

# 원형케이싱이 극저비속도 원심펌프의 성능에 미치는 영향

최영도\* · 카가와슈사쿠\*\* · 쿠로카와준이치\*

## Influence of Circular Casing on the Performance of Very Low Specific Speed Centrifugal Pump

Young-Do Choi\*, Shusaku Kagawa\*\* and Junichi Kurokawa\*

*Key Words:* Very low specific speed(극저비속도), Centrifugal pump(원심펌프), Performance(성능), Circular casing(원형케이싱), Volute casing(벌류트케이싱), Matching point(매칭점)

### ABSTRACT

Recently, according to the trend of small size in scale and high speed in rotation of turbomachinery, very low specific speed centrifugal pump is taking a growing interest because the pump is characterized by high head and low flow rate with convenience of manufacturing and maintenance compared with conventional positive displacement pump. However, the efficiency of the very low specific speed centrifugal pump drops rapidly with the decrease of specific speed. The purpose of this study is not only to examine the influence of casing type on the performance of centrifugal pump in the range of very low specific speed but also to determine the proper casing type for the improvement of pump performance. The results show that circular casing is suitable for the centrifugal pump in the range of very low specific speed and the influence of impeller configuration on the pump performance is very small. Radial thrust in the circular and volute casings is considerably small in the range of very low specific speed.

### 1. 서론

최근 원심펌프의 소형화 및 고속화의 경향에 따라 고양정과 저유량을 특징으로 하는 극저비속도 영역( $n_s < 100 [\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ )에서의 펌프 성능에 대한 관심이 높아지고 있다. 그러나, Stepanoff<sup>(1)</sup>를 비롯한 종래의 설계법에 의하면 원심펌프의 효율은 비속도의 저하와 함께 급격히 저하한다.

Kurokawa 등<sup>(2),(3)</sup>은 극저비속도 영역에서 펌프의 성능에 대하여 폭넓게 연구를 수행하였으며, 비속

도  $n_s = 60 [\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$  부근에서 임펠러와 벌류트케이싱의 설계제원이 성능에 미치는 영향을 명확히 하였다. 또한, Matsumoto 등<sup>(4)</sup>은 종래의 상식과는 반대로 누설유량과 임펠러주판의 배면조도를 증가시키에 따라 성능을 향상시킬 수 있었다. Kurokawa 등<sup>(5)</sup>의 연구결과에 의하면 극저비속도 영역에서 밀폐형(closed type) 임펠러를 채용할 경우 일반적인 임펠러 출구각도  $\beta_2 = 22.5^\circ$ 에서도 유량이 증가함에 따라 양정이 상승하게 되는 성능불안정현상이 발생하기 쉬운 것을 확인하였고, 최 등<sup>(6)</sup>은 성능불안정현상에 대한 대책으로서 반개방형(semi-open type) 임펠러를 채용하여 펌프의 내부흐름과 성능에 대해서 검토하였다.

\* 요코하마국립대학 대학원 공학연구원

\*\* 요코하마국립대학 대학원 공학부

책임저자 E-mail : ydchoi@mach.me.ynu.ac.jp

이와 같이 최근에 수행된 극저비속도 영역에서의 원심펌프 성능향상을 위한 연구는 모두 벌류트케이싱을 사용하고 있다. 그러나, 극저비속도 영역에서 기존의 설계법<sup>(1)</sup>을 적용할 경우 케이싱의 벌류트 각도가 현저하게 작아지게 된다. 따라서, 주물로 제작시 치수의 관리가 어렵고 케이싱의 내면을 수력학적으로 매끄럽게 제작하기가 어렵기 때문에, 벌류트 각도가 없고 기계가공이 용이한 원형케이싱의 적용이 기대된다. 그러나, 원형케이싱을 극저비속도 원심펌프에 적용할 경우 설계점에서도 케이싱 내의 흐름이 비축대칭이 될 가능성이 있기 때문에 반경방향 축추력이나 진동 등의 문제가 예상된다.

본 연구의 목적은 극저비속도 영역에서 케이싱의 형상이 원심펌프의 성능에 미치는 영향을 조사하여 성능개선에 적합한 케이싱을 검토하는 것이며, 종래의 설계법<sup>(1)</sup>에 의해 설계된 벌류트케이싱과 벌류트 각도가 없는 원형케이싱을 이용하여 임펠러와의 매칭성능을 실험적으로 검토하였다.

## 2. 극저비속도 펌프의 설계지침

극저비속도 펌프를 종래의 설계법<sup>(1)</sup>에 따라서 제작하게 되면 임펠러의 출구폭  $b_2$ 가 현저하게 작아지게 되어 제작상의 한계에 직면하게 된다. 또한, 벌류트케이싱의 벌류트 확대각도  $\alpha$ 도 매우 작아지게 되어 치수관리가 어렵다. 따라서, 극저비속도 영역에서는 종래의 설계법을 그대로 적용하기가 어렵기 때문에 새로운 설계지침이 필요하게 되었으며, 극저비속도 펌프의 설계지침에 대해서 다음과 같이 검토하였다.

펌프의 형식을 대표하는 비속도를 무차원수를 이용하여 나타내면 아래의 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q_{D.P.}}}{H_{D.P.}^{3/4}} = 1727 \sqrt{\frac{b_2}{r_2}} \frac{\sqrt{\phi_{D.P.}}}{\psi_{D.P.}^{3/4}} \quad (1)$$

따라서, 극저비속도를 실현하기 위해서는 임펠러 출구폭 ( $b_2$ )과 임펠러 출구반경 ( $r_2$ )의 비  $b_2/r_2$ 를 가능한 한 작게 하든지, 설계점 유량계수  $\phi_{D.P.}$ 를 작게 하거나 설계점 양정계수  $\psi_{D.P.}$ 를 크게 선정하는 방법 밖에 없다. 이 중에서 전자는 제작상  $b_2/r_2 \geq 0.02$  정도가 한계이기 때문에 결국 설계점에서의 무차원비속도  $\omega_s = \sqrt{\phi_{D.P.}} / \psi_{D.P.}^{3/4}$ 를 어느 정도까지 낮게 선

정할 수 있는가에 달려있다. 한편,  $\phi_{D.P.}$ 는 임펠러 성능을 나타내는  $\psi_{imp}$ 와 케이싱 성능을 나타내는  $\psi_{vol}$ 의 교점으로서 이하의 식 (2)와 (3)을 풀어서 얻어지게 되기 때문에, 극저비속도를 실현하기 위해서는  $\psi-\phi$  평면에서 두 식의 교점의  $n_s$ 가 가능한 한 작게 임펠러 및 케이싱의 제원을 최적화시키는 것이 좋다.

$$\psi_{imp} = 2(1 - k - \phi / \eta_v \epsilon_2 \tan \beta_2) \quad (2)$$

$$\psi_{vol} = 4\pi b_2 \phi / b_3 \ln(1 + A_v / b_3 r_v) \quad (3)$$

여기서,  $k$ 는 미끄럼계수<sup>(7)</sup>,  $\phi$ 는 유량계수,  $\eta_v$ 는 체적효율,  $\epsilon_2$ 는 임펠러 출구에서 깃에 의한 유로의 감소율(reduction rate),  $\beta_2$ 는 임펠러 깃 출구각도,  $b_3$ 는 케이싱 유로폭,  $A_v$ 는 설단부 목(throat) 단면적,  $r_v$ 는 설단부까지의 반경을 의미한다. 식 (3)은 벌류트 케이싱 내부유로 단면과 설단부 목 단면이 장방형이고, 케이싱 내부 유로의 흐름이 자유와동(free vortex)이라는 가정 하에서 정해진 것이다.

Fig. 1은  $b_2/r_2=0.04$ ,  $b_3/b_2=4.0$ , 임펠러 깃 수  $Z=6$ 일 때의  $\psi_{D.P.}-\phi_{D.P.}$  평면상에  $n_s$  일정의 곡선을 나타낸 것이다. 또한, 그림 중에는  $\psi-\phi$  평면상에서  $\psi_{imp}$ 과  $\psi_{vol}$ 도 보이고 있으며, 그 교점으로서 주어진 설계점 ( $\phi_{D.P.}, \psi_{D.P.}$ )을 각 점 (●, ①~④)으로 나타내었다.  $\psi_{imp}$  및  $\psi_{vol}$ 에 영향을 주는 주요한 인자는 각각 ( $\beta_2, Z, b_2$ ) 및 ( $b_3, \gamma, A_v$ )이고, 이 중에서 임펠러 깃 출구각도  $\beta_2$  및 설단부 단면적  $A_v$ 의 영향이 특히 크기 때

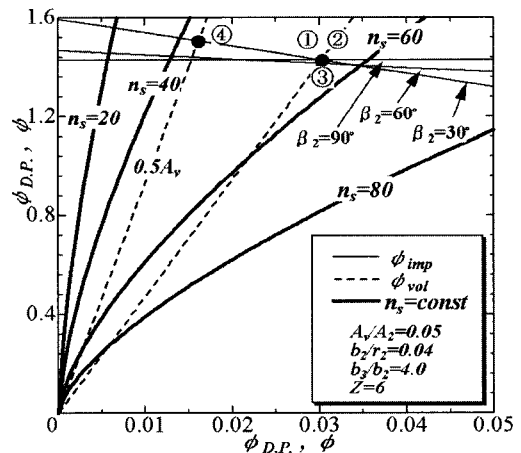


Fig. 1 Design guideline of very low specific speed pump

문에, 그림중에는  $\beta_2$ 가 30°, 60°, 90°의  $\psi_{imp}$  곡선 및  $A_v/A_2=0.05$ 와 그것의 1/2에 해당하는 값으로 할 경우의  $\psi_{vol}$  곡선을 보이고 있다. Fig. 1에서  $\beta_2$ 를 변화시키더라도  $\psi_{imp}$  및  $\psi_{vol}$  곡선의 교점은 그림의 ①~③의 지점에서 보이는 바와 같이 거의 변화하지 않지만,  $A_v$ 를 1/2로 할 경우 ①에서 ④로 크게 변화하고, 설계점의 비속도는  $n_s=55$  정도에서  $n_s=40$  정도로 큰 폭으로 변화한다.

이상으로부터 극저비속도를 실현시키기 위해서는 임펠러의 설계제원이 아니라 설단부 단면적  $A_v$ 를 변화시키는 것이 보다 효과적이라는 것을 알 수 있다. 게다가,  $n_s$ 는 실양정을 이용해서 정의되기 때문에 Fig. 1의 교점의 비속도는 정확하게는 수력효율  $\eta_h$ 를 고려해서  $1/\eta_h^{3/4}$  배 할 필요가 있다.

식 (3)에서 계산되는  $\psi_{vol}$ 는 설단부 목 단면  $A_v$ 를 장방향으로 가정해서 도출된 식이지만, 비속도의 저하와 함께  $A_v$ 가 매우 작아지기 때문에 케이싱 내부, 특히 설단부 부근의 표면거칠기가 성능에 미치는 영향이 크게 되어 케이싱 내부유로 단면 및 설단부에서 토출구에 이르는 단면은 기계가공이 가능한 원형형상이 적당하다고 판단된다. 설단부 목 부분이 Fig. 2에 보이는 바와 같이 원형단면의 경우  $\psi_{vol}$ 는 임펠러 출구  $r_2$ 에서 케이싱 반경  $r_3$ 까지의 흐름을 자유와동으로 가정하고, 목 단면내의 유속이 일정하다고 가정하면 다음의 식 (4)로 계산된다.

$$\psi_{vol}' = 2 \frac{v_{u2}}{u_2} = 4 \frac{\pi b_2 r_v}{A_v} \phi \quad (4)$$

여기서,  $v_{u2}$ 는 임펠러 출구에서 작동유체의 원주방향 속도,  $u_2$ 는 임펠러 출구 원주속도,  $r_v$ 는 케이싱 내측 반경을 나타낸다.

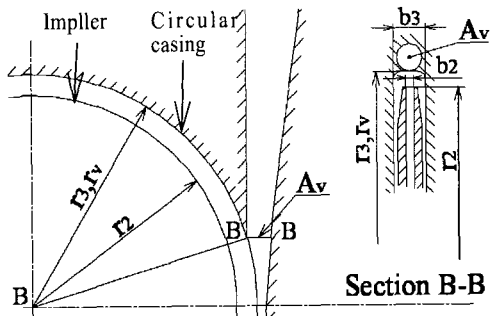


Fig. 2 Configuration of circular casing and impeller

Table 1 Dimension of test casings

	Circular casing	Spiral casing
$b_3$ [mm]	20.0	20.0
$r_3$ [mm]	138.5	133.3
$\alpha$ [deg.]	-	0.68
$A_v$ [mm <sup>2</sup> ]	196.5	201.1

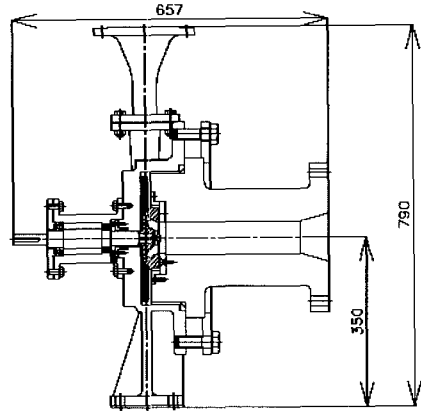


Fig. 3 Configuration of test pump

### 3. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용한 횡축 단단의 극저비속도 원심 펌프를 Fig. 3에 보이고 있다. 실험에 사용된 케이싱은 원형케이싱과 벌류트케이싱 2종류이며, 그 제원을 Table 1에 나타내고 있다.  $r_3$ 는 원형케이싱의 내측 반경과 벌류트케이싱의 기초원반경을 함께 나타낸다.  $r_3$ 의 값은 원형케이싱과 벌류트케이싱의 케이싱 내 전유로 면적이 일치하도록 정하였다. 본 연구에 사용된 케이싱은 펌프 비속도  $n_s=60$ 을 목표로 하여 설계하였고, 설단부의 목 단면적  $A_v$ 는 두 케이싱에서 거의 동일하게 제작하였으나, 설단부 목 부분을 포함하여 펌프 토출유로의 단면형상은 원형케이싱에서 원형으로, 벌류트케이싱에서 장방향으로 각각 제작하였다. 또한, 벌류트케이싱에서 벌류트 확대각도  $\alpha$ 가 매우 작음을 알 수 있다. 두 케이싱의 내부유로는 모두 장방향 단면을 가지고, 내면의 표면조도를  $R_{max}=25\mu\text{m}$ 로 기계가공 하였으며, 흡입구 지름은 100mm이다.

실험에 사용된 임펠러의 구조와 각부 치수를 Fig. 4 및 Table 2에 보이고 있으며, 5종류의 밀폐형 임펠러를 사용하였다.  $Z$ 는 임펠러 깃 수를 나타낸다. 극저비속도 임펠러는 종래의 설계법<sup>(1)</sup>에 의해 설계를

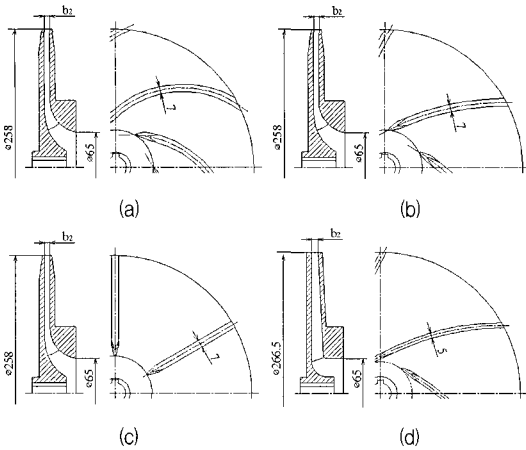


Fig. 4 Configuration of test impellers : (a) impeller A ( $\beta_2=30^\circ$ ), (b) impeller B ( $\beta_2=60^\circ$ ), (c) impeller C ( $\beta_2=90^\circ$ ) and (d) impeller D ( $\beta_2=60^\circ$ )

Table 2 Dimension of test impellers

Imp. No.	$\beta_2$ [deg.]	$b_{2design}$ [mm]	$b_{2meas}$ [mm]	$r_2$ [mm]	Z
A	30	5.0	5.0~5.8	129	6
B	60	5.0	4.7~5.7	129	6
C	90	5.0	4.6~6.0	129	6
D	60	5.0	5.6~6.8	129	4
E-2	60	6.2	6.2	129	6

Table 3 Dimension of impeller E for impeller cut test

Imp. No.	$b_2$ [mm]	$r_2$ [mm]	$r_3/r_2$
E-1	6.0	132.3	1.05
E-2	6.2	129	1.07
E-3	6.3	126	1.10

할 경우 저유량·고양정의 성능을 내기 위하여 임펠러의 반경에 비하여 출구폭  $b_2$ 가 상당히 작아지게 된다. 또한, Imp. A로부터 Imp. D까지는 스테인리스 주물로 만들어졌기 때문에 작은 출구폭에 대하여 상대적으로 큰 제작오차를 가지게 된다. 따라서, 출구폭  $b_2$ 의 설계치를  $b_{2design}$ 으로 하고, 실측치를  $b_{2meas}$ 로 하여 Table 2에 병기하였다. 그리고,  $b_2$ 의 치수오차에 의한 영향을 검토하기 위해서 기계 가공을 하여 치수오차를 줄인 Imp. E도 실험에 적용하였다. 원형케이싱의 성능에 대해서는 종래로부터 명확하지 않기 때문에 Imp. E를 이용하여 임펠러의 외경 절삭에 의한 펌프의 성능변화를 측정하였으며, Table 3에 임펠러의 외경 절삭에 의한 각 치수의 변화를 보이고 있다. 펌프의 성능계측을 위하여 양정의 정압측정에 대해서는 펌프의 흡입구와 토출구 사이의 압력을 차압계로 계측

하였으며, 축동력은 펌프와 모터 사이에 설치한 토크 미터로, 유량은 관로의 최종출구 직전에 설치한 전자 유량계로 측정하였다. 작동유체로는 수돗물을 사용하였다. 임펠러출구 원주속도  $w_2$ 와 임펠러 반경  $r_2$ 를 기준으로 하는 레이놀즈수는  $Re=2.6\sim 2.9 \times 10^6$ 이다.

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 원형케이싱과 벌류트케이싱의 성능 비교

#### 4.1.1 성능곡선과 국소비속도

Fig. 5(a)는 Imp. B를 이용해서 원형케이싱 및 벌류트케이싱의 성능곡선을 비교하고 있다.  $\phi$ 는 유량계수 ( $\phi=Q/A_2w_2$ :  $Q$ 는 유량,  $A_2$ 는 임펠러 출구면적),  $\psi$ 는 양정계수 ( $\psi=2gH/w_2^2$ :  $H$ 는 양정,  $g$ 는 중력가속도),  $\tau$ 는 축동력계수 ( $\tau=2L/\rho A_2 w_2^3$ :  $L$ 은 축

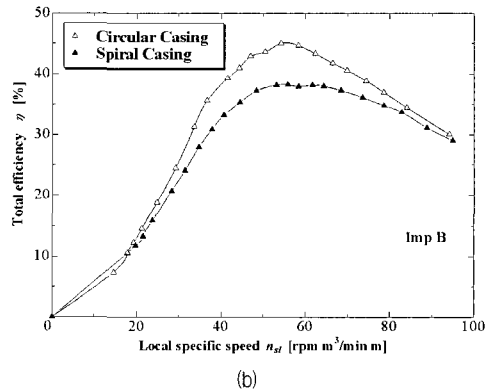
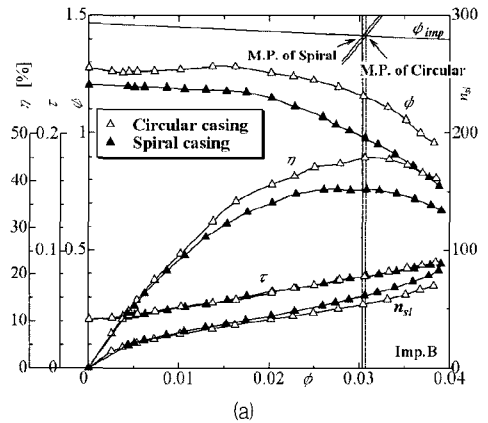


Fig. 5 Influence of casing type on pump performance : (a) performance curves and (b) efficiency vs. local specific speed

동력,  $\rho$ 는 작동유체의 밀도),  $\eta$ 는 전효율 ( $\eta = \phi \psi / \tau$ )이다. 양정은 원형케이싱이 벌류트케이싱보다 전유량역에서 높게 나타나고 있다. 그러나, 원형케이싱의 경우 저유량역에서 유량의 증가와 함께 양정이 증가하는 이상불안정현상이 약간 나타나고 있다. 축동력이 전유량역에서 케이싱에 의한 차이를 보이지 않는 것과 동일 유량에서 원주방향 압력분포 (Fig. 6(a) 참조)가 두 케이싱에서 거의 같은 값을 보이는 것으로부터 임펠러 내부 및 출구 흐름은 케이싱의 영향을 거의 받지 않는 것으로 판단된다. 효율은 전유량역에서 원형케이싱이 벌류트케이싱보다 높게 나타나고, 최고효율은 약 7%의 차이를 보이고 있다. 그리고, 실험에 사용된 다른 임펠러 (Imp. A ~ Imp. D)에서도 동일한 경향을 보이는 것을 확인하였다. 이와 같은 효율의 차이는 임펠러 출구에서 펌프 토출구까지의 케이싱 내부 유로에서 발생하는 수력손실의 차이가 원인으로 판단된다. 또한, 벌류트케이싱에서는 식 (2)과 (3)의 교점에서,

원형케이싱에서는 식 (2)와 (4)의 교점에서 각각 계산되는 매칭점에서의 유량  $\phi_{M.P.}$ 가 두 케이싱에서 최고 효율점 유량과 양호하게 일치한다. 한편, Fig. 5(b)에서는 극소비속도  $n_{s1}$ 에 대한 효율의 변화를 나타내고 있으며 원형케이싱이 벌류트케이싱보다 동일한 극소비속도에 대해서 효율이 높게 나타나고 있으며, 두 케이싱 모두 설계비속도인  $n_s = 60$  부근에서 최고 효율을 나타내고 있다.

#### 4.1.2 원주방향 압력분포 및 반경스러스트

이상의 성능곡선에 대한 고찰로부터 극저비속도 영역에서는 원형케이싱이 벌류트케이싱보다 전체적으로 우수한 성능을 나타냄을 알 수 있었다. 그러나, 원형케이싱을 채용할 경우에 예상되는 최대의 문제점은 설계점 유량에서도 임펠러 출구흐름이 축대칭이 되지 않아서 반경스러스트가 발생하는 것이다. 따라서, 이러한 반경스러스트에 대한 상세한 검토를 위해서 원형케이싱 및 벌류트케이싱 내 압력의 원주방향 변화를 측정하였다.

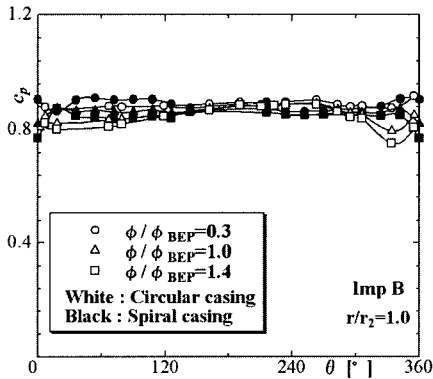
Fig. 6(a)는 임펠러 출구 원주방향 각 위치에서의 압력변화를 보이고 있으며, 원형케이싱 및 벌류트케이싱에 Imp. B를 채용하여 임펠러 출구인 반경비  $r/r_2 = 1.0$ 에서 압력계수  $c_p$ 를 비교하고 있다. 또한, Fig. 6(b)는 유량변화에 따른 반경스러스트의 변화를 보이고 있다. 압력분포를 원주방향으로 면적적분 하여 구해진 반경스러스트  $F_r$ 을 무차원화해서 반경스러스트계수  $c_F$ 로 나타내고 있으며, Imp. B와 임펠러 깃 수가 다른 Imp. D에 대한 결과도 함께 보이고 있다. 압력계수  $c_p$ 와 반경스러스트계수  $c_F$ 는 아래의 식 (5)와 (6)에 의해 구해진다.

$$c_p = (p - p_s) / (0.5\rho u_2^2) \quad (5)$$

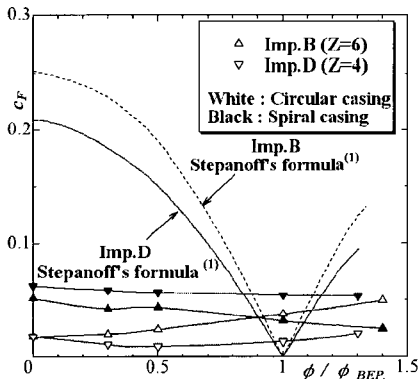
$$c_F = F_r / (0.5\rho A_2 u_2^2) \quad (6)$$

여기서,  $p_s$ 는 펌프 흡입측 벽면 정압을 나타낸다.

Fig. 6(a)에서 두 케이싱 모두 설단부 ( $\theta = 0^\circ, 360^\circ$ ) 근처에서 다소 압력변동을 보이고 있지만, 전유량역에서 원주방향으로 거의 균일한 압력분포를 나타내고 있음을 알 수 있다. Fig. 6(b)는 두 케이싱에 대해서 극저비속도 영역에서 압력계수에 의한 반경스러스트계수와 종래로부터 일반비속도 영역에서 이용되



(a)



(b)

Fig. 6 Influence of casing type on (a) casing wall pressure distribution and (b) radial thrust

고 있는 Stepanoff<sup>(1)</sup>의 반경스러스트 경험식에 의한 추정치를 함께 나타내고 있다. 경험식에 의한 추정치와 비교해서 극저비속도 영역에서 측정된 실험치는 그 경향과 크기에서 완전히 차이가 나는 것을 알 수 있다. 이상의 비교로부터 극저비속도 영역에서는 케이싱의 형상에 상관없이 반경스러스트가 전유량역에서 거의 일정하고, 또한 아주 작게 나타나기 때문에 원형케이싱을 채용하더라도 반경스러스트에 대한 문제가 없음을 확인하였다.

#### 4.2 임펠러 깃 출구각도의 영향

극저비속도 영역에서는 Figs. 6(a)와 (b)에서 살펴본 바와 같이 벌류트케이싱보다 원형케이싱을 채용한 펌프의 성능이 상대적으로 양호하였기 때문에 극저비속도 펌프의 성능에 미치는 임펠러 각 요소의 영향에 대해서도 원형케이싱을 채용한 결과를 중심으로 검토하였다. Fig. 7은 임펠러의 출구각도가 펌프의 성능에 미치는 영향에 대해서 검토한 결과이며, 임펠러의 깃 수를  $Z=6$ 으로 고정하여 출구 각도  $\beta_2$ 가 각각  $30^\circ$  (Imp. A),  $60^\circ$  (Imp. B) 그리고  $90^\circ$  (Imp. C)인 3종류의 임펠러에 대하여 계측한 펌프의 성능곡선을 보이고 있다. 또한, 임펠러 출구폭  $b_2$ 에 대한 제작오차의 영향을 검토하기 위하여 동일한 외경을 가지고 임펠러 내면을 매끄럽게 가공한 Imp. E-2에 대해서도 함께 성능을 비교하였다. Fig. 7에 의하면 유량이 0인 차단점의 부근에서 양정은 모든 임펠러에서 거의 동일하고, 출구각  $\beta_2$ 가 증가함에 따라 일반비속도 영역의 임펠러에서와 같이 양정곡선의 기울기가 저

하하지만, 그 차이는 크지 않다. 또한, 이상성능불안정 현상이  $\beta_2$ 가 증가함에 따라 저유량역에서 약간 발생하고 있음을 알 수 있다. 축동력도  $\beta_2$ 가 증가함에 따라 약간 증가하지만 그 차이는 크지 않다. 최고효율은 Imp. A에서  $\eta_{max}=44.9\%$ , Imp. B에서  $\eta_{max}=45.1\%$ , Imp. C에서  $\eta_{max}=45.1\%$  그리고 Imp. E에서  $\eta_{max}=46.6\%$ 로 약  $\pm 1\%$ 의 범위에 머무르고 있다. 그리고, 각 임펠러의 최고 효율점에서의 비속도는 동일하게 거의  $n_b=60$  근처에서 정해짐을 알 수 있다.

한편, 펌프의 성능에 미치는 임펠러 출구폭 치수의 오차에 의한 영향에 대해서 검토하기 위하여 기계가공을 하여 치수가 정확하게 제작된 Imp. E-2와 거의 동일한 설계제원을 가지지만 주물로 제작하여 제작오차가 상대적으로 큰 Imp. B를 비교하였다. Imp. E-2의 양정이 Imp. B보다 약간 더 높게 나타나고, 축동력은 두 임펠러에서 거의 동일하기 때문에 Imp. E-2의 효율이 다소 높게 나타나지만, 그 차이는 최고 효율에 비해서 큰 비중을 차지하지 않는다. 또한, 극저비속도 임펠러는 유로폭이 매우 협소하기 때문에 표면조도의 영향이 매우 클 것이라고 예상되는데 불구하고, 기계가공을 하더라도 최고 효율이 거의 개선되지 않았기 때문에, 임펠러의 수력손실은 펌프 효율에 그다지 큰 영향을 미치지 않는다는 것이 판명되었다. 이러한 결과로부터 최고 효율에 미치는 임펠러 출구각도의 영향 및 임펠러 출구폭 제작오차와 내면조도의 영향은 적다고 할 수 있다. 최고 효율점 유량에 대해서 식 (2)와 (4)의 계산으로부터 구해진 매칭점의 유량과 각 임펠러를 적용하여 계측한 실험치가 양호하게 일치하고 있다.

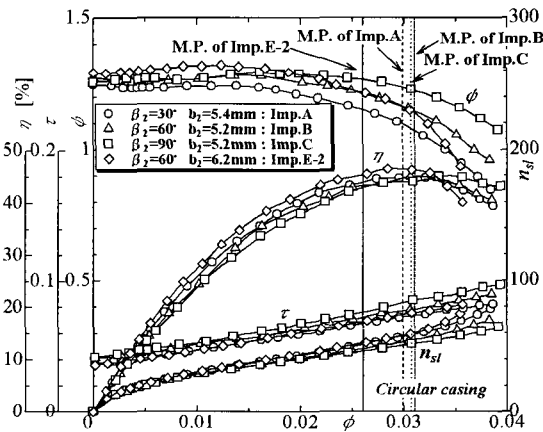


Fig. 7 Influence of impeller outlet angle

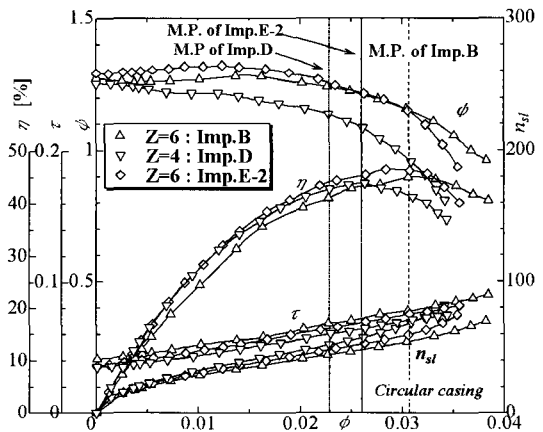


Fig. 8 Influence of impeller blade number

### 4.3 임펠러 깃 수의 영향

Fig. 8에서는 임펠러의 깃 수가 펌프의 성능에 미치는 영향에 대해서 검토하였으며, 원형케이싱에 대하여 임펠러 깃의 출구각도를  $\beta_2=60^\circ$ 로 고정하여 깃 수가  $Z=6$  (Imp. B)과  $Z=4$  (Imp. D)일 때의 성능곡선을 비교하였다. 그리고, 임펠러 내면을 수력학적으로 매끄럽게 기계가공한 Imp. E-2 ( $Z=6$ )의 결과도 함께 나타내었다. 양정은 일반비속도 영역에서와 같이 깃 수를 줄이면 이상불안정현상이 줄어들게 되지만 최고 효율이 다소 저하하게 된다. 깃 수가 많을수록 양정 및 축동력이 거의 전유량영역에서 크게 나타나고 있다. 이와 같이 양정이 높게 나타나는 이유는 깃 수가 증가할수록 미끄러움이 저하하여 이론양정이 상승하기 때문임을 시사하고 있다. 최고 효율점의 위치는 계산에 의한 매칭점과 비교적 양호하게 일치하고 있다. 최고 효율은 Imp. B에서  $\eta_{max}=45.1\%$ , Imp. D에서  $\eta_{max}=44.0\%$ , Imp. E에서  $\eta_{max}=46.6\%$ 로 약  $\pm 1\%$ 의 범위에 위치하고 있으며, 최고 효율에 미치는 임펠러 깃 수  $Z$ 의 영향이 거의 없음을 알 수 있다. 따라서, Kurokawa 등<sup>(3)</sup>의 관련연구에서도 확인된 바와 같이 극저비속도 영역에서는 최고 효율에 미치는 임펠러 제원의 영향은 크지 않다고 판단된다.

### 4.4 케이싱 내경치수의 영향과 임펠러 외경절삭

Kurokawa 등<sup>(3)</sup>은 극저비속도 영역에서 효율이 비속도의 변화와 함께 크게 변화한다는 것을 확인하였으나, 그 원인에 대해서는 아직 불명확한 점이 많이

남아있다. 따라서, 효율과 비속도의 변화에 영향을 미치는 원인에 대해서 검토할 필요가 있으며, 임펠러에 대한 검토결과에 의해 임펠러의 제원이 최고 효율에 미치는 영향이 적다는 것을 알 수 있었다. 그러므로, 펌프의 성능에 직접적인 영향을 미치는 원인으로서는 케이싱의 치수를 생각할 수 있으며, 이하에서 케이싱의 치수가 최고 효율에 미치는 영향에 대해서 검토한다. 또한, 종래로부터 케이싱 형상의 최적화는 펌프의 효율이 높아질 수 있는 케이싱 내경과 임펠러 외경사이의 적절한 치수를 결정하는 방향으로 행해졌고, 비속도  $n_s$ 의 변화에 대해서는 거의 고려되지 않았기 때문에, 본 연구에서도 최고 효율의 향상을 최적 케이싱 형상의 판단기준으로 한다.

식 (1)~(4)에 의하면, 케이싱 내경 ( $r_3$  또는  $r_v$ )과 임펠러 외경 ( $r_2$ )사이의 치수를 변화시키더라도  $r_v b_2/A_v$  및  $b_2/r_2$ 가 일정하게 유지된다면 매칭점의 비속도는 변화하지 않기 때문에, 펌프의 최고 효율은 거의 변화하지 않는다고 예상할 수 있다. 그러나, 동일한 임펠러에 대해서 케이싱 반경  $r_v$ 를 작게 하거나, 설단부 단면적  $A_v$ 를 크게 하면,  $\psi_{vol}$ 와  $\psi_{imp}$ 의 교점으로 결정되어지는 매칭점 유량  $\phi_{M.P.}$ 가 증가하여  $\psi_{M.P.}$ 가 저하하게 되고, 따라서 비속도가 증가하기 때문에, Stepanoff<sup>(1)</sup>가 지적한 바와 같이 비속도의 증가에 의하여 효율이 상승하게 된다. 역으로, 동일한 케이싱에 대해서 임펠러 반경  $r_2$ 를 작게 하더라도  $\psi_{vol}$ 와  $\psi_{imp}$ 는 변화하지 않지만 식 (1)의 비속도를 증가시키기 때문에 결과적으로 효율이 상승하게 된다.

한편, 이상의 검토로부터  $\Delta r=r_3-r_2$ 에만 주목하게 되면, 동일한 임펠러에 대해서는  $\Delta r$ 이 작은 쪽의 효율

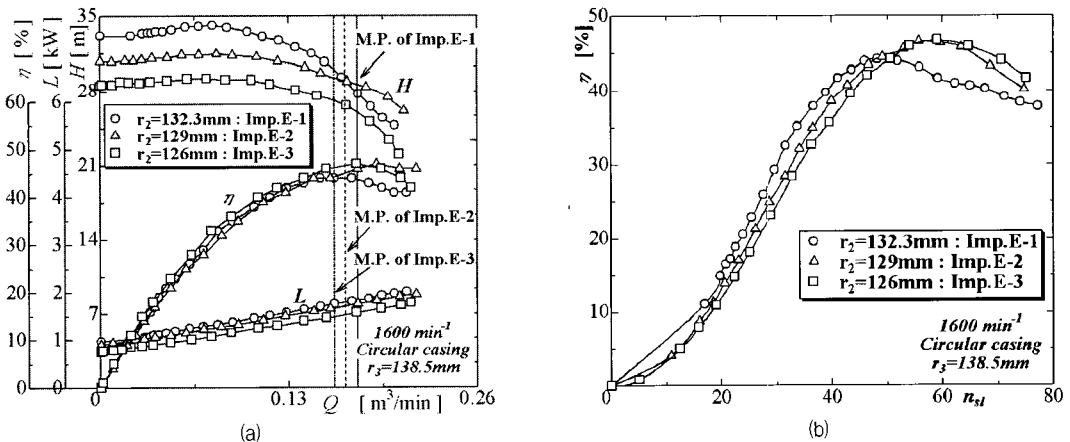


Fig. 9 Influence of impeller cut on pump performance : (a) performance curves and (b) efficiency vs. local specific speed

이 향상하게 되지만, 동일한 케이싱에 대해서는  $\Delta r$ 이 큰 쪽의 효율이 향상하게 되어 일견 모순이 되는 결과를 보이기 때문에, 상기 추론의 타당성을 확인하기 위하여 Imp. E 및 원형케이싱을 이용하여 임펠러 외경  $r_2$ 를 일정하게 절삭해 나갈 경우 각 임펠러 외경치수에 의한 성능변화를 측정했다. 외경절삭은 생산현장에서 자주 채용되기 때문에 실용성을 고려하여 성능곡선의 변화를 Fig. 9(a)에 유차원으로 나타내었고, 또한 국소비속도에 대한 효율의 변화를 Fig. 9(b)에 보이고 있다. Fig. 9(a)에 의하면, 임펠러의 외경절삭과 함께 양정 및 축동력이 대폭 저하하고, 그 결과 효율은 향상하고 있다. 이것은 Fig. 9(b)에 의하면, 최고 효율점이 고비속도 영역으로 이동했기 때문에 최고 효율이 높아지게 된 것으로 해석되며, 앞에서 기술한 추론의 타당성을 증명하는 것이다. 이상의 결과로부터 원형케이싱의 최적화는 최고 효율점의 비속도를 증가시키도록 하는 것이 중요한 열쇠라고 결론지어진다. 그리고, Fig. 9(b)에서 흥미로운 점은 비속도  $n_b \leq 50$ 의 영역에서는  $r_2$ 가 큰 쪽이 국소효율이 크게 된다는 것이다. 예를 들면,  $n_b = 30$ 정도에서는 Imp. E-3보다도 Imp. E-1이 약 7% 효율이 높다. 이러한 결과는 극저비속도 영역에서 효율이 높은 펌프가 되기 위해서는 먼저 임펠러를 극저비속도 영역에 맞추어 최적화하고, 그 위에 케이싱을 최적화할 필요가 있음을 시사하고 있다.

## 5. 결론

극저비속도 영역에서 원심펌프의 원형케이싱과 벌류트케이싱을 설계체원이 다른 5종류의 임펠러와 조합하여 성능을 검토하였으며, 결론을 다음과 같이 요약하였다.

- 1) 극저비속도 영역에서는 펌프의 최고 효율을 비롯한 전체적인 성능을 고려할 경우, 벌류트케이싱보다 원형케이싱이 더 적합하다.
- 2) 극저비속도 영역에서는 원형케이싱과 벌류트케이싱의 각 형상에 상관없이 임펠러 출구의 원주방향 압력분포가 거의 균일하기 때문에 반경스러스트는 거의 문제가 되지 않는다.
- 3) 최고효율에 미치는 임펠러의 체원 및 임펠러의 출구폭과 제작오차의 영향은 비교적 작다.
- 4) 케이싱 내경과 임펠러 반경사이의 치수를 변화시키면 펌프의 비속도가 변화하기 때문에 최고

효율도 변화하게 된다. 따라서, 케이싱 치수의 적절한 변화에 의해 비속도를 상승시켜서 최고 효율을 향상시킬 수 있다.

- 5) 본 연구에서 제안한 케이싱 성능  $\eta_{vol}$ 에서의 매칭점은 비교적 실측치와 양호하게 일치하였다.

## 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 Tsutsumi, S., 1997, "Performance of Very Low Specific Speed Centrifugal Impeller," Turbomachinery (Turbomachinery Society of Japan), Vol. 25, No. 7, pp. 337~345.
- (3) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Yao, W., Matsui, J. and Imamura, H., 2000, "Study on 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, B, Vol. 65, NO. 640, pp. 4027~4032.
- (5) Kurokawa, J., Yamada, T. and Iida, H., 1990, "Performance of Low Specific Speed Centrifugal Pump," Turbomachinery (Turbomachinery Society of Japan), Vol. 18, No. 5, pp. 300~307.
- (6) 최영도, 마쯔이준, 쿠로카와준이치, 이영호, 2005, "PTV 계측법에 의한 극저비속도 원심펌프의 내부유동특성에 관한 연구," 유체기계저널 투고중 (2005년 9월 투고).
- (7) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," Trans. ASME, Ser. A, Vol. 89, No. 4, pp. 558~572.