

# 4행정 디젤기관의 기진력 감소를 위한 불평형질량 설계

박정근\* · 서영수\*\* · 정의봉\*\*\*

## 1. 서론

디젤왕복동기관은 연소실내 가스압력과 크랭크기구 운동에 의해 크랭크축과 실린더 벽면에 주기적으로 변동하는 힘을 발생시키고, 이런 주기적 변동력은 기관의 기진력으로 작용하게 된다.

기관기진력은 축계진동, 구조진동, 탄성마운트시스템 설계등 기관의 동적거동해석의 중요한 입력자료로써 활용되므로, 이들 해석을 위해서는 기관기진력을 규명하는 것이 필수적이다.

박용 주,보기관시스템의 축계 및 탄성지지 설계시 일반적으로 기관 원제작사가 제공하는 기진력자료를 이용하고 있어, 기관 감통운전이나 일부 구동부품이 표준사양과 상이한 경우 기관기진력 해석이 원활하게 이루어지지 않고 있는 실정이다.

본 고에서는 이들 경우에 대하여도 기관 기진력을 빠르고 정확하게 계산할 수 있도록 4행정 in-line 및 vee-type 기관의 기진력해석 프로그램을 개발하였다. 또한, 기관기진력 계산값을 원 제작사의 기술자료와 비교함으로써 개발프로그램을 검증하였다.

해석프로그램을 이용하여 기관기진력 감소를 위한 불평형질량을 설계하고, 이렇게 설계된 기관기진력과 원제작사 설계사양의 기진력을 비교함으로써 불평형질량설계 프로그램의 효용성을 입증하였다.

## 2. 단일실린더의 작용력과 모멘트

### 2.1 크랭크기구 모델

디젤왕복동기관의 크랭크기구 모델은 그림 1과 같이 나타낼 수 있다. 실린더의 크랭크기구는 피스톤 핀과 크랭크핀 부에 왕복운동부 질량  $M_{osc}$ 과 회전운동부 질량  $M_{rot}$ 이 각각 집중되어 있는 것으로 이상화하는데, 커넥팅로드, 크랭크스프로우 및 카운터웨

이트 질량  $M_r$ ,  $M_c$ ,  $M_w$ 을 힘과 모멘트 평형식에 의해 분해하면, 왕복운동부 질량  $M_{osc}$ 과 회전운동부 질량  $M_{rot}$ 은 다음 식과 같이 표현된다.  $M_p$ 는 피스톤 질량이다.

$$M_{rot} = \frac{c}{r} M_c + (1 - \frac{b}{l}) M_r - \frac{d}{r} M_w \quad (1)$$

$$M_{osc} = M_p + (\frac{b}{l}) M_r \quad (2)$$

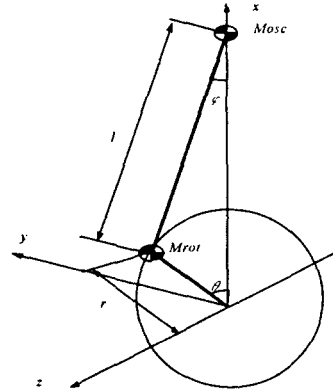


그림 1. 크랭크기구 모델

### 2.2 질량관성력과 관성모멘트

그림 1에서 왕복운동부 질량  $M_{osc}$ 의 변위는  $r \cdot \sin \theta = l \cdot \sin \phi$ 로부터

$$\begin{aligned} x &= r \cos \theta + l \cos \phi \\ &= r (\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \sin^2 \phi}) \end{aligned} \quad (3)$$

제곱근항을 급수전개하면,

$$x \approx r (a_0 + \cos \theta + a_2 \cos 2\theta + a_4 \cos 4\theta) \quad (4)$$

$$\text{단, } a_0 = \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{4} \lambda - \frac{3}{64} \lambda^3 - \frac{5}{256} \lambda^5$$

$$a_2 = \frac{1}{4} \lambda + \frac{1}{16} \lambda^3 + \frac{15}{512} \lambda^5$$

$$a_4 = -\frac{1}{64} \lambda^3 - \frac{3}{256} \lambda^5$$

으로 표현된다.

또한, 단일실린더 크랭크기구 작용력은 그림 2와 같다.

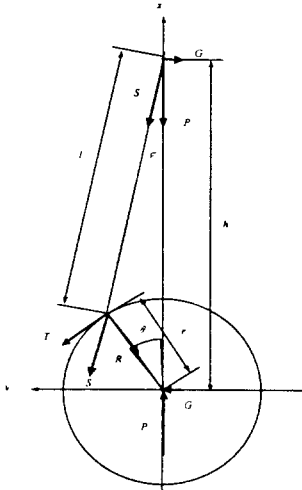


그림 2. 단일실린더의 작용력

기관 좌표계 X,Y,Z를 각각 기관의 수직방향, 횡방향, 크랭크축 길이방향이라고하면,  $i$ 번째 실린더의 작용력은 그림 3에 보인 것처럼 기관에 다음의 기진력과 모멘트를 야기시킨다.

$$\vec{F}_{mrot,i} = \omega^2 M_{rot} r (\cos \theta_i \vec{e}_x + \sin \theta_i \vec{e}_y) \quad (5)$$

$$\vec{F}_{mosc,i} = \omega^2 M_{osc} r (\cos \theta_i + 4a_2 \cos 2\theta_i + 16a_4 \cos 4\theta_i) \vec{e}_x \quad (6)$$

$$\vec{M}_{mrot,i} = \vec{z}_i \times \vec{F}_{mrot,i} \quad (7)$$

$$\vec{M}_{mosc,i} = \vec{z}_i \times \vec{F}_{mosc,i} \quad (8)$$

여기에서  $F_{mrot,i}$ ,  $F_{mosc,i}$ 와  $M_{mrot,i}$ ,  $M_{mosc,i}$ 는 회전운동부 질량  $M_{rot}$ 과 왕복운동부 질량  $M_{osc}$ 에 의한 관성력과 모멘트이다.

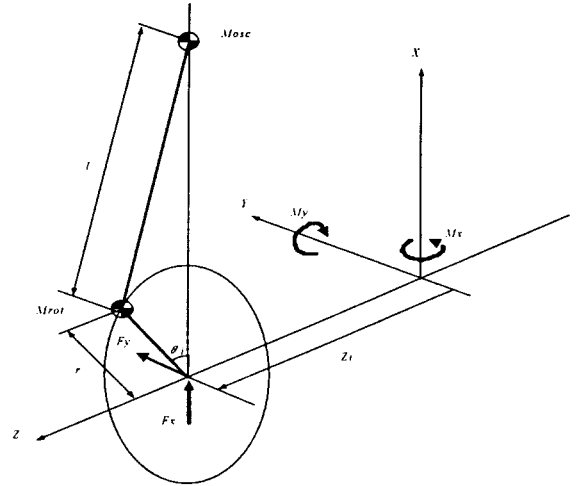


그림 3.  $i$ 번째 실린더에 의한 기관기진력과 모멘트

### 2.3 Guide force moment

그림 2에서 피스톤에 작용하는 피스톤력  $P$ 은 가스력과 왕복운동부 관성력의 합력으로, 커넥팅로드력  $S$ 과 실린더 벽면을 미는 guide force  $G$ 로 나누어 지고, guide force  $G$ 의 합력은 0 이지만 다음 guide moment  $M_{guid}$ 를 야기시킨다.

$$M_{guid} = h \cdot G = -h \cdot S \sin \psi = -r \sin(\theta + \psi) \cdot S = -r \cdot T \quad (9)$$

즉, guide moment  $M_{guid}$ 는 기관토크  $r \cdot T$ 와 크기가 같고 방향이 반대인 moment이다.

$\cos \psi = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \approx 1$  ( $\because \lambda < 0.33$ ) 이므로, Guide moment는

$$\vec{M}_{guid} = r T \vec{e}_z = r (T_{gas} + T_{mosc}) \vec{e}_z \approx r (F_{gas} + F_{mosc}) (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \vec{e}_z \quad (10)$$

으로 표현된다.

상기 guide moment  $M_{guid}$ 중 왕복질량 성분은 in-line engine에 대하여

$$r T_{mosc} \approx \omega^2 M_{osc} r^2 \left( -\frac{\lambda}{4} \sin \theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta + \frac{3\lambda}{4} \sin 3\theta \right) \quad (11)$$

으로 나타낼 수 있고,

실린더 가스력 성분은 가스력의 tangential 성분에 의한 토크로 Fourier 급수전개하면 in-line engine 경우 다음과 같다.

$$r T_{gas} \approx r F_{gas} (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta)$$

$$\approx r \frac{\pi d_{cyl}^2}{4} [\sum_n (c_n \cos n\theta + d_n \sin n\theta)] \quad (12)$$

단,  $n = 0.5, 1.0, 1.5, \dots$  (4-stroke engine)  
 $= 1.0, 2.0, 3.0, \dots$  (2-stroke engine)

그림 4는 MAN B&W L28/32H 기관에 대한 tangential pressure를 보인 것이다.

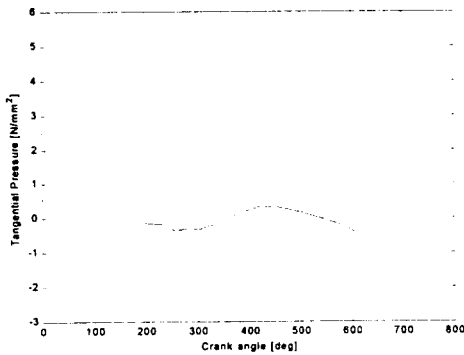


그림 4. Tangential pressure for L28/32H

### 3. 기관 기진력과 모멘트

기관의 기진력이 첫번째 실린더와 마지막 실린더 중심선 사이 크랭크축 중앙에 작용한다고 가정하면, 크랭크축에 작용하는 질량관성력과 모멘트는 그림 5와 같다.

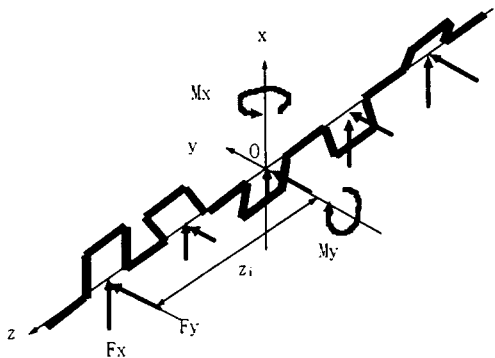


그림 5. 크랭크축에 작용하는 관성력과 모멘트

$i$ 번째 폭발이 일어나는 실린더의 회전각  $\theta_i$ 과 모멘트 중심점 O로부터의 거리를  $z_i$  라고하면, 기관 기진력  $F_{eng}$  과 기진모멘트  $M_{eng}$  는 아래와 같이 정리되고, 그림 6은 이들 기관기진력과 모멘트를 나타낸 것이다.

$$\vec{F}_{eng} = \sum_{i=1}^n (\vec{F}_{mosc,i} + \vec{F}_{mrot,i}) \quad (13)$$

$$\vec{M}_{eng} = \sum_{i=1}^n [\vec{M}_{mrot,i} + \vec{M}_{mosc,i} + \vec{M}_{guid,i}] \quad (14)$$

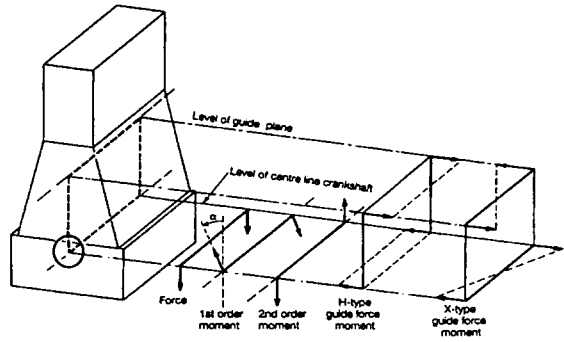


그림 6. 기관기진력과 모멘트

본 고에서는 4행정기관의 경우 기관본체가 충분한 강성을 가지고 있으므로 기관본체의 비틀림변형을 야기하는 X moment는 해석에서 고려하지 않았다.

표 1,2는 in-line 및 vee-type 기관에 대한 기진력 해석결과로서 원제작사 설계자료와 잘 일치하였다.

표 1 Free Forces and Moments for 7L28/32H

Order	Moments	Freq. [Hz]	Amplitude[kNm]	
			SSHI	B&W
1.0	Mh	12.5	3.82	3.8
1.0	Mv	12.5	7.64	7.6
2.0	Mv	25.0	10.94	11
3.5	H	43.75	28.34	28.7
7.0	H	87.5	4.89	4.4
(*) All Forces [kN]			0.0	0.0

표 2 Free Forces and Moments for 18V32/40

Order	Moments	Freq. [Hz]	Amplitude[kNm]	
			SSHI	B&W
1.0	Mh	12	5.21	5.30
1.0	Mv	12	30.37	30.47
2.0	Mh	24	24.77	24.51
2.0	Mv	24	59.81	59.17
4.5	H	54	24.06	24.73
9.0	H	108	5.26	8.78
(*) All Forces [kN]			0.0	0.0

#### 4. 불평형질량설계

디젤왕복동기관의 기진력을 최소화하기 위해서는 다음의 방법이 이용된다.

- 1) 회전 및 왕복질량에 의한 관성력의 합력이 0
- 2) 질량관성력에 의한 관성모멘트를 최소화
- 3) 가스력에 의한 H 및 X 모멘트를 최소화

회전 불평형질량은 식 (5),(7)에서와 같이 1차 수직,수평력과 모멘트를 야기 시키고, 왕복질량은 식 (6),(8)에서 처럼 1,2,4차 기진력을 야기시킨다. 1, 2차 관성력의 합력이 0 이기 위해서는 n개 실린더기관의 경우

$$\sum_{i=1}^n \cos \theta_i = 0, \quad \sum_{i=1}^n \sin \theta_i = 0 \quad (15)$$

$$\sum_{i=1}^n \cos 2\theta_i = 0, \quad \sum_{i=1}^n \sin 2\theta_i = 0 \quad (16)$$

조건을 만족하여야 한다.

##### 4.1 Counter weight의 설계

등간격 크랭크각 및 식 (15),(16)을 만족하는 크랭크각을 갖는 기관은 counter weight를 장착하지 않더라도 기관 불평형력은 0이된다. 수직,수평방향의 1차 모멘트를 감소시키기 위하여는 통상 counter weight를 크랭크 쓰로우에 장착한다.

그림 7은 각 크랭크쓰로우에 동일한 counter weight를 장착하는 경우 counter weight 질량변화에 따른기관 1차 모멘트를 MAN B&W L28/32 기관들에 대하여 도시한 것으로, 네모표시선은 horizontal moment와 vertical moment의 norm이고, 실선은 horizontal moment를 나타낸 것이다. 계산결과 norm을 최소화하는 counter weight(B) 질량은

196kg, horizontal moment를 최소화하는 counter weight(C) 질량은 152kg이었다.

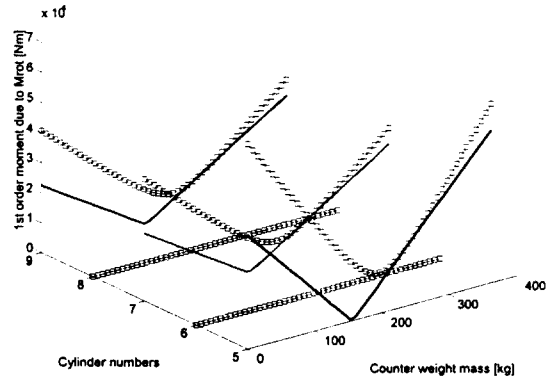


그림 7. Counter weight 질량에 따른 모멘트

Counter weight를 장착하지 않은 경우 (A)와 (B),(C) counter weight를 적용하는 경우 기관 1차 모멘트를 원제작사 설계사양(D)의 경우와 비교하였고, 홀수 실린더기관의 경우에 대하여 그림 8에 나타내었다.

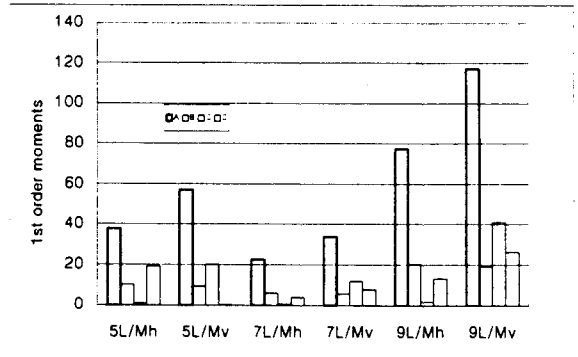


그림 8. Counter weight 별 1차 모멘트

Counter weight를 적용하지 않은 경우(A) 1차 모멘트는 counter weight(B),(C)를 적용함으로써 현격히 감소하였고, 1차 기진모멘트의 norm을 최소화하도록 설계된 counter weight(B)는 (C)를 적용하는 경우 뿐만이 아니라 7,9 실린더기관은 원제작사 설계사양(D) 보다도 다vertical moment Mv를 감소시키는데 효과가 있었. 탄성지지 기관의 경우 수직방향진동이 문제되는 경우가 수평방향진동에 비하여 빈번하므로 counter weight는 1차 모멘트의 norm이 소화 되도록 설계되어야 할 것이다.

## 4.2 부가 불평형질량의 도입

그림 8에서 5실린더기관은 원제작사 설계사양(D)가 counter weight(B)를 적용하는 경우보다도 vertical moment Mv를 훨씬 감소시키고 있는데 이는 크랭크쓰로우별로 counter weight를 달리 장착하고, 부가 불평형질량에 의한 밸런싱을 하였기 때문으로 여겨진다.

5L28/32H 기관에 대하여 크랭축 자유단과 플라이휠을 밸런싱면으로 하여 부가 불평형질량에 의한 밸런싱을 수행하였다. 을 구하였다. 그림 9는 (B\*), (C\*) counter weight에 부가 불평형질량을 추가한 (B\*), (C\*)의 1차 모멘트 값들을 보인 것이다.

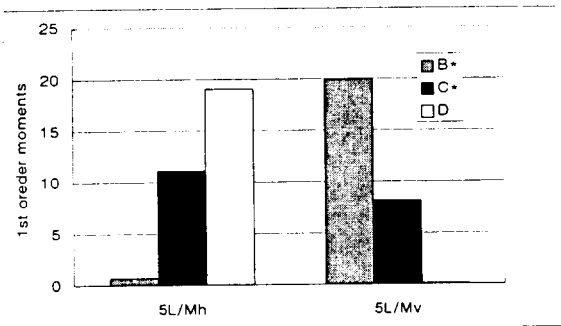


그림 9. 부가 불평형질량에 의한 1차 모멘트

불평형질량을 추가한 경우 (C\*)는 vertical moment를 감소시키는데 효과 있으나 (B\*)의 경우는 vertical moment가 도리어 증가하였다. Horizontal moment는 원제작사양(D)이 가장 큰 것으로 미루어, 실제 기관진동에 크게 문제되지 않는 horizontal moment 성분을 크게 하더라도 vertical moment 성분을 낮추도록 counter weight와 부가 불평형질량을 설계한 것으로 보인다.

## 5. Guide moment 감소방안

Guide moment를 최소화하기 위한 조건식은

$$\min \left[ \sum_{i=1}^n (M_{osc,i} \sum_k (A_k \sin k\theta_i)) \right]$$

$$\min \left[ \sum_{i=1}^n (\sum_k (c_k \cos k\theta_i + d_k \sin k\theta_i)) \right]$$

으로 표현되는데, 이를 위하여 부등간격의 크랭크각을 적용하는 방법이 이용되고, MAN B&W는 2행정기관에 이를 실용화하고있다<5>.

부등간격의 크랭크적용은 기관의 성능, 메인베어링하중등에 영향을 미치므로, 4행정기관에 적용하기 위해서는 이들 연구가 선행되어야 할 것이다.

## 5. 맺음말

디젤기관의 동적거동을 해석하는데 있어서 기본자료로 활용되는 기진력계산 프로그램을 개발하고, 그 계산결과를 in-line 및 vee-type 기관에 대하여 원제작사 자료와 비교검증하였다. 개발프로그램을 이용하여 기관 1차 기진력 감소를 위한 불평형질량을 설계하였고, 그 설계사양을 적용한 기관기진력을 원제작사사양의 것과 비교하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) Counter weight 설계는 1차 모멘트들의 norm이 최소화되도록 설계한다.
- 2) 5실린더 기관은 수직방향진동문제를 회피하기 위하여 vertical moment가 최소화되도록 부가 불평형질량을 함께 고려하여 counter weight를 설계하도록 한다.
- 3) 개발 프로그램은 기관기진력 감소를 위한 크랭크기구 최적화설계에 활용될 수 있다.

## 참고문헌

- <1> VERITEC, "Vibration Control in Ships", Chap. 2.2, Chap. 5, 1985.
- <2> C.F. Taylor, "The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice", Vol.II Chap.8, 1977.
- <3> MAN B&W Holeby, "Project Guide L28/32H", Data Sheet B 10011 1607569-2.4, D 10310 1607596-6.4.
- <4> MAN B&W Augsburg, "Project Planning Manual for L+V32/40" Data Sheet C 151.34.0 11.1998.
- <5> S.B. Jakobsen and Per Rønneidal, "Noise and Vibration Optimised 11-cylinder Diesel Engine for Propulsion of 4800 TEU Container Vessel", Internal Conference on Noise & Vibration - RINA, May 1995.