

## 선박용 주 윤활유 펌프의 성능 개선에 대한 연구

김진영\* · 정경남\* · 김주백\*\* · 양한조\*\* · 임신호\*

### A Study for the Performance Improvement of the Main Lubrication Oil Pump

Kim, Jin-Young\*, Chung, Kyung-Nam\*, Kim, Ju-Baek\*\*,  
Yang, Han-Jo\*\*, Lim, Shin-Ho\*

Key Words : CFD(전산유체역학), impeller(임펠러), casing(케이싱), guide vane(안내 깃), recirculation(재순환 유동)

#### ABSTRACT

The flow fields of a lubrication oil pump has been simulated by using CFD in order to improve performance of the pump. The grid for the one flow passage is applied for estimating pump performance. The calculation result shows that there are unfavorable flow characteristics of flow recirculation in the casing part by the guide vane. Thus, the guide vane is modified to reduce the recirculation region. Performance test shows that the modified model pump efficiency is increased by 6% at the rated point compared to that of the original model.

#### 1. 서론

전산유체역학(CFD)은 컴퓨터의 눈부신 발전을 기반으로 모든 종류의 유체기계의 설계 및 성능 검증에 이용되고 있으며 최근에는 메모리와 계산 시간의 문제 등으로 단순한 유동장에 대해서만 적용이 가능하였던 대와류모사법(LES)등을 유체기계의 복잡한 유동장 해석에 적용하여 매우 정교한 해석을 수행하는 것이 가능하게 되었다. 또한 전산유체역학의 발전과 더불어 유체기계의 설계 기법이 있어서도 최적화기법 및 역설계기법 등이 발달하여 설계 경험이 없는 설계자도 최적의 성능을 가지는 유체기계의 설계가 가능하게 되었다. 그러나 아직까지는 이러한 계산 및 설계 기법을 실제 제품의 설계에 적용하기에는 고성능의 컴퓨터와 많은 계산 시간이 요구되어 현장에서의 제품 설계에

적용하기에는 어려움이 있다.

최근 현대중공업과 신신기계는 선박의 주 기관에 오일을 공급하는 주 윤활유 펌프에 대하여 펌프의 효율과 유량-양정 곡선의 기울기를 증가시킬 목적으로 공동 연구를 수행하였는데 기 정립된 펌프 성능해석 기술<sup>(1)</sup>을 사용하여 펌프 유동장을 분석하고 이를 설계에 반영함으로써 성능이 개선된 모델을 개발하였다. 이 모델은 시제품으로 제작되었으며 성능 시험을 수행하여 설계 결과를 검증하였다.

#### 2. 기존 형상에 대한 유동 해석

##### 2.1. 유동 해석 방법

본 연구에서 개발 대상으로 선정된 선박용 주 윤활유 펌프는 2단 수직형 구조이며 1개 단에서의 임펠러 깃 수는 5매, 케이싱의 안내 깃 수는 6매로 구성되어 있고 비속도는 379(rpm, m<sup>3</sup>/min, m)이다. 최대 효율은

\* 현대중공업(주)

\*\* 신신기계(주)

E-mail : jinyoung11@korea.com

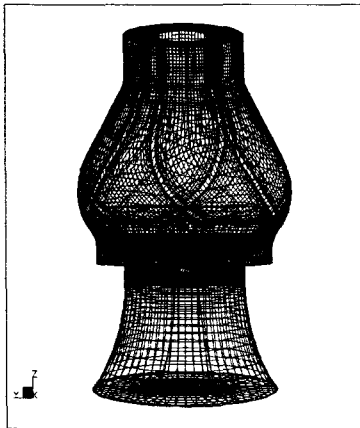
물로 성능 시험을 하였을 경우 60 %이다.

개발 대상 펌프는 2단으로 구성된 펌프이지만 1단과 2단의 형상이 동일하며 각단에서의 입구 유동 조건이 유사하기 때문에 1개의 단에 대한 유동 해석 결과에 양정 및 소요 동력을 2배로 적용하면 전체 펌프의 성능을 추정할 수 있다고 가정하여 1개의 단에 대한 유동 해석을 수행하였다. 계산 격자 및 유동 해석은 상용 프로그램인 Turbogrid 1.6과 TASCflow 2.10<sup>(2)</sup>을 사용하였으며 작동 유체는 시험 값과 비교하기 위해 물( $\rho=998.2 \text{ kg/m}^3$ )을 사용하였고 경계 조건은 입구 부분에는 대기압(101,300 Pa)의 압력 경계 조건, 출구 부분에는 질량 경계 조건을 사용하였으며 난류 모델은 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다.

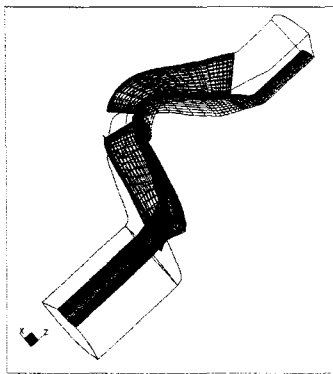
성능 개선을 위한 유동 해석을 진행하기에 앞서 펌프 전체 형상에 대한 경우(Case 1)와 임펠러와 케이싱의 1개의 유로에 대한 경우(Case 2)에 대하여 유동 해

석을 수행하여 그 결과를 비교하였다. Case 1과 Case 2의 주요 차이점은 Case 1의 경우 케이싱에 물받이(Water chamber)를 포함하고 있다는 것이다. Case 1의 계산 격자는 Fig. 1 (a)와 같으며 격자 수는 약 330,000개이다. Case 2는 Fig. 1 (b)와 같으며 약 72,000개의 격자로 구성되어 있다. Case 2의 경우 임펠러의 깃 수는 5매이나 케이싱의 안내 깃 수는 6매이기 때문에 임펠러의 출구 면적과 케이싱의 입구 면적을 동일하게 유지하기 위해 케이싱의 안내 깃 수를 5개로 가정하고 계산하였다.

두 경우에 대한 유동 해석 결과 정격 유량에서 양정의 차이는 없고 효율에서 1% 미만의 차이를 보이는 것으로 나타났다. 이로부터 물받이를 포함하지 않는 단순화된 모델을 사용하여도 큰 문제가 없음을 확인하였다. 따라서 이후 유동 해석은 단순화된 Case 2를 사용하여 진행하였다.



(a)



(b)

Fig. 1 Computational grid for (a) Case 1 and (b) Case 2

## 2.2. 유동 해석 결과

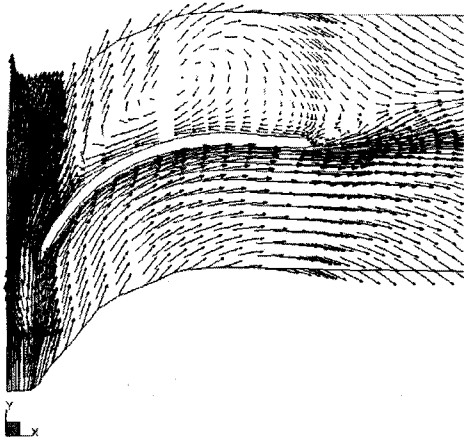
유동 계산 결과로부터 얻은 정격 유량에서의 케이싱 부분 속도 벡터는 Fig. 2와 같다. Fig. 2 (a)는 케이싱의 허브와 슈라우드의 중앙 면에서의 속도 벡터를 나타내며 Fig. 2 (b)는 날개와 날개 사이의 중앙 면에서의 속도 벡터를 나타낸다. Fig. 2 (a)로부터 안내 깃의 중앙 부분에서 반 시계 방향으로의 큰 재순환 유동이 발생하고 있는 것을 알 수 있으며 Fig. 2 (b)에서는 안내 깃 입구의 허브 부근에서 재순환 유동이 발생하고 있는 것을 알 수 있다. 이러한 재순환 유동은 계산 유량 전체에서 관찰되었으며 이것이 손실의 주요 원인으로 추정되었다.

## 3. 재설계 및 성능 해석

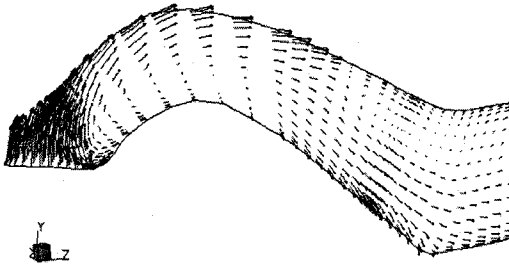
### 3.1. 임펠러 재설계

기존 펌프의 주요 손실은 케이싱에서 안내 깃에 의한 재순환 유동에 의해 발생하는 것으로 추정되므로 케이싱에서의 손실 최소화를 재설계 방향으로 설정하였다. 이러한 재순환 유동의 발생을 최소화하기 위하여 임펠러 출구 유동 각도와 케이싱 안내 깃 입구 각도의 일치 및 케이싱 안내 깃의 곡률 수정 등의 방법이 고려되었다.

기존 임펠러의 형상을 유지하며 기존 형상의 케이싱 안내 깃의 입구 각도가 임펠러 출구 유동 각도와



(a)



(b)

Fig. 2 Vector plot for the original pump casing at the middle of (a) the blade to blade surface and (b) the hub to shroud surface

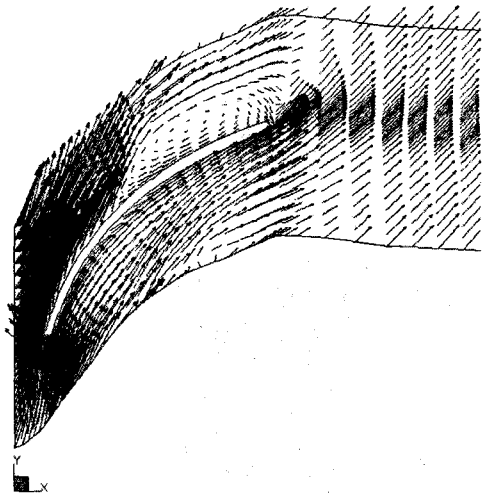
일치하도록 수정하기 위해서는 임펠러의 자오면 방향 출구 속도가 작기 때문에 안내 깃 입구 각도가 매우 작아지게 되며 이렇게 되면 제작상의 문제가 발생할 수 있어 임펠러의 출구 폭을 작게 하여 출구에서의 자오 방향 속도를 증가시켜 적절한 안내 깃 입구 각도를 가질 수 있도록 하였다.

Table 1 Calculation result at the impeller exit

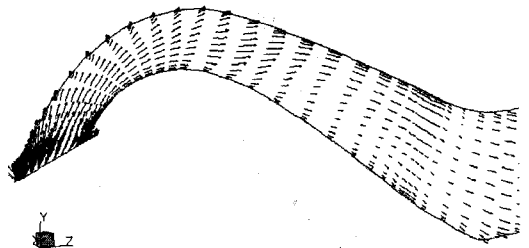
	Shroud	Mid	Hub
$C_{u2}$ [m/s]	15.01	14.58	13.94
$C_{m2}$ [m/s]	2.18	2.30	2.09
$W_{u2}$ [m/s]	-9.72	-9.48	-9.40
$\beta_2$ [degree]	12.64	13.66	12.52
$\beta_{2b}$ [degree]	25.40	29.00	34.00

### 3.2. 케이싱 재설계

케이싱의 안내 깃 입구 각도를 수정하기 위하여 임펠러 출구 유동 각도를 분석하였으며 결과는 Table 1 과 같다. Table 1은 임펠러 출구 단면에서 슈라우드로부터 스펀 방향으로 5% 떨어진 위치, 허브로부터 5% 떨어진 위치와 중간 스펀에서의 면적 평균된 절대 속도의 원주 방향 속도 성분( $C_{u2}$ ), 절대 속도의 자오면 방향 속도 성분( $C_{m2}$ ) 및 상대 속도의 원주 방향 속도 성분( $W_{u2}$ ) 값과 이를 이용하여 구한 출구 유동 각도( $\beta_2$ ) 및 임펠러 출구 날개 각도( $\beta_{2b}$ )를 나타낸다. 일반적으로 임펠러 출구 날개 각도와 출구 유동 각도는 차이가 있는데 이 차이는 유체의 슬립(Slip)을 나타내며 임펠러가 이송 유체에 에너지를 전달하는 과정에서 발생된다<sup>(3)</sup>. 또한 이



(a)



(b)

Fig. 3 Vector plot for the Mod. 2 pump casing at the middle of (a) the blade to blade surface and (b) the hub to shroud surface

값은 임펠러 및 케이싱 형상, 회전수 등에 따라 허브로부터 슈라우드까지 다른 값을 가지게 된다. 그러나 일반적으로 수력 효율을 가정하여 임펠러 출구에서의 절대 속도의 원주 방향 속도 성분을 계산하는 설계 방법<sup>(4)</sup>이 사용되어 임펠러의 출구 유동 각도와 안내 깃의 입구 각도에 큰 차이가 발생할 수 있다. 따라서 이 값을 정확히 고려하여 케이싱 안내 깃의 입구 부분을 설계한다면 임펠러 출구 유동 각도와 안내 깃의 입구 각도가 일치하지 않아 유동 방향이 급격히 변하며 발생하는 깃 입구 부분에서의 손실을 최소화할 수 있다.

이와 같은 방법으로 안내 깃의 입구 각도를 설계하고 수정된 임펠러 출구 높이와 안내 깃 입구 높이를 일치시켜 1차 수정 설계(Mod. 1)하고 계산을 통해 성능 변화를 관찰하였다. 계산 결과 안내 날개 입구 부분의 허브 부근에서 발생하던 재순환 유동은 사라졌으나 안내 깃 중앙 부근에서의 큰 재순환 유동은 여전히 발생하고 있었다. 따라서 안내 깃의 곡률을 크게 2차 수정 설계(Mod. 2)하여 계산을 수행한 결과, 정격 유량에서의 케이싱의 속도 벡터를 나타내는 Fig. 3 (a)에서와 같이 안내 깃 출구 부분에 약한 재순환 유동이 발생하고 있었다. 이 재순환 유동은 허브 부근에서는 발생하지 않았으며 중앙 면에서부터 발생이 관찰되었고 슈라우드 부근에서는 보다 넓은 영역에서 발생하였다. 또한 Fig. 3 (b)에서와 같이 기존 형상에서 보이던 안내 깃 입구 허브 부근에서 발생하는 재순환 유동은 발생하지 않았다. 그러나 슈라우드 부근의 재순환 유동 발생 방지를 위하여 슈라우드 부근의 안내 깃 곡률을 보다 크게 수정하여 설계한 경우(Mod. 3)의 계산 결과 이 부근에서의 재순환 유동은 여전히 관찰되었다.

Table 2에 정격 유량에서의 위의 3가지 수정된 설계에 대한 계산 결과를 나타내었다. Table 2에서 보이는 바와 같이 1차 수정(Mod. 1)한 결과 임펠러 출구 유동 각도와 안내 깃 입구 각도가 일치하여 안내 깃

입구에서의 유동 흐름이 개선되어 효율이 4% 증가하였으나 양정은 다소 감소한 성능 특성을 보여주고 있으며 2차 수정(Mod. 2)에서는 재순환 유동 발생 영역 감소로 기존의 펌프보다 약 8.3% 효율 상승을 보이고 있다. 그러나 3차 수정(Mod. 3)의 경우 재순환 유동의 발생을 억제하지 못하고 오히려 2차 수정(Mod. 2)보다 효율이 약간 감소하는 결과를 보이고 있다. 따라서 두 번째 수정 형상을 최종 형상으로 결정하고 이 형상에 대하여 전체 유량 범위의 계산을 한 후 결과를 검토하였다. 계산 결과 고 유량 영역에서는 재순환 유동이 완전히 사라진 계산 결과를 보이고 있었다. 그러나 정격 유량과 저 유량 영역에서는 슈라우드 부근에서 재순환 유동이 발생하였으나 기존 형상에서의 발생 지점이 케이싱 안내 깃 입구였던 것에 비해 출구 쪽으로 옮겨가 있으며 그 크기 또한 감소하였다.

#### 4. 시제품 제작 및 성능 검증

최종적으로 결정된 형상의 시제품을 제작하여 설계 결과와 비교하였다. 임펠러는 청동 합금 소재(BC6)의 주물로, 흡입구 및 케이싱 부분은 일반 회주철(GC200)로 제작되었다.

최종 형상의 시제품과 기존 제품의 성능 시험 결과의 비교를 Fig. 4에 나타내었다. 시험 결과는 시제품이 기존 제품에 비해 낮은 양정을 보이고 있으나 실제의 운전 조건을 만족하였으며 기존 제품이 보다 가파른 기울기를 나타내고 있어 양정 변화에 따른 유량 변화

Table 2 Comparison of the calculation result

	Original	Mod. 1	Mod. 2	Mod. 3
Total head [m]	48.2	46.0	48.4	47.4
Power [kW]	55.6	50.4	50.2	50.2
Efficiency [%]	70.9	74.9	79.2	77.4

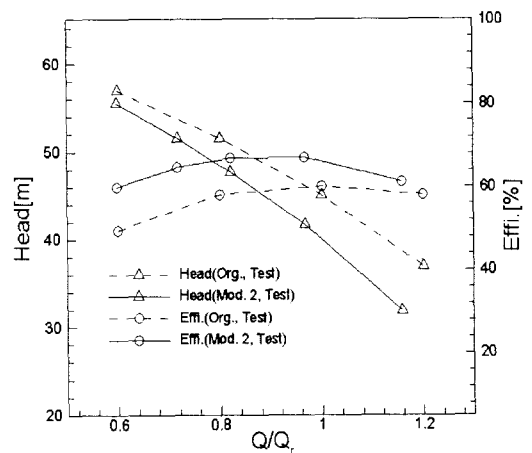


Fig. 4 Comparison of the performance curves

가 기존 제품보다 적은 성능 특성을 나타내었다. 효율은 기존 제품보다 정격 유량에서 약 6% 개선되어 보다 작은 용량의 모터 사용이 가능하게 되었다.

## 5. 결론

선박용 주 윤활유 펌프의 성능 개선을 위하여 CFD를 이용한 유동 해석과 재설계 과정을 반복하여 수력 효율을 개선할 수 있는 펌프 임펠러 및 케이싱을 설계하였다. 유동 해석 결과 큰 손실을 발생하는 케이싱 내부에서의 재순환 유동을 나타내었다. 손실을 줄이기 위해 임펠러 출구의 유동 각도를 유동 해석 결과로부터 계산한 후 이를 고려하여 케이싱 안내 것의 입구 각도를 설정하고 케이싱 안내 것의 곡률을 크게 하여 케이싱에서의 재순환 유동 발생을 줄일 수 있는 제품을 설계하였다. 또한 시제품을 제작하여 성능 시험을 한 결과, 효율 상승을 확인할 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) 정경남, 박편구, 조현준, 이상구, 2001, 양쪽흡입 원심펌프의 성능해석에 대한 연구, 유체기계저널, 제 4권, 제 4호, pp. 7~15.
- (2) TASCflow, 1999, CFX-TASCflow User Documentation, AEA Technology Engineering Software Ltd., Waterloo, Ontario, Canada
- (3) Stepanoff, A., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, Inc., pp. 47~48.
- (4) 横山中吉, 1993, 軸流・斜流ポンプの設計, 東京パワー社, pp. 60~94.