

탄성커플링을 이용한 PTO를 갖는 기관축계의 비틀림진동에 관한 연구

이진모* · 김의간**

A Study on the Torsional Vibration of the Engine Shafting System with PTO System for Elastic Coupling

Jin-Mo Lee · Ue-Kan Kim

ABSTRACT

Engine shafting of small and medium ships adopt the power take off(PTO) systems which operates machineries such as hydraulic pump and sand dredging pump, with the power of main engine. However, the use of the PTO system shifts torsional vibration resonances by adding the inertia mass to the engine shafting. This, in turn, can make the usual resonance points go up to a dangerous level, which was not a problem in previous engine shafting. And the elastic couplings are frequently broken due to the vibratory torque and heat load by torsional vibration.

In this study, a computer program has been developed, and this program uses the transfer matrix method to analyze torsional vibrations of the engine shafting with PTO system and elastic couplings. The validity of this computer program has been confirmed by comparing the analysis results with measurement results. Also, it is confirmed that torsional vibration can be controlled by careful selection of a elastic couplings in 4 stroke diesel engine and 2 stroke diesel engine with PTO system.

* 한국해양대학교 기계공학 석사과정 진동소음전공

** 한국해양대학교 기계·냉동·자동차공학부 교수

1. 서 론

중소형 선박의 추진축계는 선박의 건조비 및 운항비를 줄이기 위하여 주기관의 동력으로 유압펌프, 모래준설용 펌프 등을 구동하는 PTO(Power Take Off) 시스템을 주로 채택하고 있다. PTO 시스템의 적용시에는 추진축계에 관성모멘트가 부가되어 비틀림 고유진동수가 낮아지게 된다. 따라서 기존의 축계에서는 문제로 되지 않던 위험회전수가 기관의 상용회전수 영역에 나타날 수 있다.

또한, 이러한 추진축계는 기관의 변동토크로부터 감속기와 클러치의 손상을 방지하고, 비틀림 주위험회전수의 회피와 부가응력을 제어하기 위하여 기관과 감속장치 사이에 탄성커플링을 설치한다. 그러나, 탄성커플링은 비틀림진동에 의한 진동토크 및 열부하로 인하여 파손되는 경우가 자주 발생하고 있다. 따라서, PTO 시스템에 탄성커플링이 설치된 추진축계는 비틀림진동으로부터 추진축계를 보호하고 탄성커플링의 손상을 방지하기 위해서 추진축계의 부가응력 및 탄성커플링에 작용하는 진동토크와 열부하를 평가하여야 한다.[1]

본 연구에서는 PTO 시스템에 탄성커플링이 설치된 추진축계의 비틀림진동을 전달 매트릭스법을 이용하여 해석하는 전산프로그램을 개발한다. 이를 실제 추진축계에 적용하여 해석하고 측정결과와 비교하며, PTO 시스템을 갖는 4행정 중속 디젤기관 및 2행정 저속 디젤기관 추진축계의 비틀림진동을 탄성커플링으로 제어하는 방법을 검토하고자 한다.

2. PTO 시스템을 갖는 추진축계의 비틀림진동 해석 및 측정

PTO 시스템과 탄성커플링을 갖는 추진축계의 비틀림진동 특성은 탄성커플링을 적용한 경우에 나타나는 진동특성에 PTO 시스템의 적용에 의한 진동특성이 추가되어 나타난다. 추진축계에 탄성커플링을 적용할 경우 상대적으로 낮은 강성계수를 갖는 탄성커플링의 동특성으로 인하여 직결축계에 비해 비틀림진동의 저차 모드의 고유진동수가 크게 낮아진다.

따라서 직결축계에서 문제로 되었던 주위험회전수는 기관의 상용회전수 이하로 되어 위험회전수의 회피가 가능하게 된다. 그러나 연속최대회전수 부근에서 3절 이상의 고차모드 고유진동수에 해당하는 진동성분이 발생하여 이의 회피가 어렵게 되는 경우가 자주 발생한다.[2][3] 본 절에서는 PTO 시스템을 갖고 탄성커플링이 설치된 추진축계의 비틀림진동을 해석하기 위한 전산프로그램을 개발하였으며, 이의 신뢰성을 확인하기 위하여 실제 추진축계의 비틀림진동을 해석하고 측정결과와 비교 고찰하였다.

모래준설회선의 추진용 추진축계에 모래 준설회용 펌프구동을 위하여 PTO 시스템을 설치한 경우를 Fig. 2.1에 보인다. PTO 시스템을 갖는 4행정기관 추진축계를 주기관을 추진용으로 사용할 경우 및 주기관을 PTO 모래준설회용 펌프를 구동할 경우에 등가 비틀림진동계로 모델링하면 각각 Fig. 2.2 및 Fig. 2.3과 같이 된다.

실제 추진축계의 비틀림진동을 측정하고 이를 계산결과와 비교하였다. 비틀림진동은 비틀림진동미터(B&K2325), 속도감지센서(B&K MM0024), FFT분석기(Onosokii CF360), 트랙킹콤팩터(Onosokii CF0382)를 사용하여 PTO축에서 측정하였다. PTO축에서 측정된 비틀림 진동진폭과 해석결과를 Fig. 2.4 및 Fig. 2.5에 보인다.

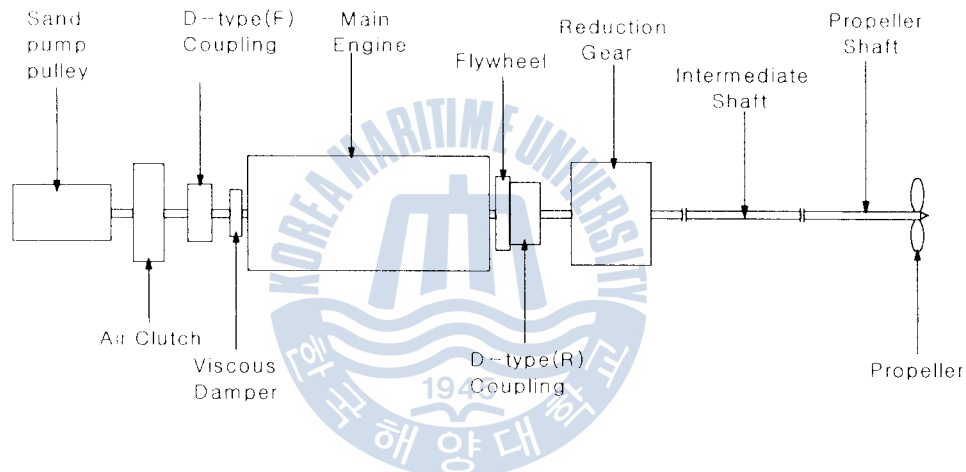


Fig. 2.1 Schematic diagram of the 4 stroke engine shafting system with D-type coupling.

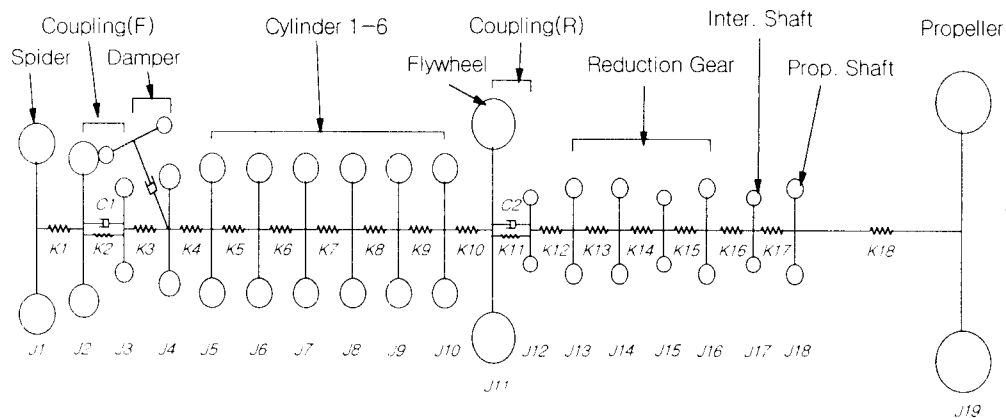


Fig. 2.2 Equivalent spring-mass system of the 4 stroke engine propulsion system with D-type coupling.

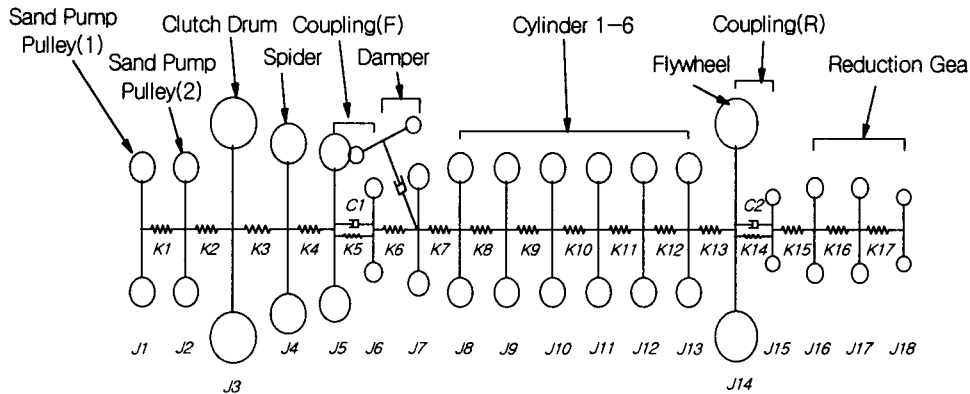


Fig. 2.3 Equivalent spring-mass system of the 4 stroke engine PTO system with D-type coupling.

이들을 검토하여 보면 Fig. 2.4의 1.5차는 진동진폭이 측정결과와 거의 일치하고 있으며, Fig. 2.5의 3차 진동진폭은 위험회전수가 기동회전수보다 낮아 확실히 비교하기는 곤란하나 해석결과가 측정결과와 비슷한 양상을 보여주고 있어 본 연구에서 개발한 전산프로그램의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

본 연구에서 개발한 전산프로그램을 이용하여 Fig. 2.1의 추진축계 각 부분에 대한 진동진폭, 부가응력, 진동토크 및 열부하에 대하여 계산하였다. 또한 PTO 시스템 부착에 따른 비틀림진동의 특성을 파악하기 위하여 추진축계에 PTO 시스템의 설치 유무에 따른 영향도 함께 비교 고찰하였다.

Fig. 2.6은 추진기 구동시 크랭크축 선단의 진동진폭을 계산한 결과이다. 여기서 굵은 선은 PTO 시스템을 갖는 추진축계이며 가는 선은 PTO 시스템이 부착되지 않은 일반적인 축계를 나타낸다. Fig. 2.7은 4번 크랭크축에 작용하는 진동 부가응력을 계산한 결과이다. PTO 시스템의 적용으로 인하여 고유진동수가 하향 조정되면서 연속최대회전수 부근의 크랭크축 부가응력이 28 N/mm²에서 32 N/mm²로 높아졌으며, 그 결과로 선급의 피로허용 기준치인 30 N/mm²을 초과함을 보여주고 있다. 따라서 이 추진축계는 비틀림진동을 효과적으로 제어하기 위하여 적절한 탄성커플링과 점성댐퍼를 재 선정할 필요가 있다.

Fig. 2.8은 PTO 구동시 주기관의 전부에 장착된 D형(F) 커플링에 작용하는 진동토크를 계산한 결과이다. 펌프 사용회전수 부근인 800 rpm 근방에서 진동 부가토크가 허용 기준치인 5.5 kNm를 초과하고 있으며, 연속사용회전수 이후로 갈수록 그 크기가 증가하고 있다. Fig. 2.9는 D형(F) 커플링에 작용하는 열부하를 계산한 결과이다. 진동 부가토크의 과대로 인하여 연속사용회전수 부근의 800 rpm 이후에서 기준치인 400 W를 초과하여 열부하가 크게 증가하고 있음을 알 수 있다. 따라서 탄성커플링 또는 댐퍼를 재 선정하여 이를 제어하는 것이 바람직하다. 이에 대해서는 3장에서 기술하고자 한다.

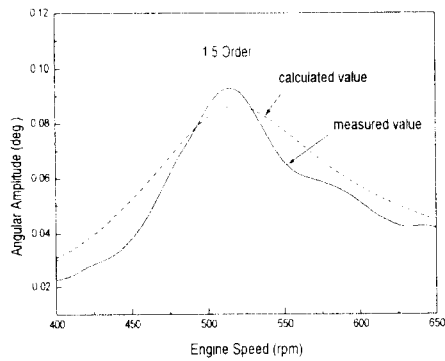


Fig. 2.4 Comparison between calculated value and measured value.

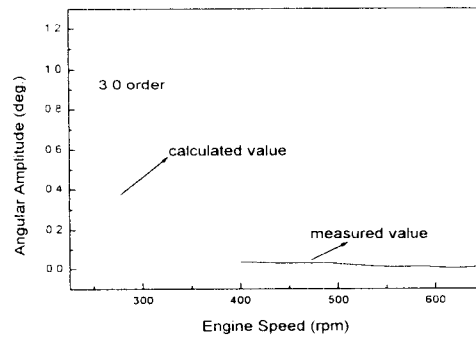


Fig. 2.5 Comparison between calculated value and measured value.

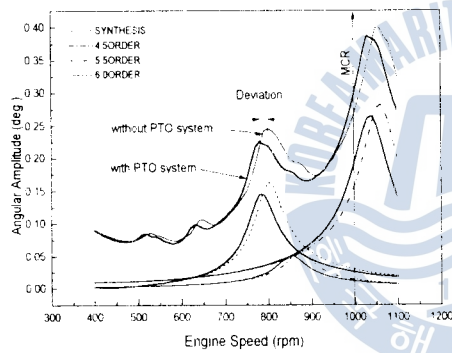


Fig. 2.6 Angular amplitude on the fore-end of crankshaft for D-type coupling.

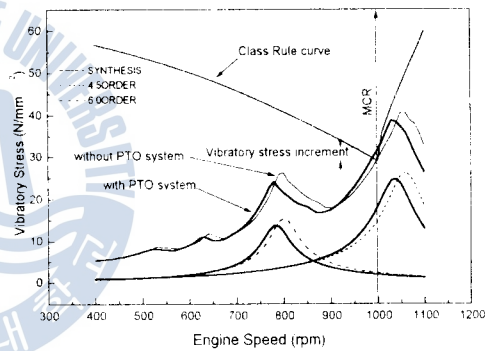


Fig. 2.7 Vibratory stresses on the No. 4 crankshaft for D-type coupling.

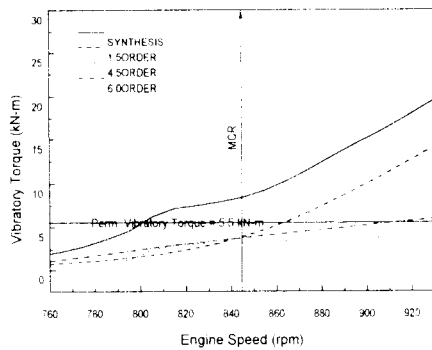


Fig. 2.8 Vibratory torques on the D-type (F) coupling for PTO system.

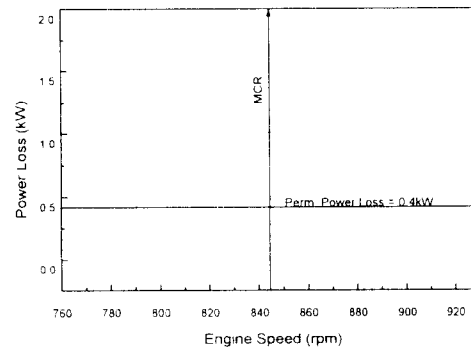


Fig. 2.9 Power loss on the D-type(F) coupling for PTO system.

3. 탄성커플링을 이용한 PTO를 갖는 추진축계의 비틀림진동 제어

3. 1 4행정 중속 디젤기관 축계의 비틀림진동 제어

2장에서 D형 커플링을 갖는 경우 추진기 구동시 연속최대회전수 부근에서 4.5차 진동성분의 영향으로 크랭크축 부가응력 등이 문제로 되고 있으며, PTO 단독 구동시에는 전부에 설치된 탄성커플링의 열부하와 진동 부가토크가 기준치를 초과하여 문제됨을 알 수 있었다. 이 추진축계의 비틀림진동을 제어하기 위하여 4.5차 진동성분의 공진점을 연속최대회전수 이후로 상향 조정하는 방법을 택하였으며, 절점인 후부 탄성커플링을 상대적으로 높은 강성을 갖는 탄성커플링으로 교체하였다. 이 조건을 만족하는 커플링으로 V사의 R형 커플링을 선정하였으며, 계산한 결과를 살펴보면 다음과 같다.

Fig. 3.1은 추진기 구동시 R형 커플링을 적용한 경우에 크랭크축 선단의 진동진폭을 계산한 결과이다. 이를 검토하면 D형 커플링을 적용하였을 때 보다 4절 4.5차 및 6차 위험회전수가 연속최대회전수 이후로 상향 조정되었고, 진동진폭도 감소하였다. 합성진동진폭도 기관의 운전영역 전반에 걸쳐 감소하였으며, 특히 연속최대회전수 부근에서 크게 감소한 것을 알 수 있다. Fig. 3.2는 3번 크랭크축의 부가응력을 계산한 결과이다. 이 경우에도 R형 커플링의 적용으로 기관의 운전영역 전반에 걸쳐 크랭크축의 부가응력이 크게 감소하였다. 연속최대회전수에서는 15 N/mm^2 정도 부가응력이 감소하였다. 따라서 D형 커플링을 적용한 경우에 문제로 되었던 4.5차 진동은 R형 커플링을 적용함으로써 선급의 피로한계 허용치를 충분히 만족하고 있다.

PTO 단독 구동시 R형 커플링을 적용한 추진축계의 강제진동을 계산하고, 그 결과를 D형 커플링이 적용시와 비교 분석하여 PTO 구동조건에 대한 추진축계의 비틀림진동 제어 방법을 검토하였다. Fig. 3.3과 Fig. 3.4는 주기관 전부의 R형(F) 커플링에 작용하는 진동토크와 열부하를 계산한 결과이다. 이를 검토하여 보면 4.5차 진동은 800 rpm에서 나타나고 있으며, 또한 1.5차 위험회전수는 500 rpm에서 900 rpm 부근으로 이동하여 운전영역 전반에 걸쳐 진동토크가 증가하였다. 그러나 제작사에서 제시한 커플링의 진동토크 기준치인 3.13 kNm은 만족하고 있으며 열부하도 운전영역에서 허용치인 360 W를 만족하고 있다.

3. 2 2행정 저속 디젤기관 축계의 비틀림진동 제어

Fig. 3.5는 2행정 저속 디젤기관의 추진축계를 간략히 나타낸 것으로 여기에 적용된 주기관 및 PTO 시스템의 특성을 Table 3.1에 보인다. 본 기관은 4행정기관과는 달리 감속장치가 없으며, 비틀림댐퍼를 적용하지 않은 경우이고, 운전 조건을 선택하기 위하

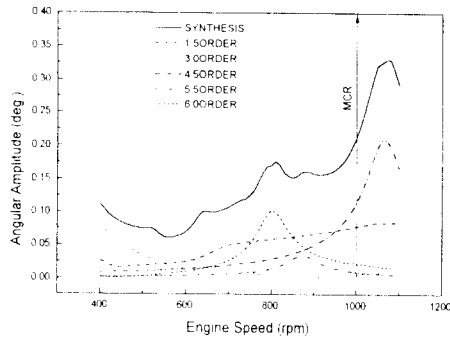


Fig. 3.1 Angular amplitudes on the fore-end of the crankshaft for R-type coupling.

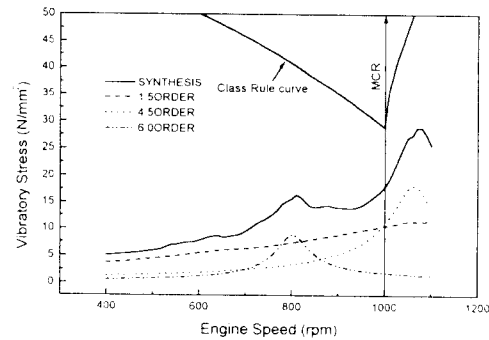


Fig. 3.2 Vibratory stresses on the No.3 crankshaft for R-type coupling.

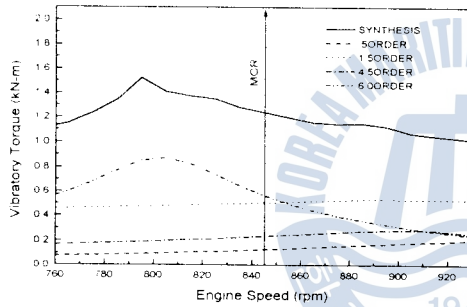


Fig. 3.3 Vibratory torques on the R-type (F) coupling (PTO driven only)

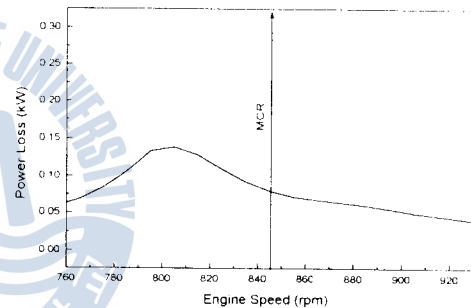


Fig. 3.4 Power loss on the R-type(F) coupling (PTO driven only)

하여 주기관의 전후부에 클러치를 장착하고 있다. 추진기 단독 운전시 등가진동계로 모델링하면 Fig. 3.6과 같고, PTO 시스템 단독으로 구동시 모델링하면 Fig. 3.7과 같다.

Fig. 3.8은 추진기 단독 구동시 추진축계의 비틀림 진동진폭 계산결과를 PTO 시스템 적용전의 계산결과와 비교한 것이다. 이를 살펴보면 추진기 단독 구동시 클러치 트림의 관성모멘트로 인하여 축계의 고유진동수가 하향 조정된 것을 알 수 있다. 즉 주위험차수인 1절 6차 진동성분의 공진점이 하향 이동되면서 진동진폭도 줄어든 것을 볼 수 있다.

Fig. 3.9는 출력플랜지에서 비틀림 부가응력을 계산한 결과이다. 이 결과를 살펴보면 출력플랜지에서는 120 rpm에서 1절 6차 진동성분의 영향으로 선급의 연속사용금지 곡선을 초과하는 합성진동 부가응력이 약 120 N/mm² 정도의 큰 값을 나타내고 있다. 따라서 주위험차수인 1절 6차 진동성분의 공진점이 기관의 운전범위 내에 존재하여 크랭크축, 추진축과 메인 클러치에 과대한 진동 부가응력과 부가토크가 작용하므로 이를 제어할 필요가 있다.

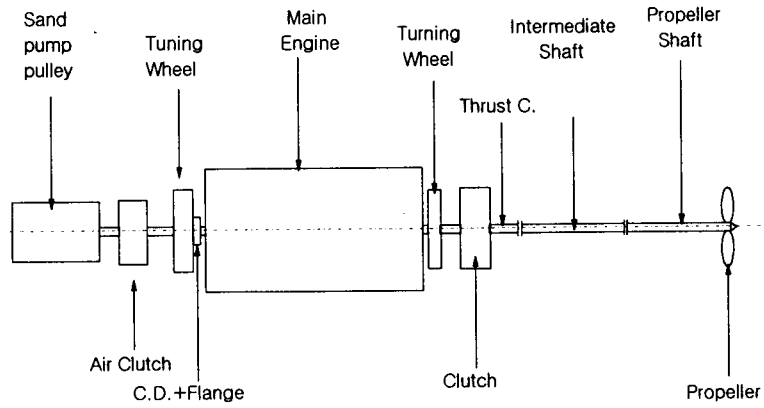


Fig. 3.5 Schematic diagram of the 2 stroke engine shafting system.

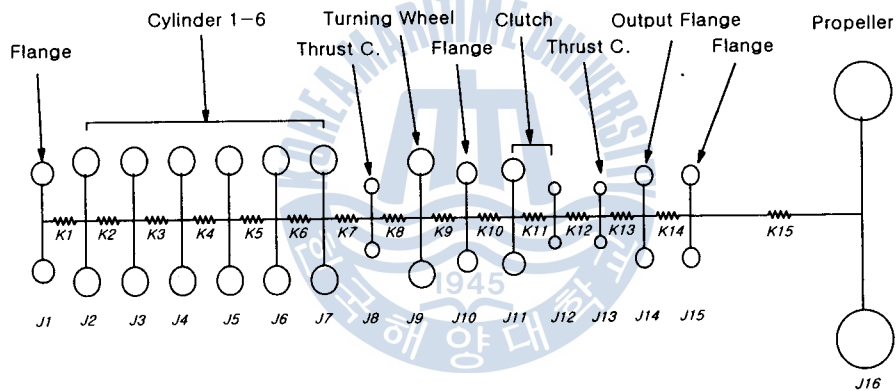


Fig. 3.6 Equivalent spring-mass system of the 2 stroke engine propulsion system.

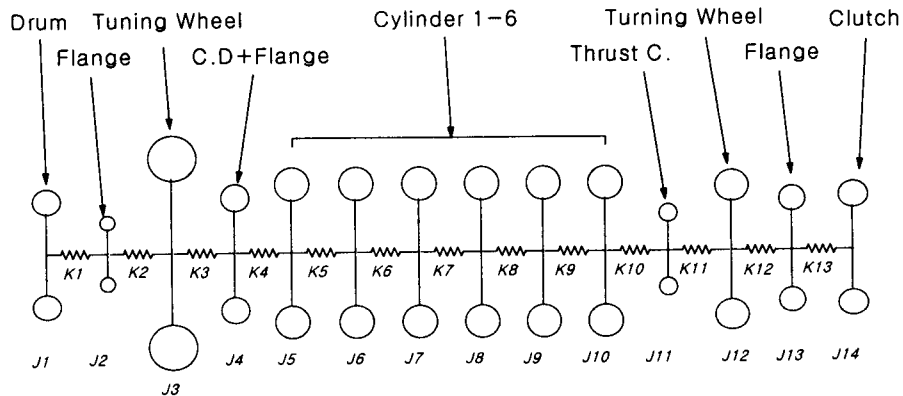


Fig. 3.7 Equivalent spring-mass system of the 2 stroke engine PTO system.

Table 3.3 Specification of the 2 stroke engine and sand pump.

Engine	Type	2 stroke
	Output at M.C.R.	4560 PS × 200 rpm
	Cylinder bore	350mm
	Stroke	1050mm
	No. of cylinder	6
	Conn. rod ratio(r/D)	0.417
	Reciprocating weight	824 kg
	Pmi	18 bar
Sand pump	Type	HPD-600
	Output at M.C.R.	1860PS at 360 rpm/190rpm
	Air clutch	SY-38VC1200

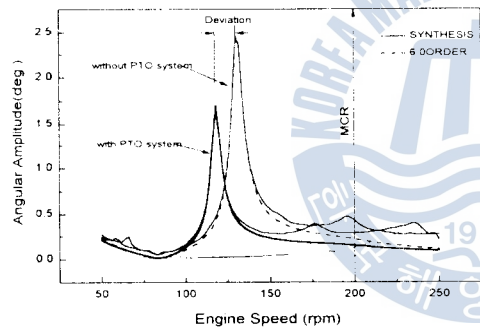


Fig. 3.8 Angular amplitudes on the fore-end of crankshaft.

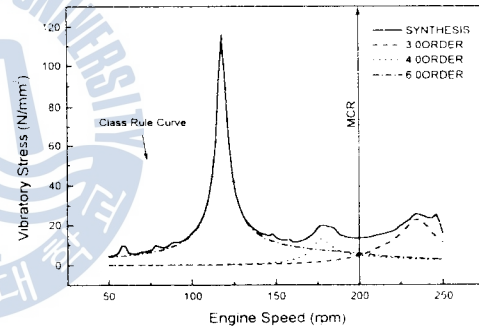


Fig. 3.9 Vibratory stresses on the output flange.

3.2.1 탄성커플링의 적용에 의한 추진축계의 비틀림진동 제어

추진축계에 댐퍼나 탄성커플링을 적용하지 않는 경우, 기관 단독운전시 120 rpm 부근에서 연속사용금지 곡선을 초과하는 진동 부가응력과 부가토크가 발생하고 있다. 이에 대한 대책으로 탄성커플링을 추진축계에 적용하여 이를 제어하는 방법을 검토하고자 한다. 이 추진축계에 적용 가능한 탄성커플링으로 E형, R형, G형 등의 3가지 탄성커플링을 선정하고 계산 및 평가를 실시하였다.[4][5][6]

추진축계에 비선형 E형 커플링을 적용하여 4번 크랭크축에 작용하는 진동 부가응력 계산결과를 Fig. 3.10에 보인다. 이를 살펴보면 2절 진동의 절점인 4번 크랭크축에서의

진동 부가응력이 2절 9차 및 10차 진동성분의 영향으로 합성치가 38 N/mm², 44 N/mm²의 크기를 나타낸다. 또한 연속최대회전수에서 선급의 허용기준인 20 N/mm²을 약간 상회하고 있다. 따라서 E형 커플링은 본 축계에 부적절한 것으로 판단된다.

G형 커플링을 적용하여 4번 크랭크축에 작용하는 진동 부가응력 계산결과를 Fig. 3.11에 보인다. 이를 살펴보면 2절 진동의 절점인 4번 크랭크축에서 8차, 9차 진동성분으로 인한 진동 부가응력이 연속최대회전수 이후에서 높게 나타남을 알 수 있다. 따라서, G형 커플링도 적용이 곤란한 것으로 판단된다.

추진축계에 강성계수가 비교적 큰 R형 커플링을 적용하여 비틀림진동을 해석한 결과를 Fig. 3.12 및 Fig. 3.13에 보인다. 이를 검토하여 보면 추진축계의 부가응력과 탄성커플링의 진동토크 및 열부하가 운전영역에서 만족한 결과를 주고 있다. 따라서 본 축계에는 R형 커플링을 적용하여 비틀림진동을 제어하는 것이 가장 바람직한 것으로 판단된다.

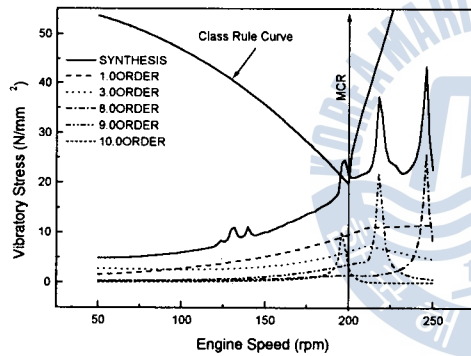


Fig. 3.10 Vibratory stresses on the No. 4 crankshaft for E-type coupling.

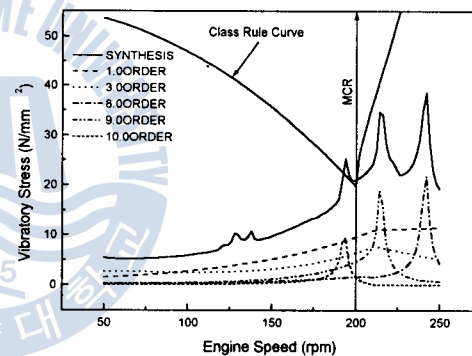


Fig. 3.11 Vibratory stresses on the No. 4 crankshaft for G-type coupling.

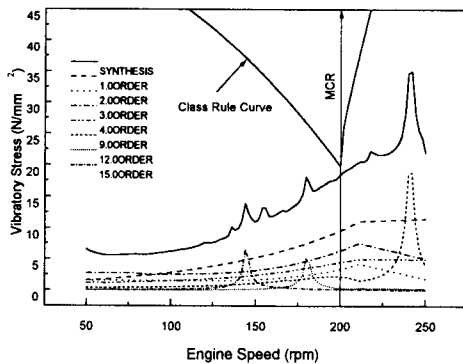


Fig. 3.12 Vibratory stresses on the No. 4 crankshaft for R-type coupling.

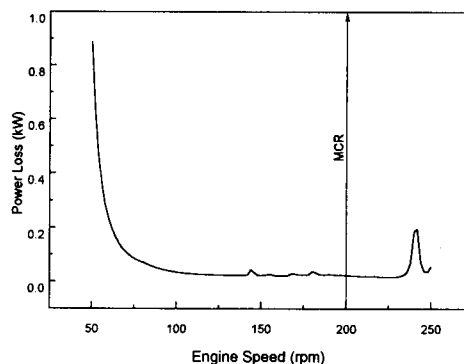


Fig. 3.13 Power loss on the R-type coupling.

3.2.2 PTO 단독 구동시의 비틀림진동 제어

추진기 구동시와 마찬가지로 선정 가능한 각 탄성커플링에 대하여 기관 축계의 비틀림진동을 계산하고 평가하였다. 먼저, 추진기 구동시에 가장 만족스런 결과를 보인 R형 커플링 적용시에 대하여 계산하고 평가하였다. Fig. 3.14는 R형 커플링에 작용하는 진동 부가토크를 계산한 결과로서 제작사에서 제시한 기준치를 만족하고 있음을 알 수 있다. Fig. 3.15는 4번 크랭크축에 작용하는 진동 부가응력을 계산한 결과이다. 이를 살펴보면 2절 6차 진동성분의 영향으로 연속최대회전수 이후에서 합성 부가토크가 매우 크게 나타나고 있으나, 기관 운전영역에서는 20 N/mm 정도의 만족한 값을 보이고 있다. 따라서, 본 축계는 R형 커플링을 적용하면 추진기 구동시 및 PTO 단독 구동시의 비틀림진동 문제를 적절히 제어할 수 있다.

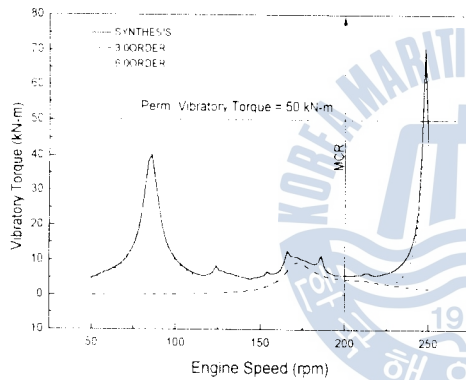


Fig. 3.14 Vibratory torques on the R-type coupling (PTO driven only).

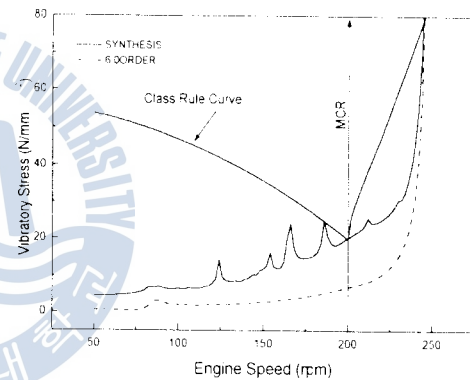


Fig. 3.15 Vibratory stresses on the No. 4 crankshaft for R-type coupling(PTO driven only).

4. 결 론

본 연구에서는 PTO 시스템을 갖는 추진축계의 비틀림 강제진동 특성을 파악하고 이를 해석하기 위한 전산프로그램을 개발하였으며, 이를 실제 추진축계에 적용하여 측정결과와 비교 고찰한 결과, 본 연구에서 개발한 전산프로그램의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 또한 PTO 시스템을 갖는 추진축계의 비틀림진동을 탄성커플링으로 제어하는 방법을 연구하였다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) PTO 시스템을 갖는 추진축계의 비틀림 강제진동을 전달매트릭스법으로 해석하였으며, 이를 실제 기관에 적용하여 측정치와 비교 검토한 결과 신뢰성 있는 정도를

얻을 수 있었다.

- 2) 추진축계에 PTO 시스템을 적용하면 관성모멘트의 추가로 공진점이 하향 이동하여 기존의 축계에서 문제로 되지 않던 진동성분들이 기관의 사용회전수 영역에 나타날 수 있음을 확인하였다.
- 3) PTO 시스템을 갖는 추진축계는 추진기 구동조건 및 PTO 구동조건에 대한 비틀림 강제진동의 검토가 필요함을 확인하였다.
- 4) PTO 시스템을 갖는 4행정 중속 디젤기관 및 2행정 저속 디젤기관 추진축계의 비틀림진동은 탄성커플링을 적절히 선정하면 효율적인 제어가 가능함을 확인하였다.

참 고 문 헌

- [1] 김의간, “추진축계 비선형 강제비틀림진동해석 전산프로그램 개발에 관한 연구”, 한국해양대학교 부설 산업기술연구소, 1993. 3., pp.20~37.
- [2] 전효중, “선박 동력전달장치”, 태화출판사, 1986
- [3] 박용남, “디젤 엔진 축계의 비선형 비틀림진동에 관한 연구”, 한국해양대학원 박사 학위논문, 1997.
- [4] Vulkan Co., “EZR Highly Flexible Couplings”, 1997.
- [5] Vulkan Co., “RATO Highly Flexible Couplings”, 1997.
- [6] Geislinger Co., “Geislinger Elastic Damping Couplings”, 1992.