

## FPSO 심정용 수직 해수펌프의 로터다이나믹 과도해석

김병옥\*†, 양성진\*\*, 이명호\*\*\*

### Rotordynamic Transient Analysis of Vertical Sea Water Lift Pump for FPSO Deep Well

Byung Ok Kim\*†, Sung Jin Yang\*\*, Myung Ho Lee\*\*\*

*Key Words* : Rotordynamics(회전체동역학), Vertical pump(수직펌프), Transient analysis(과도해석), Annular seal(환상 시일), Critical speed map(위험속도 선도)

#### ABSTRACT

This paper deals with the detail rotordynamic analysis for the vertical rotor system as development of vertical sea water lift pump for FPSO deep well. In a vertical rotor system, since linearized stiffness and damping coefficients of fluid film bearing are no longer be valid, hence the transient response analysis considering a fluid film force for every journal position in the bearing needs to be required. In this study, the transient response analysis of the proposed vertical pump rotor system was carried out in dry-run and wet-run conditions, respectively. The results show that orbital vibration responses of the rotor system remain stable at rated speed and thereby operating reliability of the vertical rotor system is confirmed. To overcome complexity of calculation procedure and time consuming calculation of transient analysis, the calculating technique of steady-state response analysis is also proposed. The results of steady-state response obtained by applying the proposed technique to the rotor system are good agreement with the reference results, that is, transient responses.

#### 1. 서론

FPSO(Floating Production Storage and Offloading) 심정용 수직 해수펌프는 해수를 펌핑하여 원유 정제에 필요한 냉각수 및 선원들의 식수 공급에 사용되는 FPSO 선박의 핵심 모듈부품이다. FPSO의 특성상 원유 채굴장소에 안착되면 10년 이상 채굴하기 때문에 핵심 모듈인 펌프의 수력 및 회전 신뢰성이 극도로 보장되어야 한다. 회전 신뢰성 보장을 위해서는 설계단계에서부터 상세한 로터다이나믹 해석을 수행하여야 하며, 이를 시제품에 반영하여야 한다.<sup>(1)</sup> 특히, 수직 펌프는 수평펌프의 로터시스템과는 달리 유막베어링에 작용하는 반경방향 하중이 낮기 때문에 베어링 유막에 의한 불안정성 문제가 발생되기 쉽고,<sup>(2)</sup> 로터에 작용하는 베어링력이 비선형 거동 즉, 베어링 강성과 감쇠가 저널중심의 선

회계적에 의존하는 특성을 보인다. 이러한 특성을 고려한 해석은 매 순간마다 저널 평형점을 반복계산으로 찾아서 베어링 유막력을 구한 후, 전체 로터시스템을 풀어야 하는 복잡한 계산과정을 포함하고 있다. 수직펌프의 로터다이나믹 해석에 관한 대표적인 선행연구를 살펴보면 Flakenhagen<sup>(3)</sup> 등이 로브(lobe) 베어링이 장착된 수직로터의 동적거동 해석을 수행하였으며, Maurice<sup>(4)</sup> 등은 틸팅-패드 베어링이 장착된 수직펌프의 동적해석을 수행하였다. 이들 선행연구들은 근사적인 방법이나 유한차분법(finite difference method)을 사용하여 베어링 유막력을 구하였으며, 이를 반영한 로터의 과도 동적해석을 수행하였다.

본 연구에서는 수직 해수펌프 시제품에 대한 운전 신뢰성을 예측하기 위하여 상세 로터다이나믹 해석을 수행하였으며, 해석 항목으로는 시일의 영향을 고려한 위험속도 해석, 베어링의 비선형 유막력을 고려한 과도응답 해석 등이며, 추가로 수직로터의 정상상태 해석기법을 제안하고 그 결과물과 과도응답과 서로 비교·분석하였다.

\* 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실

\*\* STX 종합기술원

\*\*\* STX Metal 주식회사

† 교신저자, E-mail : kbo2612@kimm.re.kr

## 2. 해석모델

### 2.1 로터 모델링

해석 대상 수직펌프의 개략도는 Fig. 1에 제시하였다. 펌프 제원인 유량과 양정은 각각 2,700m<sup>3</sup>/hr와 120m이며, 단수는 2단, 정격속도(rated speed)는 1,800rpm이다. 동특성 해석을 위한 로터다이나믹 FE(finite element) 해석모델은 로터-베어링 시스템을 개개의 빔(Beam) 요소, 등가질량·관성요소, 불균형 가진요소, 그리고 베어링 유막력을 고려한 베어링 강성 및 감쇠요소 등을 조합하여 얻어진다. 추가로 작동유체가 임펠러 입구와 밸런스 드럼에 설치된 환상 시일(annular seal)을 통과할 때 압력강하로 인하여 반경방향으로 강한 복원력이 발생한다.<sup>(5)</sup> 이러한 복원력은 로터에 강성과 감쇠력으로 작용하기 때문에 해석시 반드시 고려하여야 한다. Fig. 2는 이러한 환상 시일에서의 효과를 포함한 FE 해석모델(이하 wet-run 모델)을 나타낸다.

### 2.2 시일 모델링

환상 시일(Fig. 3 참조)에서 선형화된 강성과 감쇠계수를 추출하기 위한 데이터를 Table 1에 제시하였다. Table 1의 데이터를 활용하여 정격속도에서 임펠러 위치에서의 시일 강성 및 감쇠계수를 Table 2에 제시하였다. 동특성 계수 추출을 위해 사용된 해석모델은 Black<sup>(5)</sup> 이 제안한 해석모델을 사용하였다. 해석에 적용된 작동유체는 물이며, 밀도는 999kg/m<sup>3</sup>, 점도는 1cP이다.

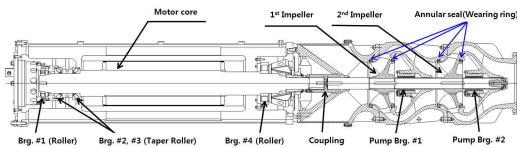


Fig. 1 Schematic drawing of FPSO vertical pump rotor system

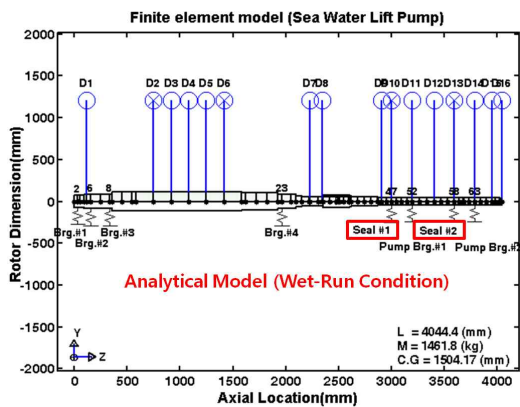


Fig. 2 FE model of vertical pump rotor system (Wet-run model)

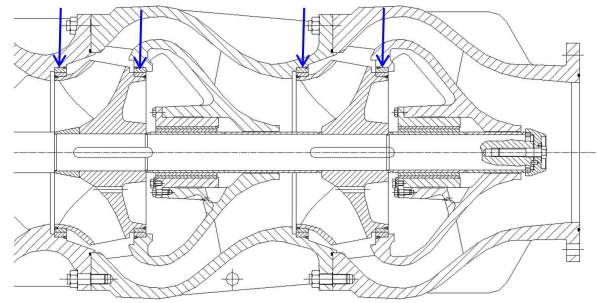


Fig. 3 Annular seal locations

Table 1 Data of seal

Lt.	$\Delta P$ (bar)	L (mm)	D (mm)	C (mm)
1 <sup>st</sup> ~2 <sup>nd</sup> Imp.	5.5	30	390	0.3

\* Lt.:Location,  $\Delta P$ :Pressure difference, L:length, D:Diameter, C:Radial Clearance

Table 2 Seal dynamic coefficients at rated speed

Lt	K(N/m)	k(N/m)	C(N.s/m)	c(N.s/m)
1 <sup>st</sup> ~2 <sup>nd</sup> Imp.	3.8733E6	1.523E6	1.616E4	0.0776E4

\*  $K=K_{xx}=K_{yy}$ ,  $k=K_{xy}=-K_{yx}$ ,  $C=C_{xx}=C_{yy}$ ,  $c=C_{xy}=-C_{yx}$

### 2.3 베어링 모델링

해석 대상 펌프에 적용된 슬리브(sleeve) 베어링(Fig. 4 참조)은 10개의 축방향 그루브(groove)를 가진 원형(plain circular) 베어링이며, Table 3에 중요치수를 제시하였다. 앞서 서론에서 언급한 바와 같이 수직로터의 경우, 베어링에 작용하는 하중이 작고 명확하지 않기 때문에 선형화된 강성 및 감쇠계수는 따로 산출하지 않았다.

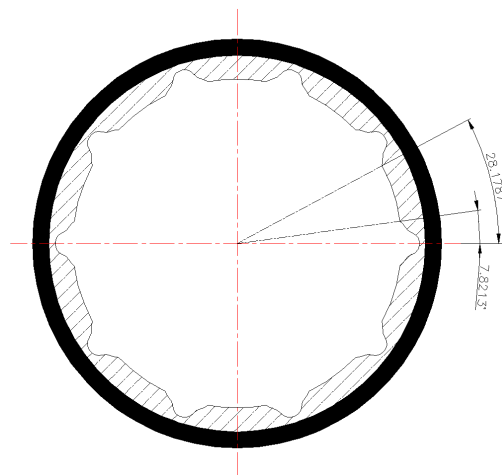


Fig. 4 Analytical bearing model

Table 3 Specification of sleeve bearings

Design parameters	Pump Brg. #1 & #2
Axial length, L	150 mm
Diameter, D	100mm
Radial clearance, C <sub>R</sub>	0.2 mm
No. of Lobe	10 EA
Leading Edge	7.82° (+x축 기준)
Trailing Edge	28.28° (+x축 기준)
Lubricant viscosity	1 cP (20°C), Water lubrication

### 3. 로터다이나믹 해석

로터다이나믹 FE 해석모델로부터 얻어진 식(1)의 운동방정식을 적용하여 위험속도 해석을 수행하였으며, 또한 베어링에서 매 순간 얻어진 유막력을 고려한 과도진동 해석을 수행하였다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + \Omega[G])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q(t)\} \quad (1)$$

$$\{Q(t)\} = F_U(t) + F_B(t) \quad (2)$$

여기서,  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[G]$ ,  $[K]$ ,  $\Omega$ 는 각각 관성, 감쇠, 자이로스코픽, 강성행렬, 회전속도, 그리고  $\{q\}$ 와  $\{Q(t)\}$ 는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다. 외력벡터는 불균형에 의한 외력항  $\{F_U(t)\}$ 와 베어링 유막력에 의한 외력항  $\{F_B(t)\}$ 를 포함한다. 수치해석 시 주의할 점은 과도해석을 수행할 때 베어링 요소는  $[K]$ 와  $[C]$  행렬에는 포함되지 않고 유막에 의한 외력항으로만 고려되며, 정상상태 해석시에는  $[K]$ 와  $[C]$  행렬에 선형화된 베어링 요소가 포함되고 유막에 의한 외력항이 제외된다는 점이다.

#### 3.1 위험속도 선도

시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하지 않은 상태에서 베어링의 지지위치와 강성에 따른 위험속도를 평가하는 방법으로 위험속도 선도가 사용된다. 먼저, 작동유체를 고려하지 않은 모델(이하 dry-run 모델, 시일 효과를 고려하지 않음)을 사용하여 펌프축 베어링(Pump Brg. #1, Brg. #2) 강성에 따른 로터의 1, 2, 3차의 정선회(forward whirl, 1X) 위험속도 선도를 Fig. 5에 제시하였다.

볼베어링은 회전속도에 따른 강성변화가 거의 없기 때문에  $10^8\text{N/m}$ 로 고정시켰다. 펌프축 베어링의 강성이 대략  $2.5 \times 10^6\text{N/m}$ 이면 정격속도가 1차 위험속도와 일치하게 된다 (Fig. 5 화살표 부분). 그러나, 시일의 효과를 고려할 경우는 시일도 베어링의 효과를 제공하기 때문에, dry-run 상태와 동일한 베어링 강성일 때 정격속도가 1차 위험속도 아래에 위치함을 Fig. 6으로부터 알 수 있다. 시일의 영향이 시스템

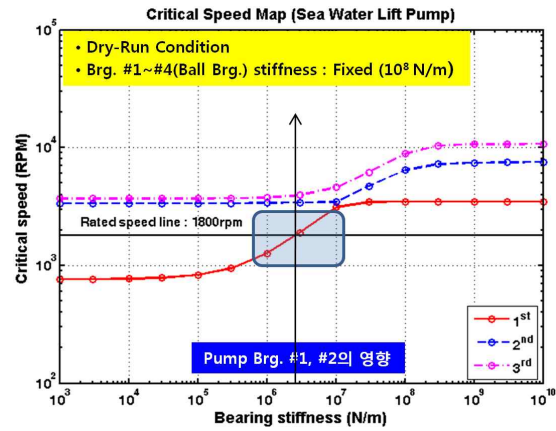


Fig.5 Critical speed(1X) map of vertical pump rotor system (Dry-run condition)

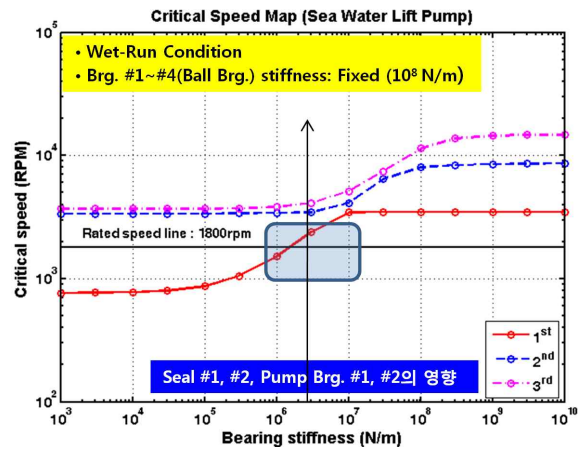


Fig. 6 Critical speed(1X) map of vertical pump rotor system (Wet-run condition)

의 위험속도를 상승시키고 있음을 알 수 있다.

#### 3.2 과도해석

수직로터의 경우, 유막베어링에 작용하는 하중이 작고 이로 인해 베어링 내에서 저널의 움직임이 크기 때문에 정적 평형점으로부터 작은 움직임을 가정한 선형화된 베어링 강성과 감쇠는 더 이상 유효하지 않다. 따라서, 비선형 유막력이 포함된 식(1)을 시간에 대한 과도응답 해석을 수행하여 정격속도에서 로터 거동을 분석하였다. 각 시간에 대한 유막력  $p$ 는 식(2)의 유막베어링 지배방정식인 레이놀즈(Reynolds)<sup>(6)</sup> 방정식에 2차원 유한요소법을 적용하여 구할 수 있다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{h^3}{\mu k_x} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{h^3}{\mu k_z} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + x \cos \theta + y \sin \theta \quad (2)$$

여기서,  $R$ 는 저널반경,  $\mu$ 는 점도,  $\Omega$ 는 저널의 회전속도,  $h$ 는 유막두께,  $k_x$ 와  $k_z$ 는 난류계수,  $p$ 는 미지의 유막압력,

$z$ 는 베어링 축 방향 좌표,  $\dot{x}$ 와  $\dot{y}$ 는  $x$ 와  $y$  방향으로 저널의 속도를 나타낸다. 식(2)에서 구한 매 순간 비선형 유막력( $p$ )을 식(3)에서 대입하면, 베어링에서 발생한  $x, y$  방향 힘을 구할 수 있다. 식(3)을 식(1)의 외력벡터항  $\{Q\}$ 에 대입한 후, 직접적분법(7)을 적용하면 과도응답 해석을 수행할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{N_p} \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} pR \begin{Bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{Bmatrix} d\theta dz \quad (3)$$

여기서,  $N_p$ 는 베어링 패드의 개수(10개)이다. 과도응답 해석에 적용된 불균형력은 ISO G2.5 등급에 해당하는 불균형을 토대로 산출하였으며, 이를 모터측과 펌프측에 각각 부과하였다. Dry-run 상태이고, 정격속도에서 주요 위치별 과도응답을 Fig. 7에 제시하였다.

모터측에서 펌프측으로 갈수록 진동응답이 커짐을 알 수 있으나, 펌프측 베어링에서의 진동수준은 베어링 틈새의 50% 미만으로 양호한 응답을 보이고 있다. Wet-run 상태인 경우, dry-run 상태와 동일한 경향을 보이고 있으나, 시일 효과로 인하여 펌프측에서의 진동응답이 낮아짐을 Fig. 8로부터 확인할 수 있다. Fig. 9와 10은 dry와 wet-run 상태에서 전체적인 로터 응답상태를 각각 보여주고 있다. 모터측의 진동응답은 매우 양호한 상태이며, 펌프측의 경우도 베어링 반경틈새보다 작은 진동응답을 유지하고 있어, 정격속도에서 회전 신뢰성 문제는 없을 것으로 판단된다.

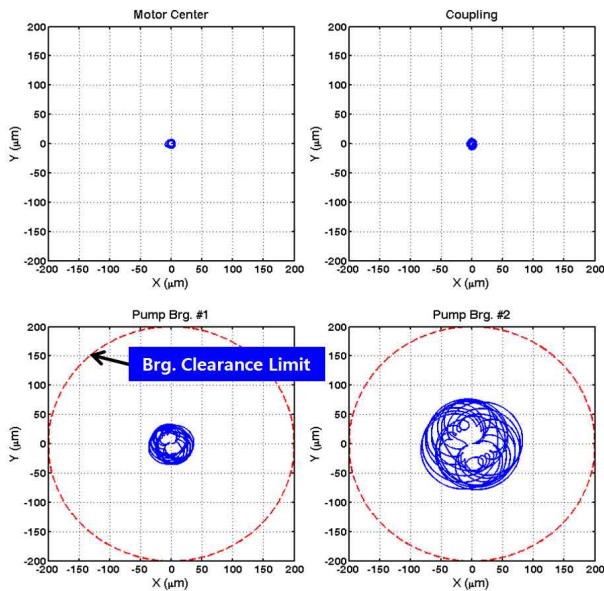


Fig. 7 Orbital response plot at 1,800rpm (Dry-run condition)

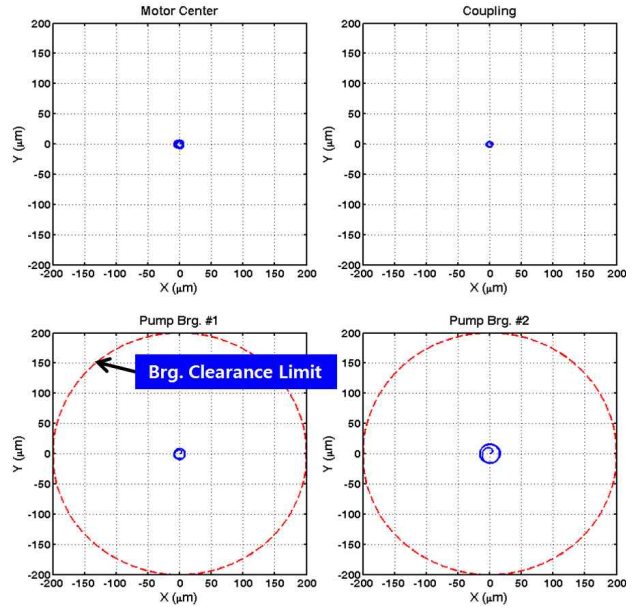


Fig. 8 Orbital response plot at 1,800rpm (Wet-run condition)

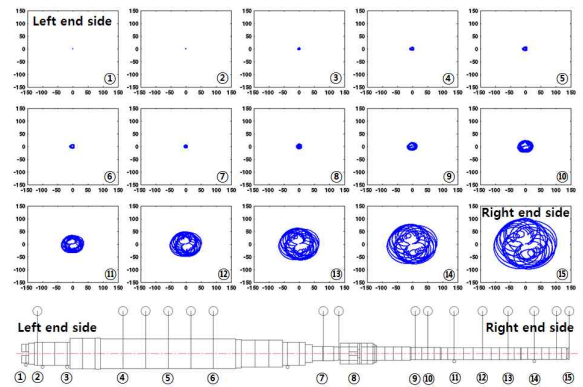


Fig. 9 Orbital response plot along rotor shaft at 1,800rpm (Dry-run condition, unit :  $\mu\text{m}$ )

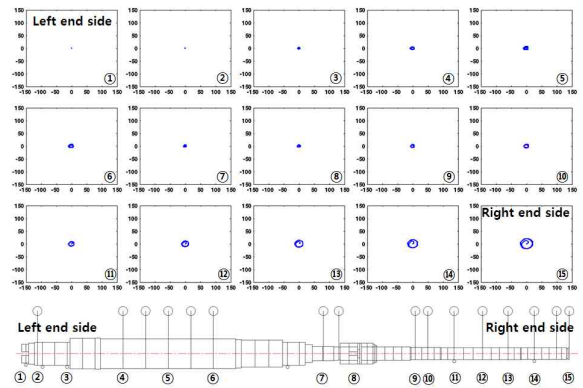


Fig. 10 Orbital response plot along rotor shaft at 1,800rpm (Wet-run condition, unit :  $\mu\text{m}$ )

### 3.3 정상상태 응답해석

앞서 언급한 과도해석은 매 순간 저널의 평형 중심점을 반복계산으로 찾은 후, 유막압력과 각 방향으로 유막력을 파악하여 전체 로터-베어링 방정식을 푸는 복잡한 과정을 필요로 한다. 본 절에서는 이런 복잡한 계산과정과 과도한 계산 시간을 극복하기 위한 해석방법을 제시한다. 우선, 수직로터를 수평로터라고 가정하고, dry-run 상태에서 베어링 하중을 구한다. Fig. 10은 수평로터로 가정하고, 각 베어링에서 발생하는 베어링 하중을 나타내고 있다. 펌프측 Brg. #1과 Brg. #2에서 발생하는 하중은 각각 1,386N과 748N으로 산출되었다.

선형화된 베어링 강성과 감쇠계수 산출에 적용될 베어링 하중은 앞서 구한 하중의 10%만을 고려하여 산출한 후, 직접 강성항( $k_{xx}$ ,  $k_{yy}$ )중에서 작은 값을 직접 강성항으로 사용하고 연성 강성항( $k_{xy}$ ,  $k_{yx}$ ) 중에서 절대값이 작은 값을 연성 강성항으로 사용한다. 또한 감쇠계수에도 마찬가지로 방법을 적용한다. Table 4는 제시한 방법으로 산출된 베어링 강성 및 감쇠계수를 나타낸다.

식(1)을 이용한 정상상태 응답은 식(4)와 같은 간단한 대수방정식의 해를 구함으로써 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} [K] - \Omega^2[M] & \Omega([C] + \Omega[G]) \\ -\Omega([C] + \Omega[G]) & [K] - \Omega^2[M] \end{bmatrix} \{q\} = \{Q\} \quad (4)$$

중요 위치별 과도응답과 정상상태 응답을 서로 비교한 결과를 Fig. 12에 제시하였다. 모터측과 커플링측의 선회응답은 거의 일치하는 것을 알 수 있으며, 펌프측 베어링에서의 응답도 최대치 기준으로 10% 미만의 오차를 가져 상당히 일치함을 보이고 있다.

앞서 언급한 선형화된 베어링 강성과 감쇠 그리고 시일 강성과 감쇠를 회전속도에 대해서 산출하여 회전속도에 따른 선회고유진동수 즉, 캠벨선도를 Fig. 13에 제시하였다.

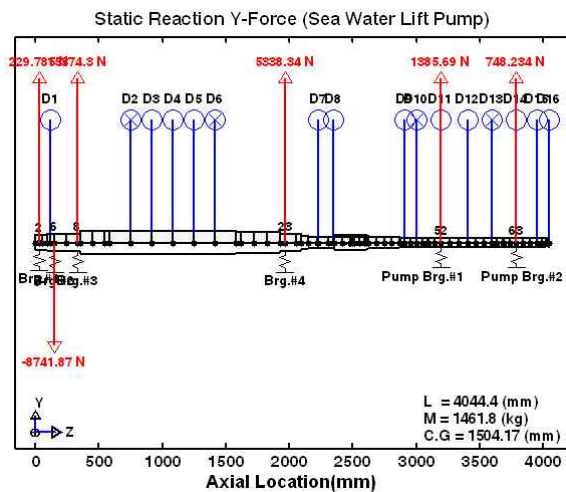


Fig. 11 Bearing loads of rotor-bearing system

불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 (forward whirl) 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 1X-동기회전수선과 교차되는 곳이 정선회 위험속도이다. 본 시스템의 경우, 1X와 교차되는 곳의 정선회 위험속도는 각각 2,460rpm과 3,470rpm이며, 정격속도 1,800rpm과는 35%

Table 4 Bearing linearized coefficients of pump side bearings

Pump Brg. #1 (Load 100% = 1,386N), CR=200 $\mu$ m				
Load (%)	K (N/m)	k (N/m)	C (N.s/m)	c (N.s/m)
10	8.59e5	-4.14e5	3.21e3	-5.63e3
Pump Brg. #2 (Load 100% = 748N), CR=200 $\mu$ m				
Load (%)	K (N/m)	k (N/m)	C (N.s/m)	c (N.s/m)
10	7.60e5	-1.35e5	3.18e3	-5.07e3

\* K=K<sub>xx</sub>=K<sub>yy</sub>, k=K<sub>xy</sub>=K<sub>yx</sub>, C=C<sub>xx</sub>=C<sub>yy</sub>, c=C<sub>xy</sub>=C<sub>yx</sub>

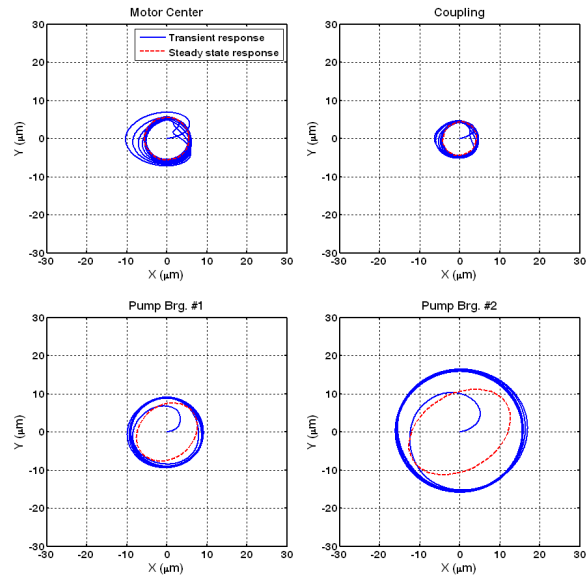


Fig. 12 Comparison of transient and steady state responses at rated speed (Wet-run condition)

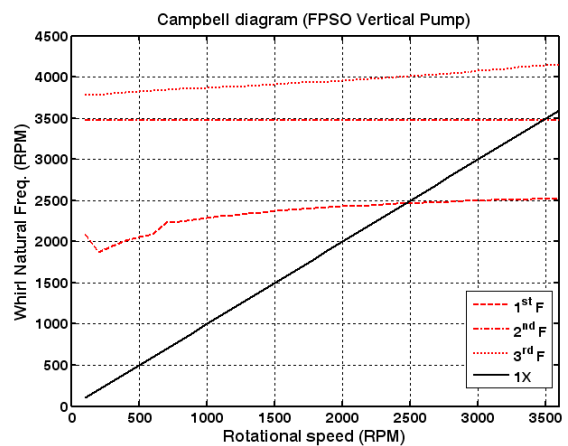


Fig. 13 Campbell diagram of the vertical pump

이상의 분리여유를 가져 공진으로 인한 문제는 없을 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 FPSO 핵심 모듈부품인 수직 해수펌프 개발의 일환으로 수직 로터시스템에 대한 상세 로터다이나믹 해석을 수행하였다. 수직 로터시스템의 경우, 선형화된 베어링 강성과 감쇠가 유효하지 않기 때문에 로터 동특성 파악을 위해서는 매 순간 저널 평형 중심점에서의 유막력을 고려한 과도응답 해석이 요구된다. 개발 대상 수직 해수펌프에 대해 과도응답 해석을 수행하였으며, 정격속도에서 로터시스템의 동적거동을 파악하여 운전 신뢰성을 검토하였다. 또한 과도 해석의 단점인 계산과정의 복잡성과 과도한 계산시간을 극복하기 위하여 정상상태 해석기법을 제안하였다. 제안된 해석기법을 토대로 정상상태 응답해석을 수행한 결과, 과도해석의 응답수준과 거의 일치하는 결과를 도출하였다.

#### 후 기

본 연구는 2009년도 지식경제부의 동남 광역경제권선도 산업 육성사업의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다.

#### 참고문헌

- (1) 김병욱, 이안성, 이동환, 김영철, 2007, “회전기계의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 해석절차,” 유체기계저널, Vol. 10, No. 5, pp. 64~73
- (2) Vance, J., Zeidan, F., and Murphy, B., 2010, Machinery Vibration and Rotordynamics, John Wiley & Sons.
- (3) Falkenhagen, G. L., Gunter, E. J., and Schuller, F. T., 1971, “Stability and Transient Motion of a Vertical Three-Lobe Bearing System,” ASME Paper, 71-VIB-76.
- (4) Maurice, F. W., Erik, T., and Victor, A. L., 1997, “Rotordynamic analysis of a vertical pump with tilting-pad journal bearings,” Wear, Vol. 207, pp. 128~136.
- (5) Black, H. F., and Jenssen, D. N., 1970, “Dynamic Hybrid Bearing Characteristics of Annular Controlled Leakage Seals,” Proc. International Mechanical Engineers, Vol. 184, pp. 92~100.
- (6) Michael, M. K., and E. Richard Booser, 2008, Applied Tribology-Bearing Design and Lubrication, 2<sup>nd</sup> Edition, Wiley.
- (7) Bathe, K. J., 1982, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, 2nd Edition, Prentice Hall.