

## 저유량 고비속도 원심압축기 임펠러에서의 팁간극에 따른 효과

임강수\* · 김양구\*\* · 김귀순\*\*\*

### Tip Clearance Effect of Low Mass Flow Rate High Specific Speed Centrifugal Impeller

Kangsoo Im\*, yang gu Kim\*\* and Kuisoon Kim\*\*\*

**Key Words** : Centrifugal Compressor(원심압축기), Specific Speed(비속도), Tip Clearance(팁 간극), Loss Coefficient(손실계수)

#### Abstract

In this paper, the design of Centrifugal Compressor which is used in sizes 50 horse power has 8 pressure ratio and numerical analysis of the flow within compressor varying tip clearance length are performed. To get high pressure ratio with low power the exit height of impellers is low but compressor has very high speed of revolution. So compressor has high specific speed although mass flow rate is very small. The shape of impellers at the first stage is carried out. Flow and performance characteristics of impellers has been analyzed by using a commercial CFD program, Fine™/turbo. The result shows that loss coefficient is affected by tip clearance length and compressor has proper tip clearance length. It is possible to decrease loss by selecting apt tip clearance length.

#### 1. 서론

원심압축기는 석유산업이나 천연가스 산업에 주로 사용될 뿐 아니라 여러 다른 산업전반에 걸쳐 널리 사용된다. 현재 사용 중인 원심압축기들의 일반적인 경향은 100마력 이상의 조건에서 작동되기 때문에 충분한 유량을 확보할 수 있으나 크기는 커질 수밖에 없다. 본 연구에서는 50마력으로 작동하며 8기압의 압력비를 가지는 2단 원심압축기를 설계하였으며 각단의 전온도 차를 같게 하여 설계하였다.

일반적인 고비속도 원심압축기의 임펠러 형상은 Fig1.과 같이 입구와 출구의 높이가 다른 임펠러의 형상보다 높다. 하지만 작은 동력으로 높은 압력비를 얻기 위해서 임펠러는 매우 빠른 회전속도를 필요로 하게된다. 식(1)은 비속도 관계식이다.

$$N_s = \frac{\dot{m}^{1/2} \rho^{1/4} N}{\Delta P^{3/4}} \quad (1)$$

식(1)에서 알 수 있듯이 비속도는 유량의 제곱근과 회전수에 비례한다. 본 연구에서 설계하려고 하는 원심압축기의 임펠러는 작은 질유량을 가지지만 그에 비해 매우 빠른 속도로 회전하기 때문에 작은 질유량에도 불구하고 고비속도를 가지게 된다.

원심압축기에서의 손실은 내부와 케이싱사이의 틈으로 유출되는 누설손실이나, 회전면과 정지된 케이싱사이의 원판마찰손실, 베어링과 패킹 등의 마찰손실 등의 외부 손실과 임펠러 통로에서의 유체손실, 날개의 영각에 의해 생기는 충격손실, 임펠러 디퓨저 내의 손실 등의 내부손실이 있다. 이 손실들 중에서 본 연구에서 설계한 임펠러의 형상은 매우 낮은 임펠러의 출구 높이를 가지고 있으므로 임펠러와 케이싱 사이의 틈새인 팁간극 손실이 매우 클 것으로 예상되었다. 임펠러 간극에 따른 유동해석은 음향진, 강신형에 의하여 이루어졌다.[2] 고비속도이면서 임펠러 출구의 높이가 낮은 경우의 팁간극 효과는 아직 연구된바 없다. 따라서 본 연구에서는 기존연구를 바탕으로 고비속도 임펠러형상을 설계한 후 팁간극을 바꾸어가며 임펠러 내부유동의 전산해석을 실시하여 팁간극이 성능에 미치는 영향을 살펴보았다.

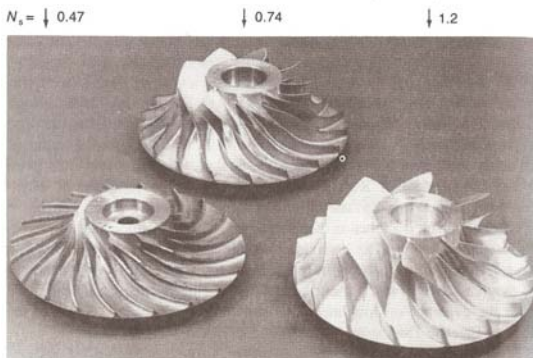


Fig. 1 Impeller shape according to specific speed[1]

\* 부산대학교 대학원, kangsoo@pusan.ac.kr

\*\* 부산대학교 대학원, ne1004na@pusan.ac.kr

\*\*\* 부산대학교 항공우주공학과, kuskim@pusan.ac.kr

## 2. 형상설계

### 2.1 설계 요구조건

본 연구에서 주어진 설계 요구조건은 Table. 1과 같다. 낮은 소요동력으로 높은 압력비를 요구함을 알 수 있다.

### 2.2. 설계결과

위 요구조건으로 효율식 (2)을 이용하여 각단의 압력비를 계산한다.

$$\Delta T_0 = \frac{T_{01}}{\eta_{ad}} \left[ \left( \frac{P_{01}}{P_{02}} \right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right] \quad (2)$$

각 단의 전온도 차이를 같게 하면 각단의 소요동력은 같게 된다. 이러한 방법으로 각단의 전온도 차이와 압력비를 계산하면  $\Delta T_0 = 167.4 K$  가 되고 첫째단과 두 번째 단의 압력비는 각각 3.46, 2.31이 된다. 그리고 전온도 변화량을 이용해 유량을 계산하면 0.116 kg/s가 된다. 설계초기 조건은 Table 2와 같으며 식(4)는 설계할 임펠러의 비속도이다.

Meridional curve는 Lamé-oval의 방법[3]을 이용하였으며 3차원 날개 곡면은 meridional length에 따른 bezier-bernstein곡면에 의한 Casey방법[4]을 이용하였다. 설계한 임펠러 형상은 Fig. 2와 같으며 Table 3은 임펠러 날개 형상의 meridional curve 및 정면도상의 날개 곡선을 curve fitting한 결과이다.

설계된 임펠러 형상을 살펴보면 높은 비속도에도 불구하고 낮은 유량으로 인해 출구 높이가 매우 낮으며 후향경사된 임펠러 형상임을 확인할 수 있다.

## 3. 수치적 기법 및 경계조건

### 3.1 수치적 기법

본 연구는 상용 전산해석 프로그램인 FINE™/Turbo를 사용하였다. 적용된 지배 방정식은 3D Navier- Stokes 방정식이다.

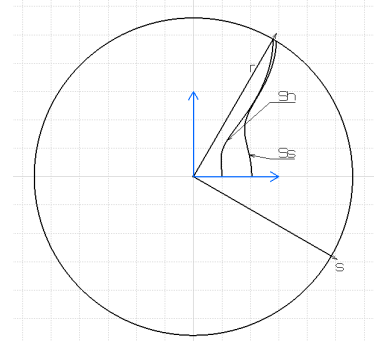
Table 1. Required demands

소요동력	50 hp=37500 W
압력비	8
입구온도	293.15 K
입구압력	101325 Pa
단수	2 단

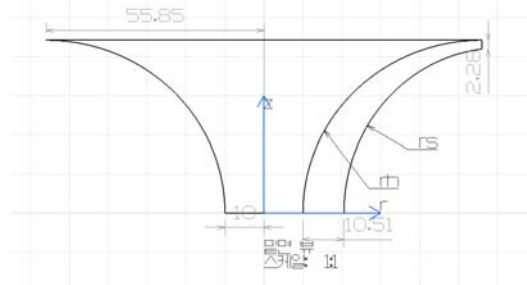
Table 2. Initial result

Mass flow rate ( $\dot{m}$ )	0.1162 kg/s
Inducer blade angle at hub( $\beta_{1h}$ )	58.06°
inducer blade angle at mean( $\beta_{1m}$ )	48.04°
Inducer blade angle at shroud( $\beta_{1s}$ )	38.02°
Impeller exit blade angle( $\beta_2$ )	60°
Impeller exit flow angle( $\alpha_2$ )	12°
Number of blade( $Z_b$ )	15
Rotational speed( $N$ )	80000 rpm
Width of impeller tip( $b_2$ )	2.285 mm
Specific speed( $N_s$ )	2.64

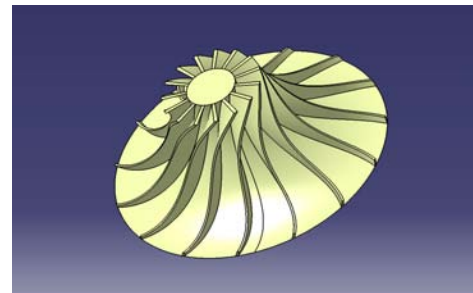
전산 해석에 적용된 수치적 기법으로는 시간에 대해서는 4차 Explicit Runge -Kutta 적분법을, 공간에 대해서는 중앙차분 기법을 사용하였고 난류 모델로는 Baldwin-Lomax모델을 사용하였다. 그리고 디퓨저에서의 유동이 임펠러에 미치는 영향을 최소화 하기 위해 배인없는 디퓨저로 설계하였으며 또한 디퓨저 출구유동의 영향을 줄이기 위해 디퓨저 길이는 임펠러 축방향 길이의 2 배로 하였고 형상은 pinch section이 없는 parallel diffuser로 임펠러 출구와 디퓨저 사이의 틈은 없다



(a)정면도



(b)측면도



(c) 3차원 형상

Fig. 2 Designed impeller

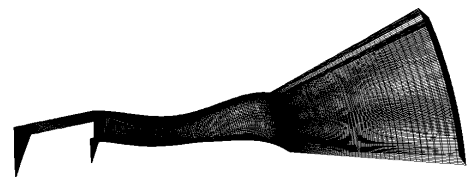


Fig. 3 Overall mesh

Table 3. Result of curve fitting

$r_h = 55.94 + 2110.484 \sqrt{1 - (z/44.28)^2}$
$r_s = 60.67 + 1612.826 \sqrt{1 - (z/42.29)^2}$
$s_h = A + B_1r + B_2r^2 + B_3r^3 + B_4r^4 + B_5r^5$
$A = 16.62536$
$B_1 = -2.03475$
$B_2 = 0.11658$
$B_3 = -0.00294$
$B_4 = 3.45825E-5$
$B_5 = -1.67023E-7$
$s_h = A + B_1r + B_2r^2 + B_3r^3 + B_4r^4 + B_5r^5 + B_6r^6 + B_7r^7$
$A = -0.05406$
$B_1 = 4.62926$
$B_2 = -0.35308$
$B_3 = 0.00453$
$B_4 = 3.59054E-4$
$B_5 = -1.48451E-5$
$B_6 = 2.14265E-7$
$B_7 = -1.10545E-9$

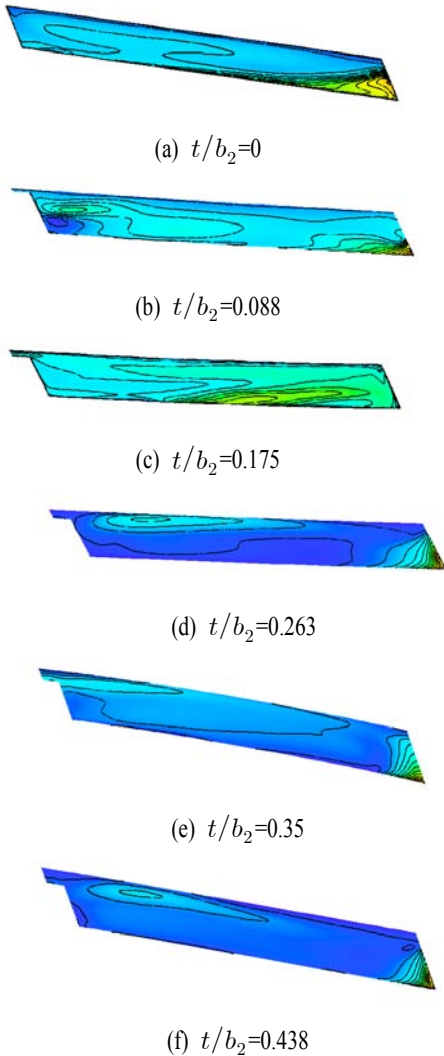


Fig. 4 Loss factor contour according to tip clearance length at impeller exit

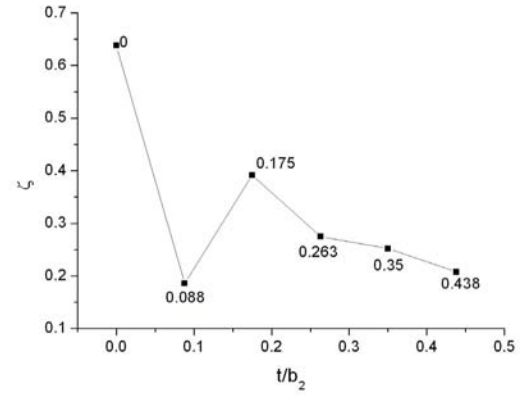


Fig. 5 Mass averaged loss factor according to tip clearance length

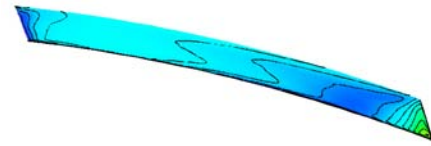


Fig. 6 Relative velocity contour when  $t/b_2 = 0$

### 3.2 격자 생성 및 경계조건

본 연구에 사용된 격자는 FINETM의 IGG를 이용하여 생성하였다. 전체 격자형상은 Fig. 3과 같으며 총격자수는 2,645,721개이다.

입구 조건은 유량 0.00775 kg/s와 정온도 283.15 K, 속도방향  $V_z/V = 1$ 을 주었고 출구 조건은 유량 0.00775 kg/s와 정압력 333000 Pa을 주었다.

## 4. 전산해석 결과

### 4.1 팁간극에 따른 손실계수

터보기계에서 손실계수( $\xi$ )는 다음과 같이 정의된다.

$$\xi = e^{(-\nabla s/R)} \quad (4)$$

Fig. 4는 팁간극( $t$ )과 임펠러 출구높이( $b_2$ )의 비인  $t/b_2$ 로 각각 나타낸 임펠러 출구에서의 팁간극에 따른 손실계수에 관한 그림이며 각각 그림의 오른쪽이 압력면이며 왼쪽이 흡입면이다. Fig. 6은 각각의 팁간극에 따른 손실계수를 질량평균한 그래프이다.

Fig. 4를 살펴보면 주로 압력면 쪽에서 흡입면으로 갈수록 손실이 커짐을 알 수 있으며, 그리고 허브면에서 쉬라우드면 쪽으로 갈수록 손실이 커짐을 알 수 있다.

Fig. 5를 살펴보면 출구에서의 팁간극 손실은  $t/b_2=0$ 인 경우가 가장 좋았으며 전반적으로 팁간극이 커질수록 손실이 커졌다. 하지만  $t/b_2$  값이 0.088일 때보다 0.175일 때 값이 좋았으며 이것은 임펠러의 적절한 팁간극이 존재함을 나타낸다. 이로서 위와 같은 형상의 임펠러는 0.088~0.263사이에서 적절한 팁간극을 선택할 수 있음을 알 수 있었다.

Fig. 6은 임펠러 출구에서의 상대속도분포를 나타낸 그림이다. 임펠러 출구에서의 대표적인 2차유동인 jet-wake 속도 분포

가 나타났다. 이는 임펠러 출구에서의 상대속도 분포가 압력면 근처에서 아주 크게 나타나며 나머지 부분의 상대속도 값과 아주 큰 차이를 보이는 현상이다. Fig. 4와 Fig. 6을 비교해 보면 이러한 2차유동 현상이 손실계수에 영향을 많이 준다는 것을 알 수 있다.

## 5. 결론

본 논문에서는 저유량 고비속도를 가지는 임펠러 설계 및 임펠러 출구에서의 손실계수 분포를 전산해석을 통해 살펴보았다.

고비속도 임펠러는 일반적으로 임펠러의 입구 및 출구의 높이가 높다. 하지만 본 연구에서 설계한 임펠러는 고비속도이지만 작은 질유량 값으로 인해 임펠러 입구와 출구의 높이가 매우 낮아 마치 저 비속도의 형상을 가지게 된다.

본 연구에서 설계한 임펠러의 팁 간극에 따른 임펠러 내부유동 전산해석 결과, 팁간극이 좁을수록 손실이 줄어드는 경향을 볼 수 있었으나, 최적의 팁간극이 존재하였으며, 위와 같은 형상

의 낮은 임펠러 출구 높이를 가지는 고비속도 원심압축기의 손실계수는  $t/b_2$  값이 약 0.175 근처에서 손실이 오히려 작아지는 것을 확인할 수 있었다.

## 참 고 문 헌

- [1] N A Cumpsty, "Compressor aerodynamics", Longman Scientific& Technical, 1989, page 20
- [2] 음학진, 강신형 “익단 간극이 원심압축기 성능에 미치는 영향에 관한 수치해석적연구“ 대한 설비공학회 2002하계학술발표대회 논문집
- [3] A. Whitfield, N.C. Baines "Design of radial turbomachine", Longman Scientific& Technical, 1990
- [4] Casey M V, "A Computational geometry of the blades and internal flow channel", ASME J. of Eng. for Power, Vol.105, 1983, 288-295