

액체로켓용 터보펌프 성능예측에 대한 수치해석적 연구

최창호* · 이기수* · 김진한* · 양수석* · 이대성**

Numerical Studies on the Performance Prediction of a Turbopump System for Liquid Rocket Engines

Chang-Ho Choi*, Gee-soo Lee*, Jin-han Kim*, Soo-Seok Yang*, Dae-sung Lee**

Key Words: Turbopump (터보펌프), Inducer (인듀서), Impeller (임펠러), Volute (벌류트), Leakage flow passage (누설유로)

ABSTRACT

The hydraulic performance analysis of an entire pump system composed of inducer, impeller, volute and seal for the application of turbopumps is numerically performed using three-dimensional Navier-Stokes equations. A quasi-steady mixing-plane method is used on the impeller/volute interface to simulate the unsteady interaction phenomena. From this work, the effects of each component on the pump performance are investigated at design and off-design conditions through the analysis of flow structures and loss mechanisms. The computational results are in a good agreement with experimental ones in terms of the headrise and efficiency even though very complex flow structures are present. It is found that the asymmetric pressure distribution along the volute wall constitutes the main reason of the difference between experimental and computational results, due to the limitation of the quasi-steady method. Since the volute was found to be over-designed by the pressure distribution of the volute wall, re-design of the volute has been performed, resulting in an improved performance characteristic.

1. 서 론

액체로켓은 액체 연료와 산화제를 연소시키고 분사 시킴으로써 추진력을 얻는다. 고추력 및 고효율을 얻기 위해서는 액체연료와 산화제가 가압되어 연소실에 공급되어야 하며 이에에는 크게 두 가지 방식이 있다. 즉, 고압의 연료를 탱크에 직접 저장하는 가압식과 탱크내에 저장된 연료를 터보펌프로 가압시키는 터보펌프방식이 있다. 가압식은 구조가 간단한 장점이 있지만, 고압을 지탱하기 위하여 탱크의 벽 두께가 두꺼워 저야하

므로 로켓의 비추력이 낮아지는 단점이 있다. 반면, 터보펌프 방식은 고속으로 회전하는 터보펌프와 관련된 진동 및 캐비테이션 제어 등의 고도의 기술을 필요로 하지만 공급탱크의 경량화가 가능하여 비추력을 크게 할 수 있는 장점이 있다.^{(1),(2)}

Fig. 1은 인듀서, 임펠러, 벌류트, 누설유로를 포함한 터보펌프의 대표적인 예이다. 인듀서는 고속으로 회전하는 임펠러 앞에 장착되어 최소 유효흡입양정(NPSH)을 낮춰줌으로써 임펠러/벌류트로 구성된 원심펌프가 캐비테이션으로 인한 성능저하 없이 연료를 가압시켜 연소실에 공급하게 한다.

캐비테이션을 고려한 터보펌프의 시험 및 수치해석은

* 한국항공우주연구원 터보기계연구그룹

** 한국항공우주연구원 추진기관연구부

E-mail : cch@kari.re.kr

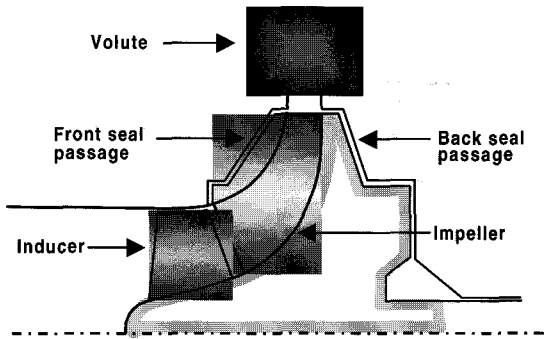


Fig. 1 Schematic sketch of a turbopump unit

통한 성능예측에 대한 연구는 많은 어려움을 지니고 있기 때문에 캐비테이션을 배제한 수력성능에 대하여 주로 수행되었으며, 캐비테이션을 고려할 경우에는 대부분 인듀서에 국한하여 수행되었다. Esch 와 Kruyt 등⁽³⁾은 3-D 포텐셜 유동에 손실모델을 적용하여 원심 펌프의 수력성능을 예측하였다. Tamm 등⁽⁴⁾은 누설유로를 포함한 원심펌프의 수력성능을 예측하였으며 시험결과와 비교하여 수치해석에 대한 신뢰성을 검증하였다. Kamijo 등⁽⁵⁾은 LE-7 산화제 펌프 인듀서에 대한 흡입성능, 캐비테이션 및 진동 등에 대한 시험적 연구를 수행하였으며, Vaidya 등⁽⁶⁾은 원심펌프 유동해석에 캐비테이션 모델을 적용하였다. 최근 들어 국내에서도 터보펌프 개발에 대한 노력의 일환으로 터보펌프용 인듀서에 대한 성능시험 및 수치해석적 연구가 진행되고 있다⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾.

본 논문에서는 캐비테이션을 제외한 터보펌프의 수력성능을 평가하고 시험결과와 비교함으로써 수치해석에 대한 신뢰성을 검토하였다. 유동해석을 통해 임펠러 그리고 벌류트 내부의 유동바리와 이차유동에 의한 유동손실을 규명하고 입구 유량변화에 따른 전체 성능변화를 살펴보았다. 또한 벌류트의 손실이 크게 예측되었으므로 이의 성능을 개선하기 위한 연구가 이루어졌다.

2. 본 론

2.1 수치해석 기법

본 연구에서는 터보펌프 수치해석에 Numeca사에서 개발된 3차원 유동해석 코드인 Fine/Turbo를 사용하였다. Fine/Turbo는 공간차분법으로서 가점성을 첨가한 중심차분법을 시간차분법으로서는 Runge-Kutta 시간전진법을 사용한다. 또한 비압축성 유동을 해석하기 위하여

에조건화 기법을 채택하였다. 수렴을 가속시키기 위하여 다중격자법, 국부시간간격, 잔류항 평균법 (residual smoothing)등을 사용하였다. 난류모델로는 계산시간을 줄이기 위해 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다.⁽¹⁰⁾

인듀서와 임펠러의 연결부에서의 복잡한 형상으로 인한 격자생성의 어려움과 계산용량의 제한으로 인해 인듀서와 누설유로를 포함한 임펠러/벌류트로 크게 2부분으로 나누어 해석을 수행하였다. 경계조건으로 인듀서 입구는 축방향으로 균일유동을 주었으며, 출구에서는 반경방향 힘평형을 고려한 정압을 주었다. 임펠러 입구는 인듀서 계산 결과에서 얻어진 인듀서 출구의 원주방향으로 평균된 유동을 주었다. 그리고 임펠러와 벌류트 경계면에서는 임펠러/벌류트 상호작용을 모사하기 위해 준정상 해석기법의 하나인 혼합면 기법 (mixing-plane method)을 적용하였다.

2.2 터보펌프 형상 및 격자계

무차원화 된 비속도 (N_s)가 0.833인 터보펌프의 3차원 형상, 설계조건 그리고 개략적인 사양을 Fig. 2와 Table 1에 나타내었다. Fig. 2에서 편의상 임펠러의 슈라우드 및 누설유로는 생략되었다. 시험은 편의를 위해

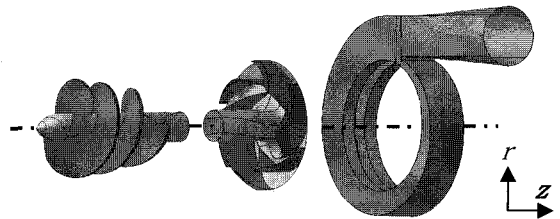


Fig. 2 Solid model of the inducer, impeller and volute

Table 1 Basic specifications of the turbopump

Parameter	Value	
Design flow coefficient(ϕ_d)	0.138	
Design head coefficient(ϕ_d)	0.342	
Blade Number	Inducer	2
	Impeller	6
Rotational speed(RPM)	50,000	
Blade angle at L.E. midspan(β_1)	Inducer	16.6°
	Impeller	19°
Blade angle at T.E. midspan(β_2)	Inducer	29.8°
	Impeller	23°

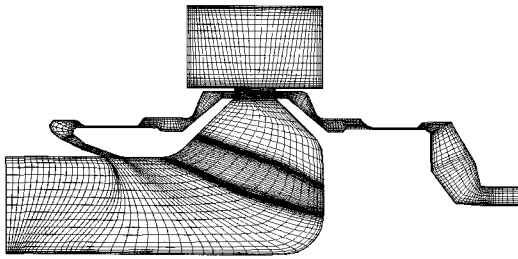


Fig. 3 Leakage flow passages and computational grids

회전수 18,000RPM에서 수행하여 상사법칙을 적용하였으며 수치해석은 시험조건과 동일한 RPM에서 수행되었다. 인듀서 및 임펠러의 유량계수 (ϕ , flow coefficient) 및 양정계수 (ψ , head coefficient)는 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho A_1 U_{T1}}, \quad \psi = \frac{\Delta p_t}{\rho U_{T2}^2} \quad (1)$$

여기서, A_1 은 임펠러 입구 면적이며, U_{T1} 과 U_{T2} 는 각각 임펠러 앞전과 뒷전의 팁 속도를 나타낸다.

계산에 사용된 전체 격자점 수는 약 460,000개이다. 인듀서 130,000, 임펠러(누설유로 포함) 170,000 그리고 별류트 160,000개로 구성되며, 벽면에서의 첫 번째 격자점의 거리는 y^+ 가 약 40이 되도록 격자를 분포시켰다. 계산은 컴팩 DS20 워크스테이션에서 수행되었으며 임펠러/별류트 계산의 경우 연속방정식 잔류량의 RMS (root mean square)값이 10^{-4} 이하로 떨어지는데 약 500번의 반복계산이 필요하였으며, 이 때 계산시간은 약 9.05×10^{-5} s/node/iteration가 소요되었다.

Fig. 3은 앞 및 뒤 누설 유로를 포함한 임펠러와 별류트의 자오면 격자계이다. 고압의 누설 특성을 고려한 floating-ring 형태의 실(seal)이 사용되었으며, 뒤쪽 누설 유로의 경우 누설유가 관을 통해 다시 인듀서 입구로 유입되도록 설계되었지만, 형상이 복잡하므로 그림과 같이 출구로 가정을 한 후, 누설시험을 통하여 얻은 누설유량(전체유량의 10%)을 경계조건으로 부여함으로써 누설 유로에 대한 해석을 수행하였다.

2.3 설계점 성능예측

설계점에서의 터보펌프의 전체 성능해석 결과를 Table 2에 시험결과와 비교해 정리하였다. 전체 성능 해석 결과는

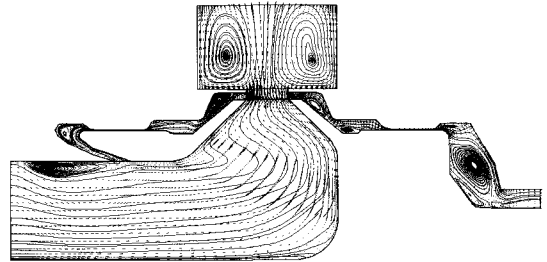


Fig. 4 Circumferentially averaged streamline distributions

인듀서와 임펠러/별류트에 대해 각각 수치해석을 수행 후 다음과 같은 관계식을 이용하여 구하였다.

$$\phi = \phi_{ind} + \phi_{imp/vol} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{\phi_{imp/vol} + \phi_{ind}}{\phi_{imp/vol} / \eta_{imp/vol} + \phi_{ind} / \eta_{ind}} \eta_M \quad (3)$$

여기서, 하첨자 *ind*는 인듀서, *imp/vol*는 임펠러/별류트 계산결과를 의미하고 기계적인 효율값 η_M 은 약 0.95로 가정하였다.

설계점에서의 수치해석 결과, 효율과 양정은 시험결과와 비교해 각각 3%, 7% 정도의 차이를 보였다. 이러한 차이는 (1)인듀서와 임펠러/별류트의 단독 계산에서 비롯되는 인듀서와 임펠러의 상호작용 배제, (2)임펠러 출구의 누설유로 형상의 가정, (3)임펠러/별류트의 상호작용의 모사에 적용된 혼합면 기법의 부정확성, (4) 누설유로에서의 표면과 마찰력의 부정확한 계산 등에 의한 것으로 판단된다. 특히, 혼합면 기법의 경우 임펠러 출구의 불균일한 유동 및 박리에 의한 손실을 적게 예측하는 것으로 알려져 있다.

Fig. 4는 자오면에서 원주방향 평균된 속도벡터와 유선분포를 나타낸 그림이다. 임펠러 입구 슈라우드 부근, 앞과 뒤의 누설유로, 별류트에서 2차유동이 발생하는 등 매우 복잡한 유동구조가 형성된다. 특히, 임펠러 입구의 경우 앞전 흡입면 부근의 급격한 압력상승이 역류를 가져오는 것으로 사료된다. 이러한 역류는 앞

Table 2 Performance data at the design point

	Design	Exp.	Cal.
ϕ	0.342	0.346	0.357
η	-	55.8%	59.7%

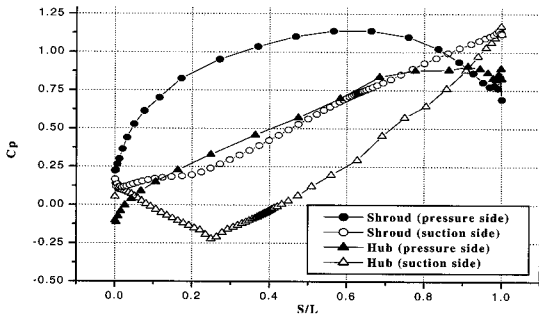


Fig. 5 Static pressure coefficient distributions along the blade surface

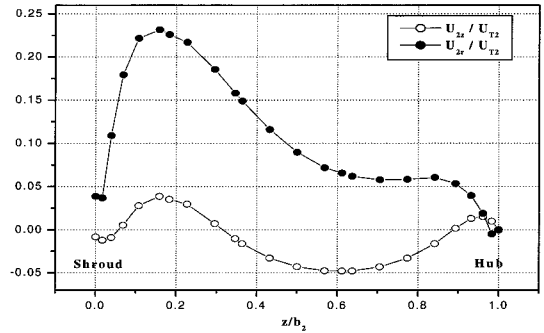


Fig. 6 Outlet velocity distributions

누설류 입구에서 임펠러 입구쪽으로 유동혼합을 증가시킬 뿐만 아니라 인듀서 출구 유동에 영향을 미칠 것으로 판단된다.

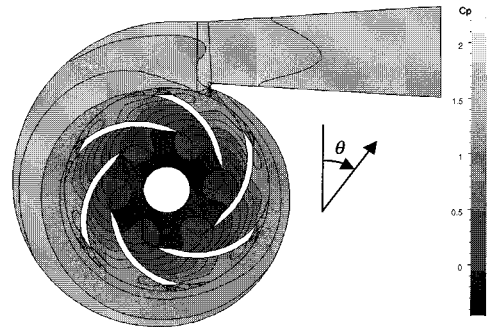
Fig. 5는 임펠러 블레이드의 정압분포를 나타낸 그림이다. 압력면의 경우, 허브부근에서는 정압상승이 완만하지만 슈라우드 부근에서 급격한 압력상승이 일어나는 것을 알 수 있다. 이와 같은 슈라우드 부근의 정압분포는 유동의 박리발생과 함께 Fig. 4의 그림에서 보듯이 유동의 역류를 형성한다. 그리고 몽푁한 앞진 형상으로 인해 입구 흡입면 허브 부근에서 저압지역이 발생하는 것을 알 수 있다. 정압력계수(C_p) 및 전압력계수(C_{pt})는 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{p - p_1}{\frac{1}{2} \rho U^2_{T1}}, \quad C_{pt} = \frac{p_t - p_1}{\frac{1}{2} \rho U^2_{T1}} \quad (4)$$

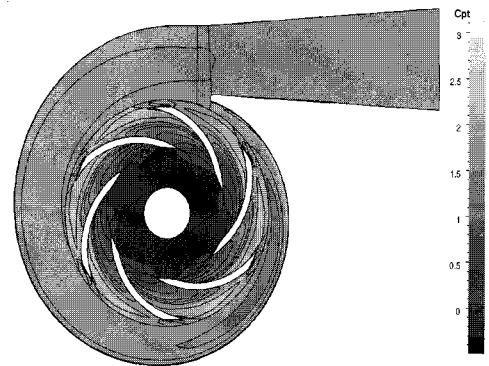
여기서, p_1 과 p_t 는 임펠러 입구에서의 정압 및 전압을 의미한다.

Fig. 6은 임펠러 출구 속도 분포를 나타낸 그림이다. 임펠러 출구에서 양정을 줄이기 위해 허브면이 슈라우드 쪽으로 휘어져 있기 때문에 유동이 허브에서 슈라우드 쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 따라서 출구 반경반향 속도성분(U_{2r})은 허브 부근보다 슈라우드 부근에서 크게 형성되며 전압상승 또한 슈라우드 부근에서 크게 증가한다.

Fig. 7은 벌류트 중간면에서의 정압 및 전압 분포를 나타낸 그림이다. 정압은 벌류트 유로를 따라 선회하면서 완만한 증가를 보이다가 원추형 디퓨저에서 크게 상승하며, 혀(tongue) 부근에서 국부적으로 저압영역이 형성된다. 임펠러에서 상승된 전압은 임펠러/벌류트 경계면 이후 벌류트 유로를 따라 손실됨을 알 수 있다.



(a) Static pressure coefficient



(b) Total pressure coefficient

Fig. 7 Static and total pressure coefficient distributions at mid-height

Fig. 8에 벌류트 각 단면의 유선분포를 나타내었다. 임펠러 출구 면적은 벌류트 입구 면적에 비해 상대적으로 작기 때문에 임펠러 출구에서 급격한 유동확산으로 인하여 허브와 슈라우드에서 두 개의 2차유동을 형성하게 되며 디퓨저로 이동한다. 벌류트 유로내에서 이러한 2차유동은 손실의 주된 원인이 된다.

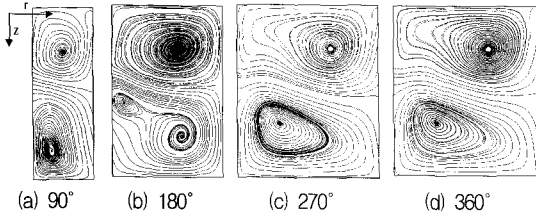


Fig. 8 Streamline distributions at four cross-sections of the volute

Table 3 Velocity and pressure ratios in the volute

	Inlet	Throat	Outlet
u/u_{in}	1	0.55	0.32
p/p_{in}	1	1.22	1.33

Table 3에 벌류트 입구에 대한 목과 출구의 각 단 면에서 유량 평균한 속도와 정압비를 나타내었다. 목에서의 속도감소가 기존의 벌류트 (약 0.67정도)에 비해 큰 것을 알 수 있다. 이는 벌류트의 단면적이 크게 설계되었음을 의미한다. 따라서 벌류트에서 양정손실이 임펠러 양정의 약 20%로 다소 크게 예측되었다.

2.4 탈설계점 성능예측

터보펌프의 탈설계점 성능예측을 위해 설계점을 포함한 5개의 유량조건에서 해석을 수행하여 시험결과와 비교하였다. Fig. 9는 계산된 양정계수와 효율을 시험결과와 비교한 그림이다. 전체적인 경향은 잘 일치하지만 양정계수와 효율 모두 시험값 보다 약 2~5% 높게 예측한 것으로 나타났다. 유량계수가 증가할수록 양정은 감소하고 효율은 증가하는 경향을 보이며, 수치해석과 시험결과가 보다 일치하는 경향을 보인다. 최대효율은 설계점보다 고유량에 위치하고 있으며 저유량으로 갈수록 임펠러 입구에서 역류가 증가하여 효율을 감소시킨다. 이러한 역류를 억제하기 위해 임펠러 입구면적 및 블레이드 각을 감소시키는 방법이 있으나 펌프 흡입성능이 감소하게 되므로 효율과 흡입성능의 적절한 조절이 필요하다.

유량변화에 따른 벌류트 외벽에서의 정압분포를 Fig. 10에 나타내었다. 유량이 증가할수록 하류의 정압이 감소하여 전체적으로 일정한 정압분포를 보이며 고유량 ($\phi/\phi_d=1.43$) 근처에서는 정압이 하류에서 감소함을 알 수 있다. 설계점을 포함한 저유량 ($\phi/\phi_d=0.817$)에서는 정압이 점점 증가할 뿐만 아니라 압력장의 교란이 발

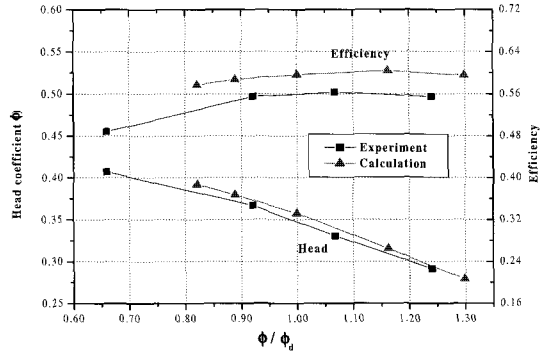


Fig. 9 Performance curve of the entire pump

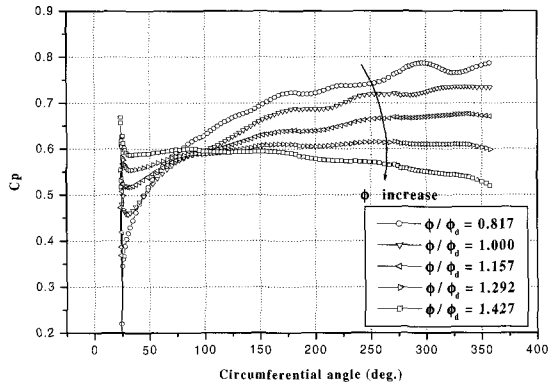
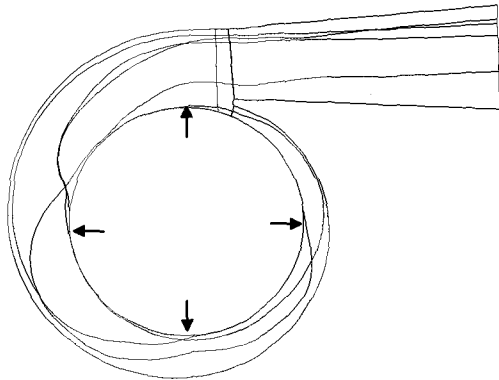


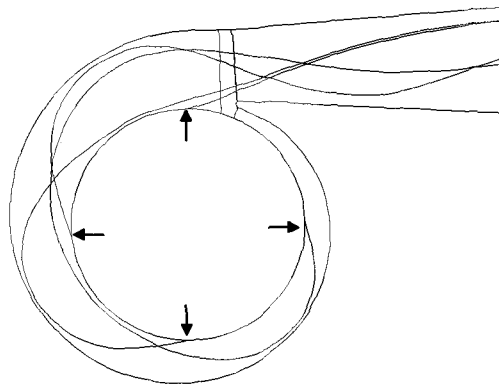
Fig. 10 Pressure variations according to flow rates

생하는 것을 알 수 있다. 이것은 설계점에서 벌류트 단면적이 크게 설계되었음을 의미한다. 이와 같은 유동교란은 벌류트에서 임펠러 입구로의 역류현상을 가져오며, $\phi/\phi_d=0.817$ 의 경우 $\theta=250^\circ$ 이상일 때 관찰되듯이 임펠러 및 벌류트 압력장의 불균일을 형성하고 펌프의 진동을 유발한다.

Fig. 11은 벌류트 중간면 입구 4개 지점에서의 유선을 나타낸 그림이다. 저유량 ($\phi/\phi_d=0.817$)에서는 임펠러 출구 유동의 반경방향 유동각이 작아져 유동 일부가 디퓨저로 빠져나가지 못하고 벌류트 외벽에 충돌하여 다시 임펠러 또는 벌류트 혀로 들어가며, $\theta=270^\circ$ 이후에서는 내부 유동과 입구 유동과의 간섭으로 인해 벌류트 입구에서 유동의 박리현상이 발생한다. 그 결과 Fig. 10에 보는 바와 같이 벌류트 외벽의 압력장의 교란을 증가시키는 주요 원인이 된다. 반대로 고유량 ($\phi/\phi_d=1.292$)에서는 임펠러 출구 유동각이 증가하여 유동이 부드럽게 디퓨저로 빠져나가는 것을 알 수 있다.



(a) $\phi/\phi_d=0.817$



(b) $\phi/\phi_d=1.292$

Fig. 11 Streamline patterns at two flow rates coefficient

2.5 벌류트 재설계

벌류트의 주된 역할은 임펠러 출구 유동의 손실을 최소화하여 디퓨저로 이동시키는 것이다. 벌류트의 부적절한 설계는 설계점에서 손실증가와 작동영역의 감소 등 펌프 성능에 큰 영향을 미친다. 벌류트 단면 형상 및 면적비는 벌류트 설계에 있어서 매우 중요하다. 본 연구에서 초기 설계된 벌류트는 사각단면과 큰 면적으로 인해 손실이 크다고 판단되었으므로 성능을 개선하기 위해 재설계가 수행되었다. 벌류트 유로 면적을 10% 줄이는 방향으로 1차 재설계를 수행하였다. 벌류트 높이를 10% 감소시켜 임펠러 출구에서 급격한 면적확대로 인한 손실을 줄이며, 각 반경의 크기를 감소시켜 벌류트 외벽에서의 균일한 압력장을 유지하도록 하였다. Fig. 12는 재설계된 벌류트를 포함한 펌프의 성능곡선을 나타내는데, 설계점에서의 양정과 효율이 각각 2%, 3%씩 향상된 것을 볼 수 있다.

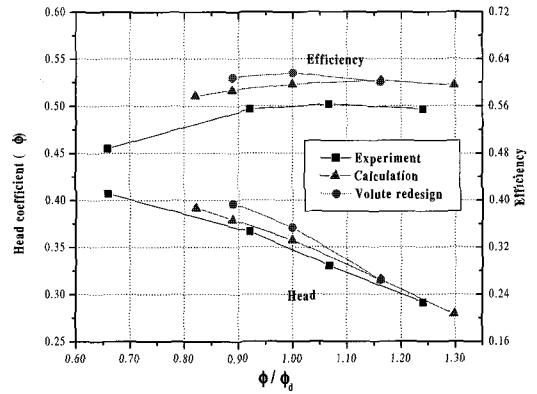


Fig. 12 Performance curve of the re-designed volute pump

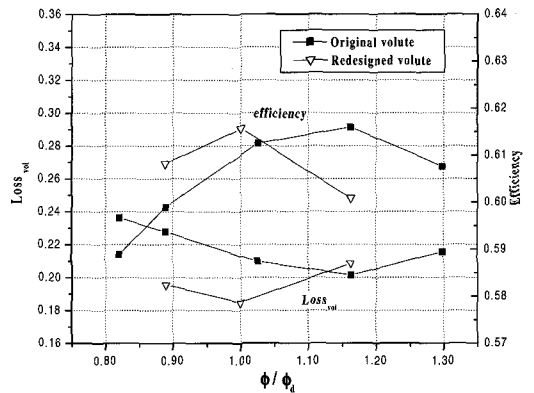


Fig. 13 Relative head loss in the volute

Fig. 13은 유량에 따른 벌류트에서의 손실정도를 나타낸 그림이다. 여기서 $Loss_{vol}$ 는 임펠러 양정에 대한 벌류트 양정 감소비를 의미한다. 기존설계는 입구유량이 $\phi/\phi_d=1.16$ 에서 벌류트 손실이 최소가 되어 펌프 효율이 최대가 되지만, 재설계 계산결과 최대효율점이 설계유량으로 이동한 것을 확인할 수 있다. 이는 벌류트의 면적의 감소로 인해 임펠러 출구 및 벌류트 내부 유로에서 손실이 감소하였기 때문이다. 또한 Fig. 14에 나타난 바와 같이 벌류트 외벽에서의 정압분포는 일정하게 유지되며 기존 설계점 해석에서 보이는 압력의 교란 또한 크게 완화된 것을 알 수 있다.

3. 결론

본 논문에서는 액체로켓용 터보펌프의 수력성능에 대한 수치해석적 연구가 수행되었다. 유동해석을 통해

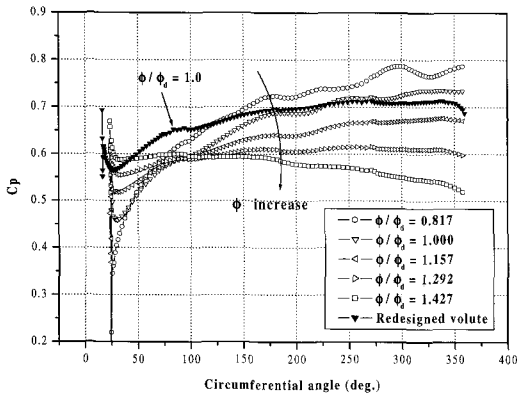


Fig. 14 Pressure variations at a few flow rates for the re-designed volute pump

펌프 내부의 유동박리와 이차유동에 의한 유동손실을 규명하고 입구 유량변화에 따른 전체 성능변화를 살펴 보았다. 또한, 벌류트의 손실을 줄이기 위해 성능개선 을 위한 연구가 이루어졌다.

- (1) 터보펌프 성능예측에 있어서 각 구성품의 상호연 관성, 벌류트의 비대칭성, 많은 누설유량과 벌류트 외벽의 압력장의 불균일은 유동의 불안정성을 야 기한다. 그러나 임펠러/벌류트의 유동의 모사에 있 어 혼합면 기법의 사용, 임펠러 누설유로의 고려, 인듀서의 수치해석을 포함한 전체 성능예측 결과 는 설계점에서 양정과 효율이 시험값과 4%, 7% 차이로 만족할 만한 결과를 얻을 수 있었다.
- (2) 유량계수가 증가할수록 양정은 감소하고 효율은 증가하며, 수치해석과 시험결과가 보다 일치하는 경향을 보인다. 최대 효율점은 설계점보다 고유량 에 위치하고 있으며, 저유량으로 갈수록 임펠러 입 구에서 역류가 증가하므로 효율이 감소한다.
- (3) 벌류트의 과도한 면적은 2차유동과 유동손실을 증 가시키므로 원주방향에 따른 단면적을 감소시키기 위한 재설계가 이루어졌다. 그 결과 양정과 효율이 각각 2%, 3%씩 향상되었으며 최고 효율점이 설계 점으로 이동하는 것을 확인 할 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Brennen, C. E., 1994, Hydrodynamics of Pumps, Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press.
- (2) Huzel, D. K. and Huang, D. H., 1992, Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines, AIAA Press.
- (3) van Esch, B. P. M. and Kruyt, N. P., 2001, "Hydraulic Performance of a Mixed-Flow Pump : Unsteady Inviscid Computations and Loss Models," Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, pp. 256~264.
- (4) Tamm, A., Ludwig, G. and Stoffel, B., 2001, "Numerical, Experimental and Theoretical Analysis of the Individual Efficiencies of a Centrifugal Pump," Proceedings of 2001 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting.
- (5) Kamijo, K., 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, pp. 819~826.
- (6) Vaidya, N., Athavale, M. M. and Singhal, A. K., 1998, "Numerical Simulation of Cavitating Flows in an Axial Pump Using a PDF-based Cavitation Model," ISROMAC-7, Honolulu, Hawaii.
- (7) 최창호, 이기수, 김진한, 양수석, 2001, "터보펌프 인듀서의 수치해석을 통한 성능예측," 대한기계학회 2001년도 춘계학술대회 논문집 E, pp. 625~630.
- (8) 심창열, 강신형, 2001, "터보펌프 인듀서의 내부 유동 해석," 대한기계학회 2001년도 춘계학술대회 논문집 E, pp. 631~636.
- (9) 손동기, 김춘택, 윤민수, 차봉준, 김진한, 양수석, 2001, "터보펌프 Cavitation 성능시험기 개발 및 성능시험에 관한 연구," 대한기계학회 2001년도 춘계학술대회 논문집 E, pp. 619~624.
- (10) Numeca Inc., 2000, Fine/Turbo Manual for Version 4.1.