

터보펌프 인듀서의 유동 및 성능의 수치적 평가

심창열* · 강신형**

Numerical Evaluation of Flow and Performance of Turbo-Pump Inducers

Chang-Yeul Shim*, Shin-Hyoung Kang**

Key Words: Inducer (인듀서), Turbo Pump (터보펌프), Flow Analysis (유동해석), Secondary Flow (2차유동), Backflow (역류), Pressure Loss (압력손실)

ABSTRACT

Steady state flow calculations are conducted for the newly-designed turbo-pump inducers to validate the performance of Tascflow code. Hydrodynamic performance is evaluated, and structures of the passage flow and leading edge recirculation are also investigated. The calculated results show good coincidence with the experimental data of the static pressure performance and velocity profiles near the leading edge. Upstream recirculation, tip leakage and vortex flow at the blade tip and near leading edge are main sources of pressure losses. Amount of pressure losses from the upstream to the leading edge corresponds to that of pressure losses through the whole blade. The total viscous losses are considerably large due to the strong secondary flow.

1. 서 론

우주항공산업에 있어서 인듀서는 고속으로 회전하는 펌프에 사용되는 매우 중요한 요소이다. 로켓 추진용으로 사용되는 터보펌프 인듀서는 매우 빠른 속도로 회전하므로 수력학적 성능에 영향을 미치는 캐비테이션이 발생한다. 나아가 입구의 불균일한 유동과 캐비테이션은 블레이드의 진동을 야기시키며, 이것은 시스템의 안전적인 면에서 볼 때 매우 치명적인 것이다.

인듀서는 유로에서의 유동이 매우 복잡하여 인듀서의 설계는 일반적으로 경험적 및 반경험적인 기술에 의존한다. 최근에 들어 매우 잘 발달된 CFD 기술은 터

보기계를 설계하는데 아주 성공적이다. 하지만 캐비테이션 발생 및 성장은 수치적으로 해석하는 것이 아직까지 매우 어려운 실정이다. 또한 매우 작은 블레이드 각으로 인한 계산 격자 생성의 어려움이 있으며 이로 인하여 계산 결과의 영향에도 민감하다^{(1),(7)}.

아직까지 강한 2차원 유동이 있는 인듀서 내부 유동 및 선단에서의 역류 발생에 대한 연구는 자세히 연구되어져 있지 않다^{(2)~(4)}. 본 연구에서는 주로 선단 부근에서의 재순환의 수력학적 모델링 및 그로 인한 인듀서 성능에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 터보펌프 인듀서 모델

2.1 인듀서 형상 및 제원

계산에 사용된 인듀서의 형상은 Fig. 1에서 보는 바

* 서울대학교 터보동력기계연구센터

** 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : cyshim@turbo.snu.ac.kr

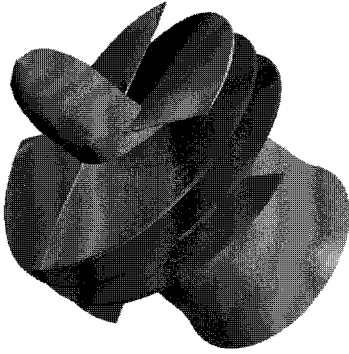


Fig. 1 Three dimensional view of the inducer

Table 1 Specifications of Inducer

Number of blades	4 ea
Tip diameter	149.8 mm
Inlet tip blade angle	7.5°
Outlet tip blade angle	9.0°
Hub/tip ratio at inlet	0.25
Hub/tip ratio at outlet	0.51
Tip clearance	0.5 mm
Blade thickness at tip	2 mm
Blade thickness at inlet hub	6 mm
Leading edge radius	0.2 mm
Solidity at tip	2.97

와 같이 입구 및 출구의 허브 직경이 다른 헬리컬 형태의 축류형 펌프로서 H-II 로켓의 LE-7의 엔진의 산화제 터보펌프에 사용되는 인듀서와 유사한 모델이다. 이 인듀서는 예리한 블레이드 선단 및 후단을 가진 4개의 블레이드로 이루어져 있고, 블레이드 하나가 회전방향에 대하여 290° 정도 비틀어져 있다. 블레이드 각은 선단에서 $r \cdot \tan \beta = \text{일정한}$ 식으로 설계되었으며, 블레이드 각은 2차원적으로 설계되어 있다. 이 인듀서의 형상에 대한 재원은 Table 1에 자세히 제시되어 있다.

2.2 계산 격자

계산격자는 축방향으로 120개, 반경방향에 대하여 29개, 회전방향에 대하여 27개의 격자점을 사용하였고, 팁 간격에서는 5개의 격자를 두어 총 93,960개의 계산 격자를 사용하였다. 또한 계산 도메인은 블레이드를 포함하는 메인은 회전좌표계로 인듀서 블레이드 상류부분

및 하류 부분인 입구블럭 및 출구블럭은 정지좌표계로 하였다. 특히 인듀서 선단에서 상류로 20 cm 정도 계산 영역을 확장시켰는데, 이는 저유량 계산시 임펠러 선단 앞에서 발생하는 역류에 대한 유동을 분석하기 위함이다.

2.3 경계 조건

계산에 사용된 난류모델은 $k-\epsilon$ 모델이며 난류강도는 5%로 하였으며 레이놀즈 수는 설계 유량에서 370,000 정도이다. 입구에서는 전압 조건을 사용하였으며 유동 방향은 축방향과 나란히 유입하도록 가정하였고, 출구의 경계조건은 유량을 사용하였다. 유량은 유량계수가 0.04, 0.05, 0.06, 0.07인 저유량 및 0.078인 설계 유량에 대하여 각각 해석을 수행하였다. 블레이드 회전수는 4,000 rpm으로 슈라우드 벽면은 절대 속도가 영이 되는 고정벽으로, 허브는 상대속도가 영이 되는 회전벽으로 하였으며, 작동 유체는 물로 하였다

유량계수는 식 (1)과 같이 정의하였으며,

$$\phi = c_{m1} / u_t \quad (1)$$

여기서 c_{m1} 및 u_t 는 입구에서의 축방향 속도 및 블레이드 팁에서의 회전방향 속도를 의미한다.

3. 계산 결과 및 고찰

3.1 인듀서 출구 성능 및 입구 유동분포

Fig. 3은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 인듀서 출구 근처인 $z=0.072$ 지점 케이싱에서의 정압성능을 유량의

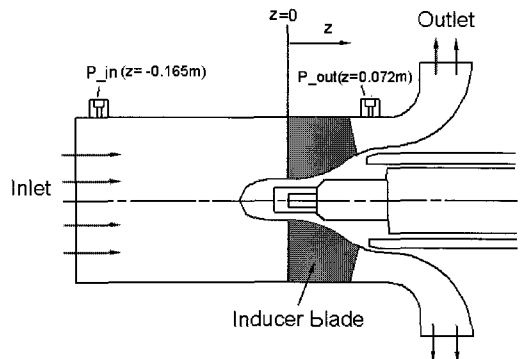


Fig. 2 Inducer cross-section and the locations of flow measurements

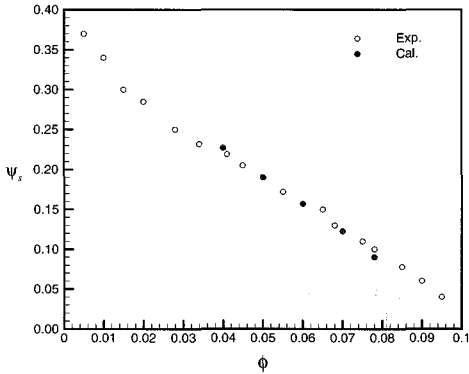


Fig. 3 Measured and calculated variations of static pressure coefficients of the inducer

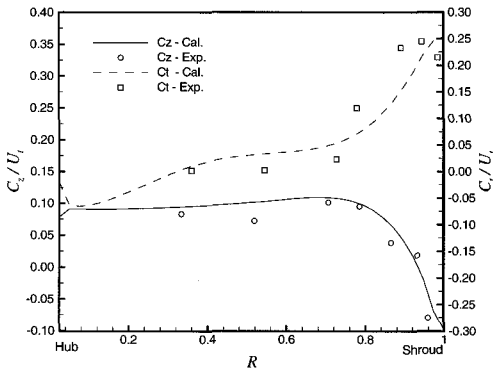


Fig. 4 Radial distribution of axial and tangential velocities at $z=-15\text{mm}; \phi=0.07$

변화에 대하여 나타낸 성능 곡선이다. 계산 결과와 실험값 사이의 오차가 3~5% 이내로 매우 잘 일치함을 보이고 있다.

Fig. 4는 블레이드 선단에서 상류방향으로 15mm 떨어진 곳에서 축방향 속도(C_z) 및 회전방향 속도(C_t) 성분을 허브에서 슈라우드 방향인 반경방향에 대하여 나타낸 것으로 실험값과 비교하여 해석값이 상당히 일치함을 알 수 있다. 특히 슈라우드 근처에서 역류 발생에 대해서도 잘 예측하고 있으며, 이것을 통해서 수치해석값이 충분한 신뢰성을 가짐을 알 수 있다.

Fig. 4의 가로축 R 은 허브에서 슈라우드까지의 반경을 의미하는 것으로 아래와 같은 식으로 정의하였다.

$$R = \frac{(r - r_h)}{(r - r_s)} \quad (2)$$

여기서 r 은 측정위치에서의 반경이며, r_h 및 r_s 는 각

각 허브 및 슈라우드의 반경을 말한다.

3.2 유량변화에 따른 압력 및 손실의 변화

인듀서 로터리 정체압력은 식 (3)과 같이 정의된다.

$$p^* = p + \frac{1}{2} \rho w^2 - \frac{1}{2} \omega^2 r^2 \quad (3)$$

그리고 정압 및 전압계수 그리고 압력손실계수는 아래의 식과 같이 정의된다.

$$\phi_s = (p_2 - p_0) / (\rho u_i^2) \quad (4)$$

$$\phi_t = (p_e - p_0) / (\rho u_i^2) \quad (5)$$

$$\phi_{loss} = (p_0 - p^*) / (\rho u_i^2) \quad (6)$$

여기서 p 는 정압, p_t 는 전압, p_0 는 입구에서의 전압, ρ 는 밀도, w 는 상대속도, ω 는 블레이드 각속도를 말한다.

한편, ϕ_{loss} 는 점성에 의해 발생하는 손실을 의미한다. 또한 운동량 모멘트의 변화율은 유체에 행하여진 토크와 같으며, 이것은 손실을 고려하지 않은 동역학적 일이며, 운동량모멘트계수는 다음과 같은 식으로 정의된다^{(5),(6)}.

$$\phi_E = u_2 c_E / u_i^2 \quad (7)$$

따라서 전압계수는 운동량계수에서 손실계수를 뺀 값으로 다음과 같은 상관관계를 가진다.

$$\phi_t = \phi_E - \phi_{loss} \quad (8)$$

3.3 자오면 길이에 대한 압력 및 손실의 분포

Fig. 5~Fig. 6은 자오면 길이 (m)를 따라가면서 면적 평균된 압력계수, 압력손실 및 운동량모멘트의 변화를 나타낸 것이다. 운동량모멘트계수는 상류에서 인듀서 출구까지 증가하고 있다. 여기서 인듀서 선단에서의 운동량 모멘트 값은 저유량에서 그 값이 매우 커지며 이것은 역류에 의해 발생된 회전 재순환유동에

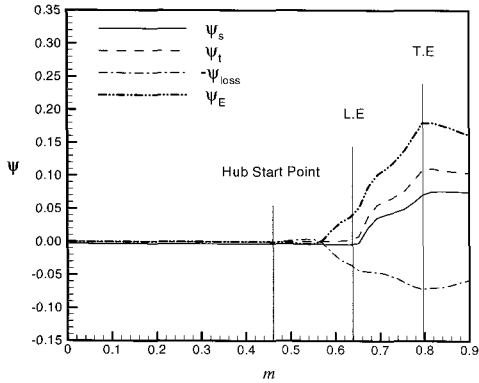


Fig. 5 Meridional variations of pressures and loss coefficients at $\phi = 0.078$

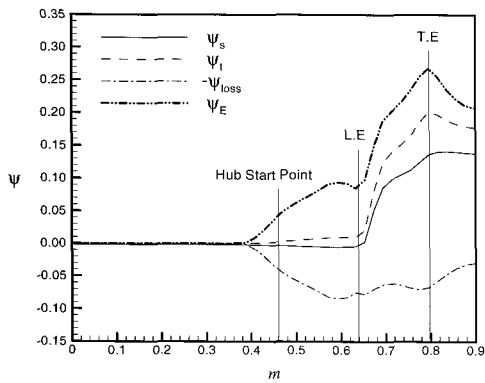


Fig. 6 Meridional variations of pressures and loss coefficients at $\phi = 0.06$

의한 것이다. 설계 유량에서 압력손실계수는 상류에서 인듀서 선단까지 그 값이 0.035까지 증가하며 블레이드 유로를 지나면서 0.07까지 증가한다. 이것을 통해서 인듀서 선단 앞에서 발생한 압력 손실량은 블레이드 유로를 지나면서 생긴 손실량에 대응한다는 것을 보여준다.

선단 앞에서 발생한 압력손실은 전체 인듀서 손실의 주요한 부분을 차지한다. 그리고 블레이드 내부에서의 압력손실은 점성 효과가 유로 안에서 매우 중요함을 보인다. 유량이 줄어들수록 상류에서의 압력손실은 매우 증가하며 유로를 통한 압력 손실은 상대적으로 작게 됨을 Fig. 6에서 알 수가 있다. 이것은 Fig. 7에서 보이는 바와 같이 강한 재순환유동에 의한 것이며, 또한 운동량모멘트계수에 기여함을 보여주고 있다. 그리고 선단 앞의 이러한 재순환영역에 의하여 유로 단면적은 작게 되어 속도가 가속화되어지며, 결국 이 부근에서 정압은 Fig. 9와 같이 최소 압력분포를 가진다.

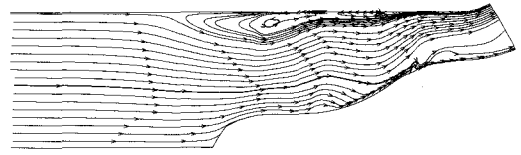


Fig. 7 Streamlines at the mid-passage at $\phi = 0.06$

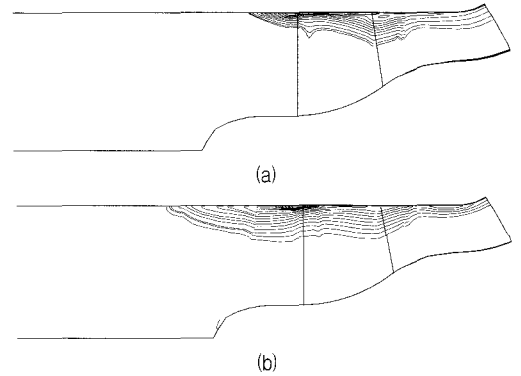


Fig. 8 Pressure loss coefficient contours at meridional surface for (a) the design flow rate at $\phi = 0.078$ and (b) the off-design flow rate at $\phi = 0.06$

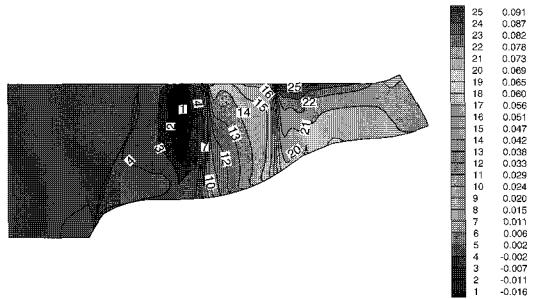


Fig. 9 Static pressure coefficient distributions at the meridional plane at $\phi = 0.078$

이것은 이 부근에서 캐비테이션이 가장 먼저 발생한다는 것을 예측할 수 있다. 선단 앞의 압력손실은 Fig. 8에서 보이는 것처럼 유량이 적을수록 상류 및 인듀서 중심축을 향해 성장하고 있다.

3.4 익단 간격에서의 유동에 의한 압력 손실

압력손실의 분포는 로터리 정제압력의 차오면 분포를 통해서 관찰되어지며, 0.06보다 큰 범위에서의 압력손실 분포를 설계유량 및 저유량에 대하여 각각 Fig. 8에 나타내었다. 압력손실은 선단 앞의 역류 발생지역 및 블레이드 팁 근처에 주로 분포되어 있다. 선단 앞

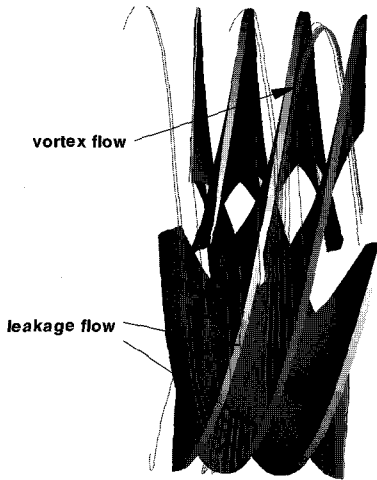


Fig. 10 Streamlines passing the blade tip

의 압력손실은 Fig. 7에서와 같이 주로 역류에 기인하며, 블레이드 팁 근처에서 발생하는 압력 손실은 Fig. 10에서 보이는 바와 같이 익단 간격 근처에서 발생하는 여러 가지 유동에 의한 것이다.

Fig. 10은 익단 간격을 지나는 유선을 나타낸 것이다. 익단 간격에서는 3가지 지배적인 유동인 재순환 유동과 누설 유동 및 와류가 발생하고 있음을 알 수가 있다. 선단 근처의 익단 간격에서 발생하는 유동은 시계 방향으로 흘러서 다음 피치의 블레이드에 부딪힌 후 상류로 나가게 되고 이것은 블레이드 선단 앞에서의 역류를 만든다. 하지만 블레이드 유로의 삼분의 일 정도 부근의 익단 간격에서 발생한 누설유동은 하류로 가면서 다음 블레이드를 넘어감을 알 수가 있다. 더 나아가 하류로 가면서 유선은 다음 블레이드를 부딪힌 후 넘어가지 못하고 안쪽 반경 방향으로 흐르면서 압력면 팁 근처를 따라 와류를 형성하는 것을 알 수가 있다. 이와 같이 익단 간격에서 발생하는 누설유동 및 와류에 의하여 이 부근에서 압력손실이 크게 분포함을 알 수가 있다.

3.5 블레이드 유로 내부에서의 2차유동

Fig. 11은 3가지 자오면인 중간유로면(a), 압력면(b), 부압면(c)에서 유선을 나타낸 것이며, 3가지 경우 모두 블레이드 선단 팁 근처에서 역류가 발생하고 있음을 알 수 있다. 블레이드 유로를 지나면서 중간면에서는 반경방향에 대하여 안쪽으로 유동이 진행되고 있는 반면에 압력면과 부압면에서 유로를 지나면서 유동이 반경

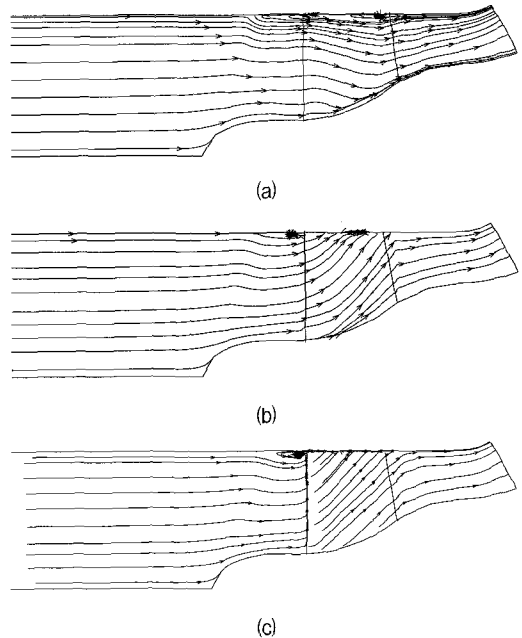


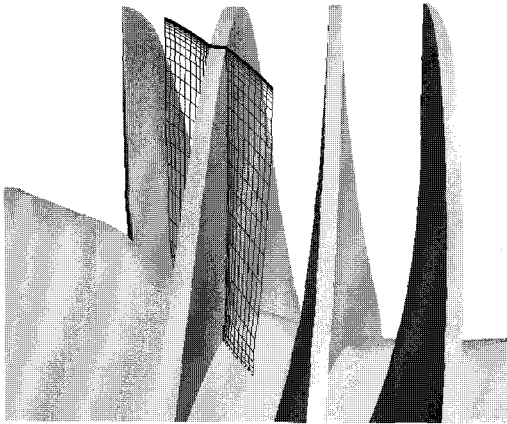
Fig. 11 Streamlines at (a)near mid-passage, (b)near pressure side, (c)near suction side; $\phi=0.078$

방향에 대하여 바깥쪽으로 흐르고 있음을 알 수 있다. 이것은 블레이드 유로 안에서 반경방향에 대하여 2차유동이 발생함을 보여주는 것이다.

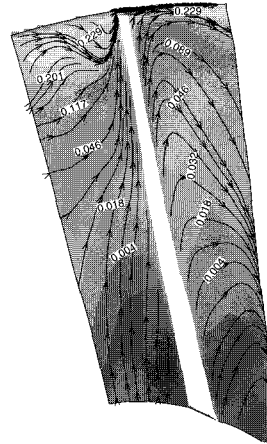
인듀서 출구면 근처 유로에서 유선 및 압력손실을 Fig. 12에 나타내었다. 팁의 압력면에서 부압면으로 누설유동이 발생하고 있으며, 이 유동은 팁의 압력면 근처에서 발생된 와류와 혼합되며, 이런 이유로 이 부근에서 높은 압력손실을 발생하게 된다.

3.5 인듀서 상류에서의 유동분포

인듀서 상류에서의 축방향 속도 변화는 Fig. 13과 같이 인듀서 허브축이 시작되기 전까지인 $z=-0.08m$ 까지는 일정하게 진행되어가고 있으며, 정압도 Fig. 14에서 보는 바와 같이 반경 방향에 대하여 일정한 상태로 진행되어 감을 알 수 있다. 그리고 허브 축이 시작되는 부근에서는 허브 축 앞에서 유동의 정체로 인하여 속도는 줄어들며, 정압은 상승하는 것을 보인다. 유동은 허브를 지나면서 유로 단면적의 감소로 허브 근처에서는 속도가 증가하며, 역류의 발생으로 인하여 슈라우드 근처에서 속도는 음의 값을 가지면서, 정압은 떨어짐을 보인다.



(a) Observation plane



(b) Streamlines and loss contours

Fig. 12 (a) A plane near the blade exit and (b) secondary flow and pressure loss at $\phi=0.078$

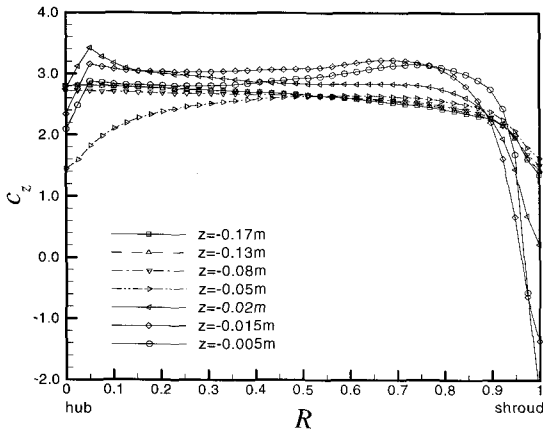


Fig. 13 Axial velocity variations at upstream

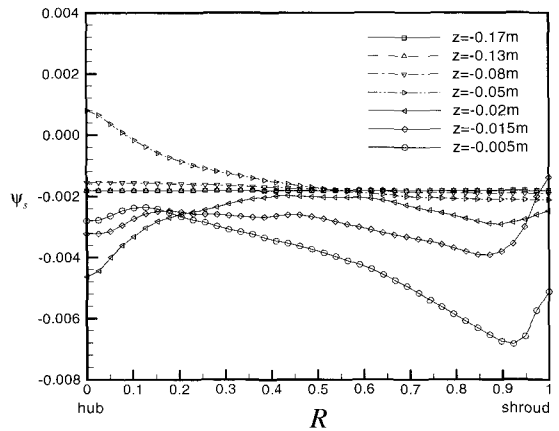


Fig. 14 Static pressure variations at upstream

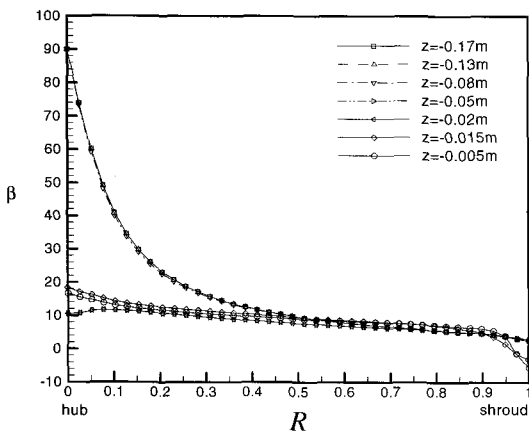


Fig. 15 Relative flow angle variations at upstream

선단 앞 부분에서 유동각은 Fig. 15에서 보이는 바와 같이 반경방향에 대하여 감소하는 유형이며, 입사각은 허브에서 12° 이며, 슈라우드로 갈수록 차츰 감소하여 $R=0.9$ 인 근처에서 최소 값인 3° 가 됨을 알 수 있다.

4. 결론

- (1) 인듀서 출구 성능 및 인듀서 선단 앞의 반경방향 속도분포를 실험값과 비교하여 수치해석 값이 신뢰성이 있음을 알 수 있었다.
- (2) 인듀서 선단 팁 부근에서 역류가 발생하여, 유량이 적을수록 상류로 확장되어감을 알 수 있으며, 이 부근에서 가장 낮은 정압이 발생하여 캐비테이션

시작을 예측할 수 있다.

- (3) 상류에서의 재순환 유동, 익단 간극에서의 누설유동 및 블레이드 유로 팁 부근에서의 와류가 인두서 압력손실의 주요 원인이며, 상류에서 인두서 선단까지의 압력손실량은 블레이드를 지나면서 발생한 압력손실량에 대응한다. 그리고 전체 점성 손실은 유로 내에서 발생한 강한 2차유동에 의한 것이다.

후 기

본 연구는 과학기술처 민군겸용 연구사업의 지원하에 이루어졌으며 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Moore, J., Le Fur, T., and Moore, J.G., 1990, "Computational Study of 3-D Turbulent Air Flow in a Helical Rocket Pump Inducer," AIAA pp. 90~2123.
- (2) Yokota, K., Kurahara, K., Kataoka, D., Tsujimoto, Y., 1999, "A Study of Swirling Backflow and Vortex Structure at the Inlet of an Inducer," JSME International Journal, Series B, Vol. 42. No. 3. pp. 451~459.
- (3) Yoshida, Y., Tsujimoto, Y., Kataoka, D. et al., 2000, "Effects of Alternate Leading Edge Cutback on Unsteady Cavitation in 4-Bladed Inducers," FEDSM 2000-11034.
- (4) Tsujimoto, Y., Yoshida, Y., 1998, Flow field measurement at inlet of 4 bladed inducer using LDV, Domestic report of Osaka university.
- (5) Moore, J., Doan, A. W., and Moore, J. G., 1995, "Performance evaluation of rocket pump inducers using a navier-stokes flow code. part 1: 3-D flow and inlet recirculation," FED-Vol. 227, Numerical Simulations in Turbomachinery.
- (6) Moore, J., Doan, A. W., and Moore, J. G., 1995, "Performance evaluation of rocket pump inducers using a navier-stokes flow code. part 2: Work contributions and pump characteristics," FED-Vol. 227, Numerical Simulations in Turbomachinery.
- (7) Bache, G., 1994, "Navier-Stokes Computations for the Complex 3D Flow Fields of Inducers and Centrifugal Impellers," Fifth International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics in Rotating Machinery, pp. 1~20.