

4행정 기관의 기진력 감소를 위한 크랭크 각 설계

○서영수* · 박정근** · 정의봉***

Crank Angles Design to Reduce the Excitation Forces in 4-stroke Diesel Engine

Y. S. Seo* · J. G. Park** · W. B. Jeong***

Key Words : Excitation force(기진력), Counter weight(카운터웨이트), Free forces and moments (불평형력과 모멘트), Guide force moment(축압모멘트)

Abstract

The excitation forces from the periodical firing pressure in cylinder and the rotating crank mechanism cause lots of vibration problems in diesel engine. In this paper, the theoretical formulas for excitation forces are introduced and computational program for the optimization of crank angle is also developed to reduce the free moments in diesel engine. The computational results of 4-stroke in-line engine are applied to verify the reliability of the program.

1. 서론

디젤 왕복동 기관은 연소실내 가스압력과 크랭크 기구운동에 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 연구에서는 이들 경우에 대하여도 기관 기진력을 빠르고 정확하게 계산할 수 있도록 4행정 in-line 기관의 기진력해석 프로그램을 개발하였다.

* 부산대학교 기계설계공학과 대학원
** 쌍용중공업(주) 기술연구소
*** 부산대학교 기계설계공학과

해석프로그램을 이용하여 기관기진력 감소를 위한 크랭크 각도를 최적 설계하고, 이렇게 설계된 기관 기진력과 원제작사 설계사양의 기진력을 비교함으로써 크랭크 각도설계 프로그램의 효용성을 입증하였다.

2. 단일실린더의 작용력과 모멘트

2.1 크랭크기구 모델

디젤 왕복동 기관의 크랭크기구 모델은 그림 1과 같이 나타낼 수 있다. 실린더의 크랭크기구는 피스톤 핀과 크랭크 핀 부에 왕복운동부 질량 m_{rec} 과 회전운동부 질량 m_{rot} 이 각각 집중되어 있는 것으로 이상화하는데, 커넥팅로드, 크랭크 샤프트의 질량 m_{con} , m_{crk} 을 힘과 모멘트 평형식에 의해 분해하면, 왕복운동부 질량 m_{rec} 과 회전운동부 질량 m_{rot} 은 다음 식과 같이 표현된다.

$$m_{rec} = m_p + \left(\frac{b}{l}\right)m_{con} \quad (1)$$

$$m_{rot} = \left(\frac{c}{r}\right)m_{crk} + \left(1 - \frac{b}{l}\right)m_{con} \quad (2)$$

여기서 m_p 는 피스톤 질량이고, b, c 는 각각 크랭크

핀 및 크랭크축으로부터 커넥팅 로드, 크랭크 샤프트의 질량 중심까지의 거리이다.

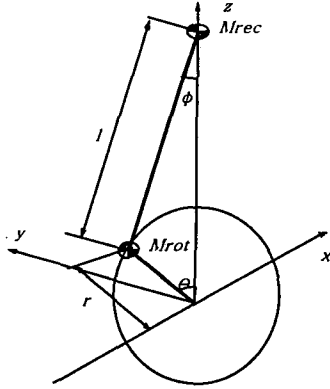


그림 1. 크랭크기구 모델

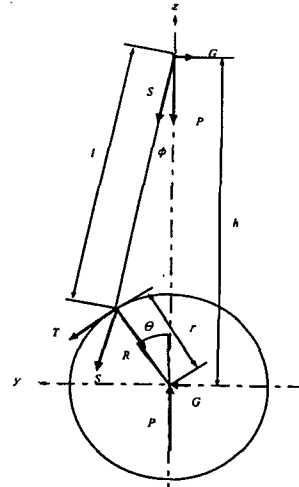


그림 2 단일 실린더의 작용력

2.2 불평형력과 모멘트

단일실린더 크랭크기구 작용력은 그림 2와 같다. 그림에서 왕복운동부의 변위 h 는

$$h = r(\cos \theta + \frac{l}{r} \cos \phi) \quad (3)$$

가 된다. 한편 삼각 함수의 관계에 의해서

$$\begin{aligned} \sin^2 \theta &= \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\theta \\ \sin^4 \theta &= \frac{3}{8} - \frac{1}{2} \cos 2\theta + \frac{1}{8} \cos 4\theta \\ \sin^6 \theta &= \frac{5}{16} - \frac{15}{32} \cos 2\theta + \frac{3}{32} \cos 4\theta - \frac{1}{32} \cos 6\theta \end{aligned} \quad (4)$$

를 고려하고 $\lambda = \frac{r}{l}$ 로 정의하면

$$\begin{aligned} \cos \phi &= \sqrt{1 - \sin^2 \phi} \\ &= \sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2} \\ &= 1 - \frac{1}{2} (\lambda \sin \theta)^2 - \frac{1}{8} (\lambda \sin \theta)^4 \\ &\quad - \frac{1}{16} (\lambda \sin \theta)^6 + \dots \\ &= a_0 + a_2 \cos 2\theta + a_4 \cos 4\theta + a_6 \cos 6\theta + \dots \end{aligned} \quad (5)$$

이,

$$\begin{aligned} a_0 &= 1 - \left[\frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{3}{64} \lambda^4 + \frac{5}{256} \lambda^6 + \dots \right] \\ a_2 &= \frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{16} \lambda^4 + \frac{15}{512} \lambda^6 + \dots \\ a_4 &= - \left[\frac{1}{64} \lambda^4 + \frac{3}{256} \lambda^6 + \dots \right] \\ a_6 &= \left[\frac{1}{512} \lambda^6 + \dots \right] \end{aligned}$$

가 된다. 그러므로 식(3)을 다시 쓰면

$$\begin{aligned} h &= r(\cos \theta + \frac{l}{r} \cos \phi) \\ &= r[\cos \theta + \frac{l}{r} (a_0 + a_2 \cos 2\theta + a_4 \cos 4\theta + a_6 \cos 6\theta + \dots)] \\ &= r(\cos \theta + a_0 + a_2 \cos 2\theta + a_4 \cos 4\theta + a_6 \cos 6\theta + \dots) \end{aligned} \quad (6)$$

단,

$$a_0 = \frac{l}{r} a_0', \quad a_2 = \frac{l}{r} a_2', \quad a_4 = \frac{l}{r} a_4'$$

가 된다. 식(6)을 시간에 대해 미분하면

$$\begin{aligned} \frac{dh}{dt} &= -rw(\sin \theta + 2a_2 \sin 2\theta + 4a_4 \sin 4\theta + 6a_6 \sin 6\theta + \dots) \\ \frac{d^2h}{dt^2} &= -rw^2(\cos \theta + 4a_2 \cos 2\theta \\ &\quad + 16a_4 \cos 4\theta + 36a_6 \cos 6\theta + \dots) \end{aligned}$$

가 된다.

왕복운동에 의한 관성력은

$$\begin{aligned} f_{rec} &= -rw^2 m_{rec}(\cos \theta + 4a_2 \cos 2\theta \\ &\quad + 16a_4 \cos 4\theta + 36a_6 \cos 6\theta + \dots) \end{aligned} \quad (7)$$

가 된다.

회전운동에 의한 관성력을 구하면 y 방향과 z 방향으로 나누어진다.

$$f_{rot,y} = m_{rot} r w^2 \sin \theta \quad (8)$$

$$f_{rot,z} = m_{rot} r w^2 \cos \theta \quad (9)$$

$$f_{cw,y} = m_{c/w} r_{c/w} w^2 \sin(\theta + \phi) \quad (10)$$

$$f_{cw,z} = m_{c/w} r_{c/w} w^2 \cos(\theta + \phi) \quad (11)$$

단, r_{cw} 는 카운터 웨이트까지의 거리이고 ϕ 는 회전운동부와 카운터 웨이트가 이루는 각도이며 본 연구에서는 180° 이다.

그림 3에서는 각각의 실린더에 작용하는 힘들은 엔진의 질량 중심에 힘과 모멘트로 작용하는 것을 나타낸다.

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_{guide} 를 야기시킨다.

$$M_{guide} = h \cdot G = -h \cdot S \sin \phi$$

$$= -r \sin(\theta + \phi) \cdot S = -r \cdot T \quad (12)$$

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

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

$$\vec{M}_{guide} = r T \vec{e}_z = r(T_{gas} + T_{mosc}) \vec{e}_z \quad (13)$$

$$\approx r(F_{gas} + F_{mosc})(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \vec{e}_z$$

로 표현된다.

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

$$r T_{mosc} \approx \omega^2 M_{osc} r^2 (-\frac{\lambda}{4} \sin \theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta + \frac{3\lambda}{4} \sin 3\theta) \quad (14)$$

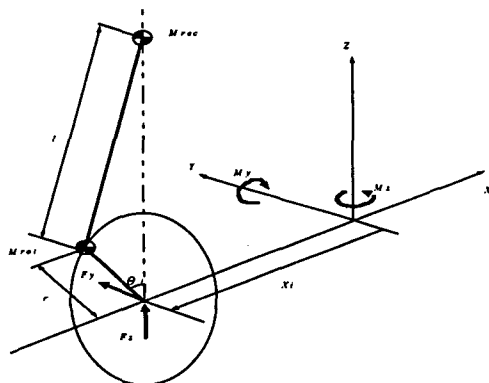


그림 3 질량 중심에서의 모멘트

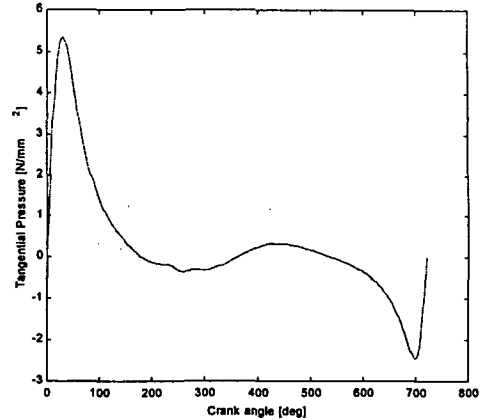


그림 4. Tangential pressure for L28/32H

로 나타낼 수 있고, 실린더 가스력 성분은 가스력의 접선 성분에 의한 토크로 푸리에 급수전개하면 in-line engine의 경우 다음과 같다.

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

$$\approx r \frac{\pi d_{cyl}^2}{4} [\sum_k (c_k \cos k\theta + d_k \sin k\theta)] \quad (15)$$

단,

$$k = 0.5, 1.0, 1.5, \dots \text{ (4-stroke engine)}$$

$$= 1.0, 2.0, 3.0, \dots \text{ (2-stroke engine)}$$

그림 4는 MAN B&W L28/32H 기관에 대한 tangential pressure를 보인 것으로 회사자료의 결과와 일치한다.

3. 기관 기진력과 모멘트

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

i 번째 실린더의 왕복운동부의 힘을 행렬로 나타내면

$$\{F_{rec,i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_{rec,i} \end{bmatrix} \quad (16)$$

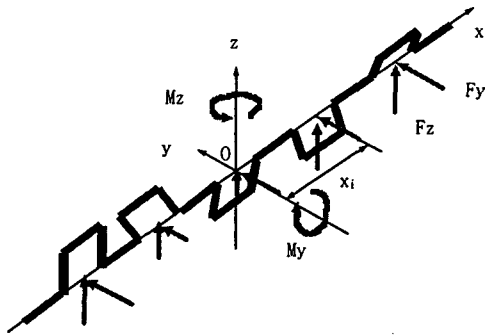


그림 5. 크랭크축에 작용하는 불평형력과 모멘트

단,

$$f_{rec,i} = -m_{rec} r w^2 (\cos \theta_i + a_2 \cos 2\theta_i + a_4 \cos 4\theta_i + 36a_6 \cos 6\theta_i, \dots)$$

여기서, θ_i 는 i 번째 실린더의 크랭크 각이다.

i 번째 실린더의 회전운동부의 힘을 행렬로 나타내면

$$\{F_{rot,i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ m_{rot} r w^2 \sin \theta_i \\ m_{rot} r w^2 \cos \theta_i \end{bmatrix} \quad (17)$$

가 된다.

그리고 i 번째 실린더의 카운터 웨이트부의 힘을 행렬로 나타내면

$$\{F_{clw,i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ m_{clw} r_{clw} w^2 \sin(\theta_i + \phi_i) \\ m_{clw} r_{clw} w^2 \cos(\theta_i + \phi_i) \end{bmatrix} \quad (18)$$

가 된다. 여기서 ϕ_i 는 i 번째 회전운동부와 카운터 웨이트가 이루는 각도이다.

i 번째 실린더에 작용하는 힘을 엔진의 무게 중심에 작용하는 힘으로 변환하기 위해서 실린더의 무게 중심의 좌표를 엔진의 무게 중심에 대해서 나타내야 한다. 그림 5에서 왕복운동부의 좌표를 나타내면

$$x_{recG,i} = x_i$$

$$y_{recG,i} = y_i$$

$$z_{recG,i} = z_i + \cos(\theta_i + \phi_i) + l \sqrt{1 - (\lambda \sin(\theta_i + \phi_i))^2}$$

이고, 회전운동부의 좌표를 나타내면

$$x_{rotG,i} = x_i$$

$$y_{rotG,i} = y_i + r \sin \theta_i$$

$$z_{rotG,i} = z_i + r \cos \theta_i \quad (20)$$

이며, 카운터 웨이트 부분의 좌표를 나타내면

$$x_{clwG,i} = x_i$$

$$y_{clwG,i} = y_i + r_{clw} \sin(\theta_i + \phi_i)$$

$$z_{clwG,i} = z_i + r_{clw} \cos(\theta_i + \phi_i) \quad (21)$$

가 된다.

위의 좌표값을 가지고 실린더에 작용하는 힘들을 중심에 작용하는 힘과 모멘트로 변환할 수 있다.

먼저 왕복운동부의 경우는

$$\{F_{Grec,i}\} = \begin{bmatrix} F_{Xrec,i} \\ F_{Yrec,i} \\ F_{Zrec,i} \\ M_{Xrec,i} \\ M_{Yrec,i} \\ M_{Zrec,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -z_{recG,i} + z_G & y_{recG,i} - y_G \\ z_{recG,i} - z_G & 0 & -x_{recG,i} + x_G \\ -y_{recG,i} + y_G & x_{recG,i} - x_G & 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

이고, 회전운동부의 경우는

$$\{F_{Grot,i}\} = \begin{bmatrix} F_{Xrot,i} \\ F_{Yrot,i} \\ F_{Zrot,i} \\ M_{Xrot,i} \\ M_{Yrot,i} \\ M_{Zrot,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -z_{rotG,i} + z_G & y_{rotG,i} - y_G \\ z_{rotG,i} - z_G & 0 & -x_{rotG,i} + x_G \\ -y_{rotG,i} + y_G & x_{rotG,i} - x_G & 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

이며, 카운터 웨이트의 경우는 다음과 같다.

$$\{F_{Gclw,i}\} = \begin{bmatrix} F_{Xclw,i} \\ F_{Yclw,i} \\ F_{Zclw,i} \\ M_{Xclw,i} \\ M_{Yclw,i} \\ M_{Zclw,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -z_{clwG,i} + z_G & y_{clwG,i} - y_G \\ z_{clwG,i} - z_G & 0 & -x_{clwG,i} + x_G \\ -y_{clwG,i} + y_G & x_{clwG,i} - x_G & 0 \end{bmatrix} \quad (24)$$

각각의 값들을 합해서 중심에서의 힘과 모멘트로 변환하면 다음 식

$$\{F_G,i\} = \{F_{Grec,i}\} + \{F_{Grot,i}\} + \{F_{Gclw,i}\} \quad (25)$$

(23)으로 변환되므로 무게 중심에 대해서 각각의 실린더의 기진력을 중심 좌표로 변환한 값을 전부 더 하면 질량중심에 작용하는 기진력 벡터 F_G 는

$$\{F_G\} = \sum_{i=1}^Z \{F_G,i\} \quad (26)$$

가 된다. 여기서 Z 는 실린더의 개수를 의미한다.

4. 최적설계

문제가 되는 엔진의 발생 기진력을 최소화 하는 기진력을 영으로 하면서 모멘트를 최소화 하도록 목적 함수를

$$J = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^Z M_{x,i}^2\right) + M_{y,1}^2 + M_{y,2}^2 + M_z^2} \quad (27)$$

단,

p : 채택한 차수

$M_{x,i}$: x 방향의 모멘트 차수 성분의 값 (가스
 력에 의해서 발생하는 모멘트 성분,
 M_{guide})

$M_{y,1}$: y 방향의 1차 모멘트의 최대값

$M_{y,2}$: y 방향의 2차 모멘트의 최대값

M_z : z 방향의 모멘트의 최대값

로 설정하였고 설계변수는 크랭크 각으로 하였다.

엔진에 발생하는 불평형력이 0이 되기 위해서는
 크랭크 각이 다음과 같은 제약조건을 만족해야 한
 다.

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^7 \sin \theta_i &= 0, \quad \sum_{i=1}^7 \cos \theta_i = 0 \\ \sum_{i=1}^7 \sin 2\theta_i &= 0, \quad \sum_{i=1}^7 \cos 2\theta_i = 0 \end{aligned} \quad (28)$$

7개의 크랭크 각 중 첫 번째 기통의 크랭크 각,
 $\theta_1 = 0^\circ$ 라고 가정하면 6개의 설계 변수가 남게 되
 고 위의 4가지 제약조건에 의해서 독립적인 설계변
 수는 2개로 줄어들게 된다. 먼저 설계변수인 크랭크
 각 θ_2, θ_7 를 알고 있을 때 나머지의 크랭크 각
 $\theta_4 \sim \theta_7$ 를 구하기 위해서 비 선형 연립방정식의 해
 를 구해야 하는데 Newton 방법을 이용하여 나머지
 4개의 크랭크 각을 다음과 같이 구하였다.

비 선형 연립방정식의 해를 구하기 위한 목적함수
 를 아래와 같이 구성한다.

$$\begin{aligned} J = & \left(\sum_{k=4}^7 \sin \theta_k + A_1 \right)^2 + \left(\sum_{k=4}^7 \cos \theta_k + B_1 \right)^2 \\ & + \left(\sum_{k=4}^7 \sin 2\theta_k + C_1 \right)^2 + \left(\sum_{k=4}^7 \cos 2\theta_k + D_1 \right)^2 \end{aligned} \quad (29)$$

단,

$$A_1 = \sum_{k=1}^3 \sin \theta_k, \quad B_1 = \sum_{k=1}^3 \cos \theta_k$$

$$C_1 = \sum_{k=1}^3 \sin 2\theta_k, \quad D_1 = \sum_{k=1}^3 \cos 2\theta_k$$

식 (29)를 구하고자 하는 미지수 θ_i 로 미분하면 다
 음과 같다.

$$\frac{\partial J}{\partial \theta_i} = 2[(A \cos \theta_i - B \sin \theta_i + 2C \cos 2\theta_i - 2D \sin 2\theta_i)] \quad (30)$$

$$\frac{\partial^2 J}{\partial \theta_i^2} = 2(5 - A \sin \theta_i - B \cos \theta_i - 4C \sin 2\theta_i - 4D \cos 2\theta_i) \quad (31)$$

$$\frac{\partial^2 J}{\partial \theta_i \partial \theta_j} = 2 \cos(\theta_i - \theta_j) + 8 \cos 2(\theta_i - \theta_j) \quad (32)$$

단,

$$A = \sum_{k=4}^7 \sin \theta_k + A_1, \quad B = \sum_{k=4}^7 \cos \theta_k + B_1$$

$$C = \sum_{k=4}^7 \sin 2\theta_k + C_1, \quad D = \sum_{k=4}^7 \cos 2\theta_k + D_1$$

그러므로, 다음식

$$[J_1] = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_4^2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_4 \partial \theta_5} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_4 \partial \theta_6} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_4 \partial \theta_7} \\ \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_5 \partial \theta_4} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_5^2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_5 \partial \theta_6} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_5 \partial \theta_7} \\ \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_6 \partial \theta_4} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_6 \partial \theta_5} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_6^2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_6 \partial \theta_7} \\ \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_7 \partial \theta_4} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_7 \partial \theta_5} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_7 \partial \theta_6} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_7^2} \end{bmatrix}$$

$$\{g_1\} = \begin{pmatrix} \frac{\partial J}{\partial \theta_4} \\ \frac{\partial J}{\partial \theta_5} \\ \frac{\partial J}{\partial \theta_6} \\ \frac{\partial J}{\partial \theta_7} \end{pmatrix} \quad (33)$$

과 같이 1차 및 2차 미분 행렬을 구성하고 나면 다
 음 식으로부터 구하고자하는 임의의 $\theta_4, \theta_5, \theta_6, \theta_7$ 대
 한 새로운 값들을 구할 수 있다.

$$\begin{pmatrix} \theta_{4,new} \\ \vdots \\ \theta_{7,new} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \theta_4 \\ \vdots \\ \theta_7 \end{pmatrix} - [J_1]^{-1} \{g_1\} \quad (34)$$

이렇게 구한 θ_i 에서 θ_7 까지의 값들을 가지고 다시
 입력 값으로 하여서 반복 계산하면 원하는 크랭크
 각을 구할 수 있다.

식 (34)에 의해서 2개의 크랭크 각 θ_2, θ_7 를 독립변
 수로 정하면 나머지 크랭크 각 $\theta_4 \sim \theta_7$ 를 구할 수. 있
 으므로 엔진 기진력 목적함수인 식 (27)은 크랭크
 각 θ_2 와 θ_7 만의 함수로 가정할 수 있으므로 제약
 조건 없는 최적설계 문제가 된다. 최적 설계 방법은
 1차원 탐색법인 황금비 분할법과 최속 강하법을 사
 용하였다.

5. 최적설계 결과

본 연구는 7 기통 in-line 기관을 대상으로 하였으
 며 기관의 주요 spec.은 표1과 같다. 초기의 입력 값
 으로 회사에서 양산되어지고 있는 크랭크 각을 사용

하였다. 사용되어지고 있는 크랭크 각은 360° 를 엔진의 기통수인 7로 나눈 값을 사용하고 있다. 그리고 최적설계전과 후의 크랭크 각을 표2에 나타내고 힘과 모멘트를 표3 및 그림 6,7,8에 나타내었다.

표1 Input data

rpm	750 [rpm]
firing order	1-6-3-4-5-2-7
crank radius, r	0.16 [m]
con.rod length, l	0.64 [m]
con.rod mass, m_{con}	93.657 [Kg]
con.rod mass eccentric length, b	0.2051 [m]
crank throw mass, m_{crk}	227.19 [Kg]
crank throw eccentric length, c	0.0802 [m]
piston diameter, d_{cyl}	0.28 [m]
piston mass, m_p	60.452 [Kg]
counterweight mass, $m_{cw,i}$	181.478 [Kg]
counterweight length, $r_{cw,i}$	0.1831 [m]
counterweight phase, ϕ_i	180°
crank position, (x_i, y_i, z_i)	(1.44,0,0),(0.96,0,0),(0.48,0,0),(0,0,0),(-0.48,0,0),(-0.96,0,0),(-1.44,0,0) [m]

최적 설계전의 크랭크 각은 등 간격으로 되어있으며 최적설계후의 크랭크 각은 등 간격이 아님을 알 수 있다. 그러나 표3에서 알 수 있듯이 기관에서 발생하는 수평 모멘트와 수직 모멘트는 현저히 감소됨을 알 수 있다. Guide 모멘트가 그다지 변하지 않은 것은 실린더에 발생하는 가스력이 주 원인이기 때문이다.

6. 결론

디젤기관의 동적 거동을 해석하는데 있어서 기본 자료로 활용되는 기진력 계산 프로그램을 개발하고 in-line type 기관에 응용하였다. 그리고 기진력 감소를 위한 크랭크 각도를 최적 설계하였고 그 설계

표2 최적설계 전,후의 크랭크 각도

기통번호	설계전	설계후
1	0.°	0.°
2	257.1°	258.5°
3	102.9°	103.9°
4	154.3°	158.4°
5	205.7°	209.5°
6	51.4°	57.6°
7	308.6°	314.6°

표 3 Free Forces and Moments for 7L28/32H

Order	Moments	Freq. [Hz]	Amplitude[kNm]	
			설계전	설계후
1.0	M_h	12.5	3.89	1.1
1.0	M_v	12.5	7.56	2.1
2.0	M_v	25.0	10.95	9.94
3.5	H	43.75	27.96	27.7
7.0	H	87.5	4.82	4.63
(*) All Forces [kN]			0.0	0.0

M_h : Horizontal moment (M_z)

M_v : Vertical moment (M_y)

H : Guide force moment (M_x)

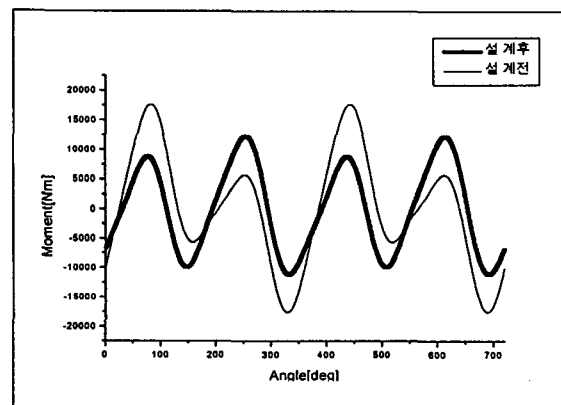


그림 6 최적설계 전,후의 수직 모멘트 M_v 의 비교

and Vibration Optimised 11-cylinder Diesel Engine for Propulsion of 4800 TEU Container Vessel," RINA Internal Conference on Noise & Vibration.

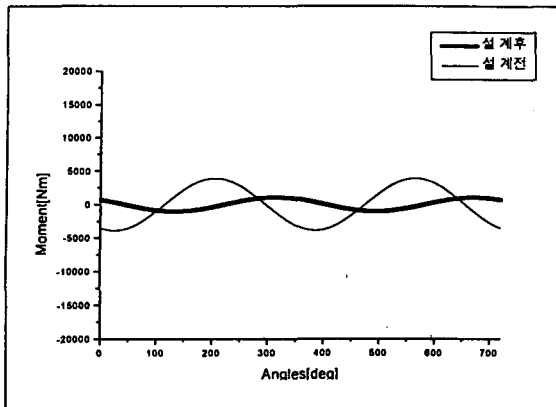


그림 7 최적설계 전,후의 수평모멘트 M_h 의 비교

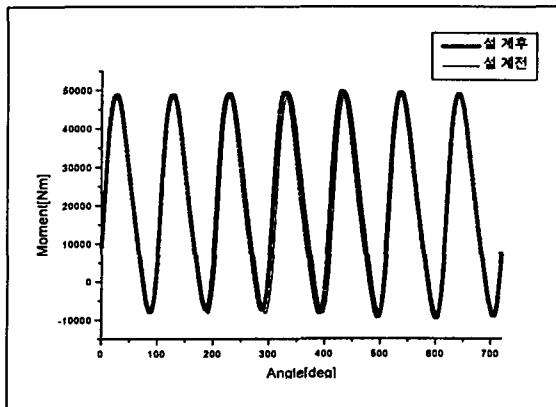


그림 8 최적설계 전,후의 Guide 모멘트 H 의 비교

사양을 원제작 사양의 특성과 비교하여 보다 향상된 기진 특성을 얻었다.

참고문헌

- <1> VERITEC, 1985, Vibration Control in Ships, A/S Veritas-huset, Norway, Chap. 2.
- <2> Taylor, C.F., 1977, The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice, The M.I.T. Press, Massachusetts, Vol. II, Chap.8.
- <3> MAN B&W, 1994, Project Guide for Marine Gensets L28/32H, Holeby, Index B10011 1607569-2.4, Index D10310 1607596-6.4.
- <4> MAN B&W, 1998, Project Planning Manual for Marine Main Engines L+V32/40, Augsburg, Index C151.34.0 11, Index C153.34.0 2.
- <5> Jakobsen, S.B., and Rønneidal, P., 1995, "Noise