

컴플라이언스 계수에 의한 노즐하중 하에서의 원심펌프의 축단변위에 관한 연구

최복록*, 박진무**, 김광은***

A Study on the Shaft End Displacement of the Centrifugal Pump under Nozzle Loads using Compliance Coefficients

Bok-Lok Choi*, Jin-Moo Park**, and Kwang-Eun Kim***

ABSTRACT

Investigation results are presented for the shaft end displacements due to the elastic deformation of the casing and support in double suction centrifugal pump. Suction and discharge nozzles of the pump are subject to external piping loads and, in API 610, maximum values of their components are specified. This means that each nozzle can be subject to various combinations of loading conditions. Considering upper and lower criteria of each load, we must perform for the 4,096 load cases, and assign the direction and range of the loads. So, this paper develops an efficient procedure(Compliance Coefficient Method) to calculate the shaft end displacements(@ coupling) to determine whether satisfying the pump's standard. Also, we analyzed the effects of the casing and support thickness on shaft end displacements.

Key Words : Centrifugal Pump (원심펌프), Piping Loads (배관하중), Shaft End Displacement (축단변위), Compliance Coefficients (컴플라이언스 계수)

1. 서론

펌프의 경우 흡, 토출 노즐과 배관과의 상호작용에 의한 힘에 의하여 케이싱과 지지대에 응력이 발생하며, 축단 커플링에서 변위가 일어난다. 이같은 변위량은 구조물의 국부적인 강성이 부족하면 증가하므로 축 중심정렬의 흐트러짐을 유발하게 된다. 그 결과로 펌프계의 진동증가와 축봉장치의 기능이 저하되며, 극단적인 경우 커플링 또는 케이싱에서의 파손을 초래하여 펌프의 운전을 불가능하게

할 수 있다^[1]. 따라서, 배관하중(piping loads)은 펌프를 구성하는 각 부재에 대한 강도 및 강성의 주요 설계기준이 되므로, 이에 대한 펌프의 구조역학적 분석은 펌프의 개발과정에서 고려해야 할 핵심적 요소이다^[2,3].

일반적으로 흡, 토출 노즐에는 각 방향의 힘과 모멘트로 구성되는 12 개의 하중이 동시에 작용할 수 있으며, 각 노즐에서의 하중방향을 포함하는 극값을 고려할 경우 4,096 개의 하중세트(load sets)가 존재한다.

* 고려대학교 기계공학과 대학원

** 고려대학교 기계공학과

*** (주) 영풍정밀 기술부

하중크기는 API 610^[4]에서 제시한 노즐의 방향 및 크기에 대응하는 값이며, API, ASME/ANSI 등에서는 노즐하중(nozzle loads) 하에서의 축단 커플링의 최대 변위량을 0.005 in (0.127 mm) 이하로 제한하고 있다.

본 연구에서는 구조해석적 방법으로 단단, 양흡입 원심펌프(single stage, double suction centrifugal pump)에 대해서 펌프크기에 대응하는 배관하중 하에서의 최대 축단변위와 노즐에서의 하중방향에 대한 효율적 계산과정을 제시하였다. 즉, 노즐하중을 펌프중심 하중(pump center loads)으로 변환하는 관계식과 펌프중심에서의 단위 하중크기에 대한 커플링에서의 컴플라이언스 계수를 이용해서 위에서 기술한 많은 하중세트에 대한 축단변위의 계산과정을 체계화하였다.

2. 노즐하중과 축단변위

2.1 펌프형상

펌프구조는 일반적으로 케이싱, 지지대, 그리고 축계로 크게 구분할 수 있다. 케이싱은 상, 하 분리형으로서 상부 케이싱은 내부에 볼류트 형상을 가지며 주로 덮개의 역할을 한다. 하부 케이싱은 흡, 토출 노즐과 일체화되어 있으므로 수력학적으로 매우 중요할 뿐만 아니라, 노즐을 통해서 받고 있는 배관하중에 대해서도 충분한 강도와 강성을 지녀야 한다. 케이싱 하부에는 지지대가 연결되어 있으며 볼트체결에 의해 베이스 플레이트(baseplate)에 고정된다.

Fig. 1은 양흡입 원심펌프의 단면형상을 나타낸 것으로서, 좌측 선단이 모터 축과 연결되는 커플링의 위치이다. 펌프에서 매우 중요한 임펠러는 회전축을 통해서 양단 베어링에 의해 지지되어 있으며 또한, 케이싱 내부에서의 임펠러 위치와 볼류트 형상을 보여주고 있다.

Fig. 2는 축단변위를 해석적으로 계산하기 위한 3차원 유한요소 모델(finite element model)을 나타낸 것이다. 베어링에 의해 지지된 축과 평행한 방향이 x 축이며 토출노즐을 향하는 방향이 y축이다. 여기서, 펌프의 중심은 축 중심선과 각 노즐중심을 포함하는 수직면과의 교점으로 정의하였으며, 일반적으로 임펠러 중심과 일치한다.

Fig. 3은 펌프를 구동하는 모터와 축단 커플링의 구성도를 나타낸 것이다.

2.2 노즐하중과 펌프중심 하중

펌프는 노즐과 연결되는 배관으로부터 부과되는 정, 동적 하중에 의해 큰 영향을 받는다. 따라서, 펌프의 원활한 운전을 위해서는 각 노즐에서 동시에 작용하는 배관하중과 내부에서 발생하는 압력에 견딜 수 있어야 하며, 또한 축단에서의 변형을 최소화 하기 위해서는 충분한 강성을 지녀야 한다.

API, ASME/ANSI 등에서는 케이싱에서 발생할 수 있는 응력 뿐만 아니라 축 선단 커플링에서의 변위량을 규제하고 있으며, 부록에서 나타낸 바와 같이 펌프 운전시 수용할 수 있는 한계범위를 제시하고 있다.

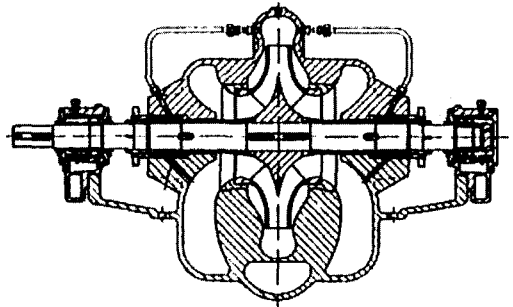


Fig. 1 Section view of the double suction centrifugal pump.

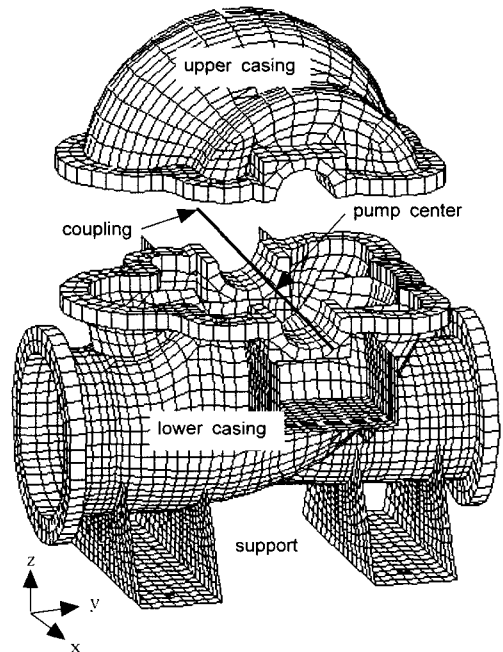


Fig. 2 Finite element model.

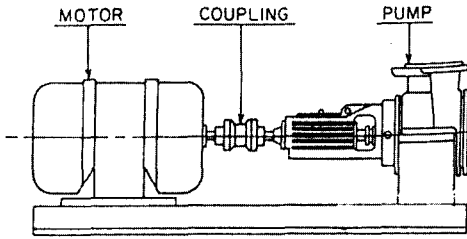


Fig. 3 Typical pump system.

Table 1은 흡, 토출 각 노즐의 크기와 방향에 대한 노즐하중을 나타낸 것이다. 표에서의 값은 하중의 허용범위를 의미하므로 힘과 모멘트가 동시에 작용할 경우, 가능한 하중조합은 무수히 많다. 그러나, 공학적 의미에서 각 하중에 대한 한계 값을 고려하면 충분하므로 가능한 조합의 수는 2^{12} (4,096)이 된다.

Table 1 Nozzle loadings.

Force	Nominal Size of Flange (NPS)								
	2	3	4	6	8	10	12	14	16
Each Top Nozzle									
FX	710	1070	1420	2490	3780	5340	6670	7120	8450
FY	580	890	1160	2050	3110	4450	5340	5780	6670
FZ	890	1330	1780	3110	4890	6670	8000	8900	10230
FR	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850
Each Side Nozzle									
FX	710	1070	1420	2490	3780	5340	6670	7120	8450
FY	890	1330	1780	3110	4890	6670	8000	8900	10230
FZ	580	890	1160	2050	3110	4450	5340	5780	6670
FR	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850
Each End Nozzle									
FX	890	1330	1780	3110	4890	6670	8000	8900	10230
FY	710	1070	1420	2490	3780	5340	6670	7120	8450
FZ	580	890	1160	2050	3110	4450	5340	5780	6670
FR	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850
Each Nozzle									
MX	460	950	1330	2300	3530	5020	6110	6370	7320
MY	230	470	680	1180	1760	2440	2980	3120	3660
MZ	350	720	1000	1760	2580	3800	4610	4750	5420
MR	620	1280	1800	3130	4710	6750	8210	8540	9820

Note 1 : Each value above indicates a range from minus that value to plus that value
(예) 710 : a range from -710 to +710

Note 2 : F = force in Newtons
M = moment in Newton meters

Note 3 : Coordinate system
(API standard 610, 7th edition)

제품개발 과정에서 이같은 많은 하중들에 대해서 해석 또는 실험을 통해 계산한다는 것은 비현실적이며 거의 불가능하다. 따라서, 본 연구에서는 펌프중심 하중에 대한 커플링에서의 컴플라이언스인 즉, C_{ij}^F , C_{ij}^M 는 j-th 절점에 작용하는 단위 하중 또는 모멘트에 대한 i-th 절점에서의 변위로 정의되는 컴플라이언스 계수(compliance coefficient)에 의한 방법을 적용하였다. 펌프중심에서의 하중과 축단변위와의 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{u\} = [K^F]^{-1} \{CF\} \tag{1}$$

$$= [C^F] \{CF\}$$

$$\{u\} = [K^M]^{-1} \{CM\} \tag{2}$$

$$= [C^M] \{CM\}$$

여기서, $[K^F]$ 와 $[K^M]$ 은 축단에서의 단위 변위크기를 발생하는 펌프중심에서의 힘과 모멘트 성분인 강성행렬(stiffness matrix)이며, $[C^F]$ 와 $[C^M]$ 은 그 역행렬인 컴플라이언스 행렬을 나타낸다. 그리고, $\{u\}$ 는 축단에서의 변위성분이며 $\{CF\}$ 와 $\{CM\}$ 은 펌프중심에서의 힘과 모멘트 벡터이다.

따라서, 식 (1)과 (2)에서 힘과 모멘트에 대한 컴플라이언스 계수를 구하면, 각 노즐에서의 하중과 펌프중심과의 상호관계에 의해 축단변위를 구할 수 있다. 노즐에 작용하는 하중을 펌프중심에서의 값으로 변환하는 관계식은 다음과 같다.

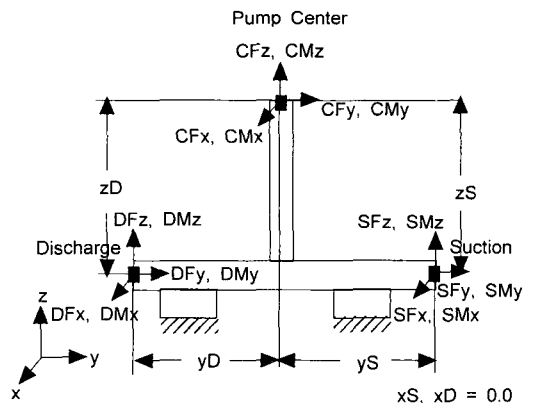


Fig. 4 Relationship between pump center and each nozzle loads.

$$CF_x^k = SF_x^k + DF_x^k \quad (3-1)$$

$$CF_y^k = SF_y^k + DF_y^k \quad (3-2)$$

$$CF_z^k = SF_z^k + DF_z^k \quad (3-3)$$

$$CM_x^k = SM_x^k + DM_x^k - \frac{1}{K} [(SF_y^k)(zS) + (DF_y^k)(zD) - (SF_z^k)(yS) - (DF_z^k)(yD)] \quad (3-4)$$

$$CM_y^k = SM_y^k + DM_y^k + \frac{1}{K} [(SF_x^k)(zS) + (DF_x^k)(zD) - (SF_z^k)(xS) - (DF_z^k)(xD)] \quad (3-5)$$

$$CM_z^k = SM_z^k + DM_z^k - \frac{1}{K} [(SF_x^k)(yS) + (DF_x^k)(yD) - (SF_y^k)(xS) - (DF_y^k)(xD)] \quad (3-6)$$

여기서,

K : Unit compensation coeff.

C : Center of the pump

S, D : Suction and discharge nozzle

F, M : Force (N) and Moment (N-m)

sub x, y, z : Direction of the loads

sup k : k-th load case

x, y, z : Coordinates of the nozzle flanges w.r.t the center of the pump

2.3 축단변위와 최대하중

커플링에서의 변위를 구하면 대응하는 노즐하중은 역으로 이 같은 변위를 유발하는 펌프중심 하중에 대해서 식 (3)의 관계에 의해 계산되어진 하중크기와 방향이 결정될 수 있다. 축단 커플링에서의 변위는 유한요소 해석을 통해서 계산한 컴플라이언스 계수와 식 (3)에 의해 계산되어진 펌프중심 하중과의 곱에 의해 구할 수 있으며, 얻어진 변위크기를 순차적으로 정렬함으로써 최대변위를 알 수 있다.

식 (4)는 변위성분에 대응하는 컴플라이언스 계수와 펌프중심에서의 하중과의 관계식이다.

$$U_i^k = C_{ij}^F \cdot CF_j^k + C_{ij}^M \cdot CM_j^k \quad (4)$$

커플링에서의 변위량은 크기에만 관심이 있으므로 변위성분들에 의해 계산하면 다음 식과 같다.

$$U^k = \sqrt{(U_x^k)^2 + (U_y^k)^2 + (U_z^k)^2} \quad (5)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 단일하중 작용시

단일성분의 하중이 노즐에 작용할 경우, 각 하중에 대한 축단변위를 구하였다. Table 2는 각 방향 하중에 의해 발생하는 커플링에서의 변위크기를 서로 비교한 것이다. Y 방향으로 큰 변위를 발생하는 하중은 흡, 토출 노즐에서의 Y 방향 힘과 X 방향 모멘트이며, Z 방향 변위는 주로 각 노즐의 Y 방향 모멘트와 X 방향 힘이다. 또한, X 방향 변위는 축 중심선과 일치하므로 제외하였으며 변위성분별 노즐하중의 상대적 영향을 요약하면 다음과 같다.

Y-direction disp. : SF_y, SM_x, DF_y, DM_x

Z-direction disp. : SF_x, SM_y, DF_x, DM_y

Negligible disp. : SF_z, SM_z, DF_z, DM_z

노즐에서의 허용 하중크기를 Table 1에서 나타낸 API 610 값과 비교를 위해서 하중 확대계수(load magnification factor)를 다음과 같이 정의한다.

$$LMF = \frac{\text{Applied load}}{\text{API 610 load}} \quad (6)$$

Fig. 5-Fig. 7은 변위성분과 크기에 대한 API 610 하중크기의 영향을 비교한 것이다.

축단에서의 변위량에 지배적인 성분은 U_y 이며,

Table 2 Shaft end(at coupling) displacements.

Nozzle Loads		Force/ Moment:	Shaft End Displacement (unit : μm)			
			U_x	U_y	U_z	U_{mag}
Suction	SF_x	7120.	8.1	-7.7	-10.2	15.1
	SF_y	8900.	-0.2	27.0	2.0	27.1
	SF_z	5780.	0.2	-8.6	0.0	8.6
	SM_x	6370.	0.2	-13.5	-0.2	13.5
	SM_y	3120.	11.6	0.2	-12.5	17.1
	SM_z	4750.	0.5	7.2	1.5	7.4
Discharge	DF_x	6670.	8.4	5.3	-6.8	12.1
	DF_y	8000.	-0.2	24.3	1.7	24.3
	DF_z	5340.	0.0	6.0	2.0	6.4
	DM_x	6110.	0.1	-12.9	-1.8	13.1
	DM_y	2980.	11.1	0.1	-12.0	16.3
	DM_z	4610.	0.5	7.0	1.5	7.2

노즐에서의 Y 방향 힘이 상대적으로 큰 영향을 미치고 있다. 그리고, 단일하중 작용시 흡입노즐의 횡방향 하중은 API에서 제시한 하중크기의 약 5 배 정도 허용된다. Fig. 8은 최대 축단변위를 발생하는 힘(SF_y) 작용시의 펌프의 변형형상을 나타낸 것으로서, 대부분의 변형이 지지대에서 발생하고 있다.

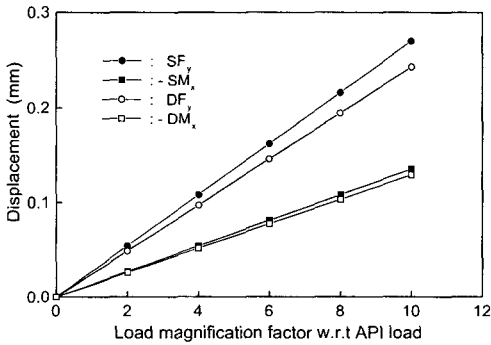


Fig. 5 Coupling displacements in Y-direction.

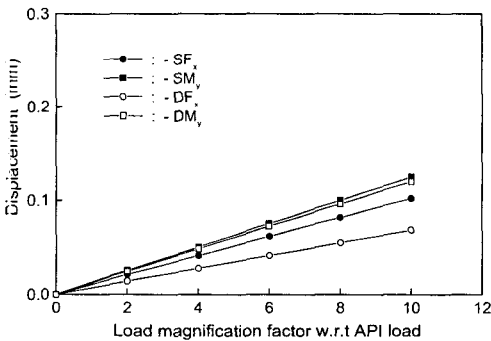


Fig. 6 Coupling displacements in Z-direction.

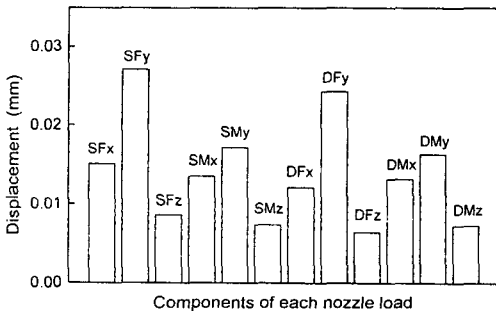


Fig. 7 Coupling displacements at component loads.

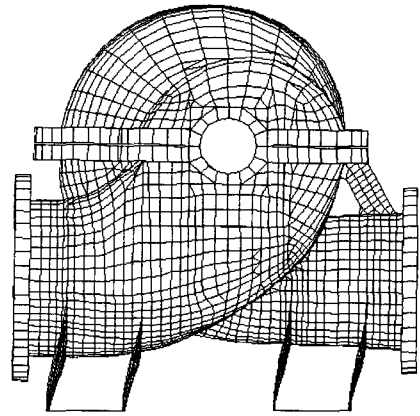


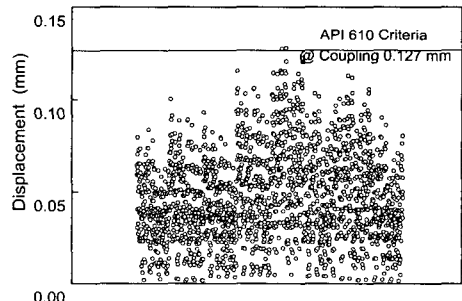
Fig. 8 Deformed shape for the Y-direction force at suction nozzle.

3.2 복합하중 작용시

흡, 토출 노즐에서 모든 하중이 동시에 작용하는 경우는 앞에서 언급한 바와 같이 4,096 개의 하중세트가 존재하지만 축단에서의 절대 변위크기만 고려할 경우 그 수는 2,048이 된다.

Fig. 9는 노즐에서의 하중조합에 의한 커플링에서의 변위를 구하기 위해서 펌프중심으로의 하중 변환 관계식과 컴플라이언스 계수를 이용한 해석 결과이다. 노즐의 크기에 대한 하중성분의 절대값은 모두 같을지라도 방향에 따라 매우 불규칙적으로 분포하고 있다.

Table 3은 이같은 모든 하중세트에 대한 축단변위를 체계적으로 계산하기 위해서 프로그램화 한 입력 값의 형식이며, 노즐하중의 크기와 펌프의 기하학적 형상, 그리고 유한요소 해석을 통해서 구한 컴플라이언스 계수 등을 포함하고 있다.



2048 load cases for the nozzle loads
Fig. 9 Coupling displacements for all load cases.

Table 3 Input data for shaft end displacement.

***** SUCTION AND DISCHARGE NOZZLE DATA *****						
=====						
* NOZZLE FORCES AND MOMENTS ARE						
NOZZLE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
SUCTION	7120.	8900.	5780.	6370.	3120.	4750.
DISCHARGE	6670.	8000.	5340.	6100.	2980.	4610.
* COORDINATES RELATIVE TO THE PUMP CENTER						
	X	Y	Z			
SUCTION	0.0	720.0	-350.0			
DISCHARGE	0.0	-520.0	-350.0			
* COMPLIANCE COEFFICIENTS ARE ;						
CFx	2.610966E-06	2.056457E-08	-2.729616E-06			
CFy	-2.999228E-08	3.767019E-06	3.264998E-07			
CFz	2.796833E-08	1.681798E-08	2.147625E-07			
CMx	2.127807E-08	-2.128265E-06	-2.902151E-07			
CMy	3.876700E-06	5.580525E-08	-4.223926E-06			
CMz	8.434944E-08	1.545468E-06	3.458620E-07			

Table 4는 위 입력 값에 대한 프로그램의 실행 결과로서 최대변위 및 대응하는 각 노즐과 펌프중심에서의 하중크기와 방향을 나타낸 것이다.

3.3 케이싱 및 지지대 두께의 영향

케이싱과 지지대의 두께변화에 따른 축단변위의 영향을 고찰하였다. Fig. 10과 11은 축단에서의 최대변위를 발생하는 5가지의 하중조합에 대해서 각각의 두께변화에 따른 민감성을 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 케이싱에 비해서 지지대가 두께변화에 대한 영향이 크다. 따라서 펌프의 강성을 향상키 위해서는 지지부의 구조변경이 설계뿐만 아니라, 경량화 측면에서 매우 효과적이다.

Table 4 Shaft end displacements and critical nozzle loads.

Coupling Disp.	Suction Loads			Discharge Loads			Pump Center Loads		
	SF _x	SF _y	SF _z	DF _x	DF _y	DF _z	CF _x	CF _y	CF _z
	SM _x	SM _y	SM _z	DM _x	DM _y	DM _z	CM _x	CM _y	CM _z
0.12928	7120.	-8900.	5800.	6670.	-8000.	-5340.	13790.0	-16900.0	440.0
	6370.	3120.	-4750.	6100.	2980.	-4610.	13493.4	1273.5	-11018.0
0.12905	7120.	-8900.	5780.	-6670.	-8000.	-5340.	450.0	-16900.0	440.0
	6370.	3120.	-4750.	6100.	2980.	-4610.	13493.4	5942.5	-17954.8
0.12317	7120.	-8900.	5780.	-6670.	-8000.	-5340.	450.0	-16900.0	440.0
	6370.	-3120.	-4750.	6100.	-2980.	-4610.	13493.4	-6257.5	-17954.8

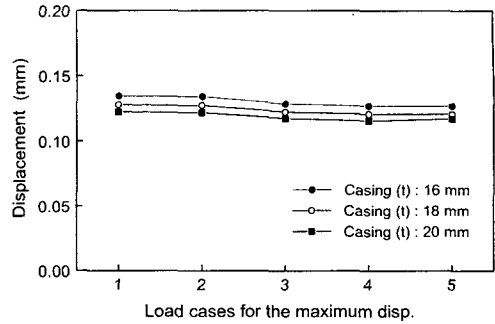


Fig. 10 Shaft end displacements for the variation of casing thickness.

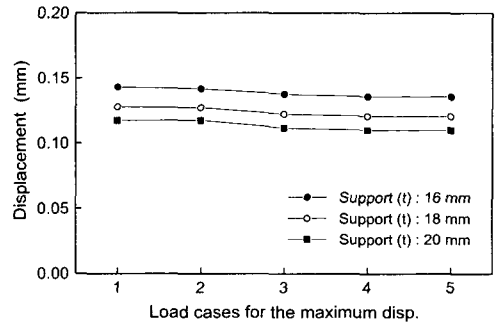


Fig. 11 Shaft end displacements for the variation of support thickness.

4. 결론

배관하중에 의해 발생하는 축단 커플링에서의 최대변위를 계산하는 방법을 제시하였다. 축단에서의 변위는 노즐하중을 펌프중심으로 변환하는 관계식과 유한요소 해석을 통해서 구한 컴플라이언스 계수에 의해 효율적으로 계산할 수 있다. 축단변위의 크기는 횡방향 성분이 가장 지배적이며 또한, 노즐에서의 횡방향의 힘과 모멘트가 큰 변형을 유발한다. 마지막으로 케이싱과 지지부의 두께변화에 대한 영향을 고찰한 결과, 펌프의 충분한 강성을 확보하기 위해서는 지지대의 횡강성 향상이 구조적 안정에 가장 지배적임을 알 수 있다.

후기

본 연구는 에너지자원 기술개발 지원센터와 (주) 영풍정밀공업의 위탁사업 과제 연구비 지원에

의해 수행되었으며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps," John Wiley Inc., Second Edition, 1957.
2. Konno, Maekawa, and Wakigawa, "A Study of Allowable Piping Loads on Double-Suction Centrifugal Pumps," 일본기계학회논문집(B편), 51권 465호, pp. 1660-1665, 1984.
3. J. E. Steiger, "Horizontal Process Pump Modifications to comply with API-610 Sixth Edition Forces and Moments," Proc. of the First Int. Pump Symposium, pp. 47-55, 1984.
4. API Standard 610, 6th Edition, 1985.
5. J. E. Steiger, "API 610 Baseplate and Nozzle Loading Criteria," Proc. of the Third Int. Pump Symposium, pp. 113-129, 1986.

부록

Section 2.4 External Nozzle Forces and Moments ^[4,5]

Subsection 2.4.2

2.4.2 The pump's pressure casing shall be capable of withstanding double the forces and moments in Table 1 applied simultaneously to the pump through each nozzle, in addition to internal pressure, without causing an internal rub or adversely affecting the operation of the pump or seal.

Subsection 2.4.3

2.4.3 The pump, baseplate, and pedestal support assembly shall be adequate to limit the shaft displacement measured at the coupling on the installed pump to a maximum of 0.005 inch in any direction when subjected to the forces and moments in Table 1. These forces and moments are to be simultaneously applied to the pump through each nozzle. (This shaft displacement is a measure of the stiffness of the assembly for design only and is not an allowable value for pump operation)