

〈論 文〉

## 입형펌프의 동적 응답해석

양보석\* · 김원철\*\* · 임우섭\*\*\* · 권명래\*\*\*\*

(1988년 12월 24일 접수)

### Dynamic Response Analysis of Vertical Pumps

Bo Suk Yang, Won Cheol Kim, Woo Seob Lim and Myeong Rae Kwon

**Key Words :** Vibration(진동), Dynamic Response(동역학적 응답), Vertical Pump(입형펌프), Analysis(해석), Eigenvalue(고유치), Time Response Analysis(시간응답해석), Unbalance Response(불평형응답), Dynamic Simulation Program(동적 시뮬레이션 프로그램)

#### Abstract

It is important in design of vertical pumps to consider external excitation in addition to rotor vibration due to unbalance. In this study, a model of a vertical pump was developed for the analysis of its dynamic response. The vertical pump was modeled with lumped masses and springs which represent multi-cylindrical and rotor structure. A dynamic simulation program was developed and numerical calculation on the above mentioned problems were carried out.

#### 1. 서 론

입형펌프는 발전플랜트 등의 운전상 중요한 기기로서 사용되고 있다. 대부분의 경우 편지지로 긴구조를 갖고 있기 때문에 고유진동수가 횡형펌프에 비해 비교적 낮다. 또한 회전체(rotor)부, 컬럼(column)부 및 배럴(barrel)부 등의 다층구조로 되어, 복잡한 단면형상을 하고 있다. 그리고 각부 상호간에 물이 채워져 있으므로 펌프의 진동에 의해 상호간섭을 일으켜 복잡한 진동을 하게 된다.

이러한 입형펌프에서는 회전축을 포함한 구조물로서의 불평형진동이나 위험속도에 대한 검토 이외에 기초부에 지진 등의 외력에 대한 검토를 하여 지진 등에 의한 파손 등에 대해 기기의 성능을 정

상적으로 유지하도록 설계할 것이 요구된다.

입형펌프의 진동해석으로 Mcdonald<sup>(1)</sup>는 실제 입형펌프에 대해 물의 부가질량을 고려하여 질량매트릭스의 비대각항이 무시될 수 없음을 보고하고 있다. Matsushita<sup>(2)</sup> 등은 입형펌프 거더(guarder)부의 비선형성을 고려하여 축계의 가진시의 거동을 해석하였으며, 이외에도 많은 연구가 이루어지고 있다.<sup>(3-5)</sup> 그러나 대부분의 연구가 단순 모형화이거나, 입형펌프의 전체적인 응답해석보다는 부분적인 특성을 대상으로 하고 있다.

본 연구에서는 입형펌프를 회전체, 컬럼 및 배럴, 그리고 수운환 베어링으로 지지된 3층 구조물로 하고 각 부분 상호간에 발생하는 유체력을 고려한 선형 수학모델을 작성하였다. 유체에 의한 압력효과를 Fritz<sup>(6)</sup>의 제안식에 의해 물의 부가질량으로, 그리고 임펠러 및 라이너 링의 동적계수를 Yang<sup>(7)</sup>의 식을 이용하여 산출하였다. 이를 이용하여 입형펌프의 고유치 해석과 불평형 진동응답 그리고 외부로부터 주기적인 외력이 가하여진 경우의

\* 정희원, 부산수산대학 박용기계공학과  
\*\* 정희원, 통영수산전문대학 기관학과  
\*\*\* 정희원, 효성중공업(주) 기술연구소 펌프팀  
\*\*\*\* 정희원, 효성중공업(주) 펌프부 펌프설계과

시간응답해석을 직접적분법인 Newmark- $\beta$ 법을 이용하여 구하고 입형펌프의 동적응답특성을 명확히 하였다.

2. 이론해석

일반적으로 회전축을 지지하는 구조물의 강성이 회전축이나 베어링강성보다 크면 구조물은 회전축의 진동특성에 영향을 미치지 않는다. 그러나 입형펌프와 같이 낮은 강성을 갖는 구조물로 지지된 회전축계는 회전축과 구조물의 연성계로서 해석할 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 입형펌프의 회전축과 지지구조물을 함께 고려하여 모형화하고 해석을 수행한다.

2.1 구조물의 모형화

본 연구의 대상은 원자로 정지시의 냉각에 필요한 잔류여열제거펌프와 같은 안정성과 신뢰성을 요구

하는 대형 입형 펌프로서 Fig. 1에 형상을 나타낸다.

펌프는 원통형의 축대칭구조를 갖고 있으므로 계산시간과 용량을 고려하여 회전체부를 10개 요소, 배럴케이싱부 및 컬럼부를 각각 9개 요소로 분할하고, 집중질량과 강성으로 치환하였다. Fig. 1(b)에 강성-질량계로 치환한 모형을, 그리고 Table 1과 2에 기본 데이터를 나타낸다. 모형은 31개의 절점으로 되어 있고, 좌측에서 배럴부, 컬럼부, 회전체부이다. 배럴부는 플랜지에 의해 기초에 고정되어 있다. 회전체부는 컬럼부의 미케니컬 시일, 수운활 베어링, 라이너 링으로 지지되어 있다. 그리고 배럴부와 컬럼부의 하단에는 상호 지지부(guarder)가 설치되어 있으며, 이는 조립상의 요구에 따라 필요하다. 이 부분은 충돌이나 소성 변형 등에 의

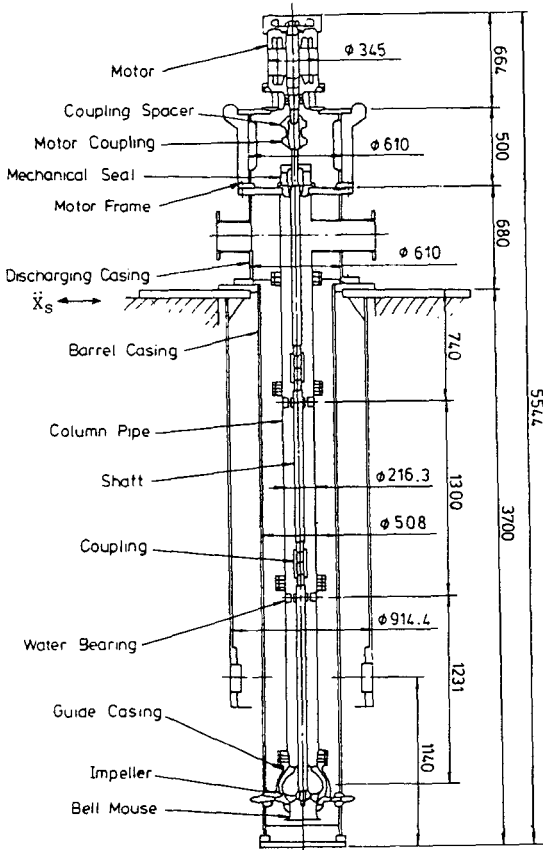


Fig. 1(a) Vertical pump

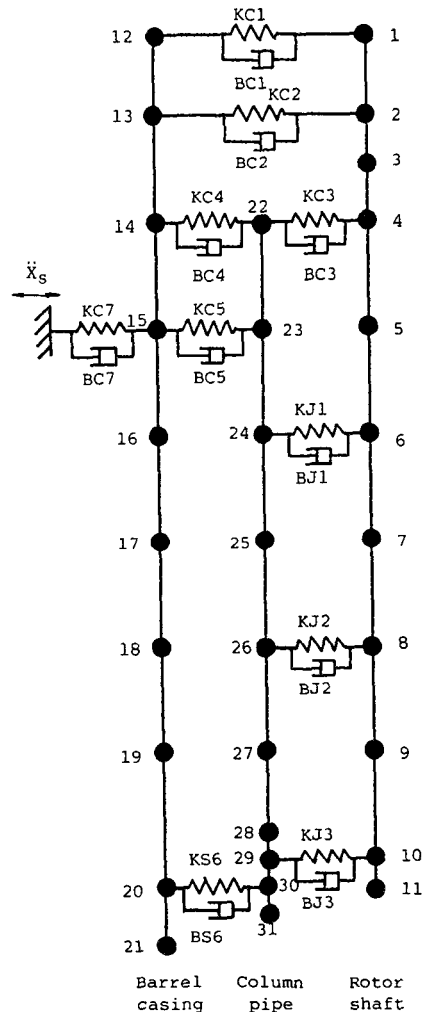


Fig. 1(b) Lump mass model for dynamic analysis

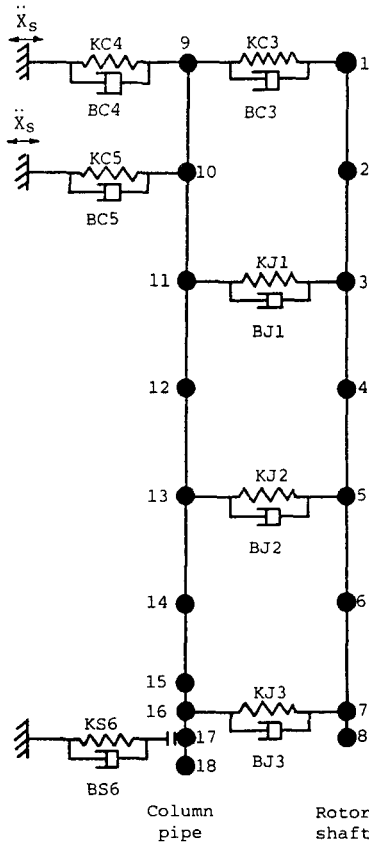


Fig. 1(c) Reduced model of vertical pump

한 진동 에너지를 흡수하는 감쇠로서 작용하는 장점을 갖고 있다.

전동기지지베어링의 강성계수(KC 1, KC 2)는 Hertz 이론을 응용, 비선형성을 고려하여 구했으며 등방성으로 가정하였다. 그리고 감쇠계수는 통상적인 방법대로 강성계수의 1/100에 회전속도로 나눈 값을 취하였다. 컬럼부와 회전체부를 연결하는 절점 4와 22 사이의 미케니컬 시일의 강성 및 감쇠계수(KC 3, BC 3)는 경험치를 이용하였으며, 2개의 수유험베어링의 강성계수(KJ 1, KJ 2) 및 감쇠계수(BJ 1, BJ 2)는 실험결과<sup>(12)</sup>를 이용하여 산정하였다. 그리고 기초와 배럴부를 연결하는 플랜지의 굽힘강성은 일반식에 의해 계산되었으며, 회전강성은 부록에 설명된 방법을 이용하였다.

통상적으로 배럴케이싱, 상부전동기의 지지 프레임 및 케이싱은 비교적으로 컬럼부와 회전체부에 의해 매우 큰 강성을 갖고 있으므로 계산시간과 비용을 절약하기 위해 Fig. 1(c)와 같이 이 부분을 무시한 2층 축소모델도 함께 고려한다.

### 2.2 해석방법

본 해석에서 집중 질량은 회전축의 축심상에 있다고 간주하여 축에 관해 완전 대칭으로 가정한다. 지지부는 플랜지로부터 탄성 연결되어 압축 및 회전 운동에 대한 강성을 고려하고 있다.

매카니칼 시일, 수유험 베어링 및 회전차에 대해서는 압축 변형만을 고려하여 회전에 의한 강성은 고려하지 않는다.

펌프 내의 물은 배럴과 회전체가 진동할 때, 그 진동에 의해 유체가 배제되어 압력효과를 일으킨다. 이 유체력은 진동하는 물체의 상대가속도에 비례하는 형으로 표현되며 Fritz의 방법<sup>(6)</sup>에 따라 부가질량으로서 계산시에 질량 행렬에 포함시킨다. 그리고 수유험 베어링은 베어링 틈새 내의 흐름이 주방향과 축방향이고 이를 동시에 고려해야 하므로 통상의 유막베어링의 계산법을 적용하는 것이 불가능하므로 등적계수는 Yang의 방법<sup>(7)</sup>에 의해 계산 후 강성 및 감쇠 행렬에 포함시킨다.

### 2.3 운동방정식

Fig. 1(b)의 집중질량 모형의 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\} \quad (1)$$

여기서  $[M]$ 은 질량 행렬,  $[C]$ 는 감쇠 행렬,  $[K]$ 는 강성 행렬,  $\{F\}$ 는 유체력이고,  $\{X\}$ ,  $\{U\}$ 는 각각  $[M]$ 의 절대변위 및 상대변위이다.

예로서 Fig. 2와 같이 컬럼과 배럴의 2층만을 고려한 단순 4차원 모델에 적용하는 경우 질량 행렬  $[M]$ 은 다음 식으로 된다.

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & & & \\ & M_2 & & 0 \\ & & & M_3 \\ 0 & & & & M_4 \end{bmatrix}$$

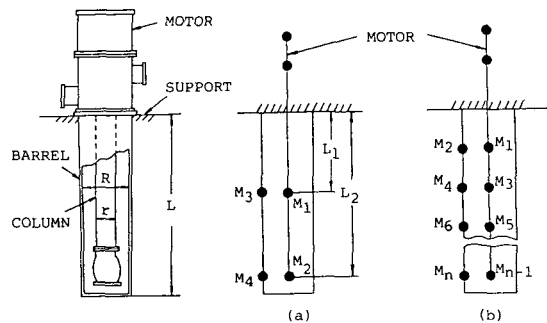


Fig. 2 Lump mass model

Table 1 Data of beam elements

Element number	Node 1	Node 2	Length	Outer diameter	Inner diameter	Area	Moments of area
(1)	1	2	445	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(2)	2	3	280	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(3)	3	4	355	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(4)	4	5	600	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(5)	5	6	740	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(6)	6	7	650	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(7)	7	8	650	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(8)	8	9	650	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(9)	9	10	762	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(10)	10	11	110	56	0	2.463	$4.827 \times 10^5$
(11)	12	13	445	355	236	55.240	$6.273 \times 10^8$
(12)	13	14	635	558.8	533.4	21.790	$8.127 \times 10^8$
(13)	14	15	600	558.8	533.4	21.790	$8.127 \times 10^8$
(14)	15	16	740	508	489	14.880	$4.623 \times 10^8$
(15)	16	17	650	508	489	14.880	$4.623 \times 10^8$
(16)	17	18	650	508	489	14.880	$4.623 \times 10^8$
(17)	18	19	650	508	489	14.880	$4.623 \times 10^8$
(18)	19	20	847	508	489	14.880	$4.623 \times 10^8$
(19)	20	21	323	508	489	14.880	$4.623 \times 10^8$
(20)	22	23	600	216.3	199.9	5.361	$2.906 \times 10^7$
(21)	23	24	740	216.3	199.9	5.361	$2.906 \times 10^7$
(22)	24	25	650	216.3	199.9	5.361	$2.906 \times 10^7$
(23)	25	26	650	216.3	199.9	5.361	$2.906 \times 10^7$
(24)	26	27	650	216.3	199.9	5.361	$2.906 \times 10^7$
(25)	27	28	650	216.3	199.9	5.361	$2.906 \times 10^7$
(26)	28	29	112	287	271	7.012	$6.828 \times 10^7$
(27)	29	30	85	287	271	7.012	$6.828 \times 10^7$
(28)	30	31	155	165	145	4.869	$1.468 \times 10^7$
Unit			mm	mm	mm	$\text{mm}^2 \times 10^3$	$\text{mm}^4$

$$\{F\} = \{F_1, F_2, F_3, F_4\}^T \quad (2)$$

여기서  $M_1$ 과  $M_2$ 는 컬럼자신과 컬럼내의 유체질량을 포함하나, 베럴내의 유체질량을 포함하지는 않는다.  $M_3, M_4$ 는 베럴자신의 질량이다. 유체력  $\{F\}$ 는 참고문헌 (6)으로부터

$$\begin{aligned} F_1 &= -M_{H13} \ddot{X}_1 + (\hat{M}_1 + \hat{M}_{H13}) \ddot{X}_3 \\ F_2 &= -M_{H24} \ddot{X}_2 + (\hat{M}_2 + M_{H24}) \ddot{X}_4 \\ F_3 &= (\hat{M}_1 + M_{H13}) \ddot{X}_1 - (\hat{M}_1 + \hat{M}_3 + M_{H13}) \ddot{X}_3 \\ F_4 &= (\hat{M}_2 + M_{H24}) \ddot{X}_2 - (\hat{M}_2 + \hat{M}_4 + M_{H24}) \ddot{X}_4 \end{aligned} \quad (3)$$

식 (2), (3)을 (1)식에 대입하여 운동방정식을 변환하면

$$\{\bar{M}\} \{\ddot{X}\} + [C] \{\dot{U}\} + [K] \{U\} = \{0\} \quad (4)$$

여기서

$$\{\bar{M}\} = \begin{bmatrix} (M_1 + M_{H13}) & 0 \\ 0 & (M_2 + M_{H24}) \\ -(\hat{M}_1 + M_{H13}) & 0 \\ 0 & -(\hat{M}_2 + M_{H24}) \\ -(\hat{M}_1 + M_{H13}) & 0 \\ 0 & -(M_2 + M_{H24}) \\ (M_3 + \hat{M}_1 + \hat{M}_3 + M_{H13}) & 0 \\ 0 & (M_4 + \hat{M}_2 + \hat{M}_4 + M_{H24}) \end{bmatrix}$$



(2) 시간응답해석

다자유도 진동계의 시간응답해석에는 직접적분법과 모우드(modal) 적분법이 이용된다.

일반적으로 직접적분법은 보호장치(guarder)가 있는 비선형계에도 이용할 수 있고 정확하지만 차원수가 크고 계산시간이 많이 걸리는 단점도 있다. 한편 모우드적분법은 차원이 적고 효과적이지만, 이용하는 모우드 수에 의해 정도가 좌우되며 비선형계에서는 적분이 발산하는 경우도 있다. 본 해석의 대상인 입형펌프는 조립상의 요구와 방진면에서 유리한 보호장치를 설치하고 있고, 진동의 증대에 따라 이 부분의 증돌 가능성을 고려해야 하므로 직접적분법을 이용하여 시간응답특성을 구한다.

절대가속도는 지지가속도  $\{\dot{U}\}$ 와 상대가속도  $\{\dot{X}_s\}$ 의 향으로 다음과 같이 표현된다.

$$\{\dot{X}\} = \{\dot{U}\} + \{\dot{X}_s\} \quad (12)$$

식 (4)에 식 (12)를 대입하면, 횡방향의 가진에 관한 최종 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\{\bar{M}\}\{\dot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = -\{m\}\{\dot{X}_s\} \quad (13)$$

여기서

$$\{m\} = \{(M_1 - \hat{M}_1)(M_2 - \hat{M}_2)(M_3 - \hat{M}_3)(M_4 - \hat{M}_4)\}^T$$

식 (13)은 Fig. 2에 나타내는 집중질량계에 대해 다음과 같이 일반화 된다.

$$\{\bar{M}_n\}\{\dot{U}\} + [C_n]\{\dot{U}\} + [K_n]\{U\} = -\{m_n\}\{\dot{X}_s\} \quad (14)$$

여기서

$$\{m_n\} = \{(M_1 - \hat{M}_1)(M_2 + \hat{M}_2) \cdots (M_{n-1} - \hat{M}_{n-1})(M_n + \hat{M}_n)\}^T$$

$$\hat{M}_i = r^2 l_i, \hat{M}_{i+1} = R^2 l_i, \hat{M}_{ni} = M_i \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2}$$

$$(i=1, 3, 5 \cdots n-1) \quad (15)$$

유체의 부가질량은 식 (15)와 같이 표현된다.

식 (14)에 의해 나타내지는 행렬  $[\bar{M}_n]$ 은 유체질량효과를 포함하고 있다. 펌프의 외부가진(지진 등)에 의한 관성력은  $\{m_n\}$ 에 비례하며

$$\{m_n\}\dot{X}_s = [\bar{M}_n]\{\dot{X}_s\} \quad (16)$$

인 관계가 있고, 이것을 식 (14)에 이용하면 지진 등의 외부가진에 대한 시간응답을 구할 수 있다. 최종의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[\bar{M}_n]\{\dot{U}\} + [C_n]\{\dot{U}\} + [K_n]\{U\} = -[\bar{M}_n]\{\dot{X}_s\} \quad (17)$$

식 (17)을 Newmark-β법을 이용하여 수치적분하였

으며, 본 계산에서는 β=1/4을 채용하였다.

(3) 불평형 응답해석

회전축계의 강제진동으로 가장 전형적이고 공업상 중요한 것은 넓은 의미로서 불평형 진동이다. 약간의 불평형은 회전체의 제작상 피할 수 없으며 진동이 전혀 문제가 되지 않는 정도로 제작하는 것은 경제적인 면에서도 불가능하다.

식 (17)의 운동방정식에 회전축계의 불평형력  $\{F_u\}$ 가 작용하는 경우, 전체 운동방정식은 다음과 같다.

$$[\bar{M}_n]\{\dot{U}\} + [C_n]\{\dot{U}\} + [K_n]\{U\} = \{F_u\} \quad (18)$$

$\{F_u\}$ 가 주기의력으로

$$\{F_u\} = \{a\}\cos\omega t + \{b\}\sin\omega t \quad (19)$$

로 주어지는 경우, 식 (18)의 비동차 해는

$$\{U\} = \{U_c\}\cos\omega t + \{U_s\}\sin\omega t \quad (20)$$

이다. 식 (19), (20)을 식 (18)에 대입하여 정리하면

$$\begin{bmatrix} -\omega^2[M] + [K] & \omega[C] \\ -\omega[C] & -\omega^2[M] + [K] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_c \\ U_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} \quad (21)$$

따라서  $\{U_c\}$ ,  $\{U_s\}$ 는 다음식에 의해 주어진다<sup>(10)</sup>.

$$\begin{bmatrix} U_c \\ U_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\omega^2[M] + [K] & \omega[C] \\ -\omega[C] & -\omega^2[M] + [K] \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} \quad (22)$$

계가 강제진동을 하고 있는 경우, k번째 분할점에서 타원궤도의 장축 및 단축 반경을 구한다. k번째의 분할점의 복소진폭은 x를 실수축, y를 허수축으로 잡고 식 (20)에서 k번째의 분할점에 관한 부분을

$$\{U_k\} = \begin{bmatrix} x_{ck} \\ y_{ck} \end{bmatrix} \cos\omega t + \begin{bmatrix} x_{sk} \\ y_{sk} \end{bmatrix} \sin\omega t \quad (23)$$

라 놓으면 다음식이 주어진다.

회전축의 불평형진동은 최대진폭이 문제로 되므로 장축반경  $A_k$ 로 진폭을 나타낸다.

$$A_k = 1/2 \{ \sqrt{(x_c + y_s)^2 + (y_c - x_s)^2} + \sqrt{(x_c - y_s)^2 + (y_c + x_s)^2} \} \quad (24)$$

3. 수치계산에

3.1 고유치해석

진동진폭이 증가하면 축편심 때문에 베어링 반력도 증가하여 베어링부의 강성계수가 크게 변화할 수 있으므로 이 부분의 강성이 고유치에 미치는 영향을 고려할 필요가 있다.

Fig. 4는 감쇠를 무시한 완전대칭 1방향 모형에

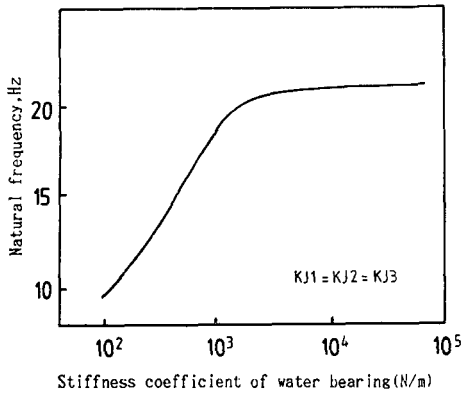


Fig. 4 Effects of stiffness coefficients for water bearings

Table 3 Undamped natural frequencies for reduced model (rad/sec)

Mode	With guarder	Without guarder
1	232.7	57.3
2	275.9	274.0
3	346.6	294.7
4	489.4	348.9
5	603.5	495.2

Table 4 Damped eigenvalues for reduced model with guarder

Mode	Real part	Imaginary part
1	-3.4248	235.46
2	-5.4577	276.06
3	-6.7578	348.73
4	-9.4112	494.25
5	-11.6400	605.422

대해 수운활베어링의 강성계수  $KJ_1$ ,  $KJ_2$  그리고 회전차부의 강성계수  $KJ_3$ 를  $10^2 \text{N/mm}$ 에서  $10^5 \text{N/mm}$ 까지 변화시켰을 때의 1차 실고유치의 변화를 나타낸 것이다. 강성계수는 낮은 값에서 고유치에 큰 영향을 미치나 강성계수가 증가함에 따라 일정한 값에 포화하고 있다.

Table 3은 축소모델의 경우 보호장치를 고려한 경우와 무시한 경우의 1차에서 5차까지의 비감쇠고유진동수를 나타낸다. 보호장치를 고려한 경우는 회전차부가 구속되므로써 고유진동수가 상당히 높게 되나, 무시한 경우 1차 고유진동수가 상당히 낮아짐을 알 수 있다.

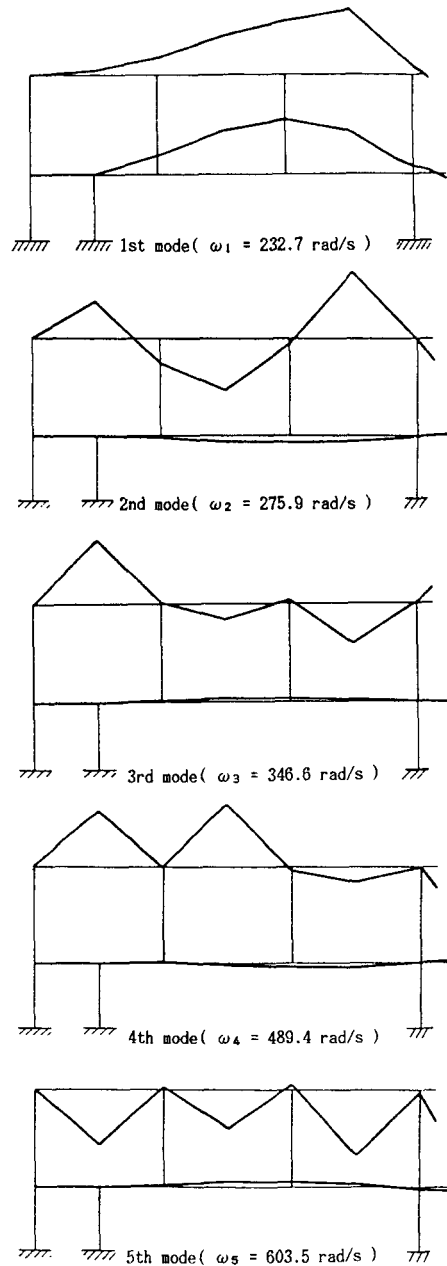


Fig. 5 Natural mode shapes for reduced model with guarder

Table 4는 보호장치를 고려한 경우, 축소모델의 고유치를 나타낸다. 실수부는 계의 감쇠정도를 나타내는 성장계수(growth factor)로서 모두 음으로 안정함을 나타내며 허수부는 감쇠고유진동수로서 Table 3의 비감쇠의 경우와 비교하여 보면 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

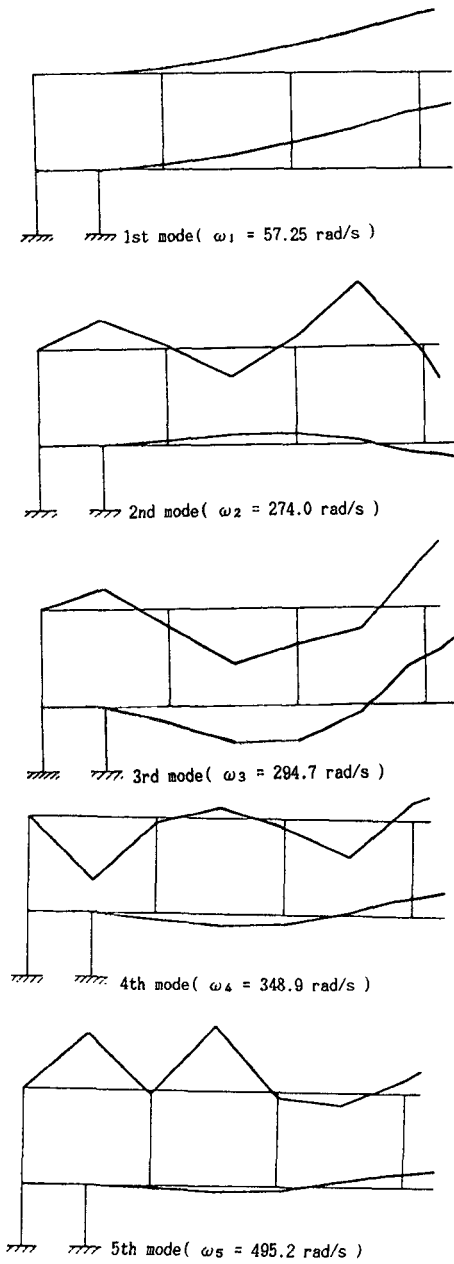


Fig. 6 Natural mode shapes for reduced model without guarder

Fig. 5와 6은 Table 3에 대응하는 진동 모우드를 나타낸다.

### 3.2 시간응답해석

여기에서는 입형펌프의 회전체, 컬럼 및 배럴의 3층구조에 대해 Fig. 1(b)와 같은 31절점의 경우와

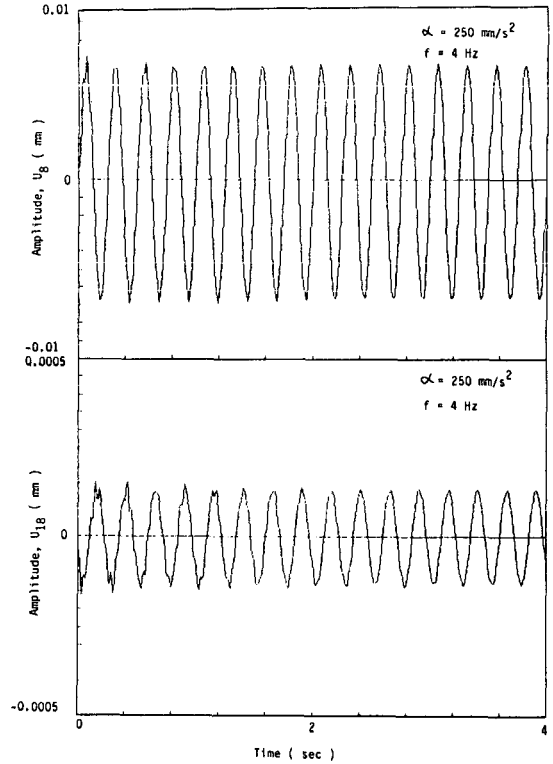


Fig. 7 Timewise traces for reduced model without damping ( $B_J 1 = B_J 2 = B_J 3 = 0$ )

Fig. 1(c)의 회전체와 컬럼 만의 축소 모델인 18절점의 경우, 완전 축소형 1방향 모델에 대해 컬럼 선단에 보호장치(guarder)를 부착한 경우의 기초부 정현파 여진에 대해 시간응답해석을 하였으며 계산결과와 일부를 Fig. 7에서 Fig. 10까지에 나타낸다.

정현파 여진에서는 일반적으로 지진활동의 탁월 주파수로 고려되고 있는 4Hz와 10Hz에 대해 수행하였다.

Fig. 7와 8에 최대입력 가속도 250mm/s<sup>2</sup>, 여진 진동수 4Hz의 정현파로 2층 축소모델에 가진했을 때의 수운활 베어링의 감쇠를 무시하였을 경우 (Fig. 7)와 고려했을 경우 (Fig. 8)에 대해 제 8점 및 18점에 대한 4sec까지의 시간응답파형을 나타내고 있다.

이 경우는 1차 모우드에 대응하는 형상으로 진동하고 최대진폭은 8점과 18점에서 발생하고 있다. 컬럼파이프의 선단(제18점)은 감쇠의 영향이 거의 없으나 회전차의 경우(제 8 점)는 감쇠에 의해 최대진폭이 크게 감소하는 것을 알 수 있다.



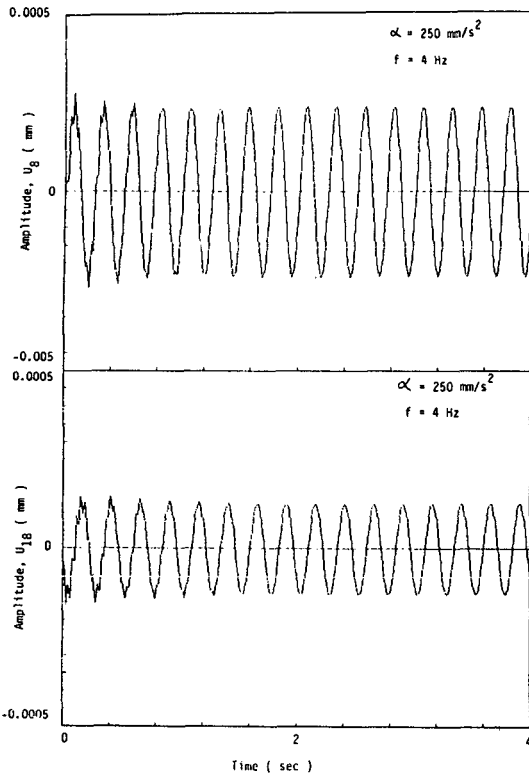


Fig. 8 Timewise traces for reduced model with damping ( $BJ_1 = BJ_2 = BJ_3 = 10^2 \text{ N s/m}$ )

Fig. 9는 외부보호장치(guarder)가 컬럼파이프와 떨어져 있는 3층 구조물에 대해 최대입력 가속도  $1500 \text{ mm/s}^2$ , 여진진동수  $10 \text{ Hz}$ 로 가진했을 때의 시간응답특성을 나타낸다. 배럴케이싱의 선단(제21점)의 경우는 약 0.2초에서 0.8mm의 최대진폭을 나타낸 후 정상상태로 되어져 가나, 컬럼파이프의 선단(제31점)에서는 약 0.2초에서 거의 1mm의 과대한 진동진폭을 나타내며 정상상태로 이행하는 과도기간이 상당히 긴 것을 알 수 있다. 실제 기계에 있어서는 이 부분의 틈새가 약 1.5mm 정도 있으므로 지진과 같이 여진가속도가 큰 경우에는 충돌진동을 일으킬 염려가 있다. 이 경우에는  $1000 \text{ mm/s}^2$ 의 가속도에서는 최대진폭이 0.8mm 정도밖에 되지 않아 충돌진동은 일어나지 않는다. Fig. 10은 최대입력 가속도  $1600 \text{ mm/s}^2$ , 여진진동수  $4 \text{ Hz}$ 의 경우 3층 구조물의 진동형태를 나타낸다.

### 3.3 불평형응답해석

2.4절의 이론에 따라 축소모델의 분할점 8, 즉

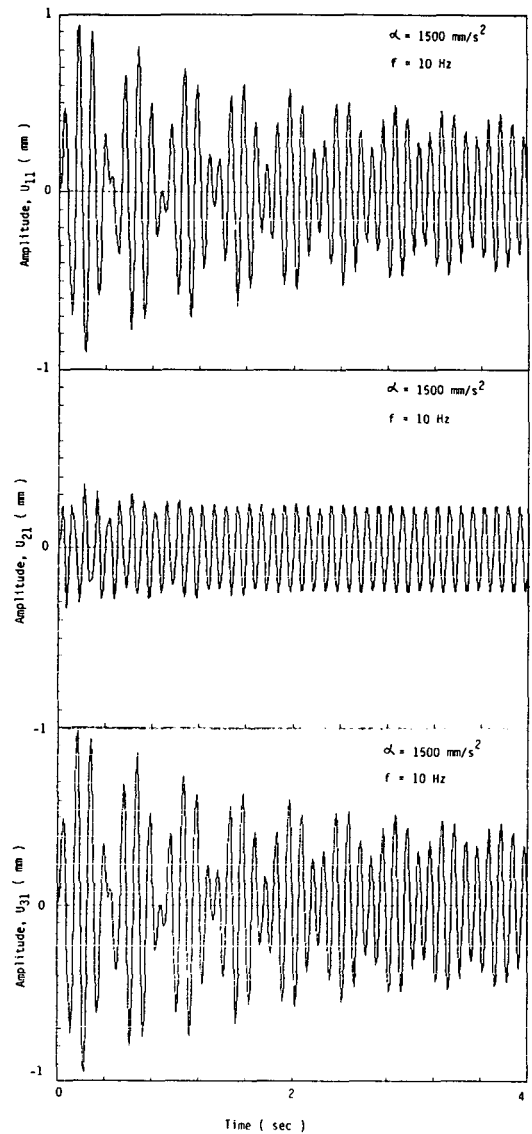


Fig. 9 Timewise traces for analytical model with damping ( $BJ_1 = BJ_2 = BJ_3 = 10^2 \text{ N s/m}$ )

임펠러부에 불평형을 취한 경우의 축회전수에 대한 불평형응답을 Fig. 11과 Fig. 12에 나타낸다.

Fig. 11은 보호장치부를 고려하지 않았을 때 분할점 8과 18의 응답배율을 나타낸다. 1차 공진이 매우 낮은  $9.54 \text{ Hz}$ 에서 발생함을 알 수 있으며 공진배율은 약 1정도이다. 그리고 2차 공진에서 최대 공진배율이 1.5 정도이다.

Fig. 12는 보호장치부의 특성을 고려한 경우로 이 부분의 특성에 의해 컬럼파이프 선단의 경우는

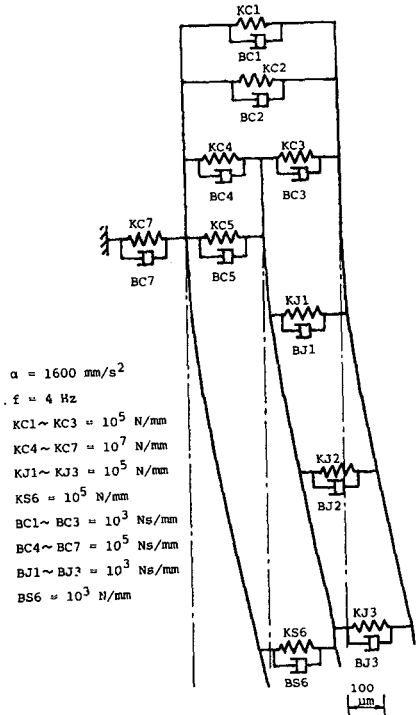


Fig. 10 Mode shape of analytical model

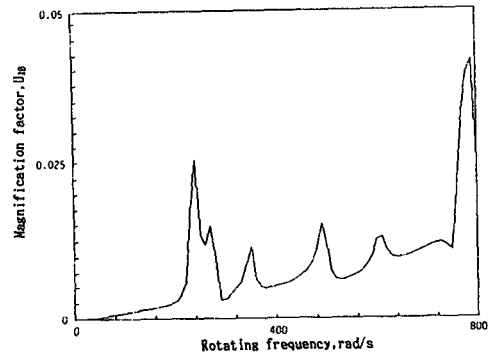
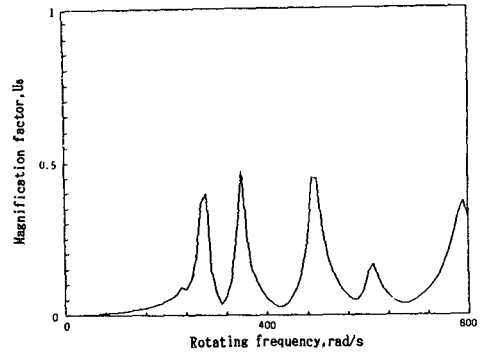


Fig. 12 Unbalance response for reduced model with guarder

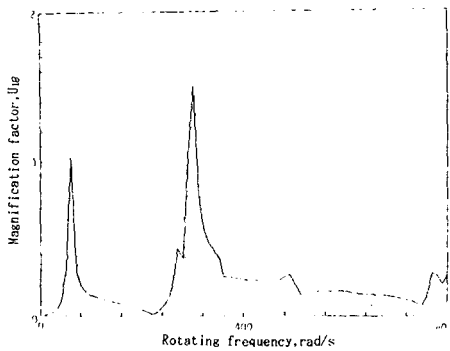
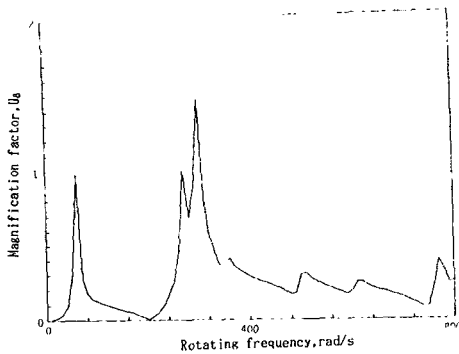


Fig. 11 Unbalance response for reduced model without guarder

1차 위험속도에서 약 0.028의 공진배율을 나타내나 회전축계의 경우는 2차 공진에서부터 비교적 큰 공진배율을 나타내며 응답배율도 최대 0.5 정도로 매우 낮은 편이다.

#### 4. 결 론

다층구조를 고려한 입형펌프의 고유치와 주기의력에 대한 시간응답 및 불평형 응답특성을 해석하였고, 동적 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 수치계산에로서 원자로 정지시의 냉각에 필요한 잔류여열제거 펌프의 실기모델에 따른 응답계산을 수행하였다.

#### 후 기

이 연구는 1986년도 한국과학재단의 연구비 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 관계 제위계 감사드린다.

참고 문헌

- (1) Mcdonald, C.K., 1976, "Seismic Analysis of Vertical Pumps Enclosed in Liquid Filled Containers", ASME Publication.
- (2) Matsushita, O., et al., 1981, "Seismic Response Analysis of Rotating Machinery", JSME Publication No. 817.
- (3) Kovats, A., 1962, "Vibration of Vertical Pumps", J. of Eng. for Pow., ASME, pp. 195~203.
- (4) Darlow, M.S., et al., 1978, "Critical Speeds and Response of a Large Vertical Pump", ASME Publication.
- (5) Niwa, H., et al., 1986, "Seismic Response on Vertical Pumps", Trans. JSME, Vol. 52, No. 480, pp. 2076~2083.
- (6) Fritz, R. J., 1972, "The Effects of Liquids on the Dynamic Motions of Immersed Solids", J. of Eng. for Ind., ASME, pp. 167~173.
- (7) Yang, B. S., 1984, "The Effects of Seal for Vibration and Stability of Hydraulic Machines", Dr. Thesis, Kobe Univ.
- (8) Pestel, E. C. and Leckie, F. A., 1963, "Matrix Methods in Elastomechanics", Mcgraw-Hill.
- (9) 양보석, 1986, "전달 매트릭스법을 이용한 고유해의 재해석", 대한기계학회 추계학술대회 초록집, pp. 143~146.
- (10) 양보석, 최원호, 1986, "원심펌프 회전축계의 불평형응답에 미치는 유체력의 영향", 한국윤활학회지, 제 2 권 제 2 호, pp. 20~26.
- (11) 양보석, 1986, "유한요소법에 의한 펌프축계의 안정성 해석", 한국박용기관학회지, 제10권, 제 4 호, pp. 253~262.
- (12) 日本機械學會編, 1985, "耐震設計と構造動力學", 日本工業出版, p. 82.
- (13) 丹羽博志 外 7人, 1986, "立形ポンプの地震應答",

부 록

기초와 볼트로 고정된 배럴케이싱의 원형플랜지의 강성은 볼트강성과 볼트의 체결조건 등에 따라 달라지므로 이를 정확히 평가하기는 매우 어렵다. 배럴케이싱을 강제원주로 가정하고, 단순지지되어 있다고 하면, 고정 볼트부에서 주변지지된 원판이 강제원주에 의해 모멘트를 받는 Fig. 13의 경우, 회전강성<sup>(13)</sup>과 굽힘강성계수는 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

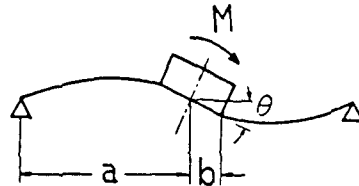


Fig. 13 Model of fixed flange

$$k_{\theta} = \frac{Et^3}{\alpha}$$

$$k_b = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$$

여기서  $\alpha$  :  $b/a$ 에 의해 결정되는 정수 (Table 5)

$t$  : 원판의 두께

$a$  : 고정볼트의 피치원반경

$b$  : 강제원주의 반경

$E$  : 종탄성계수

$\nu$  : 프와송비

Table 5 Value of  $\alpha$

b/a	0.3	0.4	0.5	0.6
$\alpha$	0.500	0.301	0.169	0.084