

## 터보펌프용 연료펌프의 설계 및 성능해석

최범석\* · 윤의수\* · 박무룡\* · 오형우\*\*

### 1. 서 론

터보펌프는 액체연료를 사용하는 추진체나 유도무기의 핵심부품으로 널리 사용되며, 특성상 소형으로서 고압이 가능해야 하며, 비동력(동력/터보펌프 무게)이 높아야 한다. 높은 비동력의 터보펌프는 고속 회전을 하므로 높은 회전속도에 의한 캐비테이션 때문에 대부분 인듀서를 장착하는 형태가 이용되고 있다.

NASA의 연구보고서<sup>(1)-(3)</sup>에서는 터보펌프에 관한 기술적인 내용들을 소개하고 있다. 그러나 그 내용은 핵심 사항을 배제한 개괄적이거나 자체의 경험치에 의존하고 있어 새로운 터보 펌프설계에 그대로 적용하기가 곤란하다. 20세기 말까지 국내의 인듀서를 장착한 고압, 고속펌프의 설계기술은 여전히 초보적인 단계에 머물러 있었다. 인듀서 부착한 저 비속도형 펌프에 대한 국내 개발 실적이 미약하고, 특히 인듀서의 체계적인 연구나 기술자료는 거의 전무한 실정이었으나, 로켓을 중심으로 몇 개의 연구기관과 기업들이 공동으로 1999년부터 '고압 터보펌프 개발' 사업을 시작하면서 국내에서도 본격적으로 터보펌프에 대한 연구개발을 수행하게 되었다.

터보펌프를 설계할 때에 성능을 정확하게 예측하지 않으면 연료와 산화제의 비율을 맞추지 못하여 원하는 추진력을 얻지 못하거나, 작동 종료 후 저장 탱크에 연료 또는 산화제 가운데 하나가 남아서 커다란 손실을 발생을 초래한다.

액체추진 로켓엔진용으로 사용되는 터보펌프 시스템은 구동터빈, 연료펌프 및 산화제펌프로 구성되어져 있다. 본 연구에서는 액체메탄을 사용하는 연료펌프의 수력설계 및 성능해석을 수행하였다. 이 연료펌프의 설계점 요구성능은 Table 1과 같다. 인듀서가 부착된

Table 1 Design requirement for LCH<sub>4</sub> fuel pump

Mass Flow Rate	9.0	[kg/s]
Inlet Total Pressure	0.3	[MPa]
Inlet Temperature	110.0	[K]
Rotational Speed	50,000	[rpm]
Inlet Density	424.0	[kg/m <sup>3</sup> ]
Outlet Total Pressure	15.3	[MPa]
Outlet Temperature	120.82	[K]
Saturated Pressure	0.086	[MPa]

원심형 터보펌프에 대한 러시아의 평균반경(meanline, 1차원) 설계·해석기법<sup>(4)</sup>을 수정, 보완해서 연료펌프의 기본설계 및 1차원 성능을 예측하였다. 또한 원심펌프 설계·해석 관련 상용의 프로그램 PERFIG<sup>(5)</sup>을 연료펌프 모델시험에 적용하여 러시아의 성능예측 모델과 비교하였다.

액체 메탄을 연료로 사용하는 고압 터보펌프 시스템의 연료펌프의 인듀서, 임펠러 등 펌프 주요 부품의 상세 형상을 결정하고, 펌프 내부유동에 대한 3차원 유동해석을 수행하여 유동특성을 분석하고 설계된 펌프의 성능을 평가하였다. 유동해석에 의한 성능평가 결과를 바탕으로한 수차례의 수정설계를 통하여 터보펌프용 연료펌프의 고유모델 설계를 완료하였으며, 설계된 연료펌프를 제작하여 실험한 결과와 비교하였을 때 잘 일치하는 성능을 보여주었다.

### 2. 펌프의 평균반경 성능예측기법

인듀서가 부착된 원심형 터보펌프에 대한 러시아의 평균반경(meanline, 1차원) 설계·해석기법<sup>(4)</sup>을 수정, 보완해서 연료펌프의 기본설계 및 1차원 성능을 예측하였다. 연료펌프의 인듀서, 임펠러, 디퓨저 및 볼루트의 설계기법은 윤의수 등<sup>(6)</sup>의 문헌에 자세히 소개되어 있으므로 본 논문에서는 상세한 기술은 생략한다. 본

\* 한국기계연구원 열유체공정기술연구부

\*\* 충주대학교 기계공학과

E-mail : bschoi@kimm.re.kr

연구에서 사용한 인듀서와 펌프 (임펠러, 디퓨저, 볼루트, 토출관)의 설계기법을 TPP-R (Turbopump Performance Prediction based on the Russian Technology)이라 부르기로 한다. 또한 원심펌프 설계·해석 관련 상용의 프로그램 PERFIG<sup>(5)</sup>을 연료펌프 모델시험에 적용하여 러시아의 성능예측 모델과 비교하였다.

### 3. 연료 펌프의 1차원 성능해석

#### 3.1 연료 펌프의 상세 및 실험조건

##### 3.1.1 연료 펌프의 상세

제2장에서 설명한 평균반경 해석법을 KeRC의 연료 펌프<sup>(4)</sup>에 적용시켜 보았다. 이 연료 펌프의 실제의 작동유체는 극저온 (110K)의 액체 메탄으로서 설계점 성능의 요구조건은 Table 1에 나타난 바와 같이 유량 9.0 kg/sec (0.0212 m<sup>3</sup>/sec)에서 수두 3610 m ((P<sub>0ex</sub>-P<sub>0in</sub>)/ρg)이다. 연료 펌프의 주요 형상 치수는 Table 2에 나타나 있다. 인듀서의 날개는 나선형 (helical) 형상을, 임펠러의 날개는 2차원 형상 (cylindrical blade)을 띄고 있고, 볼루트의 유로 단면적은 사각형이다.

##### 3.1.2 연료 펌프의 모델실험 조건

KeRC는 Table 2의 연료펌프의 성능을 분석하기 위하여 실제 TPU 가동조건 (LCH<sub>4</sub>, 110K, 50,000 rpm) 대신에 모델시험 (물, 288K, 약 10,100 rpm 및 약 15,000 rpm)을 수행하였다.<sup>(7)</sup> 모델시험은 실제 작동에 대하여 펌프는 동일하지만, 작동유체와 및 회전수가 다르다. 실제시험과 모델시험에서 효율이 유사하다고 가정한다면, 모델실험 데이터 (침자 m)는 다음과 같은 상사식 (similitude)에 의해서 수력 성능이 환산된다.

$$\begin{aligned}
 Q &= Q_m \frac{n}{n_m} \\
 H &= H_m \left( \frac{n}{n_m} \right)^2 \\
 P &= P_m \frac{\rho}{\rho_m} \left( \frac{n}{n_m} \right)^3
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

캐비테이션 없는 성능 (non-cavitating performance) 실험은 약 10,100 rpm (10,000~10,240 rpm)에서 3회 그리고 약 15,000 rpm (14,970~15,270 rpm)에

Table 2 KeRC fuel pump dimensions

Components	Parameters	Values
Inducer	Inlet tip dia. (D <sub>1,ind</sub> )	58.0 mm
	Exit tip dia. (D <sub>2,ind</sub> )	42.0 mm
	Inlet Hub diameter (d <sub>1h,ind</sub> )	24.0 mm
	Exit Hub diameter (d <sub>2h,ind</sub> )	24.0 mm
	Inlet blade angle at mean rad (β <sub>1,ind,av</sub> )	75.6°
	Exit blade angle at mean rad (β <sub>2,ind,av</sub> )	68.8°
	Number of blade (Z <sub>ind</sub> )	2
Impeller	Inlet dia. (D <sub>1,imp</sub> )	44.0 mm
	Exit dia. (D <sub>1,imp</sub> )	96.5 mm
	Inlet blade angle (β <sub>1,imp</sub> )	20.0°
	Exit blade angle (β <sub>2,imp</sub> )	30.0°
	Inlet blade width (b <sub>1,imp</sub> )	26.2 mm
	Exit blade width (b <sub>2,imp</sub> )	7.4°
	Number of blade (Z <sub>imp</sub> )	6
Diffuser, Volute	Diffuser width (b <sub>3</sub> )	13.1 mm
	Volute width (b <sub>4</sub> )	13.1 mm
	Volute Base circle dia. (D <sub>4</sub> )	110.4 mm

서 3회 수행되었고, 캐비테이션 성능 (cavitating performance)은 유량 6.4×10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>/sec와 회전수 약 15,000 rpm (14,835~15,832 rpm)에서 3회 수행되었다. 상사식 (식 (1))을 이용하여 모델시험 데이터를 모델시험 대표 조건(물, 288K, 15,000 rpm)과 실제 작동조건 (LCH<sub>4</sub>, 110K, 50,000 rpm)으로 변환하여 성능을 검토하기로 한다. 제2장에서 언급한 TPP-R 프로그램 및 상용 프로그램인 PERFIG<sup>(5)</sup>에 의한 성능예측을 비교함으로써, 성능을 분석함과 동시에, 예측기법 및 프로그램의 타당성을 검토하기로 한다.

### 3.2 캐비테이션 없는 성능의 분석

Fig. 1은 모델실험 데이터를 실제 가동조건 (LCH<sub>4</sub>, 110K, 50,000 rpm)으로 변환하였을 때의 실험데이터 (symbol)와 실제 가동 조건에서 TPP-R (실선) 및 PERFIG (일점 쇄선)으로 예측한 결과를 비교한 것이

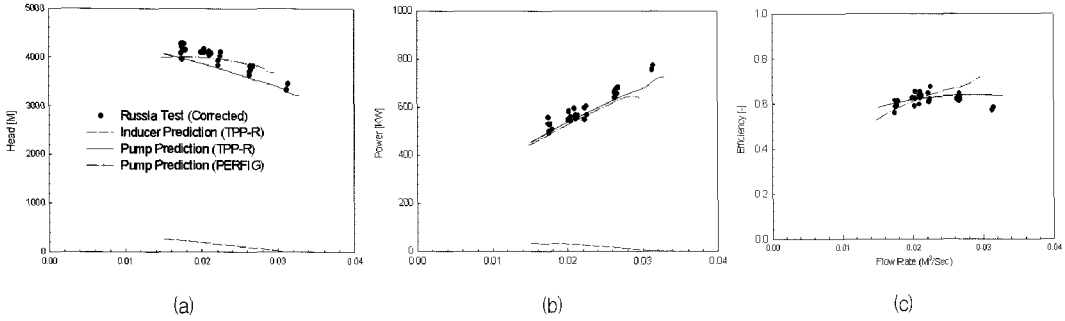


Fig. 1 Non-cavitating performance comparison of the predictions with KeRC experimental data (LCH<sub>4</sub>, 50,000 rpm, 110K)  
(a) head, (b) power, (c) efficiency

다. 여기서 설계점은 유량 0.0212 m<sup>3</sup>/sec, 수두 3610 m, 동력 500 kW이다. Fig. 1(a)에서 수두를 보면 TPP-R 예측치는 실험치 보다 약간 작지만, 변화 경향에서 아주 잘 일치함을 보이고 있다. PERFIG 예측치는 크기는 일치하지만 변화 경향은 차이를 보이고 있다. 이 그림에서도 파선은 TPP-R로서 예측한 인두서의 수두이다. 유량이 0.0305 m<sup>3</sup>/sec일 때 인두서 수두가 0 m이 되며, 이 보다 큰 유량에서는 인두서가 양정을 발생시키지 못하고 오히려 감소시키는 역할을 한다. 설계점에서 인두서는 전체 수두의 약 6%를 담당하고 있다. Fig. 1(b)는 연료펌프의 소요동력을 실험치 (symbol)와 예측치 (실선: TPP-R, 일점 쇄선: PERFIG, 파선: TPP-R 인두서 수두)를 비교한 것으로서 실험치와 예측치는 정확하게 일치하고 있다. Fig. 1(c)는 효율을 비교한 것이며, TPP-R의 경우 효율의 크기는 일치하지만 유량이 증가 할 때 감소 경향을 따라가지 못하고 있다. PERFIG은 효율의 크기를 어느 정도 예측하지만 변화경향은 상당한 차이를 보이고 있다.

Fig. 1을 보아 알 수 있듯이 실험과 예측은 모델시험 조건과 실제사용 조건에 대하여 아주 유사하고 일관된 경향을 가지고 있으므로 모델시험의 필요성 및 타당성이 인정되고 있다. 연료펌프의 설계유량이 0.0212 m<sup>3</sup>/sec (9.0 kg/sec)이므로, Fig. 1(c)에 보이고 있듯이 실험치는 약 0.025 m<sup>3</sup>/sec, TPP-R 예측치는 0.028 m<sup>3</sup>/sec, PERFIG 예측치는 0.030 m<sup>3</sup>/sec 이상에서 최대효율이 나타나고 있다. 이것은 연료펌프가 설계점 9.0 kg/sec보다 큰 유량에서 설계되어 있음을 의미한다.

설계요구성능에서 수두는 3609 m, 소요동력은 500 kW인데, Fig. 1에 나타나 있듯이 측정치는 각각 4,000 m, 560 kW로서 설계요구성능 보다 약 10% 높으므로 펌프의 축소 설계가 필요하다고 판단된다.

### 3.3. 캐비테이션 성능의 분석

모델시험 조건 (6.4×10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>/sec, 15,000 rpm, 288K, 물)에서의 캐비테이션 성능 측정치를 실제 가동조건 (21.2×10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>/sec, 50,000 rpm, 110K, LCH<sub>4</sub>)으로 변환한 것을 Fig. 2에 원형 기호로서 각각 나타내었다. 이들 그림에서 파선은 실험 값으로부터 얻은 NPSH<sub>CR</sub>이고, 실선은 TPP-R에 의해 계산된 값이다. 이 그림에 나타난 바와 같이 실제 가동조건 (Fig. 2)의 경우 실험치는 NPSH<sub>CR</sub> = 19.72 m, 예측치는 NPSH<sub>CR</sub> = 21.80 m로서 오차는 9.5%이다. 이와 같이 모델 실험과 예측치는 상호 일치하고 있으므로, 모델시험의 변환 (similitude)은 일관되고 있으며 TPP-R에 의한 캐비테이션 성능의 예측은 매우 정확하고 볼 수 있다. 실제 TPU 시스템에서는 연료펌프의 유효 NPSH가 NPSH<sub>AV</sub> = 51.5 m가 되도록 펌프의 상류측이 설계되어 있으므로 (NPSH<sub>AV</sub> > NPSH<sub>CR</sub>), 캐비테이션은 발생하지 않을 것으로 예측된다.

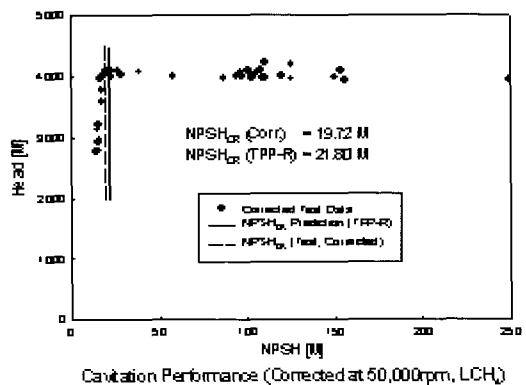


Fig. 2 Cavitation performance comparison of the predictions with KeRC experimental data

## 4. 연료 펌프의 3차원 유동해석 및 성능분석에 의한 설계개선

### 4.1 3차원 유동해석에 의한 연료 펌프의 설계 개선

설계된 연료펌프의 유동해석에 사용된 형상 및 유동조건은 Table 1과 같다. 인듀서와 임펠러, 볼류트로 구성되는 연료펌프의 임펠러 및 인듀서의 형상설계를 위해서는 BladeGen<sup>(8)</sup>을 사용하였으며, 3차원 유동계산을 위해서 터보기계 유동해석 전용 소프트웨어인 BladeGenPlus와 TASCFLOW<sup>(9)</sup>를 사용하였다. Blade Gen을 사용해서 형성한 펌프형상에 대해서 Blade GenPlus를 사용해서 3차원 유동해석 수행하고 수력성능을 분석하고 그 결과를 설계인자값 변경이나 형상 수정설계에 반영하였다. 3차원 유동해석법에 의한 반복적인 수정설계를 통하여 원하는 수력성능특성을 만족하는 연료펌프를 설계하였으며 TASCFLOW를 이용한 3차원 유동해석으로 최종적인 설계성능을 다시 확인하였다. 본 연구에서는 연료펌프의 인듀서 및 임펠러 주위의 3차원, 비압축성, 점성, 난류 유동을 해석하였다.

Table 3과 Fig. 3에는 수정설계된 연료펌프의 인듀서와 임펠러의 형상을 나타내었다. 인듀서 부분의 입

Table 3 Designed fuel pump dimensions

Components	Parameters	Values
Inducer	Inlet tip dia. ( $D_{1,ind}$ )	59.6 mm
	Exit tip dia. ( $D_{2,ind}$ )	48.0 mm
	Inlet Hub diameter ( $d_{1h,ind}$ )	24.0 mm
	Exit Hub diameter ( $d_{2h,ind}$ )	26.0 mm
	Inlet blade angle at mean rad ( $\beta_{1,ind,av}$ )	82.6°
	Exit blade angle at mean rad ( $\beta_{2,ind,av}$ )	60.6°
	Number of blade ( $Z_{ind}$ )	2
Impeller	Inlet hub dia. ( $D_{1h,imp}$ )	28.7 mm
	Inlet tip dia. ( $D_{1t,imp}$ )	49.3 mm
	Exit dia. ( $D_{2,imp}$ )	98.0 mm
	Inlet blade angle ( $\beta_{1,imp}$ )	57.5°
	Exit blade angle ( $\beta_{2,imp}$ )	60.1°
	Exit blade width ( $b_{2,imp}$ )	4.0 mm
	Number of blade ( $Z_{imp}$ )	6

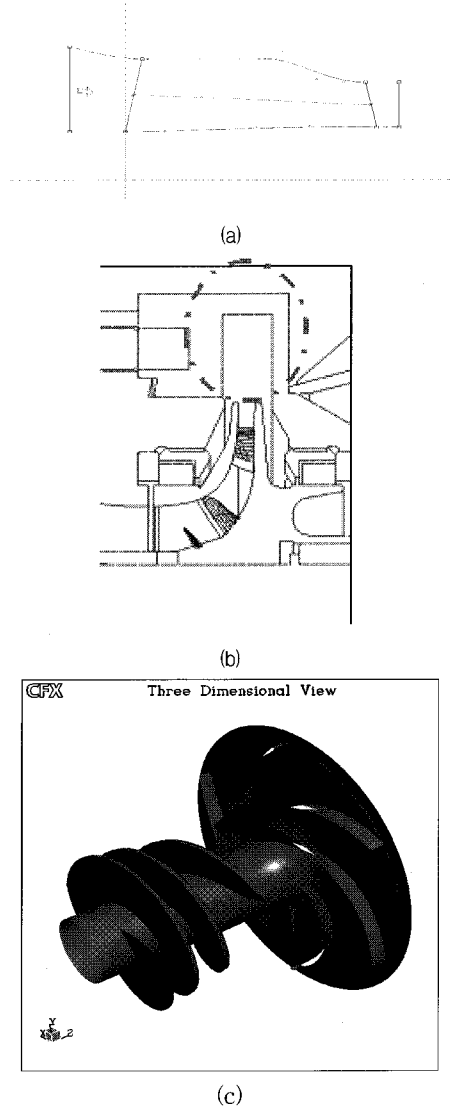


Fig. 3 설계된 연료펌프의 형상 (a) 인듀서의 단면형상, (b) 볼류트의 단면형상, (c) 인듀서와 임펠러의 3차원 형상

구축 케이싱에 rpm 센서가 부착되는 관계로 Fig. 3(a)와 같이 케이싱 단면 형상을 수평의 직선부를 가지도록 하였다. 인듀서와 임펠러는 높은 효율을 가질 수 있는 3차원 형상의 블레이드로 설계되었다. 볼류트는 가공공정으로만 제작이 가능하도록 Fig 3(b)와 같이 단순한 형태의 4각형 단면의 볼류트로 설계하였다. 이러한 인듀서와 볼류트 형상은 기 제작된 터보펌프 시스템의 형상과 배치의 변화를 최소화하는 방향으로 설계된 것이다.

터보펌프용 연료펌프는 약간의 캐비테이션 (cavitation) 발생을 감수하더라도 소형 경량으로 높은 출력을 얻을 수 있도록 설계하므로 캐비테이션에 대한 예측도 필요하나 캐비테이션 계산의 어려움 때문에 본 계산에서는 캐비테이션 현상은 고려되지 않았다.

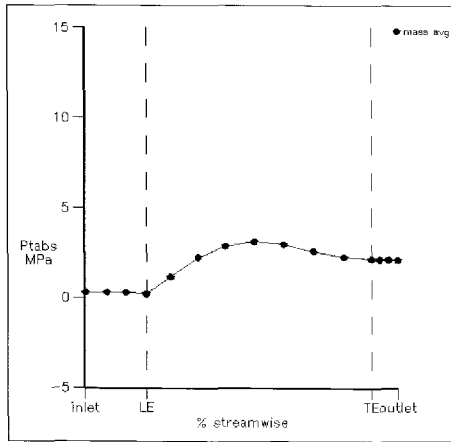
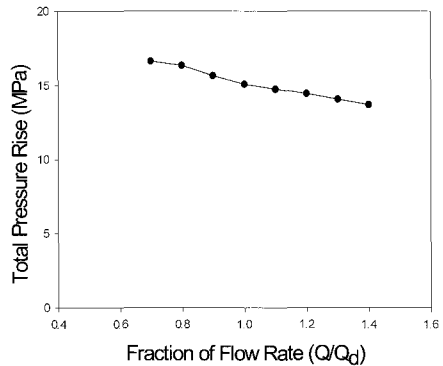


Fig. 4 Total pressure variation from inlet to exit of Inducer

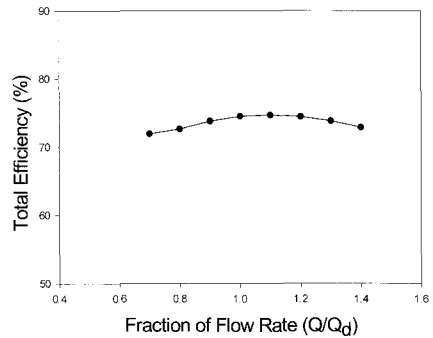
#### 4.2 유동해석 결과 및 검토

Fig. 4는 인듀서의 입구에서 출구까지의 전압력 변화를 보여준다. 전압력은 입구부에서 상승하여 축방향 길이의 40~50%가 되는 곳에서 최대치를 보여준 후 인듀서 출구쪽으로 갈수록 다시 감소하는 형태를 나타내고 있다. 이는 임펠러의 입구반경을 줄이기 위해서 인듀서 출구쪽의 직경도 입구직경보다 작게 설계함에 따라, 출구에서의 평균반경이 입구에서의 평균반경보다 작아짐에 따라 출구에서의 전압이 감소하게 되었다. 출구쪽에서의 압력강하를 개선하기 위해서는 입구에서 출구까지의 직경감소가 서서히 이루어져야 하며 자오면 형상변화에 알맞게 인듀서 블레이드각을 적절한 분포를 가지도록 설계해 줌으로써 해결할 수 있음을 설계과정에서 확인하였다. 그러나 앞서 언급한 바와 같이 인듀서 케이싱부에 rpm 센서를 설치하는 문제로 인하여 자오면 형상에 제한을 받게 됨에 따라 Fig. 4와 같은 전압력 변화를 겪게 되었다. 이것은 약간의 손실을 수반할 것으로 예상되지만 인듀서가 전체 수두 형성에 기여하는 양이 작고, 설계된 인듀서의 최종적인 수두가 요구되는 인듀서 수두조건을 만족하고 있다.

Fig. 5에서는 3차원 유동해석을 수행하여 얻은 연료펌프의 성능곡선을 보여주고 있다. 설계점에서의 유량



(a)



(b)

Fig. 5 Performance of designed pump (CFD results)  
(a) total pressure rise, (b) pump efficiency

은 9.0 kg/sec이고, 펌프 입출구 사이의 전압상승은 15.0 MPa (수두 3610 m)이며, 회전수는 50,000 rpm이다. 펌프의 전압상승이나 효율은 Fig. 1의 TPP-R에 의한 예측과 거의 비슷한 형태를 보여주고 있으며, 효율은 설계유량의 110% 유량에서 최대값을 갖는 것으로 확인되었다. 단, Fig. 5(b)의 효율은 불투트 손실을 포함하지 않은 것이므로 조금 높게 예측된 것으로 볼 수 있다.

#### 4.3 실험결과와의 비교검토

Table 3과 같이 설계된 연료펌프를 (주)로템과 한국항공우주연구원에서 제작하여 성능시험을 수행하였다. 실험에서는 액체메탄 대신에 물을 작동유체로 사용하

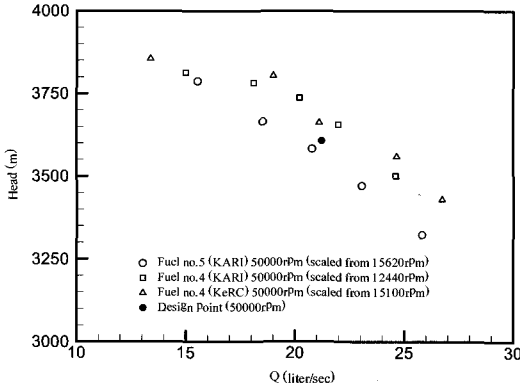


Fig. 6 Measured non-cavitating performance of the pump

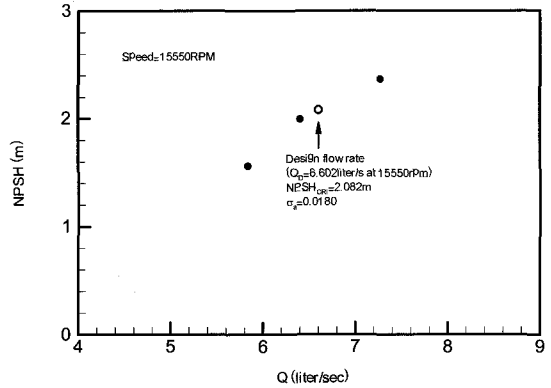


Fig. 7 Measured cavitating performance of the pump

였으며, 회전수는 12440, 15100, 15620 rpm에서 성능측정하였으며, 실제 가동조건 (LCH4, 110K, 50,000 rpm)으로 변환한 성능을 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6에서 심볼○는 최종적으로 설계된 연료펌프의 측정된 수두를 나타내고 심볼●는 설계점에서의 수두를 표시하였다(□와△는 이전의 설계모델에 대한 측정값으로 본 논문에서는 사용하지 않았음). 측정된 펌프의 전양정은 설계값에 아주 근접 (약 1.4% 차이)하고 있음을 알 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 제작을 용이하게 하기 위하여 블루트의 형상을 단순화하였으나 좀더 효율적인 블루트 형상을 갖도록 변경한다면 설계값보다 조금 높은 압력상승이 있을 것으로 예상된다.

Fig. 7에서는 설계된 연료펌프의 캐비테이션 성능 실험 결과를 설계값과 비교하였다. 심볼●는 실험적으로 얻어진 NPSH<sub>CR</sub>이고 심볼○는 설계점에서 예측된 NPSH<sub>CR</sub>을 나타낸다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 예측된 캐비테이션 성능과 실험적으로 얻어진 캐비테이션 성능이 거의 일치함을 볼 수 있다. 따라서 설계된 연료펌프는 캐비테이션이 없는 성능 뿐만 아니라 캐비테이션 성능까지 정확하게 예측하고 정교하게 설계된 것으로 판단된다.

## 5. 결론

캐비테이션 성능을 향상시키기 위해 인두서가 장착된 원심펌프에 대한 평균반경 해석기법을 분석하여, 기존 펌프의 성능을 예측 (1차원 해석)할 뿐만 아니라 새로운 펌프의 설계가 가능하도록 하였다. 해석기법 및 프로그램의 타당성을 검증하기 위해 KeRC의 모델

시험에 적용, 실험치와 예측치를 비교하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 본 성능예측기법은 연료펌프의 모델시험 데이터에 대하여 캐비테이션 없는 성능 (수두, 동력, 효율) 및 캐비테이션 성능 (NPSH)의 측면에서 잘 일치한다.
- 2) KeRC 연료펌프는 설계요구 성능을 비교적 만족시키고 있으나, 수두 및 소요동력이 약 10% 높고, 최대효율이 설계점 (9.0 kg/sec) 보다 큰 유량에서 나타나는 것으로 예측되고 있으므로, 새로운 설계시에 대한 보완이 필요하다.
- 3) 개발된 TPP-R 프로그램은 인두서 부착형 원심펌프에 대하여 신속하고 용이하게 1차원 해석 및 기본설계를 할 수 있으며, 하나의 상용 프로그램 (PERFIG)보다 정확하다.
- 4) 회전수와 작동유체를 변경한 모델실험에 대하여 상사법을 적용시킨 성능 데이터는 예측된 성능과 일관된 경향을 보이고 있으므로, 모델시험의 타당성을 입증되었다.

또한 펌프 내부유동에 대한 3차원 유동해석을 수행하여 유동특성을 분석하고 설계된 펌프의 성능을 평가하였다. 유동해석에 의한 성능평가 결과를 설계에 반영하는 수차례의 수정설계를 통하여 터보펌프용 연료펌프의 고유모델 설계를 완료하였다. 한국기계연구원 에서 설계한 연료펌프를 (주)로템과 한국항공우주연구원에서 제작하여 실험하였으며, 실험적으로 측정된 결과와 설계성능을 비교하였을 때 캐비테이션이 없는 성능이나 캐비테이션 성능 모두 다 잘 일치하고 있는 것

을 볼 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 민군겸용기술개발사업 (고압 터보펌프의 개발, (주)로템 주관)의 일환으로 수행되었다.

## 참고문헌

- (1) Douglas, H.W., et al., 1973, "Liquid rocket engine centrifugal flow turbopumps", NASA SP-8109
- (2) Huzel, K., Huang D. H., 1971, "Design of liquid propellant rocket engines", 2nd Ed., NASA SP-125
- (3) Jakobsen, J. K., 1971, "Liquid rocket engine turbopump inducers", NASA SP-8052
- (4) Kalmykov, G. P., et al., 2001, "Calculation of hydraulic and geometric parameters of pumps", KeRC Report, Contract No. HYSA-99-S001
- (5) NREC, 1995, "An interactive graphics system for the performance prediction of centrifugal pumps - User's Guide PERFIG", Ver. 2.2.4, NREC
- (6) 윤의수, et al, 2002, "터보펌프용 연료펌프의 평균 유선 성능해석", 유체기계저널 제 5권 제 1호, pp. 33~41
- (7) Kalmykov, G.P., et al, 2001, "Pumps and turbine model test on KeRC stand results", KeRC Report, Hysa- 99-S001
- (8) CFX-BladeGen user's Guide, Ver. 4.1.
- (9) Tascflow user documentation, Ver. 2.10, Vol. 2