

超 長行程 디젤機關 크랭크軸의 비틀림剛性 計算式의 比較에 關한 研究

A Study on the Comparison of Torsional Stiffness Calculation
for Super-long Stroke Diesel Engine Crankshaft



指導 教授 : 全 孝 重

1988 年 12 月 20 日

船舶機械工學科 4 年

高 炳 敦 金 永 哲 文 素 華 鄭 次 教 崔 春 樹

目 次

1. 머릿말
2. 크랭크軸의 剛性計算
 - 2.1 크랭크軸의 剛性計算과 等價長
 - 2.2 여러가지 等價長 經驗式
 - 2.3 單純軸의 剛性
3. 供試크랭크軸의 諸元 및 길이
 - 3.1 供試機關의 諸元
 - 3.2 供試크랭크軸의 지수
 - 3.3 供試크랭크軸 비틀림剛性的 計算結果
4. 여러가지 經驗式에 의한 計算結果의 檢討
 - 4.1 經驗式에 의한 비틀림 剛性計算結果
 - 4.2 固有振動數 計算結果의 比較
5. 結論

ABSTRACT

It is true that crankshaft failures are happened by the resonance of torsional vibration, which is occurs at the critical speed of engine. Therefore, we must calculate the vibration of crankshaft in advance of manufacturing engine.

For the calculation of crankshaft torsional vibration, the stiffness of crankshaft must be known .

But, the calculation of crankshaft torsional stiffness of diesel engine is difficult and tedious.

Particularly, in the recent days, the super-long stroke diesel engine has developed.

However, because the crankshaft of super-long stroke diesel engine is differ from that of conventional engine in the measure, it is difficult to calculate torsional stiffness more and more.

In order to solve the above problem, many experimental formulae have been published in many papers.

In this study, the engine maker's value is compared with the results of those values calculated with the published experimental formulae.

As the result, we can find the most exact value of calculation, and then we can easily calculate the crankshaft torsional stiffness theoretically.

1. 머릿말

內燃機關의 軸系에는 直徑과 길이가 다른 크랭크軸, 齒車軸, 프로펠라軸 등이 있으며 이러한 軸에는 많은 質量이 붙어 있으면서 多 質點 비틀림振動系를 形成하고 있다. 이러한 軸系에 推力, 가스壓力 등에 의한 週期的 變動토크가 作用하면 強制 비틀림振動이 發生하고 振幅은 增大하여 切損의 危險이 따르게 된다.

舶用機關으로서 往復蒸汽機關이 使用되던 19세기末부터 20세기初에 걸쳐 原因不明의 軸系切損 事故가 때때로 發生하였다. 이러한 事故의 原因究明 結果, 危險속도에 있어서의 비틀림振動 共振(Resonance)에 의한 것임이 明白해졌다.

따라서 軸系의 振動을 다루는 경우에는 그의 비틀림振動 固有振動數를 구하고 必要에 따라 振動을 制御하거나 回避하는 手段을 考慮해야 한다.

이러한 振動의 危險速度를 막기 위하여서는 비틀림振動計算을 하여야 하며, 비틀림振動計算을 하기 위하여서는 비틀림剛性を 알 必要가 있다. 그러나 디젤機關의 크랭크軸 비틀림剛성에 대해서는 理論적으로 嚴密하게 구하는 것이 매우 困難하다. 이런 問題를 풀기위해 일반內燃機關과 蒸汽터어빈의 各分野에 있어 이 問題에 관한 수많은 理論과 經驗式이 發表되어 왔으며, 그中 대표적인 것으로서 B.I.C.E.R.A, CARTER, HELDT, GEIGER, JACKSON, KER WILSON, NORMAN-STINSON, SOUTHWELL, TIMOSHENKO, TUPLIN, ZIMANENKO, MITSUBISHI-NAKASAKI等等 많은 式들이 發表되었다.

그 結果 오늘날에 있어서는 이러한 資料를 利用하여 軸系設計時에 軸系에서 發生할수 있는 비틀림振動을 상당히 定確하게 豫測하여 對策을 세울수 있게 되었다. 最近에 行程對筒徑比가 3.0-3.8정도 되는 超長行程機關이 많이 開發되고 있으며 이러한 機關의 크랭크軸은 종래의 크랭크軸과는 그치수가 크게 다르기 때문에 이미 開發된 크랭크軸 비틀림剛性 計算式중 어느 公式이 가장 信賴할 수 있는 비틀림剛性を 부여하는지 알 수 없다.

따라서 本研究에서는 이 問題를 밝혀보기 위하여 超長行程 機關중에서 代表的인 크랭크軸을 選擇하여 이 크랭크의 製作者가 提示하는 비틀림剛性を 기준으로 해서 발표된 計算式의 結果와 比較 檢討함으로써 가장 正確한 計算結果를 얻을 수 있는 計算式을 찾아내고자 한다.

超長行程機關의 모델로서는 行程이 2592mm, 지름이 800mm, 最大出力 12800ps, 回轉數83rpm인 크로스헤드형 4시린더 單動 舶用디젤機關을 選擇하였다.



2. 크랭크軸의 剛性 計算

2.1 크랭크軸의 剛性計算과 等價長

直徑 d , 길이 l , 橫彈性係數가 G 인 곧고 동근軸의 비틀림剛性 K 는

$$K = \left(\frac{\pi d^4}{32} \right) \frac{G}{l} = I_p \times \frac{G}{l}$$

로 표시된다. 다만, I_p 는 極斷面2차 모멘트이다.

같은 비틀림剛性を 갖는 直徑 D 인 軸으로 置換하였을 경우의 길이, 즉 等價長 (Equivalent length)를 Le 라 하면

$$K = \left(\frac{\pi d^4}{32} \right) \frac{G}{l} = \left(\frac{\pi D e^4}{32} \right) \frac{Gred}{Le}$$

의 관계로 부터 $G = Gred$ 이면

$$Le = l \frac{De^4}{d^4}$$

實際의 計算에서는 換算軸으로서

$$Gred I_p = 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

되는 軸으로 놓으면 상이한 振動系의 比較나 固有振動數의 計算등에 편리하다.

이 경우에 있어 換算軸으로서 보통 鍛剛材 크랭크材를 취하고

$$G = 830000 \text{ kg/cm}^2, \quad De = 12050 \text{ cm} \text{ 라면}$$

$$De = 18.716742 \text{ cm} \approx 18.7 \text{ cm}$$

되는 軸으로 置換한다.

2.2 여러가지 經驗式의 等價長

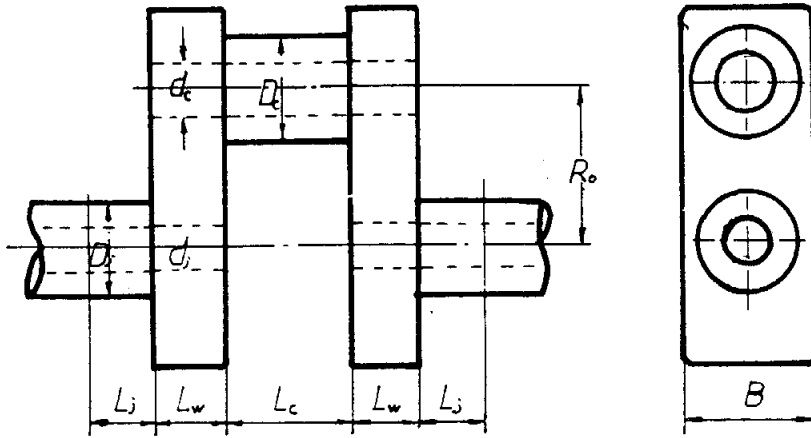


그림 2.1 크랭크軸의 各部寸수

여기서

- D_e : 換算軸의 지름
- D_j : 저어널의 外徑
- d_j : 저어널의 內徑
- D_c : 크랭크핀의 外徑
- d_c : 크랭크핀의 內徑
- R_o : 크랭크의 半徑
- L_w : 웨브의 두께
- L_j : 저어널의 길이
- L_c : 크랭크핀의 길이
- B : 웨브의 폭
- L_e : 等價長

을 나타내며

그림 2.1에서 보이는 크랭크軸에 대하여 L_e 를 求하는 여러가지 經驗式은 2.2에서 紹介한다.

② B.I.C.E.R.A'S FORMULA

$$L_e = D_e^* \left[\frac{L_j}{D_j^* - d_j^*} \div \frac{L_c}{D_c^* - d_c^*} \div \frac{0.07L_c^3}{R_o^2(D_c^* - d_c^*)} \div k \frac{R_o}{L_w B^3} \right] \quad (\text{cm})$$

여기서, $x = L_w B^3 / R_o D_j^*$, $k = 11.58x + 0.439$

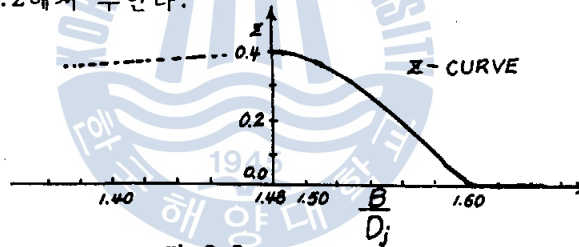
③ CARTER'S FORMULA

$$L_e = D_e^* \left[\frac{L_j + 0.8L_w}{D_j^* - d_j^*} \div \frac{0.75 L_c}{D_c^* - d_c^*} \div \frac{1.5R_o}{L_w B^3} \right] \quad (\text{cm})$$

④ GEIGER'S FORMULA

$$L_e = D_e^* \left[\frac{L_j + 0.4L_w}{D_j^* - d_j^*} \div \frac{L_c + 0.4 L_w}{D_c^* - d_c^*} \div \frac{0.912(R_o - zD_j)}{L_w B^3} \right] \quad (\text{cm})$$

여기서 z값은 그림 2.2에서 구한다.



④ JACKSON'S FORMULA 그림 2.2 z-curve

$$L_e = D_e^* \left[\frac{L_w + 0.27D_j}{D_j^* - d_j^*} \div \frac{L_c + 0.27D_c}{D_c^* - d_c^*} \div \frac{0.07(L_c + 0.27D_c)^3}{R_o^2(D_c^* - d_c^*)} \div \frac{0.7R}{L_w B^3} \right] \quad (\text{cm})$$

⑤ KER WILSON'S FORMULA

$$L_e = D_e^* \left[\frac{L_j + 0.4D_j}{D_j^* - d_j^*} \div \frac{L_c + 0.4D_c}{D_c^* - d_c^*} \div \frac{R_o - 0.2(D_j + D_c)}{L_w B^3} \right] \quad (\text{cm})$$

⑥ NORMAN-STINSON'S FORMULA

$$L_e = D_c^* \left[\frac{L_j}{D_j^* - d_j^*} + \frac{L_c}{D_c^* - d_c^*} + 0.49 \left(\frac{1}{D_j^*} + \frac{1}{D_c^*} \right) + \frac{0.475 R_o}{L_w B^3} \right] \quad (\text{cm})$$

$$B_m^3 = 1/4 [B_{max}^3 + B_{min}^3 + B_{max} \times B_{min} (B_{max} + B_{min})]$$

⑦ HELDT'S FORMULA

$$L_e = D_c^* \left[\frac{L_j + 0.4 L_w}{D_j^* - d_j^*} + \frac{1.096 L_c}{D_c^* - d_c^*} + \frac{1.284 R_o}{L_w B^3} \right] \quad (\text{cm})$$

⑧ SOUTHWELL'S FORMULA

$$L_e = D_c^* \left[\frac{L_j}{D_j^* - d_j^*} + \frac{L_c}{D_c^* - d_c^*} + \frac{0.93 R_o}{L_w B^3} + \frac{R_o L_e}{(D_c^* - d_c^*) \left[\frac{0.588 L_c (D_c^* - d_c^*)}{L_w B (L_w^2 + B^2)} + R_o \right]} \right] \quad (\text{cm})$$

⑨ TUPLIN'S FORMULA

$$L_e = D_c^* \left[\frac{L_j + 0.15 D_j}{D_j^* \left[1 - \left(\frac{d_j}{D_j} \right)^2 \right]} + \frac{L_c + 0.15 D_c}{D_c^* \left[1 - \left(\frac{d_c}{D_c} \right)^2 \right]} + \frac{2 L_w - 0.15 (D_j + D_c)}{B^* - d_j^*} + \frac{R_o}{L_w B} \left(0.58 + \frac{0.065 D_j}{L_w} \right) + \frac{0.016}{B L_w^2} \right] \quad (\text{cm})$$

⑩ TIMOSHENKO'S FORMULA

$$L_e = D_c^* \left[\frac{L_j + 0.9 L_w}{D_j^* - d_j^*} + \frac{L_c + 0.9 L_w}{D_c^* - d_c^*} + \frac{0.93 R_o}{L_w B^3} \right] \quad (\text{cm})$$

⑪ ZIMANENKO'S FORMULA

$$L_e = D_e^4 \left[\frac{L_j + 0.6 \left(\frac{D_j}{L_j} \right) L_w}{D_j^4 - d_j^4} + \frac{0.8L_c + 0.2 \left(\frac{B}{R_o} \right) D_j}{D_c^4 - d_c^4} + \sqrt{\left(\frac{R_o}{D_c} \right) \times \frac{R_o}{L_w B^3}} \right] \quad (\text{cm})$$

⑫ MITSHUBISHI-NAGASAKI'S FORMULA

$$L_e = \frac{2 \left(L_j + \frac{D}{\xi} \right)}{\left(\frac{D_j}{D_e} \right)^4 - \left(\frac{d_j}{D_e} \right)^4} + \left(L_c + \frac{2D_c}{\eta} \right) \frac{1}{\left(\frac{D_c}{D_e} \right)^4 - \left(\frac{d_c}{D_e} \right)^4} + 0.9 \left(R_o - \frac{2(D_j + D_c)}{3\pi} \right) \frac{1}{\left(\frac{L_w B^3}{D_e} \right)} \quad (\text{cm})$$

여기서 $\xi = \eta = 5$ 組立式 크랭크
 $\xi = \eta = 6$ 一體式 크랭크
 $\xi = 5, \eta = 6$ 半組立式 크랭크 (편은 크랭크암과一體)

2.3 單純軸의 剛性

2.3.1 多段軸의 等價長

여러가지 相異한 直徑을 갖는 軸에 대해서는 G 가 一定하다고 보면

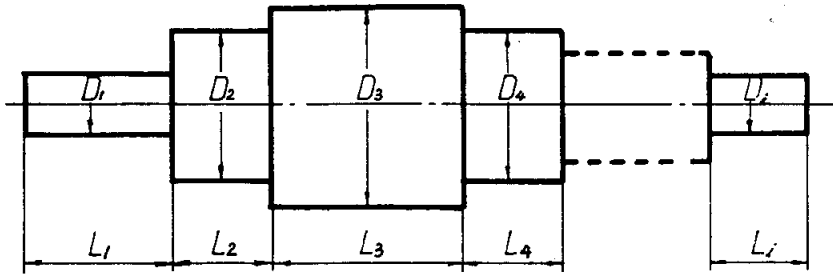


그림 2.3 多段軸

$$L_e = \sum_{i=1}^n l_i \left(\frac{D_e}{D_i} \right)^4 \quad \text{이다.}$$

2.3.2 Flange + M.C와 CYL.1, CYL.4와 Chain DR. 사이의 비틀림剛性計算

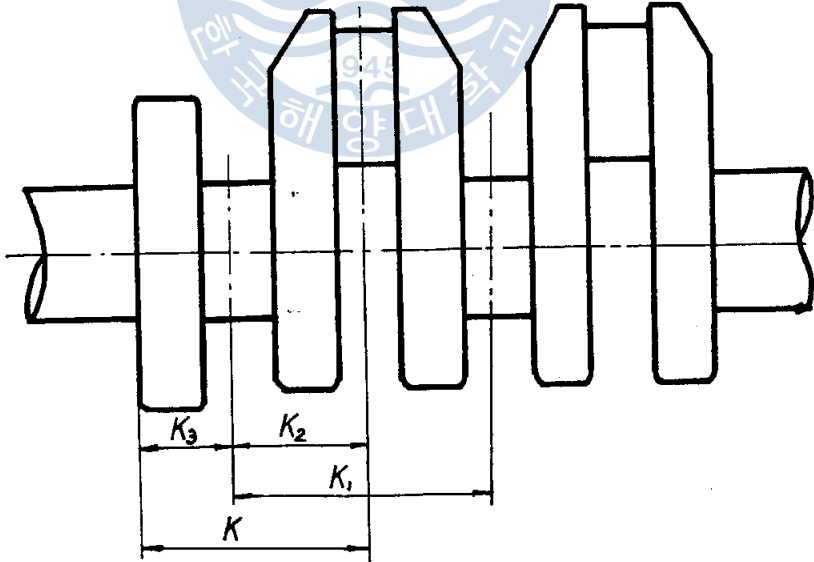


그림 2.4 直列連結된 軸

$$\frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_2} = \frac{1}{K_1}$$

$$\frac{2}{K_2} = \frac{1}{K_1}$$

$$\therefore K_2 = 2K_1$$

$$\frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_2} = \frac{1}{K}$$

$$\frac{K_3 + K_2}{K_3 K_2} = \frac{1}{K}$$

$$\therefore K = \frac{K_3 K_2}{K_3 + K_2}$$

3. 供試 크랭크軸의 諸元 및 길이

3.1 供試機關의 諸元

ENGINE TYPE : HYUNDAI-B&W ; TWO CYCLE, AIRLESS INJECTION,
SINGLE ACTING WITH CROSS-HEAD, REVERSIBLE
TYPE MARINE DIESEL ENGINE. 4L80MCE

NO. OF CYLINDERS	:	4
CYLINDER BORE	:	800 MM
STROKE	:	2592 MM
MAXIMUM OUTPUT	:	12800 PS
ENGINE SPEED	:	83 RPM
MEAN EFFECTIVE PRESSURE	:	14.25 KG/CM ²
CRANK DIA.	:	896 MM
FIRING ORDER(EQUIVALENT ANGLES)	:	1 -3 -2 -4
PARTICULARS OF SHAFTING		
PROPELLER SHAFT	:	800 MM X 7160 MML
NO.1 INTERMEDIATE SHAFT	:	710 MM X 7380 MML

PARTICULARS OF PROPELLER

PROPELLER DIA.	:	740 MM
NO. OF PROPELLER BLADES	:	4
MATERIAL	:	Ni-AL-BRONZE
MOMENT OF INERTIA (INCLUDING 25% WATER EFFECT)	:	760,516KG. CM-S2

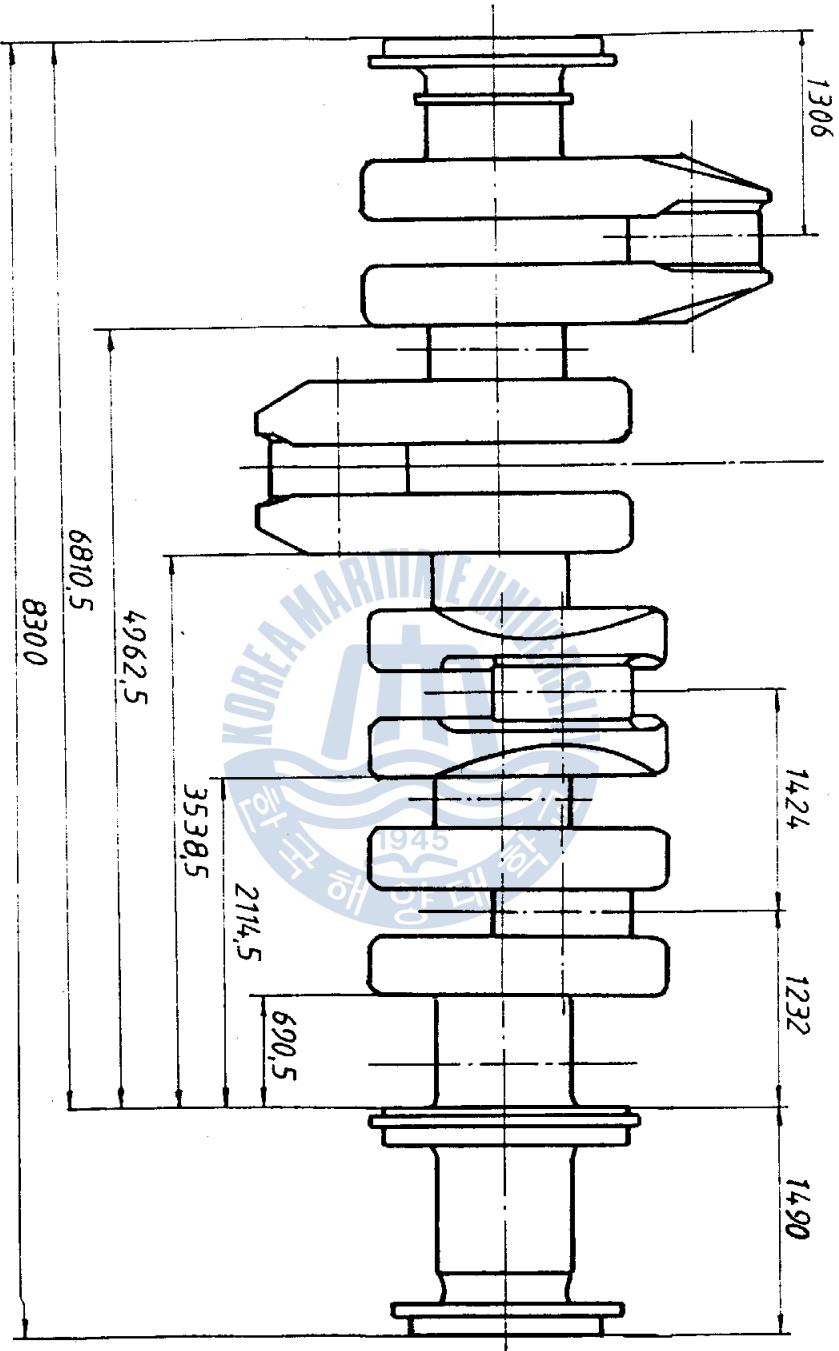


그림 3.1 供試引擎軸의 配置圖

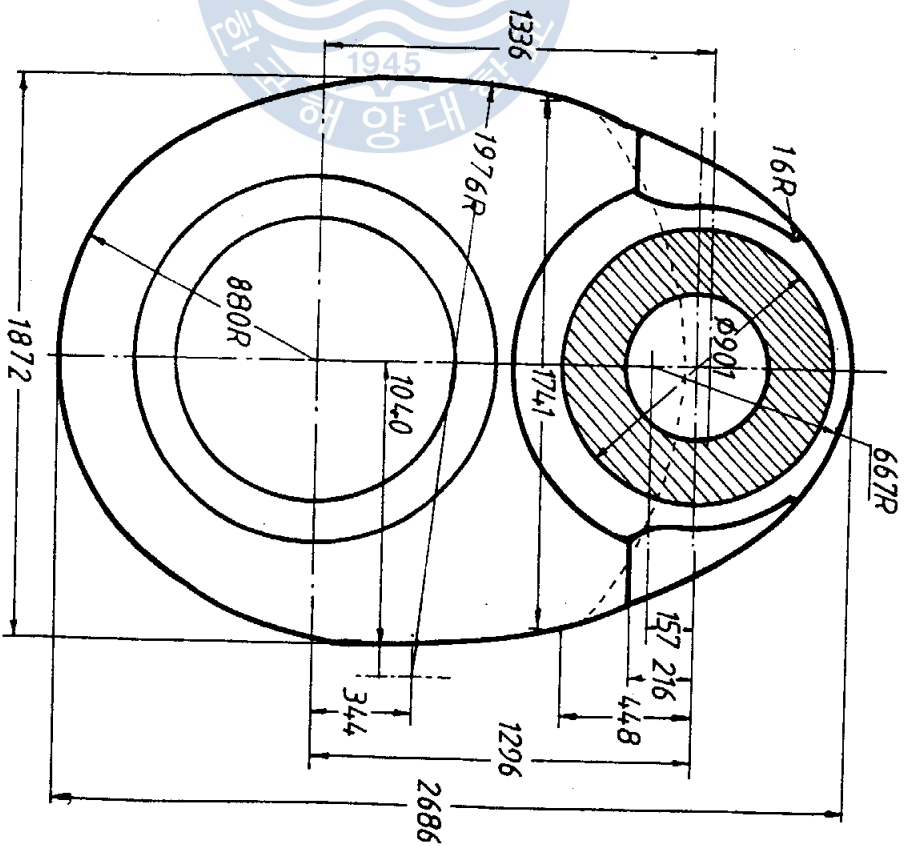
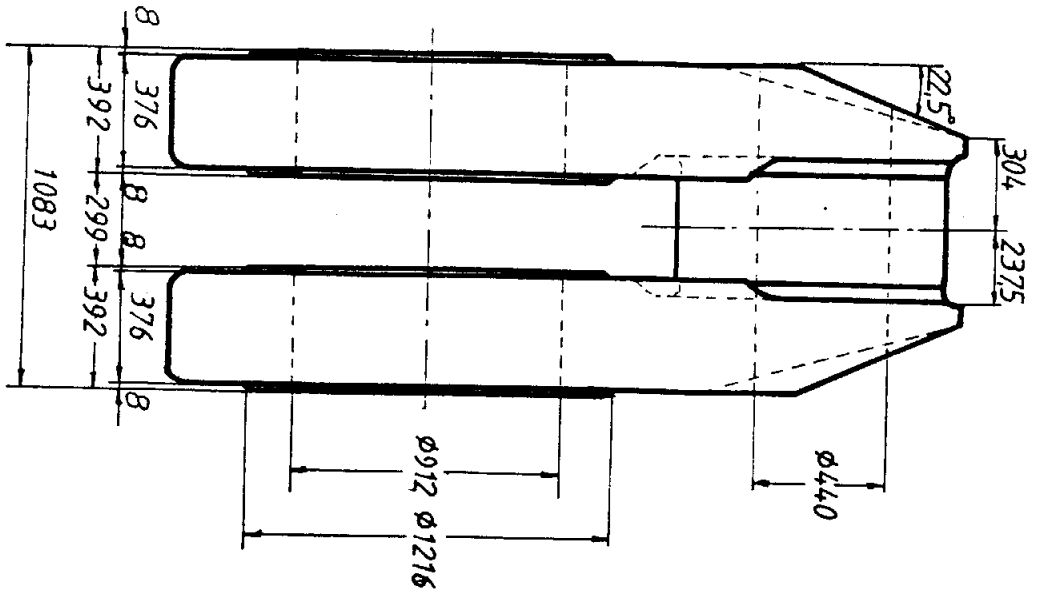


그림 3.2 供試코멘트의 치수

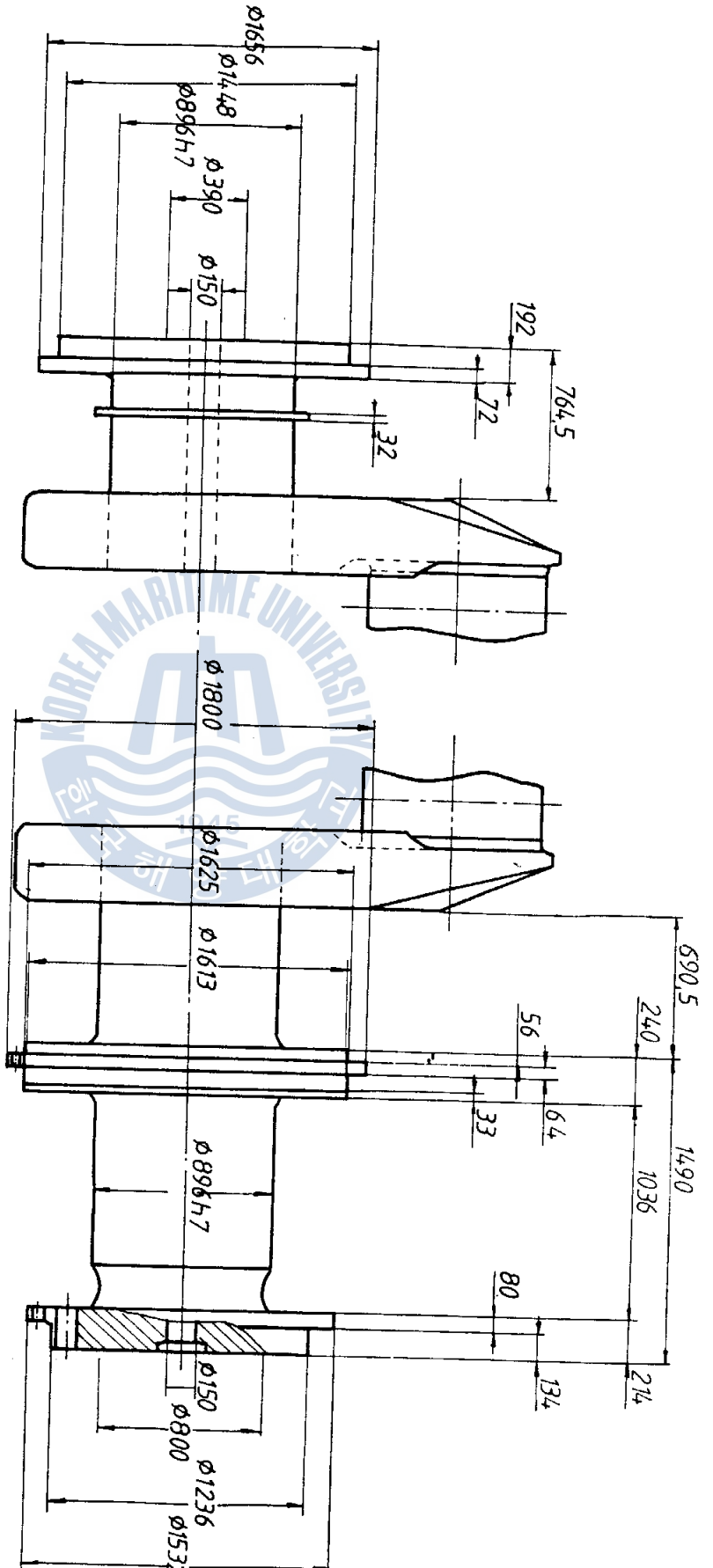


그림 3.3 FLANGE + MOMENT COMPENSATOR 設置部의 치수

그림 3.4 CHAIN DRIVER 及 FLY WHEEL 設置部의 치수

3.3 供試 크랭크軸 비틀림剛性的 計算結果

NO.	ITEM.	MASS MOMENT OF INERTIA. (kg.SEC ² .cm)	SHAFT STIFFNESS (cm.kg/rad)
1	FLANGE+M.C	0.8875631 E 05	0.267074 E 11
2	CYL. 1	0.3411824 E 06	0.346585 E 11
3	CYL. 2	0.3411824 E 06	0.346585 E 11
4	CYL. 3	0.3411824 E 06	0.346585 E 11
5	CYL. 4	0.3411824 E 06	0.286442 E 11
6	CHAIN DR.	0.1631702 E 06	0.225280 E 11
7	TURN WHELL	0.2682007 E 06	0.290609 E 10
8	FLANGE	0.2007750 E 06	0.533293 E 10
9	PROPELLER	0.8130927 E 06	-

*M.C: MOMENT COMPENSATER



4. 여러 카지 레코딩식에 의한 계산結果의檢討

4.1 經驗式에 의한 비틀림 剛性計算 結果

Table 4.1 SHAFT STIFFNESS (cm . kg / rad)

NO.	ITEM	B.I.C.E.R.A	CARTER	HELDT	GETZER	JACKSON	KER WILSON
1	FLANGE-M.C	0.102376E12	0.280752E11	0.300337E11	0.302212E11	0.453831E11	0.416572E11
2	CYL.1	0.558201E11	0.363466E11	0.396979E11	0.400261E11	0.358965E11	0.314469E11
3	CYL.2	0.558201E11	0.363466E11	0.396979E11	0.400261E11	0.358965E11	0.314469E11
4	CYL.3	0.558201E11	0.363466E11	0.396979E11	0.400261E11	0.358965E11	0.314469E11
5	CYL.4	0.525474E11	0.266056E11	0.283581E11	0.285252E11	0.416631E11	0.385017E11
6	CHAIN DR.	0.225280E11	0.225280E11	0.225280E11	0.225280E11	0.225280E11	0.225280E11
7	TURN WHEEL	0.290609E10	0.290609E10	0.290609E10	0.290609E10	0.290609E10	0.290609E10
8	FLANGE	0.533293E10	0.533293E10	0.533293E10	0.533293E10	0.533293E10	0.533293E10
9	PROPELLER						

Table 4.2 SHAFT STIFFNESS (cm . kg / rad)

NO.	ITEM	NORMAN - STINSON	SOUTHWELL	TIMOSHENKO	TUPLIN	ZIMANENKO	MIITSUBISHI - NAGASAKI
1	FLANGE-M.G	0.409231E11	0.676083E11	0.416253E12	0.485792E11	0.389880E11	0.371192E11
2	CYL. 1	0.306177E11	0.747895E11	0.307742E11	0.400664E11	0.275502E11	0.265469E11
3	CYL. 2	0.306177E11	0.747895E11	0.307742E11	0.400664E11	0.275502E11	0.265469E11
4	CYL. 3	0.306177E11	0.747895E11	0.307742E11	0.400664E11	0.275502E11	0.265469E11
5	CYL. 4	0.378625E11	0.596712E11	0.379932E11	0.443412E11	0.354339E11	0.345929E11
6	CHAIN DR.	0.225280E11	0.225280E11	0.225280E11	0.225280E11	0.225280E11	0.225280E11
7	TURN WHEEL	0.290609E10	0.290609E10	0.290609E10	0.290609E10	0.290609E10	0.290609E10
8	FLANGE	0.533293E10	0.533293E10	0.533293E10	0.533293E10	0.533293E10	0.533293E10
9	PROPELLER						

4.2 固有振動數 計算結果의 比較

4.1의 비틀림剛性計算으로 부터 固有振動數를 구하면 다음과 같다.

Table 4.3 여러가지 經驗式의 結果에 의한 固有振動數 比較

구 분	1 절 진 동		2 절 진 동	
	CPM	RAD/SEC	CPM	RAD/SEC
供試機關 製作者	512.3923	53.6576	1681.01	176.035
B. I. C. E. R. A.	520.6504	54.5224	2049.01	214.571
CARTER	512.0118	53.6178	1695.60	177.562
HELDT	513.4483	53.7681	1752.02	183.471
GEIGER	513.5758	53.7815	1757.31	184.025
JACKSON	516.0248	54.0380	1747.95	183.045
KER WILSON	514.2006	53.8469	1663.48	174.120
NORMAN-STINSON	513.7583	53.8006	1641.91	171.940
SOUTHWELL	522.7174	54.7388	2230.59	233.586
TIMOSHENKO	513.8690	53.8123	1648.84	172.666
TUPLIN	517.3810	54.1800	1822.56	190.858
ZIMANENKO	512.0321	53.6199	1573.52	164.779
MITSUBISHI	511.3771	53.5513	1549.93	162.308

Table 4.3의 信賴性을 알아보기 위해 固有振動數를 百分率로 나타내면 다음과 같다.

Table 4.4 百分率로 나타낸 固有振動數의 比較

비 고	1節 振動(%)	順 位	2節 振動(%)	順 位
供試機關 製作者	100	-	100	-
B. I. C. E. R. A	101.6	6	121.9	11
CARTER	99.9	1	100.9	1
HELDT	100.2	2	104.2	6
GEIGER	100.2	2	104.5	7
JACKSON	100.7	4	104	5
KER WILSON	100.3	3	98.96	2
NORMAN-STINSON	100.2	2	97.7	4
SOUTHWELL	100.2	2	132.7	12
TIMOSHENKO	100.3	3	98.1	3
TUPLIN	100.9	5	108.4	10
ZIMANENKO	99.9	1	93.6	8
MITSUBISHI	99.8	2	92.9	9

5. 結 論

이상과 같이 크랭크軸 計算에 있어서 實際크랭크軸의 剛性計算 結果와 12가지 經驗式을 利用한 計算結果를 比較하여 보았다.

본 논문에서 알수있는 바와 같이 거의가 크랭크軸 製作者의 計算結果와의 差가 $\pm 5\%$ 이내에 있음을 알수가 있다. 현재 機關製作者가 要求하는 誤差는 $\pm 2\%$ 정도 이므로 앞의 여러式 중에서 CARTER, KER WELSON, NORMAN-STINSON, TIMOSHENKO의 式이 信賴性이 있으며 그중에서도 CATER의 式이 가장 正確함을 알 수가 있다.

또한 一般的으로 보면 理論적인 디젤機關의 크랭크軸 비틀림剛性 計算式들은 어느 정도 正確한 값을 주고 있다고 생각된다.

다만, 가능하다면 誤差가 1%이내인 새로운 經驗式의 導入을 바라는 바이다. 그렇게 함으로써 앞으로 새로이 開發되는 超長行程 機關의 비틀림剛性 計算이 理論적인 計算式으로도 쉽게 算出될수 있기 때문이다.



參考文獻

- (1) 全 孝重, "機械力學" 一中社
- (2) 全 孝重, "船用動力傳達裝置" 太和出版社
- (3) 王 之錫, "多自由度 비틀림振動의 固有振動數 計算法"
韓國船用機關學會 第1回 講習會 教材
- (4) W. KER WILSON, "Practical Soutlion of Torsional Vibration Problems"
VOL.1, Chapman & Hall LTD, London, 1971
- (5) M. P. WHITE, "Engineering Dynamics, VOL.:Internal-combusion engines",
D.Van Nostrand copany, INC, USA, 1936
- (6) B.I.C.E.R.A, "A Handbook on Torsional Vibration,":Cambridge University
Press, 1959

