

고속 운전용 건식진공펌프 로터-베어링 시스템의 회전체동역학 해석

Rotordynamic Analysis of a Dry Vacuum Pump Rotor-Bearing System for High-Speed Operation

김 병옥† · 이 안성* · 이 동환*

Byung Ok Kim, An Sung Lee, and Dong Hwan Lee

Key Words : Rotordynamics(회전체동역학), Dry Vacuum Pump(건식진공펌프), Critical Speed(위협속도), Whirl Natural Frequency(선회 고유진동수), Campbell Diagram(캠벨선도), Unbalance Response(불균형 응답)

ABSTRACT

A rotordynamic analysis was performed with a dry vacuum pump, which is a major equipment in modern semiconductor and LCD manufacturing processes. The system is composed of screw rotors, lobes picking air, helical gears, driving motor, and support rolling element bearings of rotors and motor. The driving motor-screw rotor system has a rated speed of 6,300rpm, and was modeled utilizing a rotordynamic FE method for analysis, which was verified through the results of its 3-D finite element model. As loadings on the bearings due to the gear action were significant in the system considered, each resultant bearing load was calculated determinately and indeterminately by considering the generalized forces of the gear action as well as the rotor itself. Each resultant bearing loading was used in calculating each stiffness of rolling element bearings. Design goals are to achieve wide separation margins of critical speeds and favorable unbalance responses of the rotor in the operating range. Then, a complex rotordynamic analysis of the system was carried out to evaluate its forward synchronous critical speeds, whirl natural frequencies and mode shapes, and unbalance responses under various unbalance locations. Results show that the entire system is well designed in the operating range. In addition, the procedure of rotordynamic analysis for dry vacuum pump rotor-bearing system was proposed and established.

1. 서론

건식 진공펌프(dry vacuum pump)는 진공을 만드는 유동 통로 내에 오일을 사용하지 않기 때문에 역류하는 유증기 등 오염물로 인해 제품생산에 지장을 초래할 우려가 있는 생산라인에 주로 사용된다. 특히, 건식 진공펌프는 극도의 청결도를 요구하는 반도체 및 평판디스플레이의 제조공정에서 진공분위기를 생성하고, 공정유지 및 부산물 처리를 위해 사용되는 핵심 장비 중 하나이다. 각 공정에서 요구되는 진공도를 유지하기 위해서 반도체 생산라인에는 수 백대의 건식 진공펌프가 작동되고 있는데, 진공펌프의 예상치

못한 오작동이나 가동중지가 일어날 경우 막대한 손실이 초래된다. 건식 진공펌프의 작동 신뢰성 향상 및 효율향상을 위한 핵심기술로는 1. 공력설계기술, 2. 저진동/저소음 설계기술, 3. 마찰손실 최소 설계기술 등이 있다. Bahen⁽¹⁾은 고장 예측인자를 제시하여 경고 시스템으로 활용하였고, Lessard⁽²⁾는 반도체 공정에 적합한 건식 진공펌프 선택기준을 제시하였다. 또한 Shimada⁽³⁾ 등은 건식 진공펌프의 소음특성과 방사음을 줄이는 방법을 제시하였으며, Loffe⁽⁴⁾, Ando⁽⁵⁾, Akutsu⁽⁶⁾ 등은 각기 다른 방식을 채택한 건식 진공펌프의 효율성 제고를 언급하였다. 그러나 대부분의 선행연구들은 공력설계 및 소음저감 기술개발에 치중한 연구성과를 제시하였으며, 건식 진공펌프의 진동 저감 설계기술, 특히 진공 펌프 로터-베어링 시스템의 저진동 설계기술과 관련한 연구결과는 거의 소개되지 않고 있다. 본 논문에서는 건식 진공펌프의 저진동 설계기술 개발을 위하여 회전기계 동역학 설계절차를 적용하고자 한다. 이를 위해 진공펌프 로터-베어링 시스템의 상세 FE 모델을 적용하여 위협속도 및 모드해석, 불균형 응답해석 및 불

† 책임저자, 정회원, 한국기계연구원
E-mail : kbo2612@kimm.re.kr
Tel : (042) 868-7491, Fax : (042) 868-7440

* 정회원, 한국기계연구원

균형 민감도 분석을 수행하고자 한다.

개발 대상 건식 진공펌프의 로터-베어링 시스템을 Fig. 1에 개략적으로 나타내었다. 펌프 로터는 X, Y 스크류 로터(이하 X, Y 로터)로 구성되어 있으며, 로터의 구동은 Y 로터에 부착된 구동모터(4kW; 6,300rpm)에 의해 구동되며, 1:1 기어구동(헬리컬 기어)에 의해 X 로터도 함께 구동된다. 각 로터에 부착된 로브(lobe)에 의해 흡입구 측에서 채워진 공기(Fig. 2 참조)는 로터를 통하여 신속·기밀하게 빠져나가면서 생산라인에 진공을 형성한다. Y 로터와 구동모터는 모터코어 우측 끝단에서 파워록에 의해 결합되며, 구동모터 측은 6308, Y 로터는 3208, 6208의 형변을 가진 볼베어링으로 각각 지지된다. 또한 X 로터는 3208, 6208 형변을 가진 볼베어링으로 각각 지지된다. 특히, 구동모터와 Y 로터는 이중축(multi-shaft)으로 결합되는 3점 지지를 가진 부정정(statically indeterminate) 시스템으로서 베어링 작용하중을 파악하기 위해서는 반복·수렴절차가 요구된다.

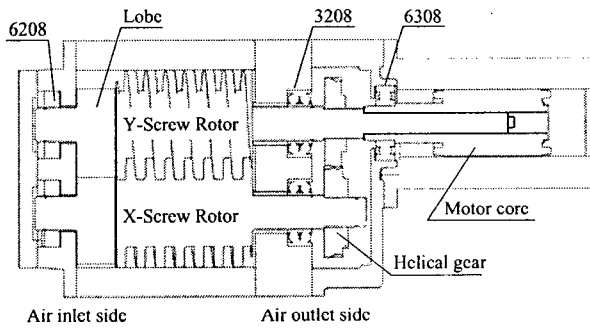


Fig. 1 Schematic drawing of screw rotors of dry vacuum pump

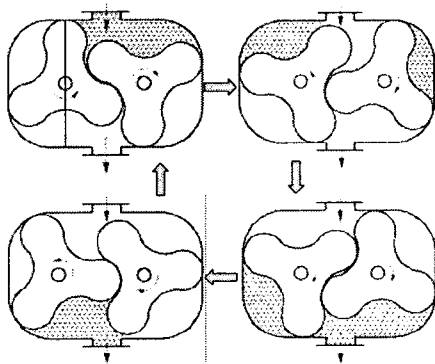


Fig. 2 Operation principle of air picking

2. 모델링 개발 및 베어링 작용하중 해석

2.1 모델링 개발 및 검증

개발 대상 건식 진공펌프 로터는 일반적인 회전기계 로터

축과는 달리 스크류 형상과 로브의 부착 등으로 다소 복잡한 형태를 띤다. 이런 경우 모델이 변경될 때마다 매번 3차원 형상으로 모델링하여 동특성을 해석하는 것은 시간 및 비용적인 측면에서 다소 비효율적이다. 본 절에서는 3차원 형상 모델링 결과와 단순화된 FE 모델링 결과를 비교·검토함으로써 좀 더 효율적인 모델링 방법을 제시하고자 한다. 모델 검증을 위하여 로브를 제외한 X 로터를 대상으로 모델링을 수행하였다. Fig. 3은 상용프로그램 ANSYS를 활용한 X 로터의 3차원 유한요소모델을 나타낸다. 메시분할에 사용된 유한요소는 3차원 tetra brick 요소이고, 절점(node) 당 6 자유도를 가지며, 볼베어링의 강성은 스프링 요소를 사용하여 등가치환 하였다. Fig. 4는 로터 축은 빔 요소, 스크류는 등가질량과 관성, 볼베어링은 스프링 요소로 등가치환된 FE 모델을 나타낸다. 고유진동수(natural frequency) 해석 결과, 3차원 모델링과 제시한 FE 모델과의 해석오차가 3% 이내로써(Table 1 참조) 본 절에서 제시한 FE 모델 즉, 회전체동역학 FE 모델과 해석기법으로도 개발 대상 건식 진공펌프의 로터-베어링 시스템 해석을 수행할 수 있음을 알 수 있다.

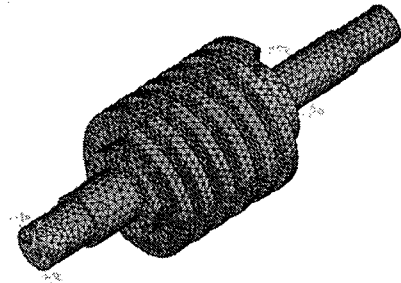


Fig. 3 3-D FE model of X rotor excluding lobe

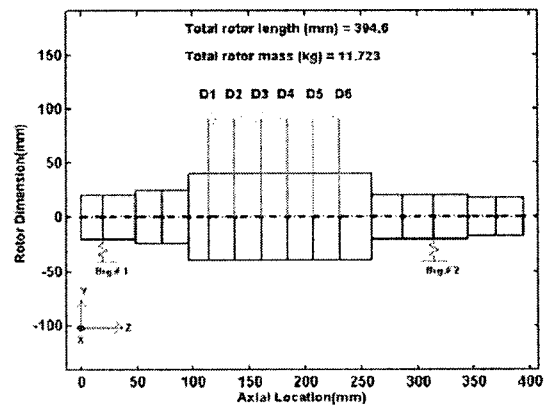


Fig. 4 Rotordynamic FE model of X rotor excluding lobe (D1~D6 : Equivalent mass & inertia)

회전체 동역학 FE 모델의 수치해석은 개개의 빔 요소, 등

가질량·관성요소, 베어링요소, 그리고 불균형 가진요소 등을 조합하여 얻어진 다음의 방정식으로부터 수행된다.

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

여기서, $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 관성, 감쇠, 강성행렬을, 그리고 $\{q\}$ 와 $\{Q\}$ 는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다.

Table. 1 Comparison of results of FE models

	ANSYS	코드개발	오차 (%)
1차 (Hz)	449.1	460.4	2.5
2차 (Hz)	940.3	959.1	2

2.2 베어링 작용하중 해석

X, Y 로터의 지지베어링은 로터 자체의 자중과 함께 상당량의 기어 작용하중을 받고 있다. 토크(T) 전달시 헬리컬 기어에 작용하는 분력하중은 다음의 식들로 계산된다.

$$F_t = \frac{191 \times 10^5 \times P}{d \times n} \text{ [N]} \quad (2)$$

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta} \text{ [N]} \quad (3)$$

$$F_a = F_t \tan \beta \text{ [N]} \quad (4)$$

여기서, F_t : 접선하중, F_r : 반경하중, F_a : 축방향 하중, α : 압력각, β : 헬릭스각, P : 구동파워[4kW], d : 피치지름, 그리고 n : 회전속도이다. 로터자중과 기어하중에 의한 각 베어링의 지지하중은 일반화된 로터자중과 기어작용력을 식(1)에 반영하면 식(5)로부터 계산된다.

$$[K]\{q\} = \{Q\} \quad (5)$$

볼베어링의 강성(stiffness)은 볼과 inner/outer races의 접촉영역에서 하중과 변형의 관계로부터 유도될 수 있다. 그러나 하중-변형관계는 설치방법, 틈새(clearance), 예하중(preload) 등 여러 인자에 의해 큰 영향을 받기 때문에 간편식이 주로 활용되고 있다. 본 논문에서는 수정 Harris' 식⁽⁷⁾과 실험결과⁽⁸⁾를 함께 고려한 볼베어링 강성 추정식을 식(6)과 같이 제시하여 해석에 활용하였다.

$$K_{Brg} = 600 z^{2/3} d^{1/3} F_r^{1/3} \cos^{5/3} \alpha \text{ [N/mm]} \quad (6)$$

여기서, z : 볼 개수, d : 볼 지름[mm], F_r : 반경하중, 그리고 α : 접촉각이다. 볼 개수, 볼 지름, 접촉각 등은 베어링 형번이 주어지면 생산자에 의해 주어지는 치수이지만 반

경하중은 로터자중과 기어하중을 함께 고려한 후 식(5)의 대수방정식을 풀어야 구할 수 있다.

X, Y 로터에 대한 상세 FE 모델을 Fig. 5와 6에 각각 나타내었다. 각각의 로터에 부착된 로브와 기어는 집중질량관성으로 대체하였으며, 기어에 작용하는 하중(F_x, F_y)을 각 방향별로 나타내었다. X 로터의 경우 베어링 강성에 관계없이 베어링 하중은 일정하나, Y 로터의 경우에는 베어링 강성에 따라 베어링 하중이 변화되는 것을 Fig. 7을 통해 알 수 있다(여기서는 수직방향(Y 방향) 하중에 대해서만 수록하였다). X 로터는 베어링 하중으로부터 베어링 강성을 직접적으로 산출할 수 있으나, Y 로터의 베어링 강성은 초기에 베어링 하중을 임의값으로 가정하고, 가정한 값을 이용하여 베어링 강성을 산출하고 다시 산출된 베어링 강성을 토대로 베어링 하중을 구하는 반복적인 절차가 요구된다. 반복적인 절차에 대한 순서도를 Fig. 8에 나타내었다. 산출된 베어링 하중을 토대로 X, Y 로터에 장착된 베어링 강성계수와 10%감쇠를 고려한 감쇠계수를 Table 2에 나타내었다.

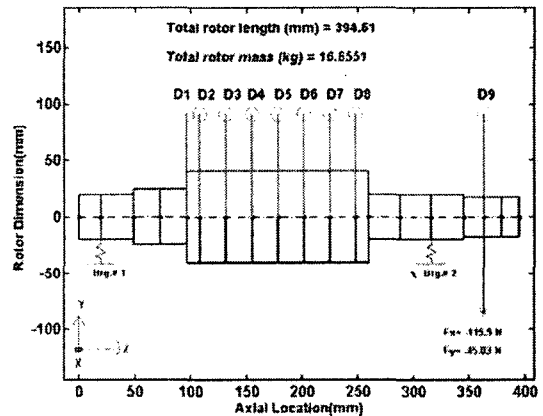


Fig. 5 Full FE model of X rotor lobe (D1~D9 : Equivalent mass & inertia)

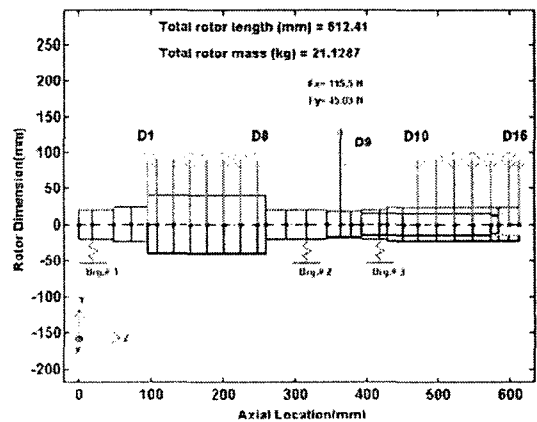


Fig. 6 Full FE model of Y rotor lobe (D1~D16 : Equivalent mass & inertia)

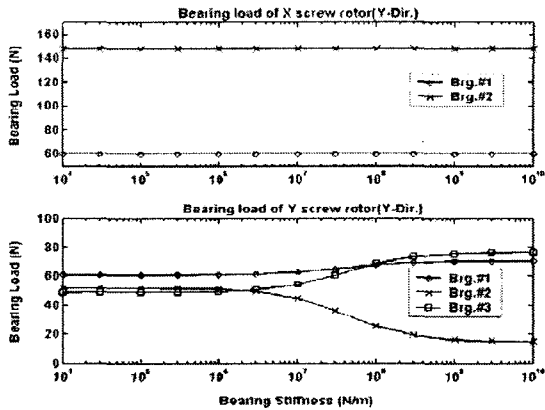


Fig. 7 Bearing loads as a function of bearing stiffness (Y-Dir.)

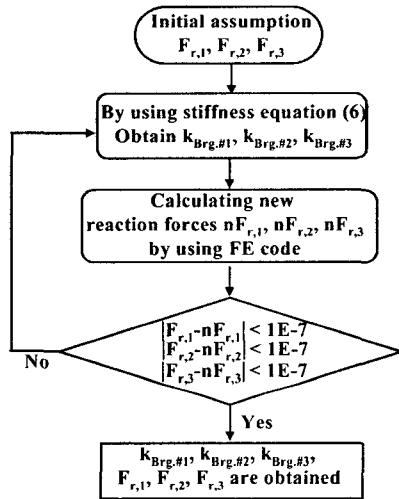


Fig. 8 Calculation diagram of bearing load, where $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$

Table. 2 Results of bearing stiffness & damping

	X Rotor		Y 로터	
	Stiffness (N/m)	Damping (N.s/m)	Stiffness (N/m)	Damping (N.s/m)
Brg. #1	2.537E+07	3.8460e+3	2.541E+07	3.8514e+3
Brg. #2	4.327E+07	6.5596e+3	3.116E+07	4.7234e+3
Brg. #3	-	-	2.734E+07	4.1439e+3

3. 로터다이나믹 설계해석

개발 대상 건식 진공펌프 로터-베어링 시스템의 저진동 운전 신뢰성 확보를 위해 시스템의 위험속도 선도(critical speed map), 캠벨선도(Campbell diagram), 모드형상

(mode shape), 그리고 불균형(unbalance)에 의한 진동 발생량을 해석하였다. 해석 대상 로터는 기어물림에 의해 X, Y 로터가 서로 연성되어 있으나, 연성에 의한 굽힘 위험속도 변화는 무시할 수 있으므로, X, Y 로터를 분리하여 독립적인 동특성 해석을 수행하였다.

3.1 위험속도 해석

시스템의 감쇠를 고려하지 않은 상태에서 베어링 강성변화에 따른 정선회 동기 위험속도(forward synchronous critical speed) 해석을 X, Y 로터-베어링 시스템에 대해 각각 수행하였다. 정선회 동기 위험속도는 불균형과 같이 회전속도와 동일한 가진력(excitation force) 발생 시 공진(resonance)을 일으키는 회전속도로서, 시스템의 정격속도는 정선회 동기 위험속도와 충분한 분리여유(separation margin)를 가지도록 설계되어야 한다. X 로터의 경우, Brg. #1과 Brg. #2의 강성 영역 내에서 정격속도선과 위험속도선이 일치하는 곳이 없기 때문에 정격속도 근방에서는 위험속도가 존재하지 않음을 알 수 있으며, 1차 정선회 동기 위험속도는 약 13,815~20,879rpm 내에 있으므로 정격속도와 충분한 분리여유를 가진다(Fig. 9 참조).

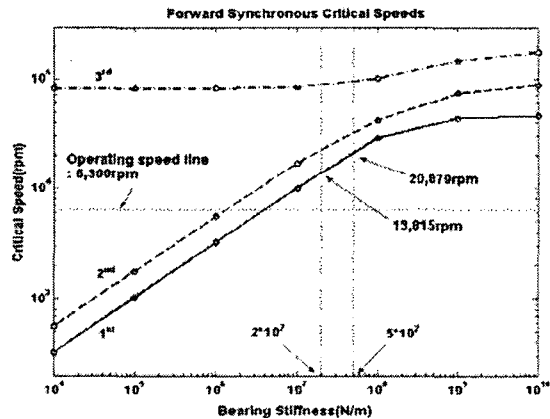


Fig. 9 Forward synchronous critical speeds for X rotor

Y 로터의 경우, Brg. #1, Brg. #2, Brg. #3의 강성 영역 내에서 정격속도선과 위험속도선이 일치되는 곳은 없으며, 1차 정선회 동기 위험속도는 10,067~11,625rpm 내에 있으므로 정격속도와 충분한 분리여유를 가진다. X, Y 로터 모두 정격속도와 동기 위험속도와의 분리여유가 충분하며, 더불어 운전영역 내에서는 동기 위험속도가 존재하지 않기 때문에 로터와 모터-코어부의 정밀 저속밸런싱을 수행한다면 불균형과 같은 동기 가진력에 의한 진동발생은 방지할 수 있을 것으로 판단된다.

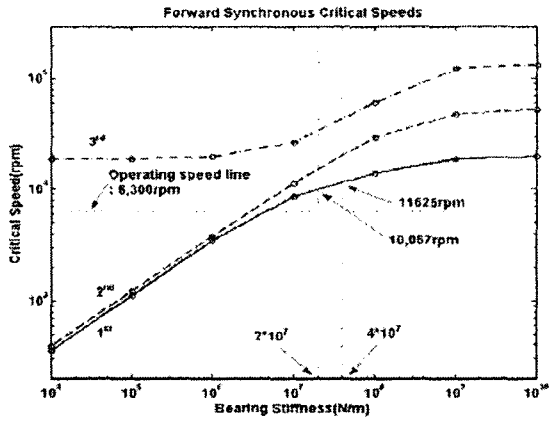


Fig. 10 Forward synchronous critical speeds for Y screw rotor

3.2 캠벨선도

X, Y 로터-베어링 시스템의 감쇠를 고려한 선회 고유진동수(whirl natural frequency)를 회전속도에 대해서 나타낸 캠벨선도를 Fig. 11과 12에 각각 나타내었다. 1X-동기회전수선과 선회고유진동수선과 교차되는 곳이 1차 정선회 위험속도(X 로터 : 18,165rpm, Y 로터 : 11,300rpm)로서 앞서 위험속도 해석에서 언급한 것처럼 X, Y 로터는 1차 정선회 위험속도와 정격속도가 충분한 분리여유를 가짐을 알 수 있다. 정격속도까지 위험속도가 존재하지 않기 때문에 위험속도 대신 정격속도에서의 각 선회고유진동수 별 1차 모드형상을 살펴보았다. X 로터의 경우(Fig 13 참조), 불균형 분포가 1차 모드형상과 유사하다면 로브 위치에서 상대적으로 큰 진동변위가 발생될 것으로 예측되며, Y 로터의 경우도 모터-코어부에 큰 진동변위가 발생될 것으로 예측된다.

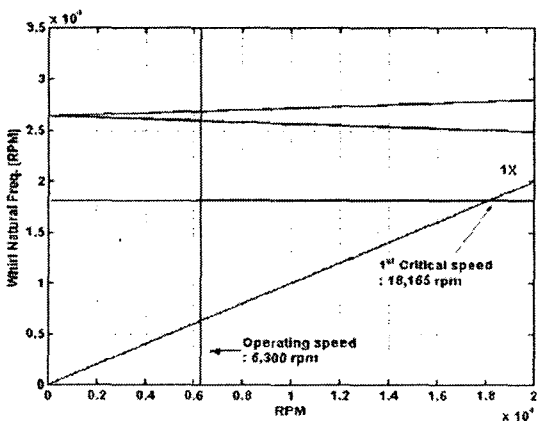


Fig. 11 Campbell diagram of the X rotor-bearing system

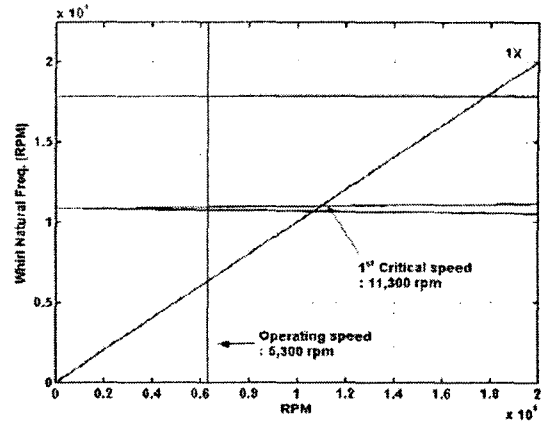


Fig. 12 Campbell diagram of the Y rotor-bearing system

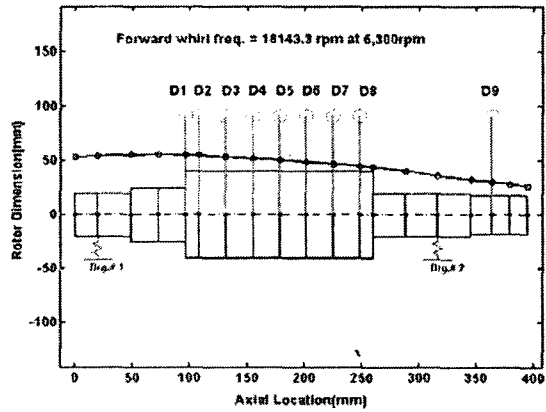


Fig. 13 1st mode shapes of the X rotor-bearing system at rated speed 6,300rpm

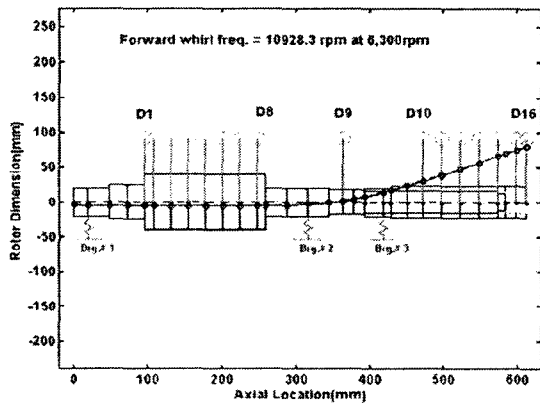


Fig. 14 1st mode shapes of the Y rotor-bearing system at rated speed 6,300rpm

3.3 불균형 응답해석

불균형 작용 시 로터-베어링 시스템의 진동량을 예측하기 위해 권고 불균형량(ISO G2.5등급⁽⁹⁾)의 4배에 해당하는 시험불균형을 로터와 모터-코어에 부가하여 불균형 응답해석을 수행하였다. 시험불균형은 모드형상을 참고로 최대 진동변위가 발생할 위치에 집중 부가한 후 진동응답을 구하고, 다시 시험불균형량을 반으로 나누어 적절한 곳에 동일위상으로 부가, 그리고 반대위상으로 부가하여 각각의 진동응답을 조사한다. X, Y 로터에 부가한 시험불균형량과 부착위치를 Table 3에 정리하였다. 시험불균형을 부착하였을 때 로터에 발생하는 최대 진동변위 제한치(35 μ m Pk.-Pk.)는 API 617⁽¹⁰⁾기준을 적용하였다. 또한 내부톱세의 75%를 넘지 않는 진동변위를 가져야 한다.

Table. 3 Test unbalance and its applied location for unbalance response

	X Rotor		Y Rotor			
	Unbalance (g.mm)	Location	Screw rotor		Motor-Core	
			Unbalance (g.mm)	Location	Unbalance (g.mm)	Location
Case I	252.4	D5	266.5	D5	53.7	D13
Case II	126.2	D2, D8 in phase	133.25	D2, D8 in phase	26.85	D10, D16 in phase
			D2, D8, D10, D16 : in phase			
Case III	126.2	D2,D8 out of phase	266.5	D5	53.7	D13
			D5, D13 : out of phase			

X 로터의 Case I 과 Case II 의 경우는 비슷한 진동응답을 나타냄을 Fig. 15와 Fig. 16으로부터 알 수 있다. 특히, 앞서 언급한 바와 같이 로브 위치에서 가장 큰 진동변위가 발생함을 알 수 있다. 그 이유는 시험불균형이 1차 진동모드와 유사하게 가진되고 있기 때문이다. X 로터 Case III의 경우는 시험불균형이 1차 진동모드와는 상이하게 가진되고 있기 때문에 오히려 진동변위가 감소됨을 Fig. 17로부터 알 수 있다. X 로터 Case I의 경우에 정격속도에서 로터 변위를 Fig. 18에 3차원 형태로 보였다.

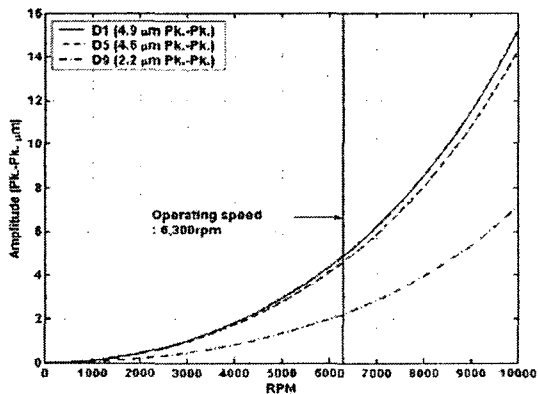


Fig. 15 Unbalance response of X rotor for Case I

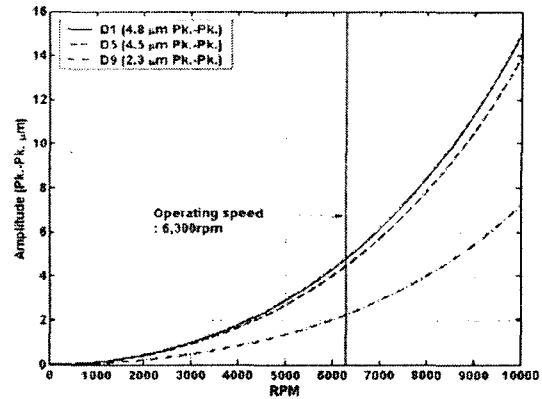


Fig. 16 Unbalance response of X rotor for Case II

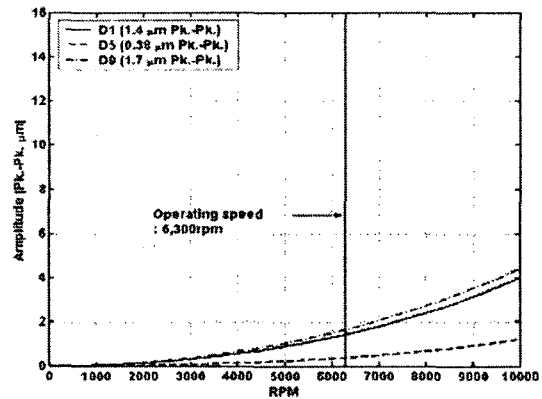


Fig. 17 Unbalance response of X rotor for Case III

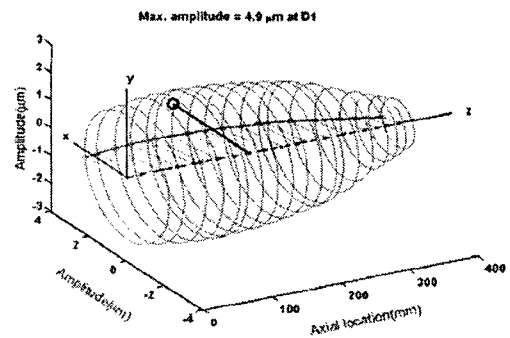


Fig. 18 3-D Unbalance response of X rotor for Case I (6,300rpm)

Y 로터의 Case I 과 Case II 의 경우도 비슷한 진동응답을 나타냄을 Fig. 19와 Fig. 20으로부터 알 수 있다. 모터-코어부에서 큰 진동변위가 예측되며, 이는 1차 모드형상으로부터도 알 수 있다. 특히, Case III의 경우는 시험불균형의 부착상태가 1차 모드형상과 유사한 가진상태가 되어 진동변위는 제한치를 넘지 않으나, 상대적으로 매우 큰 진동변위가 발생함을 Fig. 21로 알 수 있다. Y 로터 Case III의

경우에 정격속도에서 로터변위를 Fig. 22에 3차원 형태로 보였다. Y 로터의 경우, 최대 진동변위가 26 μ m Pk.-Pk.으로서 진동변위 제한기준을 만족하지만 10 μ m 이하로 유지하기 위해서는 모터-코어부의 정밀 저속밸런싱이 요구된다.

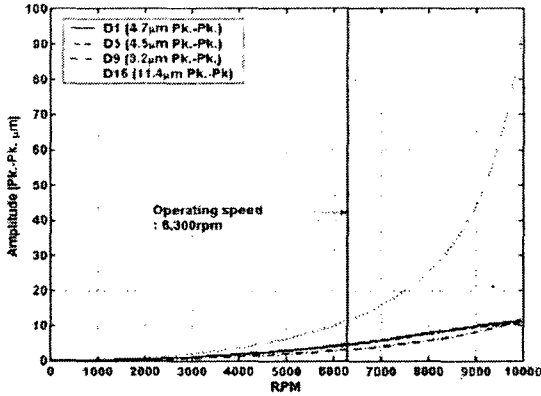


Fig. 19 Unbalance response of Y rotor for Case I

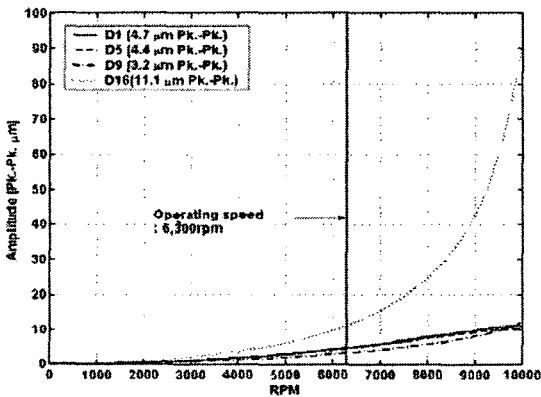


Fig. 20 Unbalance response of Y rotor for Case II

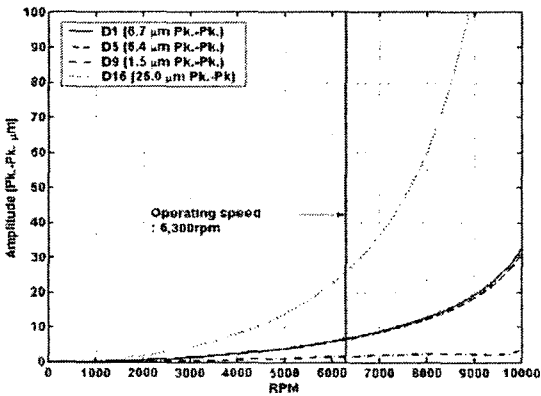


Fig. 21 Unbalance response of Y rotor for Case III

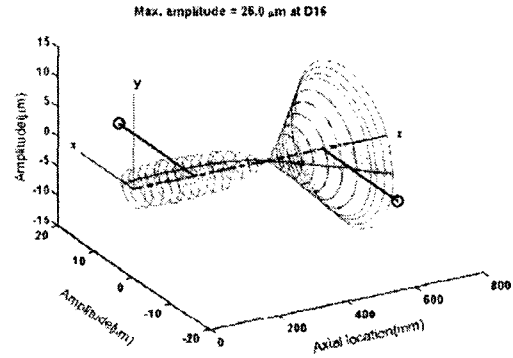


Fig. 22 3-D Unbalance response of Y rotor for Case III

4. 결론

본 연구에서는 건식 고속 진공펌프의 저진동 설계 기술 개발을 위하여 진공펌프 로터-베어링 시스템에 대한 회전체동역학 해석을 수행하였다. 스크류 형상을 가진 샘플 로터에 대한 3차원 FE 해석결과와 회전체동역학 FE 해석결과를 비교함으로써, 회전체동역학 1차원 FE 모델과 해석기법으로도 개발 대상 건식 고속 진공펌프 로터-베어링 시스템 해석을 수행할 수 있음을 검증하였다. 부정정 로터-베어링 시스템에 대한 베어링 하중산출을 위하여 반복·수렴절차를 적용하였으며, 산출된 베어링 강성을 결합하여 회전체동역학 해석을 수행하였다. 위험속도 해석결과 정격속도 6,300rpm에서 동기 위험속도와 충분한 분리여유를 갖는 것으로 예측되었다. 또한 불균형 응답해석 결과 불균형 위치와 상관없이 전 운전속도 범위에서 응답진폭이 양호하여, 설계된 건식 진공펌프의 로터-베어링 시스템은 기동 및 정격속도를 포함한 전 운전영역에서 연속운전이 가능한 것으로 평가되었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 주관 성장동력기술개발사업의 일환인 '고속운전 드라이 진공펌프의 저진동, 저소음, 고신뢰성 설계기술 개발' 과제의 지원을 받아 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Bahen, R. and Kuhn, M., 1993, "Reliability of dry pumps due to process related adaptation and

prefailure warning," Vacuum, Vol. 44., pp. 709~717.

(2) Lessard, Philip A., 2000, "Dry vacuum pumps for semiconductor processes : Guidelines for primary pump selection," Journal of Vacuum Science and Technology, Vol. 18., No. 5, pp. 1777~1783.

(3) Shimada, T., Yanagisawa, T. and Tagawa, K., 1990, "Characterization of noise generated by a dry pump by using a vane vacuum pump and noise reduction," Journal of Noise Control Engineering, Vol. 35., No. 3, pp. 95~104.

(4) Loffe, I. V., Koss, V. A, Gray, M. and Livesey, R.G., 1995, "Modeling of a multistage claw rotor vacuum pump," Journal of Vacuum Science and Technology, Vol. 13, No. 2, pp. 327~334.

(5) Ando, K., Akutsu, I. and Ohmi, T., 1999, "Grandational lead screw vacuum pump development," Journal of Vacuum Science and Technology, Vol. 17., No. 5, pp. 583~597.

(6) Akutsu, I., Ozaki, M, Kyuko, S., Miyashita, T., Ozawa, M., 2000, "Grandational lead screw vacuum pump," Journal of Vacuum Science and Technology, Vol. 18., No. 3, pp. 853~865.

(7) Harris, T. A., 2001, Rolling bearing analysis, John Wiley & Sons.

(8) EL-SAYED, H. R., 1980, "Stiffness of deep-groove ball bearings," Wear, Vol. 63., pp. 89-94

(9) ISO 1940-1, 2003, Mechanical vibration-Balance quality requirement for rotors in a constant(rigid) state.

(10) API 617, 2002, Axial and centrifugal compressors and expanders-compressors for petroleum, chemical and gas industry services