

저비속도 원심 회전차 외경가공에 따른 축추력 불균형을 감쇄시키기 위한 평형 피스톤 수정방안에 관한 고찰

유일수*† · 박무룡* · 윤의수*

* 한국기계연구원 그린환경에너지기계연구본부

Modification of Balancing Piston for Trimming of Impeller Diameter for Maintaining Axial-Thrust Balance in Low-Specific-Speed Multistage Centrifugal Pumps

Il Su Yoo*†, Moo Ryong Park* and Eui Soo Yoon*

* Dept. of Green Environmental Energy Machinery Research, Korea Institute of Machinery and Materials

(Received August 10, 2010 ; Revised July 6, 2011 ; Accepted July 14, 2011)

Key Words: Balancing Piston (평형 피스톤), Impeller Trim (회전차 외경 가공), Low Specific Speed Pump (저비속도 펌프), Multi-stage Centrifugal Pump(다단 원심 펌프), Axial Thrust Balance (축추력 평형), Leakage Loss(누설손실)

초록: 회전차 외경 가공에 따른 축추력 평형 및 체적 효율 변화에 대하여 고찰하였다. 평형장치로 평형 피스톤이 장착된 저비속도 다단 원심 펌프를 연구 대상으로 해석을 수행하였다. 수평축 다단 펌프와 2종의 수직축 다단 펌프에 대해 해석 수행을 한 결과, 회전차 외경 가공에 의해 펌프 전방으로 추가적인 축추력이 발생하였다. 이러한 축추력 불균형은 수평축 펌프보다 수직축 펌프에서 크게 발생하였다. 축추력 불균형을 방지하기 위해 평형피스톤의 외경을 증가시키는 방안을 제시하였고, 이를 위해 필요한 평형피스톤의 직경 변화율을 산출하였다. 피스톤의 직경 변화량은 회전차 외경 가공률에 비례하여 증가하였다. 피스톤 직경 변화량이 클수록 틈새 면적 증가로 인해 체적효율이 감소하므로, 피스톤의 길이를 함께 증가시켜 체적 효율의 감소를 방지하는 것이 효과적이다.

Abstract: In the present study, the imbalance in the axial-thrust and variation in the volumetric efficiency that occurred during the trimming of impeller diameter were investigated. The present study was focused on low-specific-speed multistage centrifugal pumps with a balancing piston as the balancing mechanism. The effects of impeller trimming on the axial-thrust balance in multistage pumps with horizontal and vertical axes were compared. The results showed that impeller trimming resulted in an additional axial-thrust acting in direction of pump inlet. The axial-thrust imbalance due to impeller trimming was more severe in the vertical-axis pumps than in the horizontal-axis pumps. The rate of increase in the diameter of the balancing piston, which was proportional to the rate of impeller trimming, was evaluated to maintain the axial-thrust balance. Furthermore, a simultaneous increase in the piston length and piston diameter was more effective for reducing the axial-thrust imbalance along with the volumetric efficiency drop.

- 기호설명 -

- f_l : 회전차 축추력 무차원계수
- f_p : 평형피스톤 축추력 무차원계수
- K_l : 평형관 손실계수
- K_p : 평형피스톤 손실계수
- L_p : 평형피스톤 길이

- L_t : 평형피스톤 홈 길이
- Q : 펌프유량
- Q_p : 누설유량
- r_l : 평형관 반경
- $r_{p,o}$: 평형피스톤 반경
- r_s : 펌프 축반경
- t : 회전차 외경가공률
- x : 회전차 입출구 반경비
- Z : 홈 개수
- α : 평형피스톤과 회전차의 축추력 비율

† Corresponding Author, isyoo@kimm.re.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

- β : 피스톤 외경가공률
 γ : 축추력 변화율
 ϵ : 평형피스톤 틈새 간격
 λ : 체적효율 변화율
 η_v : 체적 효율
 ψ : 일계수

1. 서론

이미 설계된 펌프의 성능이 현장 사정에 맞지 않아 펌프 성능을 줄일 필요가 있는 경우에 회전수를 변화시키지 않고 회전차의 외경 가공을 통해 목적하는 바를 얻을 수 있다. 그러나 외경 가공에 의해 토출 유량 및 양정이 감소하므로 회전차에 작용하는 추력도 변하게 된다. 이때 회전차의 축추력 감소량만큼 평형 장치에 작용하는 축추력에도 동일한 감소가 나타나지 않으면 축추력의 불균형이 발생하여 베어링에 작용하는 하중이 증가하게 된다. 베어링에 작용하는 하중이 증가하면 베어링 수명을 단축시킬 뿐만 아니라 기계 효율을 저하시키게 된다. 특히 다단 펌프와 같이 양정 변화량이 단수에 비례하여 증가하는 경우 축추력 평형 장치의 수정의 불가피하다.

원심 회전차의 전면측벽과 후면측벽에 작용하는 정압 차이에 의해 일반적으로 전면 방향으로 축추력이 발생한다. 특히 고압 다단 펌프의 경우에는 정압 차이가 단수에 비례하여 증가하기 때문에 축추력 평형 장치가 필수적이다.

축추력 평형 장치로는 평형공, 배면 깃, 평형 디스크, 평형피스톤, 양흡입 등 그 용도 및 형상에 따라 여러 방법이 사용된다. 평형 피스톤은 평형드럼이라고도 불리우며 평형량에 마주 보이게 회전쪽에 설치되는 원통 모양의 축추력 평형 장치이다. 일반적으로 피스톤 외경에 라이너 링을 가지고 있으며, 다단 펌프에서 주로 사용된다. 평형 피스톤의 한쪽 면은 펌프 토출압력에, 반대쪽은 펌프 흡입압력에 노출되어 있다. 평형 피스톤과 케이싱의 좁은 틈새를 지나는 누설유량은 간극 형상에 따라 감압되어 평형 피스톤 양 끝에 압력차가 발생시키며, 이로 인한 축추력은 회전차에서 발생하는 축추력과 반대방향으로 작용하기 때문에 펌프 시스템의 축추력을 감쇄시키는 역할을 한다. 평형공, 평형피스톤 등을 설치하면 축추력은 감소하지만 누설손실이 증가하게 되어

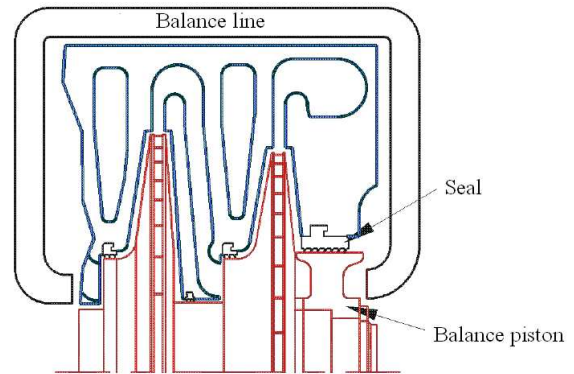


Fig. 1 Schematic drawing of balance piston in low specific speed multi-stage pumps

펌프의 성능이 저하되리라는 것은 쉽게 예측할 수 있다.⁽¹⁾

본 연구는 Fig. 1과 같은 평형피스톤이 장착된 저비속도 다단 원심 펌프에서 회전차 외경 가공시 발생하는 축추력 불균형을 감쇄시키기 위한 평형 피스톤 수정 방안에 대해 목적을 두었다. 본 연구에서는 축추력 평형을 유지하기 위한 평형피스톤의 외경 및 길이 변화가 축추력 불균형 및 누설 손실에 미치는 영향에 대하여 고찰하고자 한다. 누설 손실은 평형 피스톤에서의 압력 강하로부터 간단한 유체역학적 분석을 통해 구하였다. 회전차 및 평형 피스톤에 작용하는 축추력은 전후측면에 작용하는 압력 분포를 적분하여 구하였다.

2. 본론

2.1 평형 피스톤 해석

평형 피스톤과 케이싱 사이의 간극을 통해 누설되는 유량의 압력 손실량에 의해 양끝 단면에 압력차가 발생한다. 이로 인해 발생하는 축추력은 회전차에 작용하는 축추력과 반대방향으로 작용하기 때문에 축추력을 상쇄시킨다. Fig. 2와 같이 평형 피스톤과 그 후단에 위치한 평형관이 설치되어 있는 평형 장치에서 축추력 및 누설유량은 다음과 같은 간단한 해석을 통해 산출할 수 있다.

Fig. 2에서 P_2 는 펌프 출구 압력으로 평형피스톤을 지나면서 압력 손실에 의해 P_3 으로 낮아진 후 평형관을 지나면서 펌프 흡입 압력인 P_1 으로 조정된다. 평형 피스톤 전후단 및 평형피스톤 후단에서 평형관 출구영역에 대하여 정상상태에너

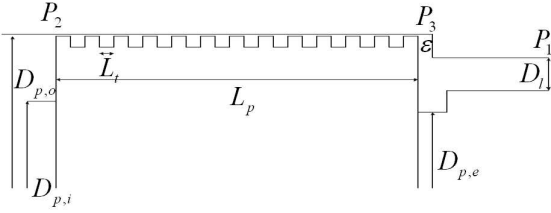


Fig. 2 Geometric dimensions in balance piston

지 방정식을 각각 적용시키면 다음과 같다.

$$P_2 = P_3 + \rho(1 + K_p) \frac{v_3^2}{2} \quad (1)$$

식 (1)의 K_p 는 평형피스톤의 웨어링과 케이싱 사이에서 발생하는 손실계수이다. 평형피스톤을 지나는 누설유량은 식 (2)와 같다.

$$Q_p = A_\epsilon \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_2 - P_3}{1 + K_p}} \quad (2)$$

식 (2)에서 A_ϵ 은 평형피스톤과 케이싱 사이의 틈새 단면적이다. Fig. 2와 같은 래비린스 타입의 웨어링에서 발생하는 손실계수는 식 (3)와 같다.⁽²⁾

$$K_p = 0.5 + C_f \frac{L_p - Z L_t}{2\epsilon} + Z \quad (3)$$

식 (3)에서 우변 첫 항은 평형피스톤 입구 손실이 며, 두 번째 항은 표면마찰손실, 마지막 항은 웨어링 홈에서 발생하는 손실로 돌연확대손실을 의미한다. 식 (3)의 표면마찰계수는 식 (4)와 같다.⁽²⁾

$$C_f = \frac{0.32}{\left\{ \log \left(0.0022 + \frac{20}{Re} \right) \right\}^2} \left\{ 1 + 0.18 \frac{u_b}{v_2} \right\}^2 \quad (4)$$

where, $Re = \frac{2\epsilon v_2}{\nu}$

식 (4)의 표면마찰계수는 회전이 없는 난류유동에서의 표면마찰계수를 평형피스톤의 회전에 따른 영향을 보정한 식이다. 일반적으로 펌프에 적용되는 마찰계수는 0.04이며,⁽³⁾ 본 연구에서도 이 값을 사용하였다.

본 연구에서는 식 (3)의 타당성을 검증하기 위하여 Table 1과 같이 래비린스 홈 개수를 변화시켜 계산한 결과와 비교하였다.

Fig. 3은 수치해석을 위한 평형피스톤의 계산

Table 1 Calculation conditions for balancing piston

P_2 [MPa]	10				
Q_p [l/min]	54				
$r_{p,o}$ [mm]	71				
ϵ [mm]	0.2				
L_t [mm]	3				
Z	4	6	8	10	12
L_p [mm]	36	52	68	84	100

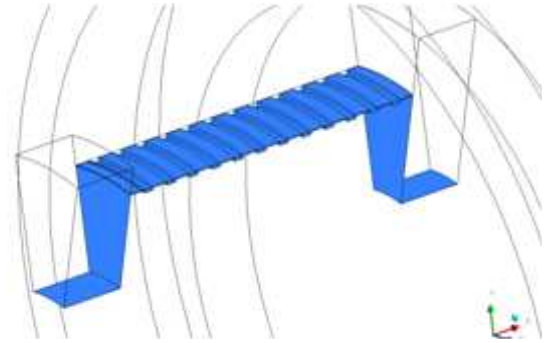


Fig. 3 Calculation domain

영역을 나타낸 것이다. 전체형상의 20°에 해당하는 모델을 사용하여 주기 조건을 적용하였다. 계산 조건으로는 평형피스톤 입구 압력 10 MPa, 평형피스톤 출구 유량 54 l/min, 회전수 3,550 rpm 이며 작동 유체는 상온의 물을 사용하였다. 수치해석을 위해 ICEM CFD를 사용하여 약 90만개의 정렬 격자를 사용하였으며, k- ω 모델을 기반으로 한 SST 모델을 사용하였다. 수치해석은 상용 프로그램인 CFX 12를 사용하였다. Fig. 4는 CFD 계산결과와 식 (3)의 계산결과를 비교한 것으로, 표면마찰계수는 0.04를 사용하였다. 계산 결과와의 비교를 통해 3% 이내의 오차범위에서 매우 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었다.

평형피스톤 출구에서 펌프 입구로 재유입되는 과정의 에너지 평형은 식 (5)와 같다.

$$P_3 = P_1 + \rho(1 + K_l) \frac{v_1^2}{2} \quad (5)$$

식 (5)의 K_l 은 평형관에서 발생하는 손실계수로서, 평형관 입구에서 발생하는 돌연 수축 손실과 평형관내 표면 마찰 손실의 합으로 산출할 수 있다. 본 연구에서는 돌연 수축 손실 계수로 0.42를 사용하였다. 식 (2)와 동일한 방법으로 평형관을 지나는 유량을 다음과 같이 산출할 수 있다.

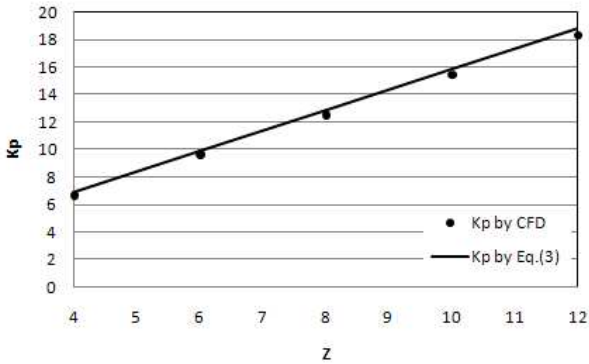


Fig. 4 Comparison result in K_p

$$Q_l = A_l \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_3 - P_1}{1 + K_l}} \quad (6)$$

식 (6)에서 A_l 은 평형판 단면적이다. 식 (2)와 식 (6)은 동일하여야 하므로, 두 식을 연립하면 평형피스톤 전후측면에 작용하는 수두차 및 누설 유량을 다음과 같이 산출할 수 있다.

$$\frac{P_2 - P_3}{\rho g} = \frac{H_2}{1 + \frac{1 + K_l}{1 + K_p} \left(\frac{A_\epsilon}{A_l}\right)^2} \quad (7)$$

식 (7)에서 $H_2 = (P_2 - P_1)/\rho g$ 로서 회전차에서 발생하는 수두를 말한다. 식 (7)을 통해 회전차에서 발생하는 수두와 평형피스톤 및 평형판의 형상 제원만 알면 평형피스톤 양끝단에 작용하는 수두를 알 수 있으며, 이를 식 (2)에 대입하면 누설유량을 반복 계산 필요 없이 산출할 수 있다.

2.2 회전차와 평형피스톤의 축추력

베어링에 작용하는 추진 하중은 회전차와 평형피스톤에 작용하는 축추력의 합과 같다. 회전차에 작용하는 축추력은 전후측면에 작용하는 압력차에 의한 추력과 입구 동압에 의한 추력의 합으로 산출된다. 일반적으로 회전차의 토출압이 흡입압보다 높기 때문에 회전차를 입구쪽으로 미는 축추력이 발생한다. 입구 동압에 의한 축추력은 축방향으로 유입되는 유체가 베인을 따라 반경방향으로 선회하면서 발생하는 반력으로서 회전차 후측 방향으로 작용한다. 그러나 본 연구에서는 회전차 외경 가공 전후의 축추력 불균형량에 초점을 두고 있으며, 회전차 외경 가공으로 인한

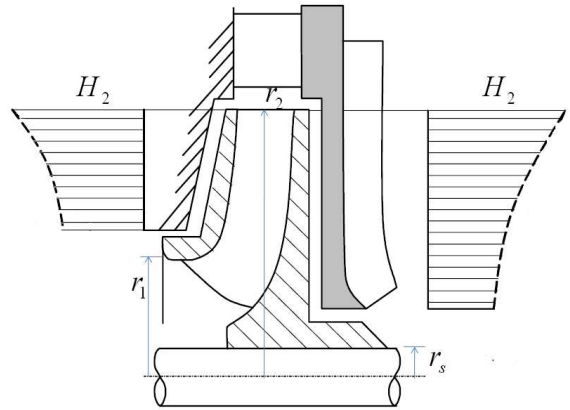


Fig. 5 Pressure distribution on an impeller of a multistage pump

운동량 변화량은 매우 작기 때문에 이로 인한 축추력 변화량은 무시하였다. Fig. 5와 같이 회전차 측판과 케이싱 사이의 간극에 잠긴 유동은 $\omega/2$ 의 각속도로 회전한다고 가정하면, 간극에 잠긴 유동의 수두 분포는 식 (8)과 같다.

$$H = H_2 - \frac{\omega^2}{2g}(r_2^2 - r^2) \quad (8)$$

회전차에 작용하는 축추력은 식 (8)의 수두 분포를 이용하여 다음과 같이 산출된다.

$$F_i = \rho g \int_{r_s}^{r_1} 2\pi r H dr \quad (9)$$

식 (9)를 무차원 변수로 나타내면 다음과 같다.

$$f_i \equiv \frac{F_i}{\rho A_1 u_2^2} = \psi - \frac{1 - x^2}{4} \quad (10)$$

위 식에서 ψ 는 u_2^2 으로 무차원화된 양정계수이며, x 는 회전차 흡입경과 출구경의 비율이다.

Fig. 6과 같이 평형피스톤에 작용하는 축추력 역시 회전차와 마찬가지로 전후측면에 작용하는 힘의 차로 다음과 같이 산출된다. 본 연구에서는 평형피스톤의 전후측 단면적을 A_p 로 동일하게 간주하여 축추력을 산출하였다.

$$f_p \equiv \frac{F_p}{\rho A_1 u_2^2}$$

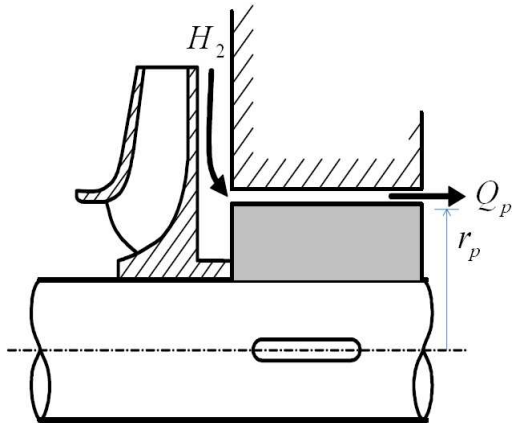


Fig. 6 A balance piston for axial thrust balancing of multistage pumps

$$= -\frac{A_p}{A_1} \left[\frac{\psi}{1 + \frac{1 + K_l}{1 + K_p} \left(\frac{A_\epsilon}{A_l} \right)^2} \right] \quad (11)$$

2.3 회전차 트림에 의한 축추력 및 누설량 변화

회전차의 외경 가공에 의하여 원주 속도는 물론 잇의 간섭 길이, 회전차 출구폭뿐만 아니라 종종 출구각까지도 변할 수 있다. 외경 가공에 의한 펌핑 유량 및 양정 감소량은 회전차 형상에 따라 다르게 나타난다. 외경 가공은 회전차와 케이싱 사이의 공간을 증가시켜 역류 현상 및 효율 저하, NPSHr 상승을 초래하기도 한다. 특히 비교적 비속도가 큰 회전차에서는 효율 저하에 민감한 영향을 주어 상사 법칙의 정확도가 많이 떨어지는 경향이 있다. 그러나 본 연구와 같은 저비속도의 회전차는 비교적 상당량의 외경 가공에 의해서도 펌프 효율이 거의 저하되지 않기 때문에 상사 법칙의 적용이 가능하다.⁽⁴⁾

저비속도 회전차의 경우 외경 가공에 의해 지름은 변화하나 회전차 출구폭은 변화없이 일정하므로 유량에 대한 상사법칙은 다음과 같다.

$$\frac{Q'}{Q} \approx \left(\frac{r_2'}{r_2} \right)^2 = (1-t)^2 \quad (12)$$

식 (12)에서 t 는 외경 감소량을 회전차 직경으로 무차원화시킨 값이다. 외경 가공에 의한 양정 변화는 펌프의 상사법칙과 동일하다.

$$\frac{H'}{H} \approx \left(\frac{r_2'}{r_2} \right)^2 = (1-t)^2 \quad (13)$$

회전차 외경 가공 후 회전차에 작용하는 축추력은 식 (14)와 같다.

$$f_i' = (1-t)^2 \psi - \frac{(1-t)^2 - x^2}{4} \quad (14)$$

회전차 외경 가공에 따른 평형피스톤 수정에 의해 평형피스톤에 작용하는 축추력은 식 (15)와 같다.

$$f_p' = -\frac{A_p'}{A_1} \left[\frac{(1-t)^2 \psi}{1 + \frac{1 + K_l}{1 + K_p'} \left(\frac{A_\epsilon}{A_l} \right)^2 (\beta + 1)^2} \right] \quad (15)$$

where, $\beta = \frac{r_{p,o}' - r_{p,o}}{r_{p,o}}$

$$K_p' = 0.5 + \frac{\lambda}{2} \left(1 + \frac{\Delta Z}{Z + 1} \right) \frac{L_p - Z L_t}{\epsilon} + Z + \Delta Z$$

식 (15)에서 β 는 평형피스톤 외경 변화량을 직경으로 무차원화시킨 값이며, K_p' 는 피스톤 길이 변화가 있는 경우의 수정 손실 계수이다. 회전차 및 평형피스톤 수정에 의해 펌프에 발생하는 축추력 불평형은 식 (16)과 같다.

$$\gamma = \frac{(f_i + f_p) - (f_i' + f_p')}{f_i} = \alpha \left[1 - (1-t)^2 \frac{A_p'}{A_p} \frac{1 + \frac{1 + K_l}{1 + K_p} \left(\frac{A_\epsilon}{A_l} \right)^2}{1 + \frac{1 + K_l}{1 + K_p'} \left(\frac{A_\epsilon}{A_l} \right)^2 \beta^2} \right] + 1 - \frac{f_i'}{f_i} \quad (16)$$

상기 식에서 $\alpha = f_p/f_i$ 이며 평형피스톤 축추력과 회전차 축추력의 비율을 나타낸다. 식 (16)에서 $\gamma = 0$ 이면 외경 가공 및 평형피스톤 형상 수정에 의해 발생하는 축추력 변화량은 없다는 것을 의미한다. $\gamma > 0$ 은 펌프 형상 수정에 의해 회전차 축추력 방향의 반대 방향으로 추가적인 축추력이 발생되었음을 의미하며, 이와 반대로 $\gamma < 0$ 이면 회전차 축추력과 동일한 방향으로 불평형량이 발생됨을 의미한다.

회전차 외경 가공 및 평형피스톤 수정에 의한 누설량 및 체적 효율은 다음과 같다.

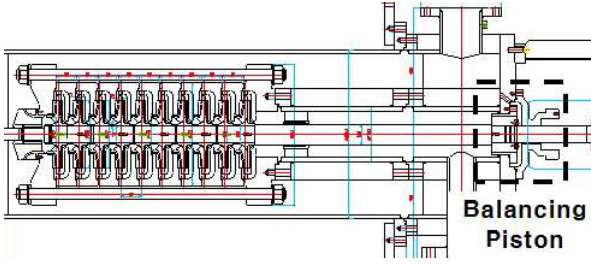


Fig. 7 Low specific speed multistage pump with balance piston

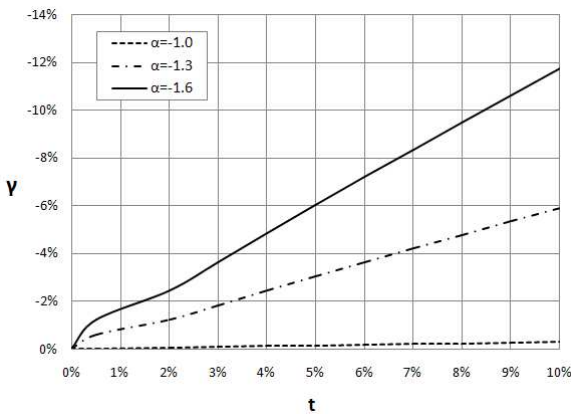


Fig. 8 Increase of axial thrust unbalance according to impeller trimming rate

$$Q_p' = \sqrt{\frac{2(\beta+1)^2(1-t)^2 \psi u_2^2 A_\epsilon^2}{1 + K_p' + (1 + K_l) \left(\frac{A_\epsilon}{A_l}\right)^2 (\beta+1)^2}} \quad (17)$$

$$\eta_v' = \frac{Q'}{Q' + Q_p'} = \frac{1}{1 + \frac{1}{(1-t)^2} \frac{1-\eta_v}{\eta_v} \frac{Q_p'}{Q_p}} \quad (18)$$

회전차 수정에 따른 체적 효율의 변화율을 알기 위해 다음과 같은 무차원 변수를 정의하였다.

$$\lambda = \frac{\eta_v' - \eta_v}{\eta_v} = \frac{1}{\eta_v + \frac{1-\eta_v}{(1-t)^2} \frac{Q_p'}{Q_p}} - 1 \quad (19)$$

식 (19)에서 $\lambda=0$ 은 체적 효율의 변화가 없음을 의미하며, $\lambda < 0$ 이면 체적 효율이 감소했음을 의미한다.

회전차 외경 가공 및 평형 피스톤 수정에 따른 축추력 및 누설 효율 변화를 정량적으로 비교해 보기 위해 Fig. 7과 같은 저비속도 10단 원심펌프에 대한 계산을 수행하였으며, Table 2는 이에 대

Table 2 Geometric dimensions for calculation

L_p [mm]	101		
L_t [mm]	3		
ϵ [mm]	0.2		
r_s [mm]	42.5		
r_l [mm]	14		
ψ	4.4		
K_l	3		
x	0.47		
Z	12		
α	-1.0	-1.3	-1.6
$r_{p,o}$ [mm]	61.8	66.5	71.0
η_v	0.93	0.924	0.92

한 형상 제원을 나타낸 것이다. Table 2에서 $\alpha = -1$ 인 경우는 회전차 축추력과 평형피스톤 축추력이 서로 반대방향으로 동일한 크기를 갖는 것으로서, 수평축 다단 펌프에서 그 대표적인 예를 찾아 볼 수 있다. 반면 $\alpha < -1$ 인 경우는 회전차 보다 평형피스톤의 축추력이 더 큰 경우로서 주로 수직축 다단 펌프가 이에 해당하는데, 이는 회전차 축추력은 물론 회전차 자중에 의한 축추력까지 포함한 축추력을 평형피스톤에서 감당하기 때문이다.

Fig. 8은 회전차 외경 가공에 따른 축추력 불균형량을 나타낸 것이고, Fig. 9는 체적 효율의 변화를 나타낸 것이다. $\alpha = -1$ 인 경우에는 외경 가공에 따라 축추력의 불균형량은 매우 작게 나타났다. 즉 회전차의 축추력 감소량과 평형피스톤 축추력 감소량이 거의 비슷하게 나타나고 있으며, 이는 평형피스톤의 수정이 거의 필요 없음을 의미한다. 반면 $|\alpha|$ 가 커질수록 축추력의 불균형량이 (-)로 증가하고 있는데, 이는 회전차의 축추력 감소량보다 평형피스톤의 축추력 감소량이 더 커서 결국 펌프 전면으로 향하는 축추력이 발생됨을 의미한다. 예를 들어 $\alpha = -1.6$ 인 펌프의 경우, $t=10\%$ 가 되면 가공 전 회전차 축추력의 12% 정도의 축추력 불균형량이 발생됨을 볼 수 있다. 따라서 수직축 다단 펌프의 경우에는 회전차 외경 가공에 따라 평형피스톤의 수정이 불가피하다. 회전차 외경 가공에 따른 체적 효율의 변화율은 Fig. 9에서와 같이 1% 이내의 미소한 감소가 나타났다. 이를 통해 회전차 외경 가공은 축추력 불균형에 주된 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

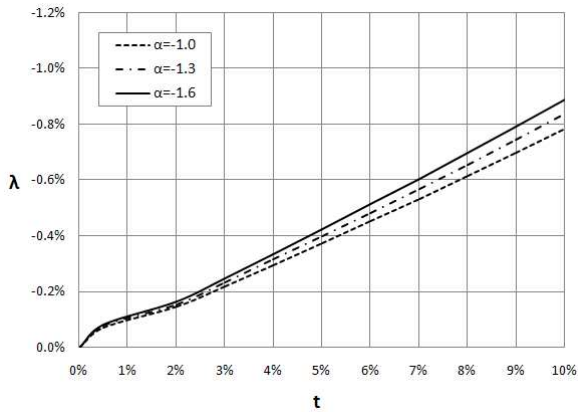


Fig. 9 Decrease in volumetric efficiency versus to impeller trimming rate

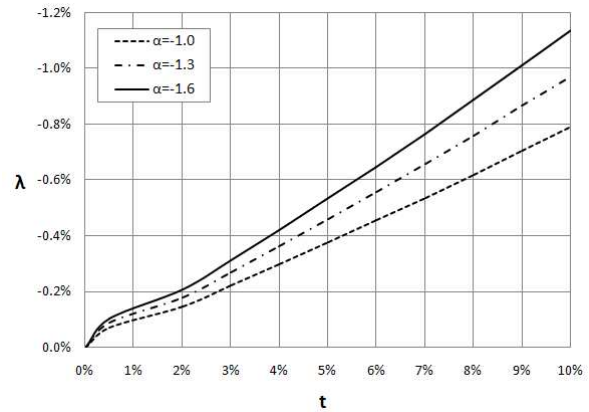


Fig. 11 Decrease in volumetric efficiency versus to impeller trimming rate in the condition of $\gamma = 0$

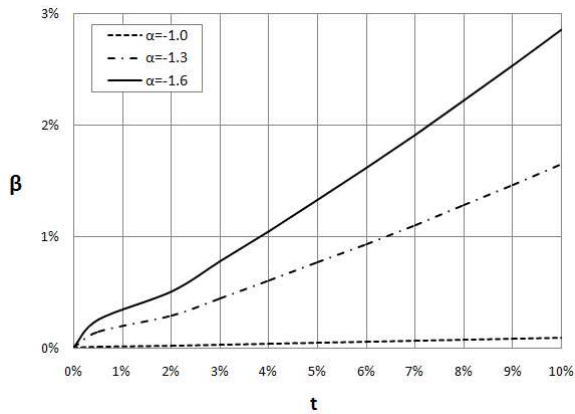


Fig. 10 Increase rate in balance piston's outer diameter to maintain axial thrust balance

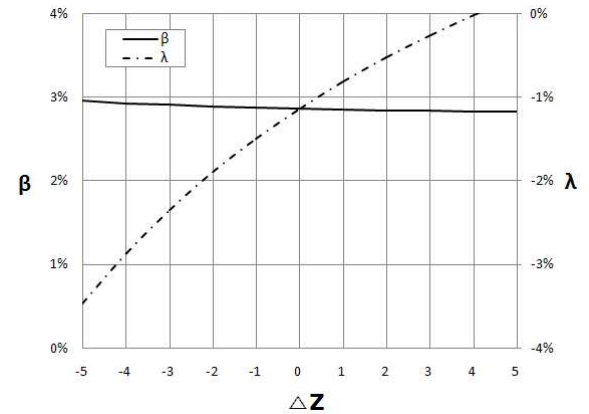


Fig. 12 Effect of the number of teeth on rate of change of balance piston's outer diameter and volumetric efficiency at $\alpha = -1.6$ and $t = 10\%$

축추력 평형을 위해서는 식 (16)의 $\gamma = 0$ 의 조건이 만족되어야 한다. 식 (20)은 축추력 평형을 유지하기 위한 피스톤 외경 변화율을 나타낸다.

$$\beta = \sqrt{\frac{(1-t)^2 r_s^2 + R^2}{(1-t)^2 r_{p,o}^2 - R^2 \frac{1+K_l}{1+K_p} \left(\frac{A_\epsilon}{A_l}\right)^2}} - 1 \quad (20)$$

where, $R = \sqrt{\frac{r_{p,o}^2 - r_s^2}{1 + \frac{1+K_l}{1+K_p} \left(\frac{A_\epsilon}{A_l}\right)^2} \frac{(1+\alpha)f_i - f_i'}{\alpha f_i}}$

Fig. 10은 회전차 외경 가공에 따라 축추력 평형을 유지하기 위한 피스톤 외경 수정량을 나타내고 있다. $\alpha = -1.6$ 일 때 회전차 외경 가공을 10% 하고자 한다면 2.86%의 피스톤 외경을 증가시켜야만 축추력 평형을 유지할 수 있다.

본 연구에서는 피스톤 길이 변화에 따른 영향을 고찰하기 위해 홈의 개수를 변화시켰다. Fig. 11은 축추력 평형을 유지하도록 피스톤 외경을 증가시키기에 따라 발생하는 체적 효율의 변화율이다. 피스톤 외경 증가로 인해 틈새 면적이 증가하여 체적 효율이 Fig. 8에 비해 감소하였지만 감소량은 미소하였다.

Fig. 12는 $\alpha = -1.6$ 인 펌프에서 회전차 외경 가공률이 10%인 경우일 때 피스톤 길이 변화에 따른 축추력 평형을 위한 피스톤 외경 가공률 및 체적 효율의 변화율을 비교한 것이다. 피스톤 홈의 개수가 증가함에 따라, 즉 피스톤 길이가 증가함에 따라 축추력 평형을 유지하기 위한 피스톤 외경 증가량은 미소하게 감소하였지만, 체적 효율의 증가량은 상대적으로 크게 나타났다. 따라서 체적 효율

의 감소량이 심각한 경우에는 피스톤 외경과 함께 피스톤 길이를 증가시키는 것이 필요하다.

증가시키는 것이 필요하다.

3. 결 론

회전차 외경 가공에 의해 발생하는 축추력 변화에 대하여 고찰하였다. 축추력 평형을 유지하기 위한 방법으로 평형피스톤의 직경 및 길이를 변화시키는 방법에 대하여 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 저비속도 수평축 다단 원심 펌프의 경우에는 회전차 외경 가공에 따라 축추력 불균형량은 크게 발생하지 않았다.

(2) 수직축 펌프의 경우, 평형 피스톤이 감당하는 축추력이 회전차 축추력보다 크면 클수록 회전차 외경 가공률에 따라 축추력 불균형량이 비례하여 증가하였다.

(3) 축추력 불균형을 감쇄시키기 위한 가장 효과적인 방법은 평형피스톤의 외경을 증가시키는 것이며, 이로 인해 발생하는 체적 효율의 감소를 보상하기 위해서는 평형 피스톤의 길이를 함께

후 기

본 연구는 지식경제부 에너지자원기술개발사업의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Hong, S. S. and Kang, S. H., 1999, "Effects of Balancing Holes on the Performance and Axial Thrust of a Centrifugal Pump," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 23, No. 4, pp. 443~451.
- (2) Gulich, J. F., 2008 *Centrifugal Pumps*, Springer, Berlin, pp. 131~144.
- (3) Wu, Y. J., Chung, H. Y. and Kim, H. J., 1979, *Centrifugal Pump Design*, Sejinsa, Seoul, pp. 221~224.
- (4) Park, H. Y. and Kim, J. Y., 2002, *Pump Handbook*, Dongmyungsa, Kyeonggi-do, pp. 147~154.