

# 대형 선박의 파이프 루프 최적구조설계(I)

박치모\* · 장대오\* · 한삼덕\*\*

\*울산대학교 조선해양공학부

\*\*현대중공업(주)

## Optimum Structural Design of Pipe Loops Used in Large Vessels(I)

CHI-MO PARK\*, DAE-OH JANG\* AND SAM-DUCK HAN\*\*

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

\*\*Hyundai Heavy Industry Co. Ltd., Ulsan, Korea

**KEY WORDS:** Structural design 구조설계, Pipe loop 파이프 루프, Longitudinal bending of ships 선체 종굽힘, Displacement load 변위하중, Pipe stiffness 파이프 강성, Design formula 설계식

**ABSTRACT:** Ship structures are subject to severe environmental loads causing appreciable hull girder deflection which in turn affects the piping system attached to the main hull in the form of displacement load. While this load may cause failure in the pipes, loops have been widely adopted as a measure of preventing this failure with the idea that they may lower the stress level in a pipe by absorbing some portion of the displacement load. But as the loops also have some negative effects such as causing extra manufacture cost, deteriorating the function of the pipe and occupying extra space, the number and the dimensions of the loops adopted need to be minimized. This research develops a design formula for pipe loops. The accuracy of the proposed design formula was verified by comparing two results respectively obtained by the proposed formula and MSC/NASTRAN. The paper ends with the sample example showing the efficiency of the proposed formula.

### 1. 서 론

일반적인 고정구조물에 사용되는 파이프들과 달리 선박에 사용되는 파이프의 경우, 호깅(Hogging)이나 새깅(Sagging)과 같은 선박의 종 굽힘 변형이 변위하중의 형태로 파이프에 전달되는 과정에서 파이프 자체에 큰 축 응력을 유발할 뿐만 아니라 주 선체와 파이프를 연결하는 지지구조(Support)에도 큰 전단력을 발생시키게 된다. 이를 완화하기 위해 변위하중의 상당부분을 흡수할 수 있도록 파이프에 유연성(Flexibility)을 주는 개념이 도입되어 왔다. 특히 지지구조(Support)에 발생하는 전단력은 파이프의 축 강성과 밀접한 관계가 있기 때문에, 파이프에 유연성(Flexibility)을 주어서 파이프의 강성을 감소시키는 일은 파이프의 축 응력을 감소시키는 효과에 더하여 지지구조(Support)에 발생하는 전단력의 감소에도 중요한 역할을 하게 된다. 파이프에 유연성을 부여하는 방법으로는 적절한 루프(Loop)를 주는 방법과 파이프 간 연결 부위에 Expansion coupling을 적용하는 방법 등을 들 수 있다. Expansion coupling을 적용하면 쉽게 유연성을 확보할 수 있는데다가 블록 조립 시 파이프 연결점의 조정관 대응으로 적용될 수도 있어 생산성 향상에도 크게 기여하므로 매우 폭넓게 사용되고 있다. 그러나 Expansion coupling은 항시 누출(Leakage)의 가능성을 가

지고 있어 특정 시스템에는 적용에 제한을 받는 단점을 가지고 있다. 이와 같이 커플링 적용이 허용되지 않는 경우에는 인위적으로 파이프에 주기적인 루프를 주어 유연성을 확보하는 방법이 사용된다. 루프의 형성에는 파이프 제작, 설치, 루우스 타입 유볼트(Loose type U-bolt)사용 등으로 인한 생산비 증가가 필연적으로 수반되므로 적절한 수량을 제한적으로 배치하여 건조비 손실을 최소화하는 것이 중요하다. 근래에는 선주가 루프 설계에 대한 기술 자료를 요구하고 있으며 조선소가 정확한 설계 근거를 제시하지 못하면 선주 요구에 의해 여러 가지 불편한 사항이 발생하고 있는 실정이다.

이러한 반면에 조선현장에서는 이론적 배경이 미약한 경험에 의존하여 설계를 해오고 있는 실정이며 관련 선급규정(Lloyd's Register, 2006)도 구체적인 설계지침이 없이 극히 피상적인 언급만을 하고 있을 뿐이다. 박치모와 이영철(2006)은 스프링요소 개념을 도입하여 루프를 갖는 파이프 시스템의 구조해석법을 제시한 바 있으나 현장에서 설계에 직접 활용할 수 있는 실용적인 결과를 도출하지는 못하였다. 본 연구에서는 재료역학의 보 이론에 기초하여 루프를 갖는 파이프의 설계식을 개발하여 현장에서 손쉽게 활용케 하고자 하는데 그 목적을 두고 있다. 이를 위해 파이프라인의 직선부와 루프를 각기 다른 축 방향 강성을 갖는 스프링들이 직렬로 연결된 하나의 시스템으로 보고 여기에 일정량의 변위하중이 가해지는 경우가 스프링 시스템에 걸리는 최대 응력을 구하는 식을 유도하여 요구되는 루프의 폭과 높이를 번거로운 구조해석 없이 직

교신저자 박치모: 울산광역시 남구 무거2동 산29

052-259-2156 cmpark@mail.ulsan.ac.kr

접 결정할 수 있게 하는 설계식으로 제안하였다. 본 논문에서 개발한 설계식은 MSC/NASTRAN에 의한 구조해석을 통하여 그 타당성을 검증하고 실선에 효율적인 적용 예를 제시하였다. 본 연구에서는 파이프에 걸리는 하중으로서 온도하중이나 파이프내의 유체유동에 의한 하중은 배제한 채 선체 중 굽힘에 의한 변위하중만을 고려하였으며, 파이프 루프의 설계 문제에 있어서는 앞서 언급한 두 가지 즉, 파이프 자체의 강도와 지지 구조의 강도 중 파이프 자체의 강도만을 고려하는 루프의 설계에 그 범위를 국한시켰다.

### 2. 루프의 역할 및 해석 이론

중간 중간에 루프를 갖는 파이프의 양단에 축방향 변위 하중이 작용할 때 루프 부분이 변위 하중의 상당 부분을 흡수함으로써 파이프의 직선부에 걸리는 하중을 감소시켜 주는 것이 루프의 주된 역할이라 할 수 있다.

이 때 축방향 변위 하중  $\delta$ 에 의해 파이프에 발생하는 축력  $P$ 를 계산하기 위해 루프와 파이프의 직선부를 Fig. 1에 보인 바와 같이 각각 스프링 상수  $k_1, k_2$ 의 스프링으로 모델링하면 다음과 같이 정식화 할 수 있다.

$$P = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \delta \tag{1}$$

따라서 루프와 파이프 직선부가 결합된 파이프 시스템의 전체 축 강성  $k_{com}$ 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$k_{com} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \tag{2}$$

(1)식에서 전체 변위하중  $\delta$ 와 파이프 직선부의 스프링 상수  $k_2$ 를 일정한 값으로 고정시키고 루프의 스프링 상수  $k_1$ 과 파이프 시스템에 발생하는 축력  $P$ 와의 관계를 그림으로 나타

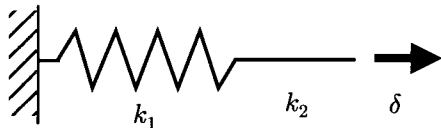


Fig. 1 Conceptual modeling of a pipe system with a loop

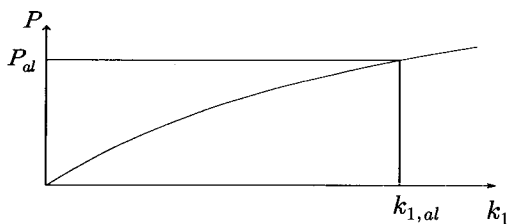


Fig. 2 Relationship between  $k_1$  and  $P$

내면 Fig. 2에 보인 바와 같은 형상을 갖게 된다. 이로부터 파이프 시스템에 발생하는 축력은 루프의 스프링 상수  $k_1$  값을 변화시켜 조절할 수 있으며 파이프 시스템의 파손을 막기 위해 축력을 허용치  $P_{al}$  이하로 줄이려면 루프의 스프링 상수를 일정한 값( $k_{1,al}$ ) 이하로 유지할 필요가 있다는 것을 알 수 있다. 이때 지지구조의 전단력은 파이프에 걸리는 축력에만 연관되는 것으로 쉽게 예상할 수 있으나 파이프 자체의 강도는 직선부의 축 응력과 루프 내의 굽힘 응력에도 영향을 받기 때문에 이들 두 가지를 모두 고려하는 루프의 설계식을 유도하였다.

### 3. 설계식 유도

#### 3.1 단위 루프의 강성

Fig. 3에 보인 바와 같이 폭  $b$ , 높이  $h$ 인 단위 루프의 축 방향 강성을 구하기 위하여 한 쪽 끝 A를 고정시키고 다른 한 쪽 끝 D에 수평력  $P$ 를 작용시키고 D점의 수평 변위를 구하는 식을 유도하기로 한다. 이 때 파이프 직선부와 연결되는 A 점 및 D점의 회전은 구속되는 것으로 가정하였고 대칭조건을 이용하여 루프의 반쪽 부분에서 발생하는 변위를 계산하여 두 배로 해주는 방법을 선택하였다.

D점의 변위는 각각 수평 부재인 EC 구간과 연직 부재인 CD 구간의 굽힘에 의한 성분으로 나누어 생각할 수 있으며 먼저 EC 구간의 굽힘에 의한 성분을 구하기로 한다. 자유단 굽힘모멘트  $M=Ph/2$ 에 의한 EC 구간의 자유단 C점의 회전각  $\theta$ 는 다음과 같다(Popov, 1999).

$$\theta = \frac{M(\frac{b}{2})}{EI} = \frac{(\frac{Ph}{2})(\frac{b}{2})}{EI} = \frac{Phb}{4EI} \tag{3}$$

여기서  $E$ 는 파이프재료의 탄성계수이고  $I$ 는 파이프 단면의 관성모멘트이다. 따라서 EC 구간의 굽힘에 의한 변위 성분  $\delta_1$ 은 다음과 같다.

$$\delta_1 = \theta h = \frac{Phh^2}{4EI} \tag{4}$$

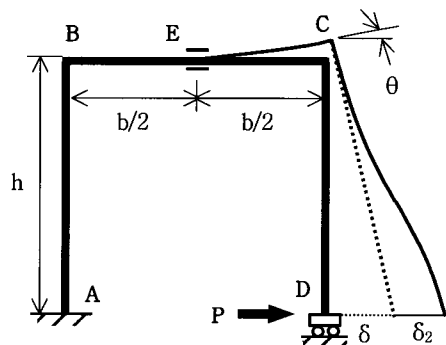


Fig. 3 Deformation of a unit loop

한편, 연직 부재인 CD 구간의 굽힘에 의한 성분  $\delta_2$ 는

$$\delta_2 = \frac{Ph^3}{12EI} \quad (5)$$

으로 주어진다. 따라서 힘 P에 의한 단위 Loop의 신장량  $\delta$ 는 다음과 같다.

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{P}{EI} \left( \frac{bh^2}{4} + \frac{h^3}{12} \right) \quad (6)$$

그러나 A, D점의 회전이 완전 구속된 문제인데 반해 (6)식으로 구해진 변위는 D점에 (3)식으로 표현된  $\theta$ 만큼의 반시계 방향 회전이 발생하게 되며, 이 문제를 해결하는 방안으로서 Fig. 4에 보인 바와 같이 D점에 시계방향 모멘트  $M'$ 을 작용시켜 D점에 발생한 회전  $\theta$ 를 상쇄시키기로 한다.

D점에 모멘트  $M'$ 가 작용할 경우 D점의 회전각은 EC구간에서 발생한 회전각  $\theta_1'$ 과 CD구간에서 발생한 회전각  $\theta_2'$ 의 합으로 다음과 같이 표현된다.

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

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

(3)식과 (8)식을 등치하면 다음 식을 얻게 된다.

$$\frac{M'}{EI} \left( \frac{b}{2} + h \right) = \frac{Ph}{4EI} \quad (9)$$

이 식을  $M'$ 에 관해 정리하면

$$M' = \frac{Ph}{4 \left( \frac{b}{2} + h \right)} = \frac{Ph}{2(b + 2h)} \quad (10)$$

$M'$ 에 의한 D점의 변위 상쇄량  $\delta'$  역시 EC 구간의 기여분  $\delta_1'$ 과 CD 구간의 기여분  $\delta_2'$ 의 합으로 각각 다음과 같이 표현할 수 있다.

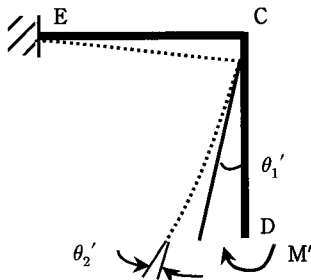


Fig. 4 Corrective moment for the boundary condition

$$\theta_1' = \frac{M' \left( \frac{b}{2} \right)}{EI} = \frac{Ph^2}{4EI(b + 2h)} \quad (11)$$

$$\delta_1' = h\theta_1' = \frac{Ph^2h^2}{4EI(b + 2h)} \quad (12)$$

$$\delta_2' = \frac{M'h^2}{2EI} = \frac{Ph^3}{4EI(b + 2h)} \quad (13)$$

$$\delta' = \delta_1' + \delta_2' = \frac{Ph^2(b + h)}{4EI(b + 2h)} \quad (14)$$

따라서 D점의 실제 변위  $\delta_T = \delta - \delta'$ 로 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \delta_T &= \frac{Ph^2}{EI} \left[ \frac{b}{4} + \frac{h}{12} - \frac{b(b + h)}{4(b + 2h)} \right] \\ &= \frac{Ph^2}{4EI} \left[ b + \frac{h}{3} - \frac{b^2 + bh}{b + 2h} \right] \\ &= \frac{Ph^2}{4EI} \left[ \frac{(b + \frac{h}{3})(b + 2h) - (b^2 + bh)}{(b + 2h)} \right] \\ &= \frac{Ph^2}{4EI} \left[ \frac{b^2 + 2bh + \frac{bh}{3} + \frac{2h^2}{3} - b^2 - bh}{b + 2h} \right] \\ &= \frac{Ph^2}{4EI} \left[ \frac{\frac{4bh}{3} + \frac{2h^2}{3}}{b + 2h} \right] = \frac{Ph^2}{6EI} \left[ \frac{2bh + h^2}{b + 2h} \right] \\ &= \frac{Ph^3}{6EI} \left( \frac{2b + h}{b + 2h} \right) \quad (15) \end{aligned}$$

$\delta_T$ 는 루프의 대칭성을 이용하여 반쪽에서만 구한 변위이므로 힘 P에 의한 루프의 전체 신장량은  $2\delta_T$ 로서 다음과 같다.

$$2\delta_T = \frac{Ph^3}{3EI} \left( \frac{2b + h}{b + 2h} \right) \quad (16)$$

따라서 단위 루프의 강성  $k_L$ 은 다음과 같다.

$$k_L = \frac{P}{2\delta_T} = \frac{3EI(b + 2h)}{h^3(2b + h)} \quad (17)$$

### 3.2 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성

강성이  $k_L$ 인 루프와 강성이  $k_{str}$ 인 직선부로 조합된 파이프의 강성  $k_{com}$ 은 다음과 같다.

$$k_{com} = \frac{k_{str} \cdot k_L}{k_{str} + k_L} \quad (18)$$

전체 길이  $L$ 인 파이프의 경우 직선부의 길이는  $L - b$ 가 되

고, 단면적  $A$ , 탄성계수  $E$ 인 파이프 직선부의 강성  $k_{str}$  은 다음과 같다.

$$k_{str} = \frac{EA}{L-b} \tag{19}$$

(17), (19)식을 (18)식에 대입하면 조합된 파이프의 강성  $k_{com}$  은 다음과 같이 표현된다.

$$k_{com} = \frac{EI}{\frac{h^3(2b+h)}{3(b+2h)} + \frac{I(L-b)}{A}} \tag{20}$$

동일한 루프  $n$ 개를 갖는 경우 (20)식은 다음과 같이 된다.

$$k_{com} = \frac{EI}{\frac{nh^3(2b+h)}{3(b+2h)} + \frac{I(L-nb)}{A}} \tag{21}$$

### 3.3 루프와 직선부가 조합된 파이프의 최대 응력

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

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

- 파이프의 축 변형도  $\epsilon_P$ 는 주 선체의 갑판에서의 응력이 항복응력에 달했을 때의 값을 선택한다(현대중공업, 1987).

위의 가정에 따르면 주 선체로부터 파이프에 전달되는 변형도는 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_P = \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} \tag{22}$$

여기서  $\sigma_{al,D}$ ,  $E_D$ 는 각각 갑판 재료의 허용응력 및 탄성계수이고  $C_D$ ,  $C_P$ 는 중립축으로부터 각각 상갑판까지와 해당 파이프까지의 거리이다. 길이  $L$ 인 파이프에 전달되는 변위하중은

$$\delta_P = L\epsilon_P = L \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} \tag{23}$$

로 표현되고, 이 때 파이프에 발생하는 축력  $P$ 는 다음과 같다.

$$P = k_{com} \delta_P = \frac{EI}{\frac{nh^3(2b+h)}{3(b+2h)} + \frac{I(L-nb)}{A}} \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} L \tag{24}$$

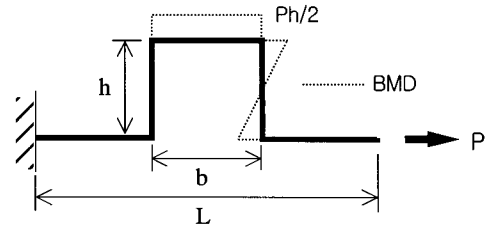


Fig. 5 Bending moment diagram in the loop before the moment correction

이와 같은 축력  $P$ 가 걸릴 때 최대 굽힘 모멘트는 루프의 수평 부재에 걸리게 되며 그 크기는 Fig. 5에서 보는  $Ph/2$  에서 (10)식으로 표현된 수정 굽힘 모멘트  $M'$ 을 뺀 값으로 다음과 같이 표현된다.

$$M_{max} = \frac{Ph}{2} - M' = \frac{Ph^2}{b+2h} \tag{25}$$

따라서 축력  $P$ 에 의해 루프의 수평 부재에 발생하는 최대 법선응력은 단면에 균일하게 분포하는 인장 또는 압축 응력과 굽힘 응력의 합으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} + \frac{M_{max}}{Z} = P \left( \frac{1}{A} + \frac{h^2}{(b+2h)Z} \right) \tag{26}$$

여기서  $A$ ,  $Z$ 는 각각 파이프의 단면적과 단면계수이다.

(24)식을 (26)식에 대입하면 루프의 수평 부재에 발생하는 최대 법선응력은 다음과 같이 정리된다.

$$\sigma_{max} = \frac{EI}{\frac{nh^3(2b+h)}{3(b+2h)} + \frac{I(L-nb)}{A}} \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} L \left( \frac{1}{A} + \frac{h^2}{(b+2h)Z} \right) \tag{27}$$

## 4. 수치해석을 통한 제안식 검증 및 파이프의 거동 특성 고찰

### 4.1 해석 모델(현대중공업, 2001)

수치해석을 통해 본 연구의 제안식을 검증하고 그들 제안식을 이용해 파이프의 거동 특성을 고찰하기 위한 해석 모델로서 Fig. 6에 보인 바와 같은 중앙단면 형상을 갖는 8,200 TEU 컨테이너선을 대상 선박으로 선정하였으며 그 제원은 다음과 같다.

- 길이(LBP) : 319m
- 폭(B<sub>mid</sub>) : 42.8m
- 깊이(D<sub>mid</sub>) : 24.6m
- 중립축 : 11.872m above B.L.

이와 같은 컨테이너선 내의 여러 파이프 시스템 중에서 상갑판 하부 통행로(Under-deck passageway)에 설치되는 스템

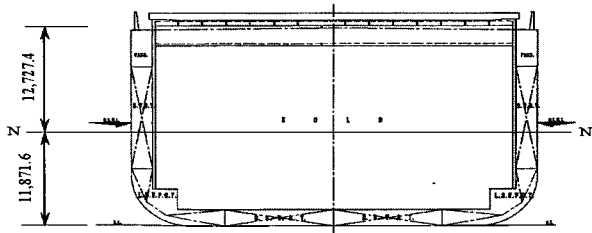


Fig. 6 Typical section of 8,200 TEU container carrier

Table 1 Geometrical and material properties of analyzed pipe system (JIS 1973)

Outer diameter (mm)	Thickness (mm)	Distance from neutral axis (mm)	Young's modulus (GPa)	Allowable stress (MPa)
89.1	7.6	10,800	200	126

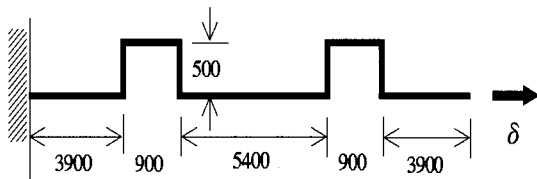


Fig. 7 Modeling of a steam pipe

파이프를 선정하여 해석을 수행하였는데 그 제원은 Table 1에 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 스팬(Span)으로 택하기로 한다. 특히, 현장(현대중공업, 2001)에서 흔히 적용하는 한 블록의 길이 15m 내에서 2개의 루프를 갖는 상기 실적선의 스틱 파이프를 약간 변형하여 Fig. 7과 같이 모델링하였다.

4.2 단위 루프의 강성

단위 루프의 강성을 계산하는 (17)식의 정도를 검증하기 위하여 유한요소 해석 프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 프레임해석을 수행하고 (17)식에 의한 계산 결과와 비교하였다. 계산에 사용된 해석 모델은 앞서 언급한 스틱 파이프에서 루프 부분만을 분리하여 단면 특성은 고정된 채 폭( $b$ )과 높이( $h$ )를 다양하게 변화시킨 것이다. 이와 같이 두 가지 방법으로 계산된 결과는 Table 2, 3 및 Fig. 8, 9에 정리하였다.

이들 계산결과는 본 연구에서 제안한 (17)식과 MSC/NASTRAN의 결과가 비교적 잘 일치하고 있으며 특히 루프의 높이( $h$ )가 클수록 그 차이가 감소하는 현상을 보여주고 있는데 이는 MSC/NASTRAN의 프레임 해석에서는 보의 전단변형이 고려된데 반해 본 연구의 제안 식에는 이를 고려하지 않은데 그 주요 원인이 있는 것으로 사료된다.

한편, 이들 결과로부터 루프의 축 강성은 루프의 폭  $b$  보다는 높이  $h$ 의 변화에 훨씬 민감하다는 사실을 알 수 있다.

Table 2 Comparison of two methods for  $k_L$  with  $h$  fixed

$h = 500$ (mm), unit: N/mm			
$b$ (mm)	eq. (17)	NASTRAN	eq. (17)/NASTRAN
500	7822.53	7018.44	1.11
600	7362.38	6634.44	1.11
700	6999.11	6327.70	1.11
800	6705.03	6076.86	1.10
900	6462.09	5867.77	1.10
1000	6258.03	5690.69	1.10
1100	6084.19	5538.69	1.10
1200	5934.34	5406.70	1.10

Table 3 Comparison of two methods for  $k_L$  with  $b$  fixed

$b = 500$ (mm), unit: N/mm			
$h$ (mm)	eq. (17)	NASTRAN	eq. (17)/NASTRAN
500	7822.53	7018.44	1.11
600	4809.86	4440.01	1.08
700	3186.16	2995.38	1.06
800	2228.10	2121.00	1.05
900	1623.69	1559.54	1.04
1000	1222.27	1181.82	1.03
1100	944.55	917.95	1.03
1200	745.91	727.81	1.02

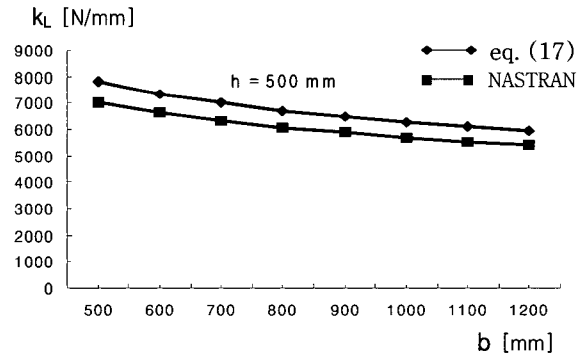


Fig. 8 Comparison of two methods for  $k_L$  with  $h$  fixed

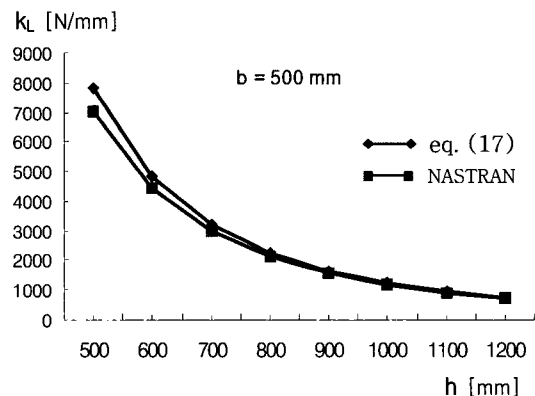


Fig. 9 Comparison of two methods for  $k_L$  with  $b$  fixed

**Table 4** Comparison of  $k_{com}$  for two methods; Eq. (21) and MSC/NASTRAN [unit: N/mm]

$h$ (mm)	eq. (21)	NASTRAN	eq. (21)/NASTRAN
500	2911.93	2668.36	1.091
600	1855.86	1737.55	1.068
700	1255.52	1192.57	1.053
800	890.44	854.40	1.042
900	655.74	633.83	1.035
1000	497.82	483.83	1.029

**Table 5** Variation of the stiffness of steam pipe (80A) according to the change of the height ( $b = 900$  mm)

$h$ (mm)	$k_{com}$ (N/mm)	$k_{com} / k_0$
300	8990.17	0.347
400	4918.30	0.190
500	2911.93	0.112
600	1855.86	0.072
700	1255.51	0.048
800	890.44	0.034
900	655.74	0.025
1000	497.82	0.019

즉, 높이를 증가시키는 것이 루프의 축 강성을 효율적으로 감소시키는 방안이라는 사실이 확인되었으며 따라서 루프의 설계는 높이 결정에 초점이 맞춰져야 할 것으로 사료된다.

#### 4.3 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성

루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성을 구하도록 제안된 (21)식을 검증하기 위하여 Fig. 7의 해석 모델에 대한 강성을 각각 (21)식과 MSC/NASTRAN 으로 계산하여 Table 4와 같은 결과를 얻었다.

Table 4로부터 본 연구의 강성 제안식, (21)식은 전반적으로 정도가 양호하며 특히 루프의 높이가 클수록 정도가 향상되는 것을 알 수 있다. 다음은 전체 강성에 미치는 루프의 효과를 알아보기 위하여 루프의 폭( $b$ )과 높이( $h$ )를 다양하게 변화시키면서 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성을 (21)식으로 계산한 뒤 같은 길이이면서 루프를 갖지 않는 파이프의 강성과 비교해 보았다. Table 1에 나타난 기하학적, 재료적 특성을 갖는 파이프 모델에 대해 (19)식을 이용하여 루프가 없는 경우( $b=0$ )의 축 강성을 계산하면  $k_0 = 25,945\text{N/mm}$ 가 된다. 이상의 계산 결과를 Table 5, 6에 정리하였다.

Table 5, 6으로부터 루프의 높이 증가에 따라서는 파이프 시스템의 전체 강성이 크게 감소하는 현상을 보이고 있으나 루프 폭의 변화는 전체 강성에 미치는 영향이 미미한 것으로 나타나고 있다. 이는 루프 자체의 폭에 대한 강성 민감도가 낮은데다가, 루프의 폭이 증가함에 따라 루프 자체의 강성  $k_L$  값은 감소하는 반면 직선부의 강성인  $k_{str}$  값이 증가함으로써 루프의 효과가 일부 상쇄되는 효과까지 겹쳐서 일어나는 현상인 것으로 판단된다.

**Table 6** Variation of the stiffness of steam pipe (80A) according to the change of the breadth ( $h = 500$  mm)

$b$ (mm)	$k_{com}$ (N/mm)	$k_{com} / k_0$
300	3947.29	0.152
400	3651.02	0.141
500	3428.83	0.132
600	3256.16	0.126
700	3118.22	0.120
800	3005.58	0.116
900	2911.93	0.112
1000	2832.92	0.109

**Table 7** Comparison of  $\sigma_{max}$  for two methods; eq. (27) and MSC/NASTRAN [unit: MPa]

$h$ (mm)	eq. (27)	NASTRAN	eq. (27)/NASTRAN
500	137.86	126.36	1.091
600	111.14	104.09	1.068
700	91.64	87.07	1.053
800	77.04	73.94	1.042
900	65.81	63.61	1.035
1000	56.99	55.40	1.029

#### 4.4 루프와 직선부가 조합된 파이프의 최대 응력

루프와 직선부로 조합된 파이프에서 루프 부분에 발생하는 최대 법선응력을 구하도록 제안된 (27)식을 검증하기 위하여 Fig. 7의 해석 모델에 대한 최대 법선응력을 각각 (27)식과 MSC/NASTRAN 으로 계산하였다.

이 때, MSC/NASTRAN을 이용하는 계산에 사용할 주 선체의 종 굽힘으로부터 전달되는 변위하중은 (23)식으로부터 구할 수 있다. 본 연구의 해석 대상인 컨테이너선의 갑판재료의 탄성계수는  $E_D=210\text{GPa}$ , 허용응력은  $\sigma_{a,D}=190\text{MPa}$  이고  $C_D=12,727\text{mm}$ ,  $C_P=10,800\text{mm}$ , 해석 모델의 블럭 길이  $L=15\text{m}$  이므로 해당 파이프에 대한 축 변형도  $\delta_P$ 는 (23)식을 이용하여 다음과 같이 구해진다.

$$\delta_P = 15 \times 10^3 \times \frac{190 \times 10^6}{210 \times 10^9} \times \frac{10800}{12727} = 11.52 \text{ mm} \quad (28)$$

(28)식으로 주어진 변위 하중에 대해 각각 MSC/NASTRAN 과 (27)식으로 최대 법선응력을 계산하여 Table 7에 정리하였다. Table 7로부터 이들 두 방법에 의한 최대 법선응력 값의 차이는 Table 4에 정리된 강성의 경우와 정확히 일치하는 것으로 나타나고 있다. 이는 본 연구에서 사용한 보 이론이 전단 변형을 무시하였기 때문에 강성의 계산 값에 MSC/NASTRAN 의 계산 값과 차이가 있으며 이것이 그대로 축력 계산에 반영되었고 주어진 축력으로부터 응력을 계산하는 과정에는 이들 두 방법에 차이가 전혀 없음을 보여주고 있다. 또한 루프의 다양한 높이( $h$ ) 값에 대한 최대 법선응력 값을 (27)식으로 계

**Table 8** Variation of the maximum stresses of the steam pipe (80A) according to the change of loop height

$h$ (mm)	Max. axial stress (N/mm <sup>2</sup> )	Max. combined stress (N/mm <sup>2</sup> )
100	158.03	234.45
200	100.16	264.09
300	53.21	223.03
400	29.11	174.84
500	17.23	137.86
600	10.98	111.14
700	7.43	91.64
800	5.27	77.04
900	3.88	65.81
1000	2.95	56.99

**Table 9** Minimum requirement for loop heights to meet the allowable stress

$n$	$h$ (mm)	Max. combined stress (N/mm <sup>2</sup> )
1	914	125.85
2	541	125.85
3	396	125.85

조건을 만족하는 위의 몇 가지 후보 중 하나를 선택하는 것은 설계자의 몫이다. 또한 파이프의 최대 응력이 폭의 변화에 비교적 둔감하기는 하나 요구되는 루프 높이의 미세한 조정은 루프의 폭을 변화시켜서도 가능하다.

### 6. 결 론

본 연구에서는 대형 선박의 파이프 시스템이 선체 중 굽힘 변형으로부터 전달되는 변위하중에 유연하게 대응하도록 하기 위해 파이프의 중간 중간에 도입되는 루프의 구조설계를 손쉽게 수행할 수 있도록 하기 위해, 루프를 갖는 파이프의 강성, 최대 응력 등을 결정하는 설계식을 개발하고 MSC/NASTRAN에 의한 구조해석을 통하여 그 타당성을 검증하고 실선에 적용 예를 제시하는 과정에서 다음과 같은 결론을 도출하였다.

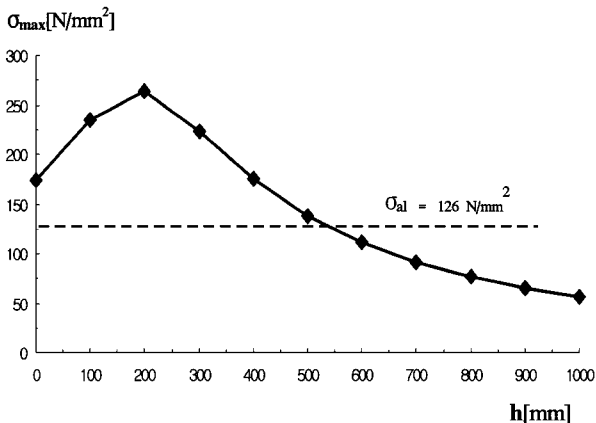
(1) 단위 루프의 축 강성, 루프와 직선부가 조합된 파이프의 축 강성 및 최대 응력 등에 있어 본 연구에서 제안한 설계식은 현장에서 대형선에 흔히 적용하는 파이프 루프의 치수 범위에 대해 MSC/NASTRAN에 의한 구조해석 결과와 비교하여 10% 이내의 좋은 일치율을 보이고 있다.

(2) 단위 루프의 높이가 증가함에 따라 본 연구의 제안식과 MSC/NASTRAN에 의한 구조해석은 더 가까운 결과를 주는데 이는 유한요소법에 기초한 MSC/NASTRAN은 전단변형을 고려하는 반면 본 연구의 제안식을 감안하지 않은데서 비롯된 것으로 판단된다.

(3) 단위 루프의 높이와 폭을 변화시키며 루프 및 루프를 포함하는 파이프의 축 강성을 계산하여 본 결과 이들 축 강성은 높이 변화에는 민감하게 반응하나 폭 변화에는 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타나고 있다. 루프의 직경은 파이프 시스템의 용도에 의해 결정된다는 사실을 감안하면 사실상 루프의 설계는 그 높이를 결정하는 과정으로 볼 수 있다.

(4) 본 연구에서 실선 자료로부터 채택한 해석모델에 본 연구의 설계식을 적용하여 본 결과 최대응력이 137.86MPa로서 파이프 재료의 허용응력인 126MPa를 초과하여 강도가 부족한 것으로 판단되었다. 본 연구의 설계식을 이용하여 Table 9에 보인 바와 같이 손쉽게 몇 가지 대안을 제시할 수 있었고 설계자는 제작 공수, 루프 설치 공간 등을 감안하여 이들 후보 중 선택할 수 있다.

(5) Table 8과 Fig. 10에 보인 바와 같이 루프의 높이가 어느



**Fig. 10** Variation of maximum stress of steam pipe (80A) according to the change of the loop height

산하여 Table 8과 Fig. 10에 정리하였다. Table 8과 Fig. 10에 의하면, 루프의 높이가 증가에 따라 축 응력은 단순 감소하지만, 굽힘 응력의 영향으로 인해 최대 법선응력은 처음에는 오히려 증가하다가 어느 한계를 넘어서야 감소하기 시작하는 것으로 나타나고 있다.

### 5. 설계 적용 예

앞서 유도한 설계식, (27)식을 이용하여 본 연구에서 택한 해석 모델의 최대 법선응력을 계산하였더니 Table 8에 나타난 바와 같이 137.86MPa로서 파이프 재료의 허용응력 126MPa를 초과하여 강도가 부족한 것으로 판단되었다. 파이프의 최대 응력이 폭의 변화에는 비교적 둔감하다는 점을 감안하면 루우프의 높이나 수의 변화에서 개선점을 찾는 것이 타당하다고 판단된다. 따라서 루우프의 수가 각각  $n=1, 2, 3$  인 경우에 대해 최대 응력이 허용응력과 같아지는 루프의 높이를 (27)식으로 구하여 Table 9에 정리하였다.

Table 9에서 볼 수 있듯이 루프의 개수를 늘릴수록 루프의 높이를 낮출 수 있는데 루프의 개수는 제작 공수와 관계가 있고 루프의 높이는 공간 점유와 관계가 있으므로 강도

정도에 이르기 전까지는 루프에 의해 축력은 크게 감소하지만 루프 곡선부에 발생하는 굽힘 응력으로 인해 파이프 시스템의 강도는 오히려 낮아지다가 루프의 높이가 어느 수준을 넘어서면서부터 강도가 향상되는 것으로 나타났다.

## 후 기

본 연구는 울산대학교의 지원에 의해 이루어진 것임을 밝히며 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

박치모, 이영철 (2006). "대형선박의 파이프 루프 구조설계",

2006년도 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, pp 1014-1022.

현대중공업 (1987). Design Manual (Calculation of Pipe Expansion).

현대중공업 (2001). Manual of Arr't of Outfittings in Passageway.

Popov, Egor P. (1999). Engineering Mechanics of Solids, Prentice Hall, pp 326, 854.

JIS (1973). G 3454, 3456, 3458, 3460.

Lloyd's Register (2006). Ship Piping Systems, Part 5, Chapter 13, Section 2, pp 3-4.

---

2007년 7월 12일 원고 접수

2007년 10월 18일 최종 수정본 채택