

극저비속도 원심펌프의 펌프성능 및 흡입성능 향상

최영도* · 쿠로카와준이치*

Improvement of Pump Performance and Suction Performance of a Very Low Specific Speed Centrifugal Pump

Young-Do Choi*, Junichi Kurokawa*

Key Words: Very low specific speed(극저비속도), Centrifugal pump(원심펌프), Suction performance(흡입성능), Recirculation flow stopper(재순환흐름 차단장치), J-Groove(J-그루브)

ABSTRACT

There are high expectations of improving the performance of a centrifugal pump in the range of very low specific speed which has been developed recently for the use instead of a conventional positive displacement pump. However, even though elaborated studies has been done for the pump intensively, the pump performance has not increased so much. Also, it is difficult to find detailed information from published literatures for suction performance of the very low specific speed centrifugal pump. Therefore, this study is aimed to improve the pump performance more and to make clear suction performance of the very low specific speed centrifugal pump. Recircular flow stopper is installed on the pump casing wall at the region of impeller outlet to improve the pump performance and J-Groove is also installed at the inlet of the pump casing for the purpose of suppressing occurrence of cavitation as well as improving pump performance. The result suggests that the simultaneous improvement of pump performance and suction performance of the very low specific speed centrifugal pump is possible by adopting optimum configuration of the recirculation flow stopper and J-Groove.

1. 서론

극저비속도 영역 ($n_s < 80$ [$m, m^3/min, min^{-1}$])에서 종래의 설계법에 따라서 원심펌프를 설계할 경우 펌프의 성능은 일반비속도 영역의 원심펌프 성능과 매우 큰 차이를 나타내고, 특히, 펌프효율은 비속도가 저하함에 따라 급격히 떨어지게 됨을 Stepanoff⁽¹⁾와 Kurokawa 등⁽²⁾의 연구에 의해서 명확해졌다. 그러나, 최근의 경향으로는 극저비속도 영역에서 종래로부

터 사용되어 왔던 용적형펌프를 대신할 수 있는 고성능의 원심펌프에 대한 기대와 요구가 커지고 있으며, Kurokawa 등⁽³⁾은 극저비속도 원심펌프에 대한 연구를 폭넓게 수행하여 극저비속도 영역에서 적용 가능한 새로운 설계지침을 제안하기도 하였다.

그러나, 아직 극저비속도 원심펌프를 실제 산업현장에서 사용하기 위해서는 펌프의 성능을 더욱 향상시킬 필요가 있고, 또한, 극저비속도 영역의 원심펌프에 대한 흡입성능에 대하여 공개된 자료가 거의 없고, 불명확한 점이 많기 때문에 이 영역에서 원심펌프의 흡입성능에 대한 기본적인 자료를 확보하는 것이 중요한

* 요코하마국립대학 대학원 공학연구원
책임저자 E-mail : ydchoi@mach.me.ynu.ac.jp

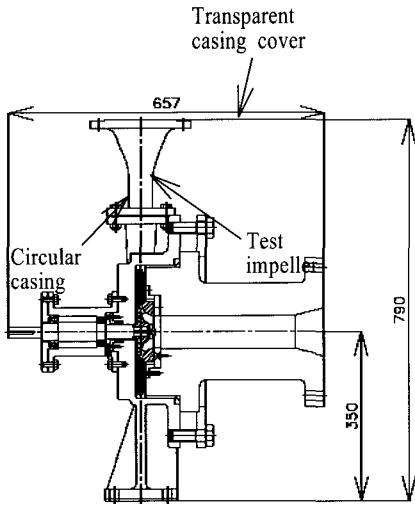


Fig. 1 Schematic view of a very low specific speed centrifugal pump

Table 1 Specifications of test pump

Design specific speed	$n_s=60$ [m, $m^3/min, min^{-1}$]
Design flow rate	$Q_d=0.14$ [m^3/min], $\phi_d=0.031$
Total head	$H=23$ [m], $\psi=1.11$
Rotational speed	$n=1500$ [min^{-1}]
Reynolds number	$Re=2.16 \times 10^6$

과제로 남아 있다.

본 연구의 목적은 극저비속도 원심펌프의 실용화를 위하여 펌프성능을 더욱 향상시키고, 또한, 아직까지 불명확한 흡입성능에 대하여 상세한 검토를 통하여 보다 높은 흡입성능을 달성할 수 있는 방법을 제안하는 것이다. 펌프의 성능 및 흡입성능 향상을 위해서 임펠러 입구 및 출구 근처의 펌프케이싱 내부벽면에 J-그루브와 재순환흐름 차단장치를 각각 설치하여 그 형상에 의한 펌프성능 및 흡입성능에 대하여 확인하였다.

2. 실험장치 및 방법

Figure 1과 Table 1은 본 연구의 실험에 사용된 극저비속도 원심펌프의 형상과 제원을 보이고 있다. 펌프의 전면 케이싱은 투명한 아크릴수지로 제작되었으며, 펌프의 흡입구에서 발생하는 캐비테이션을 포함한 내부유동을 관찰할 수 있게 되어 있다. 또한, 전면 케이싱은 반개방형 임펠러를 장착하여 운전시 임펠러 블레이드 끝단과 펌프 전면케이싱 내부벽면 사이의 틈새

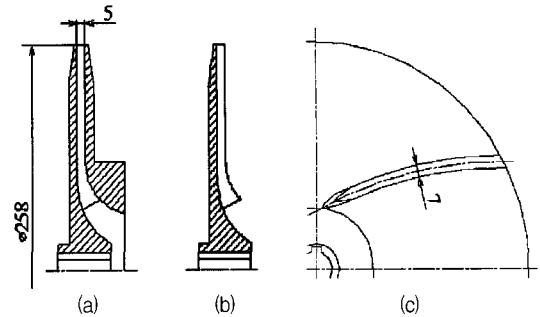


Fig. 2 Test impellers: (a) closed impeller I, (b) semi-open impeller II and (c) front view of the test impellers

Table 2 Dimensions of test impellers

Impeller	I	II
Type	closed	semi-open
Impeller diameter [mm]	258	258
Blade number	4	4
Blade thickness [mm]	7	7
Blade inlet width [mm]	12	12
Blade outlet width [mm]	5	5
Blade inlet angle [deg.]	30	30
Blade outlet angle [deg.]	60	60

간격 c 를 조절할 수 있도록 펌프의 축방향 위치이동이 가능하도록 설계하였다. 펌프의 설계 비속도는 $n_s=60$ 이며, 임펠러의 회전수와 직경에 기초한 레이놀즈수는 $Re=2.16 \times 10^6$ 이다. 그리고, 실험에 사용된 원심펌프의 케이싱 형상으로는 최 등⁽⁴⁾의 연구에 의하여 극저비속도 영역에서 일반적인 벌류트케이싱보다 성능이 우수한 것으로 확인된 원형케이싱을 적용하였다.

또한, 실험장치의 구성은 펌프성능 및 흡입성능이 계측 가능한 밀폐식 회류장치로 이루어져 있다. 펌프성능의 계측은 비캐비테이션 운전시에 양정, 축동력, 유량을 각각 측정하여 계산하고, 흡입성능의 계측은 진공펌프를 탱크에 접속하여 흡입압력을 조정해 나가면서 캐비테이션 실험을 진행한다. 작동수로서는 수돗물을 사용하며, 흡입성능 시험에서는 수돗물을 필터로 여과하여 탱크 내압을 내린 후 10시간의 탈기운전을 실시하여 용존산소량을 3 ppm 이하가 되도록 조정한 후에 실험을 실시하였다.

Figure 2과 Table 2는 펌프에 장착하여 실험에 사용된 임펠러의 형상과 제원을 보이고 있다. 임펠러

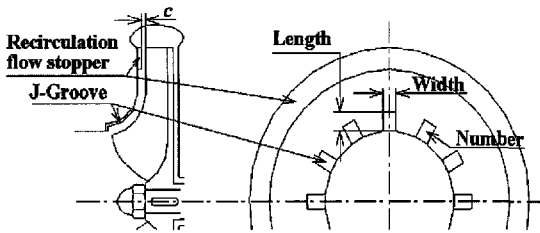


Fig. 3 Schematic view of recirculation flow stopper and J-Groove

I 은 밀폐형임펠러 (closed impeller)이고, 임펠러 I에서 측판 (front shroud)을 제거하여 반개방형 임펠러 (semi-open impeller)로 제작한 것이 임펠러 II이다. 두 임펠러의 치수 및 형상은 측판의 유무 이외에 모두 동일하다.

극저비속도 영역에서 임펠러가 종래의 설계법⁽¹⁾에 따라서 설계될 경우 밀폐형 임펠러 출구폭이 너무 좁게 되어 제작상의 한계에 직면하게 되고, 원판 마찰손실도 매우 크게 된다. 또한, 밀폐형 임펠러를 채용할 경우 저유량영역에서 성능곡선상의 유량이 증가함에 따라 양정이 함께 증가하는 성능 불안정 현상이 발생하기 쉽다.

따라서, 이러한 문제점들에 대한 대책으로서 최 등⁽⁵⁾의 연구결과를 참고로 하여 측판을 제거한 반개방형 임펠러를 본 연구에서 적극적으로 도입하여 실험을 실시하였으며, 밀폐형 임펠러도 성능의 비교를 위하여 실험에 함께 적용하였다. 또한, 반개방형 임펠러의 출구폭도 Kurokawa 등⁽³⁾의 연구에 의해 극저비속도 영역에서는 임펠러의 출구폭이 상대적으로 넓을수록 성능이 향상하는 결과로부터 실험에 적용된 임펠러의 출구폭을 $b_2=5\text{ mm}$ 로 하여 일반적인 극저비속도 원심임펠러에 비해서 상대적으로 넓게 설계하였다.

Figure 3과 Table 3은 실험에 적용된 재순환흐름 차단장치와 J-그루브에 대한 형상과 제원을 보이고 있다. Choi 등⁽⁶⁾의 연구에 의하면 극저비속도 영역에서는 원심펌프의 반개방형 임펠러 출구로부터 방출된 흐름이 임펠러 블레이드의 끝단과 펌프 전면케이싱의 내부벽면 사이의 틈새를 통하여 재유입되어 다시 임펠러 유로의 흐름과 혼합하는 재순환흐름이 발생하는 것을 확인하였다. 이 재순환흐름은 임펠러 출구에서 각운동량이 상대적으로 낮은 유체를 임펠러와 케이싱 사이의 틈새를 통하여 재유입시켜서 다시 임펠러 내부의 각운동량이 상대적으로 높은 유체와 혼합시키는 작용을 반복하기 때문에 결과적으로 임펠러 출구의 각

Table 3 Dimensions of recirculation stopper and J-Groove

Recirculation flow stopper			J-Groove				
Type	Depth [mm]	Length [mm]	Type	Number	Width [mm]	Depth [mm]	Length [mm]
1	1	10	A	12	10	2	16
2	1	40	B	24	5	2	16

운동량을 저하시켜서 이론양정의 감소를 초래하기 때문에 펌프의 효율이 저하하게 된다. 따라서, 이 재순환흐름을 차단할 수 있다면 극저비속도 영역에서 반개방형 임펠러의 도입에 의한 원심펌프의 성능향상이 기대된다.

따라서, 본 연구에서는 2종류의 재순환흐름 차단장치를 도입하였으며, Fig. 3에서 보이는 바와 같이 임펠러 출구부근의 펌프 케이싱 내부벽면상에 높이가 1 mm이고 방사방향 길이가 10 mm (type 1)와 40 mm (type 2)인 환상의 재순환흐름 차단장치를 설치하여 재순환흐름을 억제할 수 있도록 하였다.

또한, 극저비속도 원심펌프의 케이싱 입구 벽면상에 J-그루브 (방사상의 앞은 홈을 지칭하며, J는 Jet를 의미함)를 설치하여 입구선회류의 억제에 의한 펌프성능의 향상 및 임펠러 입구에서 발생하는 캐비테이션의 억제에 의한 흡입성능의 향상을 도모하였다. J-그루브는 Kurokawa 등⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾에 의하여 유체기계의 입구 선회류를 억제하여 펌프의 성능 불안정 현상을 개선하기 위한 목적으로 개발되어 사용되고 있으나, 최근에 최 등⁽¹⁰⁾의 연구에 의하여 유체기계의 유입구 압력을 상승시켜서 캐비테이션의 발생을 억제할 수 있음이 밝혀졌다.

본 연구에서 적용한 J-그루브에 의한 캐비테이션 억제의 원리는 다음과 같다. Fig. 3에 보이는 바와 같이 J-그루브를 반개방형 임펠러의 입구 부근에 위치한 원심펌프의 흡입측 케이싱 벽면상에 설치할 경우 임펠러 내부의 흐름은 임펠러 자체의 회전에 의한 원심력 상승에 의하여 임펠러 입구에서 출구로 흘러가지만, 케이싱 벽면상에 설치된 J-그루브 내부 유로의 흐름은 케이싱 벽면에 작용하는 압력구배의 영향에 의하여 압력이 상대적으로 높은 J-그루브의 하류측에서 압력이 낮은 상류측, 즉, 임펠러 입구를 향하여 흐름이 형성된다. 이때 압력이 높은 하류측의 유체가 상류측으로 이동하여 압력이 낮은 상류측의 유체와 혼합하는

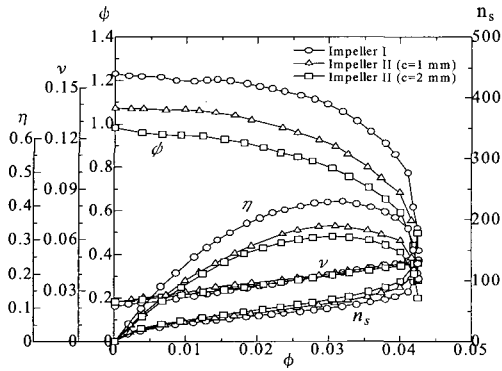


Fig. 4 Performance curves of test pump

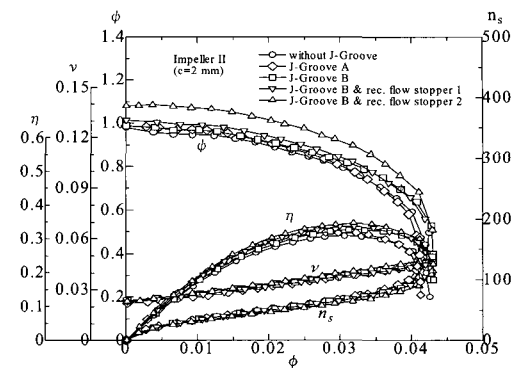


Fig. 5 Change of performance curves by recirculation flow stopper and J-Groove

과정에서 임펠러 입구의 압력이 상승하게 되며, 결과적으로 원심펌프의 흡입성능이 향상하게 된다. 실험에 적용된 J-그루브는 홈의 깊이와 길이를 고정하고 홈의 수와 폭을 다르게 한 2종류의 형상을 이용하여 실험을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 펌프성능의 향상

Figure 4는 비캐비테이션 운전시의 펌프 성능곡선을 나타내고 있다. 황축에 유량계수 ($\phi = Q/(A_2 u_2)$), 종축에 효율 ($\eta = L/P$), 축동력계수 ($\nu = P/(\rho A_2 u_2^3)$) 그리고 양정계수 ($\psi = H/(u_2^2/2g)$)를 보이고 있다. 여기서, Q 는 유량, A_2 는 임펠러 출구 유로단면적, u_2 는 임펠러 출구 원주속도, L 은 수동력, P 는 축동력, ρ 는 작동수의 밀도, H 는 전양정 그리고, g 는 중력가속도를 각각 나타낸다. 밀폐형 임펠러 I은 반개방형 임펠러 II에 비해서 펌프의 양정이 높지만, 저유량역 ($\phi = 0.01 \sim 0.015$)에서 유량의 증가와 함께 양정이 상승하는 성능 불안정 현상을 보이고 있으며, 이러한 성능 불안정 현상을 제거하기 위한 대책으로서 반개방형 임펠러를 채용하는 것이 효과적임을 알 수 있다. 그러나, 반개방형 임펠러를 채용할 경우 임펠러 블레이드 끝단과 펌프 케이싱 사이의 틈새간격 c 가 커짐에 따라서 양정이 감소하여 효율이 떨어지는 것을 알 수 있다. 이와 같은 양정감소의 원인은 Choi 등⁽⁶⁾의 관련 연구에 의하면 극저비속도 원심임펠러의 출구에서 발생하는 재순환흐름이 임펠러 출구의 원주방향 절대속

도를 감소시켜서 펌프의 이론양정을 낮추기 때문에 펌프의 전양정이 감소하여 효율이 떨어지는 것으로 밝혀졌다.

따라서, 이러한 재순환흐름을 억제하기 위하여 Figure 3의 재순환흐름 차단장치를 임펠러 출구의 케이싱 벽면에 설치하였으며, Fig. 5에서 재순환흐름 차단장치 설치시의 성능곡선을 보이고 있다. 또한, Saha 등⁽⁸⁾의 연구에 의해 J-그루브가 저유량역에서 임펠러의 입구에서 발생하는 입구역류를 억제하여 펌프의 성능을 향상시킬 수 있음이 확인되었기 때문에 본 연구에서도 J-그루브 설치에 따른 펌프의 성능을 비교하였다.

Figure 5에 의하면 틈새간격이 $c=2$ mm일 때 반개방형 임펠러 II만을 펌프에 장착하여 운전하는 경우와 비교하여 J-그루브 A와 B를 케이싱에 각각 설치함에 따라 대유량역 ($\phi < 0.035$)을 제외한 거의 전유량역에서 양정이 증가하여 효율이 상승함을 알 수 있다. 특히, J-그루브 B를 설치할 경우 전유량역에서 균일한 효율의 상승을 보이고 있다.

한편, 재순환흐름 차단장치의 설치에 의한 성능을 비교하기 위하여 상대적으로 높은 효율향상이 가능하였던 J-그루브 B와 함께 2종류의 재순환흐름 차단장치를 각각 설치하여 성능곡선의 변화를 확인하였다. Figure 5에서 보이는 바와 같이 반경방향 길이가 비교적 짧은 재순환흐름 차단장치 type 1에 비하여 길이가 긴 type 2를 설치할 경우 전유량역에서 양정이 매우 크게 상승하는 것을 알 수 있으며, 효율도 함께 상승하였다. 이러한 결과는 반개방형 임펠러 출구에서 발생하는 재순환흐름이 임펠러 블레이드 끝단과 케이

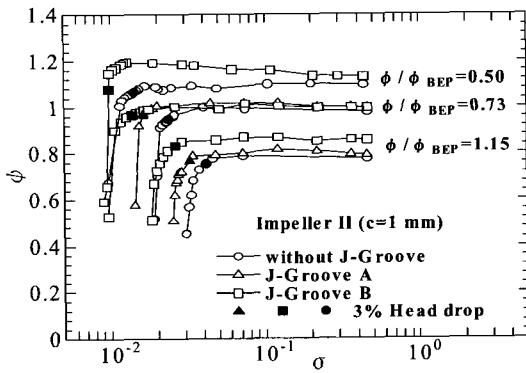


Fig. 6 Comparison of the suction performance by J-Groove geometry

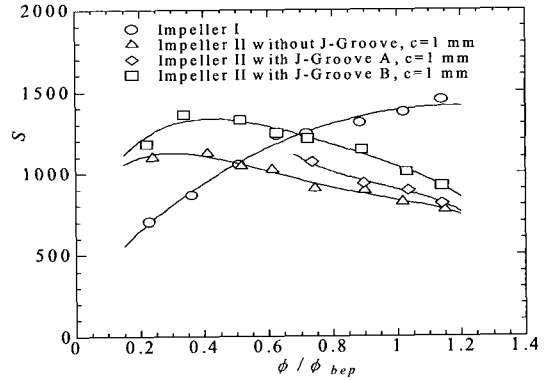


Fig. 7 Comparison of the suction specific speed by impeller type and J-Groove geometry

상 내부벽면 사이의 틈새를 통하여 임펠러의 출구 부근뿐만 아니라 임펠러 반경방향 유로중앙 부근까지 역류를 유입시키고 있고, 이러한 틈새역류는 재순환흐름 차단장치를 설치함에 의해 차단할 수 있음을 알 수 있다. 특히, 재순환흐름 차단장치의 반경방향 길이가 임펠러 출구에서 유로중앙까지 위치하는 비교적 긴 것 (type 2)을 채용함에 의해 양정과 효율이 보다 크게 향상함을 알 수 있다. 또한, 본 논문에서는 생략하였지만, 틈새간격을 $c=1\text{ mm}$ 로 고정하였을 때의 재순환흐름 차단장치와 J-그루브에 의한 펌프성능도 Figure 5와 거의 동일한 경향을 나타냄을 확인하였다.

3.2 흡입성능의 향상

Figure 6은 흡입성능시험의 일례로서 반개방형 임펠러와 관련된 결과를 보이고 있다. 이 때의 틈새간격은 재순환흐름 차단장치를 설치한 후 $c=1\text{ mm}$ 로 고정하였으며, J-그루브의 설치유무 및 J-그루브의 형상에 따른 결과를 비교하고 있다. 흡입성능은 식 (1)에서 정의되는 캐비테이션수 σ 에 대한 펌프 양정계수의 변화로서 나타낸다. 그리고, 유효흡입헤드 $NPSH$ 는 식 (2)로 정의된다.

$$\sigma = NPSH / (u_1^2 / 2g) \quad (1)$$

$$NPSH = (p_s - p_v) / \rho g + v_s^2 / 2g \quad (2)$$

여기서, u_1 는 임펠러 입구 원주방향속도, p_s 는 펌프

흡입측 압력, p_v 는 포화증기압력, 그리고 v_s 는 펌프 흡입측 평균유입속도를 각각 나타낸다.

Figure 6에서 캐비테이션이 발생하는 기준으로서 3% 양정 저하점을 함께 보이고 있으며, J-그루브를 설치함에 의해 각 유량역에서 $NPSH$ 값이 상당히 저 $NPSH$ 영역까지 이동하여 펌프의 흡입성능이 크게 향상되었음을 알 수 있다. 특히, J-그루브 B를 설치했을 경우에 매우 큰 흡입성능의 효과를 거둘 수 있음을 알 수 있다. 이러한 결과는 J-그루브의 단면적이 동일할 경우 그 수가 많을수록 흡입성능의 개선에 큰 효과를 거둘수 있음을 나타낸다고 할 수 있다.

Figure 7에서는 밀폐형 임펠러 I 및 반개방형 임펠러 II를 단독운전시의 흡입비속도 S 와 J-그루브를 펌프 유입측 케이싱 내부 벽면에 설치하여 반개방형 임펠러 II를 장착하여 펌프를 운전하였을 경우의 흡입비속도에 대한 비교를 보이고 있다. 흡입비속도 S 는 식 (3)으로 정의된다.

$$S = n \sqrt{Q_l} / (NPSH_R)^{3/4} \quad (3)$$

여기서, n 는 펌프의 회전수, Q_l 은 국소유량 그리고, $NPSH_R$ 은 필요유효흡입헤드를 나타낸다. $NPSH_R$ 값으로는 3% 양정 저하점의 $NPSH$ 값을 이용하였다. 흡입비속도 S 는 일반적으로 최고효율점유량 (Q_{bep})에서 정의되지만, 본 연구에서는 각 유량에서의 $NPSH_R$ 을 이용한 국소흡입비속도로 정의해서 흡입성능을 비교하였다.

일반적인 산업용 원심펌프와 터보펌프용 인두서의

흡입비속도에 대해서 Japikse⁽¹¹⁾가 수행한 관련 연구에 의하면 흡입비속도는 유량에 대하여 저유량역에서 높은 값을 가지고 대유량역으로 갈수록 점점 저하하는 경향을 보이는 것으로 알려져 있다. 그러나, 본 연구에서 적용한 밀폐형 극저비속도 원심임펠러에서는 최고효율점유량 (ϕ_{beP})에서 저유량역으로 이동할수록 흡입비속도가 급격히 낮아지는 독특한 경향을 보이고 있다. 그 원인으로는 저유량역 ($\phi/\phi_{beP} < 0.73$)에서 선회역류 캐비테이션이 발생하기 때문으로 판단된다. 임펠러의 유입구 내부를 관찰할 수 있도록 투명한 아크릴로 제작된 흡입커버를 통해서 펌프의 내부를 관찰한 결과 이 선회역류 캐비테이션은 임펠러 입구로부터 펌프 유입관 상부를 향하여 길게 성장하면서 선회하는 캐비테이션으로 확인되었다. 이러한 선회역류 캐비테이션이 발생하는 명확한 이유에 대해서는 좀 더 상세한 연구가 필요하다고 생각된다.

또한, 반개방형 임펠러 II와 함께 J-그루브를 설치하여 운전할 경우 반개방형 임펠러 II의 단독운전에 비하여 전유량역에서 흡입비속도가 크게 상승하였으며, 또한, J-그루브의 단면적이 동일하고 갯수가 type A보다 상대적으로 많은 type B를 채용할 경우에 흡입비속도의 상승폭이 커짐을 알 수 있다. 그리고, 저유량역 ($\phi/\phi_{beP} < 0.73$)에서는 밀폐형 임펠러 I에서 보다 반개방형 임펠러 II와 J-그루브 B를 조합한 운전시에 최고 1.5배 이상의 매우 높은 흡입비속도의 보이고 있다. 그러나, 최고효율점 유량을 포함한 대유량역에서는 반개방형 임펠러 II의 흡입비속도가 밀폐형 임펠러 I과 비교해서 낮은 값을 보이고 있으며, 그 원인으로는 반개방형 임펠러 II의 블레이드 끝단에서 발생하는 시트(sheet) 캐비테이션 때문임을 가시화 실험을 통해서 확인하였다.

한편, J-그루브의 형상에 따라 전유량역에서 흡입비속도를 균일하게 향상시킬 수 있다는 결과로부터 반개방형 임펠러 운전시 최고효율점유량 이상의 영역에서 나타나는 상대적으로 낮은 흡입비속도에 대해서도 J-그루브의 형상을 최적화함에 의해 전유량역에서 상당한 흡입성능의 향상이 기대된다.

4. 결론

극저비속도 원심펌프의 펌프성능과 흡입성능을 향상시키기 위해서 재순환흐름 차단장치와 J-그루브를

본 연구에 적용하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 재순환흐름 차단장치를 극저비속도 원심펌프에 설치하여 반개방형 임펠러 출구에서 발생하는 재순환흐름을 차단함과 동시에 J-그루브를 펌프 케이싱 유입구에 설치하여 임펠러 입구에서 발생하는 예선회를 억제함에 의하여 펌프의 성능을 크게 향상시킬 수 있다.
- 2) 재순환흐름 차단장치의 반경방향 길이가 길수록 펌프효율의 상승폭이 크고, J-그루브의 단면적이 동일한 경우 그루브의 수가 많을수록 흡입성능을 더욱 높게 향상시킬 수 있다.
- 3) 반개방형 임펠러를 장착한 극저비속도 원심펌프의 케이싱 유입구 부근에 J-그루브를 설치하여 그 형상을 최적화함에 의해 전유량역에서 상당한 흡입성능의 향상이 기대된다.

참고 문헌

- (1) Stepanoff, A. J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps," 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York, pp. 69~89.
- (2) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J. and Kitahora, T., 1998, "Performances of centrifugal pumps of very low specific speed," Proc. 19th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Singapore, Vol. 2, pp. 833~842.
- (3) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J. and Imamura, H., 2000, "Development of high efficiency volute pump of very low specific speed," Proc. 6th Asian International Conference on Fluid Machinery, Johor, Malaysia, pp. 250~255.
- (4) 최영도, Kagawa, S., Kurokawa, J., 2006, "원형케이싱이 극저비속도 원심펌프의 성능에 미치는 영향," 유체기계저널, 제9권, 제1호, pp. 32~39.
- (5) 최영도, Kurokawa, J., 이영호, 2005, "극저비속도 원심펌프의 성능과 내부유동특성에 관한 연구," 대한기계학회 논문집 B권, 제29권, 제7호, pp. 784~794.

- (6) Choi, Y. D., Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura, H., 2002, "Internal Flow Characteristics of a Centrifugal Pump with Very Low Specific Speed," Proc. 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Lausanne, Switzerland, Vol. 1, pp.317~323.
- (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," Trans. ASME J. of Fluids Eng., Vol. 122, pp. 90~96.
- (8) Saha, S. L., Kurokawa, J., Matsui, J., and Imamura, H., 2000, "Suppression of Performance Curve Instability of a Mixed Flow Pump by Use of J-Groove," Trans. ASME J. of Fluids Eng., Vol. 122, pp. 592~597.
- (9) 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," Trans. ASME J. of Fluids Eng., Vol. 123, pp. 507~515.
- (10) 최영도, Kurokawa, J., 2005, "J-그루브를 이용한 인듀서의 캐비테이션 억제에 관한 연구," 대한기계학회 논문집 B권, 제29권, 제11호, pp. 1239~1247.
- (11) Japikse, D., 2001, "Overview of Industrial and Rocket Turbopump Inducer Design," Proc. 4th International Symposium on Cavitation (CAV2001), Pasadena (California), USA, Paper No. CAV2001 : session B7.001.