

# 터보 펌프의 캐비테이션 실험

이종민\* · 강신형\*\* · 이경훈\*\*\*

## Cavitation Test of a High Pressure Turbopump

Jong-Min Lee\*, Shin-Hyoung Kang\*\*, Kyoung-Hoon Lee\*\*\*

Key Words: Hydraulic Performance (수력 성능), Cavitation (공동화 현상), Inducer (인듀서), Impeller (임펠러)

### ABSTRACT

Hydraulic performance and cavitation characteristics of fuel pump in turbopump were studied experimentally. This fuel pump has a centrifugal impeller with a separate inducer. In this paper, static pressure distribution of inducer was examined in non-cavitation and cavitation conditions. As cavitation came, the rising curve of static pressure in front of inducer was lightened because blade lodging did. In result, this offered the mechanism that recirculation zone could be small in case that recirculation was generated in low flow rate.

### 1. 서론

터보펌프는 로켓 엔진의 액체 추진제를 연소기에서 요구되는 압력, 유량으로 공급하기 위한 가압시스템으로 극저온, 고속, 고압의 극한 작동환경 때문에 로켓엔진의 신뢰성에 가장 크게 영향을 주는 구성품이라 할 수 있다. 특히 고속 회전하는 펌프 입구에서 공동화(cavitation)가 심각하게 발생할 경우, 양정 저하와 진동 등의 문제를 유발하기 때문에 이에 대한 방지 또는 제어의 중요성이 제기되어 왔다. 인듀서는 이러한 공동화 현상을 억제하기 위해 원심 임펠러 앞에 장착되어 사용되지만 필요 이상의 고양정 인듀서를 설계할 경우 전체적인 펌프의 효율이 떨어지는 단점이 있다. 따라서 효율과 흡입성능에 따른 적절한 설계가 이루어질 필요가 있다.

본 연구에서는 MOBIS에서 설계한 연료펌프<sup>(1)</sup>에 대

해 수력 성능과 흡입 성능 실험을 수행하였으며, 캐비테이션이 있을 때와 없을 때의 인듀서의 정압분포에 관해 살펴보았다.

### 2. 실험 장치 및 실험 방법

#### 2.1 실험 장치

Figure 1은 실험에 이용된 장치를 보여주고 있다. 유량은 장반경 노즐의 압력차로 계측되었으며 탱크 상부의 게이트 밸브로 조절된다. 축 동력 계산을 위해 토크와 회전수가 측정되었으며 회전수는 모터에 연결된 인버터에 의해 조절된다. 캐비테이션 실험은 탱크위에 연결된 진공펌프를 사용하여 압력을 낮추어가며 수행하였다.

캐비테이션 유동의 가시화를 위해 인듀서 케이싱은 투명 아크릴로 제작되었으며 스트로보스코프와 디지털 카메라가 이용되었다. 또한 3공 튜브에 의해 인듀서와 임펠러 출구 유속의 이차원 측정이 이루어졌으며, 그 위치는 Fig. 2에 정압 측정 위치와 함께 나타내었다.

\* 서울대학교 기계항공공학부

\*\* 서울대학교 기계항공공학부

\*\*\* 현대모비스

책임저자 E-mail : look1008@snu.ac.kr

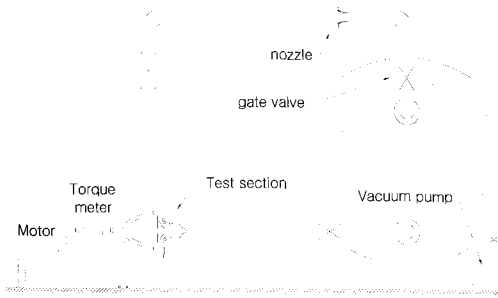


Fig. 1 Schematic of turbopump test rig

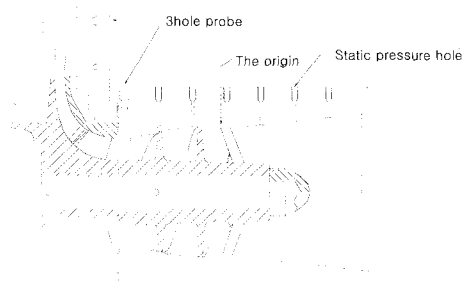


Fig. 2 Test section

Table 1 Specifications of fuel inducer

	Inducer
	Hub / Shroud
Blade inlet angle(°)	17.9 / 8.65
Blade outlet angle(°)	31 / 21.3
Inlet blade diameter(mm)	24 / 54
Outlet blade diameter(mm)	13.5 / 22.5
Inlet tip clearance(mm)	0.5
Solidity at mean diameter	2.4
Number of blades	2

Table 2 Specifications of fuel impeller

	Impeller
	Hub / Shroud
Blade inlet angle(o)	18.0 / 31.9
Blade outlet angle(o)	30.0 / 30.0
Inlet blade diameter(mm)	27.6 / 45.1
Outlet blade diameter(mm)	96.0 / 96.0
Number of blades	8 (+4splitters)

실제 인듀서와 임펠러의 제원은 Table 1 과 Table 2 와 같으며, 실험을 위해 실제 모델을 2배 크기로 제작하여 저속 회전수의 상사조건에서 수행하였다. 매질로는 물을 사용하였고 펌프 출구에는 컬렉터를 설치하여 출구 유동을 원주방향으로 균일하게 하였다.

2.2 실험 방법

성능과 캐비테이션 실험은 인듀서 단독 실험, 임펠러 단독 실험 그리고 이들이 결합된 펌프 실험 등의 세 가지 경우에 대해 수행되었다. 그리고 위의 실험들을 수행하면서 각 단품의 성능을 파악하였고 아울러 축 방향에 따라 인듀서 케이싱에서의 정압분포를 측정하여 캐비테이션 발생에 따른 정압변화를 관찰하였다.

실험조건인 경우, 성능실험은 상사성을 검증하기 위해

4개의 회전수 (1800, 2400, 3000, 3600 rpm) 에서 수행되었고, 속도 측정은 2개의 회전수 (1800, 2400 rpm) 에서 수행되었다.

3. 성능 실험

성능을 나타내는 수두와 유량의 무차원수는 다음과 같다.

$$\psi = \frac{gH}{U_t^2} \quad \phi = \frac{Q}{AU_t} \quad (1)$$

3.1 펌프의 성능 실험

Figure 3은 펌프의 정압, 전압 성능을 무차원계수로 표현한 것이며, Fig. 4는 효율을 나타낸 것이다. 전압 성능을 얻기 위해 임펠러 출구에서 3공 튜브를 이용한 동압성분이 계측되었다. 성능 곡선의 경우 회전수에 따른 상사가 잘 성립함을 알 수 있다.

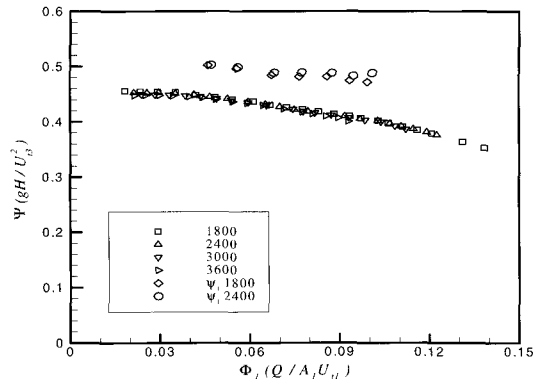


Fig. 3 Performance of a pump

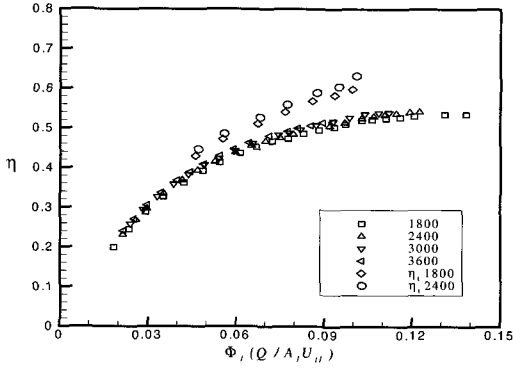


Fig. 4 Efficiency of a pump

### 3.2 임펠러의 성능 실험

임펠러의 단독 실험은 인듀서를 제거한 상태에서 블레이드가 없는 인듀서 허브를 조립하여 실험하였다. 인듀서 단독 실험 때도 마찬가지로 더미 (dummy) 임펠러를 장착하여 실험이 이루어졌다.

Figure 5는 임펠러 단독 실험의 정압성능을 나타낸다. 3600 rpm의 고유량 영역에서는 축방향 속도의 증가로 입구압이 크게 낮아져 캐비테이션이 발생하며, 그리하여 수두가 급격히 감소함을 보인다. Fig. 3의 펌프의 경우에는 같은 조건에서 인듀서의 영향으로 이러한 급격한 수두 감소 현상이 발생하지 않음을 알 수 있다.

### 3.3 인듀서의 성능 실험

Figure 6는 인듀서 단독의 성능을 보여주고 있다. 인듀서의 수두에 비해 장비 손실이 크기 때문에 별도의 가압장비 없이 설계유량 ( $\phi_d = 0.078$ ) 이상으로 측정하

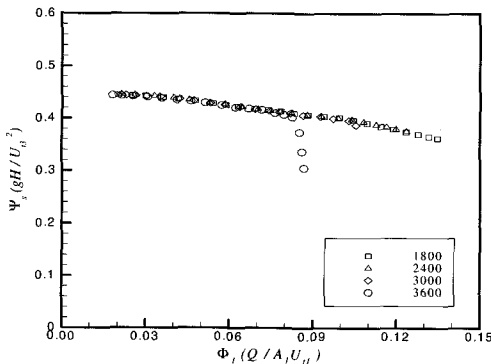


Fig. 5 Performance of an Impeller

는데 제약이 있었다. 인듀서 동압성분은 인듀서 출구에서 3공 튜브를 이동시켜 허브로부터 쉬라우드까지 6곳에서 1800, 2400 rpm에 대해 측정하였으며,  $\Delta\psi$ 는 다음과 같이 면적에 대해 유량 평균하여 나타내었다.

$$\Delta\psi = \frac{1}{2} \frac{\sum c_{mi} (c_i/u_i)^2 A_i}{\sum c_{mi} A_i} \quad (2)$$

인듀서 단독의 성능으로부터 설계유량에서 인듀서 양정은 전체 펌프 양정에 대해 약 8.5% 정도를 차지함을 알 수 있었다.

## 4. 캐비테이션 실험

### 4.1 펌프의 캐비테이션 실험

캐비테이션 실험은 2개의 회전수 (3000, 3600 rpm)에서 수행되었으며 회전수에 따른 경향이 비슷하므로 주로 3000 rpm에 대해서 논하겠다. 유량은 설계유량 ( $\phi_{1d} = 0.078$ ), 저유량 ( $0.8\phi_{1d}$ ) 그리고 고유량 ( $1.2\phi_{1d}$ )의 3가지 조건에서 수행되었다.

정압 수두 ( $H_s$ )는 다음과 같이 정의하였다.

$$H_s = \left( \frac{P_{out}}{\rho g} \right) - \left( \frac{P_{in}}{\rho g} + \frac{v_{in}^2}{2g} \right) \quad (3)$$

캐비테이션 특성을 나타내는 NPSH (Net Positive Suction Head)는 캐비테이션의 생성을 억제하기 위해 입구에서 요구되는 최소 수두를 의미하며 다음과 같이 정의한다.

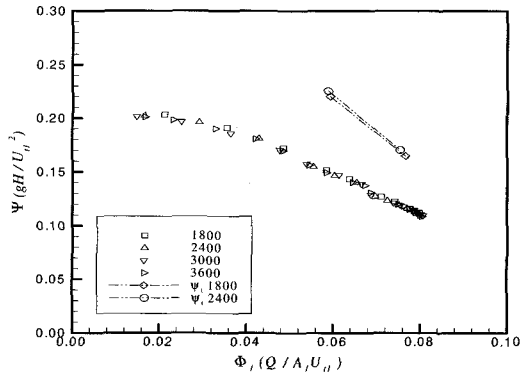


Fig. 6 Performance of an Inducer

$$NPSH = \frac{p_{\infty}}{\rho g} + \frac{v_{\infty}^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (4)$$

그리고 흡입성능을 무차원한 계수  $N_{ss}$  (Suction specific speed)는 다음과 같이 정의한다.

$$N_{ss} = \frac{w\sqrt{Q}}{(gNPSH_{cr})^{3/4}} \quad (5)$$

여기서  $NPSH_{cr}$ 은 수두가 캐비테이션으로 인하여 3% 떨어질 때의 임계  $NPSH$  값을 의미한다.

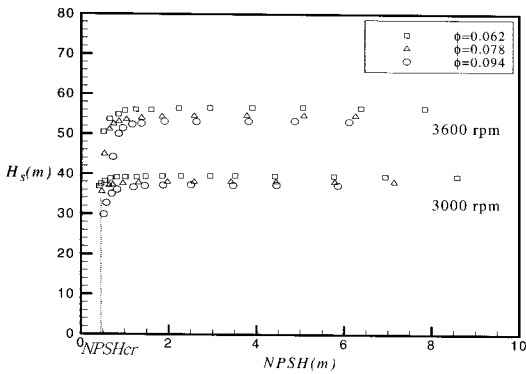


Fig. 7 Suction performance of a pump

Figure 7은 펌프의 흡입성능을 보여주고 있다. 진공 펌프로 압력을 낮춰가면서 인두서 입구와 임펠러 출구정압을 측정하여 나타내었다. 전체 펌프의 흡입성능에 대한 각각의 영향을 보기위해 인두서와 임펠러 사이의 압력을 측정하여 다음과 같이 정의하여 비교하였다.

$$H_{pump} = \left(\frac{p_{out,pump}}{\rho g}\right) - \left(\frac{p_{in}}{\rho g} + \frac{v_{in}^2}{2g}\right) \quad (6)$$

$$H_{ind} = \left(\frac{p_{out,ind}}{\rho g}\right) - \left(\frac{p_{in}}{\rho g} + \frac{v_{in}^2}{2g}\right) \quad (7)$$

$$\Delta H_{imp} = H_{pump} - H_{ind} \quad (8)$$

Figure 8은 입구압 감소에 따라 인두서와 임펠러가 펌프 캐비테이션 성능에 미치는 영향을 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 인두서의 양정이 충분히 클 경우에는 인두서에서 먼저 캐비테이션에 의한 성능저하가 발생

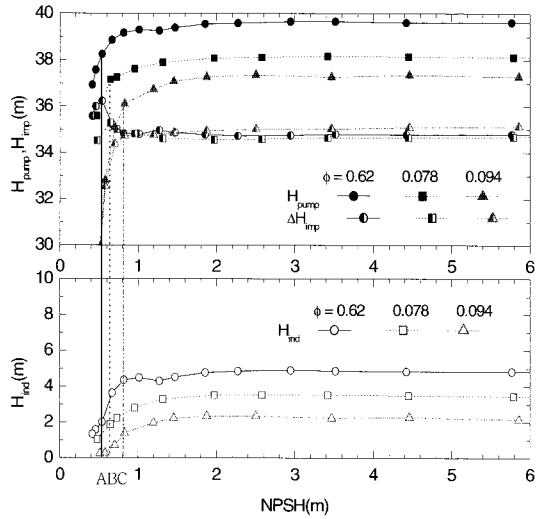


Fig. 8 Comparison of suction performance in pump

하게 되며 이로 인해 인두서 양정이 감소함에 따라 순차적으로 임펠러에서 캐비테이션 브레이크다운이 발생한다. 반면에 인두서의 양정이 지나치게 작을 경우, 입구압 감소에 따라 임펠러에서 캐비테이션에 의한 성능저하가 먼저 발생할 수 있다. 이러한 경우에는 일반적으로 펌프의 흡입성능이 좋지 않게 되며, 인두서가 갖는 흡입성능을 충분히 활용하지 못하기 때문에 바람직하지 못한 설계의 경우로 볼 수 있다.

Figure 8에서 보면 세 유량조건 모두 인두서에서 먼저 캐비테이션에 의한 수두감소가 발생하고 있어 인두서가 임펠러의 흡입성능 측면에서 충분한 양정을 제공하고 있음을 알 수 있다. Fig. 8에서 고유량 ( $1.2\phi_{1d}$ )의 경우에 입구압 감소에 따라 C ( $NPSH \approx 0.8$ ) 지점까지 캐비테이션 발생에 따른 인두서의 정압수두 감소폭만큼 펌프의 정압수두도 감소하고 있다. 그리고 C 지점 이하로 입구  $NPSH$ 가 낮아지게 되면 임펠러에서도 캐비테이션에 의한 정압수두 감소가 발생하게 되어 결국 펌프 전체의 급격한 브레이크다운으로 이어지고 있다. 그러나 저유량 ( $0.8\phi_{1d}$ )의 경우에는 비슷한 양상을 보여주고 있으나 인두서의 정압수두 감소가 발생하기 시작하여 지점 A에 이르기까지 인두서의 수두 감소량보다 적게 펌프의 정압 수두가 감소하고 있고 이 구간에서 임펠러에서의 정압 수두의 상승을 관찰할 수 있다.

이러한 경우에 캐비테이션이 성능에 주는 영향은 인두서의 수두 감소뿐만 아니라 임펠러의 일이 증가하고 있음을 알 수 있다. 이러한 펌프 내의 전체 양정 중에 인

듀서와 임펠러간의 일의 재분배 효과로 결과적으로 인듀서의 양정 저하량보다 적게 펌프의 양정이 저하되어 펌프 전체의 흡입성능의 악화를 지연하는 효과를 주고 있다.

#### 4.2 임펠러의 캐비테이션 실험

Figure 9는 임펠러 단독의 흡입성능을 나타내고 있는데, 인듀서가 장착된 Fig. 7 과 비교해보면 공동화에 의해 3% 수두감소가 일어나는 임계 유효 흡입수두 ( $NPSH_{cr}$ )가 펌프의 경우 3000 rpm,  $\phi_{1d} = 0.078$  (설계유량)에서 0.55 m인 반면, 임펠러 단독일 때는 1.8 m 정도로 커져 흡입성능이 나빠짐을 알 수 있다.

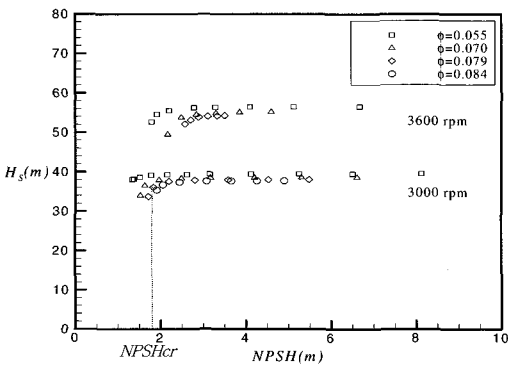


Fig. 9 Suction performance of an impeller

#### 4.3 인듀서의 캐비테이션 실험

Figure 10은 인듀서 단독으로 수행한 캐비테이션 성능을 보여주고 있다. 기본적으로 임펠러 앞에 장착된 경

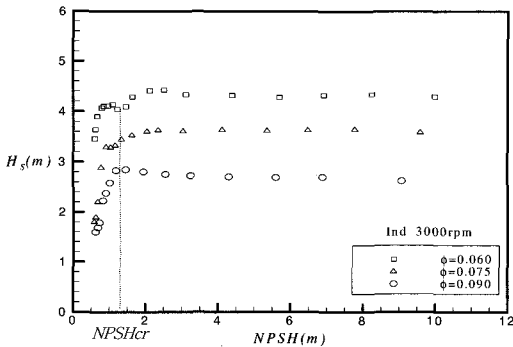


Fig. 10 Suction performance of an inducer

우의 성능 경향과 비슷함을 보이고 있다(Fig. 8의 인듀서 부분 참조).

Figure 10에서는 유량  $\phi_1 = 0.060$ 의 경우에  $NPSH$ 가 감소함에 따라 수두가 감소하다가 다시 약간의 증가하는 부분이 있음을 알 수 있다. Petrov(7)에 의하면 이 영역에서는 역류의 크기와 강도가 캐비테이션에 의해 줄어들어 사라지는 데 따른 것으로 입구 역류가 작고 고유량으로 갈수록 이러한 경향은 나타나지 않는다.

Figure 11은 펌프와 임펠러, 그리고 인듀서의 흡입속도를 나타내었다. 펌프는 설계 유량에서 가장 좋은 흡입성능을 나타내고 있다. 이로써 임펠러에 적합한 인듀서가 설계되었음을 알 수 있다. 인듀서 단독의 경우는 유량이 증가함에 따라 흡입성능이 좋아지나 임펠러와 결합되었을 때는 Fig. 6 처럼 유량증가에 따라 인듀서의 급격한 수두 감소가 임펠러의 캐비테이션을 제어하지 못하게 되어 오히려 흡입성능이 나빠짐을 볼 수 있다.

회전수 상사 관계는 Figs. 3 - 6에서의 성능곡선에서는 잘 성립하는 반면 흡입성능에 대해서는 잘 맞지 않고 있다. 일반적으로 실험에서 완전하게 용존 기체를 제거하기란 사실상 어려우며 이러한 용존 기체의 함유에 따라 흡입성능에 차이를 보일 수 있다. 회전수가 증가하게 될 경우에 인듀서를 지나면서 기체의 압축이 저 회전수의 경우보다 크게 이루어지기 때문에 임펠러의 흡입성능이 좋아지는 효과를 얻게 된다. 또한 압축 용존 기체를 완전히 배제한 이상적인 경우에는 회전수의 증가에 따라 임펠러 유입 유동의 온도 상승에 의한 포화압력 (saturation pressure) 증가로 흡입성능을 악화시키는 영향을 주게 된다. 이러한 요인들이 본 실험의 경우에도 일부 작용하였으리라 여겨지며, Fig. 11에서 회전수 증가에 따라 전체적으로 흡입성능이 좋아지는 경향을 보여 주고 있다.

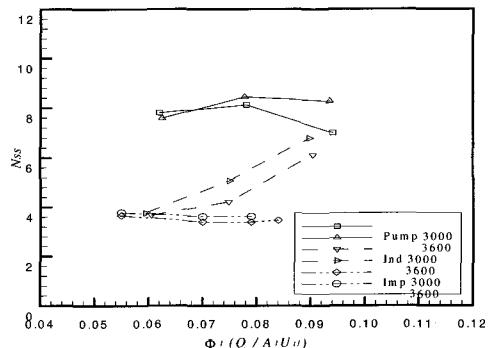


Fig. 11 Suction specific speed

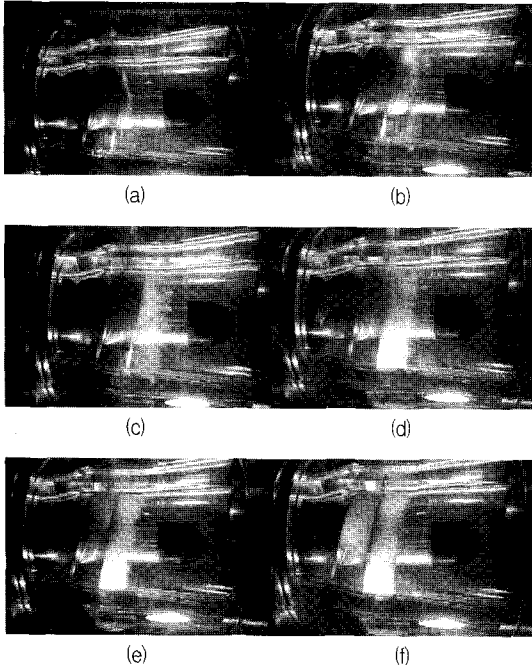


Fig. 12 Photograph of cavitation in pump at 3600 rpm,  $\phi = 0.062$  at (a) NPSH=6.4, (b) NPSH=5.05, (c) NPSH=3.9, (d) NPSH=2.2, (e) NPSH=1.3 and (f) NSPH=0.8

이경훈<sup>(1)</sup>은 흡입비속도를 7.8로 예상하고 설계했으며, 실험값은 8.12 - 8.44 정도로 설계치 보다 약간 높지만 근사한 수치를 보이고 있다.

Figure 12는 stroboscope를 사용하여 디지털카메라로 촬영한 펌프의 캐비테이션 발전과정이다. 캐비테이션은 인듀서의 전연부에서 발생하여 NPSH가 감소함에 따라 그 정도가 심해짐을 볼 수 있다.

## 5. 인듀서의 압력분포

### 5.1 캐비테이션이 발생하지 않은 경우

Figure 13은 인듀서 쉬라우드에서의 정압분포를 설계유량의 -20%에서 +20%까지의 유량변화에 대해 나타냈으며, 여기서 L (71.34 mm)은 팁을 기준으로 한 인듀서 축방향 길이이다(Fig. 2 참조). 저유량 영역에서는 인듀서 길이의 0.8배 위치한 곳의 정압상승이 최대를 보이며 이후에 축방향으로의 쉬라우드 직경 감소에 따라 정압도 약간 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이는 스윙에 의한 영향으로 고유량으로 갈수록 축방향 속도성분이 증가함으로 이러한 경향은 사라지고 있다.

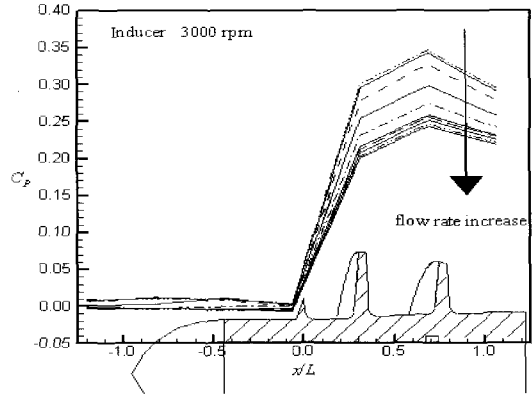


Fig. 13 Distribution at shroud of an Inducer

### 5.2 캐비테이션이 발생한 경우

Figure 14는  $0.8\phi_d$ ,  $\phi_d$ ,  $1.2\phi_d$ 에서 수행된 것이며, 맨 위의 실선은 초기상태의 정압분포이며, 그 아래 두 개의 점선은 수두가 3% 감소한 지점의 전·후값이고, 마지막 점선은 Fig. 10에서 그 이후 수두가 약간 증가한 상태의 분포를 나타낸다.

Figure 14의 경향을 보면 캐비테이션에 의한 성능저하가 진행되면서 날개 하중 분포에 영향을 주고 있음을 알 수 있으며, 인듀서 전반부의 날개 하중을 완화시키는 반면에 후방으로 하중을 증가시키고 있다. 또한 캐비테이션에 의한 성능저하 초기에는 전반부에서의 정압이 크게 감소하더라도 출구로 갈수록 회복되어 캐비테이션이 없는 조건의 수준까지 출구 정압이 회복되어감을 볼 수 있다. 이경훈<sup>(4)</sup>은 인듀서의 전반부에서 정압 상승률이 급격할수록 입구 역류 강도도 증가한다고 보고 있다. 따라서 캐비테이션이 진행됨에 따라서 전반부에서 날개 하중 감소에 의해 정압 상승률이 완만해짐에 따라 저유량 영역에서의 입구 역류가 발생한 경우에 역류가 감소할 수 있는 메커니즘을 제공하고 있다.

## 6. 결론

본 연구에서는 터보 펌프용 인듀서-원심펌프의 기본 성능과 캐비테이션 특성에 대하여 살펴보았으며, 각각의 단품이 펌프 흡입성능에 미치는 영향을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 시험 모델은 설계유량에서 가장 좋은 흡입성능을 나

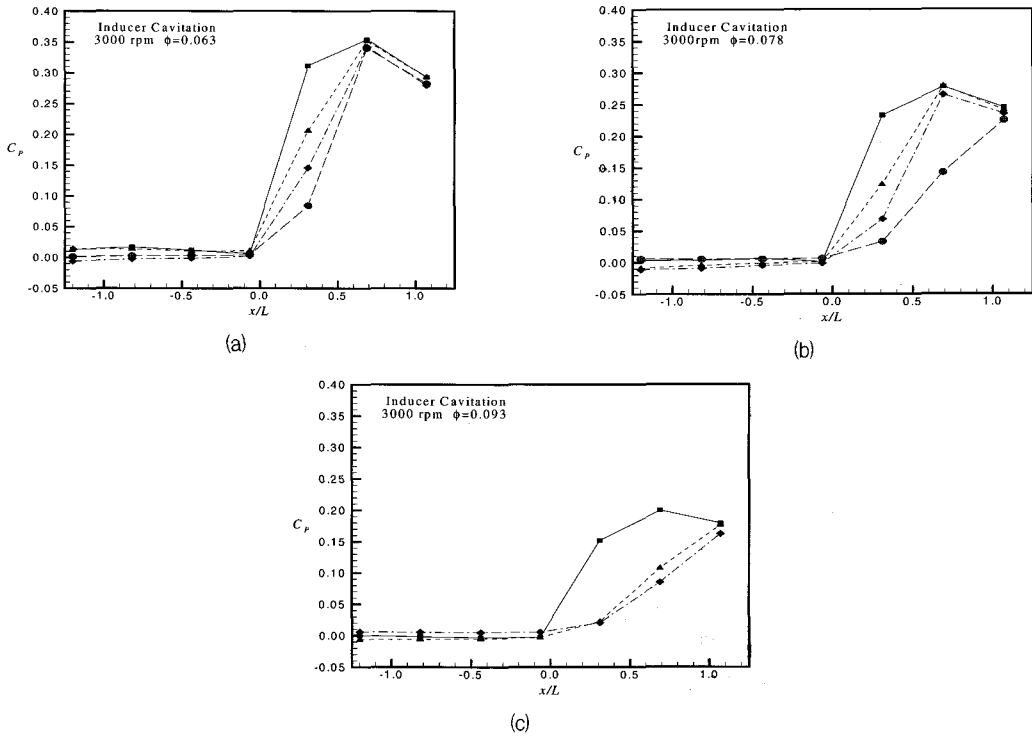


Fig. 14 Cavitation influence on static pressure distribution along the casing wall at 3000 rpm at (a)  $0.8\phi_d$ , (b)  $\phi_d$  and (c)  $1.2\phi_d$

타내고 있으며, 이로써 임펠러에 적합한 인두서가 설계되었음을 알 수 있었다. 또한 전체 펌프의 흡입성능 시험시 인두서와 임펠러간의 흡입성능의 경향을 통해 인두서는 임펠러의 흡입성능에 충분한 양정을 제공해주고 있음을 알 수 있었다.

- 2) 저유량 조건에서 캐비테이션 발생시 펌프에서의 브레이크다운이 발생하기 전까지 인두서 수두 감소와 더불어 임펠러의 수두가 증가하여 펌프의 수두 저하를 다소 억제하는 효과를 확인할 수 있었다.
- 3) 캐비테이션이 심화됨에 따라 인두서 전반부의 날개 하중 감소에 의해 정압 상승률이 완만해지며, 이로 인해 저유량 영역에서 입구 역류가 발생한 경우에 역류가 감소할 수 있는 메카니즘이 나타남을 알 수 있었다.

### 후 기

본 연구는 과학기술부 “민군 겸용 기술 개발” 사업의 과제의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

### 참고문헌

- (1) 이경훈, 2002, “터보펌프용 연료펌프의 설계와 CFD를 이용한 성능 평가,” 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 408-416.
- (2) Kenjiro Kamijo, Yoshida, M., and Tsujimoto, Y., 1993, "Hydraulic and Mechanical Performance of LE-7 LOX Pump Inducer," Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 6, Nov.-Dec., pp. 819-826.
- (3) 강신형, 심창열, 염기태, 2001, “고압 터보 펌프의 설계 평가,” Technical Report, No. TML-TR36, 서울대학교 기계항공공학부.
- (4) 이경훈, 김경호, 김영수, 우유철, 2001, “수치 유동 해석을 이용한 터보펌프용 인두서의 성능 향상에 대한 연구,” 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 235-242.
- (5) Kazuhiko Yokota, Kurahara, K., Kataoka, D., Tsujimoto, Y., and Acosta, A., 1999, "A Study of Swirling Backflow and Vortex Structure at

- the Inlet of an Inducer", JSME Int. B., Vol. 42, No. 3, pp. 451-459.
- (6) Akinori Furukawa, Koichi Ishizaka, " Experimental Data for Basic Design of Pump Inducer", The 9th of International Symposium on Transport Phenomena, February, 2002.
- (7) V. I. Petrov, V. F. Chebevsky, 1973, "Cavitation Characteristics in High-Speed Inducer-Centrifugal Pump", Mashinostojenije, Russia.