

論文

낮은 비속도를 갖는 터보펌프의 임펠러형상 최적화에 관한 연구

조종현*, 조봉수*, 조수용**

Optimization of a Low Specific Speed Turbopump Impeller

Chong-Hyun Cho*, Bong-Soo Cho* and Soo-Yong Cho**

ABSTRACT

An optimization study on a small turbopump impeller operating at the low specific speed is conducted to obtain high output head at the impeller exit. Its specific speed in SI unit (RPM, m³/sec, m) is 4.0, and the outer diameter is 56 mm. On the optimization, the outer diameter of the impeller is maintained constant to restrict the pump size, and an objective function of pressure head is maximized with eight design variables, which are related with designing an impeller shape. The response surface method is used to the optimization scheme, and the commercial code CFX-10 is applied for numerical analysis. The pressure head of the objective function obtained with an optimized impeller is increased by 9.7% compared with that obtained on an impeller designed with typically recommended design parameters. This increment is caused by reducing the recirculation region within the impeller passage.

초 록

본 연구에서는 낮은 비속도에서 작동하는 소형터보임펠러에서 베인의 형상을 최적화하여 출구에서 높은 양정을 얻기 위한 연구를 수행하였다. 임펠러의 설계점에서 비속도는 SI 단위로 4.0이며 임펠러의 외경은 56 mm 이다. 최적화를 수행할 때 임펠러의 외경을 고정하여 펌프의 부피를 제한하였으며 임펠러 내부의 설계변수를 변경하면서 목적함수인 양정을 극대화하였다. 설계변수는 베인의 형상설계와 관련이 있는 8개의 설계변수를 사용하였으며, 최적화를 위한 방법으로는 반응면법을 사용하였다. 내부유동장의 계산은 상용 코드인 CFX-10을 사용하였으며, 최적화된 임펠러에서 얻어진 양정은 초기설계변수에 의하여 설계되어진 임펠러에 비하여 9.7%이상 증가하였다. 이러한 증가는 내부 유로에서의 재순환영역의 감소와 직접적인 관련이 있었다.

Key Words : Optimization(최적화), Vane Shape(베인형상), Turbopump Impeller(터보펌프 임펠러), Low Specific Speed(저비속도)

1. 서 론

터보펌프에서 낮은 비속도를 갖는 펌프는 추진 장치에서 액추에이터를 제어하기 위하여 작동유

체를 가압하는 장치로 사용되어지기도 하며, 또한 저압방식 로켓추진장치에서 저압탱크에 저장된 연료를 가압하여 분사하는데 사용되어질 수 있다. 따라서 중량 감소를 위하여 가능한 부피를 최소화하면서 높은 양정을 얻어야하므로 임펠러는 단단으로 설계되고, 임펠러의 외경은 가능한 작게하면서 높은 회전수에서 작동되도록 하여야 한다.

사용되어지는 작동유량 및 운전조건에 따라서

† 2006년 6월 15일 접수 ~ 2006년 7월 25일 심사완료

* 정희원, 경상대학교 항공공학과 대학원

** 정희원, 경상대 항공기부품기술연구센터

연락처, E-mail : sycho@gnu.ac.kr

경남 진주시 가좌동 900번지

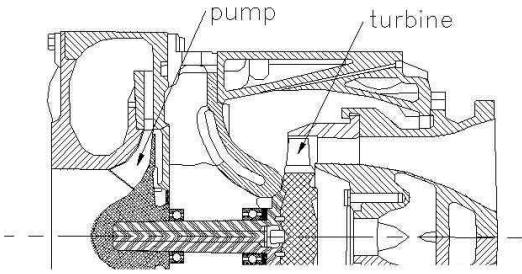


Fig. 1. Schematic structure of a turbopump rotated by the turbine

구성품이 다소 달라질 수 있지만 펌프는 임펠러, 디퓨저, 볼류트로 구성되어진다. 하지만 높은 회전수로 인하여 발생되어질 수 있는 캐비테이션 방지를 위하여 임펠러 입구에서의 유효흡입수두(NPSH)를 높여주기 위하여 인덕서가 임펠러 앞 부분에 부착되어지기도 한다. 터보펌프에서의 회전력은 임펠러와 연결된 터빈으로부터 얻어지며 개략적인 구조를 Fig. 1에서 보여주고 있다.

산업용 원심펌프에 대한 설계기술은 상당히 오래전부터 연구되어져 왔으며 이에 대한 많은 자료들은 쉽게 접할 수 있다[1-6]. 하지만 낮은 비속도를 갖는 터보펌프의 경우는 내부유동이 복잡하고 설계변수에 따른 충분한 실험 결과들이 없으므로 설계를 위한 설계변수에 대한 최적의 값들은 정의되어 있지 않다.

본 연구에서는 임펠러 흡입구에서 캐비테이션 방지를 위하여 가압되어진 작동유체가 낮은 비속도를 갖는 터보펌프에서 작동되어지는 경우에, 임펠러의 외경과 회전수를 일정하게 유지하면서, 높은 양정을 얻을 수 있는 임펠러의 형상에 대한 최적화 연구를 수행하고자 한다. 또한 이 과정에서 낮은 비속도에서 작동하는 임펠러에서의 최적 설계변수에 대한 영역을 찾고자 한다.

II. 원심임펠러의 설계변수 선정

2.1 8개 설계변수

터보펌프의 임펠러 형상과 관련한 설계변수의 선정은 터보펌프의 설계 및 성능예측 과정을 통하여 얻어진다. 터보펌프에 관한 최적의 설계방법은 확립되어있지 않다고 하여도 비속도가 다소 큰 원심펌프의 설계과정을 통하여 터보펌프의 개략적인 설계 및 성능예측을 수행할 수 있다. 일반적인 원심펌프의 설계 및 성능예측은 부분품의 기본형상을 결정하기 위하여 유동의 흐름을 단순

화한 1차원 평균반경 해석방법(one-dimensional mean streamline analysis)을 우선 적용하고 이 과정으로부터 형상화된 부분품에서 3차원 유동해석을 통하여 개선하는 과정으로 이루어진다.

1차원 평균 해석방법에서는 임펠러의 크기와 임펠러의 입출구에서 얻어지는 속도 삼각형에서 계산되어지는 출력을 바탕으로, 작동조건에 따른 손실을 근거로 예측되어지는 효율을 적용하여 임펠러 출구에서의 양정을 계산하게 된다. 임펠러의 경우 설계점에서의 회전수(Ω)를 기준으로 입구에서의 원주속도(U)를 결정하고, 작동유량(Q)을 기준으로 흡입면적에 따라 결정된 흡입속도(U_m)는 속도삼각형에 의하여 상대유동속도를 결정하므로 이들이 임펠러 입구 바로 직전에서의 유동각(β_0)을 결정한다. 입구에서의 유동각은 $5\sim 40^\circ$ 의 범위를 갖도록 설정한다[7]. 임펠러 입구 부분의 베인 부하에 따라 베인의 입구익형각은 유동각에 입사각을 양이나 음의 값을 추가하여 설정할 수 있다. 하지만 입사각은 효율이나 유효 흡입수두에 영향을 미치므로 이를 고려하여 정하여야 한다. 입구에서의 임펠러 쉬라우드 직경(D_{s1})은 식(1)로부터 구할 수 있다[7].

$$D_{s1} = 2897 \left(\frac{Q}{k \Omega \tan \beta_0} \right)^{1/3} \quad (1)$$

식(1)에서 Q 는 유량으로써 m^3/sec 의 단위를 가지며 Ω 는 회전수로써 RPM의 단위를 갖는다. k 는 허브비로써 식(2)와 같다.

$$k = 1 - \left(\frac{D_{h1}}{D_{s1}} \right)^2 \quad (2)$$

특히 베인의 전단부분이 축과 평행한 경우에는 입구에서의 축방향속도와 자오면속도를 동일하게 가정하여 베인의 높이(h_1)를 식(3)과 같이 결정하게 된다.

$$h_1 = \frac{k}{4} D_{s1} \frac{D_{s1}}{D_{m1}} \quad (3)$$

식(3)에서의 D_{m1} 은 평균반경에서의 직경을 의미한다. 이상으로부터 임펠러 입구에서의 쉬라우드 직경(D_{s1}), 허브에서의 직경(D_{h1}), 입구의 높이(h_1), 베인의 입구익형각(β_{1b})이 결정되어진다.

임펠러 출구에서는 펌프의 SI단위의 비속도(N_{sm})가 5 정도로 낮은 경우에 반경방향속도와 원주방향 속도비(V_{r2}/U_2)는 0.01~0.03 정도의 범위로 정하여지며 베인의 출구익형각(β_{2b})은 $25^\circ\sim 90^\circ$ 의 범위로 추천되어진다[7]. 이를 기준으로 출구에서의 미끄럼 계수(σ)를 기준으로 출구에서의 반경방향의 속도는 식(4)와 같이 결정된다.

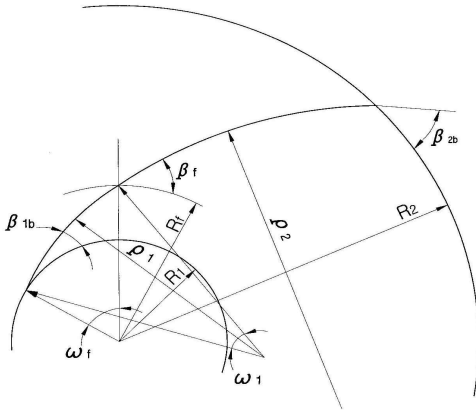


Fig. 2. Design parameters and vane shape designed using two-arcs method

$$V_{r2} = \frac{\sigma U_2 \tan \alpha_2 \tan \beta_{2b}}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_{2b}} \quad (4)$$

식(4)에서의 미끄럼 계수는 적절한 모델을 적용하면 되지만, 본 연구에서는 식(5)와 같은 Weisner[8]의 모델을 적용하였으며, 식(4)에서의 α_2 는 절대유동속도의 유동각이다.

$$\sigma = \frac{\sqrt{\sin \beta_{2b}}}{Z^{0.7}} \quad (5)$$

식(5)에서 Z 는 베인의 개수를 의미하며 베인의 최적개수는 출구유동각에 의하여 달라지지만 소형의 경우는 5~8개 정도가 적용되어진다. 이상으로부터 임펠러 출구에서의 외경(D_2)과 베인의 익형각(β_{2b})을 설정할 수 있다.

베인의 두께는 얇을수록 유동을 차단하는 부분이 적기 때문에 유리하지만 제작 및 구조상의 문제가 없어야 하므로 베인 앞전부에서의 익형두께는 0.5 mm로 설정하였으며 베인 뒷전부에서의 두께(t_2)는 임펠러 내부유로면적의 변화를 고려하여 설정되어진다. 본 연구에서는 임펠러의 내부유로면적의 변화를 고려하여 베인의 전단부에서부터 베인의 두께가 점차적으로 증가하도록 설정되어졌다.

임펠러 출구에서의 베인의 높이(h_2)는 입구의 유동속도와 임펠러 내부유로면적을 고려하여 균일한 속도가 유지되도록 설정하여 얻어졌다. 그 외 디퓨저와 볼류트의 설계과정에 대한 설명은 본 논문에서는 생략한다. 또한 효율의 예측은 손실모델을 바탕으로 예측을 하게 되지만 본 연구에서는 각각의 손실모델에 대한 언급은 하지 않겠다. 하지만 임펠러 출구에서의 양정은 임펠러 입출구에서의 원주방향 유동속도성분과 임펠러

의 원주속도를 바탕으로 오일러 방정식에 의하여 이상적인 양정이 구하여지지만, 예측된 효율에 의하여 실제 얻어질 수 있는 양정을 예측하게 된다. 예측된 양정이 요구하는 양정과 일치하지 않으면 설계변수를 변경하여 요구하는 양정이 얻어질 때까지 반복하여 계산을 하게 된다.

상기의 방법으로 임펠러의 크기는 결정되어지지만 임펠러 내부의 베인 형상은 결정되어지지 않는다. 앞서 얻어진 베인 입출구에서의 익형각으로는 다양한 형상의 베인을 설계할 수 있다[9]. 따라서 베인의 형상을 결정하는 여러 방법 중에서 two-arcs 방법을 채택하였다. 내부유동을 고려한 point-by-point의 방법은 베인 형상설계 과정에서 예측된 유동을 고려한다는 점에서 장점이 있기는 하지만 예측된 유동에 따라서 상당히 긴 베인의 형상을 얻게 된다. 예를 들어 원주속도가 반경방향속도보다 큰 경우에는 베인의 형상이 여러번 감겨있는 스크롤형상을 하게 된다. 하지만 Fig. 2에서 보여주는 two-arcs의 방법에서는 내부아크의 회전각도(ω)를 $2\pi/Z$ 로 설정하고 아크의 반경(ρ)을 설정하면 식(6)에서와 같이 나머지의 형상은 앞서 얻어진 설계변수로부터 얻어진다.

$$\begin{aligned} 2\rho_1(1 - \cos \omega_1) &= R_f^2 + R_1^2 - 2R_f R_1 \cos \omega_f & (6) \\ \rho_1^2 + R_f^2 - 2R_f \rho_1 \cos \omega_f &= R_1^2 + \rho_1^2 - 2\rho_1 R_1 \cos \beta_{1b} \\ \omega_1 &= \omega_f + \beta_{1b} - \beta_f \\ \rho_2 &= \frac{1}{2} \frac{R_2^2 + R_f^2}{R_2 \cos \beta_{2b} - R_f \cos \beta_f} \end{aligned}$$

이상의 설계과정에서 임펠러의 형상을 결정하는 중요한 설계변수는 임펠러 입구에서의 직경(D_1), 입구의 높이(h_1), 베인의 입구익형각(β_{1b}), 베인의 개수(Z), 출구에서의 높이(h_2), 출구에서의 베인두께(t_2), 출구에서의 베인의 익형각(β_{2b}), 내부원호의 반경(ρ)으로 설정할 수 있다.

베인의 형상을 결정하기 위하여 많은 설계변수를 적용하면 베인의 다양한 형상까지 설계할 수는 있지만 이것은 베인의 설계를 복잡하게하고 최적화를 위한 계산시간이 증대된다. 따라서 베인의 설계과정을 고려하여 베인의 형상에 크게 영향을 미치는 설계변수로 최적화를 수행하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 8개의 설계변수를 선정하였으며 Table 1은 선정된 설계변수를 보여주고 있다. 채택된 설계변수는 직접적으로 익형의 형상에 변화를 줄 수 있으므로 최적화를 위한 형태함수는 필요가 없다. Fig. 3은 설계요구조건을 충족하는 설계변수의 값을 Table 2와 같이 선택하였을 때의 3차원 형상과 자오면에서의 형상을 보여주고 있다.

Table 1. Design variables for maximizing the turbopump impeller performance

Design variables
Height at inlet (h_1)
Height at outlet (h_2)
Angle of impeller at inlet (β_{1b})
Angle of impeller at outlet (β_{2b})
Thickness of impeller at outlet (t_2)
Radius of inner blade profile (ρ_1)
Inlet diameter (D_1)
Number of blade (Z)

Table 2. Design variables values selected based on the centrifugal pump design method

Design variables	Values
h_1	2.6 mm
h_2	0.8 mm
β_{1b}	10.0°
β_{2b}	40.0°
t_2	3.0 mm
ρ_1	16.0 mm
D_1	12.0 mm
Z	5

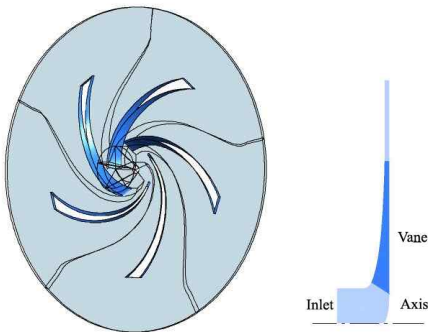


Fig. 3. Impeller shapes designed with the initially selected design variables

2.2 설계변수의 영향

설계변수의 변화에 따른 익형의 형상변화를 Fig. 4에서 나타내고 있다. 8개의 설계변수의 값에서 참고로 6개의 설계변수에서 설계변수값의 변화에 따른 형상변화를 보여주고 있다. 그림에서는 형상변화를 쉽게 확인 할 수 있도록 변화의

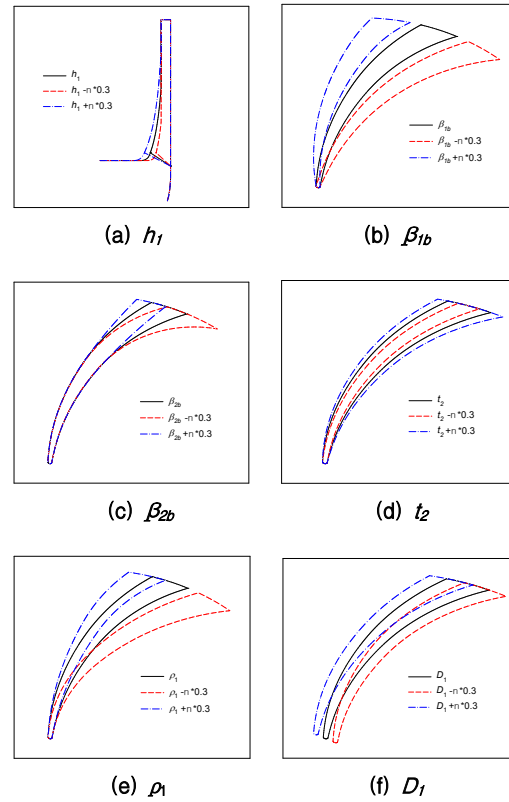


Fig. 4. Vane shapes controlled with various design variables

폭은 설계변수값의 상하제한조건 30%로 하였으며 실선은 Table 2에서의 설계변수값이 적용된 형상을 나타내고 있다. 최적화 과정에서는 8개의 설계변수에 의한 형상변화를 조합하여 최적화 임펠러를 형상화하였다.

III. 최적화 및 유동해석 알고리즘

3.1 목적함수 및 제약조건

임펠러에서의 목적함수는 임펠러의 효율이 최대가 되도록 할 수 있으나 효율의 증대는 양정의 감소를 초래 할 수 있으므로 이와 같은 경우에는 최적화 과정에서 제약조건으로 양정을 어느 값 이상으로 제한할 수는 있다. 하지만 실제 사용에서 펌프를 회전시키는 터빈으로부터의 출력은 충분하므로 제한된 부피에서 유용한 에너지의 확보를 위하여 가능한 높은 양정을 얻도록 목적함수를 설정하였다. 이를 바탕으로 보다 저중량의 축소된 펌프를 설계할 수 있기 때문이다.

임펠러 출구에서의 양정은 임펠러 출구에서 반

경방향에 수직한 면적을 기준으로 질유량 평균하여 얻어진 평균양정을 의미한다. 따라서 양정을 최대로 하는 임펠러의 형상을 얻기 위하여 입구에서의 조건은 동일한 상태로 유지하였으며 출구에서는 작동하는 질유량이 동일하도록 설정하였다. 따라서 동일한 회전수와 같은 크기의 외경에서 작동하는 임펠러의 경우에 출구에서 얻어지는 양정은 단지 임펠러의 형상 변경으로 인한 양정의 변화가 된다.

$$\text{Maximize : obj} = H^*(\vec{X}) \text{ at } r=D_2/2 \quad (7)$$

식(7)에서의 \vec{X} 는 설계변수를 의미하며 H^* 은 목적함수로서 작동유체가 임펠러를 지나면서 증가한 평균양정으로써 식(8)을 사용하여 얻어진다.

$$H^* = \frac{\int_{A_2} \rho_2 V_{r2} P_{t2} dA - \int_{A_1} \rho_1 V_{r1} P_{t1} dA}{\int_{A_2} \rho_2 V_{r2} dA} \frac{1}{\rho_{t1} g_c} \quad (8)$$

식(8)에서 하첨자 1과 2는 임펠러 입구와 출구의 위치를 의미하며, 또 다른 하첨자 r 과 t 는 반경방향과 전(total)의 물리량을 의미한다. 따라서 임펠러 입구의 위치를 기준으로 출구에서 상승한 전압력을 기준으로 양정을 계산하였다.

제약조건으로는 임펠러의 형상이 비교적 단순하므로 기계적인 응력조건은 제약조건으로 고려하지는 않지만 2.1절의 임펠러 설계와 관련된 설계변수들의 제약조건은 Table 3과 같이 주어졌다. 특히 베인의 개수는 정확히 정수로만 선정되어야 한다.

Table 3. Constraints of design variables

Design variables	Lower bounds	Upper bounds
h_1	2.6 mm	5.5 mm
h_2	0.7 mm	2.2 mm
β_{1b}	5.0°	40.0°
β_{2b}	30.0°	80.0°
t_2	2.0 mm	8.0 mm
ρ_1	10.0 mm	56.0 mm
D_1	10.0 mm	24.0 mm
Z	5	8

3.2 최적화 알고리즘

최적화는 주어진 제약조건을 위배하지 않으며 목적함수를 최적화(최대화, 최소화, target화)하는 설계변수(\vec{X})를 찾는 과정이다. 최적화 알고리즘

의 기본개념은 초기의 설계변수값에서 주어진 제약조건을 만족하며 목적함수가 최적화되도록 하는 설계변수의 값을 찾는 것이다. 일반적으로 많은 설계변수를 가진 경우에는 기율기기반의 최적화기법을 적용하는 것이 효과적이지만 목적함수가 설계변수의 전역에 대하여 최적성을 보장하지 못하는 경우에는 반응면법이 유리하다.

본 연구에서의 임펠러 출구에서의 양정은 설계변수의 제약조건부근에서는 비선형적인 특성을 보이므로 반응면법을 적용하였다. 하지만 차원의 증가에 따른 설계점의 증가로 인하여 해석하여야 할 개수의 급격히 증가로 인하여 값비싼 해석방법이 될 뿐만 아니라, 차원의 증가에 따른 모델의 정확성 감소가 발생되므로 본 연구에서는 최적화량의 감소를 위하여 베인의 형상이 자오면을 따라가면서 변곡점이 발생되거나, 임펠러 출구에서 베인이 입구에서의 베인을 360°를 넘어가는 경우는 제외하는 방식으로 설계공간을 축소하였다. 하지만 베인개수가 정수가 되어야 하기 때문에 최종적으로 320개의 설계점이 선정되었다. 본 연구에서는 최적화를 위하여 Vander-plaats에 의하여 개발된 상용최적화 코드인 VisualDOC[9]의 반응면법을 최적화 알고리즘으로 채택하여 사용하였다.

3.3 수치해석방법

본 연구에서는 3차원 비압축성 난류유동 해석을 위하여 터보기계 해석에 적합한 상용프로그램인 CFX-10을 사용하여 유동해석을 하였다. 이산화 기법은 2차이상의 정확도를 가지는 고해상도 기법을 사용하였으며 난류모델은 유동의 박리현상 및 제트유동의 해석에 적합한 전단응력이송(shear stress transport) $k-\omega$ 모델을 적용하였다.

계산영역은 계산시간의 단축을 위하여 베인의 개수에 따라 하나의 유로에서만 계산을 수행하였으며, 소형의 펌프이므로 축이 임펠러의 디스크에만 연결되어 있으므로, 펌프 입구에서 임펠러의 입구부분까지 하나의 영역으로 설정하고 이후의 영역은 다른 영역으로 설정하여 두 개의 영역에서 계산이 수행되었다. 영역간의 계산은 프로준로터방식을 적용하였으며 입구영역은 비정렬 격자계가 적용되었고 임펠러부분은 정렬격자계가 사용되었다. 계산에서의 출구영역은 임펠러외경의 1.5배까지 확대하여 안정된 출구조건이 되도록 하였다.

경계조건으로 입구에는 설계점에서 주어진 전압력 조건을 적용하고 출구는 설계점에서의 작동 질유량으로 설정하였다. 임펠러의 자오면 부분은 주기조건을 적용하였으며 허브와 쉬라우드는 벽

면의 조건으로 설계회전수로 회전하는 조건이 주어졌다. 격자수에 따른 결과를 시험한 결과 격자가 12만개 이상으로 주어졌을 때부터는 결과값이 일정한 값에 도달하였으므로 계산에서 격자는 12만개 범위에서 계산을 수행하였다.

IV. 계산 및 결과

4.1 SHF 임펠러

최적화를 수행하기 위한 유동해석코드에서의 경계조건 및 난류모델의 검정으로 본 연구의 임펠러 형상과 비슷한 원심펌프에서 대하여 Lille의 ENSAM에서 수행한 실험의 결과[10,11]와 비교하여 보았다. Fig. 5는 회전하고 있는 원심펌프에서 쉬라우드와 허브에서 자오면을 따라 측정된 정압력의 측정값과 비교된 결과를 보여주고 있으며 계산은 입구영역에서 계산된 정압력의 값이 다소 낮은 결과를 보여주고 있으나 전체적으로 실험의 결과와 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다. 특히 출구에서 얻어지는 계산의 결과는 실험

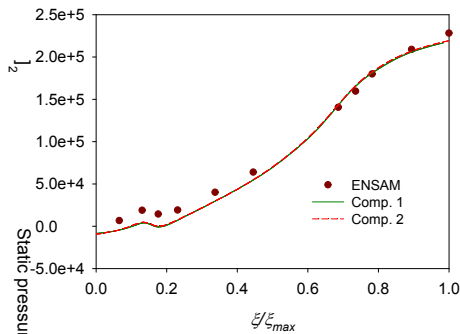
결과와 상당히 잘 일치하므로 본 연구에서 하고자 하는 일정 부피에서 얻어지는 베인 출구에서의 양정 비교에 아주 정확히 응용되어질 수 있음을 알 수 있다. 그 외 베인표면에서의 정압력분포 및 입출구에서의 유동장과의 비교에서도 계산의 결과는 실험에서 얻어진 결과와 상당히 일치되는 결과를 얻었지만 본 연구와의 직접적인 중요도가 낮으므로 지면관계상 생략한다. Fig. 5의 비교에서 수치해석을 위하여 격자수를 증가하여 얻어진 결과와 비교되었으나 격자수에 영향이 없음을 알 수 있다.

4.2 터보펌프임펠러

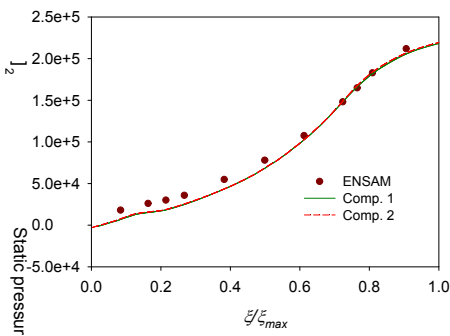
임펠러의 형상을 최적화하기 위한 터보펌프의 설계점에서의 작동조건은 Table 4에 나타나있다. 내부에서의 캐비테이션을 방지하기 위하여 입구는 0.28 MPa로 가압된 상태에서 질유량이 0.54 kg/sec 인 아주 적은 유량이 흡입되어지며 설계점에서의 회전속도는 65,000 RPM이다.

Table 4. Operating and flow condition at design point

Conditions	Specifications
Inlet Pressure	0.28 MPa (40 psi)
Inlet Temperature	293.15 K (20 °C)
Working Fluid	MIL-PRF-83282
Fluid Density	850 kg/m ³
Flowrate	45.46 lpm (10.0 gpm)
Mass Flowrate	0.54 kg/sec
Kinematic Viscosity	25 cSt
Rotational speed	65,000 RPM



(a) at the shroud



(b) at the hub

Fig. 5. Comparison of static pressure distribution along the meridional plane at the shroud and hub

최적화를 수행하는 과정에서 베인의 날개수는 자연수로 제한되어야 계산이 가능하므로 이를 위하여 베인의 개수가 5~8개인 각각의 경우에 대하여 최적화를 수행하였다. 그중에서 베인의 개수가 7개인 경우가 다른 설계변수의 변화에 대하여 가장 큰 목적함수의 값들을 보여주었으며 최적화되었을 때의 설계변수들의 값은 Table 5에서 보여주고 있다.

최적의 설계변수로 얻어진 임펠러의 형상은 Fig. 6에서 보여주고 있으며 베인의 형상은 초기에 설정한 설계변수에서 얻어진 형상에 비하여 출구쪽은 반경방향으로 뺄어가는 형상으로 되어 있음을 알 수 있다. 이는 최적화 전에 어느 정도 예견되었던 부분으로써 운동량의 증가는 동일한

Table 5. Optimized values of design variables

Design variables	Optimized values
h_1	4.24 mm
h_2	0.8 mm
β_{1b}	9.88°
β_{2b}	69.6°
t_2	2.5 mm
ρ_1	52.26 mm
D_1	12.0 mm
Z	7

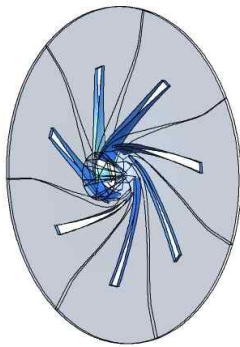


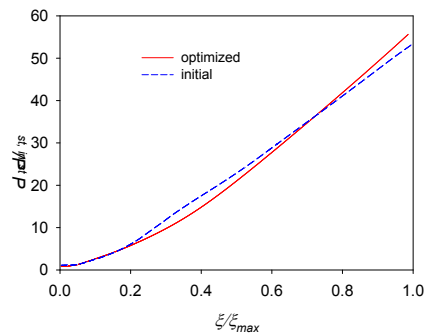
Fig. 6. Optimized turbo-impeller vane shape

회전수에서 원주방향의 속도가 증가하면 할수록 커지게 되므로 반경방향에 가까운 형상으로 얻어지게 된다. 하지만 임펠러 내부유로에서 발생되어지는 손실의 크기에 따라서 출구에서의 형상이 결정되어지므로 출구원주방향속도의 크기가 우선이 되는 것은 아니다. 본 연구에서는 입구쪽 베인의 형상과 출구에서의 높이 등이 고려되어져 출구에서의 베인 각도는 69.6°로 얻어졌다.

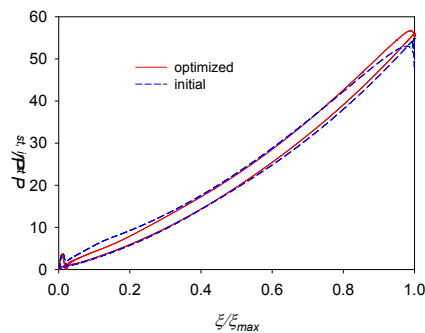
초기에 설정한 설계변수로 설계되어진 임펠러에서 얻어진 질유량 평균의 양정은 3013 m였으나 최적화된 설계변수의 값으로 얻어진 질유량 평균의 양정은 3307 m가 얻어졌으므로 초기에 비하여 9.7%의 증가를 얻었다. 이러한 목적함수의 증가는 임펠러 내부에서의 압력증가와 직접적인 관련이 있다. 따라서 임펠러내부에서의 정압력의 증가선도를 Fig. 7에 나타내었으며 그림에서의 수직축의 값은 유로에서의 정압력(P_{st})을 입구에서의 정압력($P_{st,in}$)으로 무차원한 값을 나타내며 수평축은 베인의 입구반경에서 출구반경까지의 자오면에 대한 거리(ξ)를 무차원화한 것이다. Fig. 7(a)는 베인과 베인사이의 자오면과 중간스팬이 교차한 선분을 따라서 얻어진 결과이며 반면에 Fig. 7(b)는 베인의 중간스팬에서의 표면을

따라서 얻어진 정압력의 변화를 나타낸다. 두 경우 모두 출구에서의 정압력은 최적화된 베인에서 큰 값이 얻어졌는데 베인의 출구쪽으로 가면서 정압력의 증가폭이 확대되었음을 알 수 있다.

Fig. 8은 임펠러의 출구에서 얻어진 압력의 변화를 베인의 압력면과 흡입면사이의 통로에서 비교하였으며 출구에서 베인의 높이가 입구에 비하여 상대적으로 상당히 적기 때문에 중간스팬에서의 값으로 비교되었다. 수평축은 베인과 베인사이의 거리(ξ)를 나타내며 PS와 SS는 베인의 압력면과 흡입면을 의미한다. Fig. 8(a)는 정압력의 분포를 나타내며 전압력은 Fig. 8(b)에서 보여주고 있다. 전압력은 출구에서 얻어지는 값이므로 절대전압력으로 나타내었으며 $P_{t,in}$ 은 입구에서의 절대전압력을 의미한다. 출구에서의 압력은 목적함수의 양정과 직접적인 관련이 있으므로 전체적으로 일정한 값을 유지하여 주는 것이 높은 적용성을 갖는다. Fig. 8의 결과에서 최적화된 임펠러에서 얻어진 정압력과 전압력의 분포는 초기에 설정한 설계변수로 설계된 임펠러에서 얻어지는 정압력과 전압력에 비하여 전 영역에 걸쳐서 변화가 적으면서도 높은 값이 얻었음을 알 수 있다.

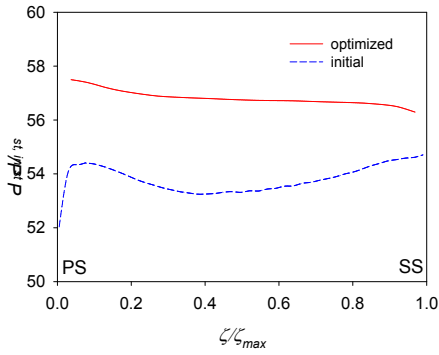


(a) along the meridional plane

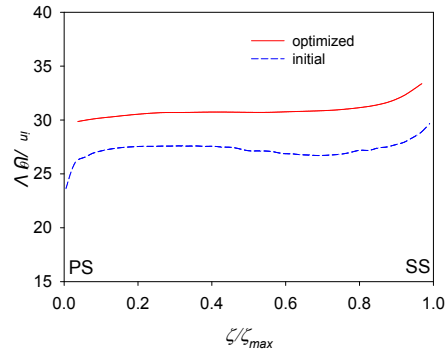


(b) on the vane surface

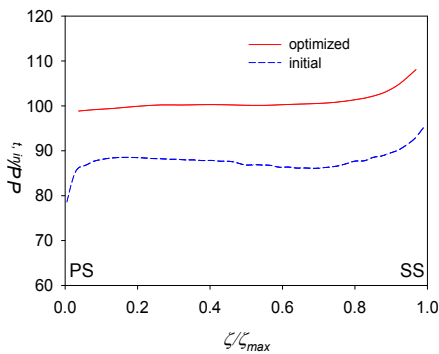
Fig. 7. Comparison of static pressure at the mid-span within the impeller passage



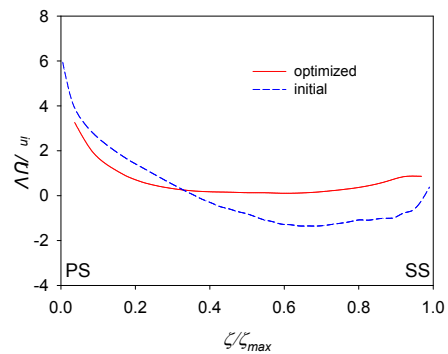
(a) static pressure



(a) tangential



(b) total pressure



(b) radial

Fig. 8. Comparison of total pressure at the impeller exit along the mid-span

Fig. 9. Comparison of absolute velocities at the impeller exit along the mid-span

전압력의 증가에는 정압력과 동압력의 증가가 영향을 미치는데 동압력의 증가는 속도분포를 알게 되면 알 수 있으므로 임펠러 출구에서의 원주방향과 반경방향의 절대속도를 Fig. 9에 나타내었으며 U_m 은 입구에서의 평균속도이다. 원주방향속도(V_θ)를 나타내는 Fig. 9(a)에서 최적화된 임펠러에서 얻어진 원주방향 속도가 증가하였음을 알 수 있으며 이는 베인의 출구각이 증가하였으므로 증가되었다. 따라서 볼류트를 설계할 때 이를 충분히 고려하여 설계하여야 함을 알 수 있다. 출구에서의 반경방향속도(V_r)는 질유량과 관련이 있으므로 같은 질유량에서 얻어진 결과이므로 이들의 평균값은 동일하지만 초기설계변수로 설계된 임펠러의 경우에는 임펠러의 출구에서 압력면에서는 유량이 나오고 흡입면에서는 유량이 임펠러로 들어가서 재순환되는 현상을 보여주고 있다. 따라서 이러한 요인으로 인하여 출구에서의 압력이 낮아졌음을 알 수 있다.

임펠러 내부에서의 유동장을 확인하기 위하여 임펠러 내부유로의 위치가 임펠러 출구반경에 비

하여 $R/R_2=0.34, 0.55, 0.78$ 인 세 위치에서 상대적반경방향의 속도(W_r)를 구하였다. 임펠러 내부에서의 유동장이므로 상대적인 속도를 구하였으며 특히 상대적인 반경방향의 속도가 음의 값을 나타내는 경우는 유량이 재순환되는 영역을 나타내며 음의 영역은 재순환영역의 크기를 속도의 크기는 재순환의 세기를 나타낸다. Fig. 10(a)에서 보여주는 초기설계변수로 설계되어진 임펠러에서는 $R/R_2=0.34$ 에서 흡입면에 재순환 영역이 강하게 발달되고 있음을 나타내며, $R/R_2=0.55$ 에서는 압력면에 상당히 큰 재순환 영역이 발달되고 있음을 나타내며, $R/R_2=0.78$ 에서는 중간영역에서 재순환영역이 형성되어짐을 보여주고 있다. 반면에 최적화된 임펠러에서는 $R/R_2=0.34$ 에서만 재순환영역이 흡입면 부근에서 존재하고 있음을 나타내고 있다.

전반적인 내부유동장의 형태를 파악하기 위하여, 상대적인 속도를 바탕으로 베인과 베인간의 영역을 우선으로 나타낸 Fig. 11로부터 두 경우의 차이를 명확히 파악할 수 있다. Fig. 11(a)에

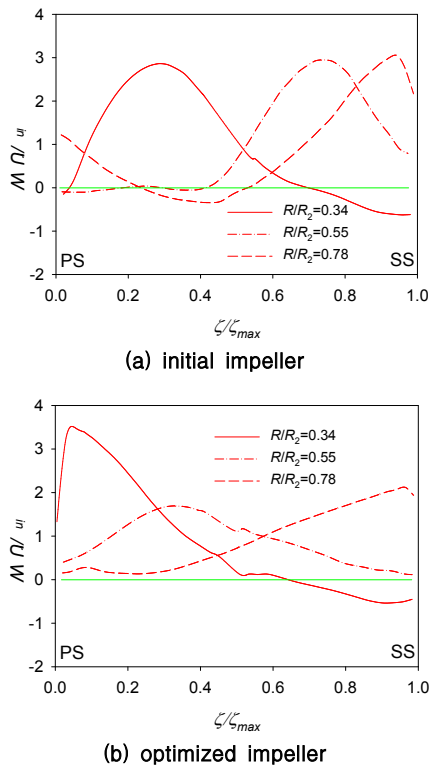


Fig. 10. Relative radial velocities at the mid-span within the blade-to-blade

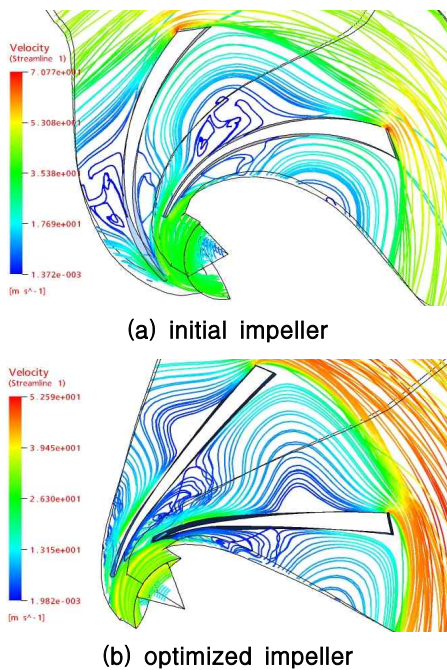


Fig. 11. Streamline based on the relative velocities within the blade-to-blade

서는 Fig. 10에서 보여준 반경방향의 속도분포처럼 초기설계변수로 설계된 베인의 경우에 상당히 큰 재순환영역이 임펠러의 입구영역에서는 흡입면에 발달되어 있고, 출구쪽으로 진행하면서 압력면에 큰 재순환영역이 형성되어있음을 보여주고 있다. 반면에 최적화된 베인에서도 상대적으로는 재순환영역이 적기는 하지만 입구영역과 내부에서 재순환 영역이 존재하고 있음을 Fig. 11(b)에서 보여주고 있다. 하지만 두 경우에서의 큰 차이점이 재순환영역의 크기이다. 따라서 목적함수인 출구에서의 양정은 임펠러 내부유동과 직접적인 관련이 있으며 이것이 내부손실의 변화에 직접적인 영향을 미쳤음을 알 수 있다. 따라서 내부유로에 형성된 재순환 영역이 압력의 상승에 나쁜 영향을 미쳤음을 알 수 있으며 내부유로의 설계 시 재순환영역을 최소화하도록 하여야 함을 알 수 있다.

V. 결론

SI단위로 4.0의 낮은 비속도에서 작동하는 터보펌프 임펠러의 외경을 일정한 크기로 제한하여 터보펌프가 한정된 부피에서 최대의 양정을 얻기 위한 연구를 수행하였다. 이를 위하여 임펠러의 형상과 관련된 8개의 설계변수가 선택되었으며 이는 임펠러의 형상 및 베인의 형상을 잘 표현하였으며 최적화를 위한 개수로 적절하였다.

최적화를 위한 목적함수는 임펠러 출구에서 얻어지는 질유량 평균 양정을 사용하였으며, 최적화를 위한 기법으로는 반응면법을 적용하였다. 초기에 설정된 설계변수로 설계된 임펠러에서 얻어진 양정에 비하여 최적화된 임펠러에서는 양정이 9.7%이상 증가된 값을 얻었다. 이러한 것은 임펠러 내부에서 재순환영역이 줄어들었으므로 압력의 상승이 입구에서 출구까지 완만한 증가를 얻었기 때문이다.

본 연구에서 얻어진 최적화 설계변수들은 비속도가 낮은 터보펌프의 임펠러설계 시 기준값으로 사용할 수 있으며 보다 높은 적용성을 얻기 위하여는 임펠러와 볼류트가 결합된 펌프에서 최적화연구를 계속 수행할 계획이다.

후 기

본 연구는 2005년 정부(교육인적자원부)의 지원으로 한국학술진흥재단의 지원 (KRF-2005-005-J09901)과 2단계 BK21의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) Neumann, J., "*Interaction Between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*", Mechanical Engineering Publications, 1991.
- 2) Brennen, C. E., "*Hydrodynamics of Pumps*", Concepts ETI and Oxford Univ. Press, 1994.
- 3) Sulzer Pumps, "*Sulzer Centrifugal Pump Handbook*", Elsevier Applied Science, 1989.
- 4) Stepanoff, A. J., "*Centrifugal and Axial Flow Pumps-2nd Edition*", Krieger Publishing Company, 1993.
- 5) Anderson, H. H., "*Centrifugal Pumps-3rd Edition*", Elsevier Advanced Technology, 1993.
- 6) Lobanoff, V. S. and Ross, R. R., "*Centrifugal Pumps Design and Application*", Guff Publishing Company. 1985.
- 7) Karassik, I. J., Krutzsch, W. C., Fraser, W. H., "*Pump Handbook International Edition 2nd*", McGraw-Hill, 1986. 2.1~2.32.
- 8) Weisner, F. J., "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers", *J. of Engineering for Power*, Oct., 1967, pp. 558~572.
- 9) Lazarkiewicz, S. A. and Troskolanski, A. T., "*Impeller Pump*", Pergamon Press, 1965, pp. 132~153.
- 10) Visual DOC Reference Manual Version 1.2, 2000, Vanderplaats R&D Inc.
- 11) Morel P., "Ecoulements Decolles dans une roue de Pompe Centrifuge. Conception et Realisation dun banc Dessai", Ph.D thesis, Univ. de Lille, 1993.
- 12) Combes, J. F. and Rieutord, E., "Numerical and Experimental Analysis of the Flow in a Centrifugal Pump at Nominal and Partial Flow Rate", ASME paper 92-GT-284.