

---

 論 文
 

---

大韓造船學會誌  
 第22卷 第1號 1985年 3月  
 Journal of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 22, No. 1, March 1985

## 船體振動解析에 있어서의 有效剪斷剛性度

金 極 天\* · 崔 壽 玆\*\*

## On the Effective Shear Rigidity in Ship Vibration Analysis

by

K.C. Kim\* · S. H. Choi\*\*

**Abstract**

For the analysis of vertical vibrations of a ship's hull, the Timoshenko beam analogy is accepted up to seven or eight-node modes provided that the system parameters are properly calculated.

As to the shear coefficient, it has been a common practice to apply the strain energy method or the projected area method. The theoretical objection to the former is that it ignores lateral contraction due to Poisson's ratio, and the latter is of extreme simplification. Recently, Cowper's and Stephen's shear coefficient formulas have drawn ship vibration analysts' attentions because these formulas, derivation of which are based on an integration of the equations of three-dimensional elasticity, take Poisson's ratio into account.

Providing computer programs for calculation of the shear coefficient of ship sections modeled as thin-walled multicell sections by each of the forementioned methods, the authors calculated natural vibration characteristics of a bulk carrier and of a container ship by the transfer matrix method using shear coefficients obtained by each of the methods, and discussed the results in comparison. The major conclusions resulted from this investigation are as follows:

(1) The shear coefficients taking account of the effects of Poisson's ratio, Cowper's  $K_c$  and Stephen's  $K_s$ , result in higher values of about 10% in maximum as compared with the shear coefficient  $K_o$  based on the conventional strain energy methods;

(a)  $K_c/K_o \cong 1.05$  and  $K_s/K_o \cong 1.10$  for ships having single skin side-shell such as a bulk carrier.

(b)  $K_c/K_o \cong 1.02$  and  $K_s/K_o \cong 1.05$  for ships having longitudinally through bulkheads and/or double side-shells in the portion of the cargo hold such as a container carrier.

(2) The distributions of the effective shear area along the ship's hull based on each of  $K_o$ ,  $K_c$  and  $K_s$  are similar each another except the both end portions.

(3) Natural frequencies and mode shapes of the hull based on each of  $K_c$  and  $K_s$  are of small differences as compared each other.

(4) In cases of using  $K_c$  or  $K_s$  in ship vibration analysis, it is also desirable to have the bending rigidity be corrected according to the effective breadth concept. And then, natural frequencies and mode shapes calculated with the bending rigidity corrected as mentioned in the

接受日字：1985年 2月 6日。再接受日字：1985年 3月 4日。

\* 正會員：서울대 工大。

\*\* 正會員：大宇造船(株)。(前) 서울대 大學院生。

above and with each of  $K_o$ ,  $K_c$  and  $K_s$  result in small differences as compared each another.

(5) Referring to those mentioned in the above (3) and (4) and to the full-scale experimental results reported by Asmussen et al.[17], and considering laboursome to prepare the computer input data, the following suggestions can safely be made;

(a) Use of  $K_o$  in ship vibration analysis is appropriate in practical senses.

(b) Use of  $K_c$  is appropriate even for detailed vibration analysis of a ship's hull.

(6) The effective shear area based on the projected area method is acceptable for the two-node mode.

記號定義

- A : 構造部材 斷面積
- $A_p$  : A의 振動方向에 平行한 軸에 대한 投影面積
- E : 引張彈性係數
- $E_s$  : 剪斷彈性變形 에너지
- G : 剪斷彈性係數
- I : 振動方向과 直交하는 中立軸에 대한 斷面 2次모멘트
- $I_1$  : 振動方向으로 斷面圖心を 지나는 軸에 대한 斷面 2次모멘트
- K : 剪斷係數
- $K_p$  : 投影面積法에 의한 剪斷係數
- $K_o$  : 變形에너지法에 의한 剪斷係數
- $K_c$  : Cowper의 算式에 의한 剪斷係數
- $K_s$  : Stephen의 算式에 의한 剪斷係數
- KA : 有效剪斷面積( $K_p A$ ,  $K_o A$ ,  $K_c A$ ,  $K_s A$ : 각기  $K_p$ ,  $K_o$ ,  $K_c$  및  $K_s$ 에 대응하는 有效剪斷面積)
- m : 고려하는 部材要素의 上方에 있는 部材들의 斷面の 中立軸에 대한 1次모멘트
- Q : 剪斷力
- q : 剪斷流
- s : 斷面部材의 girth 길이 座標
- t : 斷面部材의 두께
- x, y, z : 直角座標系
- $\theta$  : 斷面部材 要素의 振動方向에 平行한 軸에 대한 傾斜角
- $\nu$  : Poisson 比
- $\tau$  : 單位剪斷力 작용하의 剪斷應力

1. 緒 論

船體振動을 보理論에 의거하여 解析하는 일은 Schlick

[1]\*의 Euler보理論 준용으로 부터 비롯된다. Timoshenko보理論[2, 3]이 정립되고, 또 1960년대 이래로는 電算機사용을 전제로한 離散化 modeling技法이 다양하게 개발됨에 따라 船體振動解析方法이 크게 발전하였다. 그러나, 船體는 plate-box girder이기 때문에 剛性度, 附加水質量등의 산정방법에 있어서 아직도 더 개선하여야 할 많은 요소를 안고 있다. 그중의 하나가 有效剪斷剛性度인데, 高次振動型 일수록 이를 보다더 사실에 가깝게 산정할 필요성이 강조된다.

有效剪斷面積의 산정을 위하여 도입되는 剪斷係數는 斷面形狀, 荷重分布등에 따라 그 값이 달라지는데, 彈性學의 엄밀해석이 난해하기 때문에 Timoshenko이래 수많은 연구(예로서 [4]참조)가 이루어져 왔으나 아직도 미흡하다. 비교적 최근의 연구성과중 船體振動解析 관점에서 특히 중요하다고 사료되는 것은 Cowper[5, 6]의 연구 및 이를 발전시킨 Stephen[7, 8]의 연구, Chalmer등[9]의 연구, Jensen등[10, 11]의 연구이다.

Cowper와 Stephen은 3次元彈性論에 의거한 基礎式들을 보의 斷面에 대하여 積分하는 方法에 의하여 剪斷係數算式을 도출했다. 이것이 종래 사용되어 온 變形에너지法에 의한 算式과 다른 점은 Poisson比를 고려한 결과인 점이다. 兩者가 이용한 數理的 model과 應力場이 서로 다른점도 있으나, Cowper가 橫方向直接應力の 영향을 무시한데 대하여 Stephen은 이를 고려하였다는 점에서 후자가 더 엄밀을 기하였다고 볼수 있다. Chalmer등은 直四角形斷面 薄肉보(thin-walled beam)의 剪斷係數에 대하여 變形에너지法에 의한 결과와 Cowper의 算式에 의한 결과를 비교관점에 논하였다. Jensen등은 Cowper 및 Stephen의 算式을 均一斷面 薄肉보의 振動計算에 적용하여 計算精度를 검증했고, 또 撤物船, 鑛石 및 原油運搬船, 液體化工藥品運搬船 및 콘테이너船의 中央斷面の 剪斷係數를 Cowper의 算式, Stephen의 算式, 變形에너지法 및 投影面積法에

\* [ ] 內 數字는 本文末尾에 수록된 參考文獻의 番號일.

의하여 계산하여 비교하였다. 그 결과는 撒物船의 剪斷係數가 다른 船種에 비하여 특히 작고, 또 계산방법에 따른 차이도 撒物船에서 가장 두드러진다.

본 연구에서는 剪斷係數 산정에 관한 전기 네가지 방법의 이론체계를 비교 고찰한 다음 이 방법들을 사용하여 船體斷面의 剪斷係數를 계산할 電算프로그램을 작성하고, 撒物船과 콘테이너船의 上下振動에 대하여 전기 네가지 방법 각각을 적용한 固有振動數 및 mode shape 계산결과를 비교 검토하였다.

## 2. 剪斷係數 계산방법들의 비교 고찰

가장 간단한 편의적 방법이 船體를 I-girder와 같이 類推하는 投影面積法이다. 즉, 船體斷面의 有效剪斷面積으로서 振動方向으로 연속적인 縱通部材의 斷面積  $A$ 의 振動方向에 平行한 軸에 대한 投影面積  $A_p$ 를 취한다. 따라서 剪斷係數  $K_p$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$K_p = \frac{A_p}{A} \quad (1)$$

變形에너지法에서는 船體斷面의 剪斷應力分布를 이용하는데 Poisson比를 무시하는 점에서 편의적이다. 薄肉보에서 Poisson比를 무시할 때, 斷面圖心을 통하여 剪斷力  $Q$ 가 작용할 경우 보의 단위 길이당 彈性變形에너지  $E_s$ 는

$$E_s = \frac{Q^2}{2G} \int_A \tau^2(s) t(s) ds \quad (2)$$

이다. 여기서  $G$ 는 剪斷彈性係數,  $s$ 는 部材의 girth길이 座標,  $t(s)$ 는 部材두께,  $\tau(s)$ 는 單位剪斷力 작용하의 剪斷應力分布이다. 有效剪斷面積을  $K_o A$ 로 표기하면, 剪斷력이 한 일

$$E_s = \frac{1}{2} \frac{Q^2}{K_o AG} \quad (3)$$

이므로 變形에너지法에 의한 剪斷係數  $K_o$ 는

$$K_o = \frac{1}{A \int_A \tau^2(s) t(s) ds} \quad (4)$$

와 같이 정의 된다.

船體의  $K_o$ 를 (4)에 의하여 계산할 때  $\tau$ 分布를 알아야 하는 번거로움이 있다. 이 점을 고려하여 Taylor [12, 13]가 한 근사계산방법을 제시했다. 즉, 船體를 箱子型 薄肉보로 modeling하고 剪斷應力の 크기가 縱方向 굽힘應力の girth방향으로의 增分과 같다고 가정한 다음, 이 굽힘應力으로서 剪斷을 무시한 경우의 값을 취하는 근사치리에 의하여  $K_o$ 를

$$K_o \cong \frac{I^2}{A \int_A \frac{m^2}{(\sum t)^2} dA} \quad (5)$$

에 의하여 계산한다. 여기서  $I$ 는 中立軸에 대한 斷面 2次모우멘트,  $m$ 은 고려하는 部材要素의 上方에 있는 부재들의 中立軸에 대한 面積모우멘트,  $t$ 는 部材두께이다. (5)를 中立軸方法이라 부르기도 한다. 이 방법은 multicell斷面に 적용하기가 곤란할 뿐만 아니라, Umezaki등[14]이 箱子型보에 대하여 일련의 수치계산을 수행한 결과에 따르면 幅·길이 비가 1.0 근방일 때는 (4)와의 부합성이 양호하나, 동 비가 1.0로부터 멀어짐에 따라 양자의 차이가 현저하다.

(4)에 의거한 剪斷係數를 사용하고 아울러 굽힘剛性度 계산에 있어서는 斷面 2次모우멘트를 Schade[15]의 有效幅理論 또는 Csupor[16]의 방법에 따라 振動節數 증가와 더불어 감소시켰을 때 유용한 결과를 얻을 수 있다는 주장이 많다. 특히, 최근에 Asmussen등[17]이 撒物船에 대하여 實船實驗으로 7節振動型 까지 그러한을 확인했다.

Cowper[5]와 Stephen[7]이 3次元彈性論에 의거한 基礎式들을 보의 斷面に 대하여 積分하는 방법에 의하여 Poisson比를 고려한 剪斷係數算式을 유도 했다.

Cowper는 振動方向으로 對稱面을 갖는 均一斷面보에 대하여, 荷重이 對稱으로 작용하고 物體力와 表面力의 보의 길이방향 성분은 零이라는 가정하에 문제를 定式化했다. 應力場으로서의 端末荷重을 받는 외팔보의 應力場을 이용했는데 橫方向 直接應力の 영향을 무시했다. Stephen은 應力場으로서 自重荷重 작용하의 精確한 應力場을 이용했다. 즉, 橫方向 直接應力の 영향을 고려했다.

薄肉보에 대하여 길이방향 좌표를  $z$ , 斷面の 座標系  $(x, y)$ 를 Fig. 1과 같이 정의하자. 單位剪斷力이 對稱面 즉,  $x-z$ 면에 대하여 對稱으로 작용할 때 剪斷應力分布  $\tau(s)$ 가 두께방향으로는 일정하다고 가정하면,

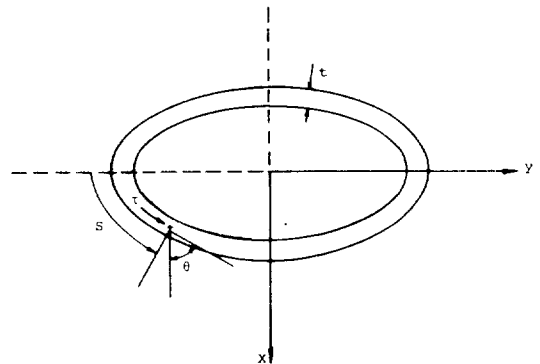


Fig. 1 Coordinates system of an arbitrary thin-walled cross section

Cowper의 剪斷係數 算式이 다음과 같이 귀착된다.

$$K_c = \frac{2(1+\nu)I}{\frac{\nu(I_1-I)}{2} + \frac{A}{I} \int_A x\psi dA} \quad (6)$$

여기서  $I_1$  및  $I$ 는 각기 차례로 軸 및 中立軸에 대한 斷面 2次모우멘트이고,  $\psi$ 는 다음 식의 적분에 의하여 결정된다.

$$K_s = \frac{2(1+\nu)I}{\nu(I_1-I) + \frac{A}{I} \int_A x\psi dA + \frac{\nu A}{2} \int_A [(x^2-y^2)\cos\theta + 2xysin\theta] \tau(s) dA} \quad (8)$$

여기서 기호정의는 (6)에서와 같다.

Jensen등[10, 11]은 Poisson比를 무시할 경우 (6) 및 (8)이 모두 (4)에 귀착됨을 보였다. 즉,

$$K_0 = K_c(\nu=0) = K_s(\nu=0). \quad (9)$$

### 3. 船體의 剪斷係數 計算

船體斷面을 薄肉斷面으로 modeling한다. 길이방향의 有效剪斷面積分布는 strip method로 구한다.

斷面에서 剪斷應力分布가 두께 방향으로 일정하다고 가정 하므로서 剪斷流

$$q(s) = \tau(s)t(s) \quad (10)$$

를 정의 할 수 있다.

이 剪斷流를 이용하면 變形에너지法에 의거한 剪斷係數  $K_0$ 를 다음과 같이 계산 할 수 있게 된다.

$$K_c = \frac{2(1+\nu)I}{\frac{\nu}{2}(I_1-I) + 2(1+\nu)AI \oint \frac{q^2}{t} ds + \frac{\nu A}{2} \oint q[(x^2-y^2)\cos\theta + 2xy \sin\theta] ds} \quad (13)$$

및

$$K_s = \frac{2(1+\nu)I}{\nu(I_1-I) + 2(1+\nu)AI \oint \frac{q^2}{t} ds + \nu A \oint q[(x^2-y^2)\cos\theta + 2xy \sin\theta] ds} \quad (14)$$

을 얻게 된다. 이제, 剪斷流  $q$ 만 산정되면  $K_0$ ,  $K_c$  및  $K_s$ 를 각기 (11), (13) 및 (14)에 의거하여 계산할 수 있다.

著者들은 Neiman[18], Shama[19], Marshall[20] 등의 연구결과를 참고로하여, 船體를 multicell box girder로 간주하고 剪斷流를 계산하는 電算프로그램 및 동 결과를 이용하여 (11), (13) 또는 (14)에 의거하여 剪斷係數를 산정하는 電算프로그램을 작성하였는데, 이들의 내용, 入力 data 작성방법, 프로그램운용방법 등은 著者중 한사람인 崔의 碩士論文[21]에 자세히 기술되어 있다.

### 4. 實船에 대한 適用例

船體振動解析에 있어서 有意義한 공학적 物理量은

$$\frac{d\psi}{ds} = 2(1+\nu)I\tau(s) + \frac{\nu}{2} [(x^2-y^2)\cos\theta + 2xysin\theta] \quad (7)$$

이에 대하여, Stephen의 算式은 다음과 같이 귀착된다.

$$K_0 = \frac{1}{A \oint \frac{q^2}{t} ds} \quad (11)$$

Cowper 또는 Stephen의 算式도 剪斷流를 이용하는 算式으로 고쳐 쓸 수 있다[21]. 우선, (6) 또는 (8)에서 演算  $\int_A x\psi dA$ 의 번거로움 즉, (7)을 적분하여  $\psi$ 를 구한 다음 다시 적분면산을 수행하는 번거로움을 배제 하자.  $\int_A x\psi dA = \int_A x\psi t ds$ 를 부분적분하고, 斷面의 圖心을 지나는 軸에 대한 面積모우멘트가 零임을 고려 하므로서

$$\int_A x\psi dA = 2(1+\nu)I^2 \oint \frac{q^2}{t} ds + \frac{\nu I}{2} \oint q[(x^2-y^2)\cos\theta + 2xy \sin\theta] ds \quad (12)$$

을 얻을 수 있다. (12)를 (6) 및 (8)에 대입하면  $K_c$  및  $K_s$ 에 대한 剪斷流를 이용하는 算式

固有振動數 및 mode shapes이다. 따라서 본 연구에서는 撒物船과 콘테이너船의 上下振動에 대하여, 剪斷係數 또는 有效剪斷面積의 전기 네가지 계산방법에 따른 차이의 비교에 맡기지 않고 固有振動數와 mode shapes까지 계산하여 종합적인 計算精度 문제를 검토하였다.

試算對象船으로 택한 撒物船 및 콘테이너船의 主要要目은 Table 1과 같다.

撒物船과 콘테이너船을 試算對象으로 택한 것은 Jensen등의 報文[11]에 유의했고, 또 實船資料의 입수 편의 때문이었다. Jensen등이 中央斷面의 剪斷係數를 전기 네가지 방법으로 계산한 결과에 의하면 계산방법이 같을 때 콘테이너船, 鑛石 및 原油運搬船 및 液體化工藥品運搬船의 값들은 서로간 비슷하나, 撒物船의 값은 다른 船積에 비하여 특히 작다. 또 계산방법에 따른

**Table 1** Principal particulars of the ships adopted for numerical calculations

Principal particular	Bulk carrier	Container ship
Length, o.a.(m)	224.16	289.50
Length, b.p.(m)	215.00	279.00
Breadth (mld.) (m)	32.00	32.20
Depth (mld.) (m)	15.16	21.50
Draft (design) (m)	10.52	10.67
Deadweight (ton)	46,000	
Service speed (knot)	14.7	18.0
Main engine (PS×rpm at MCR)	Diesel 10,665×131	Diesel 28,000×102
Propeller blades	4	5
Ballast condition:		
Draft (mean) (m)	5.90	5.20
Displacement (ton)	31,000	34,120
Full load condition:		
Draft (mean) (m)	10.55	11.70
Displacement (ton)	58,000	82,585

차이도 撒物船에서 가장 크다.

Table 1에 특성이 주어진 試算船의 剪斷係數를 네가지 방법으로 계산한 결과는 Table 2와 같다. 단, 큰배 이너船에 대하여서는 艙口部에서 cross deck를 水平·비틀림成振動解析에서 다루는 방법과 같이 有效두께로 치환하고 계산하였다.

固有振動數 및 mode shape의 계산에 있어서, 剪斷係

**Table 2** Shear coefficients based on various calculation methods

Bulk carrier				
FR. No.	$K_p$	$K_o$	$K_c$	$K_s$
(AP)				
1	0.268	0.159	0.167	0.175
15	0.499	0.298	0.303	0.307
38	0.351	0.264	0.273	0.282
55	0.340	0.171	0.178	0.186
81	0.360	0.159	0.167	0.175
135.5	0.368	0.153	0.161	0.169
215	0.381	0.171	0.182	0.194
235	0.355	0.182	0.189	0.197
249	0.310	0.210	0.215	0.222
270	0.481	0.288	0.294	0.299
(FP)				

Poisson's ratio  $\nu=0.3$

(Table 2 Cont'd)

Container ship

FR. No.	$K_p$	$K_o$	$K_c$	$K_s$
(AP)				
1	0.308	0.102	0.109	0.116
8	0.512	0.096	0.103	0.111
19	0.298	0.140	0.143	0.146
37	0.440	0.146	0.149	0.151
56	0.495	0.190	0.192	0.195
74	0.529	0.198	0.203	0.208
115	0.515	0.192	0.197	0.202
160	0.497	0.192	0.198	0.202
173	0.489	0.183	0.187	0.191
189	0.465	0.091	0.091	0.092
201	0.500	0.114	0.118	0.118
211	0.421	0.178	0.183	0.183
(FP)				

Poisson's ratio  $\nu=0.3$

**Table 3** Natural frequencies based on various methods of the shear coefficient calculation

Bulk carrier (ballast condition) (unit: Hz)								
Nodes	Stiffness $K_pAG$		$K_oAG$		$K_cAG$		$K_sAG$	
	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$
2	0.85	0.81	0.82	0.83	0.82	0.83	0.82	0.83
3	1.88	1.67	1.68	1.74	1.70	1.76	1.70	1.76
4	3.00	2.56	2.59	2.73	2.62	2.76	2.62	2.76
5	4.20	3.49	3.54	3.78	3.58	3.84	3.58	3.84
6	5.47	4.46	4.52	4.90	4.59	4.98	4.59	4.98
7	6.77	5.45	5.53	6.07	5.62	6.18	5.62	6.18

\* I-correction based on the effective breadth concept is not done.

(Table 3 Cont'd)

Container ship (ballast condition) (unit: Hz)								
Nodes	Stiffness $K_pAG$		$K_oAG$		$K_cAG$		$K_sAG$	
	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$	$EI$
2	0.88	0.83	0.83	0.83	0.83	0.84	0.83	0.84
3	1.99	1.69	1.70	1.74	1.71	1.74	1.71	1.74
4	3.28	2.59	2.61	2.68	2.62	2.69	2.62	2.69
5	4.64	3.52	3.55	3.69	3.57	3.71	3.57	3.71
6	6.09	4.48	4.52	4.73	4.56	4.76	4.56	4.76
7	7.51	5.40	5.44	5.73	5.49	5.79	5.49	5.79

\* I-correction based on the effective breadth concept is not done.

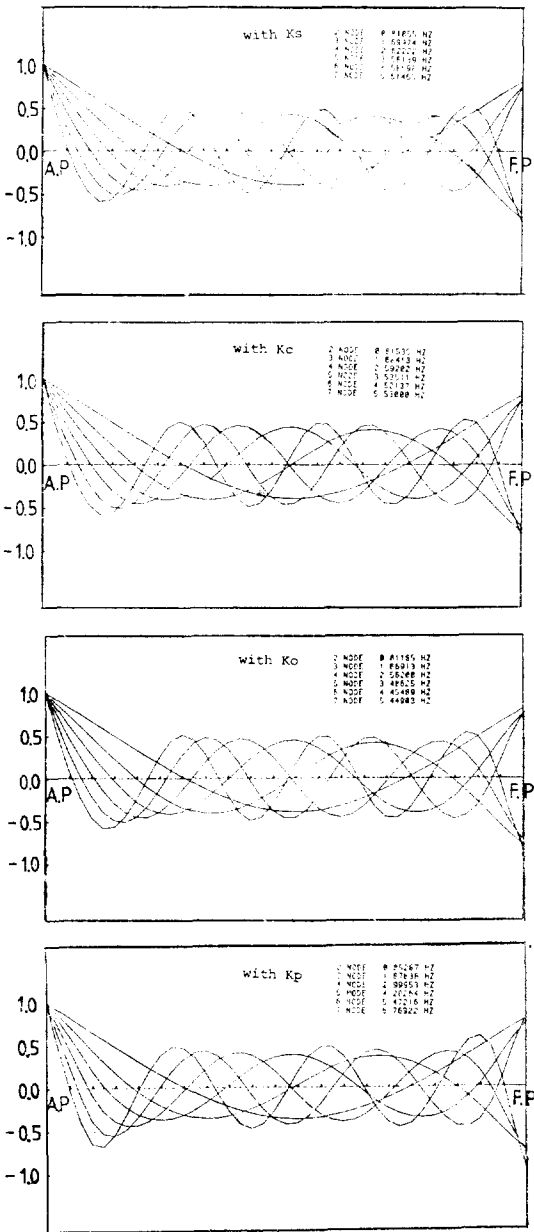


Fig. 2 Mode shapes based on various methods of the shear coefficient calculation: bulk carrier (ballast condition)

數외의 system parameter는 모든 경우에 대하여 같은 방법으로 계산했다. 즉, 2次元附加水質量은 Lewis form 近似를 원칙으로 하고, 幅·吃水比 또는 斷面積係數가 허용범위를 벗어나는 斷面形狀에 대하여서는 Prohaska 또는 Wendel방법에 따랐다. 附加水質量 3次元修正係

數는 有限長橢圓斷面柱狀體에 대한 값을 준용했다. 剪 힘剛性度 계산에 있어서,  $K_s$  및  $K_o$ 를 사용하는 경우 Csupor의 방법에 의거하여 振動節數 증가에 따라  $I$ 값 을 감소시켰고,  $K_c$  및  $K_p$ 를 사용할 때는 수정하지 않 은  $I$  및 수정된  $I$  양자에 대하여 각각 계산했다. 船體 의 離散化 modeling은 Myklestad-Prohl方法에 의거하 였고 傳達에트릭스法에 의하여 定式化하였다. 위에 기 술한 계산방법의 구체적인 내용, 방정식의 해법, 電算 프로그램등은 著者が 앞서 발표한 報文[22]에 실려있 다.

固有振動數 및 mode shape의 계산결과는 Table 3 및 Fig. 2와 같다. Fig. 2에는 搬物船의 mode shape 만 주 어져있다. 剪斷係數 계산방법에 따른 mode shape 차 이가 매우 작을 뿐만 아니라, 그 정도가 搬物船과 콘 테이너船에서 서로 비슷함이 확인되었기 때문에 후자 의 것은 생략했다.

5. 考 察

剪斷係數에 대하여  $K$ 의 계산방법에 따른 배 길이 方向 分布의 차이를 좀 더 쉽게 파악할 목적으로 편집 된 것이 Fig. 3이다.

變形에너지法에 의거한 剪斷係數  $K_o$ 에 비하여 3次 元彈性論에 의거하여 Poisson比의 영향을 고려한 剪斷 係數 즉, Cowper 및 Stephen의 방법에 따른 값  $K_c$  및  $K_s$ 가 더 커서  $K_o < K_c < K_s$  順임을 알 수 있다.

船種別로 살펴보면, 콘테이너船의 剪斷係數가 搬物 船의 값 보다 높다. 또  $K_o$ 를 기준으로 하였을 때  $K_c$  및  $K_s$ 값이 搬物船에서 차례로 約 5% 및 約 10% 높

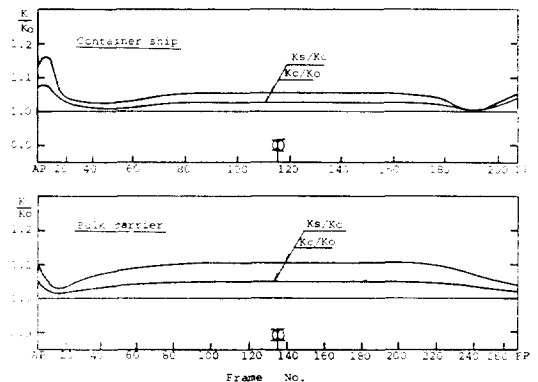


Fig. 3 Comparisons of shear coefficients based on various calculation methods: graphical compilation of Table 2

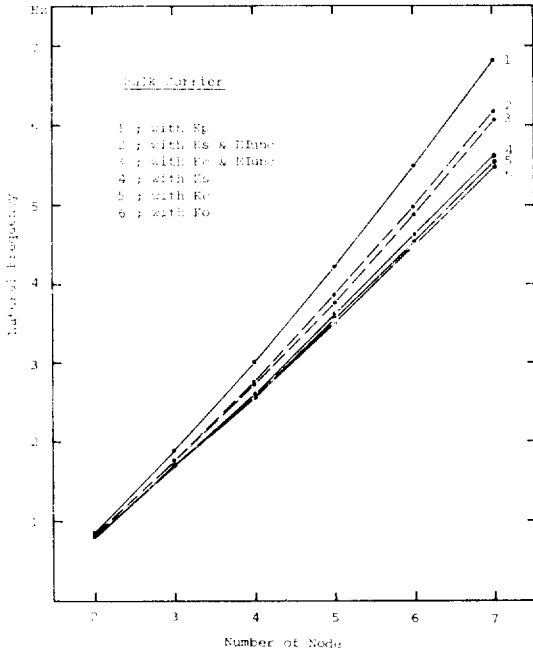


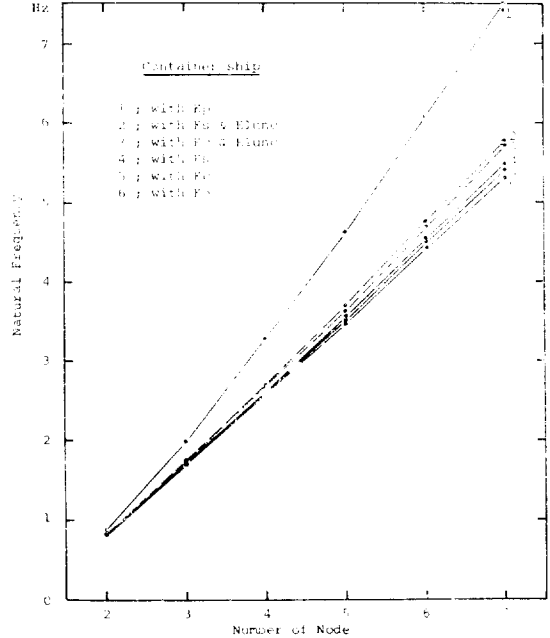
Fig. 4 Comptision of natural frequencies based on various culcation methods of the shear coefficient: graphical reproduction of Table 3

고, 콘테이너船에서는 차례로 約 2% 및 約 5% 높다. 이는 搬物船은 舷側이 單殼構造이나 콘테이너船은 船艙部 舷側이 複殼構造인데 緣由한다. 따라서 船艙部에 縱通隔壁을 갖는 다른 종류의 船舶의  $\frac{K_c}{K_o}$  및  $\frac{K_s}{K_o}$  값을 콘테이너船의 경우에 준할 수 있다.

剪斷係數 계산방법을 달리한 固有振動數 계산결과를 그림으로 비교한 것이 Fig. 4이다.

振動節數 別로 固有振動數도  $K_o$ ,  $K_c$ ,  $K_s$ ,  $K_p$ 順으로 크고 또 서로간의 차가 高次振動型일 수록 두드러짐은 보振動論으로 부터 自明하다. 중요한 점은  $K_c$  또는  $K_s$ 를 사용할 때 굽힘剛性度에 대하여 有效幅概念에 入口한 修正을 할 경우와 하지 않을 경우의 차가 두드러지는데, 굽힘剛性度에 대한 修正을 할 경우  $K_o$ ,  $K_c$  및  $K_s$ 를 사용한 결과들의 차이가 매우 僅小한 점이다.

Jensen 등[10]이  $K_c$  또는  $K_s$ 를 사용할 경우 굽힘剛性度에 대한 修正을 아니하여도 무방할 것이라고 시사했으나, 이는 이론적으로 좀더 다듬어져야 할 문제라고 사료된다. 한 예로서 Asmussen 등[17]이 보고한 獨逸船級協會의 實船實驗結果 즉, Fig. 5와 Fig. 4를 견주어 보면  $K_c$  또는  $K_s$ 를 사용할 경우에도 굽힘剛性度에 대한 修正을 함으로써 좋은 결과물을 얻을 수 있음이 확인된다. Fig. 5에서 7節 以上の 振動型에서 實測值가 計算值를 下廻하는 것은 船底振動과의 聯成效



果 때문이다. 즉, 船體의 單一보 modeling方法 자체가 有用性을 잃고 있음으로 본 論文의 脈絡과는 무관하다.

$K_s$ 는 물론이러나  $K_c$ 계산도  $K_o$ 에 비하여 電算入力資料의 준비가 매우 번거롭다. 이 점을 감안하고 또

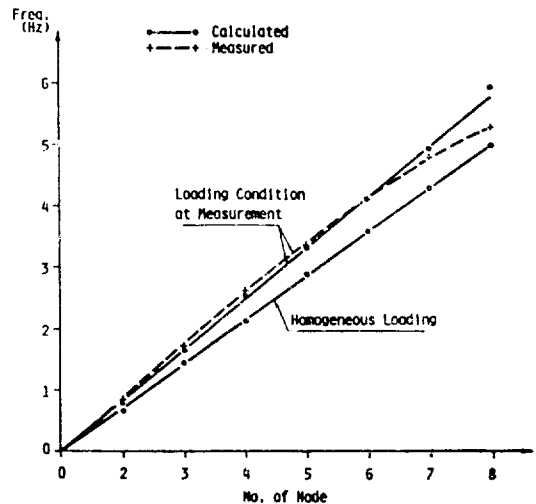


Fig. 5 An example of full-scale experiments of a bulk carrier (DWT 55,000 tons) by G.L. [17].

Fig. 4 및 Fig. 5를 건주어 볼 때, 매우 정밀한 계산을 요하지 않는 한 종래와 같이  $K_0$ 를 사용하는 것이 무난함을 알 수 있다. 2節振動型에 한하여서는 投影面積 즉,  $K_2A$ 를 사용할 수 있다.

## 6. 結 論

이 研究를 통하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) Poisson比를 고려한 船體剪斷係數 즉, Cowper의 剪斷係數  $K_c$ 와 Stephen의 剪斷係數  $K_s$ 는 종래의 變形 에너지法에 의거한 剪斷係數  $K_0$ 에 비하여 船種에 따라 10%정도까지 높다. 즉, 搬物船 등 舷側이 單殼構造인 경우  $\frac{K_c}{K_0} \cong 1.05$ ,  $\frac{K_s}{K_0} \cong 1.10$  이고, 콘테이너船 등 船艙部 舷側이 二重殼構造이거나 縱通隔壁을 갖는 경우  $\frac{K_c}{K_0} \cong 1.02$ ,  $\frac{K_s}{K_0} \cong 1.05$ 이다.

(2) 有效剪斷面積 즉,  $K_0A$ ,  $K_cA$  및  $K_sA$ 의 船體 길이방향 分布性向은 船首 및 船尾部에서 약간의 차이를 보일뿐 대체로 서로 같다.

(3)  $K_c$  또는  $K_s$ 를 사용하여 계산한 船體固有振動數 및 mode shape는 서로 매우 近接한 값이다.

(4) 船體固有振動數 및 mode shape 계산에 있어서,  $K_c$  또는  $K_s$ 를 사용할 경우에도 급힘剛性度에 대하여 振動節數에 따른 修正 즉, 有效幅概念에 입각한 修正이 필요하다. 급힘剛性度에 대하여 앞에서 기술한 修正을 하고,  $K_c$ ,  $K_c$  또는  $K_s$ 를 사용하여 계산한 船體固有振動數와 mode shape는 서로간 근소한 차이를 보인다.

(5) Asmussen 등 [17]의 搬物船에 대한 實船計測結果를 참고로하고 또  $K_c$ 계산을 위한 電算入力資料 준비의 번거로움을 고려할 때, 船體振動解析에 있어서 防振計劃 목적으로는  $K_0$ 를 사용하여도 만족스러운 결과를 얻을 수 있다. 정밀계산을 요할 경우에도  $K_c$  사용으로 족하다고 사료된다.

(6) 2節振動型에 대하여서는 投影面積法에 의한 有效剪斷面積을 사용할 수 있다.

## 謝 辭

本 研究는 峨山社會福祉財團의 1984年度 研究費 支援으로 이루어졌다. 이 기회에 동 財團에 심심한 謝意를 표한다.

지루한 계산, 그림작성 및 원고정리를 성심껏 도와 준 서울大 大學院生 元文鐵, 韓聖容, 金相柱, 鄭重鉉 諸君의 노고에 대하여도 감사한다.

## References

- [1] Schlick, O., "On the Vibration of Steam Vessels", *Trans. RINA*, 1884.
- [2] Timoshenko, S.P., "On the Correction for Shear of the Differential Equation for Vibrations of Prismatic Bars", *Philosophical Magazine*, Vol. 41, 1921.
- [3] Timoshenko, S.P., "On the Transverse Vibrations of Bars of Uniform Cross-Section", *Philosophical Magazine*, Vol. 43, 1922.
- [4] Kaneko, T., "On Timoshenko's Correction for Shear in Vibrating Beams", *Jour. of Physics D: Applied Physics*, Vol. 8, 1975.
- [5] Cowper, G.R., "The Shear Coefficient in Timoshenko's Beam Theory", *Jour. of Applied Mechanics*, Vol. 33, 1966.
- [6] Cowper, G.R., "On the Accuracy of Timoshenko's Beam Theory", *Proc. ASCE, Jour. of Engineering Mechanics*, Vol. 94, 1968.
- [7] Stephen, N.G., "Timoshenko's Shear Coefficient from a Beam Subjected to Gravity Loading", *Jour. of Applied Mechanics*, Vol. 47, 1980.
- [8] Stephen, N.G., "Consideration of Second Order Beam Theories", *International Jour. of Solids and Structures*, Vol. 17, 1981.
- [9] Chalmers, D.W. et al., "On the Effective Shear Area of Ship Sections", *Trans. RINA*, Vol. 122, 1980.
- [10] Jensen, J.J., "On the Shear Coefficient in Timoshenko's Beam Theory", *Jour. of Sound and Vibration*, Vol. 87, 1983.
- [11] Jensen, J.J. et al., "Recent Advances in Beam Models Used for Ship Hull Vibration Analysis", *Proc. International Symposium on Ship Vibration* (editor: CETNA), Genova, Italy, May 1984.
- [12] Taylor, J.L., "Theory of Longitudinal Bending of Ships", *Trans. NECI*, 1924-25.
- [13] Taylor, J.L., "Ship Vibration Periods", *Trans. NECI*, 1927-28.
- [14] Umezaki, K. et al., "Vibration of Container Ship", *Jour. SNAJ*, Vol. 126, 1969.
- [15] Schade, H.A., "Effective Breadth of Stiffened



- Plating”, *Trans. SNAME*, Vol. 59, 1951.
- [16] Csupor, D., “Meshoden zur Berechnung der freien Schwingungen des Schiffsköppers”, *Jahrbuch STG*, Band 50, 1956. /English translation: *DTMB Translation* 288, 1959.
- [17] Asmussen, J. et al., “Schwingungstechnische Grenzen für Hauptmotoren Geringer Zylinderzahlen”, *Forschungszentrum des Deutschen Schiffbaus*, Bericht NR. 88, 1979. /Japanese translation: *SNAJ Bulletin* No. 930, Dec. 1981.
- [18] Neiman, A.S., “Shearing Stress Distribution in Box Girders With Multiple Webs”, *Papers of ASCE*, 1948.
- [19] Shama, M.A., “On the Optimization of Shear Carrying Members of Large Tankers”, *JSR*, Vol. 15 No. 1, *SNAME*, 1971.
- [20] Marshall, R.W., “Shear Flow Distribution in Multi-cell Girders”, *Computer and Structure*, Vol. 4, 1974.
- [21] 崔壽玟, 船體振動解析에 있어서 剪斷剛性度の 計算方法에 관하여, 서울大 造船工學科 工學碩士論文, 1984.
- [22] 金極天의, 船體振動解析을 위한 電算프로그램 개발에 관한 연구, 科學技術處報文 R-75-9, 1975.

이 학회지는 한국과학기술단체총연합회  
의 일부 재정지원(한국과학재단출연금)에  
의하여 발간되었습니다.

마음마다 과학심고 손끝마다 기술심자  
생활의 과학화 번영의 지름길  
생활속에 과학심어 이룩하자 과학한국

### 科學技術人の 信條

우리 科學技術人은 科學技術의 暢達과 振興을 通하여 國家發展과 人類福祉社會  
가 이룩될 수 있음을 確信하고 다음과 같이 다짐한다.

- 一. 우리는 創造의 精神으로 眞理를 探究하고 技術을 革新함으로써 國家發展에 積  
極 寄與한다.
- 一. 우리는 奉仕하는 姿勢로 科學技術 振興의 風土를 造成함으로써 온 國民의 科  
學的 精神을 振作한다.
- 一. 우리는 높은 理想을 指向하여 自我를 確立하고 相互 協力함으로써 우리의 社  
會的 地位와 權益을 伸張한다.
- 一. 우리는 人間의 尊嚴性이 崇尚되고 그 價値가 保障되는 福祉社會의 具現에 獻  
身한다.
- 一. 우리는 科學技術을 善用함으로써 人類의 繁榮과 世界의 平和에 貢獻한다.