

# 씨일마모가 다단터빈펌프 동적거동에 미치는 영향

<sup>0</sup>김영철\*, 이동환\*, 이봉주\*\*

## Effects of Seal Wear on the Rotordynamics of a Multistage Turbine Pump

Young Cheol Kim\*, Dong Hwan Lee\*, Bong Ju Lee\*\*

### ABSTRACT

씨일의 마모에 따른 터빈펌프의 동적거동을 고찰하기 위해서 10단 터빈펌프를 대상으로 유한요소법에 의한 동특성 해석을 수행하였다. 베어링과 씨일의 동적계수를 회전속도의 함수로 계산하였으며, 이를 동적거동해석에 적용하였다. 해석결과 씨일들은 그 간극이 커질수록 강성 및 감쇠계수가 크게 떨어지고 누설량이 급격히 늘어남을 확인하였다. 따라서 1차 위험속도(1st Critical Speed) 이하에서 충분한 분리여유(Seperation Margine)를 가지고 정상운전되도록 설계된 터빈펌프라 할지라도 장기적 사용시 마모가 진전됨에 따라 계의 1차 위험속도가 변하여 운전속도에 접근할 수 있으며, 아울러 이 때 씨일의 감쇠가 크게 줄어들어 급격한 진동의 증가를 가져올 수 있음을 보였다.

### 1. 서론

최근의 터빈펌프는 고성능화의 요구로 회전체의 회전속도가 빨라지고 경량화, 고압화됨에 따라 회전체와 비회전체 사이의 틈새가 점점 작게 설계되고 있어, 동특성해석의 중요성이 더욱 대두되고 있다. 다단터빈펌프는 일반 회전기계와 달리 작동유체로부터 발생하는 유체력이 동특성에 크게 영향을 미치게 되는데, ①씨일이나 밸런스 피스톤에서 일어나는 유체력, ②임펠러와 쉬라우드 사이에서 발생하는 유체력, ③베어링의 유막력 등이 계의 동특성 변화 및 불안정진동을 일으키는 중요한 원인이 되고 있다.

Fig. 1은 발전소 및 화학플랜트 등에서 보일러급수 및 냉각수 순환용으로 사용되는 고압다단터빈펌프를 나타내며, Fig. 2는 다단터빈펌프에 사용되는 Wearing Seal(또는 Neck Ring Seal), Interstage Seal, Balance Piston Seal을 나타낸다. 1965년 Lomakin은 이들 씨일에서의 유체력으로 인해 펌프의 고유진동수가 상당히 증가함을 보였다[1]. 이후 Childs, Kaneko, Manabe, Nordmann,

Black, Fritz, Kanki, Nelson등에 의해 비접촉 씨일부의 유체력에 의한 감쇠에 대해 상당한 연구가 진행되었는데, 특히 Childs는 Bulk-Flow 모델을 이용하여 평행씨일(Plain Seal)에 대한 근사해를 얻고 있으며, San Andres는 역시 이 모델에 대한 FDM(Finite Differential Method) 해를 개발하였다 [2].

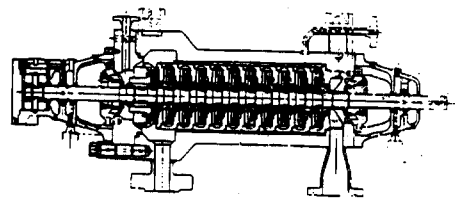


Fig.1 Multistage Centrifugal Pump[2]

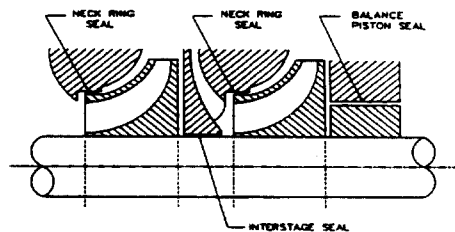


Fig. 2 Pump Seals[2]

\* 한국기계연구원 회전체연구그룹

\*\* (주)한돌펌프

Table 1. 다단터빈펌프 사양

축길이	2152mm
단수	10
양정	1500m
유량	3m <sup>3</sup> /min
회전속도	3580rpm

Table 1은 국내에서 설계·제작된 양정 1500m급 다단터빈펌프의 사양이다. 본 연구는 이 펌프를 대상으로 회전속도에 따른 Bearing 및 Seal의 동적계수를 추출하여 회전체계의 동특성을 해석하고, 씨일의 마모가 진전됨에 따라 발생할 수 있는 진동문제를 고찰하고자 한다.

## 2. Bearing 동적계수 추출

일반적으로 유막베어링은 충분한 강성 및 감쇠를 갖고 있을 뿐만 아니라 이러한 동특성은 베어링의 형상변화에 의해 적절한 조절이 가능하다. 본 다단터빈펌프에 사용한 유막베어링은 2축 홈베어링(2 Axial Grooved Bearing)이며, FEM을 이용하여 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하였다[3].

Table 2는 베어링의 동적계수를 계산하기 위한 입력데이터이다. Fig. 3과 Fig.4는 회전속도 변화에 따라 계산되어진 베어링의 강성계수와 감쇠계수의 변화를 각각 나타낸다. Table 3은 운전 속도인 3580rpm에서 계산되어진 베어링의 특성 결과이다.

Table 2 Input Data for Bearing Coefficient

Radius	35mm
Length	80mm
Clearance	0.045~0.06mm
Load	104.366kg
Oil	ISO 46
Supply Temperature	40°C
Arc Length	160°
Oil Groove	2×20°
Pressure B.C.	Reynolds B.C.

Table 3. Output Data of Bearing Calculation

Sommerfeldt Number	6.2421
Stability Threshold	7747.69rpm
Friction Loss	1.954HP
Outlet Temperature	56.3°C

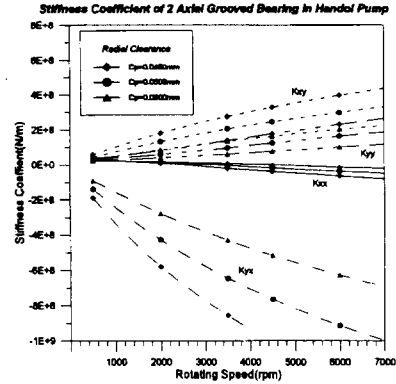


Fig. 3 Stiffness Coefficient of Bearing

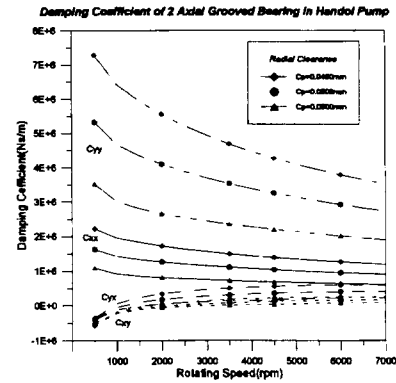


Fig. 4 Damping Coefficient of Bearing

## 3. Seal 동적계수 추출

일반적으로 씨일은 베어링과 달리 입구와 출구사이에 비교적 큰 압력차가 있고 축방향으로의 강한 압력흐름을 갖고 있으며, 씨일 틈새가 베어링보다 크기 때문에 흐름이 난류이다. 씨일에서의 유체력은 유체관성력을 무시하면 다음과 같이 주어진다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서,

$$\begin{aligned} K_{xx} &= K_{yy}, & K_{xy} &= -K_{yx} \\ C_{xx} &= C_{yy}, & C_{xy} &= -C_{yx} \end{aligned} \quad (2)$$

본 연구에서는 San Andres가 개발한 Moody friction factor를 가지는 Bulk-Flow 모델의 FDM(Finite Differential Method) 프로그램을 이용하여 이들 씨일 동적계수들을 추출하였다[4].

보통 발전소 및 화학플랜트에서 운용되는 고압터빈펌프는 150℃이상의 고온에서 작동된다. 일반적으로 물의 온도가 올라갈수록 점도는 급격히 떨어지고, 밀도는 완만하게 떨어진다. 따라서 이러한 온도변화에 따른 씨일의 특성을 해석하면, 온도에 따라 강성 및 감쇠계수가 약간씩 감소하는 것을 볼 수 있다. 아울러 압력강하에 따른 씨일의 강성계수, 감쇠계수 및 누설량을 해석하면, 압력강하에 따라 이들 값들이 급격히 증가하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 펌프의 정확한 동특성해석을 위해서는 현장 온도조건과 압력강하에 대한 정확한 평가가 중요하다.

Table 4는 각 씨일의 동적계수를 계산하기 위한 입력데이터이다. 여기서 물의 밀도와 점도는 147℃의 것을 사용하였다. 압력강하는 Wearing Seal에서 단단압력의 70%, Interstage Seal에서 단단압력의 30%, Balance Sleeve에서 전체압력의 50%가 작용하는 것으로 가정하였다. Moody's Friction Factor는 다음과 같이 가정하였다[4].

$$f = 0.001375 \left[ 1 + \left( 10000 \frac{r}{H} + 50000 \frac{1}{Re} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad (3)$$

입구압력손실은 다음과 같이 가정하였다[4].

$$\Delta P = 0.845 \rho V^2 + 13.78 V \frac{\mu}{h} \quad (4)$$

Table 4. Input Data for Seal Coefficient

	wear (1단)	wear (2-10단)	inter-stage	balance sleeve
Length (mm)	17	14	21	77.3
Radius (mm)	89.8	82.3	49.8	49.8
Pressure Drop (bar)	10.5	10.5	4.5	70.0
Clearance (mm)	0.2			
Density (kg/m <sup>3</sup> )	924			
Viscosity (Pa·s)	0.000188			
Eccentricity	0			
Relative Roughness	0.001			

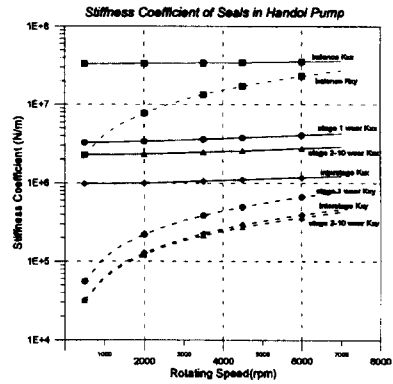


Fig. 5 Stiffness Coefficient of Seals

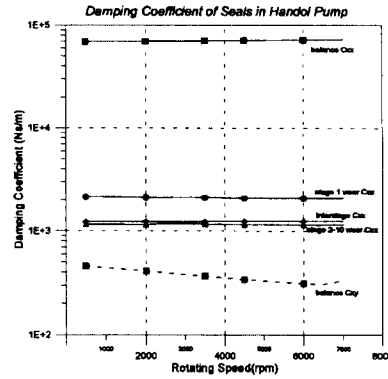


Fig. 6 Damping Coefficient of Seals

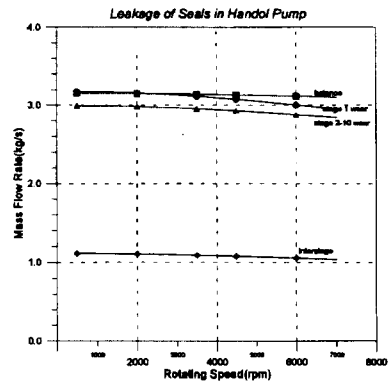


Fig. 7 Leakage of Seals

Fig. 5는 회전속도에 따른 각 씨일들의 강성계수를 계산한 것이데, 직강성(Direct Stiffness)은 서서히 증가하는데 반해 연성강성(Cross Couple Stiffness)은 급격히 증가함을 볼 수 있다. Fig.6은 회전속도에 관한 각 씨일들의 감쇠계수를 계산한 것이데, 직감쇠(Direct Damping)는 거의 일정한 데 반해 연성감쇠(Cross Couple Damping)는 서서히 감소함을 볼 수 있다. 그리고 밸런스 슬리브에서의 강성과 감쇠계수는 다른 씨일들에 비해 상당히 큼을 볼 수 있다.

#### 4. 회전체계의 동적거동 해석

전체 로터-베어링 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad (5)$$

여기서,  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 일반화된 전체 관성, 감쇠, 강성매트릭스이고,  $\{q\}$ 와  $\{Q\}$ 는 각각 일반화된 전체 변위 및 힘벡터를 나타낸다. 자이로스코픽 요소는  $[C]$ 에 포함되어진다.

자유진동해석을 위해 식 (5)는 다음과 같이 상태공간 형태로 표현될 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \dot{q}_2 \\ \dot{q}_1 \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} q_2 \\ q_1 \end{Bmatrix}, \quad \text{with} \quad \begin{cases} q_1 = q \\ q_2 = \dot{q}_1 \end{cases} \quad (6)$$

이때  $[A]$ 는 다음의 시스템 다이내믹매트릭스로 정의된다.

$$[A] = \begin{bmatrix} -[M]^{-1}[C] & -[M]^{-1}[K] \\ [I] & [0] \end{bmatrix} \quad (7)$$

고유치 및 고유벡터는 시스템의 다이내믹매트릭스로부터 계산되어진다.

Fig.8은 Pump 회전체계의 동적해석을 수행하기 위한 유한요소 모델이며, 총 30개의 축요소, 15개의 Disk요소, 13개의 Bearing요소로 모델링 되었다. Table 5는 축요소의 재료 물성치를 정리한 것이다. Tabel 6은 Impellar, Balance Piston, Coupling등 주요 Disk의 물성치를 정리한 것으로

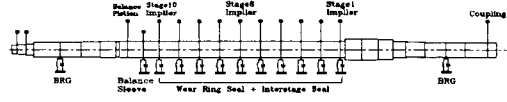


Fig. 8 Finite Element Model of Pump System

Table 5 Materials Properties of Shaft Element

Beam Model	Timoshenko Beam
Density	7800kg/m <sup>3</sup>
Young's Modulus	2.078×10 <sup>11</sup> N/m
Poisson Ratio	0.3

Table 6. Mass Properties of Principle Disk

주요 Disk 요소	m(kg)	I <sub>p</sub> (kg·m <sup>2</sup> )	I <sub>t</sub> (kg·m <sup>2</sup> )
1단 Impeller	10.792	0.0985	0.0537
2-10단 Impeller	7.831	0.0676	0.0347
Balance Piston	12.103	0.0911	0.0473
Coupling	20.473	0.1237	0.0670

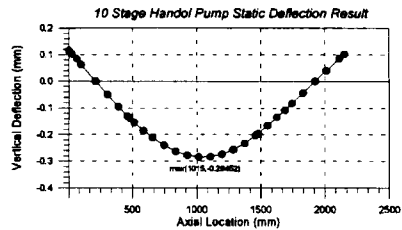


Fig. 9 Static Deflection Curve of Rotating Part

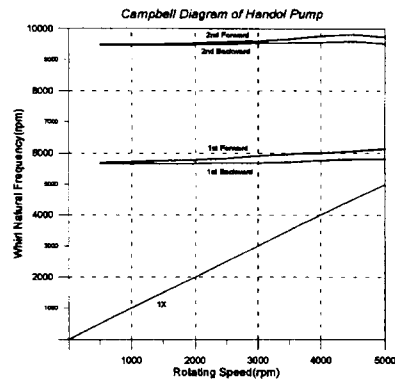


Fig. 10 Campbell Diagram

서, Mathematica에서 근사적으로 계산한 후 실험으로 검증하였다. 참고로 극관성 모멘트를 검증하기 위한 실험식은 다음과 같다[5].

$$I_p = \frac{MgR^2}{(2\pi f)^2 L} \quad (8)$$

Fig. 9는 정지시의 회전부의 정적처짐곡선을 나타내고 있는데, 모든 씨일이 씨일 간극(0.2mm)을 넘어서고 있으므로 펌프 정지시에는 모든 씨일이 회전부와 접촉하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 펌프 회전체계의 Campbell Diagram을 나타낸 것으로, 현재로는 1차 위험속도를 통과하지 않은 상태에서 충분한 분리여유(Seperation Margine)를 가지고 운전되고 있음을 알 수 있다. Table 7은 3580rpm에서의 Whirl Natural Frequency를 정리해 놓은 것이며, Fig. 11과 Fig. 12는 이때의 고유진동모드를 그린 것이다. 고유모드는 Bearing을 Node점으로 갖는 굽힘모드임을 알 수 있다.

Table 7 Natural Frequencies at 3580rpm

차수	방향	3580rpm에서의 고유진동수
1	Backward	5718rpm
	Forward	5976rpm
2	Backward	9548rpm
	Forward	9678rpm

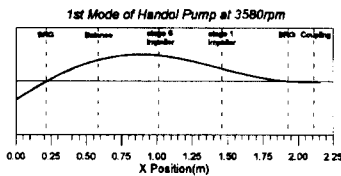


Fig. 11 1st Natural Mode at 3580rpm

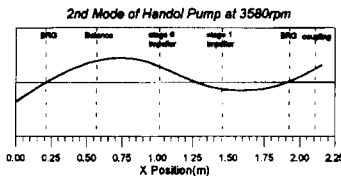


Fig. 12 2nd Natural Mode at 3580rpm

## 5. 씨일 마모에 따른 동적거동 변화

씨일은 그 반경이나 길이와 같은 설계변수를 변경함으로써 그 강성 및 감쇠계수를 조절할 수 있다[6]. 그리고, 펌프가 장시간 작동하면서 씨일이 마모됨에 따라 그 강성이나 감쇠 계수가 변하기도 하는데, 일부 문헌에서는 씨일이 마모됨에 따라 위험속도가 낮아지고 감쇠가 줄어들어 진동 문제를 일으킨 경우가 보고되고 있다[7].

Fig. 13과 14는 씨일의 간극변화에 따른 강성 및 감쇠계수의 변화를 그린 것으로, 마모량에 따라 강성 및 감쇠계수가 크게 떨어짐을 볼 수 있다. Fig. 15는 씨일의 간극변화에 따른 누설량의 변화를 그린 것으로, 마모에 따라 누설량이 급격히 증가함을 볼 수 있다.

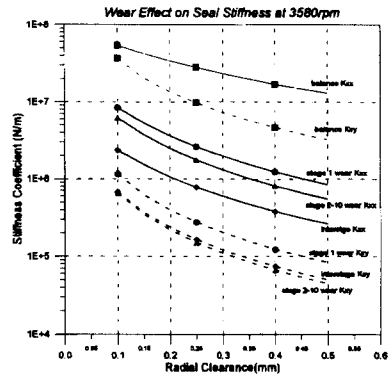


Fig. 13 Wear Effects on Seal Stiffness

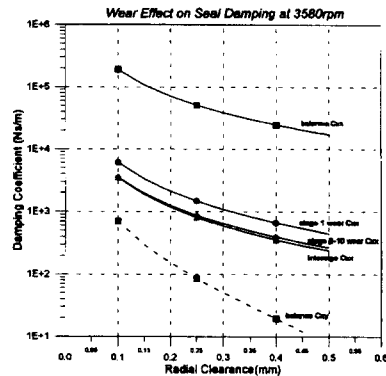


Fig. 14 Wear Effects on Seal Damping

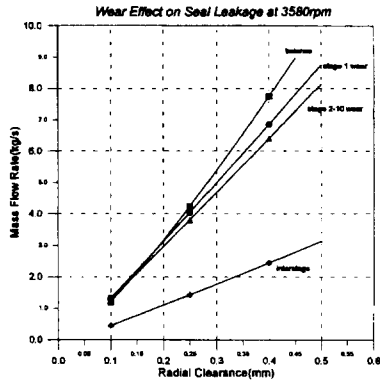


Fig. 15 Wear Effects on Seal Leakage

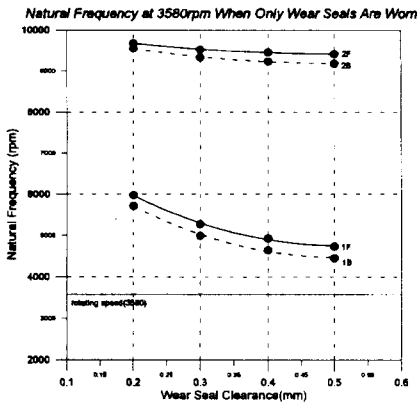


Fig. 16 Natural Frequencies at 3580rpm When Only Wear Seals Are Worn

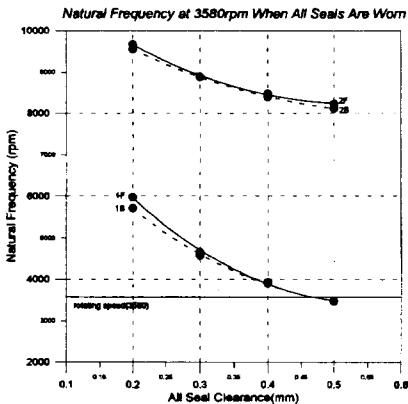


Fig. 17 Natural Frequencies at 3580rpm When All Seals Are Worn

Table 8 Natural Frequencies at 3580rpm With Dry Condition

차수		3580rpm에서의 고유진동수
1	Backward	1786rpm
	Forward	1795rpm
2	Backward	7282rpm
	Forward	7428rpm

보통 Wearing Seal은 Interstage Seal이나 Balance Sleeve에 비해 선속도가 크기 때문에 마모량이 많아 자주 교체된다. Fig. 16은 오직 Wear Seal만이 균일하게 마모된다고 가정하였을 때 3580rpm에서의 고유진동수의 변화추이를 그린 것이며, 그 고유진동수가 씨일 간극 증가에 따라 점점 떨어지고 있음을 볼 수 있다. Fig. 16은 오직 모든 Seal이 균일하게 마모된다고 가정하였을 때 3580rpm에서의 고유진동수의 변화추이를 그린 것으로서, 그 고유진동수가 점점 떨어져 공진점에 까지 이르는 것을 볼 수 있다. 더우기 이때의 감쇠계수는 Fig. 14에서 볼 수 있듯이 현저히 떨어져 아주 심각한 진동문제를 야기시킬 수 있음을 알 수 있다.

한편, Table 8은 씨일이 그 기능을 완전히 상실할 정도로 마모되었을 때(이를 Dry Condition이라 한다) 3580rpm에서의 고유진동수이다. 이때에는 전체 시스템을 안정화시키고 있는 씨일의 기능이 상실됨에 따라, 전체시스템이 유막베어링의 불안정화 힘 등에 아주 취약하게 될 수 있다.

씨일의 마모에 따른 진동의 증가를 확인하기 위하여 ISO Balance Quality G2.5(3580rpm, 7.8kg의 임펠러인 경우  $U=52g \cdot mm$ ) 기준으로 불평형응답을 해석하였다[8]. 불균형응답해석은 다음과 같은 일반화된 불균형가진력과 가정된 해를 식 (5)에 대입하여 얻을 수 있다.

$$\{Q\} = \omega^2 \{U_C\} \cos \omega t + \omega^2 \{U_S\} \sin \omega t \quad (9)$$

$$\{q\} = \{a\} \cos \omega t + \{b\} \sin \omega t \quad (10)$$

그림 18은 불평형량(52g·mm)이 회전체 중심점(16번 Node, 6단 임펠러)에 존재한다고 가정하였을 때 씨일 마모가 진전됨에 따라 회전체의 각 부(1번, 16번, 31번 Node점)에서의 진동레벨 변화를 그린 것으로서, 이로부터 마모가 진전됨에 따라 공진점에 가까워져 진동이 급격히 커지고 있음을 확인할 수 있다.

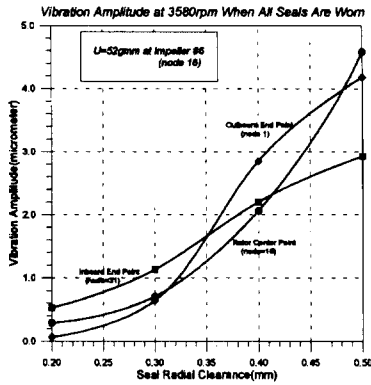


Fig.18 Vibration Peak Increase at 3580rpm When All Seals Are Worn

## 6. 결 론

양정 1500m급 10단 터빈펌프를 대상으로 유한요소법을 이용하여 동특성 해석을 수행하였다. 회전속도 변화를 고려하여 베어링과 씌일의 동적계수를 추정하였고, 이를 동적거동해석에 적용하였다. 씌일들은 그 간극이 커질수록 강성 및 감쇠계수가 크게 떨어지고 누설량이 급격히 늘어난다. 본 다단터빈 펌프는 1차 위험속도 아래서 충분한 분리여유를 가지고 운전되도록 설계되었음을 확인하였다. 하지만 장기적 사용시 씌일의 마모가 진전됨에 따라 1차 위험속도가 운전속도에 접근할 수 있으며, 아울러 씌일의 감쇠가 크게 줄어들어 심각한 진동문제를 초래할 수도 있다.

## 참 고 문 헌

[1] A.Lomankin, 'Calculation for Critical Number of Revolutions and the Conditions Necessary for Dynamic Stability of Rotors in High-Pressure Hydraulic Machines when Taking into Account Forces Originating in Seals', Power and Mechanical Engineering, April 1958.

[2] D.Children, *Turbomachinery Rotordynamics*, John Wiley & Sons, 1993.

[3] 오군섭 외, *터보기계설계기술개발에 관한 연구*, 한국기계연구원 보고서, 1993.

[4] L. San Andres, 'Analysis of Variable Fluid Properties, Turbulent Annular Seals', J. of Tribology, pp684~702, 1991.

[5] R. D. Blevins, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, VNR, 1979.

[6] 이동환 외, '로마킨효과를 고려한 다단터빈펌프의 동특성해석', 한국소음진동공학회 1995년 추계학술대회논문집, pp276~281.

[7] C.M.Chang, 'Solving the Vibration Problem of a Vertical Multistage Crogenic Pump', Proc. of 14th Pump Symposium, 1987, TAMU.

[8] ISO Standard 1940, 'Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors, Part 1: Determination of Permissible Residual Unbalance', 1st Ed., 1988.