

2D 유한요소 해석을 통한 물 분사 펌프의 동특성 분석 Analysis of Dynamics Characteristics of Water Injection Pump through the 2D Finite Element

이 종 명* · 김 용 휘* · 김 준 호** · 최 현 철** · 최 병 근†
Jong-Myeong Lee, Yong-Hwi Kim, Jun-Ho Kim,
Hyeon-Cheol Choi and Byeong Keun Choi

(Received March 20, 2014 ; Revised May 26, 2014 ; Accepted May 29, 2014)

Key Words : Critical Speed Map(위험 속도 선도), Campbell Diagram(캠벨 선도), Root Locus Map(근궤적 선도), Unbalance Response(불평형 응답), Torsional Gear Mesh Stiffness(비틀림기어 맞물림 강성), Tilting Pad Journal Bearing(틸팅 패드 저널 베어링)

ABSTRACT

After drilling operations at the offshore plant, crude oil is producted under high pressure. After that time, oil recovery is reduced, because the pressure of the pipe inside is low during the secondary produce. At that time injection sea water at the pipe inside through water injection pump that the device increase to recovery. A variety of mathematical analysis during the detailed design analysis was not made through the dynamics characteristic at the domestic company. 2D model has reliability of analysis results for the uncomplicated model. Also element and the node the number of significantly less than in the 3D model. So, the temporal part is very effective. In addition, depending on the quality of mesh 3D is a real model and FEM model occurs error. So, user needs a lot of skill. In this paper, a 2D finite element analysis was performed through the dynamics analysis and the study model was validated.

기 호 설 명

K_{DE} : 구동기어의 강성

K_{NDE} : 피 구동기어의 강성

K_M : 비틀림기어 맞물림 강성

K_B : 기어의 바디의 강성

K_T : 기어 이의 굽힘 강성

K_C : 기어 이의 접촉 강성

z_{DE} : 구동기어 이의 개수

z_{NDE} : 피 구동기어 이의 개수

E : 구동기어의 탄성계수

w : 구동기어의 폭

m : 구동기어 이의 높이

r_d : 디텐덤 반경

r_s : 구동축의 반경

† Corresponding Author ; Member, Department of Energy Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea.
E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr

* Department of Energy Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea.

** Research and Development 1 Team at Hyosung Goodsprings Inc.

A part of this paper was presented at the KSNVE 2014 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Hyung-Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

u : 기어 비
 T : 구동토크
 U_{max} : 허용잔류불평형량

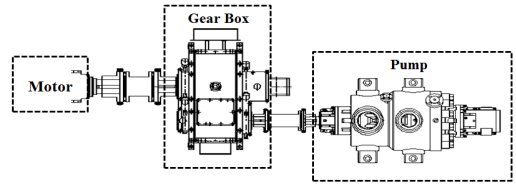
1. 서론

해양플랜트에서 심해 유정의 시추 작업 후 관내의 높은 압력으로 원유를 추출하게 된다. 하지만 1차 추출 후 관내의 압력이 낮아져서 지상으로 생산이 불가능하거나 회수율이 낮을 때 물 분사 펌프가 관내에 해수를 주입하여 회수율 및 생산량을 높여준다. 따라서 오일 회수 향상을 위한 시장의 등장과 함께 회수율 향상의 핵심 기자재인 물 분사 펌프의 중요성이 증가하고 있다. 현재 국내 한 기업에서 부유식 해양플랜트 건조를 사실상 독점하고 있지만, 물 분사 펌프는 해외 일부 선진 업체가 독점하고 있어 전량 고가로 수입되고 있다. 따라서 이를 국산화 개발 펌프로 대체 한다면 관련 부품 및 소재산업 발전, 국내 해양플랜트 산업의 경쟁력 강화, 그리고 수입 대체로 인한 경제적 파급 효과가 클 것이라고 예상된다. 이 논문은 국내 한 기업에서 물 분사 펌프를 개발하고 있으며 개발과정 중 펌프의 구조 및 동특성이 이론적으로 파악되지 못한 상황이다. 일반적으로 회전체는 상세 설계과정에서 다양한 수학적 해석을 필요로 하며 동특성 평가가 이루어지는데 이러한 평가 없이 제작될 경우 불안정한 진동과 소음이 발생할 가능성이 높다⁽¹⁾.

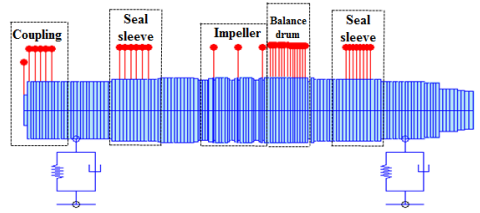
따라서, 수학적 동특성 해석을 통하여 개발펌프에 대한 신뢰성을 확보하여야 한다. 2D 모델은 복잡하지 않은 모델에 대해 해석결과의 신뢰성을 가지고 있을 뿐만 아니라 요소 및 노드의 수가 3D 모델에 비해 월등히 적기 때문에 시간적 부분에서도 매우 효과적이다. 또한 3D는 매쉬의 질에 따라서 실제와 오차가 발생하는 부분이 있기 때문에 사용자의 숙련이 많이 요구된다. 그러므로 이 연구는 2D 유한요소 해석⁽²⁾으로 물 분사 펌프의 동특성 해석을 통하여 제품의 신뢰성을 확보하고자 한다.

2. 연구 모델 정보

연구 모델의 전체 개략도는 Fig. 1의 (a)와 같으며 모터로 오는 동력을 기어박스를 통하여 펌프로 전달



(a) Schematic diagram



(b) Shape of shaft

Fig. 1 Study model

Table 1 Materials properties

Part	Mass [kg]	Density [kg/m ³]	Modulus of elasticity [GPa]	Poisson's ratio
Coupling	22.5	7840	205	0.29
Impeller	14.6	7700	200	0.3
Shaft	212.5			
Seal sleeve	5			
Balance sleeve	29.7			

된다. Fig. 1의 (b)는 펌프의 축계 형상이다. 단수는 3단이며 총 길이는 2,265 mm이고 중량은 295 kg중이다. 운전속도는 6000 rpm으로 운전된다. 축은 커플링과 2개의 씰 슬리브, 3개의 임펠러, 발란스 드럼과 두 개의 베어링으로 구성되어 되어 있다. 사용된 재료상수는 Table 1과 같다. 커플링은 스테인리스 스틸의 재료상수를 적용하였으며 그 외 부분은 슈퍼더플렉스 스테인리스 스틸의 재료상수를 사용하였다. 왜냐하면 해수를 취급하는 펌프의 특성상 내식성이 뛰어나기 때문이다.

가이드 베인은 각 임펠러 마다 7개가 있으며 가이드 베인과 임펠러 사이의 간극은 1 mm이다. 따라서 운전성분 성분뿐만 아니라 베인 가진 성분 7X역시 고려해야한다.

3. 베어링 정보

베어링 강성계산에 앞서 해석 모델을 검증하기

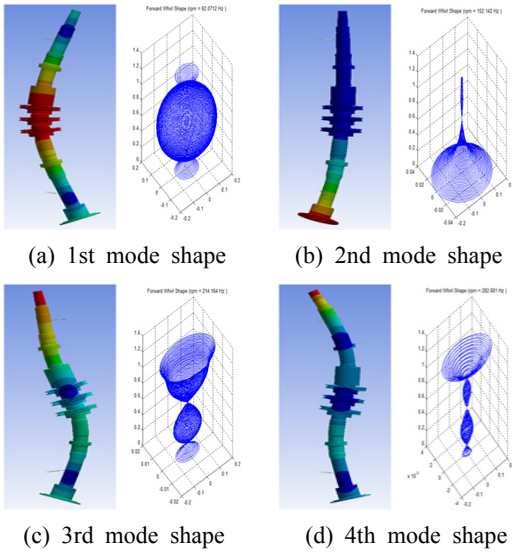


Fig. 2 Comparison the 2D mode and 3D mode

Table 2 Comparison the 2D & 3D eigenvalue

Mode	3D	2D	Error
1st	64.158 Hz	62.071 Hz	3.25 %
2nd	157.59 Hz	152.14 Hz	3.46 %
3rd	219.76 Hz	214.16 Hz	2.55 %
4th	305.26 Hz	282.68 Hz	7.4 %

위하여 3D 해석 프로그램인 Ansys Workbench⁽³⁾와 2D 해석 프로그램인 EZ_rotor를 사용하여 베어링 강성 10⁸ N/m를 적용하여 Fig. 2와 같이 해석을 수행하였다.

해석결과는 Table 2와 같으며 비교결과 두 해석 프로그램과의 오차율이 10%이내 이므로 해석값의 신뢰성이 확보 되었다. 그리고 베어링 강성 10⁷ N/m까지는 강체모드가 나타났다. 따라서 베어링 강성은 10⁷ N/m 이후로 선정해야 한다.

연구 모델의 정적 해석으로 얻어진 좌측 반력 1,597 N과 우측 반력 1,301 N으로 계산된 베어링 강성은 Table 3과 같다. rpm의 변화에 따라 변화되는 강성과 감쇠값을 축계 해석에 적용하였다. 연구 모델에 적용된 베어링은 수직방향과 수평방향이 다른 비등방성 탄성지지가 되어있는 것을 볼 수 있다. 틸팅패드 저널 베어링 이기 때문에 수평과 수직 방향이 비교적 유사한 값으로 산출 되었다. 왜냐하면

Table 3 Bearing stiffness data

Speed (rpm)	Left side bearing stiffness and damping			
	Kxx (N/m)	Kyy (N/m)	Cxx (N.s/m)	Cyy (N.s/m)
1,000	4.24E+07	6.80E+07	2.99E+05	4.46E+05
2,000	4.98E+07	6.80E+07	2.03E+05	2.59E+05
3,000	6.03E+07	7.50E+07	1.72E+05	2.03E+05
4,000	7.06E+07	8.32E+07	1.54E+05	1.74E+05
5,000	7.97E+07	9.10E+07	1.41E+05	1.55E+05
6,000	8.76E+07	9.80E+07	1.30E+05	1.41E+05
7,000	9.43E+07	1.04E+08	1.20E+05	1.29E+05
8,000	1.02E+08	1.11E+08	1.15E+05	1.22E+05
9,000	1.10E+08	1.19E+08	1.10E+05	1.16E+05
10,000	1.18E+08	1.26E+08	1.06E+05	1.11E+05

Speed (rpm)	Right side bearing stiffness and damping			
	Kxx (N/m)	Kyy (N/m)	Cxx (N.s/m)	Cyy (N.s/m)
1,000	3.85E+07	6.03E+07	2.79E+05	4.07E+05
2,000	4.71E+07	6.25E+07	1.95E+05	2.43E+05
3,000	5.82E+07	7.06E+07	1.68E+05	1.94E+05
4,000	6.89E+07	7.94E+07	1.52E+05	1.68E+05
5,000	7.82E+07	8.76E+07	1.39E+05	1.51E+05
6,000	8.63E+07	9.49E+07	1.28E+05	1.38E+05
7,000	9.31E+07	1.01E+08	1.19E+05	1.27E+05
8,000	1.01E+08	1.09E+08	1.14E+05	1.20E+05
9,000	1.09E+08	1.16E+08	1.10E+05	1.14E+05
10,000	1.17E+08	1.24E+08	1.06E+05	1.10E+05

일반적인 저널 베어링은 내부에 유막이 형성 되어 있으며 유막두께로 인하여 자세 각을 가지게 되며 자세 각을 기준으로 국부적 하중을 받게 되는데 틸팅패드 저널 베어링은 국부적 하중을 고르게 분산시켜 주는 역할을 하기 때문이다.

4. 비틀림 기어 맞물림 강성

기어의 맞물림에 의해 생기는 저항으로 인한 비틀림 고유치를 산출하기 위하여 비틀림 기어 맞물림 강성을 참고문헌⁽⁴⁾을 통하여 계산하였다. 기어의 강

성 계산은 기어의 바디 강성, 기어 이의 굽힘에 의한 강성, 기어의 접촉 강성모두를 고려하면 구동 기어의 강성이 산출되며 구동기어 강성 KDE는 식 (1)과 같다.

$$K_{DE} = ((K_B)^{-1} + (K_T)^{-1} + (K_C)^{-1})^{-1} \text{ Nm/rad} \tag{1}$$

식 (1)에서 식 (2)기어의 바디 강성과 식 (3)의 기어의 이의 굽힘에 의한 강성 그리고 식 (4)의 기어의 이의 접촉 강성이 모두 고려되어 있는 것을 볼 수 있다.

$$K_B = 9.555e-4 \cdot E \cdot w \cdot I_n(r_d - r_s)^{1.6} \cdot r_s^{1.6} \tag{2}$$

$$K_T = 3.2e-5 \cdot E \cdot w \cdot m^2 \cdot z_{DE}^{2.2} \tag{3}$$

$$K_C = 7.937e-5 \cdot E \cdot w \cdot m^{1.85} \cdot z_{DE}^2 \cdot T^{0.105} \tag{4}$$

식 (1)이 계산이 되면 기어 비의 제곱으로 피 구동기어의 강성 식 (5)가 계산이 된다.

$$K_{DE} = K_{DE} \cdot u^2 = K_{DE} \cdot \left(\frac{z_{DE}}{z_{NDE}}\right)^2 \tag{5}$$

구동기어의 강성 KDE와 피 구동기어 강성 KNDE가 계산이 되면 식 (6)으로 비틀림기어 맞물림 강성 KM을 구할 수 있다.

$$K_M = ((K_{DE}^{-1}) + (K_{NDE}^{-1}))^{-1} \tag{6}$$

따라서 연구 모델의 비틀림기어 맞물림 강성 KM은 5.102e6 Nm/rad 이다.

5. 위험 속도 및 안정성 평가

Fig. 3은 강성의 변화에 따라 변화되는 고유진동수를 보기위한 그래프이며 점선 사각 박스는 현재 베어링 강성구간이다. 이 연구 모델의 경우 1차 고유진동수를 제외하고 10⁸ N/m부터 고유치가 변화되기 쉬운 민감한 부분에 위치하고 있고 위험속도 발생 시 회피를 위한 강성의 변화로 또 다른 위험속도가 발생할 가능성이 있기 때문에 강성의 변화는 신중하게 고려할 필요가 있다고 사료된다.

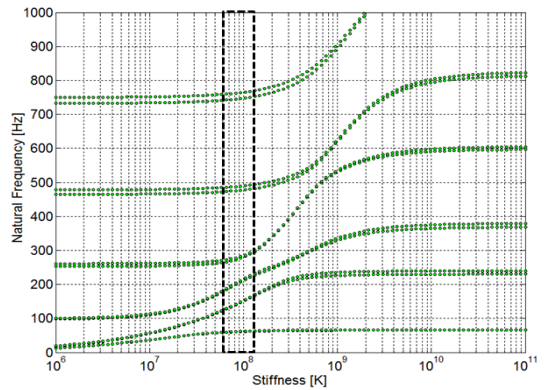


Fig. 3 Critical speed map

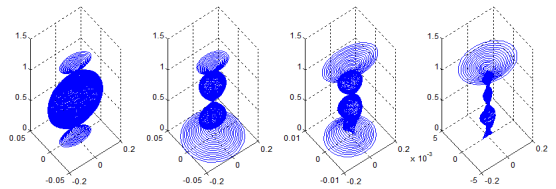


Fig. 4 Mode shape of 1st to 4th

Fig. 4는 1차에서 4차의 모드 형상이며 Fig. 5는 가진 성분과 고유진동수와의 상관관계를 보기위한 그래프이다. 구동속도가 증가할수록 고유진동수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 구동속도는 1000 rpm에서 10000 rpm까지 선정하였으며, 가진 성분은 운전성분의 1X와 2X 그리고 베인 가진 성분 7X와 14X를 고려하였다.

운전성분 1X는 1차 고유진동수를 4000 rpm 부근에서 통과되며 2X는 2000 rpm에서 1차 고유진동수를 통과한다. 베인 가진 성분 7X는 2000 rpm부근에서 2차 고유진동수와 4000 rpm 부근에서 3차 고유진동수를 통과하여 구동속도 6000 rpm 부근에서 4차 고유진동수를 통과하게 된다. 베인 가진 성분 14X는 구동속도 이전에서 2차, 3차, 5차 고유진동수를 통과하게 된다. 운전성분이나 베인 가진 성분 중 구동속도 이전에 통과하는 대역에서는 이 시스템의 동력 전달 속도가 빠르기 때문에 공진발생 가능성이 미비한 것으로 사료되며 운전성분 2배수인 2X나 그 밖의 베인 가진 성분들은 공진분리여유⁽⁵⁾가 충분하기 때문에 크게 고려하지 않아도 무방하다고 사료된다. 하지만 베인 가진 성분 1x는 이 시스템의 운전성분인 6000 rpm 부근에서 4차 고유진동수를 통

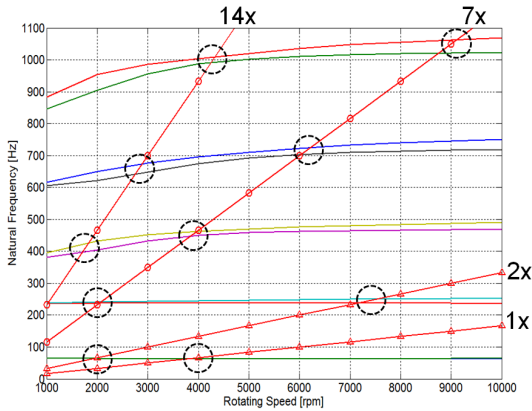


Fig. 5 Campbell diagram

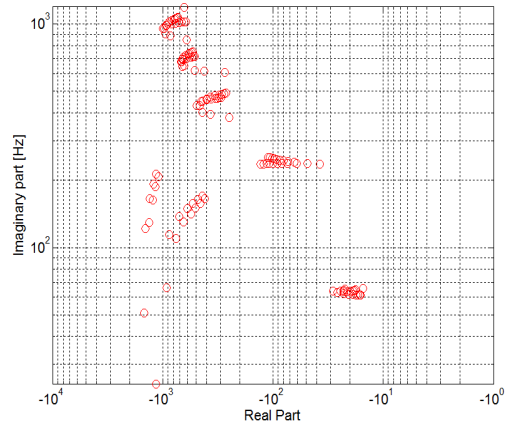


Fig. 6 Root locus map

Table 4 API 684 separation margin standard

Q-Factor(QF)	Separation margin
QF<2.5	Separation margin do not required
2.5≤QF≤3.55	Requires the separation of at least 5 %
3.55<QF	Driving below the critical speed minimum(%) = {126 - 6/(AF - 3)} - 100
	Driving more than the critical speed maximum(%) = 100 - {84 + 6/(AF - 3)}

Table 5 Q-factor

Excitation	1st	2nd	3rd	4th	5th
1X (rpm)	3799				
1X (QF)	10.6				
2X (rpm)	1936	7498			
2X (QF)	9.86	8.22			
Vane 7X (rpm)		2067	3959	6214	9115
Vane 7X (QF)		11.9	3.62	3.74	4.53
Vane 14X (rpm)			1822	2888	4325
Vane 14X (QF)			3.01	3.17	3.55

과하기 때문에 공진발생 가능성이 있는 것으로 사료된다. 따라서 API 684 규격을 통한 Q-factor의 확인이 필요할 것으로 사료된다.

Q-factor는 API684 규격을 통해서 확인을 하였으

며 공진 회피 설계 기준을 살펴보면 위험속도가 발생할 경우에 Table 4와 같은 요구조건을 충족 시켜줘야 한다. 요구조건을 충족하지 못하면 고유진동수가 변화할 수 있는 조건을 만들어 줘야한다.

따라서 이 연구모델의 Q-factor data는 Table 5와 같으며, 베인가진 성분의 경우 4차 고유진동수는 QF가 3.55보다 크므로 15~21 % 분리여유가 요구된다. 따라서 4차 고유진동수는 공진분리 여유가 부족하며 위험속도가 발생할 가능성은 검토가 되어야 할 것으로 사료된다.

Fig. 6은 연구모델의 안정성 여부를 확인하기 위한 그래프이다. y축의 imaginary part는 각 모드的高유치를 말하며 x축의 real part는 감쇠를 나타낸다. 따라서 무수히 많은 고유치들의 감쇠를 한눈에 보기 쉽게 표현한 것이며, 이 연구모델은 실수부가 모두 음(-)의 영역에 있으므로 이 시스템은 운전 영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 예측된다.

6. 불평형 응답 및 비틀림 고유치 해석

불평형 응답해석을 위하여 ISO1940⁽⁶⁾의 규격을 사용하였으며, 회전기기에 적용되는 발란싱 등급 G2.5의 허용 불평형량을 Fig. 7과 8처럼 임펄서와 커플링에 식 (7)을 이용하여 708 mm·g을 등분할 하여 적용하였고, 정적 불평형과 커플 불평형의 응답을 분석하였다.

$$U_{max} = 2.4 \mu m \times \text{Rotor Weight} (295 \text{ kg}) \quad (7)$$

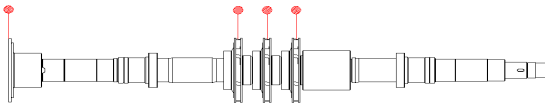


Fig. 7 Static unbalance

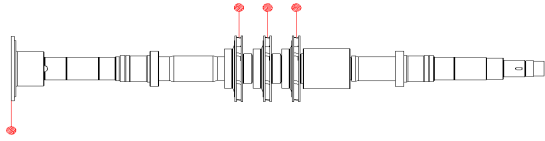
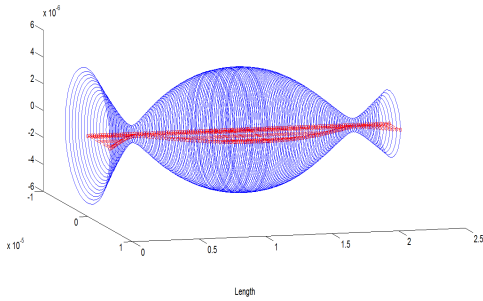
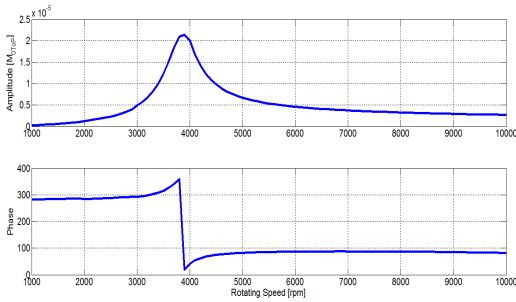


Fig. 8 Couple unbalance



(a) Whirling motion

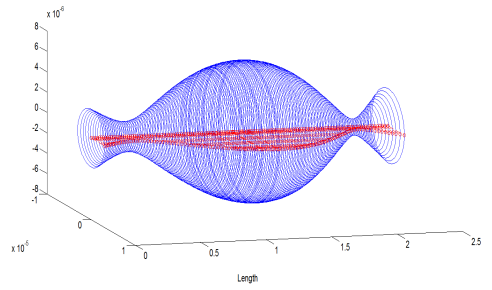


(b) Bode diagram

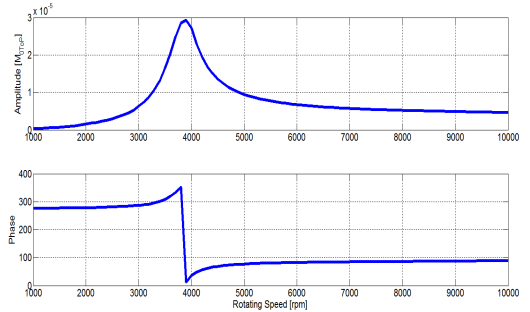
Fig. 9 static unbalance result

정적 불평형은 가장 위험한 조건에서의 불평형력에 의한 변위를 보고자 함이고 커플 불평형은 2차 모드에 미치는 영향에 대해서 확인 하고자 한다. 정적 불평형 해석 결과 휘도는 형상은 Fig. 9의 (a)와 같으며 Fig. 9의 (b)는 공진 점에서의 변위와 위상을 나타내며 4000 rpm부근에서 가진 성분 1X가 1차 고유진동수를 통과하므로 변위가 상승하며 위상이 변화하게 되고 이 연구모델의 운전속도인 6000 rpm에서 운전된다.

해석 결과 커플링에서 0.0112 mm, 임펠러에서



(a) Whirling motion



(b) Bode diagram

Fig. 10 Couple unbalance result

0.0213 mm가 발생하였다. 하지만 가이드베인과 임펠러 사이의 간극 1 mm보다 작은 수치이므로 불평형에 의한 문제는 없을 것으로 사료된다. 2차 모드에 영향을 보기위해 커플 불평형의 휘도는 형상은 Fig. 10의 (a)와 같으며 Fig. 10의 (b)의 보테선도 또한 4000 rpm부근에 공진점을 통과하므로 변위가 상승하며 위상이 변화하게 된다. 하지만 임펠러의 변위가 0.02925 mm로 정적 불평형 해석의 변위보다는 높게 나왔지만 역시 가이드 베인과의 간극 1 mm보다 작기 때문에 불평형에 의한 문제는 없을 것으로 사료된다.

기어의 맞물림으로 발생하는 저항으로 인해 발생되는 비틀림 고유치를 4장의 식 (6)을 통하여 계산된 강성을 적용하여 연성 해석을 수행하였다. 해석결과 1-4차 고유진동수는 각각 77.7 Hz, 292.5 Hz, 512 Hz, 876.4 Hz이며 모드형상은 Fig. 11과 같다. 해석결과 가진 성분 1X, 2X가 비틀림 모드에 주는 영향은 지극히 작을 것으로 사료된다. 또한 초기의 가속토크로 인하여 비틀림 모드가 발생이 되며 등속토크로 도달하였을 때에는 비틀림 모드에 대한 영향력이 더욱 줄어들 것으로 사료된다.

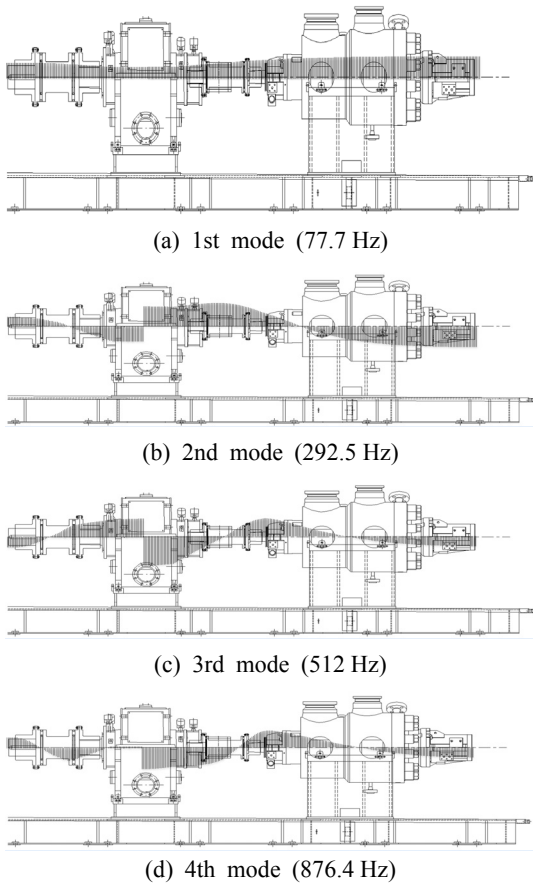


Fig. 11 Torsional mode shape

7. 결 론

베어링 강성 선정을 위하여 위험속도 선도를 확인한 결과 정적 해석을 근거로 설계된 베어링의 강성이 약 10^8 N/m에 존재하였으며 그 이하의 강성은 강체모드를 가지는 것으로 나타났다.

캠벨선도 확인 결과 1X 가진 성분이 4000 rpm 부근에서 통과하여 6000 rpm에서 운전이 되며 운전 성분과 1차 고유진동수는 공진분리 여유가 충분하다. 하지만 7X 가진 성분은 4차 고유진동수와 공진분리 여유가 거의 없기 때문에 공진 영역 560 Hz~840 Hz를 API684 규격의 근거로 Q-factor를 확인하였으며, 위험속도인 6214 rpm에서 Q-factor는 3.741로 3.55보다 다소 높은 값을 가지는 것으로 확인이 되었다. 따라서 7X 가진 성분에 대한 Q-factor는 위험속도가 발생할 가능성이 있는 것으로 사료된다.

다. 하지만 4차 고유진동수의 모드형상은 실질적으로 영향을 받는 임펠러부분이 아닌 모델의 후미부분에 기여를 하고 있다. 또한 유체에 의한 감쇠가 고려되지 않았으므로 Q-factor 역시 변화될 것으로 예측이 된다. 따라서 공진발생 가능성은 낮을 것으로 사료된다. 안정성 평가 결과 고유치의 모든 실수부 값이 음(-)의 영역(안정영역)에 존재하고 있기 때문에 이 시스템은 운전영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 사료된다.

불평형 응답은 정적 불평형과 2차 모드의 영향을 보기위한 커플 불평형을 해석하였으며 두 해석 결과 모두 가이드 베인과의 틈새 1 mm 보다 작은 변위이므로 간섭은 없는 것으로 사료된다. 비틀림 고유치 해석결과 가진 성분 1X, 2X가 비틀림 모드에 주는 영향은 지극히 작을 것으로 사료된다. 또한 초기의 가속토크로 인하여 비틀림 모드가 발생이 되며 등속토크로 도달하였을 때에는 비틀림 모드에 대한 영향력이 더욱 줄어 들것으로 사료된다.

후 기

이 연구는 “산업통상자원부”, “한국산업기술진흥원”, “동남지역사업평가원”의 “광역경제권 선도산업 육성사업”과 연구용역(HD-T-PUMP 및 MK Vacuum Booster 구조진동해석) 및 해양산업연구소의 지원으로 수행된 연구결과입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- (1) Yang, B. S., 2003, *Vibration of Rotating Machinery*, Interscience, Seoul.
- (2) Jeong, W. B., Kim, T. H., Lee, H. W. and Park, Y. D., 1997 *Vibration Analysis of Rotor System for Rotary Compressor*, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 260~265.
- (3) Lee, H. H., 2010, *Finite Element Simulations with Ansys Workbench v12* SDC Publication, PA.
- (4) Kiekbusch1, T., Sappok, D., Sauer, B. and Howard, I., 2011, Calculation of the Combined Torsional Mesh Stiffness of Spur Gears with Two-and Three-dimensional Parametrical FE Models, *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 57, No. 11, pp. 810~818.

(5) API Standard 684, 2005, Rotordynamic Tutorials : Lateral Critical Speeds Unbalance Response Stability Train Torsional and Rotor Balancing.

(6) ISO-1940, 1973, Balance Quality of Rotating Rigid Bodies(JIS B 0905, KS B 0612).



Jong-Myeong Lee is unified master's and doctor's course degrees at the Department of Energy Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research is dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



Yong-Hwi Kim is the master's course at the Department of Energy Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. My areas of research is dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



Jun-Ho Kim is a Chief Researcher at the Research and Development 1 Team at Hyosung Goodsprings Inc. in Korea. He received his Ph.D. degrees in Mechanical Engineering Science at the Graduate School of Engineering,

Kyushu University, Japan, in 2007.



Hyeon-Cheol Choi is a Senior Researcher at the Research and Development 1 Team at Hyosung Goodsprings Inc. in Korea. He received his master's degree in Mechanical Engineering from Suncheon National University,

Korea, in 2007.



Byeong-Keun Choi is an Associate Professor at the Department of Energy Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. He received his Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pukyong National University, Korea, in 1999. Dr. Choi worked at Arizona State University as an Academic Professional from 1999 to 2002. Dr. Choi's research interests include vibration analysis and optimum design of rotating machinery, machine diagnosis and prognosis and acoustic emission. He is listed in Who's Who in the World, among others.