

터보펌프 인듀서의 내부 유동 해석

심창열* · 강신형**

An Internal Flow Analysis of Turbo Pump Inducer

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

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

Abstract

The internal flow in the rocket pump inducer of LE-7 engine for H-II rocket was predicted at design and off-design flow rates using CFD code, CFX-Tascflow. In this numerical study, the performance curve of inducer corresponding to flow rates variation and the internal flow in the front of blade leading edge show good agreement between the calculations and the measurements. Backflow is appeared at suction side of leading edge tip, and this region is extended to upstream as flow rate decrease. Because of backflow, pressure loss corresponding to meridional coordinate occupy 50% from inlet domain to leading edge. By this phenomena, pressure loss in front of blade leading edge take a great effect to inducer performance.

기호설명

- $1 = inlet, 2 = outlet$
- $t = tangential, z = axial$
- $\omega = angular\ velocity\ of\ inducer$
- $u_t = rotational\ speed\ at\ blade\ tip$
- $v = axial\ velocity$
- $c = absolute\ velocity$
- $W = relative\ velocity$
- $p = static\ pressure, p_t = total\ pressure$
- $p_o = total\ pressure\ at\ inlet$
- $\rho = density$
- $\beta = blade\ angle$
- $\Phi = flow\ coefficient = v_{1t} u_t$
- $\Phi_d = design\ flow\ coefficient = 0.078$

1. 서론

현재 국내에서는 향후 10년 안으로 국내 독자적인 기술에 의존하여 로켓을 발사하려는 계획을 가지고 있다. 이러한 이유로 국내 곳곳에서는 로켓 추진시스템에 대한 연구가 몇 년 전부터 꾸준히 진행되어 오고 있지만, 아직까지는 초보적인 연구단계에 머물고 있는 실정이다.

일반적으로 로켓 추진용에 들어가는 펌프 임펠러는 고속으로 회전하므로 임펠러 입구에 캐비테이션이 발생하게 되며, 캐비테이션이 점점 심하게 되면 이로 인하여 유동의 흐름을 막게 되어 결국에는 추진 장치에 치명적인 영향을 끼치게 된다. 이러한 이유로 임펠러 입구에 인듀서가 부착되어 임펠러 입구에 들어가는 유체의 압력을 상승시켜 임펠러 입구에서 캐비테이션이 발생하는 것을 억제하는 기능을 한다.

이러한 인듀서에 관한 설계나 유동해석에 관한 연구경험은 국내에서는 아직 초기 단계이고, 그에 따른 성능 데이터도 충분히 보유하고 있지 못한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 상호 연구

* 서울대학교 터보동력기계연구센터

** 서울대학교 기계항공공학부

협력관계인 일본 오사카 대학의 인듀서 모델을 상용코드인 CFX-Tascflow을 사용하여 수치 유동해석을 하였고, 이를 통하여 인듀서 내부의 유동특성을 자세히 연구하였다. 또한 수치데이터의 신뢰성 확보를 위하여 일본 오사카 대학의 실험 데이터와 비교, 분석을 하였다.

2. LE-7 로켓 엔진의 산화제 펌프 인듀서

2.1 인듀서 형상 및 제원

계산에 사용된 인듀서의 형상은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 입구 및 출구의 허브 및 쉬라우드 비가 다른 헬리컬 형태의 축류형 펌프로서 H-II 로켓의 LE-7의 엔진에 사용되는 액체 산화제 터보펌프에 사용되는 인듀서와 유사한 모델이다. 이 인듀서는 예리한 Leading Edge 및 Trailing Edge를 가진 4개의 블레이드로 이루어져 있고, 블레이드 하나가 회전방향에 대하여 290 deg 정도 비틀어져 있다. 블레이드 각은 Leading Edge에서의 $r \cdot \tan \beta = \text{const}$ 인 식으로 설계되었으며, Leading Edge 팁에서는 7.5 deg, Trailing Edge 팁에서는 9.0 deg인 블레이드 각으로 설계되어 있다. 또한 블레이드의 두께는 인듀서 Leading Edge 허브에서 6 mm 이며, 블레이드 팁에서 2 mm 인 형태로 블레이드 직경에 반비례하는 식으로 설계되어 있다. 이 인듀서의 형상에 대한 제원은 Table 1에 자세히 표시되어 있다.

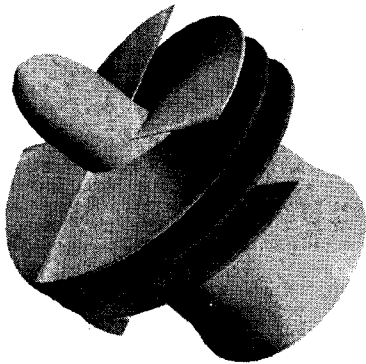


Fig. 1 3-Dimensional geometry of inducer

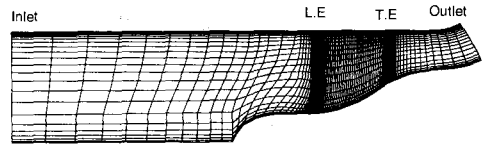


Fig. 2 Meridional view of computational grid

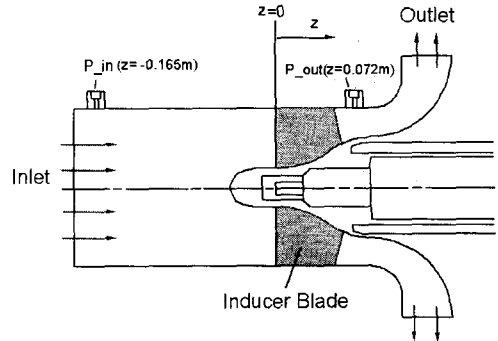


Fig. 3 Inducer crossection and inlet & outlet pressure measurement locations

Table 1 Specification of Inducer

Number of blades	4 ea
Tip diameter	149.8 mm
Inlet tip blade angle	7.5 deg
Outlet tip blade angle	9.0 deg
Hub/tip roatio at inlet	0.25
Hub/tip roatio 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

2.2 인듀서 수치해석 경계조건

인듀서 유동 해석에 사용된 계산격자는 Fig. 2에서는 보는 바와 같이 축방향에 대해서는 120

개의 격자점을, 반경방향에 대해서는 29개, 회전 방향에 대해서는 27개의 격자점을 사용하였고, 임펠러 틱간격에서는 5개의 격자를 두어, 총 100,000 개 정도의 계산 격자를 사용하였다. 또한 계산 도메인은 블레이드를 포함하는 Main은 Rotating Frame으로 인듀서 블레이드 상류부분 및 하류 부분인 Inblock 및 Outblock은 Stationary Frame로 하였다. 특히 인듀서 Leading Edge에서 상류로 20 cm 정도 계산 영역을 확장시켰는데, 이는 저유량 계산시 임펠러 Leading Edge의 틱 부근에서 역류가 발생하여 상류로 확장되기 때문에 이에 대한 유동을 분석하기 위함이다.

계산에 사용된 난류모델은 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며, 입구는 전압을 사용하였으며 유동방향은 축방향과 나란히 유입하도록 가정하였다. 또한 출구 경계조건은 유량을 사용하였으며, 유량은 디자인 유량 43.216 kg/s 와, 유량을 줄이면서 유량계수가 0.04, 0.05, 0.06, 0.07에 대하여 각각 해석을 수행하여 저유량으로 가면서 유동의 변화를 조사하였다. 블레이드 회전수는 4,000 rpm으로 쉬라우드 벽면은 절대 속도가 영이 되는 stationary wall로, 허브는 상대속도가 영이 되는 rotating wall로 하였으며, 작동 유체는 물로 하였다.

3. 계산결과 및 고찰

3.1 수치해석데이터의 신뢰성

Fig. 4는 Fig. 3에서 보논바와 같이 인듀서 출구 근처인 $z=0.072$ 지점에서의 압력 성능을 유량의 변화에 대하여 나타낸 성능 곡선이다. 디자인 유량인 유량계수가 0.078 일 때 계산 결과는 실험값 보다 5% 정도 낮게 나타나고 있으며, 저유량으로 갈수록 수치값과 실험값이 오차 2~3% 이내로 상당히 일치함을 보이고 있다.

Fig. 5는 블레이드 Leading Edge에서 상류 방향으로 15mm 떨어진 곳($z=-0.0082$)에서 축방향 속도, 회전방향 속도성분을 블레이드 회전방향에 대하여 면적 평균한 값을 허브에서 쉬라우드 방향인 반경방향에 대하여 나타낸 것으로, 실험값과 상당히 잘 일치함을 나타낸다. 이것을 통해서 수치해석값이 충분한 신뢰성을 가짐을 입증할 수 있다.

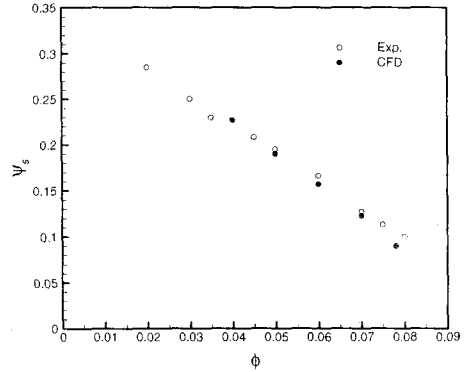


Fig. 4 Comparison of the static pressure performance curve in non-cavitating flow

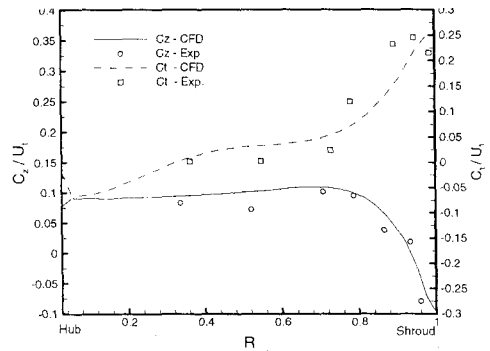


Fig. 5 Comparison of the velocity contribution to the radial length at $z=-0.0082$ ($\phi=0.07$)

3.2 유량변화에 따른 압력 및 손실의 변화

3.2.1 운동량 모멘트계수

정상상태 유동시 인듀서 로터를 통해서 운동량 모멘트의 변화율 $r \cdot c_t$ 는 유체에 행하여진 토크 크와 같으며, 이것은 손실을 고려하지 않은 동역학적인 일로서 $2\omega/u_t^2$ 에 의하여 무차원하여 운동량 모멘트 계수로 정의하여 식(1)처럼 나타내어진다. 여기서 $r \cdot c_t$ 값들은 유량에 대하여 평균한 값들이다.

$$\psi_{E2} - \psi_{E1} = \frac{2\omega}{u_t^2} \cdot (r_2 \cdot c_{t2} - r_1 \cdot c_{t1}) \quad (1)$$

3.2.2 압력 및 손실계수

인듀서의 정압계수 및 전압계수는 식(2) 및 식(3)에 의해 정의된다.

$$\psi_s = (p_2 - p_o) / (\rho u_1^2) \quad (2)$$

$$\psi_t = (p_L - p_o) / (\rho u_1^2) \quad (3)$$

인듀서를 통하여 유체에 행하여진 실제적인 일은 손실을 고려한 전압 상승량으로 식(4)와 같으며, 이 식을 통해서 압력손실은 식(5)와 같이 정리 되며, 압력손실계수는 이 식을 무차원하여 식(6)에 의해 정의된다.

$$p_L - p_o = \rho (u_2 c_{L2} - u_1 c_{L1}) - p_{loss} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} p_{loss} &= \rho u_2 c_{L2} + p_o - p_L \\ &= -(p_s + \frac{\rho}{2} W_2^2 - \frac{\rho}{2} u_2^2) + p_o \\ &= -p^* + p_o \end{aligned} \quad (5)$$

$$\psi_{loss} = (p_o - p^*) / (\rho u_1^2) \quad (6)$$

여기서 p^* 는 로터리 정체압력으로 아래식으로 정의된다.

$$p^* = p_s + \frac{\rho}{2} W_2^2 - \frac{\rho}{2} u_2^2 \quad (7)$$

결국 압력계수들과 손실계수의 상관관계는 아래 식(8)과 같다.

$$\psi_{loss} = \psi_E - \psi_t = \psi_E - (\psi_s + \frac{c^2}{u_1^2}) \quad (8)$$

3.2.3 자오면길이에 대한 압력 및 손실 분포

Fig. 6~Fig.8은 자오면 길이를 따라가면서 면적평균된 압력계수 및 압력손실 변화를 나타낸 것이다. 디자인 유량 조건서 상류에서 블레이드 Leading Edge 까지의 압력손실은 0.04 까지 내려온 후, 블레이드를 지나면서 Trailing Edge 에서 0.07 까지 내려온다. 이는 Leading Edge

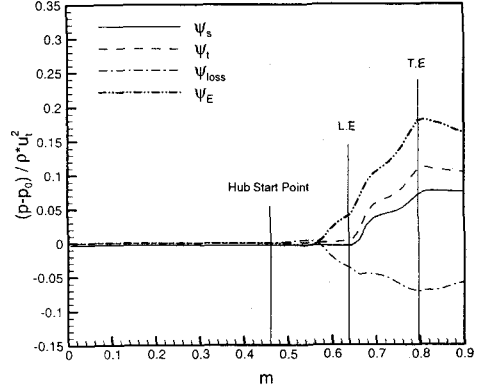


Fig. 6 Meridional variations of pressure and loss ($\Phi=0.078$)

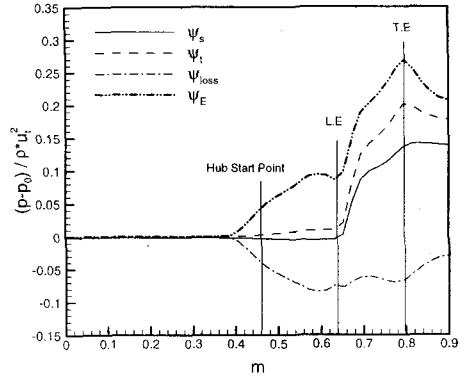


Fig. 7 Meridional variations of pressure and loss ($\Phi=0.06$)

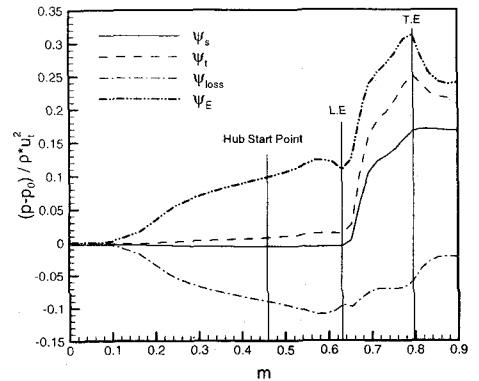


Fig. 8 Meridional variations of pressure and loss ($\Phi=0.05$)

앞에서의 압력손실 증가치가 블레이드를 지나면서 발생하는 압력손실 증가치 보다 높음을 알 수가 있으며, 이를 통해서 Leading Edge 앞부분에서의 압력손실이 인듀서 유동 특성에 큰 비중을 차지함을 알 수가 있다. 또한 저유량으로 갈수록 상류쪽 에서부터 이미 압력손실이 꾸준히 증가하여 Leading Edge 앞부분까지 계속 크게 증가함을 알 수가 있으며, 이런 이유는 Fig. 12에서 보이는 바와 같이 이 부분에서 심한 역류가 발생하기 때문이다.

3.3 블레이드 입구 팁에서 역류에 의한 압력손실

Fig. 9 및 Fig. 10은 자오면에서 압력손실 계수를 0.06 보다 큰 범위만을 나타낸 그림이다. 디자인 유량과 저유량 모두 블레이드 팁 근처에서 등고선 분포를 나타내는데 이는 팁 간격에서의 누설 유동에 의해 압력손실이 크게 발생하는 것이라고 생각된다. 또한 저유량으로 갈수록 블레이드 Leading Edge 팁에서 상류쪽으로 압력손실 등고선이 크게 확장되어 가고 있는데, 이는 Fig. 11의 유선 분포를 통해서 보이는 Leading Edge 앞에서는 역류에 의한 압력손실이 가장 큰 원인이다. 또한 블레이드 팁에서 압력손실이 집중되는데 이것은 Fig. 15에서 보는 바와 같이 팁 간격에서 누설유동에 의해 생기는 압력손실 때문이다.

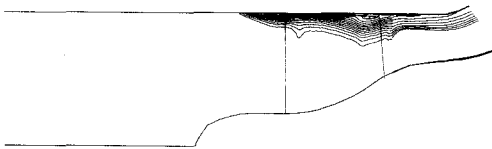


Fig. 9 Pressure loss coefficient contour at meridional surface ($\phi = 0.078$)

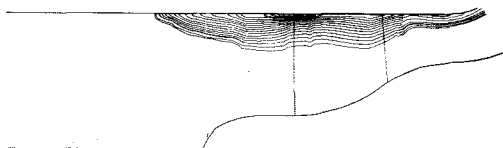


Fig. 10 Pressure loss coefficient contour at meridional surface ($\phi = 0.06$)

3.4 블레이드 입구 팁에서의 역류 및 블레이드 사이에서의 2차 유동

Fig. 11 ~ Fig. 13은 유량계수 $\phi = 0.06$ 일 때 자오면 방향에서의 유선을 나타낸 것이다. 3가지 유동장 모두 Leading Edge 팁에서 역류가 발생하여 상류로 뺏어감을 알 수가 있으며 이 역류의 범위는 저유량으로 갈수록 상류 쪽으로 확장되어가는 현상을 나타낸다. 블레이드를 지나면서 유동의 형태를 분석해 보면 블레이드 사이의 중간면에서는 유동이 쉬라우드 쪽으로 올라가다가 다시 허브쪽으로 내려가면서 블레이드를 빠져나가는 유동현상을 보이는 반면에 Fig. 12와 Fig. 13에서 보는 바와 같이 블레이드면 근처에서는 블레이드를 지나면서 쉬라우드 쪽으로 유동이 크게 올라가는 현상을 보인다. 이를 통해서 블레이드 사이에서 2차유동이 발생하고 있음을 예측할 수 있으며, 이런 유동특성은 Fig. 14의 반경방향의 속도 성분 등고선을 통해서 더욱 명확하게 나타난다. Fig. 14는 반경방향 속도를 블레이드 팁의 회전속도에 의하여 무차원 시킨 값이며, 이 그림에서 볼 때 블레이드 근처인 압력면과 부압면은 모두 쉬라우드 쪽으로 큰 유동이 발생하고 있으며, 안쪽으로 갈수록 음의 값인 반대 방향의 유동이 나타나는 현상을 보이고 있다. 이것은 블레이드 중간면과 압력면 사이에서는 반시계 방향을 회전하는 2차유동이 그리고 중간면과 부압면 사이에서는 시계방향으로 회전하는 2차유동이 발생하는 것을 알 수가 있다.

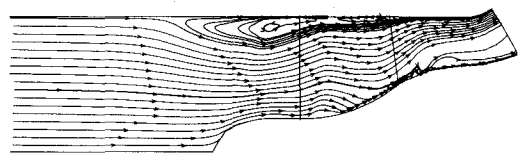


Fig. 11 Stream line at mid-passage

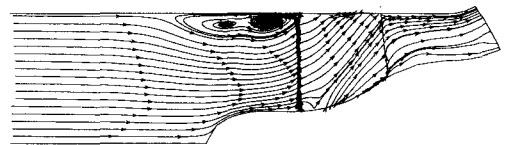


Fig. 12 Stream line near pressure surface

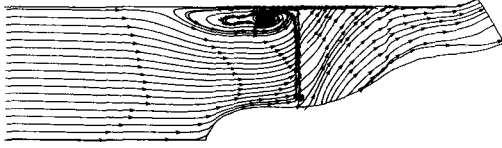


Fig. 13 Stream line near suction surface



Fig. 14 Radial velocity in the blade($z=0.03$)

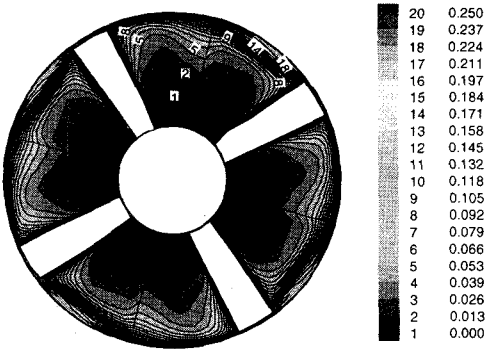


Fig. 15 Pressure loss in the blade($z=0.03$)

4. 결론

본 연구에서 터보펌프 인두서의 수치해석결과는 실험값과 비교를 통해서 그 신뢰성을 얻을 수 있었다.

터보펌프 인두서의 압력손실은 주로 블레이드 Leading Edge 앞에서 역류에 의해서, 그리고 블레이드 팁에서의 누설유동과 2차유동에 의한 것이다.

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

참고문헌

- (1) Tsujimoto, Y. and Acosta, Allan J., 1999, "A study of swirling backflow and vortex structure at the inlet of an inducer", JSME Journal, Series B, Vo. 42, No.3
- (2) Moore, J., Fur, T. Le and Moore, J. G., 1990, "Computational study of 3-D turbulent air flow in a helical rocket pump inducer", AIAA 90-2123, 26th Joint Propulsion Conference
- (3) Moore, J., Doan, Andrew W. and Moore, Joan 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
- (4) Moore, J., Doan, Andrew W. and Moore, Joan 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
- (5) Zixiang SUN, Masahiro ISHIDA and Chikamune MASUZAWZ, 2000, "A computational study on optimum inducer leading geometry for stall suppression in a centrifugal blower", FEDSM2000-11059
- (6) George Bache, 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
- (7) Zangench, M., Goto, A. and Harada, H., 1998, "On the design criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers", J. of turbomachinery, Vol. 120, pp723-735