〈학술논문〉 DOI:10.3795/KSME-B.2011.35.3.263 ISSN 1226-4881

2엽 수중 슬러리 펌프 임펠러 전산해석§

윤 정 의*†
* 강원대학교 메카트로닉스공학과

CFD Analysis of Submersible Slurry Pump with Two Blades

Jeong-Eui Yun*†
* Dept. of Mechatronics Engineering, Kangwon Nat'l Univ.

(Received July 5, 2010 ; Revised October 18, 2010 ; Accepted October 18, 2010)

Key Words: Blade Angle(날개 각), Blade Length Angle(날개 길이 각), Centrifugal Pump(원심펌프), Slurry Pump(슬러리 펌프), Specific Velocity(비속도)

초록: 본 연구는 볼텍스 형태를 대신하는 원심형태의 비 막힘형 2엽 수중 슬러리 펌프 임펠러를 개발하기 위해 수행하였다. 이를 위해 먼저 펌프 설계에 있어 중요한 변수로 입구면 날개각(blade angle)β과 날개 길이 각(blade length angle) α를 선정하여 이들이 펌프의 효율에 미치는 영향을 살펴보기 위해 상용 코드인 ANSYS CFX and BladeGen을 사용하여 해석을 수행하였다. 그 결과 입구면 임펠러 날개 형상은 β값이 30° 로 일정한 값을 가질 때 가장 높은 효율을 가지게 됨을 알 수 있었으며, α값은 효율에 비례하는 특징을 가짐을 관찰할 수 있었다.

Abstract: We aimed to develop a non-clogging submersible slurry pump with two blades to replace the conventional vortex pump. To do this, we simulated the effect of parameters such as the blade angle β and the blade-length angle α on pump efficiency. We used the commercial codes ANSYS CFX and BladeGen. The results showed that the best blade shape was obtained for β = 30° and that the pump efficiency was proportional to α in the simulated range.

1. 서 론

산업이 발전함에 따라 생산에 따른 여러 종류의 폐 처리 액체의 처리량이 지속적으로 증대하고 있으며, 특히 오폐수 처리 분야에 사용되는 수중 슬러리 펌프의 수요는 환경이 산업의 핵심 요소 중 하나로 자리 매김하면서 급격하게 증가하고 있는 실정이다.

비 막힘형 수중 슬러리 펌프(non-clogging type of submersible slurry pump)는 순수한 액상의 유체를 펌핑하는 일반 펌프와는 달리 때로는 고상의 입자가 상당수 포함된 액체를 수송하여야 하기 때문에 현재 국내에서는 순수 액체만을 수송하는 원심펌프에 비해 효율이 낮은 볼텍스 타입 펌프(vortex type pump)가 주로 사용되어지고 있다. 이러한 문제를 극복하기 위한 대안으로는 상대적으로 높은 효율을 가지는 원심펌프를 사용하는 방법이 있지만 고형물을 함께 수송하는 슬러리 펌프의 특성으로 인해 펌프의 막힘 현상을 최소화하면서 넓은 운전 범위에서 효율을 최대화하는 임펠러의 설계 기술의 개발이 요구되어진다. 임펠러 설계와 관련하여 특히 슬러리 펌프의 경우 사용 용도에 따라 낮은 비속도(specific speed)에서도 효율적인 운전이 요구되나 원심 펌프의 효율은 비속도의 감소와 함께 급격하게 감소하는 특징을 가지며, 기존의 설계방법으로 저 비속도 펌프를 설계 및 제작할 경우 임펠러의 유로 폭이 매우 좁아져 큰 고형물을 이송하는 것이 불가능해진다는 문제점이 발생한다.[1,2,5] 최근 이러한 분야에 대한 몇몇 연구가 학계에서 활발하게 이루어지고 있으나 아직 산업 현장에 적용되지는 못하고 있는 실정이다.[3,4]

§ 이 논문은 2010년도 대한기계학회 강원지회 춘계학술대회(2010. 5. 14., 강원대) 발표논문임

† Corresponding Author, jeyun@kangwon.ac.kr

ⓒ 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

본 연구는 50% 이하 수준의 효율을 보이고 있는 볼텍스 형태를 대신하는 원심형태의 비 막힘형 수중 슬러리 펌프 임펠러를 개발하는 것을 목표로 하고 있다. 이를 위해 용도의 특성을 고려한 몇 가지의 제약조건(15kw, 2 개의 날개 - 고형물 통과 면적 극대화 측면, 입구 및 출구직경, 허브 기초 곡면 등)을 충족하는 범위에서 가장 효과적인 임펠러의 형상을 찾고자 상용 해석용 프로그램을 사용하여(ANSYS BladeGen, Turbo Grid, CFX) 전산해석을 수행하였다. 해석은 몇 가지 중요변수를 중심으로 수행하였으며, 해석결과를 통해 어떠한 변수가 펌프 효율에 민감하게 영향을 주는가를 살펴보고자 한다.

2. 수치해석

2.1 임펠러 형상 모델링 및 주요 해석변수

비 막힘형 수중 슬러리 펌프는 고형물이 포함된 액체를 원활하게 양수하기 위해 임펠러 내의 유로와 출구의 폭을 넓게 설계하게 된다. 날개의 수는 고형물의 크기에 따라 1개부터 여러 개까지 설계 가능하나 본 연구에서는 2개로 제한하였다. 그리고 펌프의 성능에 절대적인 영향을 미치는 임펠러의 형상 설계에서는 날개의 기본 형상을 표현하는 자오면(meridional view)을 기준으로 흡입 측 직경, 출구 측 높이와 경계면을 구성하는 허브(hub) 및 슈라우드(shroud) 곡선이 중요한 설계변수가 된다. 또한 앞면(front view)에서는 날개의 비틀림을 표현하는 두 개의 비틀림 각도 (β : blade angle, θ : angle position)가 주요한 설계변수이다. 특히 비 막힘형 원심펌프의 경우는 일반 원심펌프와 달리 자오면뿐만 아니라 입구면(inlet area)에도 날개 비틀림이 존재하며 반경반향으로 속도가 달라지므로 인해 이 부분이 성능에 매우 민감하게 작용하게 된다. 본 연구에서는 Table 1과 같이 자오면(meridional surface)을 기준으로 흡입 측 직경, 출구 측 높이와 경계면을 구성하는 허브(hub) 및 슈라우드(shroud) 곡선이 경계조건으로 주어진 상황에서 입구면 날개의 비틀림 각(β : blade angle, θ : angle position)과 날개의 길이(자오면 비틀림을 제어함, α : blade length angle)가 펌프의 성능에 미치는 영향을 살펴보고자 해석을 수행하였다. Fig. 1은 해석에서 사용한 날개의 비틀림을 결정하는 3가지 설계변수이다. 이들 3개의 변수 중 날개의 형상을 결정하는 $\theta(r),\beta(r)$ 사이에는 반경 r에 따라 아래의 (1)식의 관계가 성립하며, 만약 전 영역에서 β가 일정한 값을 가진다면 $\theta(r)$는 (2)의 식으로부터 결정되어지는 변수이다(r_i: 날개 시작면의 반경).

$$\tan\beta = \frac{dr}{rd\theta} \tag{1}$$

$$\theta(r) = \frac{1}{\tan\beta}\ln\left(\frac{r}{r_i}\right) \tag{2}$$

2.2 수치해석 방법

해석을 위해 임펠러의 3-D 형상은 ANSYS CFX-BaldeGen 프로그램을 사용하여 주어진 구속 및 경계조건과 설계 변수의 값에 따라 설계 생성하여 사용하였다. Fig. 2는 해석에 사용한 격자의 모습이다. 격자는 형상의 복잡성으로 사면체 격자를 주로 사용하였으며 벽면에는 계산의 정확성을 위해 3층의 프리즘 격자 층을 배치하였다. 그리고 계산 시간을 고려하여 두 개의 날개 중 한 개의 날개 영역에 대해서만 해석을 수행하였으며 전체적으로는 약 40만개의 요소로 구성하였다. 수치해석은 상용 해석 프로그램인 ANSYS CFX-11을 사용하였으며, 작동유체는 시제품 제작 후 검증과정을 고려하여 물로 설정하였다. 해석

Table 1 Specification of non-clogging type of slurry pump

Specification	Value
Flow rate	3 m^3/min
Impeller inlet inner diameter	34 mm
Impeller inlet outer diameter	180 mm
Impeller outlet diameter	236 mm
Impeller outlet height	67 mm

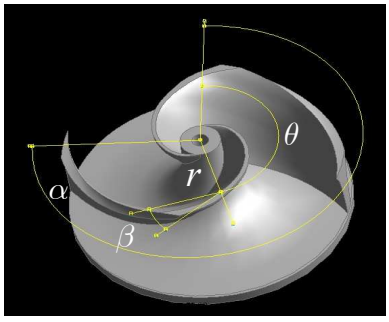

Fig. 1 Definition of blade angles for impeller design. Where, α : blade length angle β : blade angle and θ : angle position

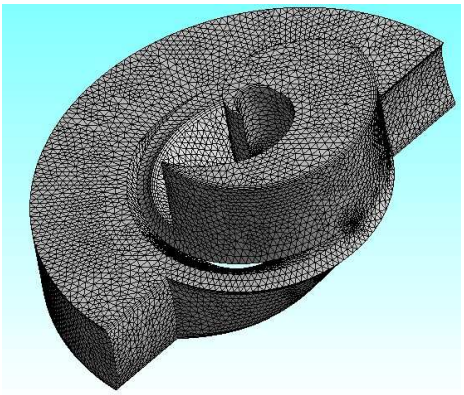

Fig. 2 Grid of impeller for simulation

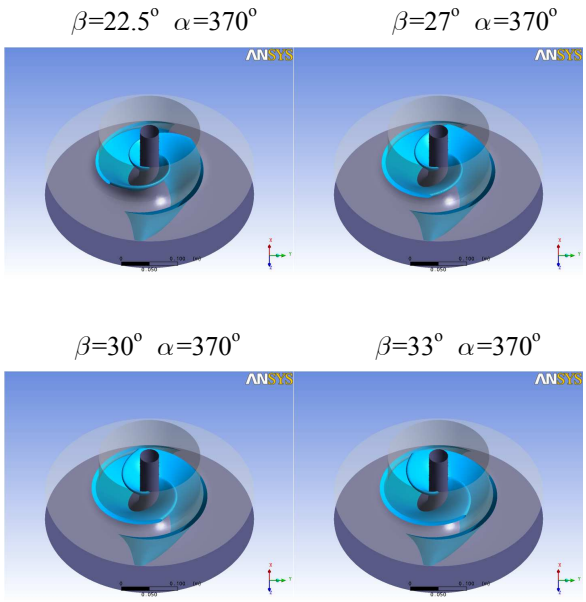

Fig. 3 Effect of blade angle β on impeller geometry. In all cases, β is constant from start θ angle to end θ angle

은 에너지 방정식을 제외한 연속방정식 및 운동량 방정식을 사용하였으며, 난류 모델은 $k-\epsilon$ 모델을 채택하여 해석을 수행하였다. 해석 시 경계조건으로는 입구 측에서는 압력(1bar)을 출구 측에서는 유량(3 m^3/min)값을 사용하였으며, 해석은 1750 rpm 조건에서 수행하였다.

3. 유동해석 결과 및 고찰

Fig. 3은 입구면 날개의 비틀림 각(β : blade angle)가 펌프 성능에 미치는 효과를 알아보기 위

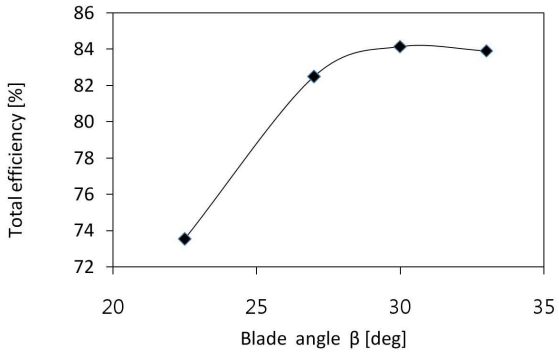

Fig. 4 Effect of blade angle β on total efficiency of pump. In all cases, blade length angle α is 370° constant value

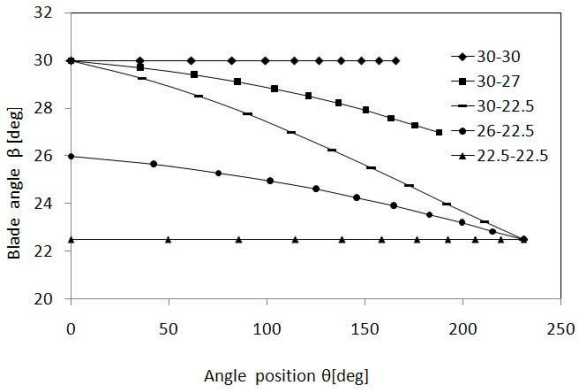

Fig. 5 Some blade angle profiles on inlet area against angle position θ

해 모델링한 임펠러의 형상이다. 해석은 입구면 내경에서부터 입구면 외경까지 β가 일정한 값을 갖는 것으로 구속하여 Stepanoff가 추천하는 22.5°부터, 33°까지 각 변화 시키면서 해석 결과 수행하였다.[1] Fig. 4는 해석 결과 날개각 β의 변화가 펌프의 효율에 미치는 영향을 나타낸 그림이다. 그림을 살펴보면 β가 증가하면 효율(η) ($\eta = \gamma QH/P_{shaft} \times 100\%$, γ:specific weight, Q : flow rate, H: head, P_{shaft} :shaft power) 또한 증가하는 경향을 보여준다. 이러한 이유는 Fig. 3에서 알 수 있듯이 입구면 날개각 β가 증가하면 입구면 중 상대적으로 빠른 속도로 작동유체와 닿는 바깥 면이 증가함에 따라 작동유체에 충분히 에너지를 전달할 수 있게 되기 때문이라 여겨진다. 그러나 30° 보다 더 큰 값을 가질 때는 오히려 마찰력 증가로 효율이 감소하게 됨을 보여준다.

Fig. 5는 입구면 날개 형상을 결정하는 β값이 Fig. 3에서처럼 일정한 값을 가지는 것이 아니라

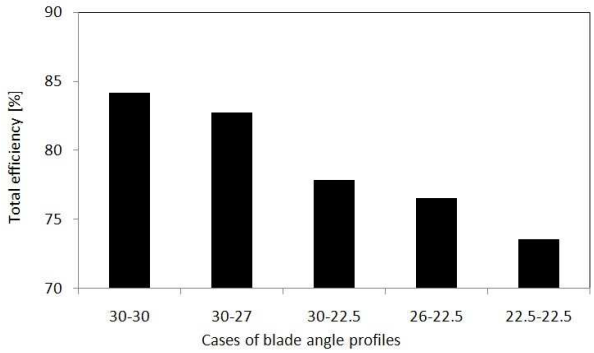

Fig. 6 Effect of blade angle profiles on total efficiency. In all cases, blade length angle α is 370° constant value

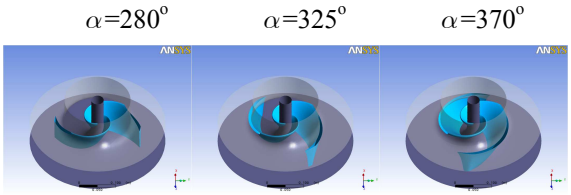

Fig. 7 Effect of blade length angle α on impeller geometry. In all cases, β is 22.5° constant value from start θ angle to end θ angle

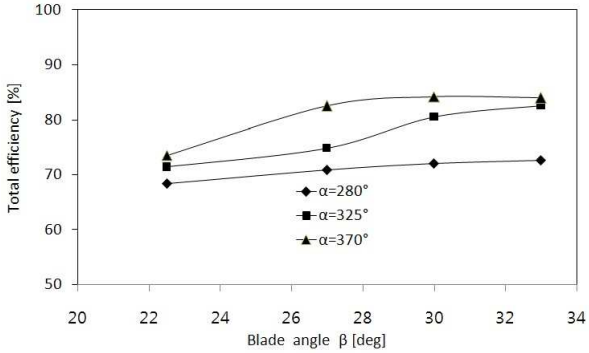

Fig. 8 Effect of blade length angle α on total efficiency of pump

입구 면에서 시작과 끝 위치에 따라 변화할 때 펌프의 효율에 미치는 영향을 살펴보고자 22.5°에서부터 30° 사이의 값을 사용하여 β값의 변화를 준 그림이며, Fig. 6은 펌프의 임펠러가 Fig. 5의 형상을 가질 때 계산된 펌프의 효율을 그려 놓은 그림이다. 그림을 통해 알 수 있듯이 입구면 임펠러 날개 형상은 β값이 30° 로 일정한 값을 가질 때 가장 높은 효율을 가지게 됨을 알 수 있다.

Fig. 7은 날개의 길이를 결정하는 α값의 변화

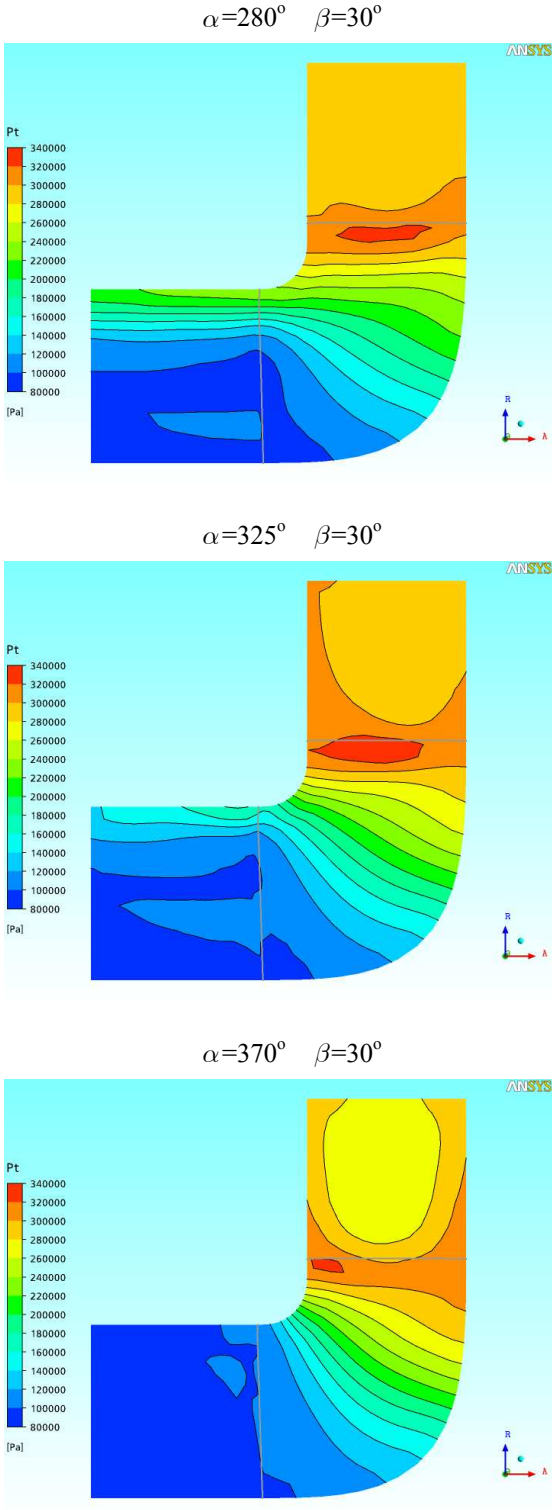

Fig. 9 Effect of blade length angle α on mass averaged total pressure Pt on meridional surface

에 따른 임펠러 형상을 그려놓은 그림이다. 그림에서 명확하게 알 수 있듯이 α값이 증가하면 날개의 길이가 길어진다는 것을 알 수 있다. Fig. 8

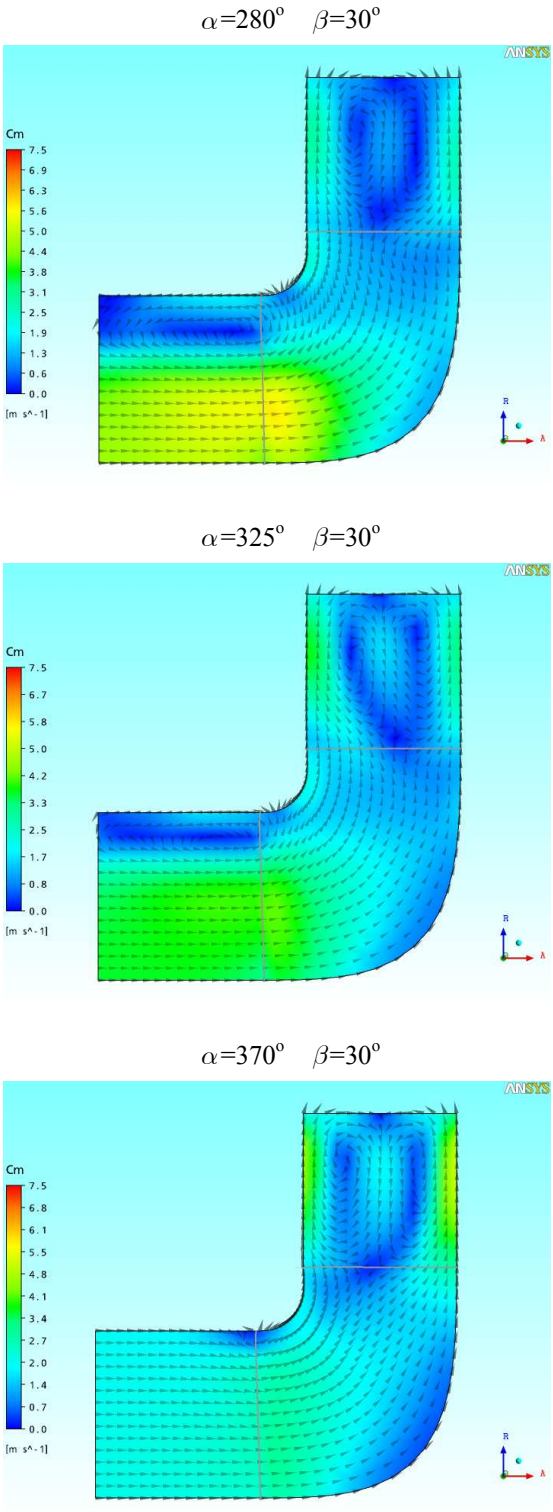

Fig. 10 Effect of blade length angle α on vector of area averaged meridional velocity Cm on meridional surface

은 α의 변화에 따른 펌프의 효율을 계산한 결과로 날개의 길이가 상대적으로 긴 α= 325° 및 370°에서는 β값에 대해 비례하여 증가하는 경향을 보여주고 있다 그러나 날개의 길이가 짧은 α = 280° 경우는 β값에 상대적으로 덜 민감하게 반응한다는 결과를 보여주고 있는데, 이러한 이유는 α값이 줄어듦에 따라 Fig. 7에서 알 수 있듯이 전체적인 날개의 길이가 짧아지게 되면 전체적으로 날개의 형상이 세워지게 되므로 β변화에 따라 입구부위의 날개 기울어짐 현상이 둔화되기 때문이다.

Fig. 9와 Fig. 10은 는 임펠러 입구형상이 β =30°로 일정한 값을 가지는 경우에 대 α가 280°에서 370°로 바뀔 때 자오면에서 압력과 면적 평균한 자오면 방향의 속도 벡터를 구한 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 날개가 짧은 경우(α= 280°)는 입구 측 바깥 면에서 높은 압력이 형성됨을 알 수 있다. 이렇게 형성된 압력으로 인해 결국에는 흡입해야 할 작동유체를 오히려 밀어내는 결과를 가져온다는 것을 Fig. 10에서 알 수 있다. 그리고 α= 370°에서도 끝단 부분에 약간의 역류현상을 관찰할 수 있는데 이는 설계가 허용하다면 날개의 길이를 좀 더 늘려 효율을 높일 수 있는 여지가 있음을 보여주고 있다. 하지만 지나치게 넓어질 경우 오히려 마찰저항에 의한 손실이 오히려 커질 수 있다.

5. 결 론

본 연구는 볼텍스 형태를 대신하는 원심형태의 비 막힘형 2엽 수중 슬러리 펌프 임펠러를 개발하기 위해 수행하였으며, 일련의 해석 결과를 통해 아래의 몇 가지 결론을 얻었다.

(1) 해석 범위 내에서는 입구면 날개각(blade angle)β가 증가하면 효율 또한 증가하는 경향을 보여준다. 그리고 입구면 임펠러 날개 형상은 β 값이 30° 로 일정한 값을 가질 때 가장 높은 효율을 가지게 됨을 알 수 있다.

(2) 날개의 길이가 상대적으로 긴 α= 325° 및 370°에서는 효율이 β값에 대해 비례하여 증가하는 경향을 갖지만 날개의 길이가 짧은 경우는 증가하는 정도가 둔감해진다.

참고문헌

(1) Stepanoff, A. J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 69~137.

(2) Imaichi, K., Murakami, Y., Tsurusaki, H. and Cho, K. R., 2002, *The Basis of Pump Design*, Daeyoung Sa.
(3) Kim, D. J., Suh, S. H. and Sung, S. K., 1988, "Effects of the Impeller Shapes on the Non-Clogging and the Screw-type Centrifugal Pump Performances," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 1, No. 1, pp. 81~89.
(4) Kim, S., Choi, Y. S., Yoon, J. Y. and Kim, D. S., 2008, "Design Optimization of Centrifugal Pump Impeller Using DOE," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 11, No. 3, pp. 36~42.
(5) Choi, Y. D. and Kurokawa, J., 2007, "Improvement of Performance Instability and Miniaturization of very Low Specific Speed Centrifugal Pump," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 10, No. 4, pp. 21~28.