

극저비속도 원심펌프의 불안정성능개선 및 소형화에 관한 연구

최영도* · 쿠로카와준이치**

Improvement of Performance Instability and Miniaturization of Very Low Specific Speed Centrifugal Pump

Young-Do Choi*, Junichi Kurokawa**

Key Words : Centrifugal pump(원심펌프), Performance instability(성능불안정현상), Miniaturization(소형화), Very low specific speed(극저비속도), J-Groove(J-그루브)

ABSTRACT

The ratio of disk friction loss in a centrifugal pump is very large for the total pump loss in the range of very low specific speed. Therefore, impeller radius should be shortened to increase the pump efficiency because the disk friction loss is proportional to the fifth power of impeller radius. In order to compensate the decreased head by the shortened impeller radius, vane angle at impeller outlet should be increased. However, as the vane angle at impeller outlet becomes larger, performance instability occurs at low flow rate regions. In this study, J-Groove is adopted to suppress the performance instability and detailed examination is performed for the influence of the J-Groove on the pump performance. The results show that J-Groove gives good effect on the suppression of performance instability. Moreover, as J-Groove increases pump head considerably, the pump size can be smaller for head requirements.

1. 서론

저유량·고양정을 특징으로 하는 비속도 $n_s \leq 100$ [m, $m^3/min, min^{-1}$] (형식수 $K \leq 0.244$)의 극저비속도 펌프의 성능에 대하여 최근 관심이 높아지고 있다. 원심 펌프의 효율은 비속도의 저하와 함께 저하하기 때문에⁽¹⁾, 이 영역에서 임펠러의 제원이 펌프의 성능에 미치는 영향에 대해서 검토해 왔으며^{(2)~(4)}, 케이싱 형상의 영향에 대해

서도 실험적으로 검토해 왔다⁽⁵⁾. 그 결과 $n_s=60$ 의 극저비속도 영역에서는 임펠러의 제원이 펌프의 성능에 미치는 영향은 작고, 케이싱의 형상은 벌류트 보다 원형이 더 나은 성능을 나타낸다는 것을 확인하였지만, 펌프의 효율을 향상시키는 일반적인 방법은 아직도 불분명하다.

극저비속도 영역에서는 원판마찰 손실이 차지하는 비율이 매우 크며, 원판마찰 손실은 임펠러 반경의 5승에 비례하므로, 극저비속도 원심펌프의 효율을 향상시키기 위해서는 임펠러의 외경을 작게 하는 것이 중요하다. 이전의 연구결과⁽⁶⁾로부터 임펠러 배면의 외주 부근에 보조날개를 설치함에 의해 펌프양정을 20% 정도 향

* 한국해양대학교 산학협력단

** 요코하마국립대학교 공학연구원

E-mail : ydchoi@pivlab.net

상시킬 수 있음을 확인하였기 때문에, 이 방법을 이용하면 원심임펠러의 외경을 작게 할 수 있기 때문에 효율의 향상을 기대할 수 있다. 한편, 보조날개 대신에 J-Groove^{(7)~(10)}를 임펠러의 주판과 측판의 배면에 설치할 경우 보조날개보다 훨씬 간단한 구조로 동일한 효과를 기대할 수 있으므로, 본 연구에서는 임펠러의 주판

및 측판의 배면에 설치한 J-Groove가 성능에 미치는 영향에 대해서 검토한다.

2. 실험 및 수치계산 방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 이전의 관련연구⁽⁴⁾에서와 동일한 비속도 $n_s=80$ 의 횡축단단 원심펌프를 사용하였다. Fig. 1은 실험에 사용된 임펠러를 보이고 있으며, 극저비속도 영역에서의 설계법이 아직 확립되어 있지 않기 때문에 종래의 원심펌프 설계법⁽¹⁾을 비속도 $n_s=80$ 까지 확장하여 설계한 밀폐형 임펠러를 사용하였다. 임펠러 출구에서의 원주속도 u_2 에 따른 레이놀즈수는 $Re=(4.8\sim 5.0)\times 106$ 이다.

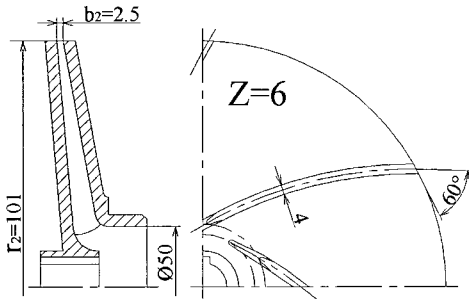


Fig. 1 Configuration of test impeller

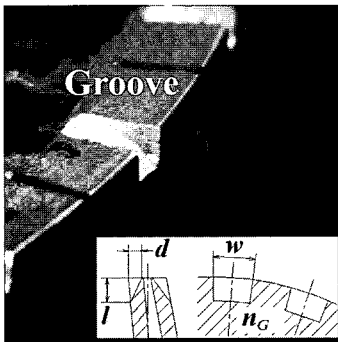


Fig. 2 Test J-Groove B and dimensions

2.2 J-Groove의 형상

Figure 2와 Table 1은 본 연구에서 적용한 임펠러 배면 방사홈 (J-Groove)의 형상과 치수를 각각 나타낸다. J-Groove는 이전의 관련연구^{(7)~(10)}에서 유체기계의 임펠러 유입구 또는 유출구 부근에서 발생하는 선회류를 억제시키는 탁월한 작용에 의해 불안정성을 개선시킬 수 있음이 확인되었다. 본 연구에서는 홈의 개수를 $n_G=24$ 로 고정하고, 폭 w , 깊이 d , 길이 l 그리고 설치 위치를 변화시켜서 홈의 치수가 펌프의 성능에 미치는 영향을 검토하였다. J-Groove의 효과를 나타내는 파라미터로서 식(1)로 정의되는 JE No.가 이전의 연구⁽⁸⁾에서 제안되었다. JE No.는 홈 내부에서 발생하는 흐름의 유량을 대표하는 무차원수이며, $D=d/r_2$, $W=w/r_2$, $L=l/r_2$ 이다.

Table 1 Dimensions of test J-Grooves

J-Groove No.	Location	w [mm]	d [mm]	l [mm]	JE No. [$\times 10^{-3}$]	
Exp.	Normal	0	0	0	0	
	A	Front & Rear	1	4	10	8.1
	B	Front & Rear	5	4	10	36.2
	C	Front & Rear	10	4	10	81.4
	D	Front	2.5	4	5	6.4
	E	Front	2.5	4	10	9.0
	F	Front	2.5	4	20	12.7
CFD	G	Front	10	4	10	40.7
	H	Front & Rear	13.2	4.5	8	123.0

$$JE \text{ No.} = (n_G D W / 2\pi)^{1/5} (D W) (2D + W) (L / 2W)^{1/2} \quad (1)$$

Table 1에 각 J-Groove별 JE No.를 나타내고 있으며, Fig. 2는 J-Groove B의 실제 형상을 보이고 있다. Table 1에서 J-Groove No.의 Normal은 J-Groove를 설치하지 않은 임펠러 본래의 형상을 나타내며, A에서 G까지는 실험을 위해서 임펠러에 적용한 홈의 각 치수별 형상을 의미한다. CFD해석을 위해서는 Normal과 H의 두 종류의 형상을 적용하였다.

한편, 이전의 관련연구^{(7)~(10)}에서 적용된 J-Groove의 홈 깊이는 전체길이 l 에 대해서 일정하였지만, 본 연구에서는 임펠러에 배면에 J-Groove의 설치를 위한 가공

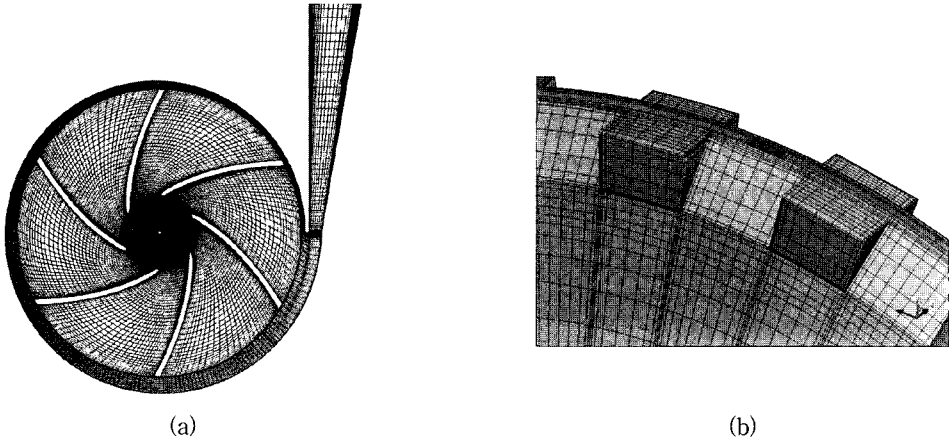


Fig. 3 Computational grid of test pump : (a) front view of internal passage and (b) configuration of test impeller outlet with J-Groove H

의 용이성을 고려하여 Fig. 2에서 보이는 바와 같이 삼각뿔 형상으로 선정하였고, 깊이 d 는 임펠러 출구에서의 홈의 깊이로서 정의하였다.

2.3 수치해석법

임펠러에 설치된 J-Groove의 방사홈에 의한 효과를 상세히 검토하기 위하여 실험과 병행해서 CFD해석도 함께 수행하였다. 본 연구에서는 원심펌프에 대한 3차원 형상에 대하여 임펠러와 케이싱을 포함한 전체 유동장에 대해서 CFD해석을 실시하였으며, 상용코드인 ANSYS CFX⁽¹¹⁾를 사용하여 기초방정식으로서 시간평균 Navier-Stokes방정식과 연속의 식을 유한체적법으로 이산화하여 시간평균 흐름을 계산하였다. 계산유동장의 유입경계조건으로서 단면평균속도 일정, 유출경계조건으로서 정압 일정으로 하여 계산을 수행하였으며, 난류모델로서는 $k-\omega$ 모델을 적용하였다. 저유량역의 수렴판단에 대해서는 정상상태의 일정시간 반복계산 후 속도와 압력의 수렴성 및 시간변화에 따른 축동력의 변화가 없음을 그 판단기준으로 하였다.

Figure 3은 실험에 사용된 펌프와 동일한 형상의 원심펌프 전체유동장 및 J-Groove H를 설치한 임펠러 출구의 형상에 대한 계산격자를 보이고 있다. 특히, 누설유량을 고려한 CFD해석을 위해서 임펠러 배면과 케이싱내면 사이의 유로 및 펌프 유입구에 설치된 웨어링링의 실제 치수도 고려하여 계산격자를 구성하였다. 펌프 내부의 임펠러와 케이싱을 포함한 전체 계산격자수는

약 120만개로 설정하였다.

한편, 본 연구에서는 CFD해석을 정상상태에서 수행하였기 때문에 케이싱에 대한 임펠러유로 출구의 회전방향 상대위치에 의한 영향을 가능한 한 실제 펌프의 운전상태와 동일하게 구현하기 위해서 임펠러 전체유로 중에서 임의의 유로 1파치에 해당하는 임펠러유로의 출구를 원주방향으로 균일하게 6등분하여 케이싱 설단부와의 원주방향 위치를 상대적으로 변화시켜 가면서 각 위치별로 계산을 수행하여 전체를 평균한 결과를 결과값으로 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 J-Groove 폭 w 의 영향

Figure 4(a)는 임펠러 주판 및 측판의 양쪽 배면에 각각 방사홈의 개수 $n_G=24$, 깊이 $d=4$ mm, 길이 $l=10$ mm인 얇은 홈을 설치하여 그 폭을 $w=1$ mm, 5 mm, 10 mm (J-Groove No. A, B, C)로 변화시켰을 경우의 펌프 성능을 나타내고 있다. 참고를 위하여 홈을 설치하지 않았을 경우인 Normal의 결과도 함께 표기하였다. 실험에 사용된 임펠러는 깃 출구각도가 $\beta_2=60^\circ$ 로 비교적 크기 때문에 홈을 설치하지 않았을 경우 (Normal)에 체적점유량 부근에서 유량의 증가와 더불어 양정이 상승하는 성능불안정현상을 보이고 있다.

Figure 4(a)에서 폭이 5 mm인 방사홈 (J-Groove B)을 설치함에 의해 전유량역에서 양정계수 ψ 가 약 30%

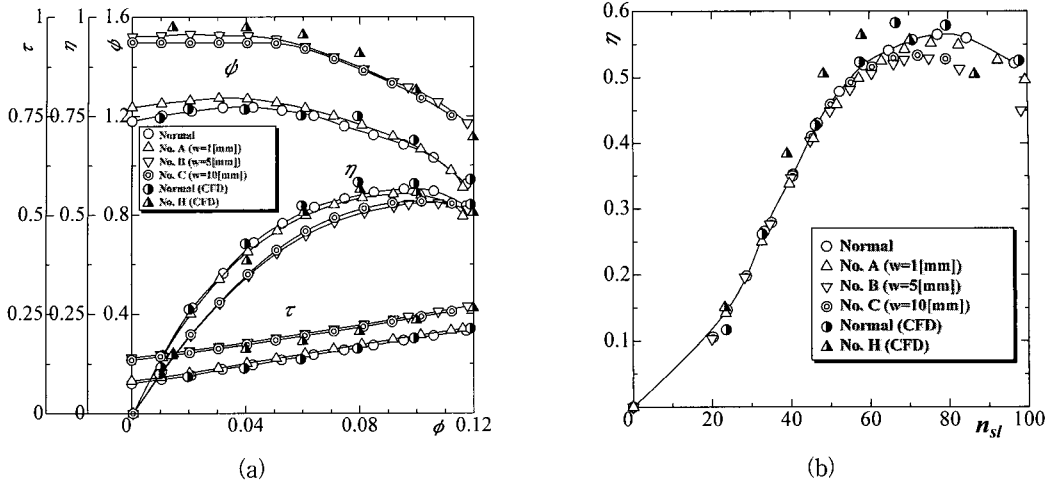


Fig. 4 (a) pump performance and (b) local specific speed vs. pump efficiency by the effect of J-Groove width w

상승하였음을 알 수 있다. 또한, 축동력도 전유량역에서 평행하게 증가함에 따라서 최고효율이 약 3% 정도 저하하였다. 폭이 $w=1$ mm인 경우에는 양정상승에 대한 J-Groove의 효과가 작지만, $w=5$ mm에서는 양정이 현저하게 상승하고, $w=10$ mm일 때에도 양정이 크게 상승하지만 $w=5$ mm일 경우보다는 다소 저하함을 알 수 있다. 그러나, 폭이 $w=10$ mm일 때에는 축동력이 $w=5$ mm일 경우보다 오히려 약간 저하하기 때문에 효율이 회복함을 알 수 있다.

한편, 양정곡선의 저유량역에서 발생하는 성능불안정 현상은 방사홈을 설치하지 않았을 경우 (Normal)와 비교적 좁은 방사홈 (J-Groove A)을 설치했을 경우에 크게 나타나지만, 폭이 점차 넓어질수록 J-Groove C ($w=10$ mm)의 결과와 같이 완전히 회복함을 알 수 있다. 또한, CFD해석에 의한 결과에서도 J-Groove의 설치에 의한 성능불안정현상개선의 효과를 양호하게 예측하고 있음을 알 수 있다.

Figure 4(b)에는 각 측정치로부터 계산되는 국소비속도 n_{sl} 에 대한 효율 η 의 변화를 보이고 있다. 방사홈을 설치하지 않았을 경우 (Normal)의 최고효율점에서의 비속도는 $n_s=80$ 이지만, 방사홈의 폭을 $w=5$ mm (J-Groove B) 및 $w=10$ mm (J-Groove C)로 하였을 경우에 최고효율점에서의 비속도가 $n_s=70$ 으로 저하하기 때문에 방사홈의 폭 w 의 증가와 함께 최고효율점의 비속도가 저하함을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 J-Groove를 주판 및 측판의 배면

에 가공함에 의해 양정은 최고 1.3배로 상승하고, 양정곡선의 불안정현상도 해소됨을 확인할 수 있었다. 따라서, 임펠러의 배면에 방사홈을 설치하여 방사홈을 설치하지 않았을 경우와 동일한 펌프성능을 나타내기 위해서는 임펠러의 반경을 $1/\sqrt{1.3}=0.88$ 배로 축소시킬 수 있기 때문에 펌프의 전체 치수를 88%로 소형화할 수 있다.

3.2 J-Groove 길이 의 영향

방사홈 폭의 영향에 의해 양정이 현저하게 상승하는 것이 확인되었기 때문에 방사홈을 임펠러의 측판에만 설치하여 폭 $w=2.5$ mm, 길이 $d=4$ mm로 일정하게 유지하고, 길이를 $l=5$ mm, 10 mm, 20 mm (J-Groove No. D, E, F)로 변화시켰을 경우의 펌프 성능을 Fig. 5에 비교하였다. Fig. 5에서 방사홈의 길이를 $l=5$ mm로 설치함에 의해 양정계수 ψ 가 방사홈을 설치하지 않았을 경우에 비하여 전유량역에서 10% 정도 상승하였다. 그러나, 축동력도 전유량역에서 평행하게 증가하기 때문에 최고효율은 다소 저하하는 것으로 나타난다. 또한, 방사홈의 길이를 길게 하면 양정은 상승하지만, 그 비율은 방사홈의 길이에 비례하지 않고 상승률이 서서히 감소한다. 이러한 결과로부터 홈의 길이는 매우 길지 않아도 방사홈에 의한 양정상승의 효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

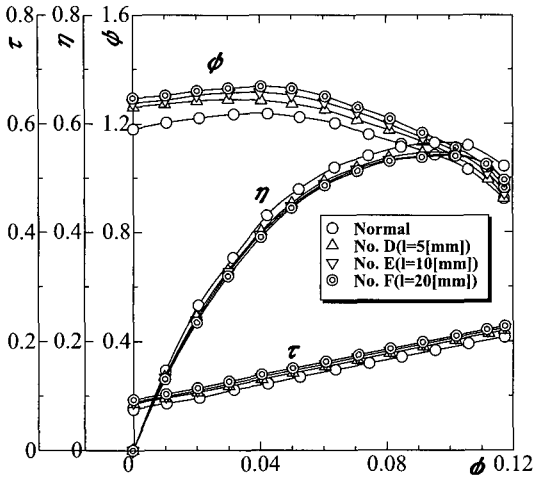


Fig. 5 Effect of J-Groove length l

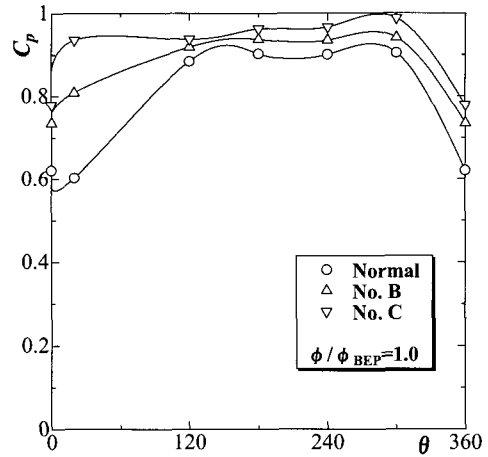


Fig. 7 Effect of groove on pressure distribution

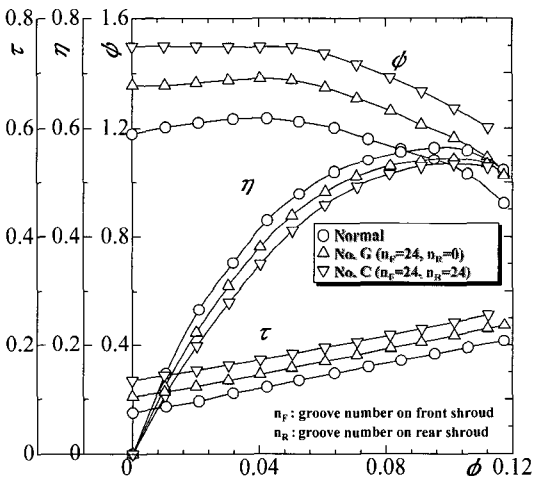


Fig. 6 Effect of J-Groove location

3.3 J-Groove 설치위치의 영향

Figure 6은 방사홈의 위치에 의한 영향을 검토하기 위하여 폭 $w=10$ mm, 깊이 $d=4$ mm, 길이 $l=10$ mm의 방사홈을 임펠러 측판과 주판의 양쪽 배면에 모두 설치했을 경우 (J-Groove C)와 임펠러 측판의 배면에만 설치했을 경우 (J-Groove G)에 대한 펌프 성능의 비교를 나타내며, 양쪽 배면 모두 홈을 설치하면 측판측의 배면에만 방사홈을 설치했을 경우보다 2배의 효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 또한, 임펠러의 양쪽 배면에 모두 방사홈을 설치할 경우 양정곡선에서 발생하는 성능불안정 현상을 개선할 수 있음을 알 수 있다.

3.4 양정 상승 및 성능불안정현상 개선의 원인

임펠러의 배면에 방사홈을 설치함에 따라 양정이 상승하는 원인을 확인하기 위하여 임펠러 출구의 정압과 동압에 대하여 검토하였다. 먼저, 케이싱 유로의 외측벽면에서 설단부 ($\theta=0^\circ$)로부터 원주방향 각 위치의 정압분포를 실험에 의하여 계측하였으며, 그 결과를 Fig. 7에 보이고 있다. 정압계수 C_p 는 펌프의 유입구 압력 p_s 를 이용하여 식(2)와 같이 정의하였다.

$$C_p = \frac{2(p - p_s)}{\rho u_2^2} \quad (2)$$

Figure 7에 의하면 설단부 부근을 제외하면 J-Groove의 치수가 비교적 크게 변화하여도 정압분포의 변화량은 펌프의 전압변화량 (Fig. 4(a))에 비하여 작기 때문에 방사홈의 설치에 의한 정압의 변화는 크지 않음을 알 수 있다.

또한, J-Groove의 설치에 의한 동압의 변화에 대해서 검토하기 위하여 펌프 기초원상 ($r/r_2=1.03$)의 단면평균 선회속도비 (v_u/u_2)의 분포를 CFD해석 결과를 이용하여 Fig. 8에 나타내었다. 선회속도비 (v_u/u_2)는 임펠러에 방사홈을 설치함에 의해 유량의 변화와 상관없이 케이싱 내부유로의 전역에서 일정하게 상승하고 있으며, 방사홈에 의한 동압계수 (v_u/u_2)²의 증가분이 Fig. 4(a)에서 보이고 있는 양정계수 ψ 의 증가분과 거의 동일해지고 있다. 즉, 배면 방사홈을 설치해도 케이싱내의 정압은

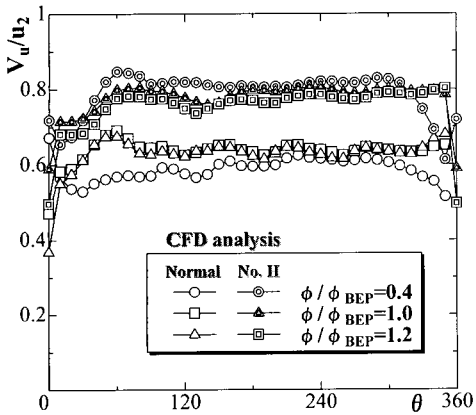


Fig. 8 Tangential velocity ratio at impeller outlet

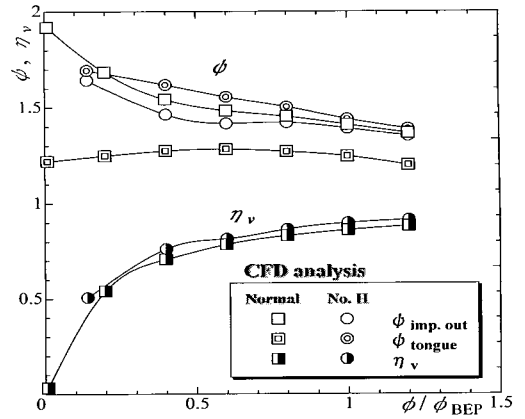
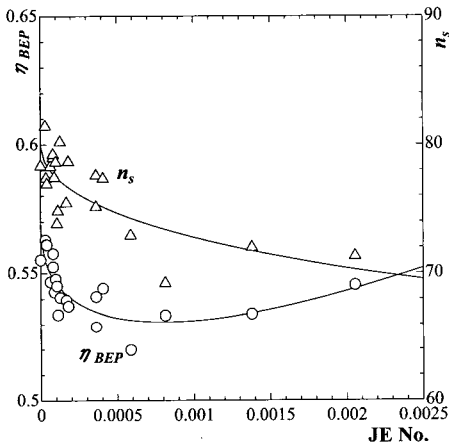
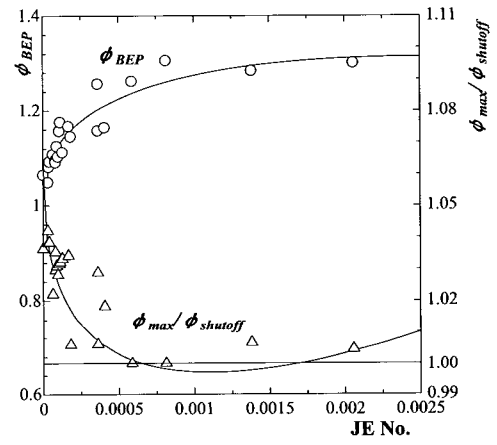


Fig. 9 Total head at impeller outlet and volute tongue



(a)



(b)

Fig. 10 (a) η_{BEP} and n_s vs. JE No. and (b) ψ_{BEP} and $\psi_{max}/\psi_{shutoff}$ vs. JE No.

거의 영향을 받지 않지만, 케이싱내의 동압이 증가함에 따라 그 증가분에 비례해서 양정이 상승한 것으로 판단된다.

Figure 4(a)에 나타난 양정곡선상의 저유량역 성능불안정현상에 대한 방사흡의 효과를 검토하기 위하여 방사흡의 유무에 의한 임펠러 출구 및 케이싱 출구(설단부)의 유량평균전압 $\psi_{imp.out}$, ψ_{tongue} 을 CFD해석 결과를 이용하여 Fig. 9에 나타내었다. 방사흡을 설치하지 않았을 경우 (Normal)에는 임펠러 출구로부터 설단부까지 전압손실이 현저함을 알 수 있다. 이것은 케이싱벽면 마찰손실 및 임펠러 출구에서의 원주방향 속도와 케이싱 유로내의 속도차에 근거하는 혼합손실에 의한 것이며, 특히 후자의 영향이 크다. 한편, 방사흡을 설치할 경우

(No. H)에는 케이싱 유로내의 평균유속이 현저하게 상승하기 때문에 혼합손실이 크게 줄어들고, 오히려 설단부에서의 전압이 임펠러 출구에서의 전압보다 커지고 있다. 즉, 임펠러 출구 직후의 혼합손실이 감소함에 따라서 양정곡선상의 성능불안정현상이 개선되었다고 판단된다. 또한, 선회속도비 (v_u/u_2)의 현저한 상승은 누설 흐름에도 영향을 미치므로 Fig. 9에 체적효율 η_v 을 함께 나타내었으며, 방사흡의 설치에 의해 η_v 가 다소 증가하였음을 알 수 있다.

4. JE No.에 의한 방사흡의 최적치

임펠러 주판 및 측판에 방사흡을 설치하면 성능불안

정현상이 개선되고 양정이 현저하게 상승하는 효과를 얻을 수 있음을 알게 되었기 때문에, 그 효과를 실제의 설계에 간편하게 적용할 수 있도록 방사흡 치수의 최적치를 Fig. 10과 같이 JE No.를 이용해서 검토하였다. JE No.에 대한 최고효율점에서의 효율 η_{BEP} 및 비속도 n_s 를 Fig. 10(a)에 나타내었고, 최고효율점에서의 양정계수 ψ_{BEP} 및 양정계수의 최대치와 체절점 유량에서의 양정계수와의 비 $\psi_{max}/\psi_{shutoff}$ 를 Fig. 10(b)에 보이고 있다. Fig. 10(a) 및 Fig. 10(b)의 결과로부터 방사흡의 효과에는 일정한 한계가 있음을 알 수 있지만, 최대값으로서 양정이 23%, 유량이 18% 상승하고, 비속도가 12% 저하하며, 게다가 저유량역의 성능불안정현상을 개선할 수 있기 때문에 그 효과가 크다고 할 수 있다. Fig. 10의 결과로부터 방사흡의 최적형상은 JE No.= $3.0 \times 10^{-4} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ 정도가 되는 형상임을 알 수 있다.

5. 결 론

극저비속도 영역에서 원심펌프의 불안정성개선 및 소형화를 위하여 임펠러 출구 부근의 배면에 방사흡을 설치하였으며, 그 효과를 실험 및 CFD해석을 통하여 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 임펠러의 배면에 방사흡을 설치하면 벌류트케이싱 내부의 원주속도가 현저하게 상승하여 임펠러 출구에서의 혼합손실을 감소시키기 때문에 양정곡선상의 저유량역에서 발생하는 성능불안정현상을 개선할 수 있다.
- 2) 임펠러의 배면에 방사흡을 설치하면 양정이 크게 상승하기 때문에 방사흡을 설치하지 않았을 경우와 동일한 펌프성능을 나타내기 위해서는 임펠러의 반경을 축소시킬 수 있기 때문에 펌프의 전체 치수를 소형화할 수 있다. 한편, 현재 운전 중인 펌프의 양정을 큰 폭으로 높일 필요가 있을 경우에는 임펠러의 배면에 방사흡을 설치함에 의해 매우 간단하고 효율적으로 펌프의 양정을 상승시킬 수 있다.
- 3) 임펠러 주판과 측판의 배면에 설치한 방사흡이 펌프의 성능에 미치는 영향은 양 배면에서 거의 동일하고, 양 배면에 방사흡을 설치함에 의해 한 쪽 배면에만 설치하는 경우에 비해서 2배의 효과를 얻을 수 있다.
- 4) 방사흡의 최적형상은 JE No.= $3.0 \times 10^{-4} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ 정도가 되는 형상이며, 특히 폭 w의 영향이 크다.

참고문헌

- (1) Stepanoff, A. J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed)," John Wiley and Sons, pp. 69~89.
- (2) Kurokawa, J., Matsui, J., Kitahora, T., Saha, S. L., Matsumoto, K. and Tsutsui, A., 1997, "Performance of Very Low Specific Speed Impeller," Turbomachinery, Vol. 25, No. 7, pp. 337~345.
- (3) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Yao, W., Matsui, J. and Imamura, H., 2000, "Study on the Optimum Configuration of a Volute Pump of Very Low Specific Speed," Trans. JSME, Ser.B, Vol. 66, No. 644, pp. 1132~1139.
- (4) Matsumoto, K., Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura, H., 1999, "Performance Improvement and Peculiar Behavior of Disk Friction and Leakage in Very Low Specific-Speed Pumps," Trans. JSME, Ser.B, Vol. 65, No. 640, pp. 4027~4032.
- (5) 최영도, 카가와슈사쿠, 쿠로카와준이치, 2006, "원형케이스가 극저비속도 원심펌프의 성능에 미치는 영향," 유체기계저널, 제9권, 제1호, pp. 32~39.
- (6) Kurokawa, J., 1990, "Performance of Low Specific Speed Volute Pump," Turbomachinery, Vol 18, No. 5, pp. 285~291.
- (7) Kurokawa, J., Saha, S. L., Matsui, J. and Kitahora, T., 2000, "Passive Control of Rotating Stall in a Parallel-Wall Vaneless Diffuser by radial Grooves," ASME J. Fluids Eng., Vol. 122, pp. 90~96.
- (8) Saha, S. L., Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura, H., 2001, "Passive Control of Rotating Stall in a Parallel-Wall Vaned Diffuser by J-Grooves," ASME J. Fluids Eng., Vol. 123, pp. 507~515.
- (9) Saha, S. L., Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura, H., 2002, "Suppression of Performance Curve Instability of a Mixed Flow Pump by Use of J-Groove," ASME J. Fluids Eng., Vol. 124, pp. 592~597.

- (10) 최영도, 쿠로카와준이치, 2006, “극저비속도 원심 펌프의 펌프성능 및 흡입성능 향상,” 유체기계저널, 제9권, 제3호, pp. 29~35.
- (11) ANSYS Inc., 2004, “ANSYS CFX Documentation,” Ver. 5.7.1, Waterloo, Ontario, Canada.