

# 터보펌프용 연료펌프의 설계와 CFD를 이용한 성능 평가

이경훈\*

Hydraulic design of fuel pump in turbo-pump system and performance evaluation using CFD.

Kyoung-Hoon Lee\*

Key Words: Inducer(인듀서), Impeller(임펠러), Hydraulic Performance(수력 성능), Turbo-pump(터보펌프)

## ABSTRACT

Hydraulic performance of the pump with an inducer was predicted by 3-D Navier-stokes calculation. The evaluated pump was the single-stage centrifugal pump with a separated inducer to pressurize fuel (LCH4) in Turbo-pump system with a specific speed (Ns) of approximately 0.3[rad/s, m3/s, J/kg] and a suction specific speed(S) of 15[rad/s, m3/s, J/kg]. That conventional pump was designed with the combination of 1-D theory and empirical correlation. In this study, preliminary design to select key parameters such as inlet flow coefficient was reviewed by investigating sets of the known design methods to achieve appropriate suction performance, and the performance of newly designed inducer and impeller was compared with the old one, using CFD method. The numerical results showed that the hydraulic efficiency of the new pump was predicted 5.5% higher than that of the conventional one, through design parameter re-selection, configuration improvement and blade loading control

## NOMENCLATURE

$\phi_1 : Q_1/A_1 U_{1,t\theta}$	$\psi_i : (p_i - p_{t,p}) / (0.5 \rho U_{4,t\theta}^2)$	$\psi_e : U v_{\theta} / (0.5 \rho U_{4,t\theta}^2), v_{\theta,0} = 0$
$\Psi_i = \bar{\psi}_i$	$\Psi_{loss} : \Psi_e - \Psi_t$	$\lambda, \sigma_b : \text{Cavitation number}$
$\xi_1 : \text{손실계수}$	$NPSH_{cr} : \text{임계유효흡입수두}$	$S : \text{흡입비속도} [\text{rad/s, m}^3/\text{s, J/kg}]$

### Subscript

0 : upstream	1,2 : inducer inlet, outlet	3,4 : impeller inlet, outlet
5 : downstream	t : absolute total	s : static
$\theta$ : tangential	M : mean	m : meridional
d : design		

### Superscript

= : mass-averaged value

\* 현대모비스 기술연구소

# 1. 서론

액체 로켓 엔진의 추진제 가압용으로 이용되는 터보펌프는 우주 발사체 산업과 더불어 발전해 왔으며 해당 산업분야에서 오랜 역사를 갖고 있고 기술적으로 앞서 있는 미국, 러시아, 프랑스, 일본 등의 국가를 중심으로 현재에도 터보펌프에 관한 연구들이 다수 발표되고 있다. 국내에서도 터보펌프를 적용한 발사체에 대한 관심이 높아지면서 이에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다.

터보펌프 시스템은 펌프에 요구되는 고양정과 아울러 엔진의 중량을 최소화하기 위하여 매우 높은 작동 회전수에서 운전된다. 따라서 대부분의 경우에 고속 회전하는 펌프 입구에서 발생하는 공동화(cavitation)에 의한 성능 저하를 방지하기 위하여 인듀서를 사용하고 있다.

본 연구에서는 러시아 공동 연구<sup>(1)</sup>를 통해 설계된 인듀서를 갖는 터보펌프용 연료 펌프에 대해 수치 유동해석을 이용하여 내부 유동과 수력 성능을 예측하였다. 또한 성능 예측을 통해 규명된 문제점을 개선하기 위해 성능 관련 주요 변수의 재검토를 통하여 연료펌프의 변경 설계가 이루어졌으며 이를 변경 전의 모델과 유동해석을 통해 비교, 평가하였다.

# 2. 연료펌프의 구성 및 설계 사양

해석 대상의 연료 펌프는 선행 설계를 마친 후 제작, 시험을 거쳐 주요 성능이 파악된 상태로서 성능 사양은 “Table 1”과 같다.

Table 1. Performance specification of fuel pump

추진제 종류	액체메탄(LCH <sub>4</sub> )
설계 질유량 (kg/s)	9
입구 전압 (MPa)	0.3
출구 전압 (MPa)	16.9
NPSH <sub>r</sub> (m)	18.9
전 효율	0.62
입구 온도(K)	110
설계 회전수(rpm)	50,000

“Fig. 1”은 인듀서가 장착된 연료펌프의 구성을 보여주고 있다. 인듀서 입구에는 곡관 형상의 유입관이 존재하며 반경 방향으로 유입되는 유체에 발생하는 비

균일 와류 성분을 줄여주는 베인을 갖는다. A는 기존의 설계형상 그리고 B는 변경형상을 의미하기로 한다. 주요 구성품인 인듀서, 임펠러의 설계값은 “Table2”와 “Table 3”과 같으며 각각에 대한 3차원 형상은 “Fig. 2”와 같다. 변경 설계된 펌프 B의 주요 특징을 펌프 A와 비교하면 다음과 같다.

(1) 인듀서의 경우 입구 유동 계수( $\phi_1$ )을 증가시켰으며 직경이 감소하는 구간의 날개 각 분포와 쉬라우드 유면을 조정하여 날개 하중을 개선시켰다.

(2) 인듀서 후미의 팁 부근과 임펠러 앞전이 겹치지 않도록 하여 기존의 임펠러 입구 유동의 불확실성을 줄이고 적정 받음각을 갖도록 3차원 형상으로 임펠러 날개가 설계되었다.

(3) 임펠러의 날개는 기존의 6개에서 스플리터(splitter)를 갖는 4+8 배열을 채택하였으며 이를 통해 입구에서 흡입성능 측면을 고려하여 날개 두께에 의한 막음(Blockage)을 줄였으며 아울러 날개별 하중과 출구 편향(deviation) 각을 줄이고자 하였다. 또한 임펠러 출구에서의 절대 유동각이 증가하도록 출구 폭을 조정하였다.

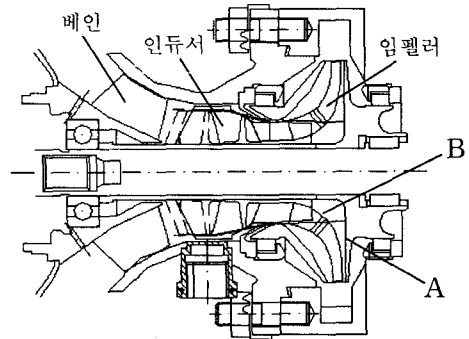


Fig. 1 Configuration of fuel pump

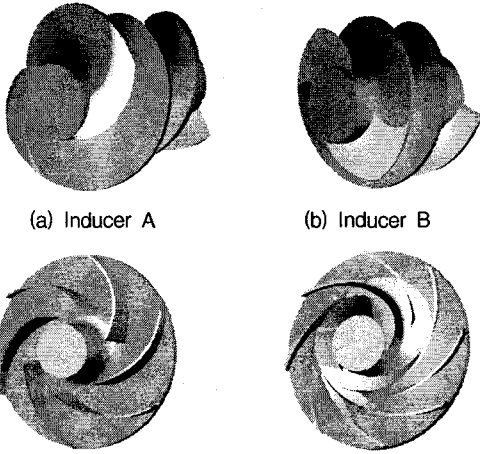
A: 기존모델, B: 변경모델

Table 2. Specifications of fuel inducer

	Inducer A	Inducer B
	Hub/Shroud	
Blade inlet angle(°)	23.7/10.3	17.9/8.65
Blade outlet angle(°)	34.7/20.7	31/21.3
Inlet blade diameter(mm)	12/29	12/27
Outlet blade diameter(mm)	12/22	13.5/22.5
Inlet tip clearance(mm)	1	0.5
Solidity at mean diameter	2.73	2.4
Number of blades	2	2

Table 3. Specifications of fuel impeller

	Impeller_A	Impeller_B
	Hub/Shroud	
Blade inlet angle(°)	27.1/43.2	18.0/31.9
Blade outlet angle(°)	25.2/25.2	30.0/30.0
Inlet blade diameter(mm)	22/22.5	13.8/22.55
Outlet blade diameter(mm)	48.25/48.25	48.0/48.0
Number of blades	6	4+8



(c) Impeller A(shrouded) (d) Impeller B(shrouded)

Fig.2 3-D Geometry of inducer and impeller

### 3. 흡입 성능 평가

본 절에서는 흡입성능 설계와 시험 결과에 대한 평가를 기술하고자 한다. 전술한 바와 같이 연료 펌프 A(기준)는 러시아 공동 연구를 통해 러시아 기법의 흡입성능 예측과 설계가 이루어졌다.

인듀서 입구에서 공동화에 의해 수두가 감소하는 지점에서의 임계 유효 흡입수두 ( $NPSH_{cr}$ )는 캐비테이션 계수(러시아:  $\lambda$ , 서방:  $\sigma_b$ )를 이용하면 식 (1)과 같다. 러시아 정의<sup>(2)</sup>를 따를 경우,  $\lambda$ 는 실험식 (2)에서 유동계수  $\phi_1$ 의 함수로 표현된다.  $a_0$ 는 인듀서 형상 변수들과 받음각으로부터 계산된다. 이에 따라 흡입 비속도는 식 (3)으로 나타낼 수 있다.

$$NPSH_{cr} = C_1 \frac{v_1^2}{2g} + \sigma_b \frac{w_{1,tp}^2}{2g} = C_1 \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_{1,M} \frac{w_{1,M}^2}{2g} \quad (1)$$

$$C_1 = 1 + \xi_1$$

$$\lambda_{1,M} = a_0 + b_0 \frac{v_{1z}}{U_{1M}} = a_0 + \frac{2b_0}{1 + \bar{D}_1} \phi_1 \quad (2)$$

( $a_0$ : function of inducer geometry,  $b_0=0.115$ )

$$S = \frac{\Omega Q^{\beta_5}}{(gNPSH)^{0.75}} = 2.981 \frac{\{\phi_{1,tp}(1-\bar{D}_1^2)\}^{\beta_5}}{[C_1 \phi_{1,tp}^2 + \lambda(0.25(1+\bar{D}_1^2)^2 + \phi_{1,tp}^2)]^{0.75}}$$

$$= 2.981 \frac{\{\phi_{1,tp}(1-\bar{D}_1^2)\}^{\beta_5}}{[C_1 \phi_{1,tp}^2 + \sigma_b \phi_{1,tp}^2 (1 + \phi_{1,tp}^2)]^{0.75}} \quad (3)$$

상기 식들의 관계로부터 유동 계수와 캐비테이션 계수에 따른 흡입 비속도 변화는 “Fig. 3”과 같으며 일정한 캐비테이션 계수( $\sigma_b$ ) 값을 따를 경우 최대 흡입 비속도를 얻을 수 있는 최적의 유동계수가 존재함을 알 수 있다. 또한 NASA의 연구보고서<sup>(3)</sup>에 의하면 최적 유동계수를 구하기 위해 Brumfield 기준을 적용하고 있으며 여기에 펌프 입구단으로부터 인듀서 직전까지의 손실( $\xi_1$ )을 고려할 경우, Brumfield 기준은 일정한  $\sigma_b$  값에서의 최대 흡입비속도 값들을 연결한 곡선으로 표현된다. 이를 러시아 실험식 (2)를 이용한 경우와 비교했을 때 목표 흡입성능을 얻기 위한 최적 유동계수를 크게 예측하는 경향을 볼 수 있다.

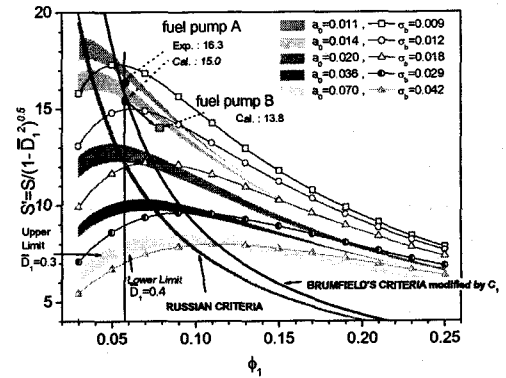


Fig. 3 Suction performance ( $\xi_1 = 0.6$ )

그림에 연료펌프 설계점에 대해 러시아 식을 이용한 계산 값과 시험 값을 같이 나타내었으며 계산 값( $a_0=0.014$ ,  $\bar{D}_1=0.4$  조건)이 시험 값과 비교하여 약 8% 과소 예측하고 있다. 현재 식 (2)의 적용시의 예측 정도와 일관성을 평가할 만큼 충분한 설계 및 시험데이터가 확보되지 않은 상태이며  $\xi_1$ 에 의해 고려되는 반경형 유입관으로부터 인듀서 입구 직전까지 발생하는 손실량에 대

한 부정확도가 이러한 차이에 일부 기여하는 것으로 여겨진다.

설계 요구 조건으로부터 결정된 연료펌프의 허용(available) 흡입 비속도  $S'$ 는 7.8이며 “Fig. 2”에서 살펴보면 여유율이 충분함에도 불구하고 설계점의 유동 계수가 너무 작게 선정되었음을 알 수 있다. 이 경우에, 인듀서 입구 역류로 인한 저주파 진동(Low-frequency oscillation) 발생과 효율이 감소하여 성능에 악영향을 주게 된다. 따라서 유동 계수를 증가시켜도 흡입성능 요구 조건을 충분히 만족시키게 되며 변경 인듀서 B에서는 입구 유동계수를 증가시키면서 받음각을 줄이는 방향으로 설계가 이루어졌다.(Table 4) “Fig. 2”에 인듀서 B의 설계 예측값을 표시하였다. 추가의 흡입성능 여유율에 대해서는 설계 조건의 입구 압력을 낮춤으로써 연료 공급탱크의 중량을 줄이는데 기여할 수 있을 것이다.

Table 4. inlet flow condition

구분	$\phi_1$	$i_{1sp}$ (받음각,°)	$\bar{D}_1$
인듀서 A	0.0589	6.6	0.4
인듀서 B	0.0781	4.2	0.436

## 4. 유동 해석

### 4.1 수치해석 기법

연료펌프에 대한 성능을 예측하기 위해 가-압축성 기법(pseudo-compressibility method)을 적용한 3차원 RANS 식을 사용하는 상용 해석 코드인 FINE/Turbo를 이용하였다. 중심 차분법과 Runge-Kutta 시간 전진법이 적용되었으며 수렴 속도를 향상시키기 위해 다중 격자법을 사용하였다. 난류 모델로는 Baldwin-Lomax 식을 적용하였으며 평균  $y^+$ 값은 임펠러의 경우 1, 인듀서의 경우 5 이내로 주었다. Boncinelli<sup>(4)</sup>는 이와 같은 기법을 적용하여 Ariane 5의 산화제 펌프용 인듀서의 성능을 예측하여 시험 값과 비교하여 잘 일치함을 보여주고 있으며 Coutier-delgosha<sup>(5)</sup>의 경우에는 동일한 상용코드에 캐비테이션 유동의 수치적 모델을 적용하여 인듀서 선단을 모사한 익형 형상에 따른 캐비테이션 유동을 예측하여 실험과 비교하기도 하였다. 여기서는 캐비테이션

을 고려하지 않은 정상조건 유동에 대해 해석을 수행하였다.

### 4.2 계산 격자 및 경계 조건

해석 대상의 인듀서와 임펠러의 인접에 따른 상호 작용을 고려하여 전체 날개에 대한 통합 격자를 생성하였으며 펌프 A의 경우에는 격자 생성이 가능하도록 인듀서와 임펠러 사이에 이격 거리를 두었다. “Fig. 4”는 펌프 B에 대한 표면 격자를 보여주고 있으며 인듀서와 임펠러의 경계면에서는 Full non-matching 격자<sup>(6)</sup>를 사용하였다. 인듀서 격자는 약 25만개의 셀로 구성되었고 임펠러의 경우 약 30~35만개의 셀이 사용되었다.(Table 5) 입구 조건으로 축 방향 균일 유속과 출구 조건으로 정압을 주었으며 15,000rpm의 회전수와 매질로 물을 사용하는 상사조건으로 계산하였다.

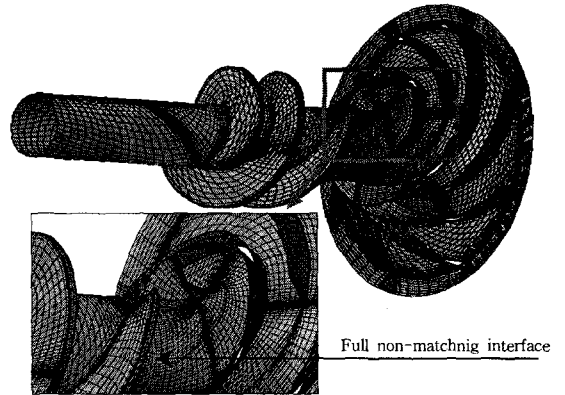


Fig. 4 Surface mesh for fuel pump B

Table 5. Grid system

Grid	Cells	Inducer	Impeller
펌프 A	552,482	2×126,679	6×49,854
펌프 B	615,902	2×126,679	4×87,087

### 4.3 계산 결과 및 토의

“Fig. 5”는 원주방향 평균된 속도의 유선 분포를 보여주고 있다. 인듀서 A의 경우 낮은 입구 유동 계수와 큰 받음각 선정<sup>(2)</sup> 등으로(Table 3) 설계 유량 조건에서 인듀서 상류에 큰 역류가 발생하고 있어 상류의 중간 직경 아래에서는 유입 유동이

가속되고 있다. 그리고 인듀서 전반부에서는 혼합류(mixed-flow)처럼 허브쪽의 유동이 팁영역으로 상승하고 있다. “Fig. 5(b)”의 저유량 영역( $0.6\phi_d$ )에서는 이러한 확산의 영향으로 인듀서 중반부의 허브에서 박리가 발생하고 있으며 인듀서와 임펠러 간 허브 영역에서도 유동박리를 관찰할 수 있다. 임펠러 A의 경우에는 초기 내부 유선의 교란이 심함을 확인할 수 있다. 설계 받음 각을 줄이고 입구 유동 계수를 증가시킨 인듀서 B의 경우 역류가 감소하였으며 임펠러의 내부 유선도 개선되었다.

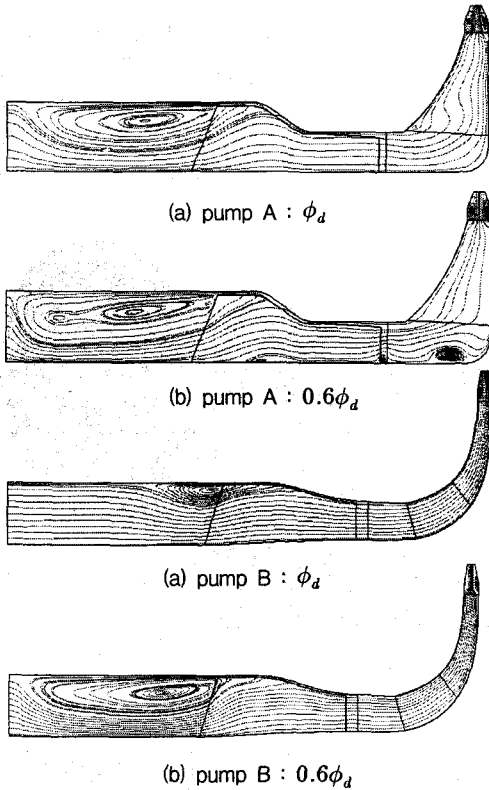
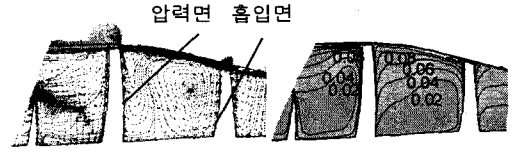


Fig. 5 Streamlines of azimuthal averaged velocity at the meridional plane

“Fig 6”은 인듀서 B의 내부 이차 유동과 손실 계수 분포를 보여주고 있다. 원심력에 의해 인듀서 날개 벽면을 따라 반경방향으로 상승하는 경계층 유동과 팁 간극의 누설 유동을 관찰할 수 있으며 흡입면을 따라 상승한 경계층 유동은 팁 간극의 누설 유동과 합류하면서 흡입면 쪽에 반시계방향의 와류를 형성하고 있다. 그리고 압력면 쪽에

서는 증상의 팁으로부터 허브로 향하는 유동의 일부가 압력면을 따라 상승하는 경계층 유동에 의해 다시 앞쪽의 팁 간극으로 역류되고 있다. 손실계수 분포를 보면 팁 영역과 입구 역류 영역에서 크게 손실이 발생함을 볼 수 있다.



(a) Secondary Flow (b) Local loss coefficient  
Fig. 6 secondary flow and loss distribution (Inducer B)

“Fig. 7”에서는 인듀서 팁 부근의 날개 하중 분포를 비교하였다. 인듀서 A는 단면적이 크게 감소하는 구간 이후로 날개 하중의 역전 현상이 나타나고 있다. 인듀서 B의 경우에는 쉬라우드 유면과 날개 각 분포의 개선을 통해 이러한 현상이 개선되었음을 볼 수 있다.

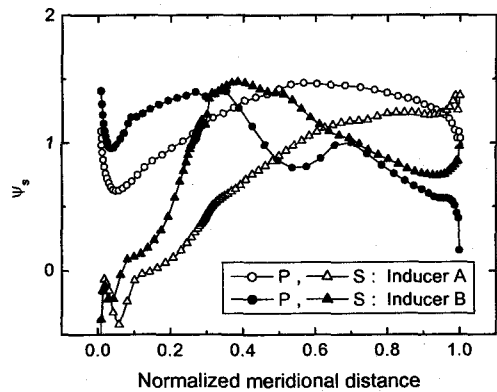


Fig. 7 Blade loading at near tip of inducer

“Fig 8, 9”는 설계 유량에서의 인듀서 압력, 손실 계수 분포와 입구 역류의 상관 관계를 비교하였다. 각 계수들이 의미하는 바는 Moore<sup>(7)</sup>와 Goto<sup>(8)</sup>를 참조할 수 있다.

Fig. 8의 인듀서 A의 경우에 날개 길이의 약 0.5 배 상류에 위치해 있는 최대 역류량은 설계 유량의 76%에 달하고 있다. 상류 영역에서 오일러계수( $\psi_s$ ) 값이 부의 값을 갖는 이유는 해당 위치의 경계면에서 팁 부근의 유입 역류가 다시 재순환하여 인듀서 방향으로 나가면서 큰 손실이 발생하고 있기 때문이다. 실제로 이 영역에서 유체로 전달되는 에너지

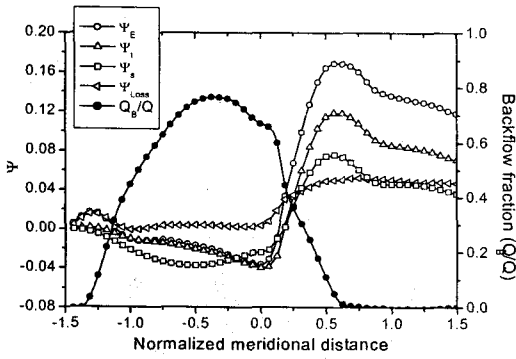


Fig. 8 Development of pressure and backflow(Inducer A)

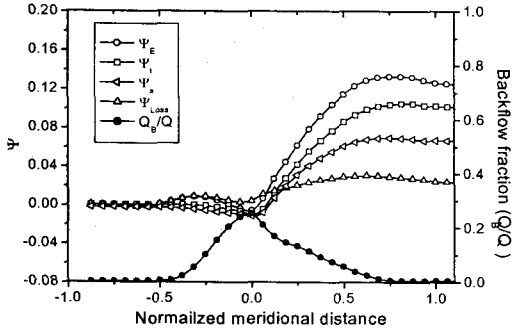


Fig. 9 Development of pressure and backflow(Inducer B)

는 허브에서의 전단응력에 의한 발생 일이고 그 양이 크지 않다고 보면 경계면에서 역류로 인해 유입, 유출되는 오일러 수두의 차이에 상당하는 손실이 발생한다. 따라서 전압계수도 유사한 경향으로 감소하게 되며 오일러 계수와 전압계수의 차이는 허브의 전단응력에 의한 일에서 쉬라우드에서 소산되는 일의 차가 된다. 따라서 인듀서 A, B를 비교해 볼 때 역류로 인한 손실이 A가 큼을 알 수 있으며 A의 경우 인듀서 직전까지의 역류로 인한 손실은 인듀서 날개 내부에서 발생하는 최대 손실 값(0.04)에 상당한다. 인듀서 A의 정압계수( $\Psi_s$ )는 유입 유동의 가속으로 역류량이 최대가 되는 지점 부근에서 최소 값을 가지고 있다. 또한 인듀서 내부의 전압과 오일러계수 분포를 살펴보면 초반부에 크게 상승하다 감소하고 있다. A와 같이 역류가 큰 경우 유입 유체의 유동 각 증가로 허브 쪽의 인듀서 선단에서 매우 낮은 받음각으로 유동이 유입되거나 직후에 팁 영역으로 상승하면서 인듀서 초반부의 전압 상승에 기여할 것으로 생각된다. 중반부 이후로 오일러 계수가 다시 감소하는 것은 팁 영역의 유체가 쉬라우드 면을 따라 구심방향으로

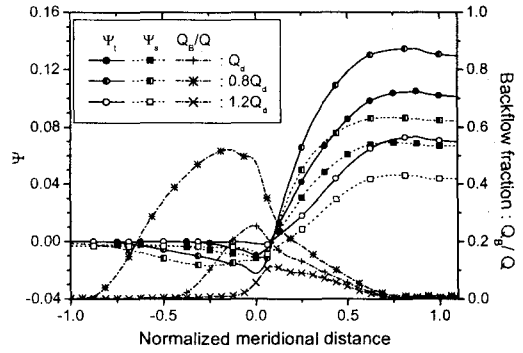


Fig. 10 Pressure coefficients and backflow according to flowrate variation(inducer B)

흐르면서 터빈 역할을 하는 것으로 설명될 수 있다. 이로 인해 “Fig. 7”에서 보여주듯이 날개 하중의 역전 현상이 중반부 이후부터 발생하고 전압 계수도 마찬가지로 중반 이후부터 감소하고 있다.

“Fig. 9”의 인듀서 B의 경우는 최대 역류 비( $Q_B/Q$ )는 약 23%로 인듀서 입구 직전에 위치해 있다. 또한 입구 정압이 낮아지는 수준이 인듀서 A에 비해 크게 줄어들었으며 인듀서 중반 이후의 오일러 계수의 감소도 개선되었다.

“Fig. 10”은 인듀서 B의 경우에 유량 변화에 따른 역류와 압력계수 변화 추이를 보여주고 있다. 저유량으로 갈수록 최대 역류량은 증가하면서 그 위치는 상류로 옮겨감을 알 수 있다. 그리고 역류 증가와 더불어 전압 계수가 낮아지고 있어 이로 인한 압력 손실도 따라서 증가함을 알 수 있다

“Fig. 11”은 임펠러 날개 간 채널별로 전압계수와 유량의 편차를 나타내고 있다. 유량의 경우 전체유량을 채널 수로 나눈 유량을 기준으로 한 편차이며 전압계수의 경우는 임펠러 출구에서의 질량 유량 평균값으로부터의 편차를 의미한다. 임펠러 A의 경우 날개 간 유량 편차가 B에 비해 매우 심하며 1, 4번 채널에서는 유량이 크게 증가하였고 3, 6번 채널에서는 크게 감소하였다. 이에 따라 채널간의 전압 상승도 크게 편차를 보이고 있어 저 유량 조건의 3,6번의 경우 상대적으로 크게 상승하였다. 반면에 임펠러 B에서는 스플리터를 포함하여 채널간의 유량 편차가 크게 줄어들었으며 따라서 각 날개가 비교적 고르게 유체에 일을 전달함을 알 수 있다. 그리고 두 임펠러 모두 180°를 주기로 거의 유사한 경향을 보이고 있어 날개 수(2개)에 따른 인듀서 출구 유동각 분포에 기인하다고 여겨진다.

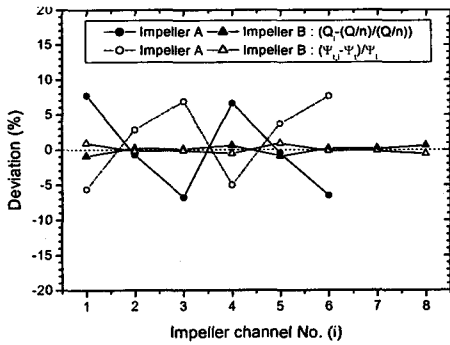


Fig. 11 Deviation of flowrate and total pressure coefficient per blade channel at  $\phi_d$

“Fig. 12”에는 임펠러 내부 유선 및 정압 분포를 비교하였으며 주기 경향이 뚜렷해 각각에 대해 절반만 나타내었다. 임펠러 A의 경우 내부 유동이 각 채널마다 크게 차이를 보이고 있다. 3, 6번 채널에서는 매우 큰 받음각을 갖는 유입 유동으로 인해 흡입면에서 박리가 크게 발생하고 있어 “Fig. 11”에서 보여준 유량과 전압계수의 편차가 설명될 수 있다. 또한 박리 영역의 정압도 상대적으로 낮다. 반면에 회전방향으로 뒤따르는 2, 5번 채널의 경우 앞 채널에서의 발생한 흡입면의 큰 박리로 인해 흘러 나온 유동의 일부가 흡입면을 따라 유입되고 있어 상대적으로 고유량 조건임을 알 수 있다. 유량 증가가 가장 큰 1, 4번 채널에서 흡입면으로 상대적으로 가장 원활한 흐름을 보이고 있다. 또한 중간 면에서의 손실 분포를 살펴보면 박리가 생기는 영역에서의 국소 손실 계수가 크게 증가함을 볼 수

있다. 임펠러 B의 경우에는 임펠러 A와는 달리 대부분의 채널에서 원활한 내부 유선을 보여주고 있으며 손실 계수의 분포도 흡입면을 따라 점진적으로 증가하고 있다.

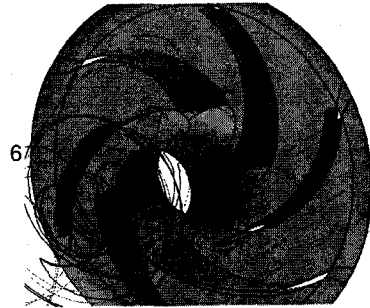


Fig. 13 3D streamlines of pump A

“Fig. 13”의 펌프 A에 대한 3차원 유선을 살펴보면 인듀서 후단으로부터의 유선이 6번 직전 부근에서 240° 가량 회전하여 1번 채널로 유입됨을 볼 수 있다.

“Fig. 14”는 설계 유량에서 임펠러 내의 손실 분포를 보여주고 있다. 임펠러 A의 경우 입구 영역을 포함한 임펠러 전반부 손실이 B에 비해 상대적으로 크게 발생하고 있어 전술한 입구 유동 특성에 기인한다고 볼 수 있다. 임펠러 B의 경우에는 전반부의 손실이 크게 줄어들었으며 스플리터가 위치해 있는 부분에서의 입사 손실(incidence loss)<sup>(9)</sup>을 관찰할 수 있다.

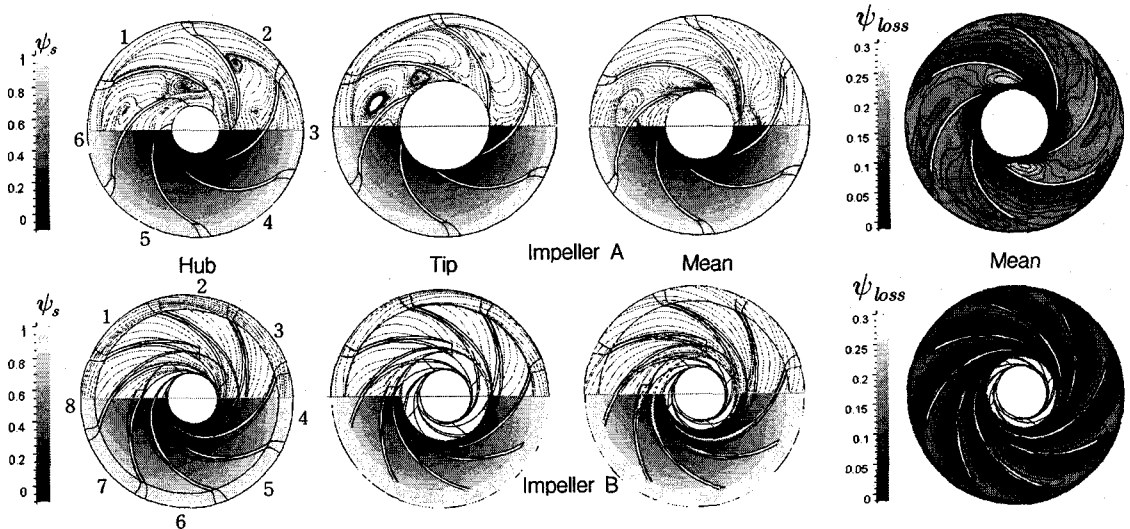


Fig. 12 streamline, static pressure and loss coefficient distribution

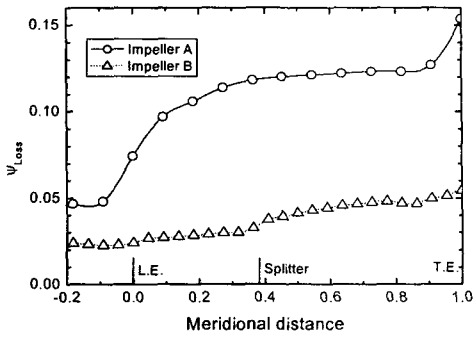


Fig. 14 Loss generation in the impeller channel at  $\phi_d$

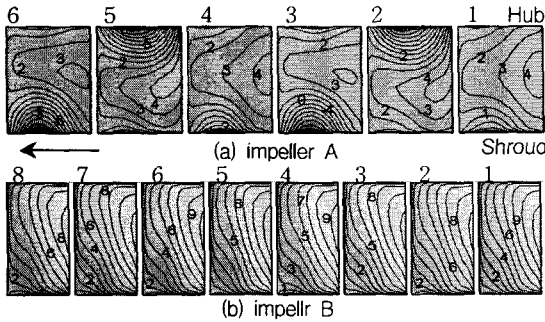


Fig. 15 Absolute flow angle contour at impeller exit

“Fig. 15”에서는 임펠러 출구면에서의 절대 유동 각 분포를 보여주고 있다. 임펠러 A의 경우 출구면에서 절대 유동각이 매우 작고 원주방향으로 허브와 쉬라우드 면에서 역류가 교차되어 나타나고 있으며 앞서 임펠러 입구 유동과 마찬가지로 주기 경향을 보임에 따라 임펠러 채널간의 유동 특성에 따른 출구 정압 분포의 불균형에 의한 것으로 보여지며 실제로 “Fig. 12”의 허브 근접 면의 유선분포를 보면 상대적으로 정압이 높은 3번 채널로터의 유선이 2번 채널의 뒤쪽 압력면에 이르러 재순환됨을 볼 수 있다. 임펠러 B의 경우 출구 폭의 감소로 전체적으로 절대 유동각이 증가하였고 출구 유동의 임펠러 내로의 역류가 제거되었다. 이러한 특성에 기인하여 “Fig. 14”의 임펠러 말단부에서의 손실 상승의 차이를 유발하고 있다.

“Fig. 16”은 인듀서와 임펠러를 포함한 중간 유선을 따른 전압 분포를 비교하고 있다. 전술한 바와 같이 펌프 A에서 인듀서 후반부의 전압 감소 현상이 펌프 B의 경우에는 유면과 날개각 분포의 변경을 통해 개선되었음을 볼 수 있다. 또한 펌프

B의 임펠러에서 초반부에는 완만하게 전압 상승이 진행되다가 스플리터가 시작되는 위치부터 증가하는 기울기의 변화를 관찰할 수 있다

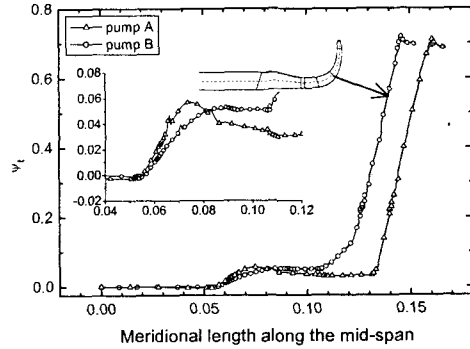


Fig. 16 Total pressure along the mid-span

“Fig. 17”에서는 수치해석에 의해 예측된 전압계수와 효율을 비교하였다. 펌프 B의 경우 유량 증가에 따라 수두 감소 폭이 상대적으로 크며 효율은 설계 유량 부근에서 약 5.5%개선되었다. 유량에 따른 효율 변화 추이는 볼류트를 고려하지 않은 상태에서 고유량으로 갈수록 증가하고 있다.

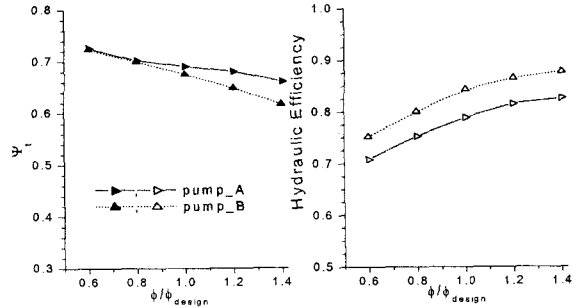
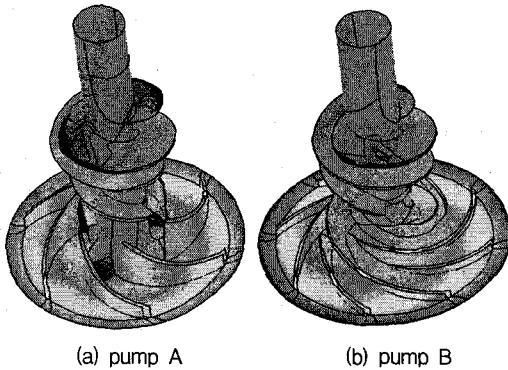


Fig. 17 Hydraulic performance

“Fig. 18”에서 표면압 분포를 통해 캐비테이션 발생이 시작하는 영역을 평가해보았다. 수치 모델링에 의한 캐비테이션 예측 분야는 아직도 개발 단계라 볼 수 있으며 현상 자체가 비정상, 비대칭 경향을 갖고 있어서 상당한 계산시간을 요구한다. 그러나 캐비테이션을 고려하지 않은 CFD의 결과를 이용하여 형상이 다른 경우에 캐비테이션 발생 (inception)을 예측, 비교할 수 있을 것이다. 펌프 A의 경우, 인듀서 흡입면 선단의 팁 부근을 중심으로 저압 영역이 넓게 분포되어 있고 저압 수준도 매우 낮음을 볼 수 있다. 펌프 B의 경우, 인듀서 선단 팁 부근을 제외하고는 양호한 모습이다. 그리



고 펌프 A의 경우에 "Fig 12"의 임펠러 입구 유동의 전술한 유동 특성에 기인하여 뒤따르는 임펠러 앞전 부근에서도 낮은 저압 영역이 형성됨을 볼 수 있다. 실제로 펌프 A의 임펠러는 흡입성능을 좋게 하기 위하여 임펠러 앞전 유동 단면적을 크게 하는 러시아 설계 방식을 따른 것으로 이럴 경우에 오히려 흡입성능에 부정적으로 작용할 수 있음을 보여 주고 있다. 실제 설계에서는 인듀서 후미와 임펠러 앞전이 중첩되어 있어 이러한 저압 영역을 어느 정도 완화시킬 수 있을 것으로 여겨진다.



(a) pump A (b) pump B  
Fig. 18 Static pressure coefficient at boundary surface  
( Isolines :  $\psi_s \leq -0.02$  )

## 5. 결론

액체추진 엔진용 터보펌프 시스템의 개발과 관련하여 연료 펌프의 성능 개선을 위한 설계, 해석을 수행하였으며 수치해석을 통한 성능 예측을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 펌프 A의 경우, 과도한 받음각 선정과 입구 유동 계수를 너무 낮게 함으로써, 매우 큰 입구 역류 유동의 형성과 더불어 인듀서 효율이 크게 저하됨을 알 수 있었다. 흡입성능의 재평가를 통해 인듀서 입구 유동계수 조정 및 인듀서 날개각 분포를 개선시킨 펌프 B의 경우 이러한 문제점을 크게 개선시킬 수 있었다.

2. 인듀서와 임펠러간의 배열 개선과 적정 받음각을 갖는 임펠러 3차원 설계를 통해 기존 펌프가 갖고 있던 임펠러 내부의 특이 유동 특성을 개선하였으며 기존 모델(펌프 A)에 비해 약 5.5%의 수력효율 개선 효과를 수치적으로 확인하였다.

3. 현재 펌프 B에 대해 모델시험을 위한 제작이

완료되어 성능 시험이 수행 중이며 향후 해석 결과의 검증과 기존 모델(펌프 A)과의 성능 비교 등을 실험적으로 최종 평가할 예정이다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부 "민군 겸용 기술 개발"사업의 과제인 "고압 터보펌프 개발"연구의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

## 참고문헌

- (1) 우유철, 2001 "액체로케엔진용 고압터보펌프 개발," 우주 발사체기술 심포지움, pp. 28~32.
- (2) B. I. Borozobsky., 1989, Energy Parameters and Characteristics of High Speed Pump, Mashinostojeniye, Russia.
- (3) Jacobsen, J. K., "Liquid Rocket Engine Turbopump Inducers," Series on NASA Space Vehicle Design Criteria, NASA SP 8052, May 1971.
- (4) P.Boncinelli et al, "ARIAN 5 TPLOX inducer design strategies to enhance cavitation performance", CAV2001, Fourth International Symposium on Cavitation.
- (5) Coutier-Delgosha, O. et al "Numerical Study of the Effect of the Leading Edge Shape on Cavitation around Inducer Blade Sections" CAV2001, Fourth International Symposium on Cavitation.
- (6) NUMECA s.a., 2001, FINE™, IGG™ User Manual
- (7) Moore, J., Doan, Andrew W. and Moore, Joan G., 1995, "Performance Evaluation of Rocket Pump Inducers using a Navier-Stokes Flow Code. Part 1,2: 3-D Flow and Inlet Recirculation", FED-Vol. 227, Numerical Simulations in Turbomachinery.
- (8) Ashihara, K. and GOTO, A "Study on Pump Impeller with Splitter Blades designed by 3-D Inverse Design Method." FEDSM 2000 - 11073.