

선박추진축계 동특성 분석 프로그램 개발

Development of Analysis Program of Dynamic Characteristic for the Propulsion Shafting System

하정민* · 이종명* · 이정훈* · 김용휘* · 안병현* · 최병근** · 김원철***†
Jeong-Min Ha*, Jeong-Myeong Lee*, Jeong-Hoon Lee*, Yong-Whi Kim*,
Byeong-Hyun Ahn*, Byeong-Keun Choi** and Won-Chul Kim***†

(접수일 : 2013년 09월 23일, 수정일 : 2014년 02월 11일, 채택확정 : 2014년 03월 04일)

Abstract: Due to the changes of marine transportation industry, it requires ship in larger scale and high speed. In order to operate efficiently, the engine should be work in high power and high horse power. The increase of the number of the propeller blades and the pitch of the screw and the weight, vibration of shafting problems occurs. To evaluate the safety of the system through analyzing the dynamic characteristics propulsion shafting system, was used to prove or to verify the Lalanne & Ferraris model validation.. It indicates that the Program through Campbell diagram and Critical speed map, Root locus map, to ensure the reliability of the experimental model.

Key Words : Dynamic Characteristic, Propulsion Shafting System, Campbell Diagram, Analysis Program

1. 서 론

조선업계에서 해상 수송환경의 변화로 인하여 수송 관련 선박이 대형화 및 고속화가 이루어지고 있다. 이러한 선박을 효율적으로 운용하기 위하여 장착되는 엔진은 고출력과 고마력이 요구된다. 이로 인하여 추진기의 중량과 프로펠러의 피치와 익수가 증가하게 되고, 축 계에서 진동문제가 발생하게 되었다. 발생하는 문제로는 비틀림 진동, 휘둘림

진동, 횡진동과 종진동 등이 있으며, 이를 고려한 설계가 중요한 과제로 대두 되고 있다.¹⁾

이런 문제 외에도 축계 베어링에서도 발생하는 문제도 다수 있는 추세이다. 일반적으로 추진축의 선미베어링의 경우, 설계기준으로 평균압력을 가지고 있으나, 베어링의 경우 길이가 길기 때문에 국부적으로 높은 압력이 부가 될 수 있기에 고장의 원인을 분석해야 한다.

본 논문에서는 개발한 프로그램을 이용하여 선박

***† 김원철(교신저자) : 경상대학교 기계시스템공학과
E-mail : wckim@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-9102

*하정민, 이종명, 이정훈, 김용휘, 안병현 : 경상대학교 대학원
에너지 기계공학과

**최병근 : 경상대학교 에너지기계공학과

***† Won-Chul Kim(corresponding author) : Department of
Mechanical System Engineering, Gyeongsang National
University.

E-mail : wckim@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-9102

*Jeong-Min Ha, Jeong-Myeong Lee, Jeong-Hoon Lee,
Yong-Whi Kim, Byeong-Hyun Ahn

: Department of Energy Mechanical Engineering, Gyeongsang
National University.

**Byeong-Keun Choi : Department of Energy Mechanical
Engineering, Gyeongsang National University.

축계의 베어링 강성에 따른 동 특성의 변화를 예측하여 축계 설계에 대한 방향을 제시하고자 한다.

2. 연구모델의 적용

2.1 프로그램의 소개

개발한 프로그램은 2차원 유한요소 모델을 사용하는 선박축계 동특성 해석 프로그램이다. 3 차원 유한요소 프로그램과 달리, 요소수가 적고 시간적 부분에서 효율적인 장점이 있으며, 어려운 디자인을 단순화시키는 것이 가능하다.

각각의 탭에 입력할 수 있는 정보로는 재료의 재질과 축의 직경, 디스크의 위치 및 질량과 베어링의 강성 값을 지정 해줄 수 있다.

축계의 동특성 해석에서 고려되어야 할 사항으로 자이로스코프 효과가 있다. 시스템 전체의 질량과 강성행렬을 구성 시에 각 요소의 관성모멘트를 운동방정식의 자이로스코프 항으로 입력하여 해석을 수행한다. 이 프로그램은 Fig. 1과 같은 구성으로 모델을 구현할 수 있으며, Fig. 2에 표시된 실행할 수 있는 항목은 Static, Campbell Diagram, Critical speed map, Root locus map, Unbalance Response의 다양한 수치해석이 가능하다.

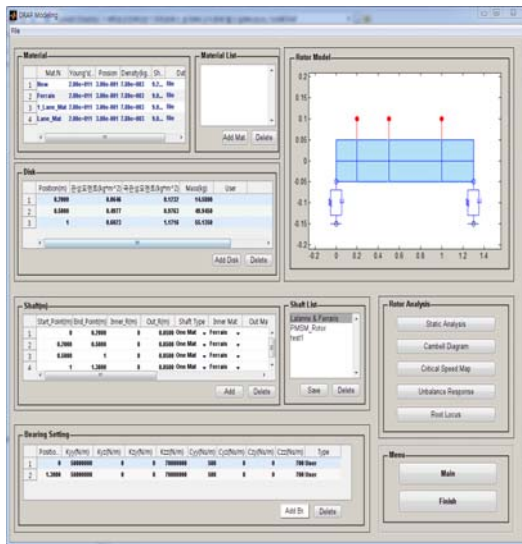


Fig. 1 Main GUI of Development Program

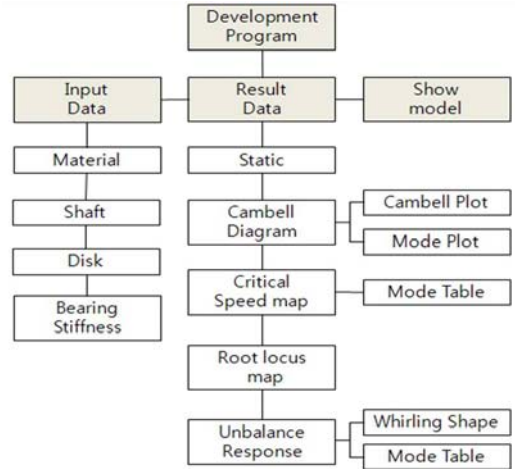


Fig. 2 Structure of Development Program

2.2 검증모델

개발한 프로그램의 신뢰성을 확보하기 위하여, 회전체 동특성 분석의 증명된 모델인 'Lalanne & Ferraris'를 사용하였다.²⁾ 해석 모델은 Fig. 3에 나타난 것처럼 하나의 축계로 구성되어 있으며, 3개의 디스크 형상의 구조이다.³⁾

베어링의 경우 축의 양끝에 위치하였으며, 적용된 강성 값이 각 방향에 따라 다른 것으로 보아 이 방성베어링을 적용한 것을 확인할 수 있다.

Table 1 model data

Disk Element	D1	D2	D3
thickness	0.05 m	0.05 m	0.06 m
Inner Diameter	0.05 m	0.05 m	0.05 m
Outer Diameter	0.12 m	0.20 m	0.20 m
Shaft Element	Length L1=0.2 m, L2=0.3 m, L3=0.5 m, L4=0.3 m		
	Diameter Ri=0.05 m (Uniform Shaft)		
Bearing Element Dynamic Modulus	Kxx=50 MN/m, Kyy=70 MN/m, Kxy=Kyx=0, Cxx=0.5 kN.s/m, Cyy=0.7 kN.s/m, Cxy=Cyx=0		
Material Properties	Elastic Modulus = 200 GPa, Density = 7,800 kg/m ³ , Poisson Ratio = 0.3		

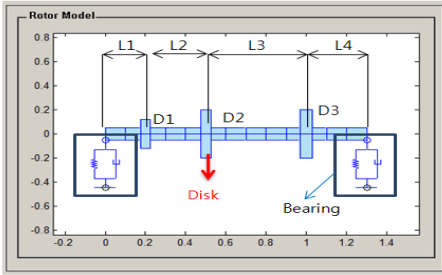
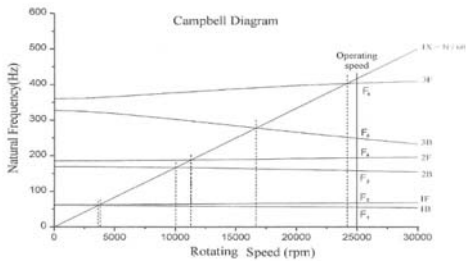


Fig. 3 Configuration of the Lalanne & Ferraris model

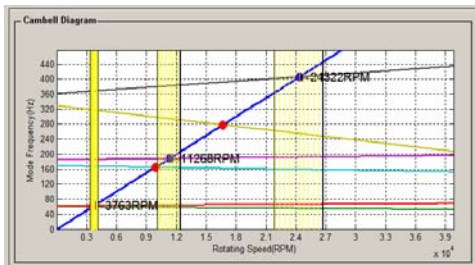
3. 프로그램의 검증

Fig.4는 회전속도의 변화에 따른 축계의 고유 진동수 변화를 나타내는 그림으로서, 참고논문의 'Lalanne & Ferraris' 모델 결과 값과 개발한 프로그램의 결과 값을 비교하여 나타내었다.

1F와 1X의 선이 교차하는 점이 1차 위험속도가 된다. 2F와 2B가 교차하는 점이 2차 위험속도가 된다. 운전속도 25000 rpm 영역에서 얻을 수 있는 결과를 비교 해본 결과 참고문헌⁴⁾에 나와 있는 것과 근사한 결과를 얻을 수 있었다.



[A- reference model]



[B- development result]

Fig. 4 Result of Campbell Diagram

4. 축계 해석모델

4.1 해석모델의 정보

축계 해석은 2D와 3D 에 대해 각 수행하였으며, 3D는 Ansys Work Bench를 사용하였고, 2D는 자체 개발 프로그램을 사용하였다. 축계 형상은 Fig. 5 과 같으며, Propeller는 NI,AL,Bronze의 합금을 적용하였고 Shaft는 Forged Steel을 적용하였다.⁵⁾

Fig. 5에 나타나 있는 2D 모델로 해석을 진행하였으며, 요소는 126 개 노드는 127 개이며, 회전속도는 105 rpm을 적용하였다. 그리고 베어링은 AFT, FWD, IMB_Left, IMB_Right로 각각 105rpm에 따른 베어링 강성을 적용하였다. 그리고 Propeller는 집중 질량의 디스크 형태로 가정하여 질량 및 관성 모멘트를 적용하였다.⁶⁾

2D와 3D의 고유치 비교는 Fig. 6과 같이 유사한 모드형상에 대해서 각각 비교하여 Table 2에 정리하였다. 고유치 비교 결과 각각의 모드형상에 고유치가 비교적 오차가 작은 것으로 해석이 되었다. 하지만 3D 고유치 해석은 불필요한 모드형상 정보가 다수 나오며, 2D 모델은 복잡하지 않은 모델에 대한 해석 결과의 신뢰성을 가지고 있고 요소나 노드가 3D 모델보다 월등히 적기 때문에 시간적 부

Table 2 Eigen value comparisons of 3D and 2D Analysis data

Number	2D	3D
1st	9.464 Hz	10.585 Hz
2nd	13.500 Hz	14.677 Hz
3rd	16.760 Hz	17.164 Hz
4th	19.728 Hz	21.801 Hz

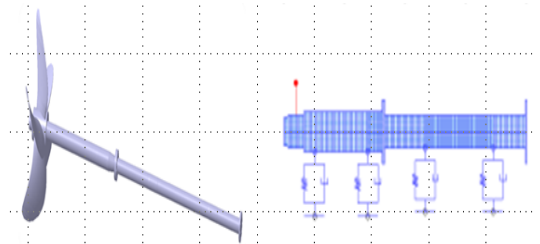


Fig. 5 Shaft model (Left:3D, Right:2D)

분에서도 효율적이다. 따라서 동특성 해석은 2D 모델을 이용하여 수행하였다.

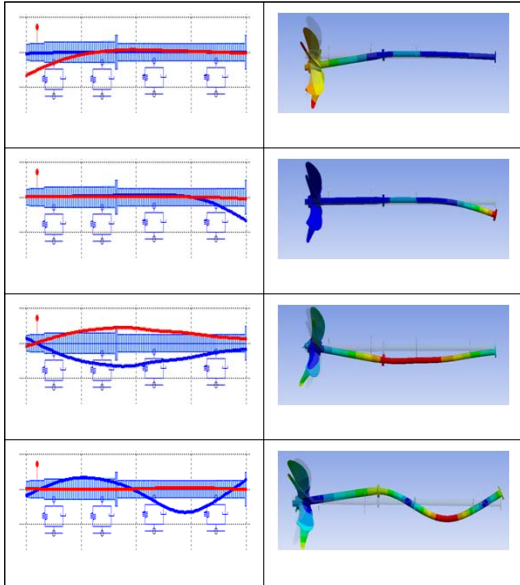


Fig. 6 Mode shape of Eigen value Analysis (1st ~ 4th Natural Frequency)

5. 축계 동특성 분석

5.1 Campbell Diagram

Fig.7은 운전속도와 고유진동수의 상관관계를 보기 위한 Campbell Diagram 이다. 해석 범위는

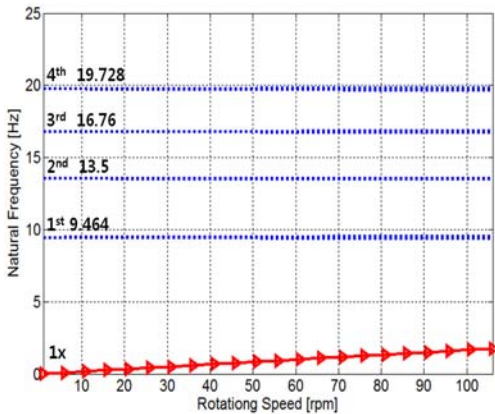


Fig. 7 Campbell Diagram

0~105rpm으로 선정하였으며, 0rpm에서 1~4차 고유진동수는 9.464 Hz, 13.500 Hz, 16.760 Hz, 19.728 Hz 로 해석이 되었으며, 운전속도 1x 성분에 대해서 1차 고유진동수가 9.464 Hz로 운전주파수에 비해 상당히 높은 값을 가지고 있음을 나타내며, 고유진동수는 공진 분리 여유를 고려하지 않아도 무방하다고 사료된다.

5.2 Root locus map

Fig. 8은 운전속도에 대한 안전성 평가를 하기 위한 Root locus map 이며, 그림과 같이 모든 실수부 값이 음(-)의 영역(안전영역)에 존재하고 있기 때문에 본 시스템은 운전영역 내에서 불안진동은 발생하지 않을 것으로 예측된다.

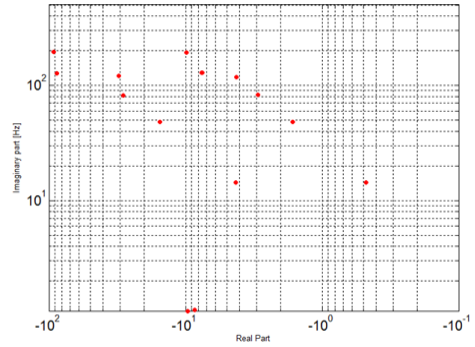


Fig. 8 Root locus Map

5.3 Critical speed map

Fig. 9은 베어링 강성에 따른 고유치의 변화를 보

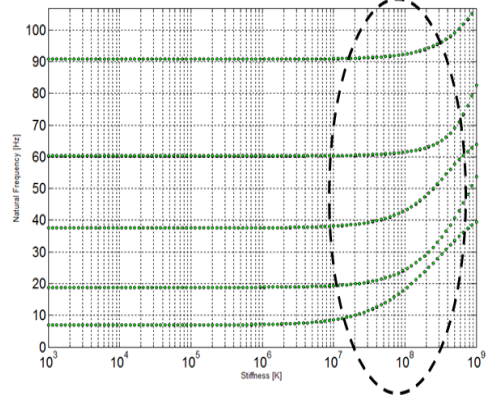


Fig. 9 Critical Speed Map

기 위한 Critical speed map 이다. 10^8 부터 고유 진동수가 급격히 변화되는 구간을 확인 할 수 있고, 베어링 강성의 변경으로 고유진동수의 상승 효과를 볼 수 있다. 하지만 본 연구 모델의 고유치가 상당히 높기 때문에 베어링 강성의 변화는 불필요하다고 사료된다.

6. 결 론

개발된 프로그램의 검증을 위하여 'Lalanne & Ferraris' 모델을 이용하여 모사하여 비교한 결과 참고문헌⁴⁾의 수치와 근사한 값을 취득 하였다. 이를 통하여 실제 선박 축계의 해석을 수행하고, 다음과 같은 결론을 내렸다.

선박축계의 고유치 분석결과 2D와 3D의 간의 오차가 발생하였으나, 이들 값의 차이는 크지 않다. 3D 해석에 소요되는 시간과 불필요한 형상정보 등을 고려하였을 때, 본 해석 프로그램의 효용성은 높다고 할 수 있다.

Campbell Diagram 해석결과 운전속도 1x 성분에 대해서 고유 진동수는 공진분리 여유를 고려하지 않아도 무방하다고 사료됨.

안정성 평가를 하기 위한 Root Locus Map 해석결과 모든 실수부 값이 음(-)의 영역(안정영역)에 존재하고 있기 때문에 본 시스템은 운전영역 내에서 불안정 진동은 발생 하지 않을 것으로 사료 된다.

Critical Speed Map 해석결과 베어링 강성을 변경함으로써 고유진동수가 상승하는 것을 볼 수 있지만 본 연구 모델의 베어링강성의 변경은 불필요하다고 사료된다.

on the 2D Finite Element Method for Flywheel Energy Storage System", Trans. of the KSME (A), Vol. 34, No. 11, pp. 1757-1763.

3. B. S. Yang, M. Lalanne, G. Ferraris, 1996, "Prediction of vibration of rotating machinery", BKNU Mechanics lab.
4. B. S. Yang, 2002, The Vibration of Rotating Machine, Inter Vision Inc., pp. 510-519.
5. S. I. Chae, J. D Song, B. S. Yang, Y. M. Kong and S. H. Choi., 2004, "Vibration Analysis for the D/H parts of the Container Ship", Journal of The Korean Society for Power System Engineering, 2004.5, pp. 60-63.
6. Y. M Kong, S. H. Choi, J. D. Song and B. S. Yang., 2004, "Optimum Design for Vibration Reduction of Compass Deck Structure in Ship", Journal of The Korean Society for Power System Engineering, 2004.5, pp.53-59.

References

1. Y. H. Kim, O. S. Cho, 2001, "The Sensitivity Analysis of Coupled Axial and Torsional Undamped Free Vibration of Ship Propulsion Shafting", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 38. No. 4. pp.48-55.
2. D. S. Gu, Y. C. Bae, W. R. Lee, J. G. Kim, 2010, "Development of Rotor dynamics Program Based