

대형 선박의 파이프 루프 설계식 개발(II)

박치모* · 양박달치* · 이종훈**

*울산대학교 조선해양공학부

**울산대학교 자동차선박기술대학원

The Development of Design Formulas for Pipe Loops Used in Large Vessels(II)

Chi-Mo Park*, Park-Dal-Chi Yang* and Jong-Hoon Lee**

*School of Naval Architecture And Ocean Engineering, University of Ulsan, Ulsan, Korea

**Institute of e-Vehicle Technology, University of Ulsan, Ulsan, Korea

KEY WORDS: Pipe loop 파이프 루프, Design formula 설계식, Displacement load 변위 하중, Longitudinal bending of ships 선체 중첩 힘, Thermal load 열 하중, Pipe stiffness 파이프 강성

ABSTRACT: Many longitudinal pipes in ships are subject to considerable loads, caused by hull girder bending in the ships and/or thermal loads in some special pipes through which fluids with highly abnormal temperatures are conveyed. As these loads may cause failure in the pipes or their supporting structures, loops have been widely adopted to prevent such failure, based on the idea that they can lower the stress level in a pipe by absorbing some portion of these loads. But as the loops also have some negative effects, such as causing extra manufacturing cost, deteriorating the function of the pipe, and occupying extra space, the number and dimensions of these loops need to be minimized. This research developed design formulas for pipe loops, modeling them as a spring element, for which the axial stiffness is calculated based on the beam theory, incorporating the flexibility effect of the straight portion of the pipe. The accuracy of the proposed design formulas was verified by comparing two results obtained from the proposed formulas and MSC/NASTRAN. This paper concludes with a sample application of the proposed formulas, showing their efficiency.

1. 서 론

선박에 종 방향으로 배치되는 파이프의 경우, 주 선체의 중첩힘으로부터 전달되는 변위 하중이나 파이프 내에 흐르는 비상은 유체에 의한 열 하중으로 인해 큰 축 응력이 발생하게 된다. 이를 완화하기 위한 방법의 하나로 이들 축 하중의 상당 부분을 흡수하도록 파이프 중간 중간에 루프(Loop)를 적용하여 파이프에 유연성(Flexibility)을 주는 개념이 적용되어 오고 있는데, 루프의 형성에는 파이프 제작, 설치로 인한 생산비 증가 및 추가적인 공간 점유가 수반되므로 수량 및 크기를 최소화할 필요가 있다. 이러한 반면에 조선현장에서는 이론적 배경이 미약한 경험에 의존하여 해당 설계를 해오고 있는 실정이며 관련 선급규정(Lloyd's Register, 2006)도 구체적인 설계지침 없이 극히 피상적인 언급만을 하고 있을 뿐이다. 박치모 등(2007; 2008)은 루프를 축 하중의 상당 부분을 흡수하는 스프링으로 취급하고 보 이론에 기초하여 루프의 강성을 계산함으로써 루프의 설계식을 발표하여 루프의 설계가 복잡한 구조해석 없이 간단한 식에 의해 이루어질 수 있다는 가능성을 보였으나, 루프의 강성

계산 시 파이프 직선부의 굽힘 강성의 영향을 제대로 고려하지 못하여 실용성을 확보하지는 못하였다. 본 연구에서는 파이프 직선부의 굽힘 강성이 루프의 스프링 강성에 미치는 영향을 고려하여 한층 더 현실성 있는 파이프 루프의 설계식을 개발하였다. 개발한 설계식은 유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN(이하 NASTRAN으로 칭함)에 의한 구조해석을 통하여 그 타당성을 검증하고 실선에의 효율적인 적용 예를 제시하였다.

2. 설계식 유도

2.1 단위 루프의 강성

Fig. 1에 보인 바와 같이 폭 b , 높이 h 인 단위 루프의 축 방향 강성을 구하기 위하여 한 쪽 끝 A의 수평변위를 고정시킨 채 다른 한 쪽 끝 D에 수평력 P 를 작용시키고 D점의 수평 변위를 구하는 식을 유도하기로 한다. 이 때 파이프 직선부와 연결되는 A점 및 D점의 회전 경계조건은 인접한 파이프 직선부에 의해 부분적으로 구속되는 탄성지지에 해당하며 이와 같은 파이프 직선부에 의한 회전구속 모멘트를 M' 으로 놓기로 하면 D점의

교신저자 박치모: 울산광역시 남구 무거2동 산29, 052-259-2156, cmpark@mail.ulsan.ac.kr

본 논문은 2008년 10월 울산에서 개최된 한국해양공학회 추계학술대회에 발표된 논문의 주된 내용을 발췌하였음을 밝힙니다.

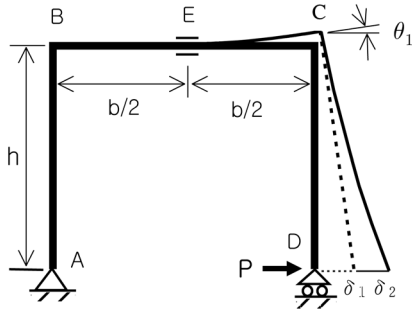


Fig. 1 Deformation of a unit loop

수평 변위는 수평력 P 와 회전구속 모멘트 M' 두 가지 하중에 의한 변위의 중첩으로 볼 수 있다. 또한, 대칭조건을 이용하여 루프의 반쪽 부분에서 발생하는 변위를 계산하여 두 배로 해주는 방법을 선택하기로 한다.

2.1.1 수평력 P 에 의한 D점의 변위

먼저 D점의 회전구속이 없다는 가정 하에 수평력 P 에 의한 D점의 변위를 구하기로 한다. 각각 수평 부재의 반쪽인 EC 구간과 연직 부재인 CD 구간의 굽힘에 의한 성분으로 나누어 생각할 수 있다. 자유단 굽힘모멘트 $M = Ph$ 에 의한 EC 구간의 자유단 C점의 회전각 θ 과 그로 인한 D점의 수평변위 성분 δ_1 은 다음과 같다(Popov, 1999).

$$\theta_1 = \frac{M(\frac{b}{2})}{EI} = \frac{(Ph)(\frac{b}{2})}{EI} = \frac{Pbh}{2EI}, \delta_1 = \theta_1 h = \frac{Pbh^2}{2EI} \quad (1)$$

여기서, E 는 파이프 재료의 탄성계수이고 I 는 파이프 단면의 관성모멘트이다. 한편, 연직 부재인 CD 구간의 굽힘에 의한 D점의 회전각 θ_2 와 수평변위 성분 δ_2 는 각각 다음과 같다.

$$\theta_2 = \frac{Ph^2}{2EI}, \delta_2 = \frac{Ph^3}{3EI} \quad (2)$$

한편, 연직부재의 전단변형에 의한 D점의 변위 δ_s 는 다음과 같이 구해진다(박치모 등, 2008).

$$\delta_s = \frac{kPh}{AG} \quad (3)$$

여기서, 내경 r_i 외경 r_o 인 루프 단면에 대한 계수 k 는 다음과 같이 표현된다.

$$k = \frac{4}{3} \left(1 + \frac{r_o r_i}{r_o^2 + r_i^2} \right) \quad (4)$$

따라서 힘 P 로 인한 D점의 회전각 θ_P 및 수평변위 δ_P 는 각각 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\theta_P = \theta_1 + \theta_2 = \frac{Ph}{2EI}(b+h) \quad (5)$$

$$\delta_P = \delta_1 + \delta_2 + \delta_s = \frac{Ph^2}{EI} \left(\frac{b}{2} + \frac{h}{3} \right) + \frac{kPh}{AG} \quad (6)$$

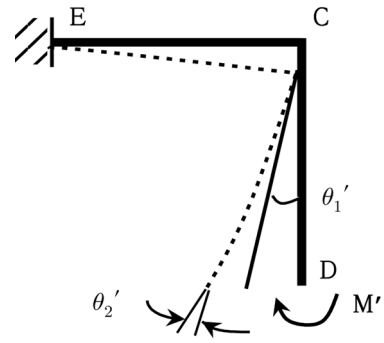


Fig. 2 Deformation correction for the rotational restraint M'

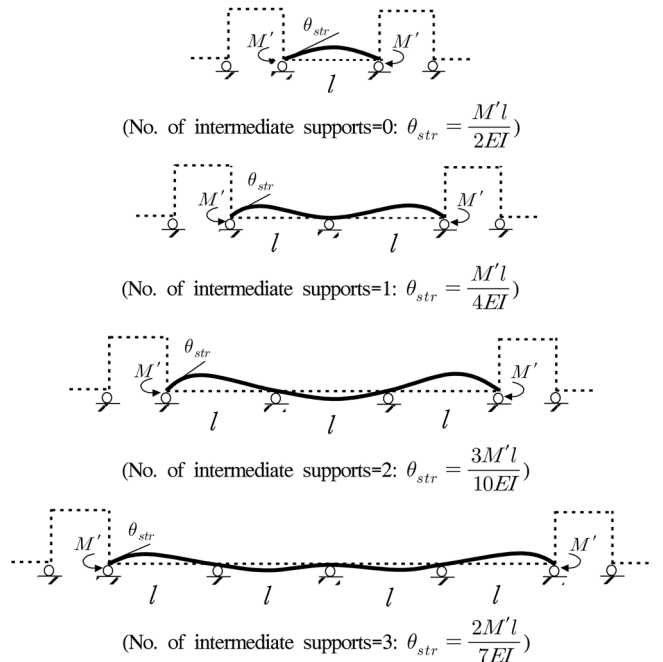


Fig. 3 Deformation modes of the straight portion of the pipe for various support conditions and the relationships between M' and θ_{str}

Table 1 α 's for various number of supports of the pipe between two adjacent loops except two end supports

| No. of supports | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | ... | ∞ |
|-----------------|---------------|---------------|----------------|---------------|-----------------|-----|----------|
| α | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{4}$ | $\frac{3}{10}$ | $\frac{2}{7}$ | $\frac{11}{38}$ | ... | 0.289 |

2.1.2 회전구속 모멘트 M' 에 의한 D점의 변위

Fig. 2에 보인 바와 같이 D점의 회전구속 모멘트 M' 에 의한 D점의 회전각은 EC구간에서 발생한 회전각 θ_1' 과 CD구간에서 발생한 회전각 θ_2' 의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$\theta_1' = \frac{M'b}{2EI}, \theta_2' = \frac{M'h}{EI} \quad (7)$$

$$\theta_{M'} = \theta_1' + \theta_2' = \frac{M'}{2EI}(b+2h) \quad (8)$$

따라서 수평력 P 와 D점의 회전구속 모멘트 M' 에 의한 루프의 D점에서의 회전각은 (5), (8) 식의 조합으로 다음과 같이 얻어진다.

$$\theta_L = \theta_P - \theta_{M'} = \frac{Ph}{2EI}(b+h) - \frac{M'}{2EI}(b+2h) \quad (9)$$

한편, 미지의 회전구속 모멘트 M' 의 크기를 구하기 위하여 두 개의 인접한 루프 사이에 놓인 파이프 직선부 끝점에서의 회전각 θ_{tr} 을 구하고 이것이 (9) 식으로 주어진 θ 과 같아야 한다는 적합조건식을 적용한다. 두 개의 인접한 루프 사이에 놓인 파이프 직선부 끝점에서의 회전각 θ_{tr} 과 굽힘모멘트 M' 사이의 관계식은 보 이론으로부터 다음과 같이 구해진다(Fig. 3 참조).

$$\theta_{str} = \frac{M'(\alpha l)}{EI} \quad (10)$$

여기서, α 는 인접한 두 루프 사이의 파이프 직선부의 양단 지지점을 제외한 중간 지지점 수에 의존하는 계수로서 Table 1에 보인 바와 같고 l 은 지지점 사이의 등 간격을 의미한다. (9) 식과 (10) 식을 등치하면 M' 값이 다음과 같이 구해진다.

$$M' = \frac{Ph(b+h)}{b+2h+2\alpha l} \quad (11)$$

M' 에 의한 D점의 변위 $\delta_{M'}$ 역시 EC 구간의 기여 분 δ_1' 과 CD 구간의 기여 분 δ_2' 의 합으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta_1' = h\theta_1' = \frac{Ph^2(b+h)}{2EI(b+2h+2\alpha l)} \quad (12)$$

$$\delta_2' = \frac{M'h^2}{2EI} = \frac{Ph^3(b+h)}{2EI(b+2h+2\alpha l)} \quad (13)$$

$$\delta_{M'} = \delta_1' + \delta_2' = \frac{Ph^2(b+h)^2}{2EI(b+2h+2\alpha l)} \quad (14)$$

2.1.3 P 와 M' 에 의한 D점의 전체 변위 및 단위 루프의 강성

D점의 전체 변위는 (6) 식에서 (14) 식을 상쇄하여 다음과 같이 표현된다.

$$\delta_T = \delta_P - \delta_{M'} = \frac{Ph^2}{6EI} \left[\frac{h(2b+h)+2\alpha l(3b+2h)}{b+2h+2\alpha l} \right] + \frac{kPh}{AG} \quad (15)$$

δ_T 는 루프의 대칭성을 이용하여 반쪽에서만 구한 변위이므로 단위 루프의 강성 k_L 은 다음과 같이 구해진다.

$$k_L = \frac{P}{2\delta_T} = \frac{1}{\frac{h^2}{3EI} \left[\frac{h(2b+h)+2\alpha l(3b+2h)}{b+2h+2\alpha l} \right] + \frac{2kh}{AG}} \quad (16)$$

$$= \frac{3(b+2h+2\alpha l)EIAG}{h^2[h(2b+h)+2\alpha l(3b+2h)]AG+6kh(b+2h+2\alpha l)EI}$$

2.2 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성

강성이 k_L 인 루프 n 개와 강성이 k_{str} 인 직선부로 직렬 조합된 파이프의 강성 k_{com} 은 다음과 같다.

$$k_{com} = \frac{k_{str} \cdot k_L/n}{k_{str} + k_L/n} \quad (17)$$

전체 길이 L 인 파이프의 경우 직선부의 길이는 $L-nb$ 가 되고, 단면적 A , 탄성계수 E 인 파이프 직선부의 강성 k_{str} 은 다음과 같다.

$$k_{str} = \frac{EA}{L-nb} \quad (18)$$

(16), (18) 식을 (17) 식에 대입하면 조합된 파이프의 강성 k_{com} 은 다음과 같이 얻어진다.

$$k_{com} = \frac{EI}{\left(\frac{nh[h(h(2b+h)+2\alpha l(3b+2h))]AG+6k(b+2h+2\alpha l)EI}{3(b+2h+2\alpha l)AG} + \frac{(L-nb)I}{A} \right)}$$

2.3 루프와 직선부가 조합된 파이프의 최대 응력

선박의 중 굽힘에 의해 파이프에 전달되는 변위 하중은 정의된 파이프의 축 변형도 ϵ_p 에 대상 파이프의 길이를 곱하여 얻어진다고 볼 수 있다. 여기서 파이프의 축 변형도 ϵ_p 는 선체 중 굽힘에 대한 다음의 가정 하에 결정되는 것으로 하였다.

- 파이프와 선체는 중 굽힘에 일체로 거동하며 변형 전 평면이던 횡단면이 변형 후에도 평면을 유지한다는 Euler-Bernoulli 가설(Popov, 1999)을 따른다.

- 파이프의 축 변형도 ϵ_p 는 주 선체의 갑판에서의 응력이 허용응력에 달했을 때의 값을 선택한다(현대중공업, 1987).

위의 가정에 따르면 주 선체로부터 길이 L 인 파이프에 전달되는 변위하중은 다음과 같이 표현된다.

$$\delta_P = \epsilon_p L = \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} L \quad (20)$$

여기서, $\sigma_{al,D}$, E_D 는 각각 갑판 재료의 허용응력 및 탄성계수이고 C_D , C_P 는 주 선체 단면의 중립축으로부터 각각 상갑판, 해당 파이프까지의 거리이다. 한편, 파이프에 주 선체와 온도가 다른 유체가 흐르는 경우 파이프의 온도가 내부 유체의 온도와 같다는 가정 하에 파이프에 유발되는 변위하중은 열 변형을 고려하여 다음의 식으로 다시 쓸 수 있다.

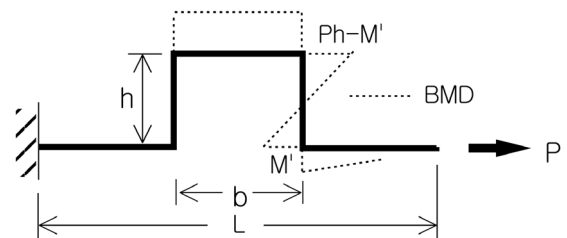


Fig. 4 Bending moment diagram (BMD) for the pipe

$$\delta_P = [\epsilon_p + \beta(\Delta T)]L = \left[\frac{\sigma_{al} D C_P}{E_D C_D} + \beta(\Delta T) \right] L \quad (21)$$

여기서, β 는 파이프의 열팽창계수, ΔT 는 파이프와 주 선체의 온도차이다. 이 때 파이프에 발생하는 축력 P 는 다음과 같다.

$$P = k_{com} \delta_P \quad (22)$$

이와 같은 축력 P 가 걸릴 때 루프 및 파이프 직선부의 굽힘 모멘트 분포는 Fig. 4에 보인 바와 같다. 루프 수평부 및 파이프 직선부에는 굽힘 모멘트에 더하여 축력 P 가 걸리므로 최대 응력은 루프 수평부나 파이프 직선부 시작점 중 굽힘 모멘트가 큰 곳에 발생하게 된다. 이 두 지점의 굽힘 모멘트를 각각 M_{LH} , M_{str} 로 놓고 (11) 식을 이용하면 다음과 같이 표현된다.

$$M_{LH} = Ph - M' = \frac{Ph(h + 2\alpha l)}{b + 2h + 2\alpha l} \quad (23)$$

$$M_{str} = M' = \frac{Ph(b + h)}{b + 2h + 2\alpha l} \quad (24)$$

따라서 루프 수평부에 걸리는 법선 응력 σ_{LH} 는 (22) 식으로 표현된 축력 P 에 의한 축 응력과 (23) 식의 굽힘 모멘트 M_{LH} 에 의한 굽힘 응력의 조합으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_{LH} = \frac{P}{A} + \frac{M_{LH}}{Z} = k_{com} \delta_P \left(\frac{1}{A} + \frac{h(h + 2\alpha l)}{(b + 2h + 2\alpha l)Z} \right) \quad (25)$$

한편, 파이프 직선부 끝에 걸리는 법선 응력 σ_{str} 는 (22) 식으로 표현된 축력 P 에 의한 축 응력과 (24) 식의 굽힘 모멘트 M_{str} 에 의한 굽힘 응력의 조합으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_{str} = \frac{P}{A} + \frac{M_{str}}{Z} = k_{com} \delta_P \left(\frac{1}{A} + \frac{h(b + h)}{(b + 2h + 2\alpha l)Z} \right) \quad (26)$$

3. 제안식 검증 및 파이프의 거동 특성 고찰

3.1 해석 모델(현대중공업, 2001)

수치해석을 통해 본 연구의 제안식을 검증하고 그들 제안식을 이용해 파이프의 거동 특성을 고찰하기 위한 해석 모델로 Fig. 5와 같은 중앙단면 형상을 갖는 8,200TEU 컨테이너선을

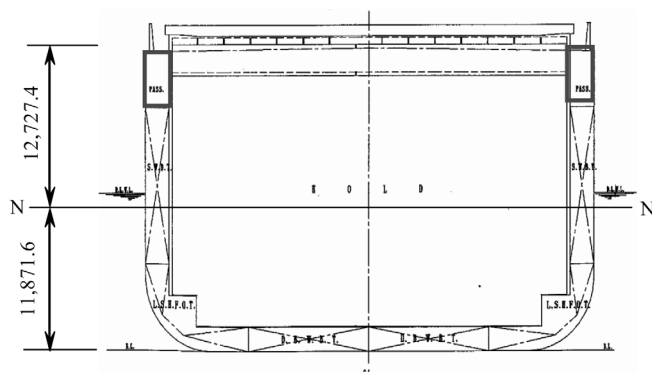


Fig. 5 Typical section of 8,200 TEU container carrier

Table 2 Geometrical and material properties of analyzed pipe system (JIS, 1988; ABS, 2008)

| Outer diameter (mm) | Thickness (mm) | Distance from neutral axis (mm) | Young's modulus (GPa) | Yield stress (MPa) | Allowable stress (MPa) |
|---------------------|----------------|---------------------------------|-----------------------|--------------------|------------------------|
| 89.1 | 7.6 | 10,800 | 200 | 215 | 119.44 |

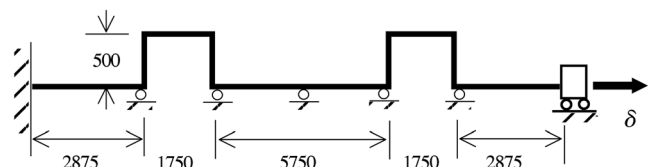


Fig. 6 Modeling of a steam pipe

대상 선박으로 선정하였으며 그 제원은 다음과 같다.

- 길이(LBP): 319m · 폭(B_{mid}): 42.8m
- 깊이(D_{mid}): 24.6m · 중립축: 11.872m above B.L.

이와 같은 컨테이너선 내의 여러 파이프 시스템 중에서 상갑판 하부 통행로(Under-deck passageway)에 설치되는 스팀 파이프를 선정하여 해석을 수행하였는데 그 제원은 Table 2에 보인 바와 같다. 선박의 구조 특성상 선박 건조는 블록별 작업으로 이루어지고 있으며 한 블록의 설계를 종합하면 전체 구조에 적용이 가능하므로 여기서는 한 블록 길이를 해석대상 스패ن(Span)으로 택하기로 한다. 특히, 현장(현대중공업, 2001)에서 흔히 적용하는 한 블록의 길이 15m 내에서 2개의 루프를 갖는 상기 실적선의 스팀 파이프(Steam pipe)를 약간 변형하여 Fig. 6과 같이 모델링하였다.

3.2 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성

루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성식인 (19) 식을 검증하기 위하여 Fig. 6의 해석 모델에 대한 강성을 각각 (19) 식과 NASTRAN으로 계산한 뒤 Table 3에 정리하였다. Table 3으로부터 본 연구의 강성식인 (19) 식은 전반적으로 NASTRAN의 해석결과와 1% 내외의 좋은 일치치를 보이는 것을 알 수 있다.

3.3 루프와 직선부가 조합된 파이프의 최대 응력

루프와 직선부로 조합된 파이프에 발생하는 최대 법선응력의 후보 값을 주는 (25), (26) 식을 검증하기 위하여 Fig. 6의 해

Table 3 Comparison of kcom for two methods; Eq. (19) and MSC/NASTRAN [unit: N/mm]

| h [mm] | eq. (19) | NASTRAN | eq. (19)/NASTRAN |
|--------|----------|---------|------------------|
| 300 | 1962.25 | 1923.81 | 1.020 |
| 400 | 1120.32 | 1106.62 | 1.012 |
| 500 | 715.59 | 709.42 | 1.009 |
| 600 | 492.53 | 489.28 | 1.007 |
| 700 | 357.46 | 355.55 | 1.005 |
| 800 | 269.90 | 268.68 | 1.005 |

Table 4 Comparison of σ_{LH} for two methods; eq. (25) and NASTRAN [unit: MPa]

| h (mm) | eq. (25) | NASTRAN | eq. (25)/NASTRAN |
|----------|----------|---------|------------------|
| 300 | 300.41 | 295.07 | 1.018 |
| 400 | 222.73 | 220.39 | 1.011 |
| 500 | 175.19 | 173.98 | 1.007 |
| 600 | 143.38 | 142.67 | 1.005 |
| 700 | 120.69 | 120.23 | 1.004 |
| 800 | 103.74 | 103.42 | 1.003 |

Table 5 Comparison of σ_{str} for two methods; eq. (26) and NASTRAN [unit: MPa]

| h (mm) | eq. (26) | NASTRAN | eq. (26)/NASTRAN |
|----------|----------|---------|------------------|
| 300 | 347.95 | 340.58 | 1.022 |
| 400 | 257.10 | 253.55 | 1.014 |
| 500 | 201.33 | 199.28 | 1.010 |
| 600 | 163.98 | 162.65 | 1.008 |
| 700 | 137.37 | 136.44 | 1.007 |
| 800 | 117.53 | 116.83 | 1.006 |

Table 6 Variation of the stresses in the steam pipe (80A) according to the change of loop height [unit: MPa]

| h (mm) | σ_n | σ_{LH} : eq. (25) | σ_{str} : eq. (26) |
|----------|------------|--------------------------|---------------------------|
| 0 | 622.65 | 622.65 | 622.65 |
| 100 | 218.15 | 744.84 | 851.89 |
| 200 | 75.95 | 444.72 | 515.10 |
| 300 | 36.11 | 300.41 | 347.95 |
| 400 | 20.62 | 222.73 | 257.10 |
| 500 | 13.17 | 175.19 | 201.33 |
| 600 | 9.07 | 143.38 | 163.98 |
| 700 | 6.58 | 120.69 | 137.37 |
| 800 | 4.97 | 103.74 | 117.53 |
| 900 | 3.87 | 90.61 | 102.21 |
| 1000 | 3.09 | 80.17 | 90.05 |

석 모델에 대한 σ_{LH} , σ_{str} 를 계산하여 NASTRAN의 해석 결과와 함께 각각 Table 4, 5에 정리하였다. 이 때, NASTRAN을 이용하는 계산에 사용할 주 선체의 종 굽힘으로부터 전달되는 변위 하중은 (21) 식으로부터 구할 수 있다. 본 연구의 해석 대상인 컨테이너선의 갑판재료의 탄성계수는 $E_D = 210\text{GPa}$, 허용응력은 $\sigma_{al, D} = 125\text{MPa}$ (DNV, 2007)이고 $C_D = 12,727\text{mm}$, $C_P = 10,800\text{mm}$, 파이프 재료의 열팽창 계수는 $\beta = 11.7 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$, 파이프와 주 선체의 최대 온도차는 스팀 파이프 내의 수증기 온도 158.83°C (At pressure 0.6MPa)와 주 선체가 경험할 수 있는 최저 온도 -2°C 를 가정하여 $\Delta T = 160.83^\circ\text{C}$, 해석 모델의 블럭 길이는 $L = 15\text{m}$ 이므로 해당 파이프의 변위 하중 δ_p 는 선체 종굽힘에 의한 값 7.576mm 와 열 하중에 의한 값 28.226mm 의 합인 35.802mm

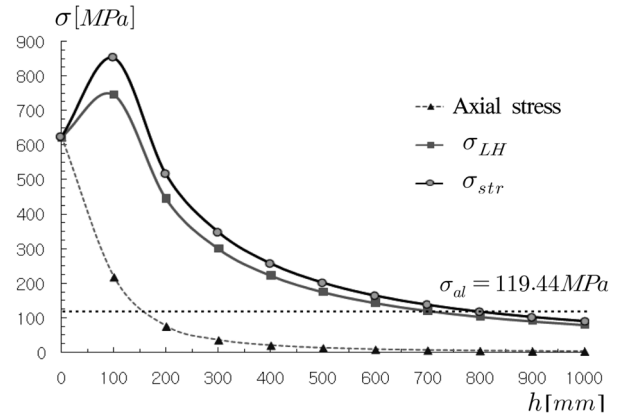


Fig. 7 Variation of maximum stress of steam pipe (80A) according to the change of the loop height

Table 7 Loop heights to meet the buckling stress 7.34 MPa and the allowable stress 119.44 MPa of the pipe

| n | α | b (mm) | h (mm) | σ_n | σ_{LH} (MPa) | σ_{str} (MPa) |
|-----|----------|----------|----------|------------|---------------------|----------------------|
| 1 | 0.25 | 1667 | 1290 | 3.38 | 119.36 | 119.36 |
| 2 | 0.25 | 1500 | 776 | 5.52 | 119.39 | 119.39 |
| 3 | 0.50 | 2143 | 412 | 9.98 | 119.34 | 119.34 |

로 계산된다.

Table 4, 5로부터 각각 본 설계식과 NASTRAN에 의한 최대 범선응력 값은 Table 3에 보인 강성의 경우와 유사하게 대체로 1% 내외의 좋은 일치율을 보이는 것을 알 수 있다. 또한 루프의 다양한 높이(h)에 대한 축응력(σ_n), σ_{LH} , σ_{str} 를 각각 (25) 식의 첫 항, (25) 식 그리고 (26) 식으로 계산하여 Table 6과 Fig. 7에 정리하였다. Table 6과 Fig. 7에 의하면 루프의 높이 증가에 따라 축응력은 단순 감소하지만, 굽힘 응력의 영향으로 인해 최대 범선응력은 처음에는 오히려 증가하다가 어느 한계를 넘어서야 감소하기 시작하는 것으로 나타나고 있다. Table 6으로부터 루프가 없는 상태($h = 0$)의 축응력 값은 622.65MPa 로서 파이프 재료의 허용응력 119.44MPa 과 길이가 15m 인 본 파이프의 탄성좌굴응력($\sigma_{cr} = \pi^2 EI / Al^2$)인 7.34MPa 를 모두 크게 초과하여 루프 도입의 필요성을 보여주고 있다.

4. 설계에의 적용 예

앞서 유도한 설계식 (25), (26) 식을 이용하여 본 연구에서 택한 해석 모델의 축응력과 최대 범선응력을 계산하였더니 Table 6에 보인 바와 같이 축응력은 크게 감소하였으나 두 범선응력이 각각 $\sigma_{LH} = 175.19\text{MPa}$, $\sigma_{str} = 201.33\text{MPa}$ 로서 파이프 재료의 허용응력 119.44MPa 를 훨씬 초과하여 강도가 크게 부족한 것으로 나타났다. 따라서 본 연구의 설계식에 따라, 루프의 수가 각각 $n = 1, 2, 3$ 인 경우에 대해 허용응력을 만족하는 루프의 폭과 높이의 조합을 찾아 Table 7에 정리하였다. Table 7에서 볼 수 있듯이 루프의 개수를 늘릴수록 루프의 높이를 낮출 수 있는데

루프의 개수는 제작 공수와 관계가 있고 루프의 높이는 공간 점유와 관계가 있으므로 설계자는 강도 조건을 만족하는 위의 몇 가지 후보 중 하나를 선택할 수 있을 것이다.

5. 결 론

본 논문에서는 대형 선박의 파이프 시스템에 적용되는 루프의 구조설계를 손쉽게 수행할 수 있도록 하기 위해, 루프를 갖는 파이프의 강성, 축응력, 최대 범선응력 등을 결정하는 설계식을 개발한 뒤 NASTRAN에 의한 구조해석을 통하여 그 타당성을 검증하고 실선에의 적용 예를 제시하는 과정에서 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 본 논문에서 개발한 설계식은 대형선에 흔히 적용하는 파이프 루프의 치수 범위에 대해 NASTRAN에 의한 해석 결과와 비교하여 파이프의 스프링 강성 및 범선응력 값에서 대체로 1% 내외의 좋은 일치를 보이고 있다.

(2) 본 논문에서 제안한 설계식을 실선 자료로부터 채택한 해석모델에 적용하여 손쉽게 강도를 평가하고 개선안을 제시할 수 있다는 사실을 확인하였다.

(3) 본 논문에서 해석모델로 사용한 스틱 파이프의 경우 선체 중첩힘에 의한 변위 하중보다 열 하중이 월등히 크며 이로 인해 발생한 응력이 허용응력은 초과하나 아직도 항복응력인 215MPa보다는 낮아서 파괴는 발생하지 않은 것으로 판단된다.

(4) 본 논문에서 제안한 설계식은 루프의 수평부와 연직부가 직선적으로 굴곡 되었다는 가정 하에 유도된 식으로 사분원으로 굴곡 된 실제의 경우와 다소의 차이가 있다. 또한 본 논문에서는 파이프 내부의 유체압력 하중을 고려하지 않았는데 향후

이들을 고려한 설계식의 개선이 요망된다.

참 고 문 헌

- 박치모, 장대오, 한삼덕 (2007). “대형 선박의 파이프 루프 최적 구조설계”, 한국해양공학회지, 제21권, 제5호, pp 47-54.
- 박치모, 양박달치, 이종훈 (2008). “대형 선박의 파이프 루프 설계식 개발(I)”, 한국해양공학회지, 제22권, 제5호, pp 132-137.
- 현대중공업 (1987). Design Manual (Calculation of Pipe Expansion).
- 현대중공업 (2001). Manual of Arr't of Outfittings in Passageway.
- ABS (American Bureau of Shipping) (2008). Rules for Building and Classing Steel Vessels, Part 4, Chapter 6, Section 2, pp 389.
- DNV (Det Norske Veritas) (2007). Rules for Ships, January 2007, Part 3, Ch. 1, Sec. 8, pp 69 and Sec. 12, pp 88.
- JIS (Japanese Industrial Standard) (1988). JIS G 3454-1988; Carbon Steel Pipes for Pressure Service.
- Lloyd's Register (2006). Ship Piping Systems, Part 5, Chapter 13, Section 2, pp 3-4.
- Popov, E.P. (1999). Engineering Mechanics of Solids, Prentice Hall, pp 326, 854.

2008년 12월 3일 원고 접수

2009년 1월 23일 최종 수정본 채택