

선박용 디젤기관 크랭크 축계의 2절 비틀림 진동에 대한 연구

최문길**, 박건우*

(주)한진중공업 기장설계팀*

A Study on the 2-node Torsional Vibration for Marine Diesel Engine Crankshaft

Moon Keel Choi** and Kun Woo Park*

Hanjin Heavy Industries & Construction Co., LTD.*

Abstract

With the development of computer program in calculation for torsional vibration of ship's propulsion shafting it has become possible to calculate all order's vibratory amplitude, vibratory torque, vibratory stress and synthesis value at all concerned revolutions by way of solving the vibratory equation directly. Though this kind of propulsion shafting vibration calculation method makes it possible to get generalized and precise result of calculation, the unexpected critical crankshaft torsional vibration has still appeared in maneuvering range of the engine. A close investigation has been carried out to find out the cause for the 2-node propulsion shafting torsional vibration of the crankshaft that exceeded the limitation value near the MCR 104rpm on the sea trial of the recently delivered 6000TEU class container vessel from HHIC. In conclusion, as the latest super-output engine with heavy crankshaft and propeller mass seems to be liable to 2-node torsional vibration of crankshaft, it is recommend that, in the design stage of propulsion shafting, its torsional vibration condition must be more carefully checked.

※Keywords: Propulsion shafting vibration (추진축계 진동), 2-node propulsion shafting torsional vibration (2절 추진축계 비틀림진동), Secondary Resonance Effect (2절 공진효과)

1. 서론

선박의 추진 축계 비틀림 진동의 계산은 과거에 에너지 법에 의해 고유 진동수와 공진점에서의

진동진폭 및 응력을 구하는 정도였으나 전산 프로그램이 개발되면서 직접 진동방정식을 풀어 관심 있는 모든 회전수에 있어서 개별차수의 진동진폭, 진동토크, 진동응력을 계산하고 이들의 합성치까지도 정확히 계산할 수 있게 되었다.

이처럼 축계 진동의 계산 방법이 보편화되어 더

†교신저자: mkchoi@hanjinsc.com, 051-410-3603

욱 정밀한 계산이 가능하게 되었지만 아직도 예측하지 못한 문제가 발생하는 경우도 있다.

본 연구는 최근 한진중공업에서 제작하여 인도된 10 실린더 엔진을 장착한 6200TEU 급 컨테이너선의 축계 비틀림 진동 계산결과, 중간 축과 프로펠러 축은 문제가 전혀없었으나 크랭크샤프트에서 발생하는 2 절 비틀림 진동으로 인한 문제가 야기될 여지가 있었으므로 사전에 설계부서와 연구소 그리고 엔진 제작사의 충분한 계산과 분석이 반영되었음에도 불구하고 해상시운전시 크랭크샤프트의 2 절 축계 비틀림 진동이 MCR 부근에서 과도하게 발생되어 그 원인에 대한 정확한 연구분석이 수행되었다.

2. 본 론

축계 진동 해석단계에서 고려된 두 가지 중에서 먼저 최근 축계 비틀림진동에서 문제되는 크랭크 샤프트의 2 절 공진 (Secondary Resonance Effect)으로 인한 비틀림 진동 응답의 변화에 대해 검토하고 두번째로 축계시스템에 적용된 착화순서의 변경에 따른 크랭크샤프트에 발생하는 비틀림 진동 영향을 분석하였다. 또한 본 연구 선박의 해상 시운전시 MCR 근처에서 발생된 과도한 2 절 비틀림 진동의 원인이 된 벡터 합성 패턴 (Vector Summation Pattern)에 따른 과도 비틀림 진동의 대책에 대해서도 검토하였다.

2.1 축계 비틀림 진동

뉴턴의 운동 방정식에 따르면 복잡한 감쇠 비틀림 진동의 운동 방정식을 식(1)과 같이 매트릭스로 간략하게 표현할 수 있다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

- [J] : 관성 질량 매트릭스
- [C] : 비틀림 감쇠 매트릭스
- [K] : 비틀림 강성 매트릭스
- {F(t)} : 강제력 벡터, {θ} : 각진폭 벡터

2.1.1 1 절 축계 비틀림 진동

1 절 축계 비틀림 진동은 중간 축과 프로펠러 축에 절점이 위치하며, 중간 축과 프로펠러 축의 응력이 커지게 된다.(Fig. 1 참조) 1 절 비틀림 진동의 대표적인 것으로 Misfiring 시 중간 축과 프로펠러 축에 1 절 2 차 성분이 아주 크게 나타나는 경우이며, 또한 과도하게 큰 Tuning Wheel 의 사용으로 1 절 2 차 성분이 커지는 현상이 발생한다.

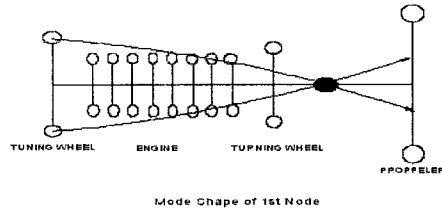


Fig. 1 Mode shape of 1st node of torsional vibration

2.1.2 2 절 축계 비틀림 진동

프로펠러 바로 앞과 크랭크 샤프트에 절점이 형성된다.(Fig. 2 참조) 그러나 프로펠러 축의 부분은 크지 않으며 크랭크 샤프트에 발생하는 응력이 커지게 되며, 최근 선박의 고속화와 대형화에 따라서 크랭크 샤프트의 2 절 비틀림 응력은 더욱 커지게 되었다.

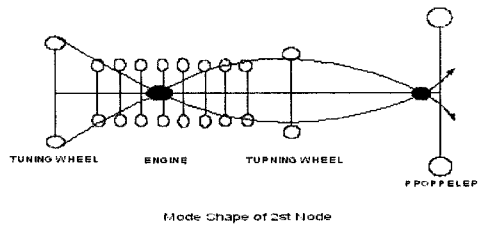


Fig. 2 Mode shape of 2nd node of torsional vibration

2.1.3 Secondary Resonance Effect

타사의 8RT-flex96CB 엔진을 장착한 선박의 첫 해상 시운전시 Gas Harmonic 이나 Damping Parameter 등 다른 부분에는 아무런 문제가 없음에도 불구하고 2 절 11 차의 비틀림 진동이 89RPM 근처에서 해석 결과보다 비교적 높은 약

±32 N/mm² 로 계측이 되었다.

일반적으로 이 운전구간에서는 Barred Speed Range 가 허용되지 않아 이후의 시리즈 선박에는 스프링 댐퍼가 장착되었다. 이는 소위 2 절 공진효과(Secondary Resonance Effect, 이하 SRE 라고 칭함)의 영향 때문으로 8 실린더 엔진의 경우 2 절 11 차 성분이 약 89RPM 근처에서 해석보다 높은 과도한 공진 진폭이 문제가 된다. Fig. 5 는 해석 결과를, Fig. 6 는 계측 결과를 나타낸다.

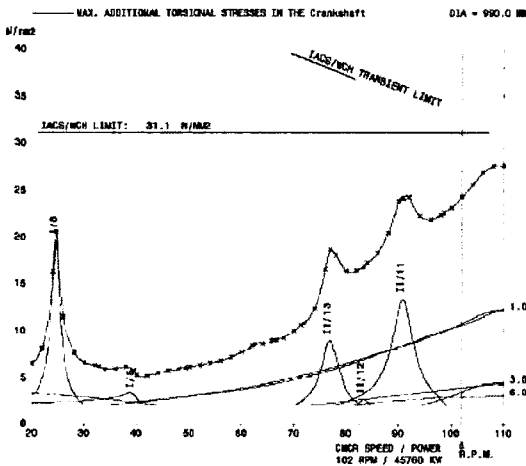


Fig. 5 Result of analysis on 8RT-flex96CB

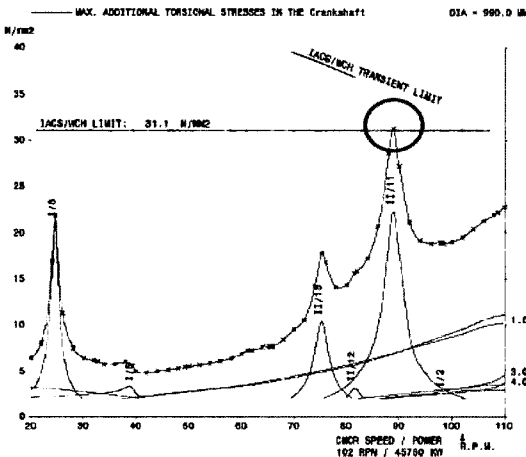


Fig. 6 Result of meas. on 8RT-flex96CB

SRE 의 원인은 1961 년 Draminsky P.의 논문 “Secondary Resonance and Subharmonics in Torsional Vibrations”에서 엔진의 왕복동 질량의 운동학에 기인한 크랭크의 Variable Inertia 때문인 것으로 밝혀졌다.(Fig. 7, 식(2) 참조)

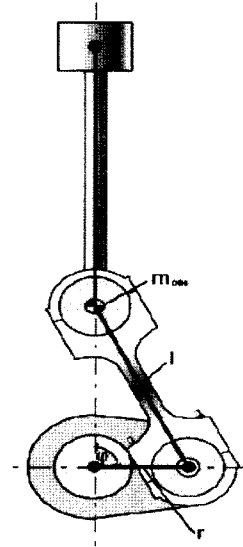


Fig. 7 Diagram of variable inertia mechanism

$$J_{OSC} = r^2 \cdot m_{OSC} \cdot \left(\sin\phi + \frac{\lambda \cdot \sin\phi \cdot \cos\phi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\phi}} \right) \quad (2)$$

- m_{OSC} : total oscillating mass/1unit
- r : crank radius
- l : connecting rod length
- λ : connecting rod ratio = r/l
- ϕ : crank angle

또한 이 SRE 는 다른 실린더 수를 가진 엔진의 2 절 Harmonic Order 에도 영향을 미친다. 그 예로, 본 연구 선박과 같이 10 실린더 엔진을 장착한 선박의 경우에는 MCR 근처의 2 절 8 차 성분이 계측시 해석보다 높은 비틀림진동 진폭이 나타나게 된다. Fig. 8, 9 에서 10RT-flex96CB 엔진의 SRE 의 영향을 비교하였다.

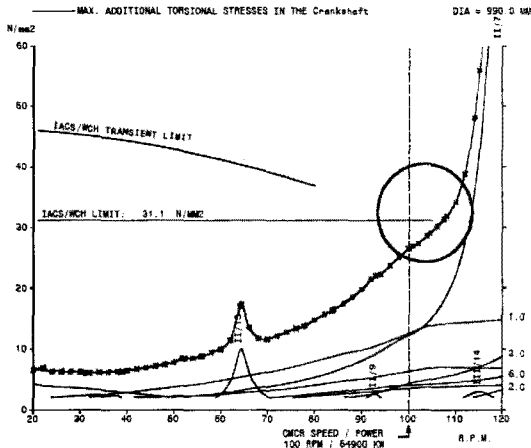


Fig. 8 Torsional vibration without influence of SRE (N8' firing order)

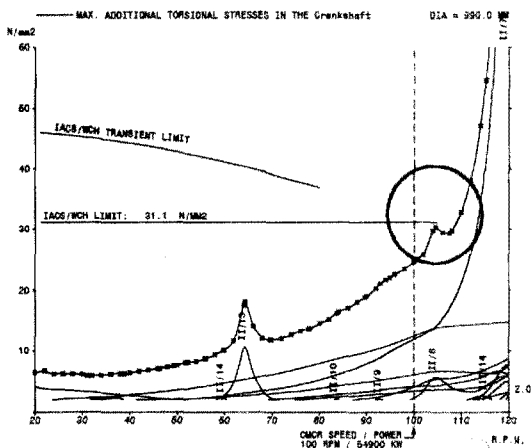


Fig. 9 Torsional vibration with influence of SRE (N8' firing order)

2.1.4. 착화순서에 따른 2 절 비틀림진동 영향
 10RTA96CB 엔진에 적용되어 오던 착화 순서인 Ne5의 경우 Stern Tube Bearing에서 비틀림 진동의 영향으로 높은 충 진동이 발생되어 N8' 착화순서가 적용되었으나 External Moment 중 M2v 값이 높아져(10RTA96CB, Ne5 :±351kNm, 10RTflex96CB, N8' :±2403 kNm) 이로 인한 선체 진동의 발생이 우려되어 새로 적용된 착화순서가 N8' opt이다. 하지만 N8' opt 착화순서를 적용하여 M2v 값은 ±1612kNm로 낮출 수 있었지만 N8' opt 착화순서는 SRE에 기인된 2 절 8 차의

비틀림 진동을 커지게하여 비틀림 진동 댐퍼를 반드시 설치해야만 되는 결과를 초래한다.

최근 해상시운전을 마친 유사한 선박에서 External Moment M2v ±2403 kNm의 영향평가 결과, M2v로 인한 과도한 선체진동이 일어나지 않음을 확인하였다. (Fig. 10 참조)

이후 Wartsila 10RT-A/flex96CB의 엔진에는 N8'의 착화순서를 적용하여 SRE에 기인된 2 절 8 차의 비틀림 진동이 약 58%의 감소된 결과를 가져왔으며 이로 인하여 비틀림 진동 댐퍼 없이 설치가 가능하다(Fig. 9, 11 비교)

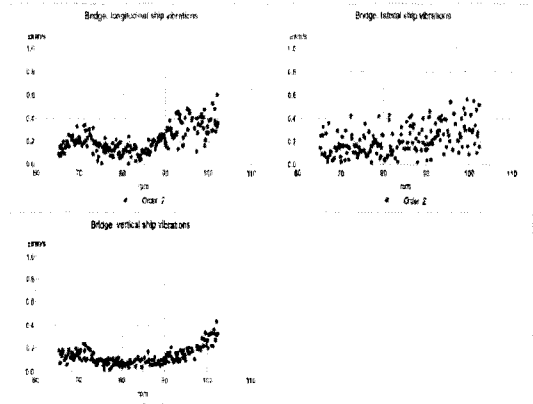


Fig. 10 2nd order vibration measured in the wheelhouse with N8' firing order

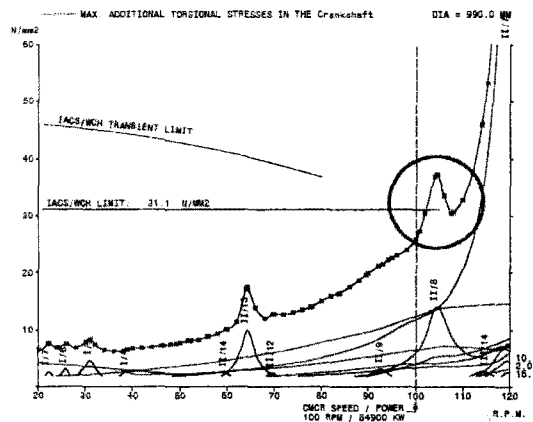


Fig. 11 Torsional vibration with influence of SRE (N8' opt firing order)

2.2 축계 비틀림진동 해석 및 계측결과

2.2.1 해석모델

해석에 사용된 축계시스템과 연구선박의 제원을 Fig. 12 과 13 및 Table 1 과 2 에 나타내었다.

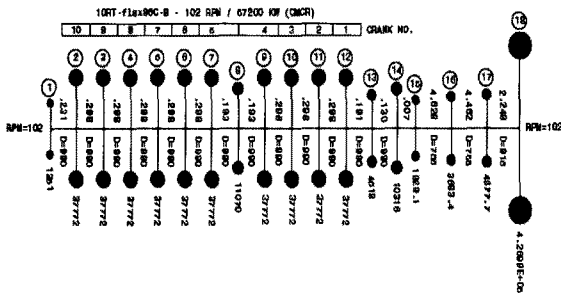


Fig. 12 Mass system

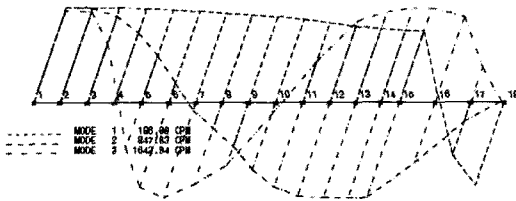


Fig. 13 Mode shape

Table 1 Spec. of 10RTflec96C-B Engine

Shaft	Shaft material	SF60
	Intermediate 1	755mm φ x12300mm
	Intermediate 2	755mm φ x12300mm
	Propeller	915mm φ x12215mm
Engine	Type	10RT-flec96C-B
	Bore & stroke	960 , 2500mm
	Power at MCR	57200kW x 102rpm
	Firing order	1-9-7-2-6-8-4-3-10-5
	Crankshaft dia.	990mm
Propeller	Inertia_water	423870kgm ²

Table 2 Ship particulars

Length over all, abt.	300.00 m
Length between perpendiculars	286.70 m
Breadth(moulded)	40.00 m
Depth to upper deck(moulded)	24.60 m
Draft, design(moulded)	12.00 m
Draft, scantling(moulded)	14.50 m
Freeboard deck	2nd deck

2.2.2 해석결과

본 논문 선박의 10RTflec96CB 엔진의 크랭크 축계 2 절 비틀림 진동의 해석 결과를 살펴보면 약 121RPM 부근에서의 2 절 7 차의 강한 공진 영향으로 MCR 이후 전체 진동 레벨이 크게 증가 하며, 2 절 8 차의 성분으로 인하여 약 105RPM 에서 진동레벨이 IACS/WCH Limit 에 거의 근접하고 있다. (Fig. 14 참조)

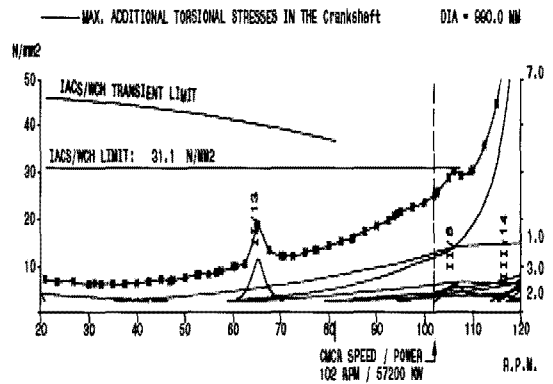


Fig. 14 Result of analysis

2.2.3 계측결과

해상 시운전시 Angular Encoder 를 사용하여 Fore end 와 Flywheel 에서 계측한 비틀림 진동 결과를 Fig. 15, 16 에 나타내었다.

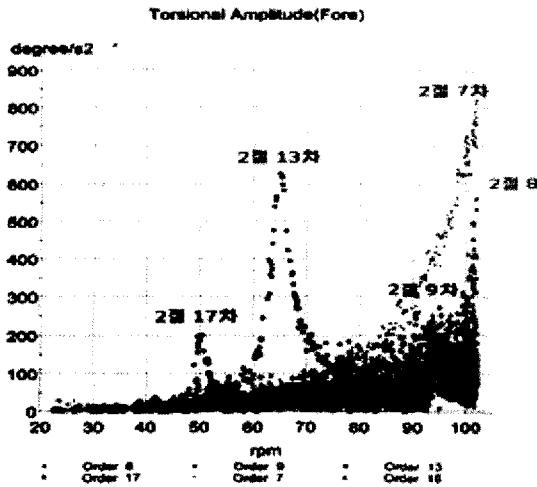


Fig. 15 Measurement of fore end

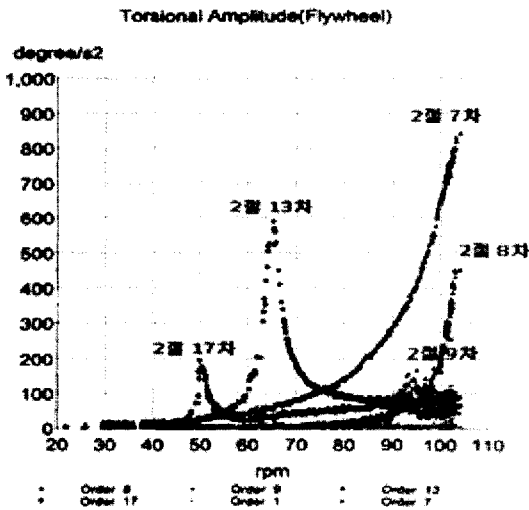


Fig. 16 Measurement of flywheel

계측된 각 가속도(Degree/sec²)단위를 해석 결과와 직접 비교할 수 있도록 응력으로 재 계산하여 Fig. 17 에 나타내었다. 8 차의 2 절 비틀림 진동이 해석보다 크게 나타나고 있음을 알 수 있으며 합성성분이 약 105RPM 에서 IACS /WCH Limit 를 초과한다.

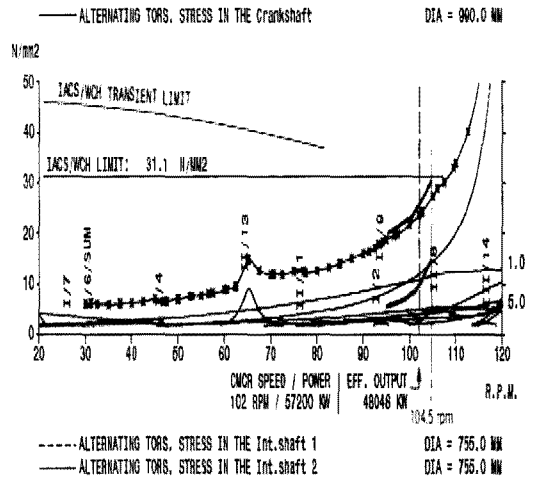


Fig. 17 Recalculation of measured results

2.3 과도 2 절 비틀림 진동의 원인

2 절 8 차의 비틀림 진동진폭이 해석보다 크게 계측된 원인은 크랭크샤프트 등의 설치에 따라 달라지는 Vector Summation 에 대하여 2 절 8 차가 매우 민감한 성분이기 때문이다. 즉 크랭크 샤프트 설치시 Crank Angle 을 비롯한 System Factor 들의 아주 작은 변화에 대해서도 2 절 8 차의 Vector Summation 은 크게 영향을 받게 되며 그 결과로 해석시 계산결과 보다 높은 결과를 초래한다.(Fig. 18, 19 , 20, 21 참조)

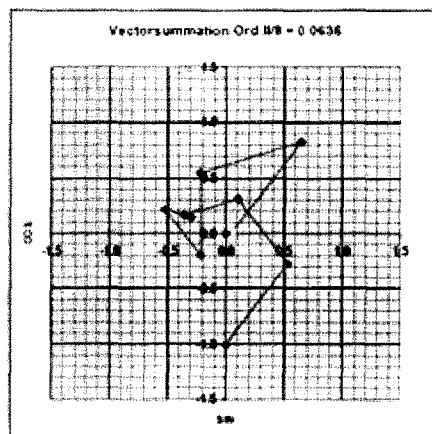


Fig. 18 Vector summation result of nominal case within regular tolerance

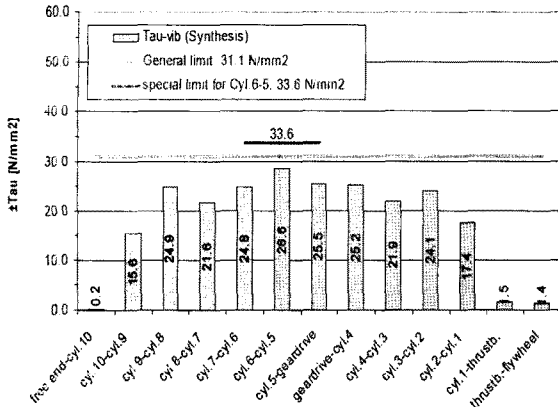


Fig. 19 Torsional stress of nominal case

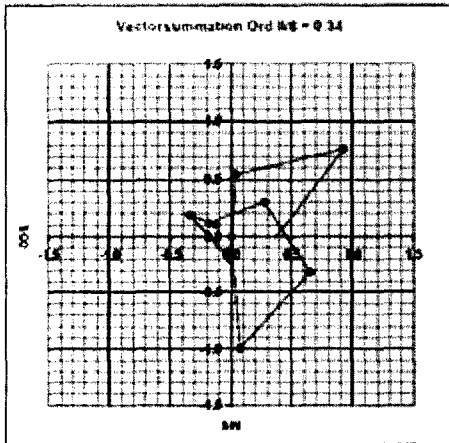


Fig. 20 Vector summation result of worst case within regular tolerance

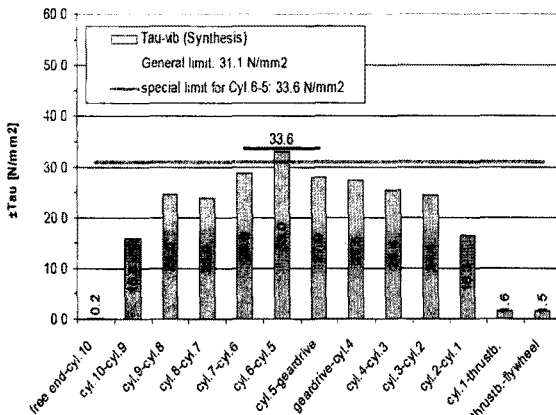


Fig. 21 Torsional stress of worst case

2.4 과도 2절 비틀림진동의 대책

크랭크 샤프트는 주기적으로 반복 하중을 받는 부품으로, 그 허용응력은 축계 시스템에서 발생하는 Vibratory Torque 에 의한 Vibratory Torsional Stress 와 Max. Nominal Torque 에 의해 발생되는 Mean Stress 를 이용하여 Crank Shaft 재질의 피로한도 곡선으로 부터 얻어지는 Alternating Stress 에 의해 결정된다.

Max. Nominal Torque 는 10 실린더 엔진의 경우 Free end 에서 제로이며, 첫 번째와 두 번째 실린더 사이의 크랭크 샤프트에 Max. Nominal Torque 의 1/10 이 발생하고 두번째와 세번째 실린더 사이의 크랭크 샤프트에는 다시 1/10 이 추가되어 2/10 가 발생하고 이런식으로 5 번째와 6 번째의 실린더에는 5/10... 마지막으로 열번째 실린더와 Thrust Bearing 사이에서 Max. Nominal Torque 가 걸리게 된다. 즉 각 크랭크 샤프트에 걸리는 Max. Nominal Torque 의 값에 따라 Mean Stress 가 적어지는 만큼 Alternating Stress 를 보상하여 허용응력을 결정하는 개념이다. (Fig. 22 참조)

이 방법을 적용하면 안전에 대한 고려는 조금도 저장없이 허용 응력을 $\pm 33.6 \text{ N/mm}^2$ 로 높이는 것이 가능하며, 이 허용응력 값을 새로 선급으로부터 승인을 받아 재 계산한 결과를 Fig. 23 과 24 에서 나타내었다.

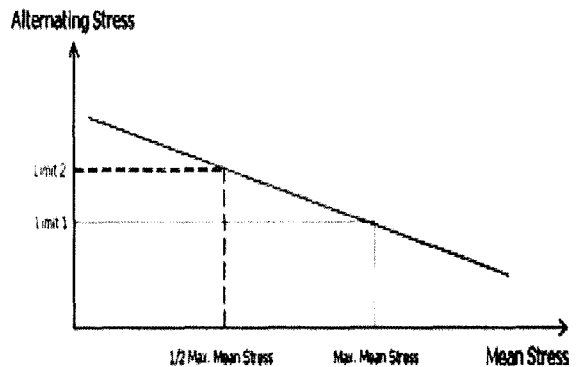


Fig. 22 Increasing of alternating stress result from decreasing of mean stress

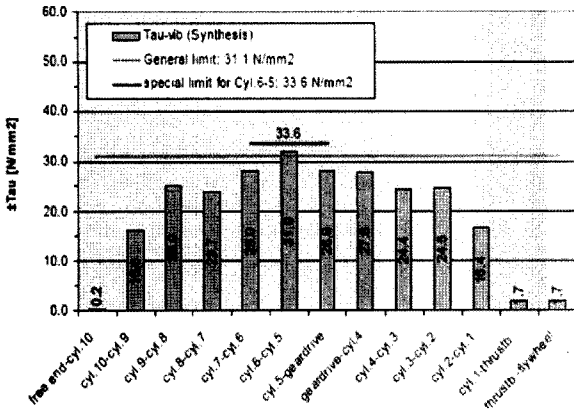


Fig. 23 Recalculation of measured results using new limit(1)

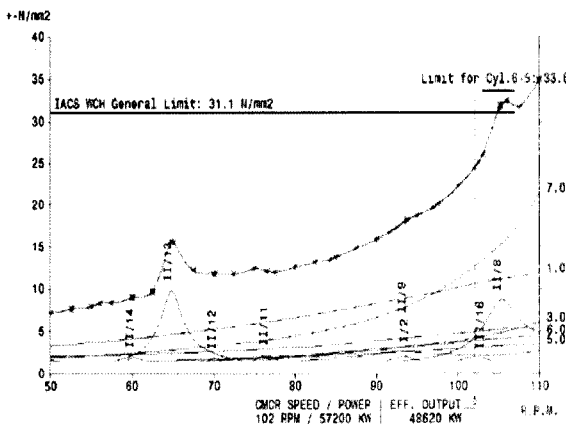


Fig. 24 Recalculation of measured results using new limit(2)

3. 결론

한진 중공업에서 제작하여 인도된 10 실린더 엔진을 장착한 6200TEU 급 컨테이너선의 MCR 부근의 과도한 축계 2 절 비틀림 진동에 대하여 검토 분석한 결과, 아래의 결론을 얻었다.

본 축계시스템의 해석 시 엔진의 왕복동 질량의 운동학에 기인한 크랭크의 Variable Inertia 때문인 것으로 밝혀진 2 절 공진효과(Secondary Resonance Effect)를 고려하였다.

착화순서에 따른 2 절 비틀림 진동 영향을 고려, N8' 착화순서를 적용함으로써 2 절 공진효과

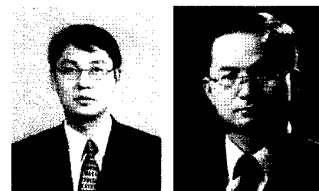
(Secondary Resonance Effect)에 기인된 2 절 비틀림진동을 약 58% 줄일 수 있었다.

이들 고려에도 불구하고 해상 시운전에서 2 절 비틀림 진동 진폭이 해석보다 과도하게 계측된 원인은 크랭크샤프트 등의 설치에 따라 달라지는 Vector Summation pattern 에 2 절 8 차의 성분이 매우 민감한 때문이다.

Max. Nominal Torque 의 값에 따라 Mean Stress 가 적어지는 만큼 Alternating Stress 를 보상하는 방법으로 새로이 허용응력을 선급기관으로부터 승인받아 이를 적용함으로써 본 선박의 축계 시스템은 어떠한 제한도 없이 안전하게 작동이 가능하였다.

참 고 문 헌

- Draminsky P, Secondary resonance and Subharmonics in torsional vibrations, Acta olytechnica Scandinavica, 1961
- Prof. Hafner K.E. & Maass H, Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraft maschine, Vol.3 spring Verlag Wien, 1984
- R. Glaeser, 10RT-flex96C-B_HHIC, Wartsila Measurement Report No. RT-0487, 2007.6
- WCH Technology, Secondary Resonance Effect_Vibration Seminar. 2006.11
- WCH Technology, Firingorder_Vibration Seminar. 2006.11
- H.J. Jeon, Analyzing Method of Forced Damped Torsional Vibration of Marine Diesel Engine Shafting, KSME, Vol 4, No. 2 , 1980.4



< 최문길 > < 박건우 >