

# 추진축계 횡진동 1차 기진력에 의한 여객·차도선의 선체 상부진동

<sup>0</sup> 이돈출\* · 고재용\* · 김정렬\*\*

## Passenger & Car Carrier's Superstructure Vibration induced by the 1st order Excitation of Whirling Vibration on the Propulsion Shafting System

D. C. Lee · J. Y. Ko · J. R. Kim

### ABSTRACT

Small passenger and car carrier ships are mainly used as a connection way between land and small islands. And these ships should be designed to enlarge the capacity of passenger and car loading within limited space and draft. So the resonances of various vibrations exist in normal operation range of engine and propulsion shafting. In this paper, hull's superstructure vibration which was especially induced by the 1st order excitation of whirling vibration on the 2-engines and 2-propulsion shafting systems is introduced. Also these are verified via the theoretical analysis using transfer matrix method and FEA software ANSYS and its vibration measurement.

### 1.서론

감속기어를 갖는 4행정 디젤엔진을 추진기관으로 하는 중, 소형선박에서 감속기어를 보호할 목적으로 대부분 엔진과 기어사이에 탄성커플링을 설치하게 된다.<sup>(1-2)</sup> 이러한 선박은 중간축과 프로펠러축의 비틀림강성이 선체 비틀림진동계에 큰 영향을 주지 않기 때문에 대부분 동력을 전달할 수 있는 정도로 축 직경을 최소화하여 설계할 수 있어 프로펠러 중량에 비해 추진축의 직경이 상대적으로 작아지게 되며, 프로펠러의 상용 회전수도 대형 선박에 비해 상대적으로 높아지게 된다.

또한 해수 유회방식으로 인하여 베어링을 지지하고 있는 구조도 취약하다. 따라서 프로펠러 날개 수 차수 공진에 의한 베어링 전달력에 의해서 선체진동이 문제가 되는 사례가 종종 있어 왔다.<sup>(3-4)</sup>

그러나 최근 들어 이러한 진동현상과는 달리 선체 상부구조의 좌우 또는 전후진동의 공진점에 의해서 횡진동 비공진 영역의 단순한 1차 기진력에 의해서 선체진동이 증가하는 사례가 점차 늘어나고 있다. 본 논문에서는 육지와 도서를 연결하는 2기 2축 고정익 프로펠러를 갖는 G/T 220 톤 여객·차도선을 모델로 하여 이러한 진동 현상을 이론적 해석 및 진동계측을 통하여 규명하고 적절한 방진대책을 제시하고자 한다.

\* 목포해양대학교

\*\* 한국해양대학교

## 2. 선미 베어링 지지부의 강성

일반적으로 선미축의 윤활방법은 선박 상부에 중력탱크를 설치하고 스텐 튜브(Stern tube)에 윤활유를 충전하여 강제로 순환시키는 강제 윤활방법과 단순히 해수를 이용하여 윤활하는 방법이 있다. 전자는 윤활 효과가 우수할 뿐 아니라 베어링의 내구성이나 수명이 길기 때문에 대형 선박에 주로 이용되고 있고, 후자는 윤활 효과는 다소 떨어지지만 설치비용이 저렴하고 유지관리가 간편하여 중, 소형선박에 이용되고 있다. 여기서 해수 윤활방법은 프로펠러축이 해수에 완전히 잠기도록 Fig. 1과 같은 배치 형상으로 되어 있어 강제 순환 윤활방법의 선미보다 구조적으로 취약하다. 그리고 프로펠러와 축을 지지하고 있는 이 구조는 Fig. 2와 같이 Y자 모양으로 되어 있다고 하여 Y-Strut라 하며, 이 구조에서 상하 방향보다는 좌우 방향으로 강성이 낮아 진동계에 절대적인 영향을 미치게 된다. 따라서 정확한 강성을 구하여 횡진동 계산시 적용하는 것이 바람직하며, 본 연구에서는 이를 구하기 위하여 ANSYS를 이용하였다.

Fig. 3은 수평방향으로 일정한 힘을 가할 때 변형되는 형상을 보여주고 있으며, 같은 방법으로 상하방향의 강성을 구한 결과 좌우방향의 강성에 비해 3배 정도 높았다. 또한 강성이 낮은 Y-Strut 자체의 좌우 방향 고유진동수를 확인한 결과 Fig. 4와 같이 143.8 Hz로 상당히 높아 구조 자체진동의 공진이 일어날 가능성은 희박하다.

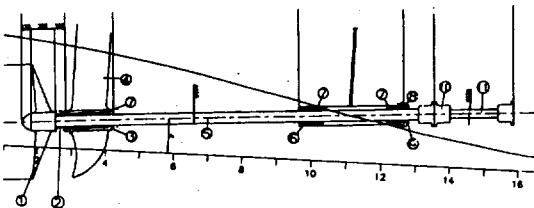


Fig. 1 Shaft arrangement for G/T 220 ton passenger & car carrier ship

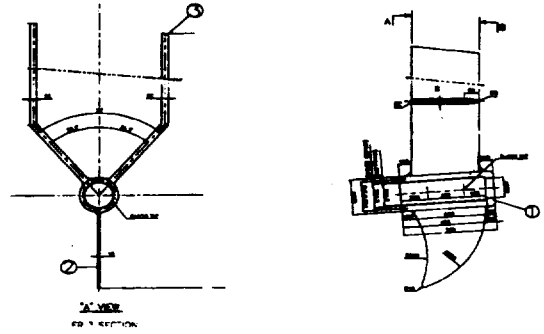


Fig. 2 Y-Strut for G/T 220 ton passenger & car carrier ship

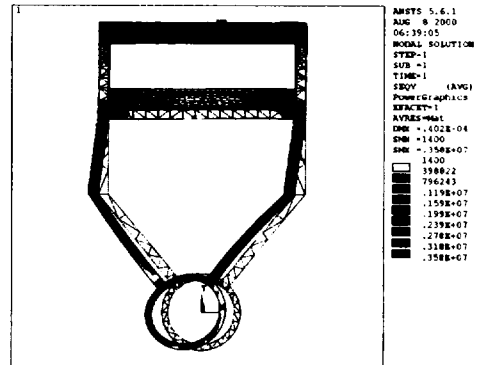


Fig. 3 Horizontal-transverse deflection for Y-strut

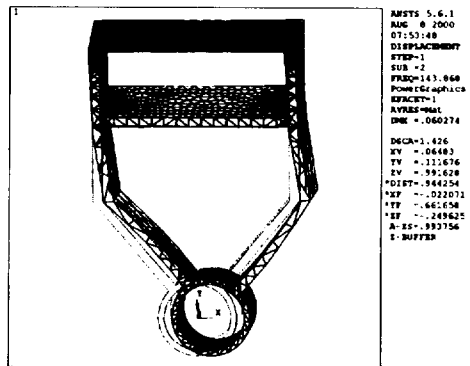


Fig. 4 Horizontal-transverse vibration mode for Y-strut

### 3. 전달 매트릭스법을 이용한 횡진동의 강제감쇠진동해석

선박의 추진축계를 다지점 지지계로 보고 유한 요소법에 의하여<sup>(5~6)</sup> 횡진동 해석을 할 수 있지만 프로펠러의 자이로 효과 및 베어링의 유막 강성을 합리적으로 반영하는 데는 다소 불편한 점이 많다. 본 연구에서는 이러한 사항들의 도입이 용이하고 감쇠나 기진력을 효과적으로 처리할 수 있는 전달 매트릭스법을<sup>(7)</sup> 이용하여 다지점 지지축의 횡진동 해석을 수행하였다. 그러나 이 방법을 적용함에 있어 베어링의 숫자와 요소수가 과대하게 늘어나면 계산오차가 증가하거나 발산을 하게되므로 이를 유의하여야 한다.

주기관을 포함한 선박 및 축계에 대한 개요는 Table 1과 같고 프로펠러의 불평형력과 날개수 차수에 대한 강제감쇠진동 계산을 전달매트릭스법을 이용하여 수행하였다. 그리고 실제로 계산 모델은 2기 2축 시스템으로 불평형력과 프로펠러 날개수 차수의 유체력을 정확하게 추정하기가 곤란하여 불평형력은 프로펠러가 무게중심에서 약 5 mm 이 탈된 것으로 가정하였고 유체력은 프로펠러회전수에 관계없이 상하, 좌우 각각 100 N으로 가정하여 이론적 해석을 수행하였다.

Fig. 5, 6은 각각 프로펠러의 1차와 4차 변위진폭으로 여기서 1차 진동은 선형은 아니지만 프로펠러 회전수에 따라 완만하게 증가하여 다른 축계의 과도한 마모는 없을 것으로 예상되나, 프로펠러 날개차수인 4차 진동의 피크점은 375(backward), 409(forward) rpm에서 위치하고 있고 주로 프로펠러의 상용운전지역에 위치하고 있어 축계와 관련된 실(seal)의 마모속도가 증가할 것으로 예상된다.

Fig. 7, 8은 프로펠러와 가장 가까이 위치한 No. 1 베어링의 전달력을 계산한 결과로 프로펠러의 상용 운전회전수인 350 rpm 이상에서 1차 기진력이 비교적 큰 편이며, 엔진의 최대 연속출력인 409rpm에서 4.5 kN이다. 4차 기진력 역시 피크점인 375, 409 rpm에서 각각 2.1, 1.6 kN으로 이 베어링 전달력에 의해서 2차 진동을 유발할 가능성이 크다.

Fig. 9, 10은 각각 진동 계측점의 1차와 4차 변위진폭으로 이론상 그 값은 아주 작으나, 실제로는 Run-out과 축계 배치에 의한 영향으로 진폭 및 진동모드확인이 어려울 것으로 예상된다.

Table 1 Particulars for G/T 220 ton passenger & car carrier ship

Ship	Length (O.A/B.P)	55.3 / 45.0 m
	Breadth (Max./Mld.)	9.8 / 9.0 m
	Draft (DLWL/Scantl.)	1.65 / 1.80 m
	Service speed	About 14.5 KTS
	Passenger	230 Persons
	Car	69 Units
Main engine & propeller shafting	Engine type	12LAA-UTE1 × 2 sets
	Engine power	1000 ps X 1850 rpm
	Reduction ratio	4.52 : 1(409.3 rpm)
	Propeller wgt.	356 kg
	Prop. M.O.I	623 kg · m'
	Prop. blade.No.	4 ea
	Prop. Dia	1.7 m

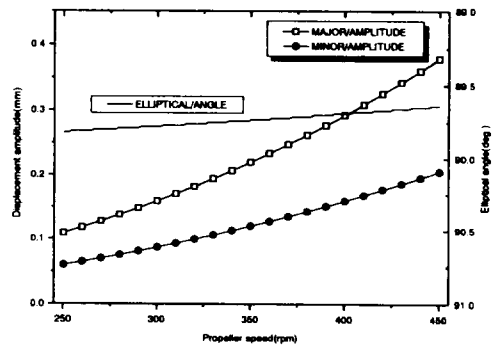


Fig. 5 1st order displacement amplitude of Propeller gravity center

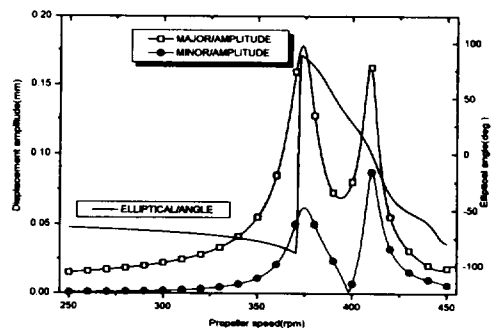


Fig. 6 4th order displacement amplitude of Propeller gravity center

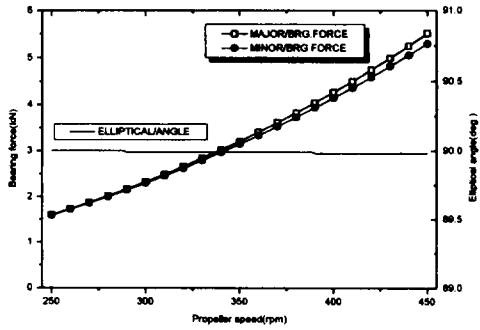


Fig. 7 1st order bearing force of No. 1 bearing

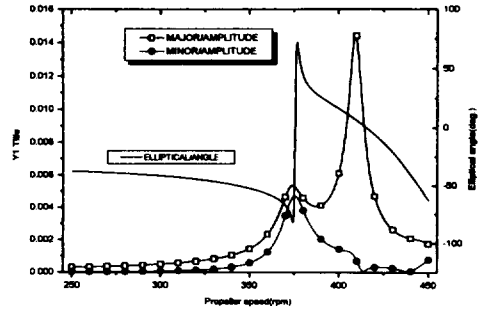


Fig. 10 4th order displacement amplitude of intermediate shaft (measuring point)

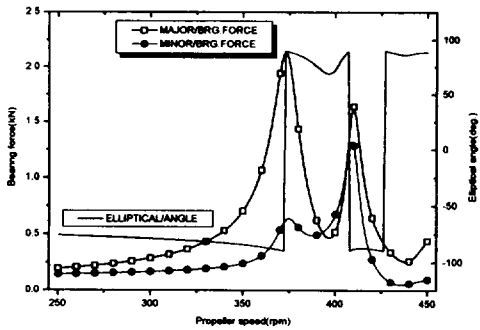


Fig. 8 4th order bearing force of No. 1 bearing

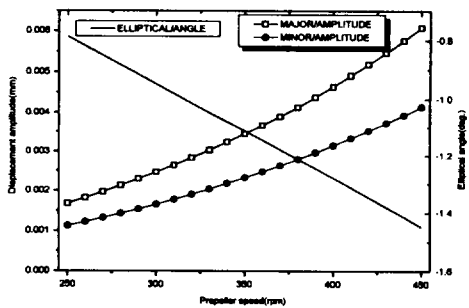


Fig. 9 1st order displacement amplitude of intermediate shaft (measuring point)

#### 4. 선체진동의 FEA

본 연구의 모델 대상인 소형 여객·차도선의 일반 배치도는 Fig. 11과 같으며 왕복 최대 항해 시간은 3시간 정도로 근거리의 육상과 도서를 연결하는 선박이다. 이 그림에서 상부 갑판은 조타실과 소형 객실이 위치해 있고 중간은 단일 크기의 대형 객실이다. 하부갑판은 차량을 탑재하는 공간으로 차량 탑재를 용이하게 하기 위하여 Fig. 12와 같이 중간과 하부 갑판사이의 공간이 비워있는 특이한 라멘(Rahmen) 구조다. 따라서 선체상부의 좌우진동의 고유진동수가 낮아질 가능성이 높다. ANSYS를 이용한 유한요소법에 의한 모델은 Fig. 13에 보이며 상부의 좌우방향 고유진동수와 진동모드를 구하고 진동 가능성이 높은 고유진동수와 진동모드를 선별한 결과, Fig. 14와 같이 상부 갑판을 축으로 진동모드가 발생할 수 있음을 확인하였다.

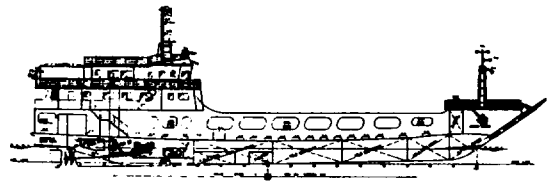


Fig. 11 General arrangement for G/T 220 ton passenger & car carrier ship

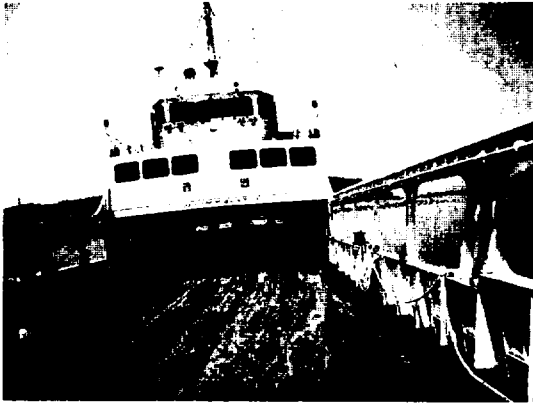


Fig. 12 Deckhouse picture for G/T 220 ton passenger & car carrier ship

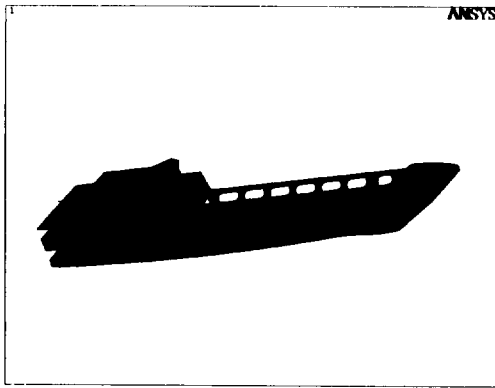


Fig. 13 FEA model for G/T 220 ton passenger & car carrier ship

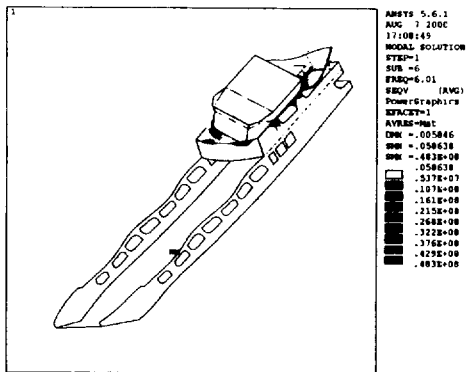


Fig. 14 Transverse vibration mode for G/T 220 ton passenger & car carrier ship

## 5. 진동측정 및 고찰

진동측정은 계측장비가 제한되어 있어 우현 엔진을 중심으로 하여 Fig. 15와 같이 수행하였다. 축의 횡진동은 프로펠러 축에서 직접 계측하여야 하지만 현실적으로 접근이 어려워 후미로부터 No. 3 베어링을 지난 중간축에서 좌우 상하 변위를 계측하였다. 또한 가속도 센서는 상부갑판에 좌우, 전후방향, 주기관의 좌우방향 그리고 선미에 좌우 방향으로 설치하였다. Fig. 16은 계측된 축의 횡진동으로 계측 위치가 부적절하여 1차 진동의 좌우 변위는 프로펠러의 회전수와 관계없이 거의 일정하게 진동하였고 선미 구조의 강성차에 의해서 상하는 좌우방향보다 상대적으로 작았다. 4차 진동은 공진점이 존재하기는 하지만 진동모드상 계측 위치를 바꾸지 않은 이상 이를 확인하기가 어렵다.

Fig. 17는 상부 갑판 진동으로 프로펠러 회전수 차수인 1차 좌우진동이 주진동으로 360 rpm에서 피크점을 이루고 있고 프로펠러 날개 차수인 4차 진동은 무시할 정도로 작았다. 이는 비공진 영역의 프로펠러의 불평형력을 기진력으로 하여, Fig. 14의 진동모드와 공진한 것으로 판단된다.

이러한 진동을 줄이기 위한 방법으로 a) 프로펠러의 불평형력 감소, b) 좌, 우현 프로펠러의 기진력을 서로 상쇄시키는 기술<sup>(8)</sup>, c) 추진축계의 형상 변경, d) 선체상부 고유진동수 및 진동모드의 변환 등이 있으나 a)~c)의 방법은 실현 가능성이 희박하거나 경제적인 부담이 크다. 따라서 d) 방법을 검토할 수 있으며 이를 위하여 상부 갑판의 모서리 부분과 일치하게 네 부분에 두께 10mm의 직경 200 mm의 원형 빔을 중간 갑판 또는 하부 갑판에 추가로 설치하여 ANSYS를 이용하여 이론적으로 해석한 결과 50 Hz 내에서 이 진동모드가 일어나지 않았다. 여기서 차량의 탑재를 원활하게 하기 위하여 미판상 약간의 지장은 있지만 객실인 중간 갑판에 이를 설치하는 것이 효과적일 것으로 판단된다.

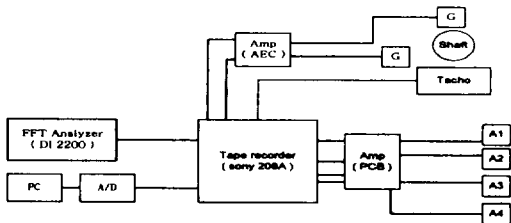


Fig. 15 Schematic diagram for vibration measurements

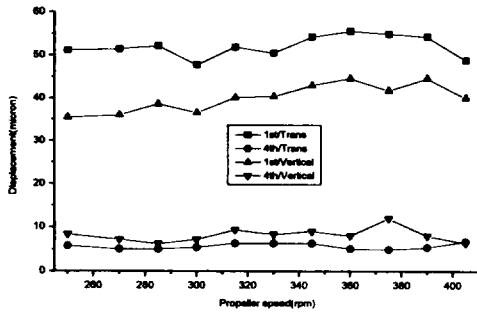


Fig. 16 Measured displacement amplitudes at intermediate shaft coupling

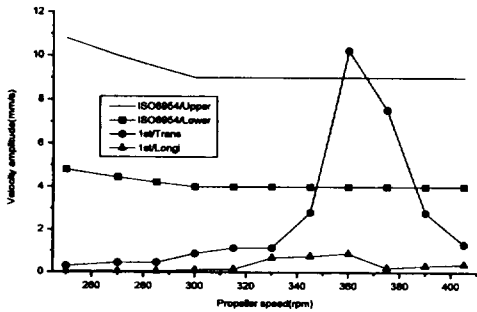


Fig. 17 Measured vibration at navigation bridge

## 6. 결론

본 논문에서는 G/T 220 톤의 소형 여객·차도 선을 모델로 하여 추진축계 횡진동 1차 기진력에 의해서 유기되는 선체상부진동을 이론적 해석 및 진동계측을 통하여 검토하였으며 이를 정리 요약 하면 다음과 같다.

1) 지금까지 대부분 추진축계의 회전수가 낮아 1차 횡진동의 공진 가능성이 희박하여 이를 검토 대상에서 제외하는 경우가 많았으나 선체진동의 고유진동수가 1차 영역 안에 존재할 경우 이를 검토 대상에서 충분히 반영하는 것이 바람직하다. 특히 선미축의 윤활방식이 해수를 이용할 경우 축 지지부의 강성이 저하되기 때문에 이러한 현상이 가속화 될 것으로 판단된다.

2) 횡진동 계측과 관련 프로펠러와 가장 가까운 위치에 갯 센서를 설치할 수 없어 진동양상과 베어링의 감쇠계수 등을 정확하게 추정할 수 없었으나

차후 이러한 접근이 가능하도록 검토할 예정이며, 본 연구에서 제시한 추가 빔에 의한 선체상부진동의 고유진동수 및 진동모드 변경법도 선박 수리보수 기간을 이용하여 검증할 예정이다.

3) 2기 2축의 추진축계 시스템에서 대부분 두 기관의 회전수를 분리해서 제어하기 때문에 미소한 엔진 회전수 편차가 항상 생기며, 두 엔진 사이의 위상도 시간에 따라 변하게 된다. 따라서 이러한 엔진 회전수 편차 및 위상 변화에 따라 횡진동 1차 기진력이 변동할 것으로 예상된다. 따라서 선체 상부의 진동진폭이 시간에 따라 증·감될 것으로 예상되며 다음 계측에서 이를 확인할 예정이다. 또한 저자들은 본 연구의 모델 이외도 2000~4000톤 급의 중형선박에서 유사한 진동 현상을 확인하였으며 이를 본 연구와 병행할 예정이다.

## 참고문헌

[1] 전효중 외 3명, “여러개의 분지를 갖는 동력 전달장치의 비틀림진동 해석”, 한국박용기관학회지, 제13권 제2호, 1989, p117-138.

[2] 이돈출·유정대, “디젤엔진에서 비틀림진동의 공진과 그 응용”, 한국소음진동공학회지, 제10권 제1호, 2000, pp.5-12.

[3] G. C. Volley, Experience with Marine Engineering Systems over the Last Thirty Years, The 52nd Andrew Laing Lecture, 1983.

[4] Saitho T. “Whirling of Propeller Shaft Systems”, J of MESJ, Vol.13 No.12, 1978, pp 49-63.

[5] 양보석, “유한 요소법에 의한 펌프축의 안정성 해석”, 한국박용기관학회지, 제10권 제4호, 1986.

[6] Kim Y. D. and C. W. Lee, “Finite Element Analysis of Rotor Bearing Systems Using a Modal Transformation Matrix”, J. of Sound & Vibration, Vol.111 No.3, pp. 441-456.

[7] 이돈출·박병학·전효중, “전달 매트릭스법에 의한 다지점지지계의 연성감쇠 횡진동에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제14권 제2호, 1990, pp.135-147.

[8] Lee D. C., Kim Y. K., Kim U. K. and Jeon H. J., “A study on the Vibration Controls for the Diesel Power Plant with Paralleled Two stroke Low Speed Diesel engines”, 22nd CIMAC Congress, 1998, pp. 1635-1648.