

FPSO용 연료가스압축 시스템을 위한 서지방지 밸브 설계

박형욱¹ · 조종래[†] · 이승민² · 박종진²

(원고접수일 : 2011년 2월 21일, 원고수정일 : 2011년 4월 26일, 심사완료일 : 2011년 5월 3일)

Design of Anti-Surge Valve for FPSO Fuel Gas Compressor System

Hyung-Wook Park¹ · Jong-Rae Cho[†] · Seung-Min Lee¹ · Jong-Jin Park²

요약 : 연료가스 압축 시스템은 중급의 FPSO에 설치되며, 이 시스템에서 서지를 방지하기 위하여 안티 서지 밸브가 사용되어진다. 만약 서지가 발생하게 되면 시스템의 파괴를 초래할 수 있으므로 안티서지 밸브는 반드시 구조강도와 구조안전성 평가가 수반되어야한다. 특히, 비상시에도 밸브는 구조안전성과 그 성능을 보장해야 된다. 이 연구에서는 안티서지 밸브의 구조강도와 구조안전성 평가를 수치해석을 통하여 수행하였다. 형상모델은 유니그래픽스 NX4.0을 사용하였으며 시뮬레이션은 ANSYS Workbench 12.1 버전을 이용하였다. 밸브의 허용 강도와 안전계수는 ASME Boiler & Pressure Vessel Code를 참조하였다.

주제어 : 연료가스 압축 시스템, 부유식 원유생산-저장 시설, 서지방지 밸브, 구조강도, 수치해석

Abstract: Fuel gas compressor system is applied to medium FPSO. In order to avoid surge, this system used the anti-surge valves. When surge occurs it may lead to system's fracture. So anti-surge valves are evaluated structural strength and structural safety. Especially, in emergency mode, valves are must be guaranteed structural safety. In this study, structural strength and structural safety of anti-surge valve was evaluated using the numerical simulation. Unigraphics NX 4.0 was used as Geometrical models, structural strength and structural safety calculation were carried out by ANSYS Workbench 12.1. The ASME Boiler & Pressure Vessel Code is refer to allowable strength and safety factor of the valves.

Key words: Fuel gas compressor system, FPSO, Anti-surge valve, Structural strength, Numerical simulation

1. 서 론

FPSO는 심해 유전지역에서 물 위에 떠서 (floating, 부유식) 원유를 추출하고, 끌어올려 (production), 배 밑의 거대한 탱크에 저장했다가 (storage), 셔틀탱커와 같은 운반선을 통해 저장한 기름을 건네주는(offloading) 역할을 하는 선박 형태의 설비이다[1].

즉, 부유식 원유 생산부터 저장, 하역 모든 작업을 한 곳에서 가능하게 만든 설비로써, 해양 플랜트나 드릴쉽(drillship)에서 뽑아낸 원유를 정제하고 이를 저장해서 셔틀 탱커(shuttle tanker)나 기타 이송 장소에 하역을 할 수 있는 특수선박이라 말할 수 있다.

FPSO는 저장기능을 하부 선체 구조와 원유를

† 교신저자(한국해양대학교 기계·에너지시스템공학부, E-mail:cjr@hhu.ac.kr, Tel: 051-410-4298)

1 한국해양대학교 대학원 기계공학과

2 Mt.H 콘트롤 밸브 부설연구소

생산하고 처리기능을 하는 상부설비로 구성되어 있으며, 저장 능력에 따라 100만 배럴 미만의 소형, 100~150만 배럴의 중형, 150~200만 배럴의 대형, 200만 배럴 이상의 초대형으로 구분되며 주요 석유업체들이 유전에 눈길을 돌리면서 FPSO가 각광을 받고 있다[2].

본 연구에서는 100~150만 배럴의 중형 FPSO에 적용되는 Fuel Gas Compressor System(이하 FGCS) 내에서 서지(surge) 발생을 방지하기 위해 설치되는 서지방지 밸브의 구조 안전성 평가를 수행하였다.

이현동(1995)은 관수로에서의 사고는 복합적 원인에 의하나 수격현상이 중요 원인 중의 하나라고 했으며[3], 노진식(1999)등은 수격작용은 관 자체는 물론 펌프, 밸브, 터빈 등 관과 연결된 각종 시설물에 진동, 소음이나 파손 등의 큰 손해를 끼칠 수 있으므로 설계시부터 이에 대한 철저한 준비가 요구된다고 했고[4], 이성철(2010), 공재현(2010) 등은 유한요소법을 이용한 서지 릴리프 밸브 몸체의 최적설계를 통해 이를 해결하려 하였다[5-6].

또한 정호승, 조종래(2007) 등은 유한요소법을 통해 열전달 해석과 변형을 통한 글로벌 밸브 전체의 변형을 원인을 파악하여 밸브 주요부품의 설계조건을 제시하였으며[7], 박영철, 김시범(2008) 등은 초저온 버티플라이 밸브의 구조적 안전성과 열응력분포 및 변형 등을 수치적으로 해석하여 제품에 대한 안전성 및 신뢰성평가의 자료로 제시하였다[8].

본 연구에서도 시스템 내에서 발생할 수 있는 최악의 상황인 긴급 상황에 대한 구조 안전성 평가를 수치해석을 통해 구조 강도 평가의 방법으로 수행하였으며 부가적으로 수압 시험 모드도 반영하여 구조 안전성 평가하였다.

밸브 모델의 구성은 Unigraphics NX 4.0을 사용하였으며 구조 안전성 평가는 ANSYS Workbench 12.1 버전을 사용하였다. 밸브의 허용강도는 ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Part D의 허용강도와 안전계수를 적용하였다.

Figure 1은 중급 FPSO에 탑재될 FGCS의 위치를 설계자의 관점으로 나타낸 것이며 선주의 요구 발생 시 장착 위치는 수정될 수 있다.

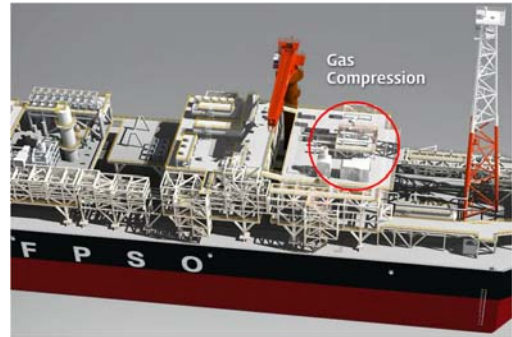


Figure 1: Fuel gas compressor location for FPSO

2. 시스템 및 설계변수

2.1 연료가스 압축 시스템(FGCS)

일반적인 LNG 운반선의 BOG처리와 관련하여 지금까지는 보일러를 통해 연소시켜 증기 터빈을 이용하였으나, 최근 BOG 재액화 및 DFDE (Dual Fuel Diesel Electric) 추진시스템으로 건조방향이 전환되고 있으며, LNG FPSO와 같이 선체가 대형화됨에 따라 가스 터빈 등을 이용한 추진시스템이 소개되고 있다. 가스 터빈을 사용할 경우 기존에 사용하던 스팀 터빈이나 DFDE 추진시스템에 비해 초기 투자 비용은 높으나, 높은 효율로 인해 작동 단가가 낮은 장점이 있다[9].

LNG FPSO의 FGCS는 앞서 언급한 가스 터빈 추진시스템을 다루기 위한 필수 요소이며, 구성하는 주요 장비로는 연료 가스 압축기(fuel gas compressor), 스크류버, 세퍼레이터(separator), 극저온 제어 밸브, 연료 가스 액화장치, 필터 등이 있다. 이 중 핵심기기는 연료 가스 압축기(FGC)라 할 수 있으나, 이에 못지않게 중요한 주변기기로 연료가스 액화 장치와 필터, 스크류버 등을 들 수 있다[10].

해양플랜트에서 요구하는 가장 큰 요구사항은 안전이다. 안전확보를 위해 1차적으로 위험요소를 제거하는 설계가 필요하고 2차적으로는 위험발생 시 회피할 수 있는 설계 기술이 필요하기 때문에

각 단계별 회피 방안을 마련하고 이에 대한 대책을 세운다. FGCS에서는 BOG, NG 등의 가스를 재 사용하는 도중 서지방지 밸브가 1개만 설치되었을 시 밸브의 파손으로 발생하는 긴급 상황을 미연에 방지하기 위해 3중으로 안전하게 서지방지 밸브를 설치하였다. Figure 2는 FGCS의 조립품 형상을 나타낸 것이다.

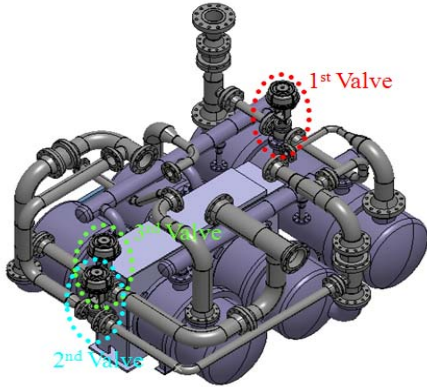


Figure 2: Construction of FGCS package

FGCS를 구성하는 서지방지 밸브의 조립도는 아래 Figure 3에 나타냈으며 단계별 밸브의 형상은 2.2절 Figure 4에 소개되는 설계변수의 수치만 다르고 모두 유사하다. 밸브를 크게 바디(body), 본넷(bonnet), 스템(stem), 플러그(plug)로 나눴다.

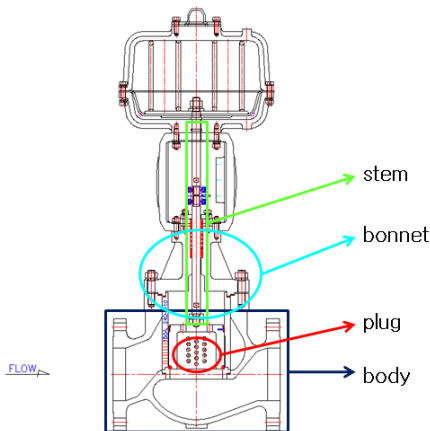


Figure 3: General assembly drawing

2.2 설계변수

밸브 모델의 세부 형상은 Figure 4에 나타내었으며 단계별 형상변수는 4가지로 대표될 수 있다. 설계변수 Φ_1 은 파이프와 조립되는 플랜지부의 간격이며, Φ_2 는 플랜지부의 전체직경, T는 플랜지부의 두께이며 L은 밸브 바디부의 총 길이이다. 각 밸브의 설계변수의 값을 Table 1에 나타내었다.

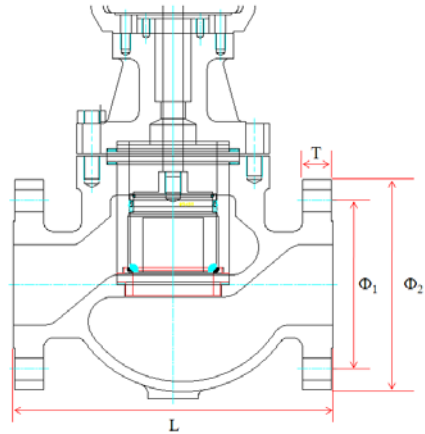


Figure 4: Design variables of valve

Table 1: The data of design variables. [mm]

ANSI Class	Φ_1	Φ_2	L	T
300	200.2	254	368	31.8
600	215.8	273	394	38.1
900	235.0	292	464	44.5

3. 이론적 고찰

3.1 지배방정식

고체내의 응력은 힘과 모멘트의 평형의 원리에 의해 평형을 만족해야 하며 이는 선형 운동량 보존과 각 운동량 보존을 만족해야 함을 의미한다. 유한요소해석의 입력 하중은 정적인 조건을 가정하여 풀기 때문에 미소 체적에서 응력에 대한 평형 방정식은 식 (1)과 같다[11].

$$\frac{\sigma_{ji}}{\partial x_j} + b_i = 0 \tag{1}$$

구성 방정식의 정의는 재료의 탄성 한계 내에서

의 응력과 변형률이 비례한다는 것을 이용하여 다음 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma_{ji} = C_{ijkl}\epsilon_{kl} \quad (2)$$

유한요소해석에서 응력은 등방성 재료인 경우를 가정하였으므로 변형률의 대칭성을 고려해야 하며 이를 지수 정리하면 구성 방정식은 식 (3)과 같이 된다.

$$\sigma_{ji} = \lambda\delta_{ij}\epsilon_{kk} + 2\mu\epsilon_{ij} \quad (3)$$

그러나 실제로 구성 방정식은 식 (1)과 같이 응력에 대한 항보다는 변위의 항으로 표시된 평형 방정식을 많이 사용하기 때문에 식 (3)에서 나타난 변형률을 이용하여 식을 재구성하면 식 (4)로 표기된 최종식을 갖게 된다.

$$(\lambda + \mu)u_{j,i,j} + \mu u_{i,j,j} + b_i = 0 \quad (4)$$

끝으로 정상 상태에서 등방성 균질 재료를 고려한 열전도 방정식은 식 (5)와 같이 나타낸다.

$$\frac{\partial q_i}{\partial x_i} = -k \frac{\partial^2 T}{\partial x_i \partial x_i} = 0 \quad (5)$$

3.2 수치해석

3.2.1 해석모델 구성

구조 안전성 평가를 위해서 시중에서 널리 사용되고 있는 유한요소해석 프로그램인 ANSYS workbench 12.1버전을 사용하였다.

유한요소모델의 구성에서 열전달 해석을 하기 위한 요소는 ANSYS element library에서 87번인 4노드 10절점의 solid 요소와 8절점 20노드인 solid 90번을 사용하였다. 부품간의 접촉은 대부분 비선형 접촉 해석을 사용하며 이를 위해 ANSYS element library의 Contact 174번과 Target 170번 요소를 사용하였다. 또한 구조-열 연성해석을 위해 186번과 187번 solid 요소를 사용하였으며 요소의 정보에 대한 그림은 생략하였다[12].

형상모델과 해석모델은 Figure 5에 나타났다. Figure 5에서 왼쪽 모델은 해석을 수행하기 전 단계로 만든 3D모델이며 오른쪽 모델은 해석을 수행하기 위한 유한요소모델이다.

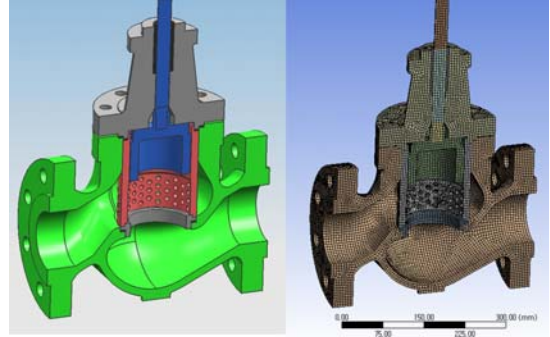


Figure 5: Geometry and FEM model

3.2.2 구속조건

밸브의 열전달 해석과 변형 해석을 위해서는 온도변화에 대한 탄성계수, 포와송 비, 열 확산계수, 대류열전달계수 등과 같은 재료의 물성값 뿐만 아니라 해석모델을 실제 현상과 유사하게 묘사할 수 있는 경계 구속조건과 하중 구속조건들이 반드시 필요하다. 재료의 물성값은 별도로 표시하였으며 Figure 6부터 Figure 8까지 구속조건을 나타냈다.

Figure 6은 해석의 시간적 효율을 높이기 위하여 축 대칭모델에 대한 변위 경계조건을 적용하여 X- Z평면에 symmetry region 옵션을 적용하였다.

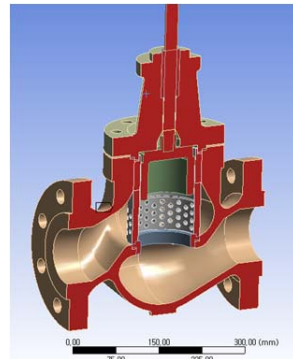


Figure 6: Symmetry condition

각 단계별 적용되는 밸브의 압력에 대한 구조 안전성 평가를 위하여 Figure 7은 밸브 바디 내부에 적용되는 온도와 압력에 대한 조건을 표시하였으며 온도와 압력에 대한 조건을 이용해야지만 열-구조 연성해석을 수행할 수가 있다. 그리고 각 단계별

밸브의 온도와 압력에 대한 Data를 Table 2에 정리하였다.

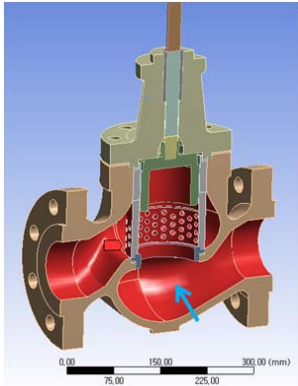


Figure 7: Pressure & temperature condition

Table 2: Temperature and pressure condition.

ANSI Class	300	600	900
Temp.	42°C	42°C	42°C
Pressure	1.51MPa	3.13MPa	6.0MPa
Hydro	7.4MPa	14.9MPa	22.3MPa

Figure 8는 외부 온도 조건을 반영하기 위해 외부 온도와 대류 경계조건을 적용한 것이며, 밸브 바깥쪽은 외부 온도는 주위 온도(ambient temperature)를 사용하며 대류열전달계수(film coefficient)는 공기가 정지된(stagnant air) 단순한 상태일 때로 가정하여 그 값을 적용하였다.



Figure 8: Convection condition

이번 연구에서는 LNG FPSO에서 널리 쓰이는 극저온 밸브와는 다르게 상온의 시스템에서 구동되는 밸브의 단계별 온도와 압력의 변화에 대한 구조 안전성 평가를 수행하기 때문에 100°C 이하에서 물성치의 변화가 미소하여 일정한 구조용 ASTM A351 CF8M의 물성값을 사용하였다.

그 외 물성값은 탄성계수 189GPa, 포와송비 0.3, 열확산계수 $1.62 \times 10^{-5} (1/^\circ\text{C})$, 열전도율 16.1 (W/m°C)이다. 또한 외부 온도는 25°C를 적용했고 대류열전달계수는 9 (W/m²°C)이다.

4. 해석 결과

본 연구에 사용된 A351 CF8M의 극한강도는 상온에서 485MPa이고 항복응력은 206MPa이며, ASME BOILER & PRESSURE VESSEL CODE Part D(2004)에 의해 밸브의 허용응력은 138.6MPa이다. 이는 긴급 상황에 대한 허용응력이다. 안전계수는 3.5를 적용하였으며 해석 결과 산출된 응력은 모두 허용치를 초과해서는 안 된다.

전체 모델의 구조 강도 해석 결과 산출된 형상을 Figure 9와 10 및 11에 나타냈으며 그 값을 Table 3에 결과를 정리하였다.

Figure 9에는 300 밸브가 열렸을 때와 닫혔을 때의 응력 분포를 Figure 10에서는 600 밸브가 열렸을 때와 닫혔을 때의 응력 분포를 Figure 11에서는 900 밸브가 열렸을 때와 닫혔을 때의 응력 분포를 나타냈다(Figure 9~11의 왼쪽편 해석 그림이 열렸을 때이며 오른쪽 그림은 닫혔을 때를 표시한다).

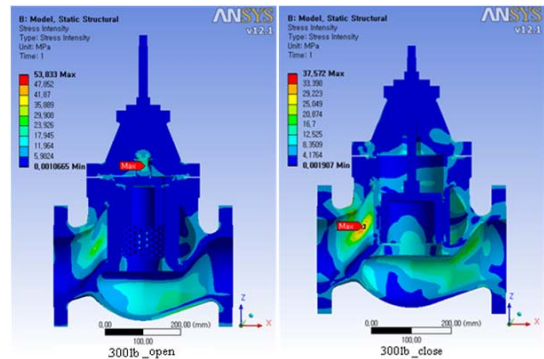


Figure 9: Maximum stress intensity result for 300

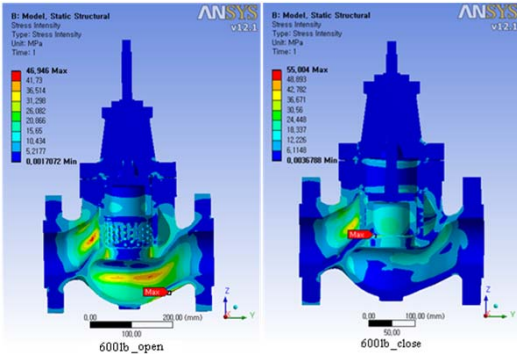


Figure 10: Maximum stress intensity result for 600

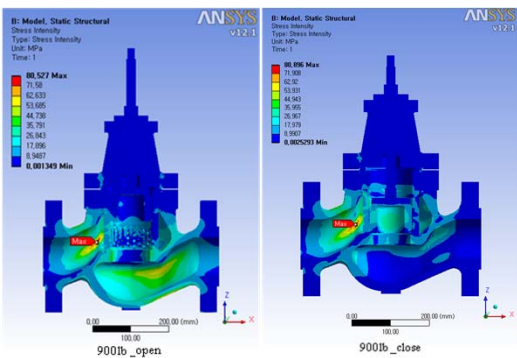


Figure 11: Maximum stress intensity result for 900

Table 3: Maximum stress intensity result for full models. [MPa]

ANSI Class	300	600	900	Allow.
Open	53.8	47.0	80.5	138.6
Close	37.6	55.0	80.9	

열전달 해석의 결과는 Table 2에 나타난 값과 동일하여 생략하였다. 작동유체는 상온에서 작동되기 때문에 주변 온도와의 차이가 적어 외부 대류 열전달에 의한 응력은 작게 산출되었으며 이 역시 생략하였다. 밸브 주요 부품 중 바디와 스템, 본넷의 응력은 Table 4에 간단히 정리하였다.

수압 시험에 대한 허용응력은 기존의 응력과 다르게 기준 허용응력의 1.5배가 적용되며(185.5 MPa) 적용 응력은 항복응력의 0.9배 미만이어야 한다. 해석 결과 모두 허용 기준에 적합하였으며 결과를 Table 5에 정리하였다.

Table 4: Maximum stress intensity result for components. [MPa]

ANSI Class	300	600	900	Allow.
Body	37.6	55.0	80.9	138.6
Stem	53.8	17.7	9.0	
Bonnet	27.5	20.3	21.5	

Table 5: Maximum stress intensity result for HYD test. [MPa]

ANSI Class	300	600	900	Allow.
Body	78.3	88.9	117.1	185.5

긴급 상황과 수압 시험을 포함한 전체 수치해석 결과 나타난 강도는 1단계 300 밸브가 열린 경우 (스템에서 발생)를 제외하고 바디의 벽 부분이나 플러그가 바디와 맞닿는 연결부 등에서 응력이 비교적 크게 측정되었으며 스템 및 본넷에서는 비교적 안전하게 산출되었다.

해석결과 모든 밸브의 응력은 허용기준에 만족하였으므로 단계별 밸브들은 안전한 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구는 FPSO를 구성하는 시스템 중 FGCS에서 서지 방지를 위한 서지방지 밸브의 설계를 완성하는 단계의 일부분으로 전산구조해석을 통해 각 밸브의 작동 상황 별 구조 안전성 평가를 수행하였다.

ANSI class에 따른 각 밸브의 작동 상황에 따른 구조 강도 평가결과는 다음과 같다.

(1) 긴급 상황에서 최대 강도는 1차 밸브인 300에서 53.8MPa, 2차 밸브인 600에서 55.0 MPa, 3차 밸브인 900에서 80.9MPa로 각각 산출되었으며 모든 밸브는 구조적으로 안전하게 나타났다.

(2) 1차 밸브(스템부 발생)를 제외한 모든 밸브는 바디 부 벽면에서 최대 강도가 나타났으며, 플러그와 바디가 맞닿는 연결부 등에서 응력이 비교적 크게 측정되었으며 스템 및 본넷에서는 미미하게 산출되었다.

(3) 수압 시험에서 최대 강도는 1차 밸브인 300에서 78.3MPa, 2차 밸브인 600에서 88.9 MPa, 3차 밸브인 900에서 117.1MPa로 모두 바디부에

서 최대값이 산출되었으며 모든 밸브는 구조적으로 안전하게 산출되었다.

본 연구는 시스템의 작동 상황을 고려한 단계별 밸브의 구조 안전성 평가를 시행함으로써 이와 유사한 타 연구과제에서 활용할 수 있는 자료를 제시하였으며 향후 진행될 과제인 전체 시스템의 특성을 고려한 최적화 작업의 기초가 될 것이다.

후 기

본 연구는 2009년 및 2010년 동남광역경제권 선도산업 육성사업과 2010년도 정부(교육과학기술부)의 지원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No.K20702001648-10E0100-07010).

참고문헌

- [1] http://en.wikipedia.org/wiki/Floating_Production_Storage_and_Offloading
- [2] SK Communications, <http://terms.nate.com/dissearch/view.html?i=1019484>
- [3] 이현동, “수도관 개량을 위한 의사결정 시스템 개발”, 수도, 제22권, 제2호, pp. , 1995.
- [4] 노진식, 박남식, 김상현, 차영기, 이상오, “역지 밸브와 우회밸브를 이용한 펌프 관로계의 수격 현상 제어”, 대한토목학회논문집, 제19권, 제 11-4호, pp. , 1997.
- [5] 이성철, 공재현, 예상돈, 허관도, “유한요소법을 이용한 서지 릴리프 밸브 몸체의 최적설계”, 대한기계학회 2010년도 추계학술대회 강연 및 논문 초록집, pp.1901-1904, 2010.
- [6] 공재현, 이성철, 예상돈, 허관도, “유한요소법을 이용한 서지 릴리프 밸브의 디스크 시일 최적설계”, 대한기계학회 2010년도 추계학술대회 강연 및 논문 초록집, pp. 1897-1900, 2010.
- [7] H.S. Jeong, Y.H. Kim, J.R. Cho, J.H. Kim, J.R. Kim and J.H. Park, “A Study on Structural Design of Cryogenic Miniature Globe Valve using Finite Element Method”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 31, no. 4, pp. 343-349, 2007.
- [8] Y.C. Park, H.S. Park and S.P. Kim, “Analysis method on structural safety evaluation of butterfly valve of piping for LNG carrier”, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, vol. 7, no 4, pp. 76-81, 2008.
- [9] Ronald P. Lapina, P.E., “Estimating Centrifugal Compressor Performance”, 1982.
- [10] David Japikse, “Advanced Experimental Techniques in Turbomachinery”, 1986.
- [11] D.K. Choi, Introduction to Continuum Mechanics Using Tensorial Approach, Interscience Publishing Co., 2007.
- [12] Release 12.1 Documentation for ANSYS Workbench, Element Reference, Element Library, 2010.

저 자 소 개



박형욱(朴炯昱)

2004년 동아대학교 기계공학과 (공학사), 2006년 동아대학교 기계공학과(공학석사), 2006년 - 2008년 (주)넥센타이어연구소, 2008년 한국조선기자재연구원, 2008년 - 현재 한국해양대학교 기계공학과(박사과정)



조종래(趙琮來)

1982년 부산대학교 기계공학과 (공학사), 1984년 한국과학기술원 기계공학과(공학석사), 1993년 한국과학기술원 정밀공학과(공학박사), 1984년 - 1995년 한국중공업 기술연구소, 1999년 Post-Doc.(영국-Birmingham Univ.) 1995년 - 현재 한국해양대학교 기계정보공학부

(교수).


이승민(李勝頤)

2011년 한국해양대학교 기계공학과 (공학사), 2011년 -현재 한국해양대학교 기계공학부(석사과정).


박종진(朴鍾珍)

2006년도 한국해양대학교 기계·정보공학부 냉동공조·에너지시스템공학 (공학사), 2008년도 한국해양대학교 냉동공조공학과 냉동공조공학전공 (공학석사), 2008년도 Mt.H콘트롤밸브(주) 부설연구소 입사, 현재 Mt.H콘트롤밸브(주) 연구소 주임연구원.