

# 물 분사 펌프 동특성의 해석적 평가

## Analytical evaluation of water injection pump dynamic characteristic

이종명\* · 이정훈\* · 하정민\* · 안병현\* · 구동식\*\* · 최병근†

JongMyeong Lee\*, JeongHoon Lee\*, JeongMin Ha\*, ByungHyun Ahn\*, DongSik Gu\*\* and ByeongKeun Choi\*†

**Key Words :** Water injection pump(물 분사 펌프), Dynamic characteristic(동특성), Critical Speed Map (위험 속도 선도), Cambell Diagram(캠벨 선도), Root locus map(근궤적 선도), Unbalance Response (불평형 응답)

### ABSTRACT

Water injection pump produced the 1st oil well through the high pressure after the Deep water oil well drilling. After finish the work it is hard to produce only using itself pressure due to low pressure. Therefore it can be increased recovery factor through the injection seawater of high pressure. Is the key equipment used in the marine plant and it is developing at many industries. In this paper, Analyze changes in the natural frequency due to the stiffness of the bearing. Analyze the critical speed of the natural frequency due to the change of operation speed. And evaluate the Stability. And then analyze the displacement and clearance through the unbalance response this way has contributed to the reliability of the developing product. Through a mathematical analysis

회수율 향상의 핵심 기자재인 Water Injection Pump 의 중요성이 증가하고 있다.

본 연구에서는 국내 한 기업에 의해 Water Injection Pump 의 개발이 이루어지고 있는데 상세 설계 과정 중에 동특성이 이론적으로 파악되지 못한 상황이다.

일반적으로 펌프의 상세설계 과정에서 다양한 수학적 해석을 필요로 하며 동특성 평가가 이루어지는데 이러한 평가 없이 제작될 경우 불안정 진동과 소음 발생 가능성이 높다.<sup>(1)</sup>

따라서 수학적 동특성 해석을 통하여 위험속도, 안정성 평가, 불평형 응답 등을 확인해야 한다.

그러므로 본 연구에서는 개발과정 중의 펌프의 동특성 해석을 통하여 제품의 신뢰성을 확보하고자 한다.

### 1. 서 론

Water Injection Pump 는 해양플랜트에서 사용되는 핵심 기자재로 심해 유정의 시추작업 후 유정 내 높은 압력으로 인하여 원유를 1차 생산하고 이후 유정 내 압력이 낮아져 유정 자체의 압력만으로 지상으로의 생산이 불가능할 때 고압의 해수를 유정에 주입(Injection)하여 회수율을 높여 원유의 생산량을 극대화 하는 필수 장비이다.

유정 내의 압력만으로 추출할 수 있는 원유의 양은 전체 유정의 30%에 불과하기 때문에, 심해 유정의 회수율 및 생산량을 동시에 증진 시킬 수 있는

† 교신저자; 최병근, 경상대학교 에너지기계공학과  
E-mail : bgchoi@gsnu.ac.kr  
Tel : 055-772-9110, Fax : 055-772-9119

\* 경상대학교 에너지기계공학과  
\*\* 창원문성대학 조선설계공학과

## 2. 해석 정보 및 모델소개

연구 모델은 Fig. 1 과 같으며, 길이는 약 2500mm이고 무게는 약 350Kg이다. 회전 속도는 6000rpm으로 구동이 되며, Shaft Coupling, Seal Sleeve, Impeller, Balance Sleeve로 구성되어 있고 각 Part의 재료상수는 Table 1 과 같다. Impeller의 날개는 7개 이므로 1x 뿐만 아니라 7x 가진 성분에 대해서도 고려해야 할 것으로 사료된다.

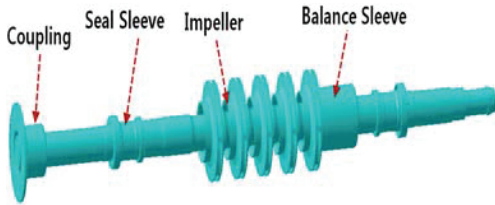


Fig. 1 Shape of Shaft

Table 1 Materials of each part

Part	Mass [Kg]	Density [Kg/m <sup>3</sup> ]	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			

## 3. 베어링 강성 선정

베어링 강성 선정을 위하여 Fig. 2와 같이 베어링 강성에 따른 회전축 계의 고유치 변화 분석을 수행하였다. 연구 모델의 신뢰성을 얻기 위하여 2개의 프로그램을 사용하여 해석을 수행 하였으며, 3D는 Ansys Workbench<sup>(2)</sup> 를 사용하였으며, 2D는 자체개발 프로그램을 사용하였다.

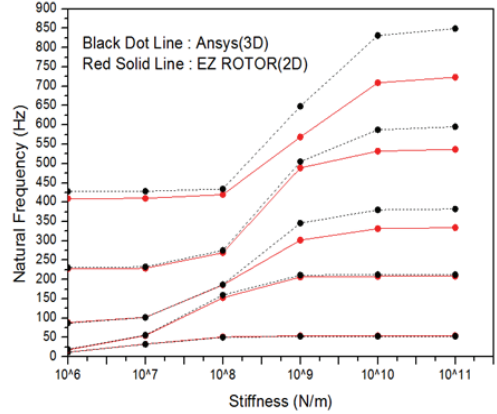


Fig. 2 Critical Speed Map

정적 해석을 근거로 설계된 베어링의 강성이 약 10<sup>8</sup> N/m에 존재하였으며 그 이하의 강성은 강체모드를 가지는 것으로 나타났으며 Table 2 에 정리 하였다.

1차 고유진동수를 제외한 그 밖의 차수는 고유치가 변화되기 쉬운 민감한 부분에 위치하고 있다. 따라서 베어링 강성의 작은 변화에도 고유치가 크게 변화할 수 있다는 점에 주의가 필요하다.

Table 2 Bearing stiffness data of 2d and 3d

stiffness [N/m]		unit : Hz				
		1st	2nd	3rd	4th	5th
2D	10 <sup>6</sup>	11.86	18.08	88.45	227.5	409.3
3D	10 <sup>6</sup>	11.87	19.68	87.3	230.8	427.8
2D	10 <sup>7</sup>	33.02	55.1	102.2	229.3	410.9
3D	10 <sup>7</sup>	32.78	56.1	101.8	232.7	428.3
2D	10 <sup>8</sup>	51.44	152.7	186	269.2	419.7
3D	10 <sup>8</sup>	50.33	159.8	186.8	275.3	434.2
2D	10 <sup>9</sup>	54.34	206.4	301.9	488.8	568.7
3D	10 <sup>9</sup>	52.95	211.2	345.9	504.9	649
2D	10 <sup>10</sup>	54.63	208.2	331.6	532.1	709.
3D	10 <sup>10</sup>	53.23	212.6	380	587.4	831.2
2D	10 <sup>11</sup>	54.66	208.3	334.3	536.7	723.3
3D	10 <sup>11</sup>	53.26	212.7	382.5	595.1	849.2

#### 4. 위험속도 및 안정성 평가

고유치 평가는 운전속도에 증점을 두어 6000rpm에 대해서 해석을 수행하였고, 운전 영역은 1000rpm ~ 10000rpm의 영역으로 선정 하였으며, 1000rpm 간격으로 변화되는 베어링 강성을 각 rpm마다 적용하여 해석을 수행 하였다. Fig. 3에서 사선은 운전속도 성분 1x와 7x를 나타내며 1차에서 5차까지의 고유진동수를 나타내고 있다.

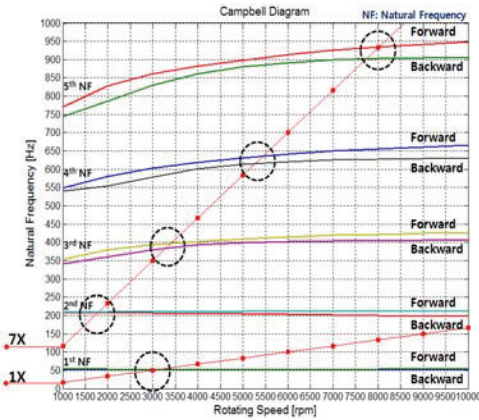


Fig. 3 Campbell diagram

1x의 운전성분이 3000rpm 부근에서 통과하여 6000rpm에서 구동이 되는 것을 확인 할 수 있었으며, 6000rpm에서의 1~5차 고유진동수는 각각 52.1Hz, 211.9Hz, 415Hz, 641.7Hz, 913.5Hz 이며 운전속도와 1차 고유진동수와의 공진분리 여유가 충분한 것을 확인하였다. 하지만 7x운전 성분이 4차 고유진동수와 교차하여 확인결과 공진분리여유 10%로 여유가 충분치 않음을 확인 하였다.

따라서 API 684규격<sup>(3)</sup>인 공진 회피설계 기준으로 Q-Factor 확인 결과 Table 3과 같으며, 기준상으로 최소 분리여유가 약 15%~21%가 요구된다. 하지만 본 연구모델의 경우 10% 공진분리여유를 가지고 있어 분리 여유가 부족하며, 7x 가진 성분이 4차 고유진동수와 교차하여 위험속도가 발생할 가능성이 있을 것으로 사료된다.

Table 3 Q-Factor of critical speed

rpm	1st [Hz]	Q Factor	rpm	4th [Hz]	Q Factor
3000	52.06817	11.1	5000	631.6233	3.86
			6000	641.721	4.14

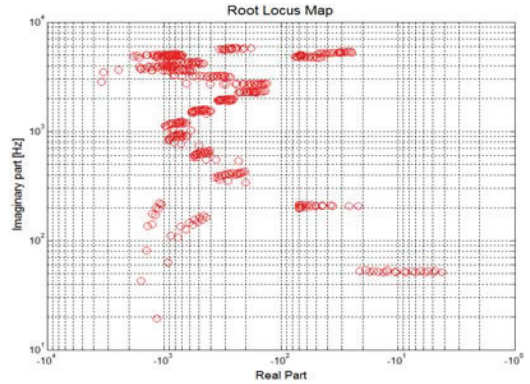


Fig. 4 Root locus map

Fig. 4는 운전속도에 대한 안정성을 평가하기 위한 것으로, 고유치의 모든 실수부 값이 음(-)의 영역(안정영역)에 존재하고 있기 때문에 본 시스템은 운전영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 예측되었다.

#### 5. 불평형 응답 해석

불평형 응답해석을 위하여 ISO1940<sup>(4)</sup>의 규격을 사용하였으며, G2.5의 허용 불평형량을 Fig. 5처럼 Rotor 와 Coupling 에 1390.4mm·g을 등분할 하여 적용 하였고, Static Unbalance 와 Couple Unbalance의 응답을 분석 하였다

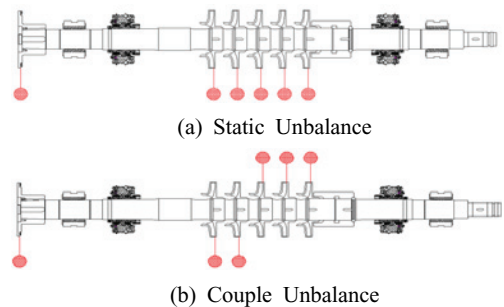
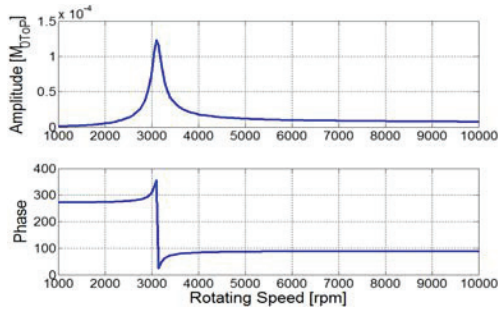
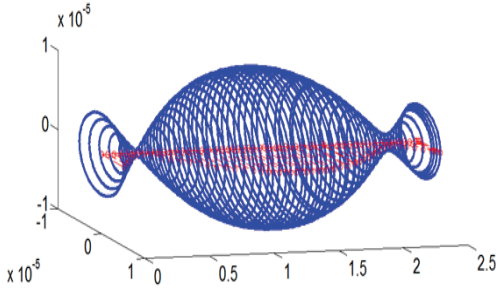


Fig. 5 shape applying the unbalanced mass

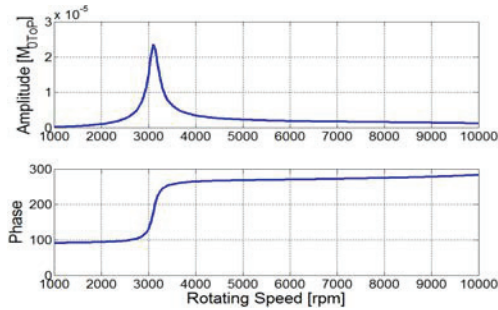


(a) Bode plot

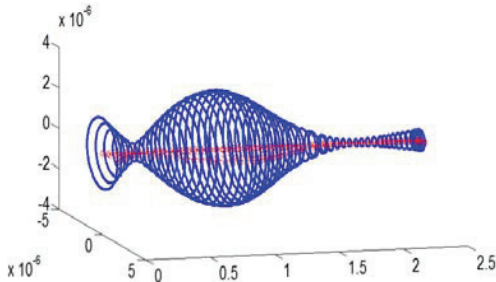


(b) Whirling mode

Fig.6 Static Unbalance



(a) Bode plot



(b) Whirling mode

Fig.7 Coupling Unbalance

Table 4 Unbalance response

Part	3000 rpm	6000 rpm
Impeller (Static)	0.1233 mm	0.0098 mm
Impeller (Couple)	0.0236 mm	0.0019 mm

Fig.6,7 과 같이 불평형에 의한 Whirling mode 와 Bode plot 을 나타내며 상기의 Campbell diagram에서 볼 수 있듯이 3000rpm 부근에서 1차 고유진동수를 통과하여 진폭이 상승하며 운전속도에서는 공진 영역 밖에서 운전되므로 진폭이 현저히 줄어들음을 확인할 수 있으며, 해석 결과 Table 4와 같이 Guide vane과 Impeller 와의 틈새 1mm 보다 매우 미세한 변위 이므로 두 Part 간의 간섭은 없을 것으로 사료되며 2x 가진 성분을 고려한 Out of phase 역시 운전속도에서 불평형에 의한 문제는 없을 것으로 사료된다.

## 6. 케이싱 고유치 분석

케이싱 고유치 분석 결과 Fig. 8 과 같이 1차 고유진동수가 운전 성분에 비하여 상당히 높은 값을 가지는 것으로 확인 되었으며, 가진 주파수 7x성분을 고려하였을 때 실제로 영향을 미치는 흡기구나, 토출구가 아닌 부분에 상대적으로 기여도가 높기 때문에 7x 가진 성분 역시 케이싱에 미치는 영향은 작을 것으로 사료된다.

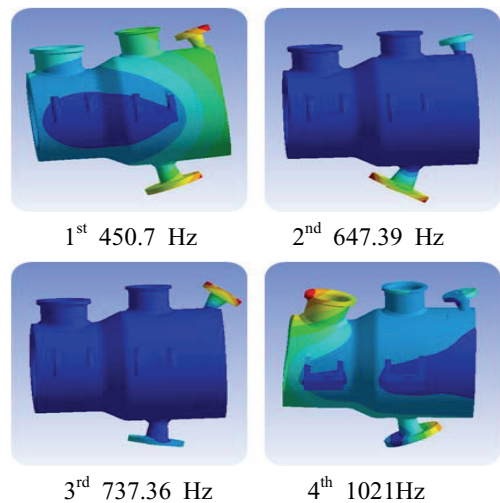


Fig. 8 Mode shape of casing

## 7. 결론

베어링 강성 선정 을 위하여 Critical speed map 을 확인한 결과 정적 해석을 근거로 설계된 베어링 의 강성이 약  $10^8$  N/m에 존재하였으며 그 이하의 강성은 강체모드를 가지는 것으로 나타났다.

Campbell diagram 확인 결과 1x 가진 성분이 3000rpm 부근에서 통과하여 6000rpm에서 운전이 되며 운전속도와 1차고유진동수는 공진분리 여유가 충분하다. 하지만 7x 가진 성분은 4차 고유진동수와 공진분리 여유 10%를 가지고 있어 공진 영역 560Hz~840Hz을 API684 규격의 근거로 Q-Factor 를 확인 하였으며, 3000rpm에서 Q-Factor 은 11.1 이며 5000rpm 과 6000rpm의 Q-Factor 은 각각 3.86과 4.14로 확대율 3.55보다 다소 높은 값을 가지는 것으로 확인이 되었다. 6000rpm까지의 동력 전달속도가 빠르게 진행되기 때문에 3000rpm 에서의 Q-Factor의 높은 수치는 고려하지 않아도 될 것으로 사료되며, 7x 가진성분에 대한 Q-Factor는 위험속도가 발생할 가능성이 있는 것으로 사료된다.

안정성 평가 결과 고유치의 모든 실수부 값이 음(-)의 영역(안정영역)에 존재하고 있기 때문에 본 시스템은 운전영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 사료된다.

불평형 응답은 Static Unbalance 와 out of phase 를 고려한 Couple Unbalance 를 해석하였으며 두 해석 결과 모두 Guide Vane 과의 틈새 1mm 보다 변위가 작으므로 두 Part 간의 간섭은 없는 것으로 사료된다.

케이싱의 고유치 분석 해석결과 1차 고유진동수가 상당히 높은 값을 가지는 것으로 확인 되었으며 7x 가진 성분을 고려하였을 때 직접적으로 하중을 받는 부분이 아닌 다른 부분에 기여도가 높기 때문에 7x 가진 성분에 의한 영향은 작을 것으로 사료 된다.

## 후 기

본 연구는 해양 플랜트용 Water injection Pump 시스템 개발(과제번호 : A002200698)의 동남광역경제권 선도 사업 R&D지원으로 수행 되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Yang, B. S., 2003, Vibration of rotating machinery, Intervision, seoul.
- (2) Lee, H. H., 2010, Finite element simulations with Ansys workbench v12 SDC publication, PA
- (3) API Standard 684, 2005, "Rotordynamic Tutorials : Lateral Critical Speeds Unbalance Response stability Train Torsional and Rotor Balancing".
- (4) ISO-1940, 1973 "Balance Quality of Rotating Rigid Bodies" (JIS B 0905, KS B 0612)