

비속도의 큰 변화가 극저비속도 원심펌프의 성능에 미치는 영향

최영도* · 카가와슈사쿠** · 쿠로카와준이치*

Influence of Large Change of Specific Speed 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), Spacer(스페이서), Radial thrust(반경스러스트)

ABSTRACT

Efficiency of a centrifugal pump is known to drop rapidly with a decrease of specific speed n_s . However, below $n_s=60$ [min^{-1} , m^3/min , m], the pump characteristics are not yet clear. Therefore, present study is aimed to investigate the influence of large change of specific speed on the performance of a very low specific speed centrifugal pump. Moreover, influence of impeller configuration on the performance of very low specific speed pump is investigated. The results show that very low specific speed can be accomplished by reducing volute throat sectional area using circular spacer. Influence of the spacer's location and configuration in the discharge passage on the pump performance is very small. Best efficiency of very low specific speed centrifugal pump decreases proportionally to the specific speed but the best efficiency decreases on a large scale in the range of $n_s < 40$. Influence of impeller configuration on the pump performance and radial thrust of centrifugal pump are considerably small in the range of extremely low specific speed ($n_s=25$).

1. 서론

일반비속도 영역에서 원심펌프의 최고 효율점(BEP)은 임펠러의 성능과 케이싱의 성능이 만나는 교점에서 결정된다는 것을 Worster⁽¹⁾가 이론적 및 실험적으로 분명히 하였다. 또한, 극저비속도 영역 ($n_s < 100$ [min^{-1} , m^3/min , m])에서의 펌프 효율은 비속도의 저하와 함께 현저하게 저하한다는 것이 Stepanoff⁽²⁾에 의해 알려져 있지만, 극저비속도 영역에서 비속도

와 효율의 관계는 아직도 명확하지 않다.

한편, 최근에 Kurokawa 등⁽³⁾의 연구에 의해 극저비속도 영역에서 펌프의 최고 효율점은 임펠러의 설계점보다 훨씬 대유량 측으로 이동한다는 것이 밝혀짐에 따라 설계비속도와 최고 효율점과의 관계가 설계상의 관점에서 중요성을 가지게 되었다. Kurokawa 등⁽⁴⁾은 펌프의 성능에 미치는 영향이 매우 큰 설단부의 치수를 고려한 매칭점 예측법을 제안하였으며, 저비속도 영역인 $n_s=114$ [min^{-1} , m^3/min , m]의 원심펌프를 이용하여 수행한 연구에서 주로 설단부 단면적에 의해 최고 효율점 유량이 결정됨을 확인하였다. 최 등⁽⁵⁾의 연구에서는 한층 더 비속도가 낮은 영역에서 이

* 요코하마국립대학 대학원 공학연구원

** 요코하마국립대학 대학원 공학부

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

것을 확인하기 위하여 극저비속도 영역에서 케이싱의 형상에 따른 임펠러의 매칭 성능을 검토하였으며, 그 결과, 최고 효율에 미치는 임펠러 설계제원의 영향은 적으며, 벌류트케이싱보다 원형케이싱이 극저비속도 영역에서 원심펌프의 성능향상에 적합함을 명확히 하였다.

본 연구에서는 극저비속도 영역에서 원심펌프의 성능을 좀 더 심도있게 검토하기 위하여 원심펌프의 비속도를 큰 폭으로 변화시켰을 때 최고 효율점의 변화를 상세하게 고찰하여 비속도와 최고 효율과의 관계를 명확히 하였다. 또한, 현저하게 낮은 비속도 영역 ($n_s=25$)에서 임펠러의 설계제원이 원심펌프의 성능에 미치는 영향을 실험적으로 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 횡축 단단의 극저비속도 원심펌프를 사용하였다. 최 등⁽⁵⁾의 관련연구에 의하여 극저비속도 영역에서는 벌류트케이싱보다 원형케이싱을 적용하는 것이 더 높은 펌프성능을 나타냄에 따라 본 연구에서도 원형케이싱을 채용하였다. Fig. 1은 실험에 사용된 극저비속도 원심펌프의 개략도를 보이고 있으며, 설계 비속도는 $n_s=60$ 이다. 흡입구 직경이 100 mm, 토출구 직경이 40 mm이다. 실험에 사용된 원형케이싱은 장방형 유로단면을 가지며, 유로폭이 $b_3=20$ mm, 내경이 $r_3=138.5$ mm이다. 케이싱 설단부의 목 (throat) 부분 유로단면적은 $A_v=196.5$ mm²이고, 설단부 목

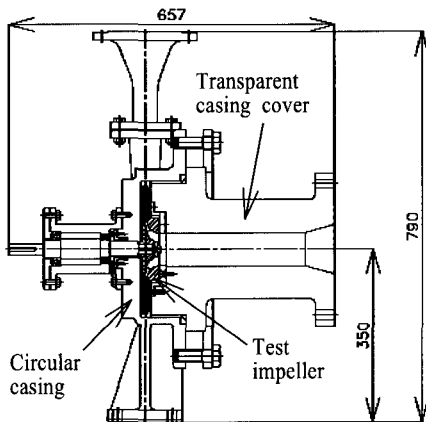


Fig. 1 Configuration of test pump

부분에서 토출구까지 원형단면으로 제작하였다. 케이싱 유로내면 및 토출구 목 부분은 기계가공을 하여 표면조도를 $R_{max}=25$ μ m로 유지하였다.

실험에 사용된 임펠러는 모두 밀폐형 (closed type)이며, 5종류의 임펠러가 실험에 사용되었다. 임펠러의 외형 및 치수는 Fig. 2와 Table 1에 나타나고 있으며, 일반비속도 영역에서의 펌프성능과 큰 차이를 보이는 극저비속도 영역에서의 펌프성능^{(2),(3)}에 대한 임펠러 형상의 영향에 대해서 살펴보기 위하여 임펠러 깃 출구각도, 임펠러 출구폭 그리고 임펠러 깃 수의 영향에 대해서 상세한 검토를 실시하였다. 특히, Imp. A로부터 Imp. D까지는 스테인리스 주물로 만들어졌고, 작은 출구폭에 대하여 제작오차가 상대적으로 크기 때문에 출구폭 b_2 의 설계치를 $b_{2design}$ 으로 하고, 실측치를 b_{2meas} .로 하여 Table 1에 함께 나타내었다.

극저비속도 영역에서 임펠러가 종래의 설계법⁽¹⁾에 따라서 설계될 경우 밀폐형 임펠러 출구폭이 너무 좁

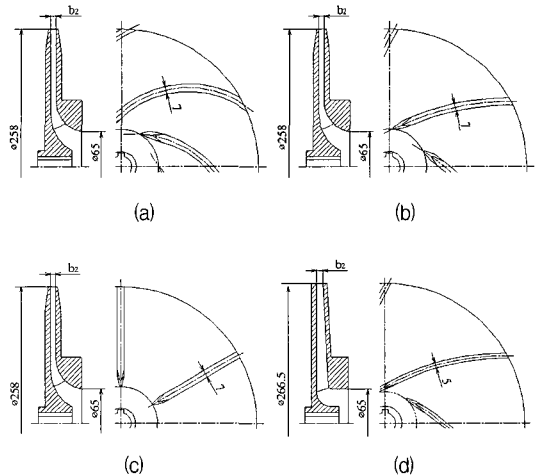


Fig. 2 Configuration of test impellers : (a) impeller A ($\beta_2=30^\circ$), (b) impeller B ($\beta_2=60^\circ$), (c) impeller C ($\beta_2=90^\circ$) and (d) impeller D ($\beta_2=60^\circ$)

Table 1 Dimension of test impellers

Imp. No.	β_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	60	6.2	6.2	129	6

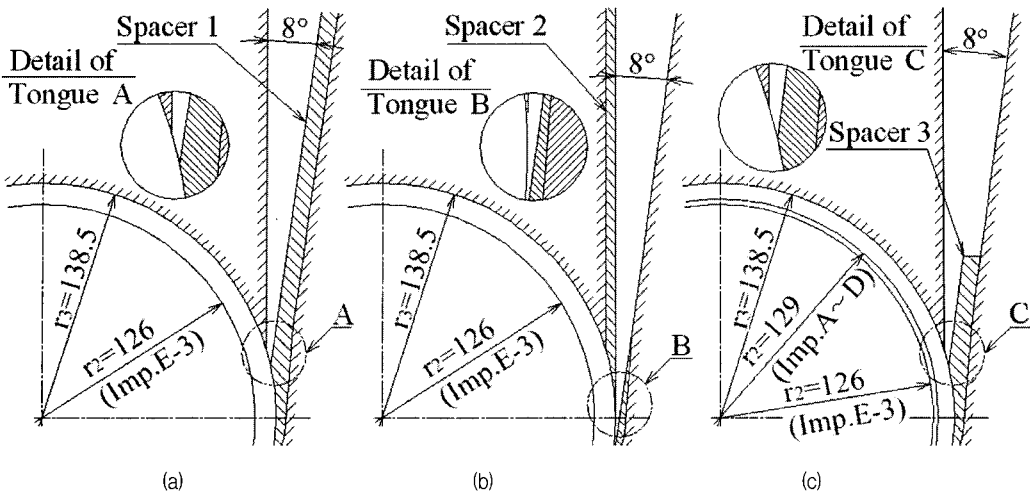


Fig. 3 Configuration of casing throat with spacer : (a) spacer 1, (b) spacer 2 and (c) spacer 3

게 되며, 본 연구에 적용된 임펠러의 출구반경 ($r_2 = 129 \text{ mm}$)을 기준으로 설계시 임펠러 출구폭이 1 mm 이하로 되어 제작상의 한계에 직면하게 된다. 또한, kurokawa 등⁽³⁾의 관련연구에 의하면 극저비속도 영역에서는 임펠러 출구폭이 넓을수록 최고 효율이 높아지는 경향이 있기 때문에 본 연구에서는 임펠러 출구폭을 상대적으로 크게 하여 5 mm 이상으로 설계하였다.

임펠러 깃 출구각도의 경우 극저비속도 영역에서는 양정을 높이기 위하여 임펠러 깃 출구각도를 크게 할 필요가 있으며, kurokawa 등⁽³⁾의 관련연구에 의하여 성능이 비교적 우수한 것으로 알려진 임펠러 깃 출구각도 $\beta = 60^\circ$ 에 대하여 두 종류의 깃 수를 적용하여 펌프의 성능에 미치는 영향을 관찰하였다. 또한, 일반적인 임펠러 깃 출구각도 $\beta = 30^\circ$ 와 상대적으로 임펠러 깃 출구각도가 매우 큰 $\beta = 90^\circ$ 에 대해서도 실험을 실시하였다.

한편, 최 등⁽⁵⁾의 연구 결과로부터 Imp. E에 대해서는 케이싱 내경과 임펠러 외경의 반경비가 $r_3/r_2 = 1.10$ 에 해당하는 임펠러 형상이 원형케이싱과의 매칭 성능이 양호하고 효율이 비교적 높게 나타남에 따라 반경비가 $r_3/r_2 = 1.10$ 에 해당하는 임펠러를 채용하였다.

성능계측을 위하여 양정의 정압측정에 대해서는 펌프의 흡입구와 토출구 사이의 압력을 차압계로 측정하여 계산하였으며, 축동력은 펌프와 모터 사이에 설치한 토크미터로, 유량은 관로의 방출구 직전에 설치한

전자유량계로 측정하였다. 작동유체로는 수돗물을 사용하였다. 임펠러출구 원주속도 u_2 와 임펠러 반경 r_2 를 기준으로 하는 레이놀즈수는 $Re = 2.6 \sim 2.9 \times 10^6$ 이다.

2.2 실험방법

일반적인 비속도 범위에서 원심펌프의 비속도를 변화시키기 위해서는 주로 임펠러 출구폭 b_2 및 벌류트 케이싱의 벌류트 확대각도 α 를 변화시키는 것이 보통이다. 그러나, 극저비속도 영역에서 비속도를 광범위하게 변화시키기 위해서는 Kurokawa 등⁽⁴⁾의 연구에서 검토된 바와 같이 설단부 단면적 A_v 를 변화시키는 것이 보다 효과적인 것으로 확인되었기 때문에, Fig. 3에 보이는 바와 같이 3종류의 스페이서 (그림 및 표에서 Spacer 또는 Sp.로 표기함)를 설단부에 삽입시켜서 적극적으로 단면적을 변화시켰다. 펌프의 토출구 목부분에 삽입된 모든 스페이서의 확대각은 동일하게 8° 가 되도록 하였으며, 스페이스 삽입후의 토출구 단면형상은 원형이 되도록 하였다. 스페이서 1과 스페이서 2의 비교로부터 토출유로 내의 설치위치에 의한 영향을 검토하였고, 스페이서 1과 스페이서 3의 비교로부터 설단부 목 부근의 토출유로에 설치된 스페이서의 형상에 의한 영향을 검토하였다. 스페이서의 설치에 의한 설단부 목 유로단면적 A_v 의 실측치를 Table 2에 보이고 있다. 이하의 그림에서 Sp. 1-A, II의 표기는 스페이서를 Sp. 1의 위치에 설치

Table 2 Variation of throat sectional area A_v [mm²]

Spacer No.	A_v -I	A_v -II	A_v -III
1	23.2	45.9	98.0
2	29.6	45.9	96.2
3	23.2	28.6	-

하여 설단부 단면적이 A_v -II인 경우를 나타낸다.

2.3 매칭점의 예측

펌프의 설계점과 최고 효율점과의 관계는 펌프의 성능을 결정짓는 매우 중요한 사항이다. Worster⁽¹⁾는 일반적인 비속도 영역에서 원심펌프의 설계점은 최고 효율점과 일치하고, 최고 효율점은 임펠러의 성능과 케이싱의 성능이 만나는 교점, 즉 매칭점에서 결정된다는 것을 이론 및 실험적으로 명확히 하였다. 그러나, Kurokawa 등⁽³⁾의 연구에 의하면 극저비속도 영역에서 펌프의 최고 효율점은 임펠러의 설계점보다도 훨씬 대유량측으로 이동하기 때문에, 일반적인 비속도 영역에서 적용되는 매칭점 예측법⁽¹⁾으로는 극저비속도 원심펌프의 설계점을 예측하기가 힘들다는 것을 확인하였다. 따라서, 본 연구에서는 극저비속도 영역에서 정도 높게 최고 효율점을 예측하기 위하여 최 등⁽⁵⁾이 제안한 아래의 식 (1)과 (2)를 이용한 매칭점 예측법을 적용하여 임펠러에 대한 원형케이싱의 매칭 성능을 검토하였다. 특히, 식 (2)에서 알 수 있는 바와 같이 원형케이싱의 양정 ψ_{cir} 에 대해서는 극저비속도 영역에서 펌프의 성능에 미치는 영향이 매우 큰 실

단부 목 부분 치수의 영향을 고려하였다. 설단부 목 부분의 유로단면이 원형임을 고려하여 임펠러 출구 r_2 에서 케이싱 내측반경 r_v 까지의 흐름을 자유와동 (free vortex)으로 가정하고, 목 단면내의 유속이 일정하다고 가정하였다.

$$\psi_{imp} = 2(1 - k - \phi / \eta_v \varepsilon_2 \tan \beta_2) \quad (1)$$

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

여기서, k 는 미끄럼계수⁽⁶⁾, ϕ 는 유량계수, η_v 는 체적 효율, ε_2 는 임펠러 출구에서 깃에 의한 유로의 감소율 (reduction rate), β_2 는 임펠러 깃 출구각도, v_{u2} 는 임펠러 출구에서 작동유체의 원주방향속도, u_2 는 임펠러 출구 원주속도를 나타낸다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 설단부 토출유로 단면적의 영향

Fig. 4(a)는 스페이서 1을 이용하여 설단부 단면적을 Table 2와 같이 적극적으로 변화시켰을 때의 성능곡선을 보이고 있으며, Fig. 4(b)에서는 국소비속도에 대한 효율의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 ϕ 는 유량계수 ($\phi = Q/A_2 u_2$: Q 는 유량, A_2 는 임펠러 출구면적), ψ 는 양정계수 ($\psi = 2gH/u_2^2$: H 는 양정, g 는 중력가속도), τ 는 축동력계수 ($\tau = 2L/\rho A_2 u_2^3$: L

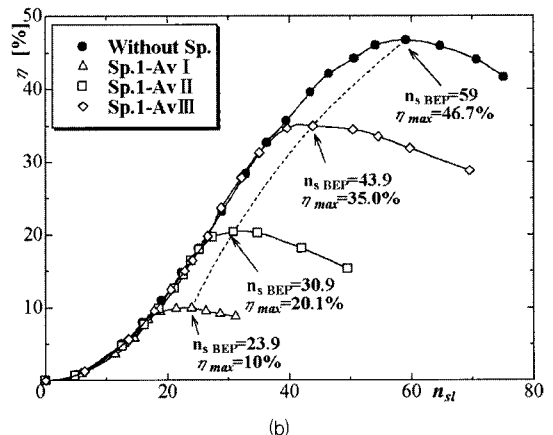
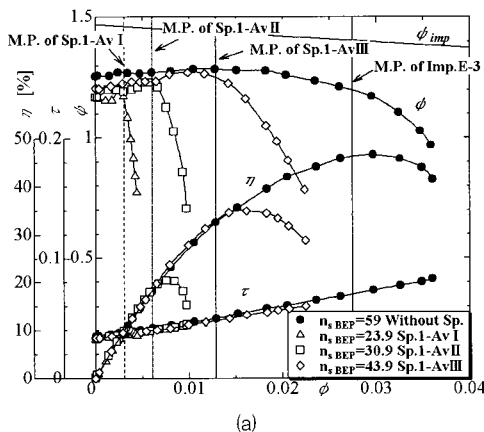


Fig. 4 Influence of volute throat sectional area A_v with spacer 1 : (a) performance curves and (b) efficiency vs. local specific speed

은 축동력, ρ 는 작동유체의 밀도), η 는 전효율 ($\eta = \phi / \psi$)이다. 실험에는 원형케이싱과 Imp. E를 채용하였다. Fig. 4(a)에서 실부 단면적이 축소함에 따라 최고 효율점 유량 ϕ_{BEP} 가 급격하게 저하하고, 이것에 동반하여 최고 효율점 비속도 n_{sBEP} 도 급격하게 저하하는 것을 알 수 있다. 여기서, 흥미로운 점은 각 스페이스의 삽입에 의해 단면적이 변화함에도 불구하고 효율곡선이 체절점 유량으로부터 하나의 곡선으로 겹쳐지고, 유량이 증가함에 따라 각 스페이스에 의한 최고 효율점 유량 부근에서 효율곡선이 차례로 분기하는 것을 알 수 있다. 다시 말해서, 설단부 목 유로단면적 A_v 가 작아질수록 이 중첩된 효율곡선으로부터 분기하는 지점이 저유량 측으로 이동하고 있다. 또한, 양정 곡선에서 유량의 증가와 함께 양정이 상승하는 우상성 능불안정현상은 A_v 가 축소함에 따라 현저하게 증가함을 알 수 있다. 또한, 스페이스의 종류에 상관없이 축동력이 거의 변화하지 않는 것으로부터 임펠러 내부흐름은 거의 변하지 않는다는 것을 알 수 있다. 그리고, 최고 효율점보다도 대유량역에서 양정이 급격하게 저하하는 것은 스페이스를 삽입함에 의해 설단부의 목 유로에서 마찰손실이 급증하기 때문인 것으로 보인다. 계산에 의해 구해진 매칭점은 모든 경우에서 최고 효율점보다도 약간 저유량역에 위치하지만 실측치와 비교적 양호하게 일치하고 있다.

Fig. 4(b)에서 국소비속도 n_{s1} 에 대한 효율곡선은 각 최고 효율점 비속도 (n_{sBEP}) 부근에서 산봉우리와 같은 형상의 특성을 나타내고 있으며, 스페이스를 삽입한 후의 각 최고 효율점에서의 효율은 스페이스 삽입전의 효율 (그림 중에 점 (●)으로 연결된 곡선)을

증가하지 못하고 있다. 즉, 각 설단부 단면적에 의한 최고 효율은 점선으로 나타내는 것처럼 $n_s=60$ 의 펌프효율보다도 5% 정도 낮은 것을 알 수 있다. 이것은 극저비속도 펌프를 설계시 설단부 단면적을 작게 하는 것보다도 오히려 비속도가 큰 펌프를 부분유량에서 운전하는 것이 높은 효율을 달성할 수 있음을 시사하고 있다.

3.2 스페이스 설치위치 및 형상의 영향

설단부 단면적 A_v 의 변화에 의해서 극저비속도를 달성할 수 있음이 판명되었지만, 스페이스로 설단부 단면적을 변화시킬 경우 스페이스의 설치위치와 형상이 문제가 된다. 그래서, Fig. 5(a)에 스페이스 1과 스페이스 2의 설치위치에 의한 성능비교를 보이고 있다. 횡축에 설단부 목 유로단면적 A_v 와 임펠러 출구 유로단면적 A_2 의 비를 두고, 종축에 최고 효율 η_{max} 및 최고 효율점 비속도 n_{sBEP} 를 보이고 있다. 설단부 단면적의 감소와 함께 η_{max} 및 n_{sBEP} 도 급격하게 저하하고, 특히 단면적비 $A_v/A_2 \leq 0.01$ 와 비속도 $n_s = 40$ 이하에서 그 경향이 현저하게 나타난다. 그러나, 스페이스 설치위치의 차이에 의한 영향은 비교적 작은 것을 알 수 있다. 흥미로운 점은 n_{sBEP} 의 저하와 η_{max} 의 저하가 거의 같은 경향을 보이는 것이며, 원심펌프의 효율은 특히 비속도가 낮은 영역에서 너무 낮아서 실용적이지 않지만, Fig. 5(a)는 극저비속도 펌프를 설계할 때 성능에 대한 기준을 제시하고 있다.

또한, Fig. 5(b)는 설계비속도 $n_s=25$ 부근의 펌프 성능에 대해서 전스페이스의 형상에 의한 펌프성능곡선

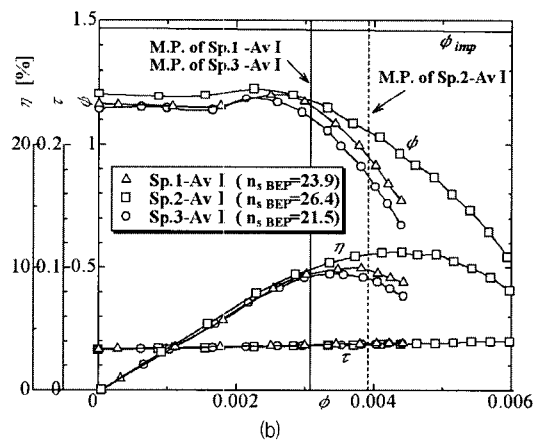
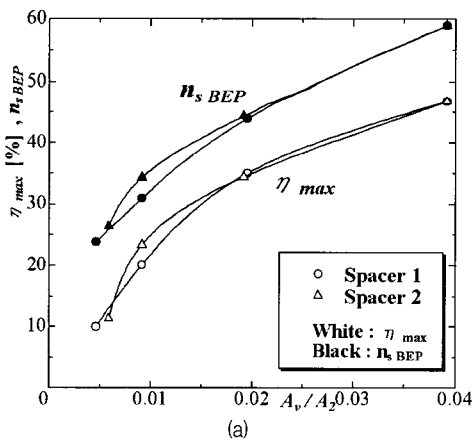


Fig. 5 Influence of spacer on pump performance : (a) by spacer location and (b) by spacer configuration

의 비교를 보이고 있다. 설단부 목 유로단면적이 각 스페이서에 따라서 다소 차이가 있기 때문에 동일 비속도에서의 비교를 할 수는 없지만, 전체적인 경향은 파악이 가능하다. 스페이서 형상에 따라서 양정 및 효율곡선에서 차이를 보이지만, Fig. 5(a)에 의하면 비속도 $n_s=25$ 부근에서는 설단부 단면적 A_v 의 약간의 차이에 의하여 η_{max} 및 n_{sBEP} 가 대폭 변화하는 것으로부터 Fig. 5(b)에서 펌프성능의 차이는 n_s 의 차이가 그 원인으로 판단된다. 최고 효율을 비교해보면 스페이서 1, 2 그리고 3에서 각각 $\eta_{max}=10.0\%$, $\eta_{max}=11.5\%$ 그리고 $\eta_{max}=9.5\%$ 로 매우 낮지만, 각 스페이서에 의한 최고 효율의 차이는 크지 않다. 또한 스페이서 3에서 유로의 급확대에 의한 영향도 비교적 작다고 할 수 있다. 이상의 결과로부터 극저비속도 영역에서 비속도를 큰 폭으로 변화시키기 위하여 케이싱 토출유로에 삽입한 스페이서의 설치위치 및 형상은 펌프의 최고 효율에 거의 영향을 미치지 않는다고 판단된다.

3.3 비속도 $n_s=25$ 부근의 펌프성능

종래로부터 비속도가 현저하게 낮은 영역에서는 원심펌프의 성능에 대해서 공개된 자료를 거의 찾아볼 수 없었다. 따라서, 일반비속도 영역의 원심펌프와는 달리 극저비속도 원심펌프의 성능에 대해서는 불명확한 점이 많고, 또한 그 성능을 예측하기가 힘들다. 따라서, 본 연구에서는 비속도가 현저하게 낮은 극저비속도 영역에서의 펌프성능에 대한 기초적인 정보를 습득하기 위하여 본 연구에서 달성할 수 있는 가장 낮은 비속도인 $n_s=25$ 부근에서 임펠러의 설계제원이 펌프 성능에 미치는 영향을 검토하였다.

Fig. 6은 스페이서 3을 사용하여 케이싱의 설단부 목 유로단면적을 A_v-II , 임펠러 깃 수를 $Z=6$ 으로 고정시키고 임펠러 깃 출구각도가 $\beta_2=30^\circ$, 60° 그리고 90° 인 임펠러에 의한 펌프성능을 비교하였고, 또한 동일한 케이싱 설단부 목 유로단면적에 대하여 임펠러 깃 출구각도를 $\beta_2=60^\circ$ 로 고정하여 임펠러 깃 수가 $Z=6$ 및 $Z=4$ 인 경우의 펌프성능곡선의 비교를 보이고 있다. β_2 의 차이는 이론양정곡선에서 큰 차이를 발생시킬 수 있는 원인이 될 수 있지만, Fig. 6의 결과에 의하면 체적점에서 최고 효율점까지의 양정곡선에서 거의 차이를 보이지 않고 있다. 이와 같은 결과는 스페이서의 삽입에 의한 설단부의 수력손실이 현저하게 크기 때문에, 결과적으로, β_2 에 의한 양정곡

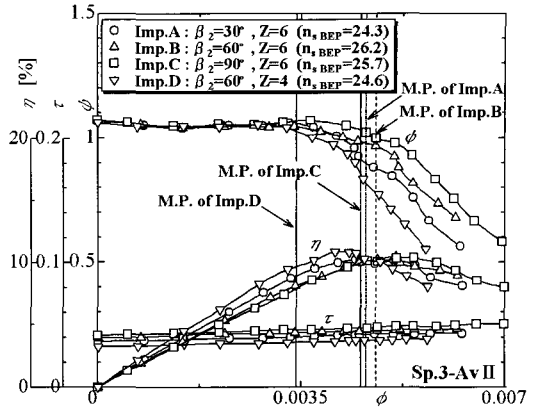
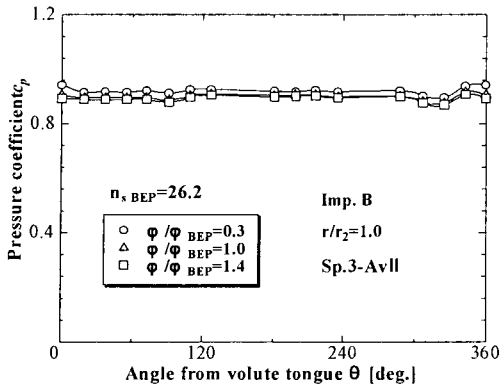


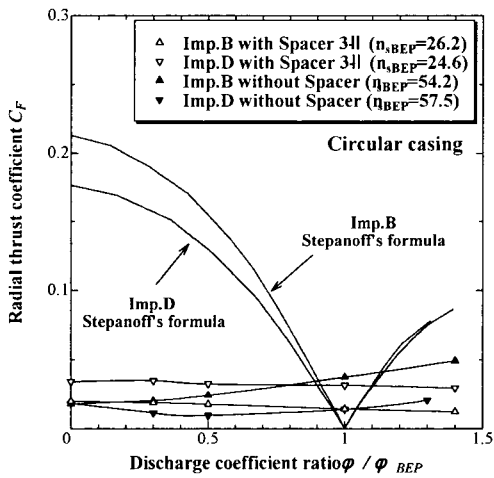
Fig. 6 Influence of impeller design parameter

선의 차이가 비교적 작게 나타난다는 것을 시사하고 있다. 한편, 저유량역의 양정은 임펠러 깃 수에 상관없이 거의 동일하지만, 최고 효율점 이상의 대유량역에서는 임펠러 깃 수가 많을수록 양정이 높다. 축동력에서도 임펠러 깃 수가 많을수록 전유량역에서 거의 일정하게 큰 값을 나타내고 있으며, 이러한 결과는 미끄럼의 저하에 의한 이론양정의 증가가 원인으로 생각된다. 각 임펠러에 의한 펌프의 최대효율은 $\eta_{max}=10.2\%$ (Imp. A), $\eta_{max}=10.4\%$ (Imp. B), $\eta_{max}=10.3\%$ (Imp. C) 그리고 $\eta_{max}=10.8\%$ (Imp. D)로 큰 차이가 없으며, 최고 효율에 미치는 β_2 및 Z 의 영향이 작다는 것을 알 수 있다. 또한, 식 (1)과 (2)로부터 계산되는 매칭점에서의 유량계수 $\phi_{M.P.}$ 는 현저하게 비속도가 낮은 $n_s=25$ 부근에 대해서도 측정치와 비교적 양호하게 일치한다.

한편, 최 등⁽⁵⁾의 연구에 의하면 비속도가 $n_s=60$ 부근에서는 임펠러 출구 원주방향 각 위치에서의 압력이 유량에 따라 거의 일정하고, 반경스러스트도 매우 낮게 나타나고 있음을 확인하였다. 본 연구에서는 비속도가 현저하게 더 낮은 $n_s=25$ 부근에 대해서도 임펠러 출구 원주방향 각 위치에서 압력을 측정하여 최 등⁽⁵⁾의 방법에 의해서 압력계수와 반경스러스트를 구하였다. Fig. 7(a)에서 비속도가 현저하게 낮은 영역에서도 임펠러 출구 원주방향 각 위치에서의 압력분포는 각 유량역에서 거의 일정하고 또한 아주 작게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한, Fig. 7(b)는 유량변화에 따른 반경스러스트계수를 보이고 있으며, 실험에 의한 실측치와 종래의 일반비속도 영역에서의 설계법에 따른 Stepanoff⁽²⁾의 반경스러스트 경험식에 의한



(a)



(b)

Fig. 7 Pressure distribution and radial thrust : (a) pressure coefficient at impeller outlet and (b) radial thrust

추정치도 함께 나타내고 있다. 반경스리스트의 경험식에 의한 추정치와 비교해서 극저비속도 영역에서 원형케이싱을 적용한 경우의 실험치는 그 경향과 크기에서 매우 큰 차이를 나타내고 있다. 즉, 전유량역에서 반경스리스트가 거의 일정하고, 또한 비교적 작게 나타나고 있음을 알 수 있다. 따라서, 비속도가 현저하게 낮은 영역에서는 반경스리스트에 대한 문제가 거의 없다고 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 비속도가 현저하게 낮은 영역에서 비속도가 급격하게 변화할 경우의 펌프성능에 대하여 실험적으로 검토하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 설단부 목 유로단면적을 축소시켜서 최고 효율점을 현저하게 저유량측으로 이동시키는 것에 의해 극저비속도 펌프를 실현하는 것이 가능하다.
- 2) 극저비속도 펌프의 최고 효율은 비속도의 저하와 거의 비례해서 저하하고, 비속도가 $n_s < 40$ 에서는 효율이 아주 큰 폭으로 저하한다.
- 3) 극저비속도를 실현시키기 위해 펌프 설단부에서 토출구까지의 유로에 삽입하는 스페이스의 설치 위치 및 형상은 펌프의 최고 효율에 거의 영향을 미치지 않는다.
- 4) 극저비속도 영역 ($n_s=25$ 부근)에서 임펠러의 설계원이 펌프의 최고 효율에 미치는 영향은 작다.
- 5) 비속도가 현저하게 낮은 영역에서는 전유량역에서 임펠러 출구의 원주방향 압력분포가 거의 균일하기 때문에 반경스리스트에 대한 문제가 거의 없다.

참고문헌

- (1) Worster, R.C., 1963, "The Flow in Volute and Its Effects on Centrifugal Pump Performance," Proc. Ins. Mech. Eng., Vol. 177, No. 31, pp. 843~871.
- (2) Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed.), John Wiley and Sons, pp. 69~89.
- (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) 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.
- (5) 최영도, 카가와슈사쿠, 쿠로카와준이치, 2005, "원형케이싱이 극저비속도 원심펌프의 성능에 미치는 영향," 유체기계저널 투고중 (논문번호 : Pump-05-4).
- (6) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," Trans. ASME, Ser. A, Vol. 89, No. 4, pp. 558~572.