칸에, 그리고 12번째 칸에는 다른 쪽의 節點번호를 표시하여 이에 對應하는 힘과 모우

멘트를 13번째 칸에서 마지막 칸에 기재하였다. 이로부터 x 方向으로는 節點 22와 30번에 8.2MN이, z 方向으로는 2와 10번 節點에 最大値 8.3MN이 각각 作用

함을 알 수 있다. 한편 굽힘모멘트는 節點 33과 39에서 27.0MN·m로 最大가 된다.

初期設計에서 수행하는, 대략적인 部材의 寸수를 決定하기 위한 構造計算에서 편의상 3차원 보요소로 理想化시켰다. 半潛水式의 部材는 16가지의 다른 種類로 區分하여 단면적, 전단면적 그리고 굽힘관성을 계산하였고, 비틀은 무시하였다(Table 4 參照). Table 4에서 첫칸은 部材種類를 表示하는 일련번호를, 둘째칸은 그에 해당되는 部材番號를 의미한다. 材料는 인장강도가 50KN/cm²인 고인장강재를 使用하였고, 항복응력이 32KN/cm²인 등급 EH32를 擇하였다. 단성계수는 $E=2.1 \times 10^4$ KN/cm², 포아송비 $\nu=0.3$ 그리고 비중량은 77KN/m³의 수치를 使用하였다. 構造解析을 위한 固體지지는 8개의 계류삭을 구조물 주위에 內칭으로 배치하고, 이에 作用하는 인장력과 부력을 대략적으로 추정하여 이에 對應되는 剛性을 지닌 3차원 보요소로 代換하였다(Fig. 12 參照). 計算은 有限要素法을 利用한 SAP V 전산프로그램[21]을 使用하였다.

計算結果에 따르면 x 方向의 相對變位는 節點 35와 37이 26mm로 最大가 되고, z 方向으로는 節點 26이 16mm로 最大變位를 하였다. 또한 y 軸에 대한 變位角은 節點 36에서 0.12°의 最大值를 보이고 있다. Table 5에는 主要部材의 兩端節點에서 얻은 計算結果를 제시하였다. 즉, 軸方向으로는 部材 40의 節點 22에 9.84MN이 作用하여 1.94KN/cm²의 應力을 받게된다. 한편 굽힘모멘트는 部材 63번의 節點 32에서 最大가 되어 y 축에 대하여는 -75.15MN·m, z 축에 대하여는 -88.65MN·m에 이른다. 이로인한 굽힘응력은 9.34KN/cm²이 되어 선형이론의 범위에서는 이곳에 有效한 應力이 10.1KN/cm²이 되어, 이 斷面을 設計基準으로 擇하게 된다. 許容應力은 各 規定마다 다소 차이는 있으나 대체로 $D_s V$ 에서 지정한대로 보통 항복응력의 84%이하 이거나 인장강도의 67%미만의 값을 택하도록 要求하고 있다. 이 計算例에서는 항복응력의 84%인 26.9KN/cm²을 허용응력으로 使用하였고, 그 結果 安全係數 2.67을 얻을 수 있었다.

한편 運動性能을 계산하기 위하여 波는 측면파로 入射한다고 가정하고, 부가질량은 自由表面의 영향을 무시하여 무한유체영역에서 추정된 28,800톤을 전 진동수에 걸쳐 일정하게 使用하였다. 半潛水式의 垂直運動에 대한 固有振動數는 0.27rad/sec이며, 운동특성함수 $T(\omega)$ 는 Fig. 13에 도시하였다. 이 함수는 $\omega=0.25$ 근처에서 $T(\omega)=0.5$ 로 局部最小值에 달하였다. 고유진동수에 이르러 最大值 1.5를 갖는다. 고유진동수를 지나

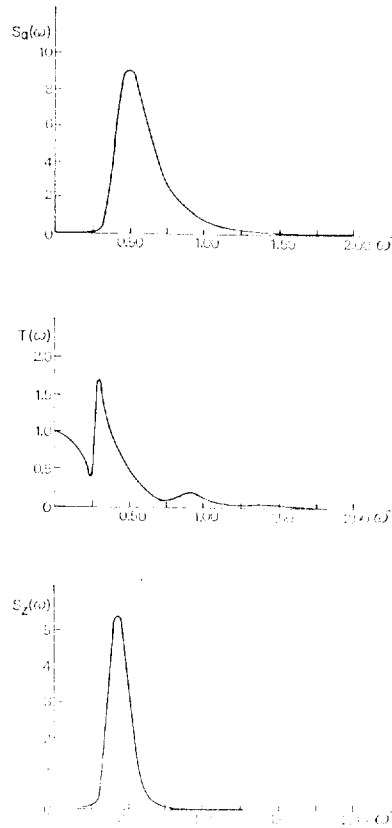


Fig. 13 Spectral Representation of Heaving Motion of Sedco 708

면 $T(\omega)$ 의 값도 감소하여 $\omega=0.7$ 에서 0에 접근하며, 진동수가 이보다 커지면 T 의 값도 조금 커지다가 다시 0에 수렴하게 된다. 전술한바와 같이 $\omega=0.25$ 근처에서 운동특성함수가 극부최소치가 되는 것은 일반 선략에서 볼 수 없는 현상으로, 이는 半潛水式의 기하학적 특성에 기인한다. 즉, 이 진동수에서 粘性抗力이 커지며 同時에 $\omega=0.7$ 에서처럼 慣性外力이 갑자기 작아진 것으로 解析된다. 파스펙트럼은 Pierson-Moskowitz공식을 利用하여 不規則波에서의 半潛水式의 運動性能을 반복수행한 결과, 이 半潛水式의 operational condition은 해상상태 6임이 밝혀졌다. 即, sea-state 7의 하한풍속임 18m/s에서의 결과가 Fig. 13에 나타나 있다.

물입자의 수직방향속도의 方差(variance)는 0.197(m/s)², 半潛水式의 수직운동 方差는 0.198(m/s)²가 되어 두 수치가 비슷하다. 한편 covariance는 0.183(m/s)²이 되어, 수직변위의 方差는 0.948m²

이므로 평균변위는 $\bar{z}=0.87m$, 유의치 $\bar{z}_{1/3}=1.38m$ 그리고 확률적 최대치 $\bar{z}_h=1.75m$ 가 되어, 이 條件에서는 許容值인 1.5m를 넘어서게 된다.

VII. 結 論

本 論文에서는 半潛水式 構造物의 基本設計에 手前 되는 여러가지 設計因子중에서 設計荷重, 運動特性, 構造解析과 熔接工作등의 問題를 研究·진토하였으리, 로우어현형 半潛水式 Sedco 708에 대하여 實際計算을 수행하여 例示하였다. 이로부터 다음과 같은 結論을 도출할 수 있다.

(i) 앞으로 海底資源에 대한 開發努力은 水深 300~500m에 부존되어 있는 中型 및 大型 海底油田에 集中될 것이며, 이를 위한 試推 및 生産作業에는 로우어현형 半潛水式이 投入될 것으로 展望된다.

(ii) 波浪荷重計算法은 스트립方法이나 확대수정된 모리슨식을 使用할 수 있으나, 粘性과 慣性의 相互作用으로 인한 영향은 規明되어 있지 않으므로 이에 대한 實驗的研究가 要望된다.

(iii) 船舶에서와는 다른 運動性能 特性을 지니고 있으며, 특히 粘性抗力은 기진력과 감쇠력으로 동시에 作用하므로 運動特性函數에 큰 영향을 미친다. 確률적방법으로 非線型의 抗力을 線型化시킬 수 있으며, 보통 3~4회의 逐次計算을 通하여 相對誤差 1%이내의 結果를 얻을 수 있다.

(iv) 基本設計段階에서는 構造物을 3차원 要素로 理想化시켜 有限要素法을 利用한 전산프로그램을 使用함으로써 효율적인 構造解析을 遂行할 수 있다. Sedco 708의 경우 반복주기 100년에 해당되는 波高 28m의 設計條件에서 安全係數 2.67로 部材의 寸수가 決定되었다.

(v) 半潛水式등 海洋構造物에서는 T 및 K-joint部位の 피로강도가 매우 중요하며, 피로강도 계산시에는 반드시 潮流力을 고려하여야 한다. 應力集中을 줄이기 위하여는 컨팅과 브레이싱 사이에 box斷面을 삽입시키는 方法이 권장된다.

謝 辭

計算例로 使用한 Sedco 708에 關한 資料와 圖面을 提供해 준 現代重工業(株)의 여러분과 計算을 도와준 서울大學校 工科大學 大學院에 在學중이던 元潤常, 申鉉秀君에게 감사 드린다. 또한 本 研究를 위하여

1980年度에 研究費를 提供해 주신 文敎部 關係官에게 誠摯한 謝意를 표하는 마이다.

參 考 文 獻

- [1] Howe, R.J., "The Evolution of Offshore Mobile Drilling Units", Amer. Petr. Inst., March, 1966.
- [2] 임상진, "석유채굴을 위한 장치", 석유, 제 2권 제 2호, 1980.
- [3] Teleki, P.G. et al., "Environmental Hazards: Considerations for Outer Continental Shelf Development", OTC Paper No.3654, 1979.
- [4] A Primer of Offshore Operation, Petr. Ext. Service, Univ. of Texas at Austin, 1976.
- [5] Rusaas, S., "The Capsizing of 'Alexander L. Kielland'", 2nd Intern. Conf. Stability of Ships & Ocean Vehicles, Tokyo, 1982.
- [6] 해상구조물규칙, 한국선급협회, 1980.
- [7] Petruskas, C. and Aagaard, P.M., "Extrapolation of Historical Storm Data for Estimating Design-Wave Heights", Soc. Petr. Engrs. Journ., March, 1971.
- [8] Wehausen, J.V. and Laitone, E.V., "Surface Waves", Encyclopedia of Physics, edited by Flügge, Springer-Verlag, 1960.
- [9] Morison, J.R., O'Brien, M.P., Johnson, J.W. and Schaaf, S.A., "The Force exerted by Surface Waves on Piles", Petr. Trans. Amer. Inst. Mining Engrs., Vol. 189, 1950.
- [10] Chakrabarti, S. and Tam, W.A., "Gross and Local Wave Loads on a Large Vertical Cylinder-Theory and Experiment", Proc. 5th OTC, Houston, 1973.
- [11] 최항순, "해양파의 특성과 그 기술에 관한 고찰", 대한조선학회지, 제17권 제 2호, 1980.
- [12] 최항순, "해양구조물에 작용하는 파랑하중에 대한 고찰", 대한조선학회지, 제18권 제 2호, 1981.
- [13] Rules for the Construction and Classification of Mobile Offshore Units, Det Norske Veritas, Norway, 1975.
- [14] Borgman, L.E., "A Statistical Theory for Hydrodynamic Forces on Objects", Wave Research Project Report HEL-9-6, Univ. Cal. Berkeley, 1965.

- [15] Pierson, W.J. and Moskowitz, L., "A Proposed Spectral Form for Fully Developed Wind Seas based on the Similarity Theory of S.A. Kitai-gorodskii", Journ. Geophys. Res., Vol. 69, No. 24, 1964.
- [16] Longuet-Higgins, M.S., "On the Statistical Distribution of the Heights of Sea Waves", Journ. Marine Research, Vol. 9, No. 3, 1952.
- [17] American Bureau of Shipping: Guidelines for Material Selection for Mobile Offshore Drilling Units, Technical Staff Circular Letter 1-76H.
- [18] 박종은, 김재근, 황종훈, 임상진, 최항순: 해저 자원 개발용 Semi-Submersible 설계기준의 정립을 위한 연구, 문교부 연구보고서, 1981.
- [19] 佐竹, 藤島, 石田, 片山: 半潜水式海洋構造物の設計及び建造, 三菱重工技報, Vol. 13, No.4, 1976.
- [20] Arita, Y., "Offshore Structures", Journal of Japan Welding Society, Vol. 45, No. 5, 1977.
- [21] Bathe, K.J., Wilson, E.L., Peterson, F.E.: A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Linear Systems, Report EERC 73-11, Coll. of Eng., Univ. Calif. Berkeley, 1974.