

# 디젤엔진에서 비틀림진동의 공진과 그 응용

이돈출·유정대

(목포해양대학교 기관공학부·현대중공업 엔진사업본부)

## 1. 머리말

디젤엔진은 1893년 루돌프 디젤(Rudolf Diesel)에 의해서 개발되었으며, 1897년 상업화된 1호기가 탄생하게 된다. 이후 디젤엔진을 적용한 축계에서 원인불명의 절손사고가 빈번하게 일어났으며, 이 사고가 비틀림진동에 의한 것이라고 처음 지적한 사람은 독일의 Bauer였고 Gümbel과 Frahm에 의하여 소위 비틀림진동 위험속도 운전 에 의한 공진 현상이 밝혀졌다. 이러한 비틀림진동은 동력이 전달되는 일반 산업용 기계의 회전축에서도 일어날 수 있지만 공진 문제는 주로 디젤과 가솔린엔진에 국한되어 검토된다. 이는 크랭크축을 갖는 엔진 또는 왕복동 압축기 등을 제외한 일반기계류들은 축의 비틀림 강성이 비교적 높고 진동을 일으키는 토크 변동이 크지 않기 때문에 고차의 공진 가능성이 희박하기 때문이다.

지금까지 디젤엔진의 비틀림진동에 관한 많은 이론과 경험식들이<sup>(1,2)</sup> 발표되었지만 이러한 연구에도 불구하고 아직도 디젤엔진을 포함한 전체 구동계의 비틀림진동은 엔진 설계자가 풀어야할 중요한 과제 중의 하나이다. 또한 비틀림진동은 엔진자체진동 뿐만 아니라 다른 구조진동에도 영향을 미치게 되므로 종합적인 검토가 요구된다<sup>(3)</sup>. 따라서 본 글에서는 비교적 기진력이 큰 대형 디젤엔진을 중심으로 하여 비틀림진동의 공진현상과 이를 이용한 튜닝뎀퍼의 최적설계에 관해서 기술하고자 한다.

## 2. 기진력과 크랭크축의 비틀림강도

디젤엔진은 연료가 연소하면서 발생하는 실린더

내의 가스압력을 크랭크축의 회전운동으로 바꾸는 복합사이클(sabathe cycle) 열기관이다. 그림 1과 같이 실린더 내부의 가스압력과 관성력이 조합된 힘을  $F$ 라 하면 이는 반력에 의한 힘  $Rc$ 와  $Qc$ 로 나눌 수 있다. 그리고 힘  $Qc$ 는 다시 접선방향의 힘  $T$ 와 반경방향의 힘으로 구분할 수 있으며 비틀림진동의 주된 기진력은 접선력  $T$ 의 변동이라 할 수 있다. 여기서  $F$ 와  $T$ 와의 관계식은 식 (1)과 같고 2행정엔진은 축의 1회전을 그리고 4행정 엔진은 2회전을 주기로 주기적으로 변동하게 된다.

$$M = Tr = Fr \frac{\sin(\theta + \varphi)}{\cos \varphi} \quad (1)$$

$$= Fr \left( \sin \theta + \frac{r \cos \theta \sin \theta}{\sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \theta}} \right)$$

$L$  : 연접봉의 길이,  $r$  : 크랭크 반경

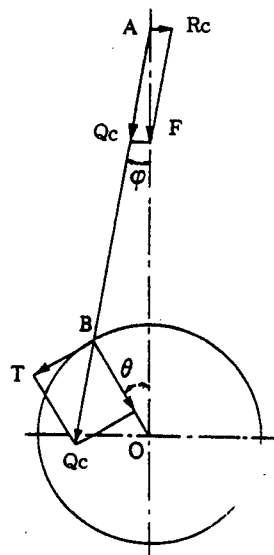


그림 1 크랭크축의 접선력

† 기획 : 편집이사진, 이돈출·임승철 편집위원

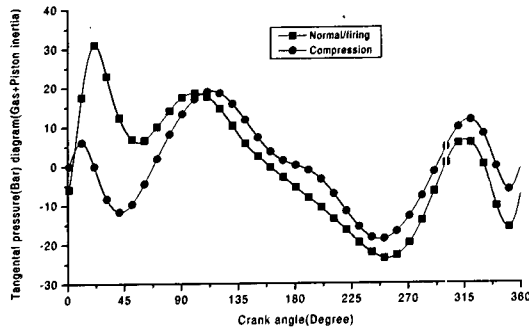


그림 2 점선력의 압력선도

그림 2는 2행정 엔진인 11K90MC-C엔진의 8차 공진점인 102 rpm에서 발생하는 점선방향의 압력 변동을 보여주며 실제 비틀림진동의 해석과정에서는 이 힘을 Fourier급수로 전개하여 사용한다. 따라서 크랭크축의 1회전을 주기로 하는 2행정 엔진은 1.0, 2.0, 3.0, ... 차로 그리고 2회전을 주기로 하는 4행정 엔진은 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, ... 차로 전개할 수 있고, 차수가 높아질수록 그 힘의 크기가 작아지므로 비틀림진동 계산을 수행함에 있어서 2행정엔진은 16차, 4행정엔진은 10차까지만 고려하여도 충분하다. 신규개발 엔진의 경우 P-V(Pressure-Volume)선도를 계측할 수 없기 때문에 이론식에 의존하는 경우가 많으나 저 부하에서 이론적인 결과와 실제 P-V선도와는 상당한 차이를 보일 수 있다.(차수분석에 의해 고차성분이 이론 계산보다 최대 70%까지 증가된 사례도 있음) 따라서 크랭크축에 절점이 있는 절의 고차성분을 줄이기 위한 비틀림진동 튜닝맵퍼 설계시 이를 유의해야만 한다.

일반축의 비틀림강성은 식 (2)와 같이 단순하게 계산되나 크랭크축은 그 형상이 복잡하기 때문에 비틀림강성의 계산에는 이론보다는 경험식이 많이 이용되어진다. 일반적으로 신규 엔진의 개발과정에서는 크랭크축의 비틀림강성을 FEM을 이용하여 계산하지만 엔진 제작 후 비틀림진동을 계측하여 그 강성계수를 수정 사용하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

$$k_s = G \cdot I_s / L_s \quad (2)$$

$I_s$  : 축의 극관성모멘트,

$L_s$  : 축의 길이

$G$  : 횡탄성 계수(크랭크축으로 사용되는 일반 탄소강 또는 니켈계 합금강은  $8.2 \sim 8.5 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ )

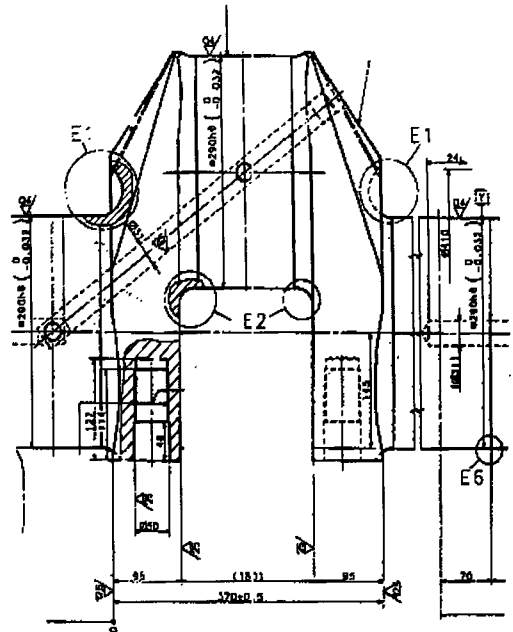


그림 3 L32/40 크랭크 스톱우

- ① Straight Shaft
- ② FEM
- ③ Carter formula
- ④ BICERA formula
- ⑤ measured

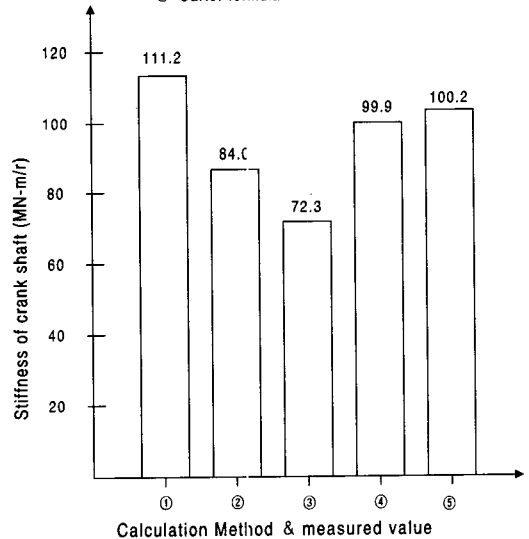


그림 4 L32/40엔진의 크랭크축 비틀림강성

그림 3은 L32/40 엔진의 한 실린더 크랭크축이며 이의 비틀림강성을 4행정 엔진에 많이 적용하고 있는 Carter, BICERA(영국내연기관협회의)식과 FEM을 이용하여 계산한 결과는 그림 4에 보인다. 여기서 경험식인 BICERA식이 FEM보다 계측결과에 근접함을 알 수 있다. 또한 크랭크축의 강성은 식 (2)와 같이 일직선의 축이라 가정

하고 계산한 결과보다 약간 낮지만 저속 2행정엔진과 같이 실린더 직경에 비해 행정이 길어지면 상대값이 현저하게 낮아진다. 따라서 낮은 강성과 실린더 수가 증가함에 따라 비틀림진동의 고유진동수가 떨어지게 되어 엔진의 상용회전수 내에 주진동의 공진점이 존재하는 경우가 많다.

### 3. 비틀림진동의 이론적 검토

축계의 비틀림진동계 운동방정식은 식 (3)과 같이 표현할 수 있으며, 감쇠 및 기진력항을 무시한 자유진동 계산에 의해 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있다<sup>(4)</sup>.

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T_n\} \quad (3)$$

- [M] : 관성질량매트릭스,
- {θ} : 각진폭 벡터
- [C] : 비틀림 감쇠매트릭스,
- {T<sub>n</sub>} : 내부기진력
- [K] : 비틀림 강성 매트릭스

식 (3)의 다자유도 강제감쇠진동식의 해를 구하기 위하여 모드해석법, 기계임피던스법<sup>(4)</sup> 전달매트릭스법<sup>(5)</sup> 등이 사용되며, 계산결과를 어느 방법을 사용하더라도 차이가 없다. 그러나 고무커플링과 같이 비선형성을 갖는 비틀림강성이 존재하는 계에서는 반복계산이 필요하므로 전달매트릭스법을 사용하는 것이 시간적으로 보다 유리하다. 또한 댐퍼의 최적설계를 위하여 복잡한 다질점축계를 1질점계로 단순화하면 편리하며 식 (3)을 1질점계의 등가집중 질량계로 치환하여 정리하면 식 (4)와 같다.

$$I\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + k\theta = T_o \cos(k\omega t + \beta_k) \quad (4)$$

$$I: \sum_{i=1}^n I_i \theta_i^2,$$

$$k: \sum_{i=1}^{n-1} K_i (\Delta\theta_i^2),$$

$$c: \sum_{i=1}^n C_{ai} \theta_i^2 + \sum_{i=1}^{n-1} C_{ri} (\Delta\theta_i^2)$$

$$T_o \cos(k\omega t + \beta_k): \sum_{j=1}^m \theta_j T_k \cos k(\omega t + \alpha_j)$$

- ω : 각진동수,                    i : 질점 번호,
- j : 실린더 번호,                k' : 진동 차수,
- m : 전체 실린더 수,            n : 전체 질점수,

θ<sub>i</sub> : i번째 질점의 비진폭,

Δθ<sub>i</sub> : θ<sub>i</sub> - θ<sub>i+1</sub>,

α<sub>j</sub> : j번째 실린더의 크랭크 배치각,

β<sub>k</sub> : k' 차 기진 토크의 위상각

I<sub>i</sub> : i번째 질점의 관성모멘트,

C<sub>ai</sub> : i번째 질점의 절대 감쇠계수,

C<sub>ri</sub> : 질점 i와 i+1 사이의 상대 감쇠계수,

K<sub>i</sub> : 질점 i와 i+1 사이의 축 비틀림 강성 계수,

T<sub>o</sub> : k' 차 기진 토크의 벡터 합,

T<sub>k</sub> : k' 차 기진 토크

비틀림진동의 저감대책으로는 (1) 식 (4)에서 관성 모멘트 I와 강성계수 k를 적절하게 조정하여 디젤엔진의 상용운전영역에서 주진동 차수의 공진을 피하는 방법, (2) 상용운전영역 내에서 공진을 피하기 어려운 경우 감쇠 계수 c를 증가시키기 위하여 비틀림진동 댐퍼를 부착하는 방법, (3) 공진영역이 아니더라도 기진력이 커서 푸트(foot) 진동이 클 경우 기진력을 줄이기 위하여 실린더 폭발순서를 변경 또는 크랭크의 배치각을 적절하게 조정하여 기진력인 T<sub>o</sub>를 최적화하는 방법, (4) (1)~(3)을 적절하게 서로 조합하는 방법이 있다.

### 4. 튜닝댐퍼의 최적설계

비틀림진동계를 단순화하기 위해 튜닝 댐퍼와 실제 축계 시스템을 식 (4)와 같은 방법으로 등가 집중계로 치환하면 그림 5와 같이 2질점계로 표현할 수 있다. 또한 기진력 항을 2질점계에 적합하도록 하기 위하여 차수개념과 위상을 무시하여 T<sub>o</sub>cos ωt 로 나타낼 수 있다.

댐퍼는 주진동계의 고유각진동수 ω<sub>o</sub>와 일치할 경우 공진한다. 이 주진동계에서 점성감쇠계수가 c<sub>d</sub>, 강성계수 k<sub>d</sub>, 관성모멘트 I<sub>d</sub>인 비틀림 튜닝댐퍼를 부착하고 이때 각각의 각변위를 θ<sub>1</sub>, θ<sub>2</sub> 라 하면 운동방정 식은 식 (5),(6)과 같이 된다.

$$I\ddot{\theta}_1 + k\theta_1 - c_d(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) = T_o \cos \omega t \quad (5)$$

$$I_d\ddot{\theta}_2 + k_d(\theta_2 - \theta_1) + c_d(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) = 0 \quad (6)$$

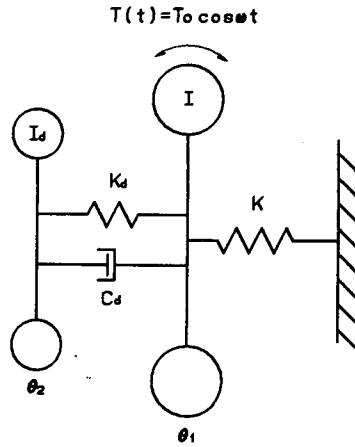


그림 5 튜닝댐퍼를 갖는 2자유도 진동모델

이들을 무차원화하여 정리하면 각진폭  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_{12}$ 와 초기 위상각  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $\delta_{12}$ 는 식 (7)~(12)과 같이 유도된다<sup>(6)</sup>.

$$A_1 = \left[ \frac{(\nu^2 - \lambda^2)^2 + (2\gamma\lambda)^2}{\{(1 - \lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\}^2 + (2\gamma\lambda)^2(1 - (1 + R)\lambda^2)^2} \right]^{1/2} \quad (7)$$

$$\delta_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{2\gamma\lambda(R\lambda^4)}{\{(1 - \lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\}^2 + (2\gamma\lambda)^2(1 - (1 + R)\lambda^2)^2} \right] \quad (8)$$

$$A_2 = \left[ \frac{\nu^4 + (2\gamma\lambda)^2}{\{(1 - \lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\}^2 + (2\gamma\lambda)^2(1 - (1 + R)\lambda^2)^2} \right]^{1/2} \quad (9)$$

$$\delta_2 = \tan^{-1} \left[ \frac{(2\gamma\lambda)\lambda^2(1 - \lambda^2)}{\nu^2\{(1 - \lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\}^2 + (2\gamma\lambda)^2(1 - (1 + R)\lambda^2)^2} \right] \quad (10)$$

$$A_{12} = \frac{\lambda^2}{\{[(1 - \lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2]^2 + (2\gamma\lambda)^2(1 - (1 + R)\lambda^2)^2\}^{1/2}} \quad (11)$$

$$\delta_{12} = \tan^{-1} \left[ \frac{(2\gamma\lambda)(1 - (1 + R)\lambda^2)}{(1 - \lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2} \right] \quad (12)$$

$$\begin{aligned} R &= I_d / I, & \omega_o^2 &= k / I, \\ \omega_d^2 &= k_d / I_d, & \lambda &= \omega / \omega_o, \\ \nu &= \omega_d / \omega_o, & \theta_{st} &= T_o / k, \\ c_c &= 2I_d\omega_o, & \gamma &= c_d / c_c, \\ \theta_1 / \theta_{st} &= A_1 \cos(\omega t - \delta_1), \\ \theta_2 / \theta_{st} &= A_2 \cos(\omega t - \delta_2), \\ (\theta_2 - \theta_1) / \theta_{st} &= A_{12} \cos(\omega t - \delta_{12}) \end{aligned}$$

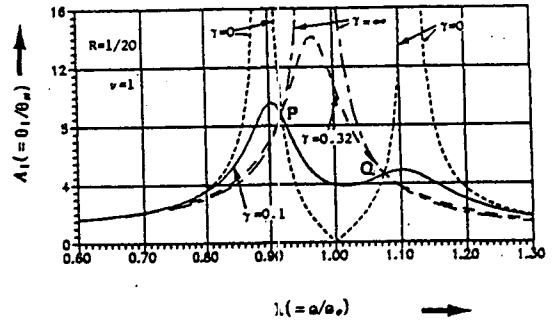


그림 6 진동계에서 튜닝댐퍼의 감쇠효과

여기서  $R=1/20$ , 고유진동수비  $\nu=1$ 일 경우, 댐퍼의 감쇠계수비  $\gamma$ 의 값에 따른 동배율  $A_1$ 이  $\lambda(\omega/\omega_o)$ 에 따라 변화하는 것을 그림 6에 보인다. 이 그림에서 감쇠계수비  $\gamma$ 가 변하더라도 동배율  $A_1$ 은  $P, Q$ 를 항상 통하게 된다. 따라서 최적댐퍼의 설계는  $P, Q$ 의 높이를 같게 하고, 이들 점에서  $A_1$ 이 극대값을 갖도록 하면 된다.

엄밀한 의미에서  $P$ 과  $Q$ 점에서의 최적 감쇠계수비는 서로 다른 값을 가지나, 이들 값의 평균치를 취하여도  $A_1$ 의 값은 크게 변하지 않으므로 이를 이용하여 최적감쇠계수비를 구하면 식 (13)과 같이 된다.

$$\gamma^2 = \frac{3R}{8(1 + R)^3} \quad (13)$$

이상은 일반적인 비틀림진동 튜닝댐퍼의 최적 설계에 대하여 기술하였으나 실제 엔진에서는 댐퍼의 내구성을 고려하여 설계하여야 한다. 즉, 진동토크는 댐퍼 내부 스템 또는 판스프링의 허용값 안에 있도록 해야한다. 또한 감쇠와 이때 발생하는 열을 제거할 수 있도록 오일 배출구를 적절하게 설계해야 하며 진동에 의한 캐비테이션이 발생하지 않도록 내부 스템 사이의 변동압력보다 높은 압력의 오일 공급이 필요하다.

## 5. 스템형 튜닝댐퍼

크랭크축에 절점이 있는 비틀림진동의 경우엔 상용 회전수 내에서 공진을 피하기가 어렵기 때문에 비틀림진동 댐퍼를 장착하는 방법이 많이 적용되어 왔다. 비교적 저가인 점성댐퍼를 적용할 경우 댐퍼 내부의 실리코유의 고착 가능성이 높고 차후 수리보수가 어려운 단점이 있으며, 가이

표 1 6L32/40 추진 디젤엔진의 명세

Engine	Type	6L32/40
	Stroke	4
	Cyl. Bore × Stroke	320 × 400 mm
	Power at MCR	3600 bhp × 750 rpm
	Firing order	1-3-5-6-4-2
	Recipro. mass	196.5 kg/Cyl.
	Pmi	24.6 bar
	Conn. Ratio	0.204
	Weight	60 ton(Dry.)
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	No. of blade	4 ea
	Diameter	3.1 m
	Weight	2.1 ton
	Moment of inertia (kg · m <sup>2</sup> )	786.3 (in air) 993.8 (in water)

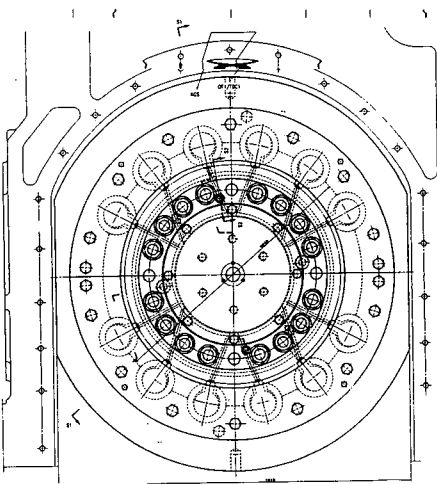


그림 7 스리브형 튜닝댐퍼

표 2 스리브형 튜닝 비틀림댐퍼의 명세

Type	Sleeve
M.O.I of outer	144.0 kg · m <sup>2</sup>
M.O.I of inner	30.9 kg · m <sup>2</sup>
Out/In Diameter	1100/790 mm
Weight	860 kg
Stiffness of spring	2.7 MN · m/rad
Permissible vibratory torque	40 kN · m
Relative damping Coefficient	10 kN · m · s/rad
R	0.717

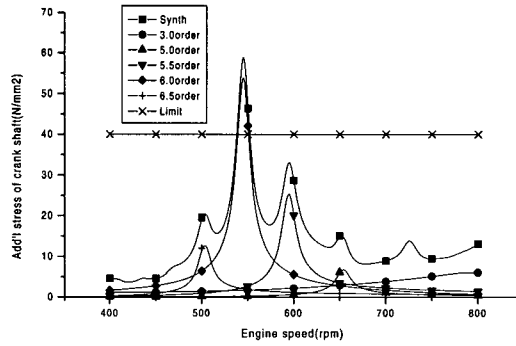


그림 8 튜닝댐퍼 부착 전 6L32/40엔진의 크랭크축 부가응력

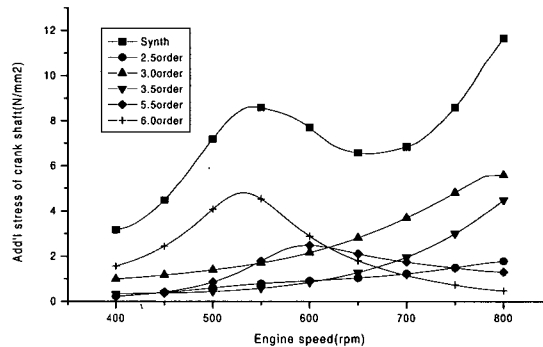


그림 9 스리브형 튜닝댐퍼 부착 후 6L32/40엔진의 크랭크축 부가응력

스링거(Geisinger)형 댐퍼는 고가이기 때문에 용량이 적은 4행정 디젤엔진에는 스리브(Sleeve)형의 튜닝댐퍼가 적합하다. 스리브형 튜닝댐퍼가 적용된 6L32/40 엔진 및 프로펠러에 대한 명세는 표 1에 보이며, 적용된 댐퍼의 형상은 그림 7과 같다. 이 축계의 비틀림진동은 3절 진동의 절점이 크랭크축에 존재하며 댐퍼를 부착하기 전 계산된 축의 부가응력은 그림 8와 같이 피로강도를 고려한 엔진제작자의 허용값 40 N/mm<sup>2</sup> 만족하지 못한다. 따라서 엔진의 연속사용이 가능하려면 이 부가응력을 줄여야 하며 이는 적절한 비틀림 튜닝댐퍼를 부착하여 달성할 수 있다.

튜닝댐퍼를 부착하기 전의 축계 비틀림 진동의 3절 고유진동수  $\omega$ 는 342.39 rad/s이었다. 여기서 이 축계의 3절 등가질량  $I$ 는 200.8 kg · m<sup>2</sup>, 등가강성  $k$ 는 23.54 MN · m/rad, 3절 6차 위험회전수인 545 rpm에서의 기진토크  $T_0$ 는 5.7 kN · m이다. 앞에서 언급한 3절 진동이 감속기, 축계 그리고 탄성커플링에 거의 영향을 받지 않기 때문에, 디젤엔진 자체의 비틀림진동 특성에 의존

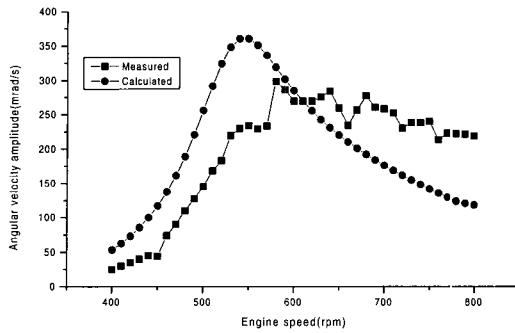


그림 10 6L32/40엔진의 크랭크축 선단 6차 각속도 진폭

하며, 최종 설계된 댐퍼의 명세는 표 2에 보인다. 이론적인  $k_d$ 는  $13.16 \text{ MN} \cdot \text{m/rad}$ 이지만 스리브형 댐퍼 특성에 따라 강성을 증가시키기가 곤란하다.

따라서 감쇠계수도 이론적인 계산값과 약간 차이를 보여주고 있다. 여기서 댐퍼는 정확하게 동조되지는 않지만 스프링의 강성에 의해서 감쇠효과를 동일 크기의 점성댐퍼보다 우수하다.

그림 10은 스리브형의 튜닝댐퍼를 적용한 표 1의 엔진의 크랭크축 선단의 각진폭을 이론 및 레이저 토손메타를 이용하여 측정한 결과를 서로 비교한 것이다. 이 결과로부터 스리브형 튜닝댐퍼에 의해서 크랭크축은 안전하게 설계되어 있음을 확인할 수 있다.

## 6. 가이스링거형 튜닝댐퍼

가이스링거 박사는 독일의 M.A.N(세계최대 디젤엔진설계회사)에서 설계부장을 역임했고, 2차 세계대전 이후 한때는 M.A.N에서 같이 근무했던 Piestick과 함께 프랑스에 있는 S.E.M.T-Piestick사에서 디젤엔진을 개발하였으나 1958년 독립하여 설계용역회사를 차린다. 그후 가이스링거형 커플링과 튜닝댐퍼를 고안하여 오늘에 이른다. 이러한 가이스링거형 튜닝댐퍼가 디젤엔진에 본격적으로 적용되는 시기는 1980년대 후반이다. 이는 계속되는 대형 2행정 디젤엔진개발로 실린더 내의 최대폭발압력이 증가하고 출력이 향상되어 비틀림진동의 기진력이 증가되었다. 따라서 종래의 비틀림 진동댐퍼로는 한계에 도달했으며 또한 가이스링거형 튜닝댐퍼는 엔진의 크기에 관계없이 다양하게 적용할 수 있는 장점이 있기 때문이다.

표 3에 소개된 엔진은 현대중공업이 1992년 독일의 하데베 조선소와 국내 대우중공업에 공급한 11실린더 엔진으로 이전 25년 동안 엔진진동 문

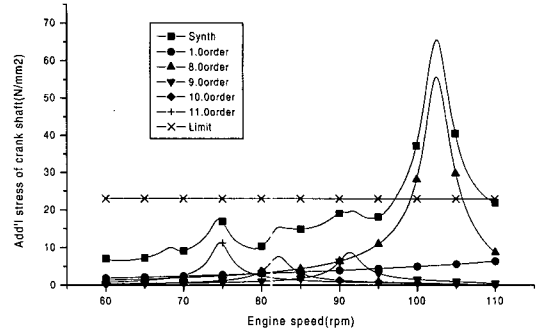


그림 11 튜닝댐퍼 부착전 11K90MC-C 엔진의 크랭크축 부가응력

표 3 11K90MC-C 추진 디젤엔진의 명세

Type	11K90MC-C
Stroke	2
Cyl. Bore × Stroke	900 × 2300 mm
Power at MCR	68310 bhp × 104 rpm
Firing order	1-5-11-6-2-7- 9-4-3-8-10
Recipro. mass	17031.0 kg kg/Cyl.
Pmi	18.2 bar
Conn. Ratio	0.364
Weight	1686 ton(Dry.)
Type	Fixed pitch propeller
No. of blade	4 ea
Diameter	8.0 m
Weight	69.7 ton
Moment of inertia (kg · m <sup>2</sup> )	304.775 (in air) 406.850 (in water)

제로 제작실적이 전혀 없었다. 그러나 이 문제를 해결하기 위하여 엔진을 대폭으로 설계 변경하였으며 이 과정에서 그림 11과 같이 비틀림진동에 의한 크랭크축의 부가응력이 증가하였다.

여기서 비틀림진동을 줄이기 위한 댐퍼의 적용이 불가피하며 점성댐퍼나 스리브형 댐퍼로 만족스러운 결과를 얻을 수 없다. 따라서 감쇠효과가 우수한 가이스링거형 튜닝댐퍼를 적용하였다. 표 3의 엔진에 적용된 가이스링거형 댐퍼를 설치하기 전 축계 비틀림 2절 고유진동수  $\omega$ 는  $85.47 \text{ rad/s}$ 이다. 그리고 댐퍼 내륜의 관성모멘트를 고려한 추진축계의 2절 등가질량  $I$ 는  $219,671 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 등가강성  $k$ 는  $1.604.7 \text{ MN} \cdot \text{m/rad}$ , 2절

표 4 가이스링거형 튜닝댐퍼의 명세

Type	Geislinger
M.O.I of outer	11500 kg · m <sup>2</sup>
M.O.I of inner	1410 kg · m <sup>2</sup>
Out/in diameter	2700/1510 mm
Weight	12900 kg
Stiffness of spring	83 MN · m/rad
Permissible vibratory torque	868 kN · m
Relative damping coefficient	250 kN · m · s/rad
R	0.052

8차 위험회전수인 102 rpm에서의 기진토크  $T_0$ 는 482.2 kN · m이다.

이 엔진에 적합한 댐퍼의 명세는 표 4와 같으며, 이 댐퍼를 적용하면 비틀림진동의 8차 피크점은 각각 90.5, 113.2 rpm에 위치하게 되고, 최적설계이론에 의하면 스프링의 강성  $k_d$ 는 83 MN · m/rad, 감쇠계수비  $\gamma$ 는 0.1297, 댐퍼의 상대감쇠계수  $c_d$ 는 255 kN · m · s/rad가 되어야 한다. 그리고 댐퍼 적용과정에서  $k_d$ 는 이론값과 동일하게 83 MN · m/rad, 상대감쇠계수  $c_d$ 는 유사하게 250 kN · m · s/rad를 적용하였다.

그림 13은 댐퍼를 적용하여 계산한 크랭크축의 부가응력으로 피로강도를 고려한 엔진제작자의 허용값인 23 N/mm<sup>2</sup>을 만족한다.

그러나 가이스링거형 튜닝댐퍼 적용시 댐퍼내

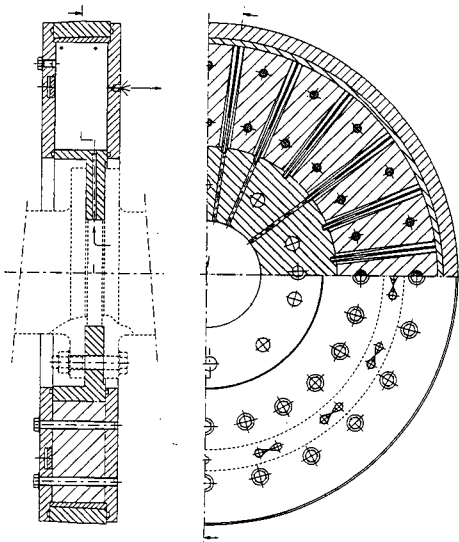


그림 12 가이스링거형 튜닝댐퍼

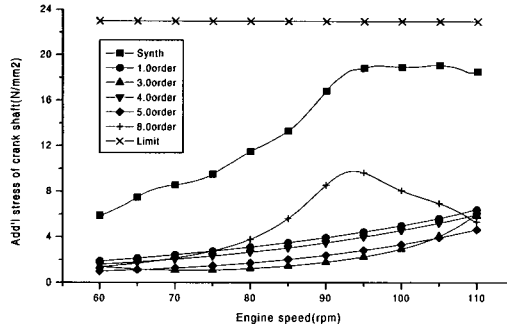


그림 13 가이스링거형 튜닝댐퍼 부착 후 11K90 MC-C 엔진의 크랭크축 부가응력

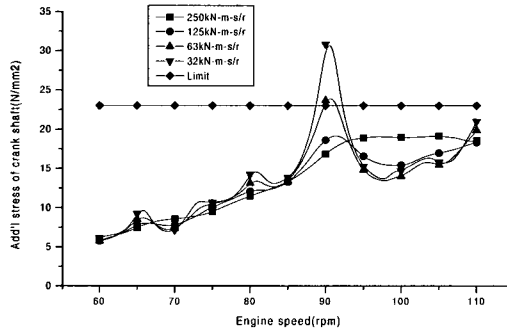


그림 14 댐퍼의 감쇠계수 변화에 따른 11K90 MC-C 엔진의 크랭크축 부가응력

부에 공급되는 오일의 시스템에서 문제가 발생할 경우 비틀림진동이 급격히 증가하는 단점이 있다. 그림 14는 감쇠계수의 변화에 따른 크랭크축의 부가응력을 이론적으로 계산한 결과로 감쇠계수가 25%이하로 감소할 경우 크랭크축의 허용응력을 초과하게 된다. 따라서 이를 감지할 수 있는 비틀림진동 모니터링 시스템 설치가 바람직하다.

엔진 크랭크축의 부가응력은 크랭크축에 스트레인 게이지를 부착하여 계측하여야 하지만 이 작업이 쉽지 않기 때문에 간접적으로 각진폭이 상대적으로 크고 계측이 용이한 지점을 지정하여 계측하여 환산하는 경우도 많다. 표 5는 주진동인 8

표 5 11K90MC-C엔진 중간축의 8차 성분 각진폭 계산 및 계측결과

Description	Calculation	Measurement
Natural frequency (2 Node)	756.0 cpm	720 cpm
8th order peak	94.5 rpm	90.0 rpm
Angular amplitude of inter sft	2.04 mrad	1.7 mrad
Add'l stress of crankshaft	9.8 N/mm <sup>2</sup>	8.1 N/mm <sup>2</sup>

차성분을 중간축에서 엔코더 및 F-V(Frequency-Voltage) 변환기를 이용하여 계측한 결과와 이론적인 계산결과를 서로 비교한 것이다. 이 결과로부터 부가응력은 큰 차이가 없으나 8차 비틀림진동의 피크점이 상당한 차이를 보인다. 이는 크랭크축의 강성보다는 감쇠계수 또는 기진력이 이론적인 결과와 서로 다르기 때문에 일어난 것으로 추정된다.

## 7. 맺 음 말

디젤엔진은 1970년대 두 차례의 오일 쇼크이후 연료소모량을 줄이기 위하여 실린더 내평균유효압력과 최대폭발압력이 꾸준히 증가되어 왔다. 이에 의하여 중전의 엔진과 비교하여 비틀림진동의 기진력은 증가한 반면 엔진의 제작비용을 줄이기 위하여 크랭크축의 설계 마진은 감소하였다. 따라서 디젤엔진에서 발생하는 비틀림 진동의 공진은 피할 수 없는 상황이며 방진대책 중 하나로 공진을 이용한 튜닝 댐퍼를 검토할 수 있으며 이를 정리, 요약하면 다음과 같다.

(1) 비틀림진동을 줄이는 방법으로 축경의 조정, 부가질량 등에 의해서 공진을 피하는 것이 바람직하지만 이를 피하지 못할 경우 상대적으로 감쇠효과가 큰 튜닝댐퍼를 이용하여 비틀림진동을 감소시킬 수 있다.

(2) 튜닝댐퍼 내 스프링은 반복된 진동토크에 의한 피로강도를 고려하여 충분한 안전율을 갖도록 설계하는 것이 바람직하다.

(3) 신규 엔진개발에 있어 P-V 선도를 정확하게 예측할수 없어 저차 보다는 고차의 기진력이

상당히 유동적이므로 튜닝댐퍼 설계시 안전을 위하여 유의해야 한다.

(4) 튜닝댐퍼는 비틀림 진동계의 공진을 이용한 장치로 감쇠 효과가 크지만 그 기능이 비정상적일 경우 오히려 댐퍼 설치 전보다 진동이 크게되는 단점이 있다. 따라서 이러한 사고를 미연에 방지하기 위하여 비틀림진동 모니터링 시스템을 설치하는 것이 바람직하다.

## 참 고 문 헌

(1) Wilson, W. K., Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Vol. 1~5, Chapman Hall.

(2) BICERA, 1958, Handbook of Torsional Vibration, Cambridge University Press.

(3) Lee, D. C., Lee, B. W., Kim, U. K. and Jeon, H. J., 1995, "Vibration Controls of Two Stroke Low Speed Diesel Engine for Large Scale Container Vessel", ISME '95 Yokohama, Vol II, p. 51.

(4) 전효중 외 3명, 1989, "여러개의 분지를 갖는 동력전달장치의 비틀림진동 해석", 한국박용기관학회지, 제 13 권, 제 2 호, p. 117.

(5) 이돈출, 박병학, 전효중, 1990, "전달 매트릭스법에 의한 다지점지지계의 연성감쇠 횡진동에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제 14 권, 제 2 호, p. 135.

(6) 이돈출외 3명, 1992, "저속, 2행정 디젤엔진의 가이스링거형 비틀림 진동댐퍼의 동특성 및 성능에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제 16 권, 제 5 호, p. 17.