

〈논 문〉

부등간격 크랭크 배치각에 의한 디젤 발전소 축계의 비틀림진동 제어

Control of Torsional Vibration using Uneven Crank Angles on the Shafting for Diesel Power Plant

이 돈 출*, 유 정 대**, 김 정 렬***

D. C. Lee, J. D. Yu and J. R. Kim

(2000년 3월 22일 접수 : 2000년 7월 20일 심사완료)

Key Words : Torsional Vibration(비틀림 진동), Diesel Power Plant(디젤 발전소), Uneven Crank Angles(부등간격 크랭크 각), Generator Synchronizing Rpm(발전기 동조 회전수), Additional Stress(부가 응력), One Cylinder Misfiring(한 실린더 착화실패)

ABSTRACT

Diesel power plant can be used as a power supplier for the isolated place where consumption of electric power is variable. The reason is that mobility and durability of diesel engine is superior to those of other thermal engines. However, there are some disadvantages for using these diesel engines such as bigger vibratory excitation force comparing to the others, which result from high combustion pressure of cylinders and inertia force of piston reciprocating masses. In this paper, control and optimization of torsional vibration of 12K90MC-S engine for diesel power plant using uneven crank angles is identified by theoretical analysis and vibration measurement.

1. 서 론

디젤엔진은 다른 열기관에 비하여 열효율이 높고 기동성이 뛰어나다. 이러한 장점 때문에 고출력 저속 2행정 디젤엔진은 선박의 추진 기관 이외에 주야간 전력 소비량의 변동이 심한 지역에서의 발전설비에도 많이 사용되고 있다. 하지만 디젤엔진을 사용함에 있어서 실린더의 폭발력과 피스톤의 왕복 관성력은 진동의 기진원으로 여러 진동을 유발할 수 있다.⁽¹⁻³⁾

이중 회전축계의 비틀림진동은 발전기의 출력 변동 및 인접 구조물의 진동 발생과 밀접한 관계를 가지므로 설계

초기부터 적절한 방진대책이 필요하다.

선박의 추진 기관에 사용되는 저속 2행정 디젤엔진의 축계는 일반적으로 튜닝(tuning) 휠 또는 비틀림진동 댐퍼의 부착, 축계의 축경 조정 및 실린더 폭발순서를 변경하는 방법 등으로 비틀림진동을 제어할 수 있다. 육상 발전소에 사용되는 디젤엔진은 추진용 디젤엔진과는 달리 발전기의 동조회전수에서만 전기적인 부하를 걸어서 사용하므로 특정 범위에서만 제어하면 된다는 장점이 있다. 그러나 발전기축의 길이와 축경은 제작 및 설치상의 문제와 경제적인 여건 등을 고려하여 현실적으로 필요 이상 조정하기가 어렵다. 또한 비틀림진동 이외에 디젤엔진의 공진 가능성이 높은 차수의 X-, H-모드 진동을 제어하기 위하여, Fig. 1에 보이는 X-, H-형 모멘트를 최적화 해야만 한다.

본 논문에서는 20만 kW 육상 디젤발전소에 적용된 12K90MC-S 엔진의 비틀림진동을 제어하기 위하여 크랭크 배

* 정회원, 목포해양대학교 기관공학부

** 정회원, 현대중공업(주) 엔진사업본부

*** 정회원, 한국해양대학교 기관시스템공학부

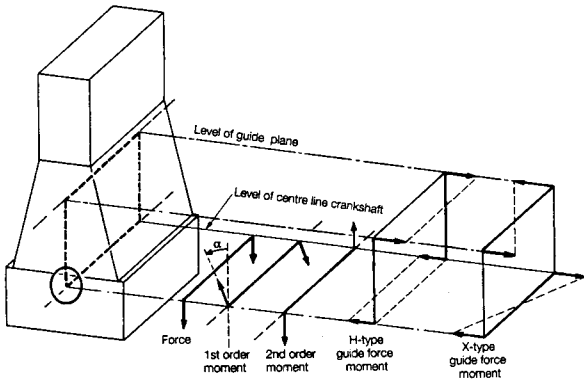


Fig. 1 Forces and moments of multi-cylinder engine

치각을 부등간격으로 배열하는 방법을 검토하였으며, 제작된 엔진을 대상으로 진동계측을 수행하여 이를 확인하였다.

2. 비틀림진동 및 크랭크축의 부등간격 설계를 위한 이론적 검토

축계의 비틀림진동계 운동방정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있으며, 감쇠 및 기진력을 무시한 자유진동 계산에 의해 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있다.⁽⁴⁾

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T_{ii}\} \quad (1)$$

- [M] : 관성질량 매트릭스, $\{\theta\}$: 각진폭 벡터
- [C] : 비틀림 감쇠 매트릭스, $\{T_{ii}\}$: 내부 기진력
- [K] : 비틀림 강성 매트릭스

복잡한 다질점 축계의 비틀림진동을 단순화하기 위하여 식 (1)을 1질점계의 등가집중 질량계로 치환하여 정리하면 식 (2)와 같다.

$$I_e \ddot{\theta}_e + C_e \dot{\theta}_e + K_e \theta_e = T_{ke} \sin(k\omega t + \beta_k) \quad (2)$$

$$I_e : \sum_{i=1}^m I_i \theta_i^2, \quad K_e : \sum_{i=1}^n K_i (\Delta\theta_i^2),$$

$$C_e : \sum_{i=1}^m C_{ai} \theta_i^2 + \sum_{i=1}^n C_n (\Delta\theta_i^2)$$

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

ω : 각진동수, i : 질점 번호, j : 실린더 번호, k : 진동차수, m : 전체 실린더 수, n : 전체 질점수, θ_i : i 번째 질점의 비진폭, $\Delta\theta_i : \theta_i - \theta_{i+1}$, α_j : j 번째 실린더의 크랭크 배치각, β_k : k 차 기진 토크의 위상각 I_i : i 번째 질점의 관성모멘트, C_{ai} : i 번째 질점의 절대 감쇠

계수, C_{ii} : 질점 i 와 $i+1$ 사이의 상대 감쇠계수, K_i : 질점 i 와 $i+1$ 사이의 축 비틀림 강성 계수, T_{ke} : k 차 기진 토크의 벡터 합, T_k : k 차 기진 토크

선박용 추진축계에서는 식 (2)에서 관성력 모멘트 I_e 와 K_e 를 적절하게 조정하여 공진을 피함으로써 비틀림진동을 제어할 수 있다. 또한 공진 영역이 엔진의 상용 운전 범위 내에 있을 경우에는 C_e 를 증가(비틀림진동 댐퍼 부착)시켜 진동 진폭을 감소시키고 있다. 하지만 발전용 저속 2행정 디젤엔진은 선박 추진용 디젤엔진과 달리 감쇠력 C_e 가 상대적으로 작고 발전기 동조회전수에서 저차수(엔진회전수의 2~4차 성분) 기진력이 증가하므로 적절한 방진대책이 필요하다.

따라서 크랭크축의 부등간격에 의한 비틀림진동의 기진력을 제어하기 위해서는 엔진의 과급을 고려한 성능 허용 한도 내에서 식 (2)의 우항인 $T_{ke} \sin(k\omega t + \beta_k)$ 을 최적화해야 하며 이때 부가적으로 검토하여야 사항은 다음과 같다.

우선 식 (3), (4)와 같이 등간격일 때 문제가 되지 않는 1, 2차 외부력이 0이 되도록 하여야 한다.

$$\sum_{j=1}^m \sin \alpha_j = 0, \quad \sum_{j=1}^m \cos \alpha_j = 0 \quad (3)$$

$$\sum_{j=1}^m \sin 2\alpha_j = 0, \quad \sum_{j=1}^m \cos 2\alpha_j = 0 \quad (4)$$

이외도 Fig. 1에 보인 바와 같이 엔진에서 발생하는 1, 2차 불평형 우력과 발전소 전체의 구조진동을 줄이기 위하여 지반 및 엔진 특성에 적합하도록 H-, X-형 모멘트를 최적화해야만 한다.⁽⁵⁻⁷⁾

3. 비틀림진동 해석

본 연구에 적용된 디젤엔진과 발전기의 주요 요목은 Table 1과 같다. 그리고 엔진과 발전기는 직접 연결되어 있어 비틀림진동에 의한 발전기축의 토크변동이 발전기에 직접 전달되며, 발전기축은 두개의 강제 윤활 방식인 플레인(plain) 베어링에 의해 지지되어 있다. 비틀림진동의 스프링-질량계는 Fig. 2와 같으며, 일반적으로 정상적인 축계의 발전기축은 실린더 폭발력에 의한 굽힘 모멘트를 받지 않기 때문에 발전기 축경은 크랭크축에 비해 작아도 문제가 되지 않는다. 그러나 본 연구 대상 엔진에서는 발전기축의 직경이 작으면 1절 3차 공진점이 발전기의 동조회전수에 근접하여 무(또는 저) 부하에서 피스톤의 왕복관성력에 의해 비틀림진동이 증가하므로 1절 고유진동수를 높이

기 위하여 발전기축의 비틀림 강성을 증가시키는 것이 바람직하다.

이를 위하여 발전기축의 직경에 단을 주어 각각 1,680 mm, 1,180 mm, 1,050 mm로 설계하였으며, 최소직경 1,050 mm는 발전기와 엔진을 체결하기 위한 것이다. 이론적으로 계산한 비틀림진동의 고유진동수 및 진동모드는 Table 2와 같다.

Table 2에서 1절 3차 공진점은 129 rpm으로 발전기 동조 회전수인 103.4 rpm에 비하여 상당히 떨어져 있으나, 1절 4차 공진점은 96.7 rpm으로 동조회전수에 근접해 있다. 따라서 1절 4차 공진을 피하기가 어려우므로 기진력을 줄이기 위하여 크랭크 배치각을 적절하게 조정해야만 한다.

Table 1 Specification of the 12K90MC-S generator engine

Engine	Type	12K90MC-S
	Cyl.bore × stroke	900 × 2,300 mm
	Power	70,430 bhp
	Synch. speed	103.4 rpm
	Pmi	18.3 bar
	Reciproc. mass	16,885 kg/cyl.
	Firing order	1-5-12-7-2-6-10-8-3-4-11-9
	Conn. ratio(r/l)	0.364
	No. of cylinder	12 ea
	Idling speed	50 rpm
	Dia of crk. shaft	980 mm
	Weight	1,826 ton(dry)
	Generator	Dia of rotor
Min. dia of shaft		1,050 mm
M.O.I(rotor)		4,564 T · m ²
Weight(rotor)		349 Ton
No. of poles		58

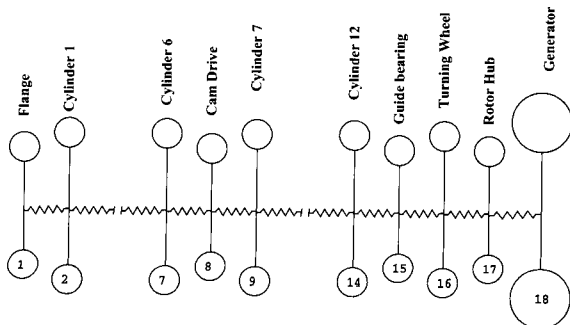


Fig. 2 Spring-mass system

Table 2 Angular amplitude and natural frequency of torsional vib. for the 12K90MC-S generator engine

Mass No.	Angular amplitude (rad)	
	a) 1 Node (386.94 cpm)	b) 2 Node (1,114.31 cpm)
1	1.0001	1.0010
2	1.0000	1.0000
3	0.9849	0.8751
4	0.9553	0.6429
5	0.9104	0.3239
6	0.8529	-0.0285
7	0.7835	-0.3737
8	0.7192	-0.6111
9	0.6501	-0.8141
10	0.5526	-0.9718
11	0.4481	-1.0095
12	0.3374	-0.9245
13	0.2205	-0.7253
14	0.1016	-0.4402
15	0.2586	-0.2271
16	0.0090	-0.1793
17	-0.0556	0.0142
18	-0.0579	0.0211

Table 3은 엔진의 자유력, X-, H-형 모멘트, 과급기의 성능, 베어링의 유막 등이 고려된⁽⁵⁾ 4가지의 크랭크 배치각을 보인다. 이 배열시 우선해서 고려할 사항은 비틀림진동의 4차 기진 벡터합성이 가능한 작도록 설계해야 한다. 둘째 크랭크 스로우와 피스톤 왕복관성에 의해서 발생하는 1, 2차 불평형우력이 0이⁽⁶⁾ 되도록 해야한다. 셋째 발전기 임을 고려하여 출력이 고르게 발생하도록 크랭크 배치각을 등간격인 30° 로 설계하는 것이 바람직하지만 필요에 따라 적절하게 조정할 수 있다. 넷째 베어링 유막과 관련해서는 실린더간의 연소간격이 짧은 다실린더 디젤엔진에서 인접해 있는 실린더가 연속으로 폭발하는 경우 기술적으로 검토되어야 하며 필요에 따라 스로우 반대편에 평형추(counter weight)를 부착하기도 한다.

여기서 Case A는 기존 엔진의 실린더 폭발순서를 바꾸어 동일 기종의 선박용 엔진에 적용되는 크랭크 배치각이다.⁽⁷⁾ Case B는 Case A와 유사한 크랭크 배치각으로 RTA 엔진에 적용한 실적이 있다. 선박용 엔진은 엔진과 프로펠러 사이에 축의 비틀림 강성이 낮아 1절 3, 4차 비틀림진동의 공진점이 엔진의 상용 운전회전수보다 낮고 프로펠러 감쇠가 커서 1절 비틀림진동이 문제가 되지 않는다. Case C, D는 1절 4차 비틀림진동의 기진력을 줄이기

Table 3 Firing angles for the 12K90MC-S generator engine (Unit : Deg.)

Cyl. No.	Before modify (Case A)	After modify (Case B)	After modify (Case C)	After modify (Case D)
1	0.0	0.0	0.0	0.0
2	120.0	120.0	122.3	124.6
3	240.0	240.0	240.0	241.6
4	90.0	270.0	278.2	277.1
5	210.0	30.0	40.7	37.9
6	330.0	150.0	157.9	148.4
7	270.0	90.0	83.5	78.0
8	30.0	210.0	206.1	196.8
9	150.0	330.0	323.0	322.3
10	180.0	180.0	184.9	181.8
11	300.0	300.0	308.0	292.1
12	60.0	60.0	64.7	54.1

Table 4 X-moments for the 12K90MC-S generator engine (Unit : kN · m)

Cyl. No.	Before modify (Case A)	After modify (Case B)	After modify (Case C)	After modify (Case D)
1	0	0	14	483
2	0	0	0	267
3	2143	2143	2162	2093
4	1746	1746	1686	753
5	0	0	968	1132
6	0	0	2072	167
7	0	0	573	72
8	404	404	270	670
9	1117	1117	911	788
10	0	0	118	212
11	0	0	28	145
12	0	0	50	216

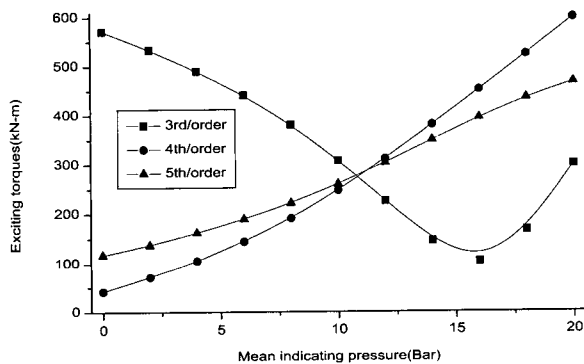


Fig. 3 Exciting torques/one cylinder of the 2K90MC-S at 103.4 rpm

위하여 등간격인 Case B의 크랭크 배치각을 부등간격으로 배열한 것으로 본 연구 대상 엔진은 12 실린더로 비교적 실린더수가 많고 발전기의 관성질량이 크므로 과급기의 성능범위 내에서 부등간격을 최대로 할 수 있다.

또한 Case C는 일본 M사 설계로 마카오에 있는 내연 발전소에 적용한 실적이 있으며, Table 4에 보인바와 같이 4, 6차의 X-형 모멘트가 큰 것이 단점이다. 따라서 지반의 강성 특성에 따라 6차 X-모드 진동이 증가할 가능성이 크다. 이를 줄이기 위하여 2장에서 언급한 사항들을 고려하여 컴퓨터를 이용한 반복계산에 의해서 최적이 되는 크랭크축 부등배치각 Case D를 구하고 최종으로 이를 적용한 엔진을 제작하였다. 이때 Case D의 부등되는 최대 이탈각은 13.2° (8번 실린더)로 Case C의 10.7° (4번 실린더)보다 상당히 크다. 또한 Case D에서 실린더간의 연소 간격이 가장 긴 경우는 7번 실린더와 2번 실린더 사이에서

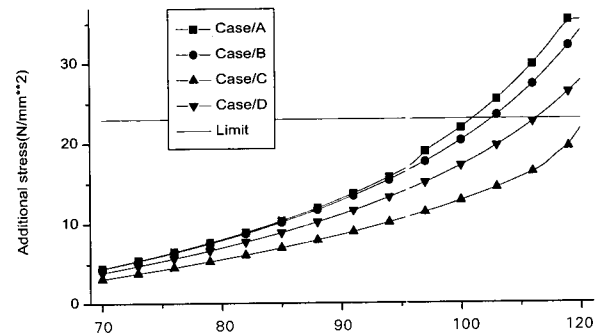


Fig. 4 3rd order additional stress of crank shaft without gen. load for the 12K90MC-S

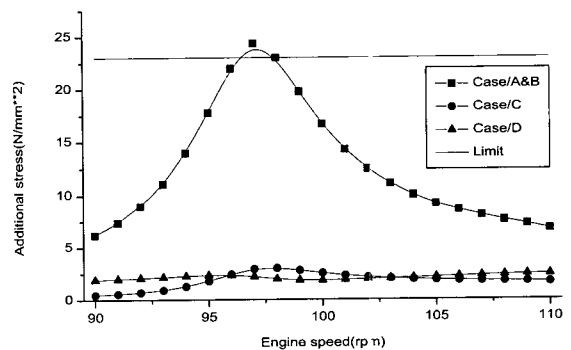


Fig. 5 4th order additional stress of crank shaft with 100 % gen. load for the 12K90MC-S

46.6° 로 Case C 1번 실린더와 5번 실린더 사이의 40.7° 에 비해 크므로 엔진 성능측면에서는 Case D가 Case C보다 다소 불리하다. 그러나 저부하시 축계의 비틀림진동과 정상부하시 엔진 X-모드 진동을 동시에 제어하기 위해서는 Case D가 Case C 보다 유리할 것으로 판단된다.

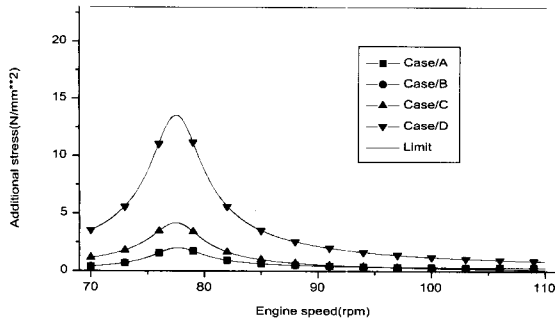


Fig. 6 5th order additional stress of crank shaft without gen. load for the 12K90MC-S

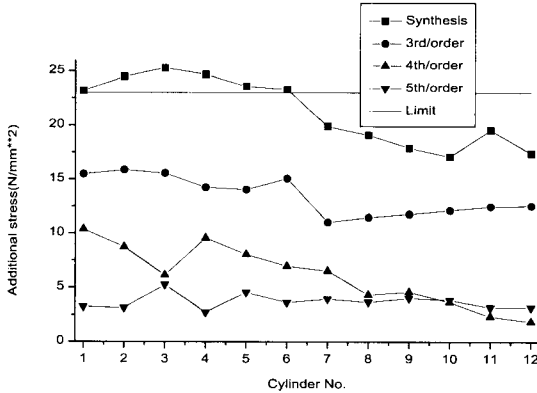


Fig. 7 Additional stress of crank shaft with 50% gen. load and one cylinder misfiring condition for the 12K90MC-S

우선 기진 토크의 양상을 확인하기 위하여 발전기의 동조회전수에서 피스톤과 회전부의 왕복관성력을 고려한 3~5차의 기진 토크를 Fig. 3에 보인다. 여기서 3차는 발전기의 무부하 상태에서 부하시보다 기진력이 크고, 4, 5차는 그 반대이다.

Fig. 4는 발전기 크랭크축의 3차 진동토크를 보여주고 있으며, 발전기의 부하가 증가하면 Fig. 3에서와 같이 기진 토크가 감소하여 비틀림진동은 점차 감소하게 된다. Fig. 5는 발전기 100% 부하시 계산한 크랭크축의 4차 진동토크로 Case C, D는 Case A, B에 비해 비틀림진동만을 줄일 목적으로 크랭크 배치각을 선정하였기 때문에 모두 만족할 만한 수준이다. Fig. 6은 발전기 무부하시 계산한 5차 진동으로 공진점인 78 rpm을 전후하여 비틀림진동이 크므로 엔진 시동 또는 중지시 운전금지 구역을 설정하여 운전을 피해야한다. 이상을 종합하면 Case D 크랭크 배치각이 가장 적합하나 4차 공진점이 발전기 동조 회전수 근처에 있어 한 실린더 착화 실패시 비틀림 진동이 급격하게 증가한다. Fig. 7은 발전기 50% 부하 상태에서 각 실린더별로 착화실패에 대한 이론적인 진동계산을 수행한 결과이다. 여기서 한 실린더가 착화실패 되면 비틀림진동이 급격하게 증가되므로 이를 감지할 수 있는 모니터링 시스템이 필요하다.

4. 비틀림진동 측정 및 고찰

공장 시운전시, 연구 대상 엔진의 크랭크축 강성을 확인하기 위하여 동력계를 부착하여 비틀림진동을 계측하였다. Fig. 8은 이때 계산 및 계측한 크랭크 선단의 8차 각속도 변동이며, 진폭은 계산결과보다 다소 높지만 고유진동수는 서로 잘 일치하고 있다.

Fig. 9는 디젤발전소에서 비틀림진동을 계측하기 위한 장비의 배치도를 보여주고 있다. 여기서 크랭크 선단 진폭은 비틀림진동을 모니터링하기 위하여 설치한 엔코더(encoder)와 F-V 변환기를 이용하였고, 발전기축의 진동 토크는 스트레인 게이지를 이용한 원격측정(telemetry) 장치를 사용하였다. 이외에도 엔진 본체진동과 크랭크 및 발전기의 종진동도 동시에 계측하였다.

3장에서 언급한 5차 비틀림진동을 확인한 결과 공진점은 Fig. 10에서와 같이 계산결과보다 3 rpm 정도 낮은 75 rpm이었다. 이는 발전기 축과 로터 림(rim) 사이가 원판형 구조로 연결되어 있고, 이 원판형 구조의 비틀림 강성은 축에 비해 아주 크지만 실제로 이들의 연성 효과에 의해서 강성이 저하된 것에 기인한다고 판단된다.

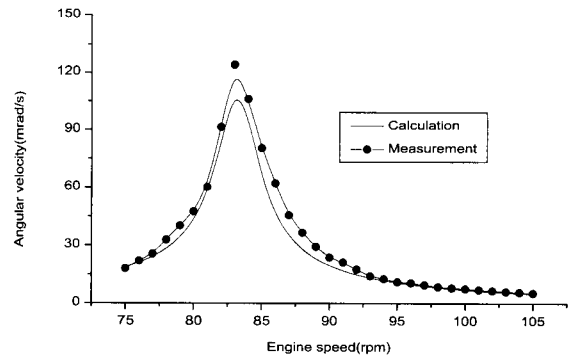


Fig. 8 8th order angular velocities of crank shaft free end without load at factory shop test

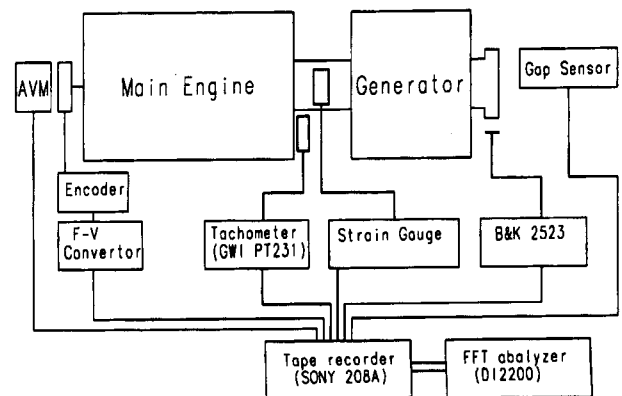


Fig. 9 Schematic diagram for torsional vibration test on the diesel power plant

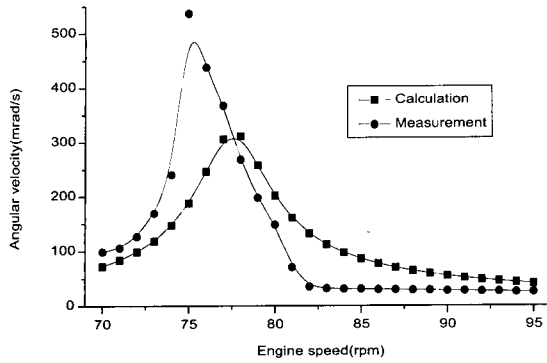


Fig. 10 5th order angular velocities of crank shaft free end without load on the diesel power plant (at site)

발전기의 동조회전수인 99 rpm (현지 사정에 따라 발전기의 동조회전수는 다소 변동될 수 있음)에서 계측한 각 차수별 크랭크 선단 진폭과 이에 상응하는 크랭크축의 부가응력은 Table 5에 보인다. 여기서 각속도 백분율은 비틀림진동 모니터링 시스템에 크랭크축을 보호하기 위하여 설정한 4차 한계 각속도 변동을 기준으로 하였으며, 크랭크축은 허용 부가응력을 기준으로 하였다. 3차 진동은 저부하에서 증가하다가 발전기 부하가 증가할수록 점차 감소함을 보여주고 있으며, 4차 진동은 발전기 부하에 따라 점차 증가하며 100% 부하시 4차 진동은 이론적인 계산 값은 아주 낮지만 실제 계측값은 실린더간의 압력-부피(P-V) 선도가 각기 약간씩 다르고 실린더간의 부하가 약간 불균등하여 높다. 하지만 전반적으로 비틀림진동은 만족할만한 수준이다.

본 연구 대상의 엔진은 실린더가 정상적인 상태에서는 비틀림진동이 문제가 되지 않지만, 실린더의 착화실패 또는 실린더간의 부하가 균등하지 않을 경우 비틀림진동이 증가한다. 따라서 이를 확인하기 위하여 발전기 부하를 50%에 고정하고 임의로 1~12 실린더까지 실린더 착화실패 테스트를 수행하였으며 그 결과는 Table 6에 보인다.

또한 실제로 운전 중 일어날 수 있는 조건을 감안하여 100% 부하에서 실린더간의 평균유효압력이 거의 균등한 부하상태(최적조건), 실린더간의 평균유효압력의 편차가 1bar(6cyl.의 pmi는 16.9 bar이고 나머지 6cyl.의 pmi는 17.9 bar)이면서 비틀림진동이 가장 크게 되는 조건, 그리고 한실린더 착화실패시 계측에 의해서 진동이 가장 큰 4번 실린더의 평균유효압력을 점차 감소시키면서 비틀림진동이 모니터링 시스템에 설정된 한계값에 도달하도록 연료분사장치를 조정하면서 진동계측을 수행한 결과를 Table 7에 보인다. 이 결과로부터 연구 대상의 엔진은 비틀림진동에 대해서 안전하게 설계되었음을 확인할 수 있다.

Table 5 Torsional vibration of 12K90MC-S at gen. synchronized speed(99 rpm)

Load (%)	Order	Ang. vel. amp. of cr. shaft free end (%)		Vib. torques of crank shaft (%)	
		Calcul.	Measured	Calcul.	Measured
0	3	120.5	112.0	70.8	65.8
	4	2.0	15.6	2.3	17.3
	5	23.5	10.4	10.7	4.9
50	3	69.7	45.1	40.9	26.5
	4	6.0	10.0	6.7	11.2
	5	42.3	24.4	19.4	11.2
75	3	26.8	10.0	15.8	5.9
	4	9.7	10.7	10.9	12.0
	5	58.9	19.0	19.0	6.1
100	3	55.2	50.5	32.5	29.7
	4	13.9	31.3	15.5	34.9
	5	75.6	51.5	24.5	16.7

Table 6 Torsional vibration of 12K90MC-S at 50% load and misfiring condition

Misfir. Cyl.	4th angular. vel. amp. of crank shaft free end(%)		4th order add'l stresses of crank shaft (%)	
	Calculated	Measured	Calculated	Measured
1	122.7	140.0	51.9	59.2
2	108.9	99.8	45.7	41.9
3	111.2	101.0	43.2	39.3
4	115.2	140.0	47.9	58.2
5	96.5	75.0	39.0	30.3
6	93.0	80.0	34.3	29.5
7	88.0	105.0	32.6	38.9
8	73.9	80.0	29.1	31.5
9	53.9	37.0	23.2	15.9
10	54.5	60.0	21.2	23.3
11	33.9	45.5	12.4	16.7
12	15.4	32.5	10.9	23.0

Table 7 Torsional vibration of the 12K90MC-S at 100% load and unload condition

Measuring condition	4th order angular vel. amp. of crank shaft free end(%)	4th order add'l stress of crank shaft (%)
Optimum by equalized load sharing	32.3	9.2
The worst by unequalized load sharing	51.7	29.4
18.5 % unload of Cyl. No.4	51.6	29.3
28.9 % unload of Cyl. No.4	71.0	40.4
44.5 % unload of Cyl. No.4	101.0	57.5

5. 결 론

본 논문에서는 20만 kW 육상 디젤발전소에 적용된 12K90MC-S 엔진을 대상으로 비틀림진동을 최적화하기 위하여 실린더간의 배치각을 등간격 대신에 부등간격으로 배열하는 방법을 이론적으로 검토하였다. 그리고 실제 엔진을 제작하여 실험을 통해서 그 타당성을 확인하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 발전기축의 조정에 의하여 4차 공진점과 발전기 동조회전수를 서로 분리하기가 어려워 크랭크의 배치각을 부등간격으로 배열하여 비틀림진동을 제어하였으며, 만족할 만한 결과를 얻을 수 있었다.

(2) 이론적으로 최적 위상각에 의해 4차 진동토크는 영에 접근하도록 설계를 하였지만 실린더간의 균등한 부하에 서로 각기 다른 P-V선도에 의해 비틀림진동이 증가함을 확인하였다. 하지만, 정상적인 상태에서 크랭크축은 안전하게 설계되었으며 이외의 차수는 계산값과 예측값이 비교적 잘 일치하였다.

(3) 한 실린더 착화실패시의 진동계측은 엔진의 안전을 위하여 엔진의 50% 부하 조건에서 수행하였다. 그 결과 크랭크축의 부가응력은 초기 예측값에 비해 벗어나지는 않았지만, P-V선도가 각 실린더마다 각기 다르고 가스 압력곡선이 이론값과 정확하게 일치하지 않아 이론값과 비교하여 약간의 오차가 있었다.

참 고 문 헌

- (1) Lee, D. C., Kim, Y. K., Kim U. K. and Jeon, H. J., 1998, "A study on the Vibration Controls for the Diesel Power Plant with Paralleled Two stroke Low Speed Diesel Engines", 22nd CIMAC Congress, p. 1635.
- (2) Jenzer J., and Frossard H., de Saugy, On the Dynamics of Diesel Power Plant, New Sulzer Diesel Ltd, May 1991.
- (3) MAN-B&W, An Introduction to Vibration Aspects of Two-Stroke Diesel Engines, MAN-B&W Diesel A/S, Nov. 1995.
- (4) 전효중 외 3명, 1989, "여러개의 분지를 갖는 동력 전달장치의 비틀림진동 해석", 한국박용기관학회지, 제13권 제2호, p. 117.
- (5) Lee, D. C., Lee, B. W., Kim, U. K. and Jeon, H. J., "X-mode Vibration Vibration Controls of Large Two Stroke Low Speed Diesel Engines", APVC'97, p. 151.
- (6) MAN-B&W, Noise and vibration Optimised 11-cylinder Diesel Engine for Propulsion of 4800 TEU Container Ship, MAN-B&W Diesel A/S, Nov. 1995.
- (7) 이돈출 외 3명, 1992, "다실린더 대형엔진의 착화순서 변경에 의한 진동제어", 대한기계학회 추계학술대회 논문집, p. 606.