

工學碩士學位 請求論文

공작기계용 원심다단펌프의 성능예측에 관한 연구

Performance Prediction of Multi-stage Centrifugal  
pump for Factory Machines

2005 년 2 월

仁荷大學校 工學大學院

機械工學科

金 廷 烈

工學碩士學位 請求論文

공작기계용 원심다단펌프의 성능예측에 관한 연구

Performance Prediction of Multi-stage Centrifugal  
pump for Factory Machines

2005 년 2 월

指導教授 김 광 용

이 論文을 工學碩士學位 論文으로 提出함

仁荷大學校 工學大學院

機械工學科

金 廷 烈

## 요 약

공작기계용 다단펌프의 성능예측을 실험적으로 연구하였다. 실험적인 계산은 이전에 연구되어진 방법에 준하여 설계점과 탈설계점에 준하여 성능을 예측하였다. 전양정-유량 성능곡선 유형 예측은 구동조건에 따른 전체범위에 걸쳐 실험결과와 거의 일치하는 값을 보여주고 있다. 본 연구에서는 양정과 유량사이를 최대한의 일치시키기 위하여 개발된 예측 방법은 일반적인 다단 원심 펌프의 운전상의 특성을 이해하도록 도움이 될 수 있다.

## **ABSTRACT**

A performance prediction of multi-stage centrifugal pump for factory machines is investigated experimentally. Experimental calculations are performed at the design and off-design points by using most of the loss analyses mentioned in the present study. Predictions of the trends of total head-capacity curve agree well with the experimental data in almost the full range of operating conditions. The prediction method developed through this study can serve as a tool to ensure good matching between parts and it can assist the understanding of the operational characteristics of general purpose multi-stage centrifugal pumps.

공작기계용 원심다단펌프의 성능예측에 관한 연구

二〇〇五

# 목 차

요 약

ABSTRACT

목 차 .....	i
표 목차 .....	iii
그림목차 .....	iv
기술용어 .....	v
제 1 장 서 론 .....	1
제 2 장 공작기계 다단원심 펌프의 설계시방 및 형식결정 .....	3
2.1 설계 시방 .....	3
2.1.1 적용 부분 .....	3
2.1.2 수송하는 액체 .....	4
2.1.3 액체의 성질 .....	4
2.1.4 펌프의 실 양정 .....	4
2.1.5 양수량 .....	4
2.1.6 펌프의 침수 가능 최대 깊이 .....	4
2.1.7 동력원 .....	4
2.2 펌프의 형식 결정 .....	5
2.2.1 비속도를 통한 형식 결정 .....	5
제 3 장 실험 장치 설명 .....	7
3.1 실험 장치 및 실험 방법 .....	7

3.2 펌프 구조 설명 .....	10
3.2.1 케이싱 C-I의 구조 설명 .....	13
3.2.2 케이싱 C-II 및 C-III의 구조 설명 .....	14
제 4 장 결과 및 고찰 .....	16
4.1 성능예측 방법 .....	26
4.1.1 이론적인 수두( $\Delta h_{Euler}$ ) 계산 .....	27
4.1.2 원심펌프의 손실 .....	28
제 5 장 결론 .....	42
참고문헌 .....	43
부    록 .....	44

## 표 목 차

[표 1] 모델별 펌프 구조 .....	17
[표 2] 각종 손실 모델 .....	29
[표 3] 각종 손실 모델 .....	33
[표 4] 펌프 모델별 분류 .....	38
[표 5] Mounting flange 가공 시간 단축 .....	44
[표 6] Housing 가공 시간 단축 .....	45
[표 7] Guide rod 가공 시간 단축 .....	46
[표 8] Head 가공 시간 단축 .....	47

## 그림 목차

[그림 1] 비속도에 대한 회전차의 형식 .....	5
[그림 2] 토출량에 대한 펌프의 효율 곡선 .....	6
[그림 3] 펌프 성능곡선도의 일례 .....	7
[그림 4] 펌프 성능 실험 계략도 .....	10
[그림 5] 펌프 단면도 .....	12
[그림 6] 펌프 내부 .....	12
[그림 7] 모델 C-I 케이싱 .....	15
[그림 8] 모델 C-II 케이싱 .....	15
[그림 9] 모델 C-III 케이싱 .....	16
[그림 10] Total head/Capacity H-I .....	18
[그림 11] Pump efficiency/Capacity H-I .....	19
[그림 12] Total head/Capacity H-II .....	19
[그림 13] Pump efficiency/Capacity H-II .....	19
[그림 14] Total head/Capacity H-III .....	20
[그림 15] Pump efficiency/Capacity H-III .....	20
[그림 16] Total head/Capacity H-IV .....	20
[그림 17] Pump efficiency/Capacity H-IV .....	21
[그림 18] Total head/Capacity H-V .....	21
[그림 19] Pump efficiency/Capacity H-V .....	21
[그림 20] Total head/Capacity H-VI .....	22
[그림 21] Pump efficiency/Capacity H-VI .....	22
[그림 22] Total head/Capacity H-VII .....	22
[그림 23] Pump efficiency/Capacity H-VII .....	23

[그림 24] Total head/Capacity H-VIII .....	23
[그림 25] Pump efficiency/Capacity H-VIII .....	23
[그림 26] 계수 결정 순서도 .....	26
[그림 27] H-VII Experiment/Present .....	34
[그림 28] H-VII Experiment/Present .....	35
[그림 29] Streamline .....	36
[그림 30] Pressure .....	36
[그림 31] H-VII Experiment/Present/CFX .....	37
[그림 32] Model P-I, P-II .....	38
[그림 33] Model P-III, P-IV .....	38
[그림 34] P-I Experiment/Present .....	39
[그림 35] P-II Experiment/Present .....	39
[그림 36] P-III Experiment/Present .....	40
[그림 37] P-IV Experiment/Present .....	40

## 주요기술용어

Coolant pump(절삭유펌프), Multi-stage Centrifugal pumps(원심다단펌프), Performance Prediction(성능예측), Loss Models(손실모델), Design Variables(설계변수), Specific speed(비속도), Efficiency(효율), Total Pressure Loss(전압력손실)

## 기호설명

$N_s$  : 비속도,  $n$  : 펌프회전수,  $Q$  : 토출량,  $H$  : 수두,  $\Delta h$  : 수두변화량  
 $C_f$  : 표면마찰

## 하첨자

Euler : 오일러, 1 : 임펠러 입구, 2 : 임펠러 출구,  $u$  : 접선방향  
 $m$  : 자오면 방향, loss : 손실, bl : 날개부하, inc : 입사각, bl : 날개부하,  
sf : 표면마찰, exp : 팽창, th : 볼류트의 목부분, exit : 펌프토출구측,  
vol : 볼류트, skin : 표면마찰

## 1. 서론

터보기계의 가장 중요한 특징은 내부 유동현상에 지배를 받는다는 점에 있다. 이에 따라 터보기계에 대한 설계는 예전부터 끊임없는 연구를 통하여 수많은 개선 방법이 제시되어 왔다. 하지만 방법에 앞서 필요한 터보기계에 대한 성능예측은 제품의 성능 개선 외에도 제작 기간의 단축 및 제작비용의 절감 효과를 극대화함에 따라 현재는 터보기계 제작 시 필요한 과정에 가장 중요한 부분이 되었다.

본 연구에서 다루고자 하는 터보 기계중 원심펌프 또한 설계 점과 이외의 운전 상태에서 발생하는 펌프의 거동을 예측하는 것이 펌프 설계 시 그리고 시장성 확보 측면에서도 중요한 과제이다.

대부분의 펌프 제작업체에서 현재까지 실시하고 있는 예측기법들을 살펴보면 다음과 같다. 먼저 가장 보편적인 방법으로는 기존의 펌프 형상에 대한 기본 자료 분포들을 이용하여 주로 비교 회전 속도에 대한 함수 형태로 정리되어진 식을 기초로 하여 유사한 모델의 펌프의 정격부에 대한 성능 점과 그 이외의 성능 점을 경험적, 준 경험적으로 예측하고 있는 정도이다.

그리고 최근 유체기계에 대한 다양한 기술력의 발전과 함께 유동해석을 수행할 수 있는 범용 전산유체해석 프로그램 (CFD) 또한 눈부신 발전으로 원심형 펌프의 성능 해석 또한 빠른 발전을 이루어졌다. 하지만 이러한 발전에도 불구하고, 본 연구에서 다루려는 다단펌프도 전산 유체 역학의 발전에 힘입어 3차원 유동 효과를 고려한 유동 방정식을 직접 풀려는 경향이 있으나, 심한 곡률을 갖는 임펠러와 케이싱 그리고 회전에 대한 난류 모델링이 아직 정확하지 못하기 때문에 이를 이용해서 초기 설계를 수행한다는 것은 아직 어려운 상태이다.

또한 공작기계용 원심 다단 펌프는 각각의 설계 제한 조건 내에서 특정한 값의 설계 변수를 택해야 하는 펌프 설계자 입장에서 과거의 현장 경험에 의존할 수밖에 없다.<sup>(6)</sup>

특히, 특정 업체의 설계 시방 후 펌프 설계 과정에서 발생하는 최대 성능, 제품의 내구성, 캐비테이션 발생 억제, 그에 따르는 생산 원가의 절감, 마지막으로 수요자의 요구 조건과 최대한의 절충안을 찾기 위해서는 설계상 많은 시행착오를 통하여 반복적인 성능 실험과 설계 변경을 하여야만 한다.

본 연구에서 다루고자 하는 공작기계용 침수형 원심 다단펌프는 현재까지 연구과제로 다루어 지지 않았다. 본 펌프는 기존의 원심펌프와 동일한 구조, 운동 방법을 취하고 있으나, 공작기계 작동에 필요한 오일 탱크 내부에 침수되어 사용되는 입축 구조 펌프로 임펠러와 케이싱이 작동유 탱크 내부에 침수되어진다는 특이사항이 있다. 이 처럼 적용되어지는 분야가 극히 한정된 원심 다단펌프로 제한적인 탱크 깊이와 설계된 케이싱 높이와의 상관관계에 따라 설계 과정상 문제점이 재기되므로 추가적인 시행착오가 반복 발생할 수 있다.

본 연구에서는 사용업체 (공작 기계 제작 업체) 에서 고압형 작동유를 구동하기 위하여 제작 의뢰되어진 펌프의 설계 및 제작 진행 과정에서 설계 점에 근접되어진 실험치를 통하여 단계적으로 발생하는 임펠러 및 케이싱의 시행착오를 실험 치로 정리, 도식화 하였다.

그리고 위의 제작 과정을 통하여 산출되어진 펌프의 실험 결과 치로 얻어진 설계 점과 그 외의 부분에서도 만족할 만한 공작기계용 원심 다단 펌프의 성능예측을 함으로 펌프 설계에 소요되어지는 제작기간 단축을 본 연구의 목적으로 하기로 하였다. 연구에서는 기존의 상용 코드들과는 달리 성능 해석을 하는데 있어서 손실계산에 필요한 최소

한의 입력 자료만을 요구함으로써, 제작 현장에서 실제로 적용해서 사용하기에 비교적 간편하고 계산 결과 또한 상대오차의 폭이 크지 않으면서도 계산에 필요한 시간이 적게 걸리는 성능 예측 코드를 만드는 것을 목적으로 하였다. 이를 위해서 본 연구에서는 1차원적 평균 유선 해석 방법과 이론적 혹은 준 경험적 손실 모델들을 적용하여 펌프의 설계 점뿐만 아니라 비교적 넓은 범위의 유량에 대한 성능 예측이 가능하도록 하였고 손실 모델들을 제안하였다.

## 2. 공작기계 다단원심 펌프의 설계시방 및 형식결정

### 2.1 설계 시방

#### 2.1.1 적용 부분

원심펌프는 임펠러의 회전에 의해 액체에 압력과 속도 에너지를 주며, 벌류트와 케이싱을 통과하는 사이에 속도에너지를 능률 좋게 압력 에너지로 변환하여 방출한다. 임펠러가 1개인 것은 단단, 2개 이상인 것은 다단 펌프라 하며 다단 펌프는 토출양정이 높을 때 사용되며, 이때 유량은 증가 하지 않는다. 그러므로 주로 상대적으로 양정이 높고 유량이 적은 곳에 주로 사용된다.

따라서 수도사업장과 같은 낮은 곳의 물을 취수하여 높은 곳의 정수장으로 송수하는 펌프는 대부분이 원심펌프가 사용된다. 따라서 상하수도용, 농업용, 공업용 등에 광범위하게 사용되며 이와 같은 원심펌프가 전체 펌프의 90%이상을 차지하고 있다.<sup>(2)</sup>

본 연구에서 다루려는 펌프는 원심형 공작기계 절삭유 냉각 펌프로서 가공물에 소량, 고압의 절삭유를 분사 시키므로 절삭유 사용량을 절감시키며 토출되는 고압의 유체압을 이용하여 완벽한 가공물의 chip

제거 효과 증대 및 인체에 유해한 절삭유를 소량 사용하게 되고 절삭유의 비산 등의 줄임으로 산업 폐기물 및 친환경적인 공장 환경을 만들 수 있는 장점이 있다.

이처럼 가공물의 작업 시 절삭유 펌프(Coolant pump)를 이용하여 가공물에 필요한 절삭유를 투입함에 따라 열 발생 억제, 원활한 가공을 통하여 가공업체의 가공 시간을 최대 50%까지 단축시킬 수 있으며, 가공물 종류에 따라 구체적인 가공 시간 단축은 부록 Table 5~8 분류 정리하였다.

#### 2.1.2 수송하는 액체 : 수용성 절삭유

(농도 : 5~10%, 적용재질 : 전 금속)

#### 2.1.3 액체의 성질 : 상온 (-5~110℃)

#### 2.1.4 펌프의 실 양정 : 200 m (실 양정+손실양정)

#### 2.1.5 양수량(유량) : 20 liter/min

#### 2.1.6 펌프의 침수 가능 최대 깊이 : 370mm

#### 2.1.7 동력원 : 3700W (공작기계 외부 신호 제어용 최대 동력)

### 2.2 펌프의 형식 결정

#### 2.2.1 비속도를 통한 형식 결정

비속도는 회전차의 상사성 또는 펌프특성 및 형식결정 등을 논하는 경우에 이용되는 값이다. 회전차의 형상 치수 등을 결정하는 기본요소는 펌프 전 양정, 토출량, 회전수 3가지가 있고, 비속도는 다음 식에서 구해진다.<sup>(1)</sup>

$$N_s = \frac{n \times Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

여기서, n : 펌프회전수 rpm

Q : 토출량 m<sup>3</sup>/min

H : 전 양정 m

번호	1	2	3	4	5	6	7
회전차의 형식							
n의 범위	80~120	120~250	250~450	450~750	700~1000	1000~1200	1200~2200
n <sub>s</sub> 가 잘 사용되는 값	100	150	350	550	800	1100	1500
흐름에 의한 분류	반경류형	반경류형	혼류형	혼류형	사류형	사류형	축류형
전양정[m]	30	20	12	10	8	5	3
양수량[m <sup>3</sup> /min]	8이하	10이하	10~100	10~300	8~200	8~400	8~600이상
펌프의 명칭	고양정 원심펌프	고양정 원심펌프	중양정 원심펌프	저양정 원심펌프	사류펌프	축류펌프	축류펌프
	터빈	터빈 볼류트	볼류트	양흡입 볼류트			

Fig. 1 비속도에 대한 회전차의 형식

본 연구에서는 위에서 논한 설계 시방을 통하여 얻어진 기본요소로 비속도 공식에 적용한 결과 비속도는 150으로 비속도 범위가 120~250인 Fig. 1의 번호 2에 해당하는 반경류형 고양정 원심펌프의 회전차 형식으로 설계가 되어진다. 비속도에 따라 펌프의 모양이 대략 정해진다는 것은 펌프의 특성이 대체로 이것에 따라 정해진다는 것을 나타내고 있다.

펌프의 특성을 나타내는 데는 횡축의 토출량, 종축의 전 양정, 펌프

효율을 나타내는 일반적인 특성곡선이 사용하였다.

그리고 본 연구의 시방에 의하여 결정된 토출량을 이용하여 펌프의 효율 최대 범위는 Fig. 2 은 통하여 펌프의 이론적인 효율을 구할 수 있고, 이를 통하여 펌프 설계 특성곡선 상 종축의 펌프효율의 최대 범위를 적용하여 설계 하였다.<sup>(3)</sup>

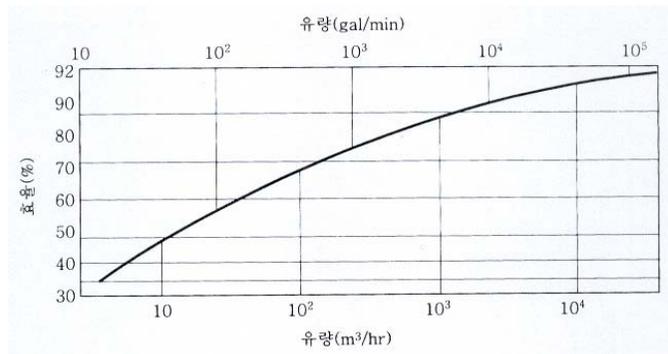


Fig. 2 토출량에 대한 펌프의 효율 곡선

이 처럼 정의되어진 개략적인 특성곡선을 통하여 실험 펌프의 성능을 구할 수 있다. 펌프의 개략적인 특성곡선은 Fig. 3 과 같이 정리되어진다. 이 성능곡선은 설계 점뿐만 아니라, 그 외의 범위에까지 펌프의 성능을 나타내는 곡선으로 일반적인 원심펌프에 쓰이는 형태이고, 본 연구에서도 토출량, 전 양정, 펌프효율을 도시한 일반적인 성능 곡선을 이용하여 최종적으로 펌프의 성능을 예측이 검증 작업에 활용 하였다.

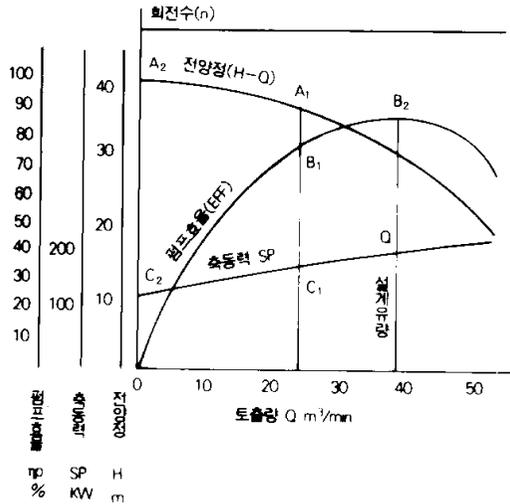


Fig. 3 펌프 성능곡선도의 일례

펌프의 설계점인 정격능력의 표시는 일반적으로 이용되는 전 양정, 토출량, 구동원동기의 용량을 정리 도시화 하였다. 또한 실험을 통하여 얻어진 전 양정과 토출량을 결과 치로 결정되는 이론동력을 이용하여 본 펌프의 효율을 결정하여 도시화 하였다.<sup>(3)</sup>

### 3. 실험 장치 설명

#### 3.1 실험 장치 및 실험 방법

실험은 Fig. 4 과 같이 일반적인 원심 펌프 압력, 토출 검사 실험 장치를 이용하여 수행하였다. 1.5m³ 체적의 절삭유 탱크를 제작하여 이 탱크 상단부에 침수형 실험 펌프를 안착할 수 있는 일정크기의 hole을 제작하여 실험 대상 펌프를 고정시켰다. 초기 구동 중 발생하는 모터의 추진력으로 펌프의 흔들림을 초기에 방지 하기위하여 탱크 상단에 펌프를 완전 고정 시키도록 하였다.

실험에 사용되어지는 연결구 및 배관은 펌프의 실 양정을 최대한 근접하게 측정하기 위하여 배관경은 펌프의 토출구와 동일한 크기의 nipple를 사용하였고, 배관 길이 또한 실험에 필요한 전장만 활용하도록 최대한 짧게 하였다. 그리고 유량 및 압력 측정을 위하여 사용되어지는 배관들을 직관으로 하여 배관 및 부속 등을 통한 배관 손실을 최소화 하도록 하였다.

펌프의 성능 실험은 압력 변환에 따른 유량을 측정 방법으로 사용되어지는 압력 조절장치는 압력 조정용 게이트 밸브를 부착하고 게이트 밸브 개폐를 통하여 변화되는 압력은 게이트 밸브 전방에 펌프 압력 범위( $1\sim 35\text{kg}/\text{cm}^2$ )에 맞는 압력계를 설치하여 눈금을 측정하였다. 게이트 밸브를 통하여 압력 조절된 절삭유의 토출 유량은 게이트 밸브 후방에 장착된 터빈 유량계를 이용하여 그 시점의 토출되어지는 토출 용량을 측정하였다.

그 외에 전동부의 성능은 펌프 모터에 부착되어진 단자대와 직결된 타코미터, 스피드 메타를 이용하여 측정하였다.

단, KS B 6301 펌프실험 규격 중 실시되어지는 흡입부에 대한 진공압 측정은 본 연구에서 다루려는 펌프가 입축, 침수형 펌프라는 특성으로 인하여 압력 측정이 현실적으로 불가능하므로 본 연구에서는 진공압 측정을 배제 하였다.

또한 원심 펌프 실험에 사용되는 유체가 실험 중 과도한 운전으로 인하여 사용유의 열 발생 혹은 동절기 운전에 따른 온도 저하로 인하여 점도 변화가 발생되면, 정확한 실험치 에 영향을 주므로 이와 같은 현상을 최대한으로 억제하여야 한다. 따라서 실험에서는 탱크내 사용유의 동일한 온도 유지를 위하여 가열 또는 냉각 장치를 설치하여야 한다 하지만, 본 연구의 실험 펌프는 토출되어지는 용량이 현저히 적

기 때문에 토출 순환되어지는 유량의 최대 용량범위 보다 약 10배 이상 큰 탱크를 이용하여 실험 중 최대한의 실험유의 온도를 동일하게 유지하여 온도에 따른 점도 변화를 없도록 하였다.<sup>(5)</sup>

본 연구를 위하여 이와 같은 실험 장치 및 실행된 펌프성능 측정방법은 KS B 6301인 원심 펌프, 사류 펌프 및 축류 펌프의 시험 및 검사 방법을 준하여 실행하였으며, 검사 항목은 양정 및 양수량, 축 동력, 펌프 효율, 운전 상태, 수압을 측정하였고, 시험용 액체는 시방 액체인 질삭유 (농도 9%)를 사용하였다.

KS B 6301의 검사 방법에 준하여 제작되어진 시험 장치를 이용하여 성능실험을 행하였고, 정밀한 성능곡선을 작성하기 위하여서는 압력 변화에 따른 유량을 측정하여 성능곡선표를 작성하였고, 실험 방법은 다음과 같이 진행하였다.

먼저 펌프의 토출측 밸브를 완전 폐쇄하여 유량을 0으로 하고 펌프를 가동시키면서 토출 측의 압력계의 수치가 점차적으로 증가하여 일정 시간이 지나면 압력계의 수치가 고정된다. 이때의 압력을 최고 압력으로 선정하여 이 압력의 10%씩 증감시켜 체결된 유량과 이 체결점에서의 전류계(A), 전압계(kV), 역률계(%)를 이용하여 수치를 입력한다. 이와 같은 동일한 방법으로 압력을 0%에서부터 10%씩 증감시켜서 압력 점을 100%까지 측정하여 10개의 압력 지점에서 수치를 구하는 방법으로 진행하였다.<sup>(2)</sup>

위와 같은 실험 방법을 순차적으로 진행하여 대상 펌프의 입력 데이터를 정리하고, 이 값을 통하여 펌프의 성능 곡선을 작성한다.

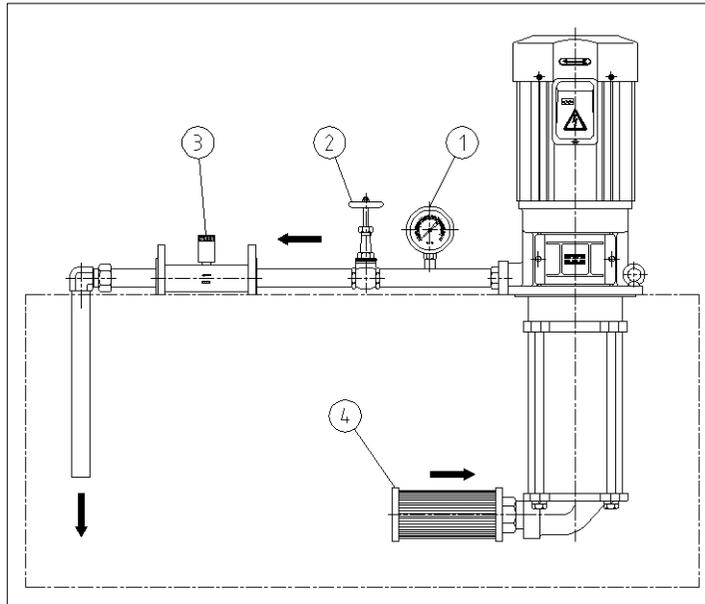


Fig. 4 펌프 성능 실험 개략도

◎ 실험 장치 내용

① 압력계 (0~35kg/cm<sup>2</sup>)

② 압력 조정 밸브 (게이트 밸브)

③ 터빈 유량계 (150liter)

④ 흡입 필터

⑤ 모터 입력 측정 장치: RPM메타, 전류계, 전압계, 역률계

### 3.2 펌프 구조 설명

본 연구에 사용된 펌프는 일반적인 원심펌프의 구조로 전기 동력원에 의하여 케이싱 내에서 회전되는 회전차의 원심력에 의해서 액체에 발생하는 속도 에너지를 압력 에너지를 변화시켜 공급해 주어 높은 곳으로 양수하거나 먼 곳으로 압송하는 펌프로서, 일명 소용돌이 펌프라고도 한다.

원심펌프는 다른 종류의 펌프에 비하여 구조, 작용, 원심 및 그밖에

여러 가지 면에서 뛰어난 이점을 많이 가지고 있기 때문에 가장 많이 사용되고 있으며, 그 용도도 광범위하다.

원심펌프는 축의 형태에 따라 구분이 되는데 펌프의 주축이 수평일 때를 횡축(horizontal type)펌프, 수직일 때를 입축(vertical type)펌프라 하는데 일반적으로 대부분의 펌프는 횡축을 사용하지만, 심정용이나, 오수용 펌프는 입축이 사용된다. 본 연구에서 사용된 원심형 다단펌프도 심정용, 오수용으로 사용되는 구조와 마찬가지로 적용되는 설치장소가 협소하고 송출 양정이 높아서 공동현상이 생길 염려가 있으므로 주축이 입축인 펌프의 구조이다.

또한 제작상 높은 송출 압력을 원할 경우에는 회전차를 고속화하여 한 개의 회전차로 높은 압력을 만들 수 있지만, 이 한 개의 회전차로 충분한 압력을 낼 수 없는 경우 Fig. 5 와 같이 한 개의 축에 직렬로 배치된 여러 개의 회전차를 순차적으로 물이 지나감으로써 한 개의 회전차에서 얻어지는 압력을 가압시켜 고압을 얻는 구조로 사용하는데 본 실험 펌프 또한 회전차를 직렬 배치 시키 형태이다.

펌프의 내부 구조는 먼저 원심 펌프의 회전차인 임펠러의 형상은 전 후면의 측판이 있는 폐쇄형(closed type)이며, 고온의 액체를 양수하거나 또는 고속회전이 가능하도록 펌프의 회전차를 스테인레스강을 사용하였다. 또한 회전차로부터 유출하는 액체를 와류실로 유도하여 액체의 속도 에너지를 송출에 적합한 압력 에너지로 변화시켜 주는 임펠러의 안내깃 또한 측판과 동일한 스테인레스강으로 제작되어졌다.

그리고 이 회전차의 안내깃으로부터 송출된 유체는 케이싱의 안내깃을 통하는데 케이싱은 임펠러의 안내깃 등으로부터의 수류를 모아서 토출관으로 송출하는 것이 목적이지만, 그 속도수두의 일부분을 압력수두로 전환하는 역할도 한다. 케이싱의 구조는 물이 회전차와 회전차

사이를 반복적으로 유턴해야만 한다. 그 부분은 회전차 출구와 입구에 각각 연결되는 정교한 안내 길을 가진 유로와 유턴부분의 귀환 유로로 구성된다.<sup>(3)</sup>

이와 같이 회전차와 이 유로와의 한 조합을 단 (stage)이라고 부르며 한단일 경우에는 단단펌프라 하고 2단 이상의 단이 직결되어진 다단의 구조의 다단펌프로 구분되어지는데 본 연구 또한 얻고자 하는 송출 압력 성능 실현을 위하여 2단 이상의 단이 직결되어진 다단펌프를 채택하였다.

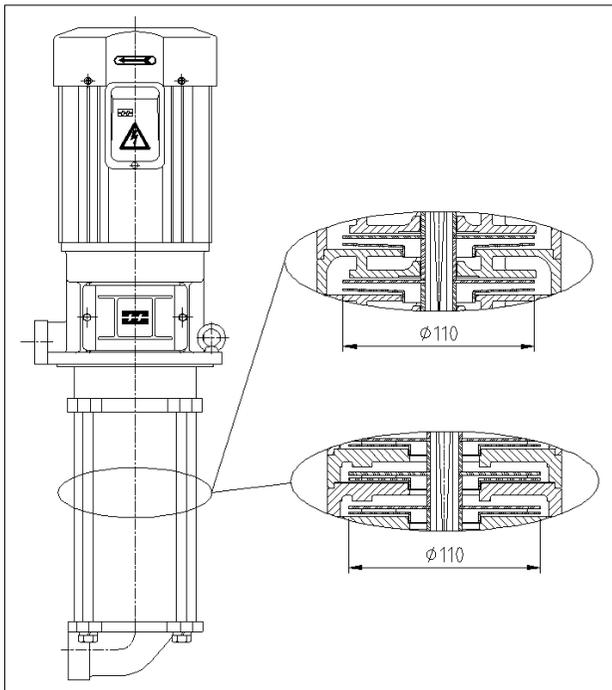


Fig. 5 펌프 단면도



Fig. 6 펌프 내부

실험대상 펌프인 침수형 원심다단펌프는 Fig. 6 과 같은 형태로서 실험 중 성능 실현 및 설계 시방의 준하여 케이싱 모델을 Fig. 5 의

케이싱 형태처럼 두 가지 형태로 구분하여 실험을 하였고, 각각의 케이싱에 대한 설명은 다음과 같다.

### 3.2.1 케이싱 C-I의 구조 설명

외경  $\phi 110$  밀폐형 임펠러를 통과한 유체는 구동 임펠러의 외경보다 내경을  $\phi 112$ 로 크게 제작한 케이싱으로 유로 내부에 안내깃이 유체를 유턴 시켜주는데 케이싱의 안내깃은 상측과 하측면이 밀폐되어진 밀폐형 케이싱 형태이다.

구조상 본 연구에서 다루고자 하는 공작기계용 펌프로 케이싱의 안내깃을 밀폐형으로 함에 따라 그 만큼의 케이싱이 높이가 증가되어지게 되고, 펌프 또한 침수되어지는 깊이가 증가되어진다. 이에 따라 업체에서 요구하는 시방상 펌프의 탱크 침수 깊이에 제한으로 인하여 케이싱의 외형 설계상 문제와 임펠러의 완벽한 성능 실현을 일치시켜야 하는 문제점이 존재하게 된다.

하지만 C-I 케이싱은 본 연구 실험 결과 값을 통하여 알 수 있듯이 임펠러를 통한 유체가 밀폐되어진 케이싱을 통하여 이송되어지는 토출량은 모델 C-II, III와 같은 개방형 형태의 케이싱에 비하여 그 량이 많게 나타는데, 그 만큼 회전차를 통과한 유체의 누설되는 량이 적다는 장점을 갖고 있다.

펌프 케이싱에 대한 선정 방법은 설계시방에서 언급한 펌프의 적층 높이와 양정에 대비한 토출량, 이 두 가지 문제점을 실험을 통하여 얻어진 결과 치로 설계시방의 설계 점에 만족하며, 업체 시방에 일치되는 케이싱을 선정하여야 한다.

### 3.2.2 케이싱 C-II 및 C-III의 구조 설명

케이싱 모델 C-II과 C-III 은 모델 C-I와 동일한 구조의 밀폐형 임펠러를 통과한 유체가 펌프 적층 높이의 설계 제한에 따라 최대한의 임펠러 성능을 유지하면서 적층되어지는 높이를 시방에 일치하기 위하여 케이싱의 밀폐형 설계에서 상측 면을 제거한 안내깃 형상만이 존재하는 개방형태의 케이싱 안내깃을 통하여 송출되어지는 구조로 하였다.

먼저, C-II 케이싱은 안내깃 형상의 외치수가 임펠러의 외경과 동일한  $\phi 110$ 의 치수를 가지므로 임펠러를 통과하여 유턴되는 유체의 흐름이 안정적으로 보장되어지지 못한다는 단점을 갖고 있다.

그래서 이 와 같은 문제점을 보완하기 위하여 C-III의 케이싱은 안내깃의 외치수를 케이싱 내경 말단 측까지 형상을 연장 제작하여 유턴되어지는 유체의 흐름을 안정적인 유속으로 흐르게 하고자 하였다.

이와 같은 구조를 통하여 위에서 언급한 바와 같이 장착 탱크의 침수 깊이를 만족하는 구조로 조립이 가능해 지지만, 다음에 설명되어진 실험 결과 치에서 알 수 있듯이 밀폐형 케이싱에 비하여 개방형 케이싱의 토출량 저하는 예상되어진다. 이에 대한 실험 내용의 설명 및 각 모델에 대한 성능곡선은 결과 및 고찰을 통하여 다시 한 번 언급하기로 한다.

이처럼 세 가지 모델별로 제작되어진 케이싱의 형상은 3차원 설계를 통하여 아래의 Fig. 7(C-I), Fig. 8(C-II), Fig. 9(C-III) 그림과 같이 외형 설계 되어졌고, 이 세 가지 모델을 바탕으로 제작되어진 펌프들의 형태별로 실험되어진 구조에 대한 내용은 Table 1. 과 같이 정리하여 분류하였다.

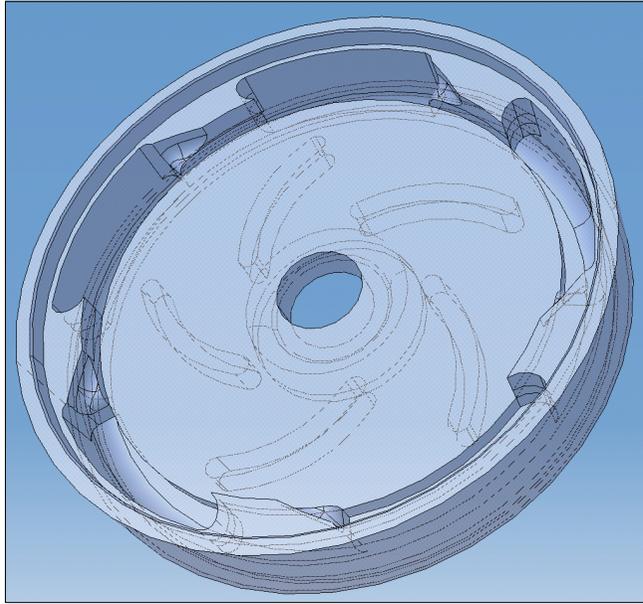


Fig. 7 모델 C-I 케이싱

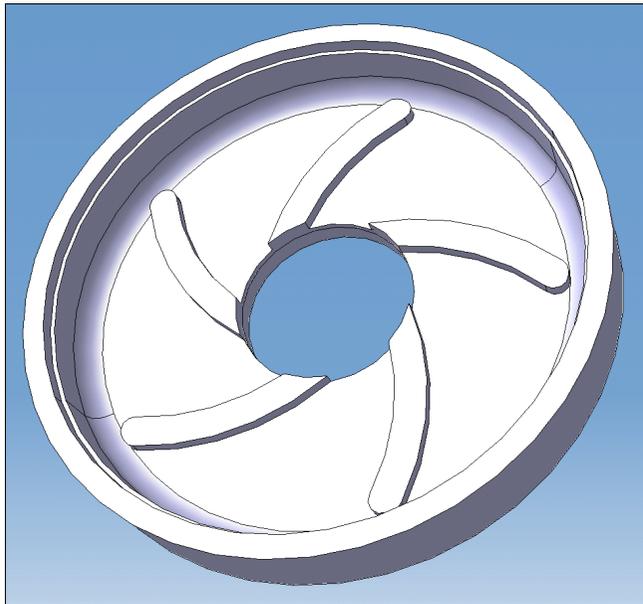


Fig. 8 모델 C-II 케이싱

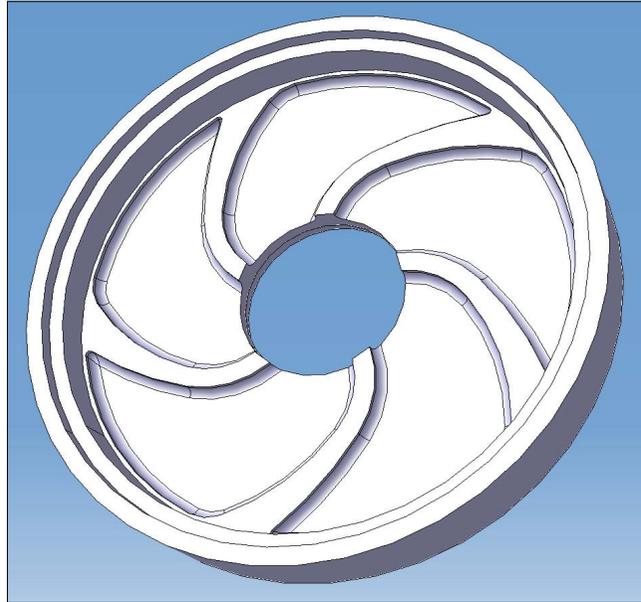


Fig. 9 모델 C-III 케이싱

#### 4. 결과 및 고찰

위에서 논한 KS B 6301에 준하여 제작된 실험 장치를 통하여 얻어진 결과 치를 이용하여 펌프 성능곡선을 구하는데 이 성능곡선은 펌프의 규정 회전수 (부하 변동에 따라서 다소는 변동이 생기지만 거의 일정하다) 에서의 토출량 과 전 양정, 펌프 효율 등의 관계를 이용하여 도시화 하였다.

성능곡선은 먼저 횡축상의 임의의 토출량에서 올려 그린 수직선이 각 성능곡선과 만나는 점이 그 토출량에서의 전양정, 펌프효율을 나타내었다.

결과에서 명확한 것은 토출량이 큰 범위에서 운전되면 펌프가 낼 수 있는 전양정은 감소하고, 역으로 토출량이 작은 범위에서 운전되면 펌프가 낼 수 있는 전양정은 증대하며 토출량이 0(zero)인 체결 점에서는

거의 최고가 되지만 펌프효율은 0으로 그때의 소요 동력은 유효한 펌프일이 아니라 대부분이 열로 낭비되어 버린다. 펌프 효율은 설계유량 Q에서 최대값을 가지므로 그 부근에서 운전하는 것이 가장 합리적이며, 본 연구에서 다루고자하는 원심 다단 펌프는 다음에 기술하는 과열현상, 과부하, 진동, 캐비테이션 등이 없는 광범위한 조건에서 사용이 가능하여야 한다.<sup>(3)</sup>

또한 본 실험에서 나타나는 펌프효율은 펌프양정이 전부 유효하게 이용되는 경우의 값이므로 실제 펌프는 밸브 조작 등에 의한 손실로 이용효율은 성능곡선도의 값보다는 낮아진다고 보아야 한다.

케이싱 구조 설명에서 논한 바와 같이 총 3가지의 케이싱 모델을 바탕으로 9가지 모델의 펌프를 성능 실험하였으며, 그 모델별 케이싱과 적층 수량 그리고 임펠러의 간단한 구조에 대한 분류는 Table 1과 같이 분류 정리 되어진다.

**Table 1** 모델별 펌프 구조

Model	Casing Model	Impeller vane 두께 (mm) (출구~입구)	Stage
H-I	C-I	3~4	13 stage
H-II	C-I	3~4 (6ea) 2~3 (7ea)	13 stage
H-III	C-I	2~3	13 stage
H-IV	C-I	2~3 (흡입구경 $\phi 35$ )	13 stage
H-V	C-II	2~3 (흡입 $\phi 35$ )	16 stage
H-VI	C-II	2~3	16 stage
H-VII	C-III	2~3	16 stage
H-VIII	C-III	2	13 stage

Table 1은 케이싱뿐만 아니라, 임펠러의 두께 및 적층 수량은 케이싱과 상관하여 발생되어지는 성능상 문제점을 지속적인 시행착오를 통하여 변경을 하였고, Table 1 임펠러에서 나타난 두께 치수의 후자는 임펠러 흡입부의 베인의 높이이고, 전자의 치수는 임펠러 토출부의 베인의 높이를 나타낸 값이다. 그리고 다양한 실험의 결과를 얻기 위하여 한 종류의 임펠러뿐만 아니라, 두 종의 임펠러를 모델 H-II와 같이 적층 하였고, 모터의 최고 효율에 만족 시키는 임펠러의 단수도 증가 증감 시키면서 펌프의 설계시방에 만족하는 최고의 설계 점을 구하여 보았다.

이와 같이 다양한 모델을 통하여 얻어진 값은 펌프의 형식결정에서 논한 성능곡선 정의와 같이 얻어지는 결과 치를 토출량에 따른 양정, 토출량에 따른 펌프 효율로 정리하였고 그 성능곡선은 아래와 같이 분류 되어진다. Table 1 에서 정리한 모델 순서대로 성능곡선을 도시화 하였다.

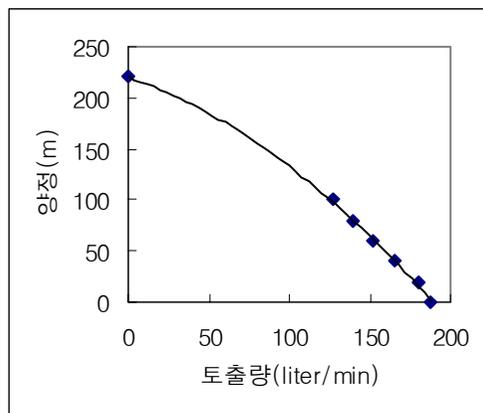


Fig. 10 Total head/Capacity H- I

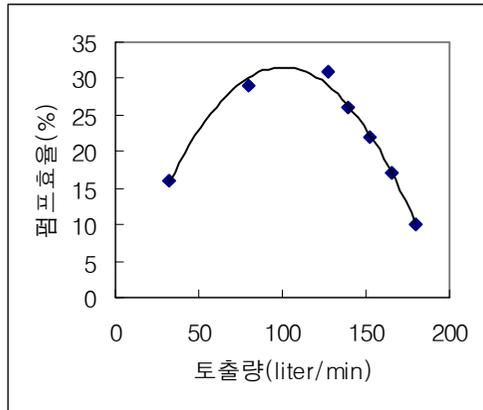


Fig. 11 Pump efficiency/Capacity H- I

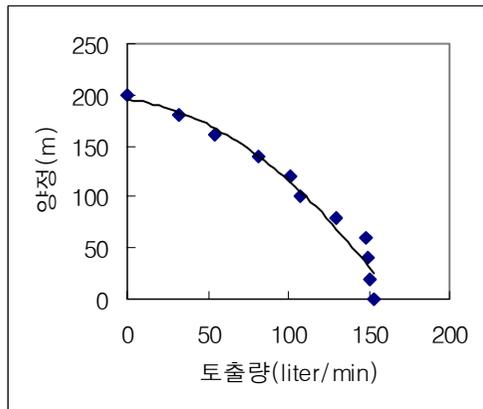


Fig. 12 Total head/Capacity H- II

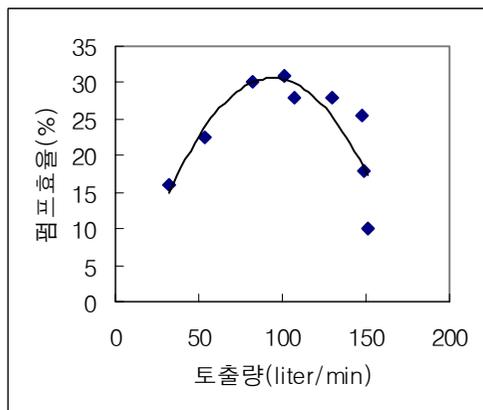
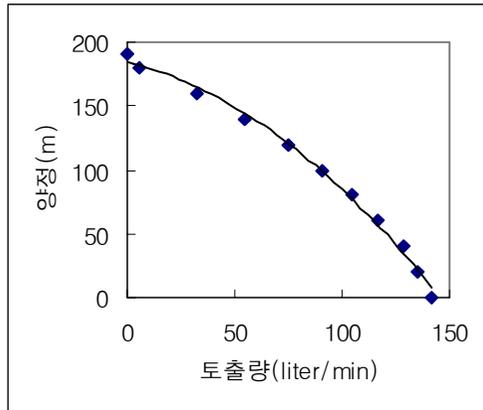
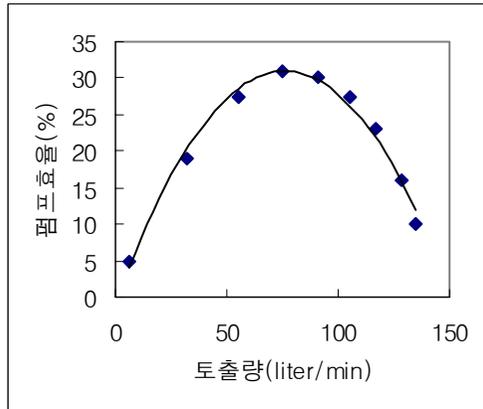


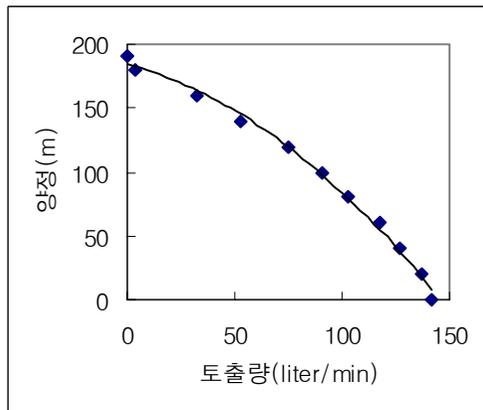
Fig. 13 Pump efficiency/Capacity H- II



**Fig. 14** Total head/Capacity H-III



**Fig. 15** Pump efficiency/Capacity H-III



**Fig. 16** Total head/Capacity H-IV

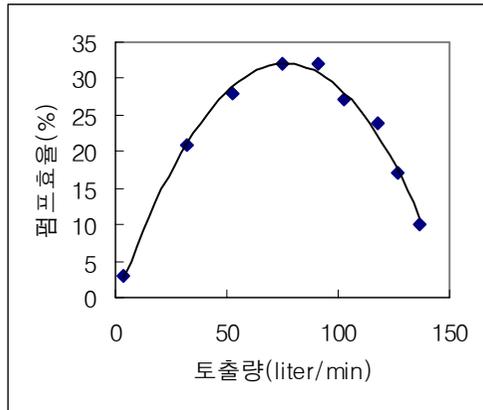


Fig. 17 Pump efficiency/Capacity H-IV

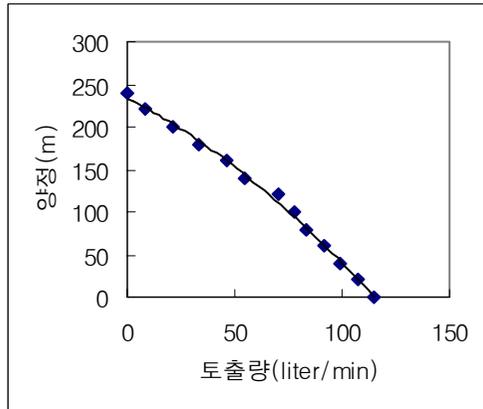


Fig. 18 Total head/Capacity H- V

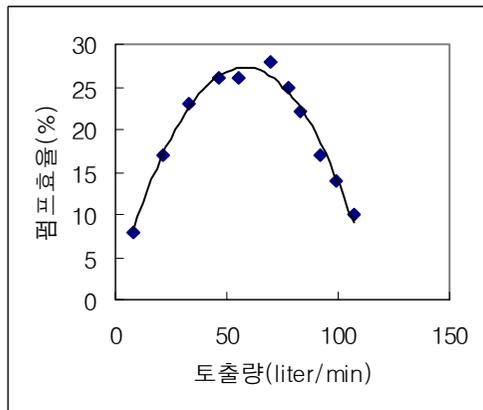
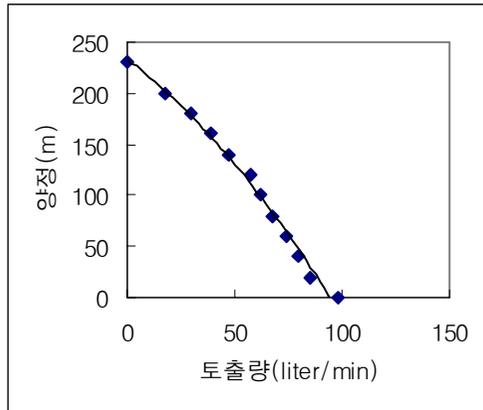
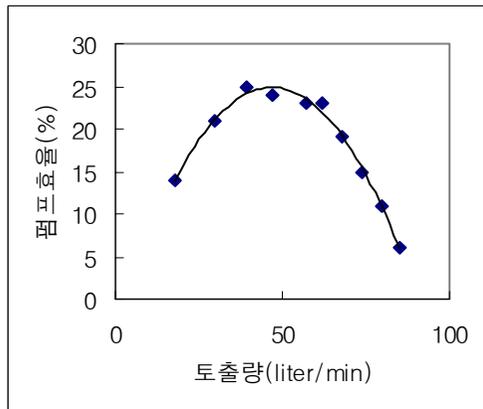


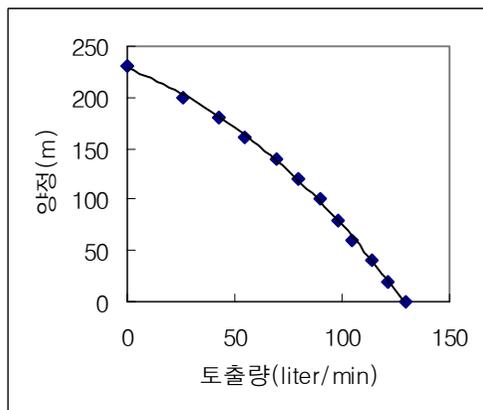
Fig. 19 Pump efficiency/Capacity H-V



**Fig. 20** Total head/Capacity H-VI



**Fig. 21** Pump efficiency/Capacity H-VI



**Fig. 22** Total head/Capacity H-VII

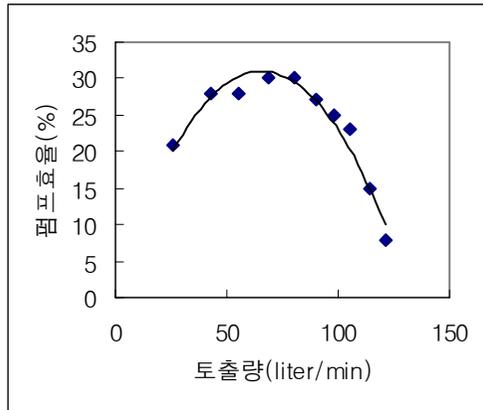


Fig. 23 Pump efficiency/Capacity H-VII

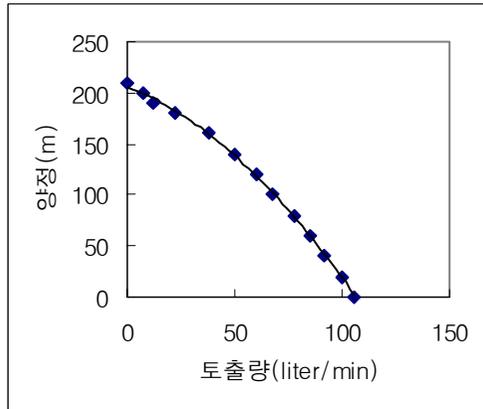


Fig. 24 Total head/Capacity H-VIII

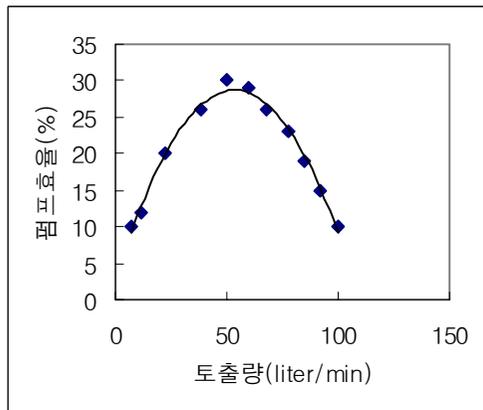


Fig. 25 Pump efficiency/Capacity H-VIII

본 실험을 통하여 얻어진 곡선은 각 지점 별 얻어지 데이터를 통하여 각 값에 만족하는 3차원 방정식을 통하여 성능 곡선을 추가적으로 나타내었다. 케이싱 모델 C-I 을 사용한 펌프 모델 H-I, H-II, H-III, H-IV 는 임펠러 회전차를 통과한 유체가 밀폐형 케이싱 회전차로 유턴됨으로 토출되어지는 최대 유체의 량은 140liter/min이상의 값을 나타내고 있다. 또한 Table 1에서 분류한 임펠러 두께가 3~4 인 경우에는 토출되어지는 최대 유체의 량이 200liter/min 에 가깝게 토출되어졌다. 실험을 통한 결과 치로 알 수 있듯이 유턴되어지는 케이싱의 안내깃을 밀폐형으로 제작 할 경우 누설되어지는 유체의 량이 적어져 대용량의 유량을 원하는 경우에는 적절한 케이싱 구조이나, 이와 같은 양정에 대비한 토출량의 증가는 펌프 모터의 과부하를 초래하게 되는 원인이 되어 펌프 모터의 과부하를 개선하기 위하여 케이싱 구조를 C-II와 C-III과 같은 형태를 선정하였다.

또한 모델 H-II는 다양한 펌프의 실험값을 얻고자 베인의 높이가 서로 다른 두 종의 임펠러를 이용하였으나, Fig 2, Fig 3 처럼 양정-토출량의 결과치가 최대 토출량에 가까워질수록 얻어진 값들이 적당한 증감을 나타내지 못하고 안정적인 성능 곡선에서도 많은 편차를 두며 불안정한 값들을 나타내었다.

그 외의 케이싱 모델 C-II를 이용한 펌프 모델 H-V와 H-VI은 케이싱의 안내형상을 임펠러 외경과 일치시켜 임펠러 통하여 토출되어진 유체가 안정적으로 케이싱 안내깃으로 유턴을 하지 못하여서 설계 값에 만족하는 토출량을 실현 시키지 못하였다. 이와 같은 개방형 케이싱 형태는 밀폐형 케이싱에 비하여 최대 토출량이 40% 가까이 저하되어 최대 토출량이 100liter/min 이하의 저유량을 토출하게 되었다. 또한 이 케이싱 모델을 통하여 임펠러 단을 최고 16단까지 장착을 하였

으나, 케이싱내의 과도한 내부 손실 발생으로 최고의 압력을 실현하지는 못하였다.

따라서 케이싱 구조를 모델 C-Ⅲ과 같이 안내깃 형상을 케이싱의 내부 말단까지 연장을 시켜 유턴되어지는 유체의 안정적인 유속 흐름을 피하려 하였고, 이 C-Ⅲ 모델의 케이싱을 두 가지 형태의 임펠러로 실험을 하였다.

먼저 임펠러 베인의 높이를 2mm 로 동일하게 한 경우 흡입되어지는 유체의 면적과 토출되어지는 유체의 면적이 불일치하여 임펠러 안내깃 형상의 손실을 초래함에 따라 토출량이 현저히 줄어들게 되었다.

따라서 임펠러의 두께를 2~3mm로 하여 최대한 토출되어지는 유체의 단면적을 동일한 면적을 유지시켜 토출되어지는 임펠러 형상에서는 안정적인 토출량과 성능곡선을 나타게 되었다. 이는 임펠러 내부에 발생되어지는 손실 수두를 최대한 줄임으로 그 임펠러의 최대 압력 상승과 토출량의 향상 효과를 꾀할 수 있었다.

그 모델인 케이싱 C-Ⅲ을 사용하는 펌프 H-Ⅶ은 앞에서 언급한 업체의 펌프시방에 약 15%의 초과한 설계 점에서의 성능을 나타내지만, 펌프를 사용 중 발생할 수 있는 과열현상, 과부하, 진동, 캐비테이션 등을 고려하고, 또한 본 실험에서 나타나는 성능효율은 펌프양정이 전부 유효하게 이용되는 경우의 값이므로 실제 펌프는 밸브 조작 등에 의한 손실로 실험에 따른 성능곡선도의 값보다는 낮아진다고 보아야 한다. 그러므로 실험의 성능오차와 밸브 조작 시 발생할 수 있는 손실을 예상 할 경우 시방에 유사하다고 결론지이지고 또한 업체의 펌프 장착시 예상되어지는 각각의 변수로 이 모델 H-Ⅶ을 제작 펌프로 선정하기로 하였다.

이와 같은 선정되어진 펌프는 KS B 6301 규격에 의한 실험 방법을

통하여 얻어짐에 따라 신뢰 할 수 있는 펌프의 성능곡선이라고 볼 수 있다. 하지만, 이와 같은 펌프의 성능과 설계 값을 얻기 위하여 투자되어지는 제작 기간과 투자비용은 펌프 제작업체로써는 크나큰 손실로 작용되어 질 수 있고, 이를 최대한 단축하는 것이 현재 펌프 제작 업체의 가장 큰 숙제이기도 하다.

따라서 위 8가지의 모델을 통하여 얻어진 실험 결과와 모델 중 업체 시방에 최대한 일치하며, 펌프의 성능 또한 최고의 성능을 나타낸 펌프의 실험값을 이용하여 이 후에 개발 제작되어지는 펌프의 성능을 미리 예측할 수 있는 방법을 검토하기로 하였다. 원심 펌프에 대하여 기존 문헌 혹은 논문을 통하여 발표된 이론적 혹은 준 경험적인 성능 예측 계산식을 본 공작기계용 침수형 입축 다단펌프 특성에 맞도록 변수를 조정하여 간단한 설계 값으로도 미리 성능을 예측해 보기로 하였고, 변수가 조정된 계산식을 이용하여 위에서 실험한 펌프의 데이터와 검증하는 작업을 거쳐 성능 예측 기법을 정의하기로 하였다.

#### 4.1 성능예측 방법

현재까지의 원심펌프에 대한 성능예측은 주로 대부분 업체에서 실시하고 있는 기법들은 기존의 펌프 형상에 대한 자료 분포들을 주로 비교 회전 속도에 대한 함수 형태로 표현된 식을 기초로 하여 비슷한 모델의 펌프의 설계 점과 탈설계점을 예측하고 있는 정도로 비교적 근사한 값을 얻어 낼 수는 있지만 그 상대오차 범위가 넓고 신뢰할 수 있는 값이 아니므로 실제 제품 제작을 통하여 이차 검증을 하여야 했다.

그리고 지속적인 유체 해석 관련 프로그램의 발전에 따라 3차원 유동 효과를 고려한 유동 방정식을 직접 해석하게 이르렀다. 하지만 심한 곡률을 갖는 임펠러와 케이싱 그리고 회전에 대한 난류 모델링이

아직 정확하지 못하기 때문에 이를 이용해서 초기 설계를 수행한다는 것은 아직 어려운 상태이다.

따라서 본 연구에서는 먼저 기존에 소개되어진 이론적인 수두식과 준 경험적인 관계식을 통하여 원심 다단 펌프의 성능을 예측하기로 하였다.

먼저 다루고자 하는 원심펌프의 전체 수두를 예측하기 위해서는 이론적 수두 즉 오일러 수두와 수력학적 손실을 계산해야 한다. 오일러 수두를 통하여 임펠러 입, 출구에서 유동의 속도 삼각형에 의해 유체의 물 성치를 계산할 수 있고 그 식은 다음과 같다.

#### 4.1.1 이론적인 수두( $\Delta h_{Euler}$ ) 계산

$$\Delta h_{Euler} = (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) / g$$

본 연구에서 오일러 공식으로 얻어진 이론적 수두는 실제로 나타나는 수두(H) 사이에는 위와 같은 관계가 성립된다. 하지만 좀 더 실제적이라고 생각되는 Wiesner의 실험식에 의한 미끄럼계수를 고려한다면 다음식과 같이 정리가 되며, 본 연구에서도 Wiesner의 공식을 이용하여 미끄럼 영향을 적용하였다.

$$H_{th} = \frac{[C_{u2\infty} - u_{2m}(1 - \sigma)]u_{2m}}{g}$$

Wiesner의 공식을 통하여 얻어진 이론 수두 값에 펌프 내부에서 발생하는 손실 값과의 관계는 다음에 소개되는 수두 식과 같이 간단히

정리되어지고 이 정리 식을 이용하여 본 연구에 적용되는 원심펌프에 성능을 예측하기로 하였다.<sup>(2)</sup>

$$H = \Delta h_{Euler} - \sum \Delta h_{Loss}$$

여기서,  $\sum \Delta h_{Loss}$  는 펌프 내부에서 발생하는 수력학적 손실들의 총합을 나타내는 것이며, 각종 손실 모델을 통하여 펌프 내부에서의 부분별 손실 수두를 계산 화하는 과정을 거치게 되어지고, 그 손실 모델에 대한 설명은 아래와 같이 정리된다.

#### 4.1.2 원심펌프의 손실

원심펌프의 수력손실에는 펌프의 흡입노즐에서 송출 노즐에 이르는 유로면의 마찰손실, 임펠러, 안내깃, 케이싱이 송출노즐을 흐르는 부차손실(와류손실) 및 임펠러 입구와 출구에서의 충돌손실이 있다. 마찰손실은 고정 유로와 임펠러 깃 사이의 유로에서 일어나는 손실이다.

본 연구에서는 이와 같이 기존 연구와 문헌을 통하여 정리된 손실 모델 외에 지속적인 실험에 의하여 얻어진 준 경험적인 손실 값을 포함하여 적용하였다. 그리고 그 손실에 대한 모델은 오형우, 정명균의 ‘양(단)흡입 원심펌프의 성능예측’<sup>(3)</sup>에 대한 연구 논문의 손실 모델 값을 발취하여 본 연구에서 논하고자 하는 원심 다단펌프에 적용하였다.

발생되는 계수 값을 반복 계산을 통하여 본 연구 원심펌프의 실험값과 최대한 일치되어지는 결과치 얻어 이 데이터로 각종 계수를 정리화하는 작업을 거쳤다. 오형우, 정명균의 ‘양(단)흡입 원심펌프의 성능예측’에서 정리되어진 손실 모델에 대한 정리 식은 Table 2 와 같다.

Table 2 각종 손실 모델

손실 부분	손실 모델	참 고
입구 충돌 손실	$h_{sl} = \xi_2 A \frac{v_{in}^2}{2g}$ $\xi_2 = 0.2 \sim 0.3$	Rathod and Donovan
입사각 손실	$h_{inc} = (0.9 \sim 0.97) \times \frac{w^2}{2g}$	오형우, 정명균
블레이드 손실	$h_{bl} = 0.05 \frac{D^2 U^2}{2g}$	오형우, 정명균
표면 마찰 손실	$h_{sf} = 5.6 C_f \frac{L}{D} \frac{W^2}{2g}$	오형우, 정명균
블류트 손실	$h_{exp} = \zeta \frac{(V_{in} - V_{th})^2 + V_{in}^2}{2g}$ $\zeta = 0.55 \sim 1.0$ $h_{ent} = \frac{(V_{th} - V_{exit})^2}{2g}$ $h_{skin} = \xi C_f \frac{S_{wet}}{A_{th}} \frac{V_{th}^2}{2g}$ $\xi = 0.2 \sim 0.5$	Takagi et al.

위에서 논한 연구 논문의 계수 값의 범위는 일반적인 양(단) 흡입 원심 펌프 대상으로 작성되어 계수의 폭이 넓으므로 본 연구에서 다루고자 하는 침수형 입축 펌프에 적용하여 성능을 예측하기에는 반복 실

행되는 오차 횡수가 많으므로, 본 연구에서는 미리 예측 할 수 있는 계수 범위를 정하여 오차 횡수를 좁혀서 최대한 근접되어진 계수를 반복 계산을 하여 확정적인 계수를 산출하였다.

먼저, 입구 굴곡에 충돌 손실의 원인은 입구, 출구에서의 유량이 일정하지 못하게 되면 유속 되어지는 유량 변화에 따라 속도의 크기와 방향이 변하게 되는데, 이에 따른 속도변화량에 의하여 발생되어지는 손실 값이다. 충돌 손실 값을 최소로 하기 위해서는 회전차의 입, 출구의 유속 면적을 일정하게 유지할 수 있도록 설계되어져야 한다. 본 연구의 회전차인 임펠러는 흡입부인 입구와 토출부인 출구의 면적을 동일하게 설계 되어짐에 따라 입구 굴곡에 의한 충돌 손실을 최소화 하였으므로 이에 적용되어지는 계수의 범위의 값을 최소 값을 일차 값으로 설정하였다.<sup>(2)</sup>

입사각 손실에서의 유로폐쇄 계수의 범위는 보통 0.9~0.97의 값을 취하지만, 대부분 원심펌프 값은 유로폐쇄 계수를 0.95 값을 취하기 때문에 본 손실 값도 0.95 값을 취하였다.

또한, 안내깃에서의 손실인 블레이드 손실은 마찰과 와류에 의한 수두손실 이외에 충격작용에 의한 손실이 상당히 높은 비율을 차지하는 특색이 있다. 즉 마찰 및 와류에 의한 수력의 손실은 양수량 제곱에 비례하고 충격작용에 의한 손실은 유량변화에 따라서 격심하게 된다. 정격유량의 전후에서는 충격이 거의 일어나지 않으나 수량의 증감에 의하여 유량경로가 설계된 상태와 다르게 되면 심한 충격작용을 일으켜 손실이 증대하므로 정확한 성능 예측부분인 정격 유량부 전후를 위주로 선정하여 손실을 검토 하였다.<sup>(2)</sup>

표면 마찰 손실은 선정되어진 재질에 의하여 정리가 됨에 따라 선정 되어지는 계수의 범위는 축류 유동과 표면이 매끄러운 스테인레스 재

질에 따른 검토로 반복 계산을 통하여 계수 값을 접근 하였다.

마지막으로 볼류트 손실은 펌프의 전양정에서 볼류트에 있어서의 운동에너지를 뺀 값과 웨어링 위치에서 케이싱까지의 사이에서 가해진 압력에너지를 나타내고, 또한 최고효율점에서 운전되는 펌프의 압력차를 구하는 경험식으로는 Stepanoff의 식<sup>(7)</sup> 으로 구하여지지만, 이 경험식을 이용할 경우 압력차로 인하여 구하여진 값과 기타 손실 값과의 계산관계가 실험치 와 많이 벗어나 설계점보다 적은 값의 손실이 예측되므로 본 연구에서는 오형우, 정명균의 ‘양(단)흡입 원심펌프의 성능 예측’에서 논한 Takagi et al.<sup>(6)</sup> 세 가지 손실 예측을 구분화 하여 적용하였다.

오형우, 정명균의 ‘양(단)흡입 원심 펌프 성능예측’에서 정의된 내부 손실의 다섯 가지 모델별 정리된 독립변수를 위에서 논한바와 같이 예측되어지는 계수범위를 통하여 실험치 와 성능을 예측하였으나, 최대 10%이상의 성능 예측 오차가 발생하게 되었다.

따라서 예측 오차의 범위를 줄이기 위하여 Table 2에서 논한 계수의 범위를 축소하여야 하는데 그 방법은 Fig 26 와 같은 순서도의 흐름을 통하여 단계별로 반복적인 계수 조정을 하였고, 계수 결정 방법은 실험을 통하여 얻은 데이터와 손실 모델의 계수 값이 최대로 근접된 범위 영역을 구하기로 하였다.

본 연구에서 다루고자 하는 원심 다단펌프의 계수를 만족하기 위하여 계산되어지는 과정은 Fig 26 으로 간단히 설명되고, 그 과정은 다음과 같이 진행하였다.

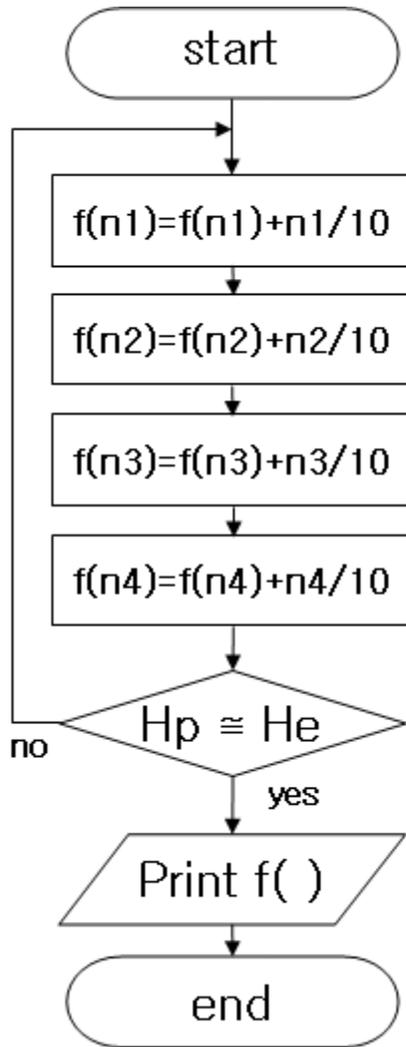


Fig. 26 계수 설정 순서도

여기서  $f(n1)$ 는 입구 충돌 손실계수로  $\xi_2=0.2\sim0.3$ 의 값이고,  $f(n2)$ 는 표면 마찰 계수 값이며,  $f(n3)$ 는 볼류트 팽창계수로  $\zeta=0.55\sim1.0$ 의 값이며, 마지막으로  $f(n4)$ 는 벨류트 표면 마찰 계수로서  $\xi=0.2\sim0.5$ 의 값인데, 이들의 계수의 범위를 10등분하여 최소값에서 10등분의 증분 값을 더하여 계수의 값을 실험값에 근사하게

접근되어지는 것으로 진행하였고, 최종적으로 실험 수두 값과 성능예측에 활용된 Wiesner의 공식을 통한  $H = \Delta h_{Euler} - \sum \Delta h_{Loss}$ 의 수두 근사 여부를 검토하였다. 이와 같이 오형우, 정명균의 ‘양(단)흡입 원심 펌프 성능예측’에서 정의된 예측방법을 본 연구에 활용한 침수형 입축 원심 다단펌프 실험을 통하여 얻어진 데이터 값으로 비교하여 타당성을 검토하기로 하였고, 이 와 같은 방법을 통하여 얻어진 변형 손실 모델 값은 Table 3과 같이 정리 되어진다.

**Table 3** 각종 손실 모델

손실 부분	손실 모델	참 고
입구 충돌 손실	$h_{sl} = \xi_2 \Delta \frac{v_{2a}^2}{2g}, \quad \xi_2 = 0.2$	Rathod and Donovan
입사각 손실	$h_{inc} = 0.95 \times \frac{w^2}{2g}$	오형우, 정명균
블레이드 손실	$h_{bl} = 0.05 \frac{D^2 U^2}{2g}$	오형우, 정명균
표면 마찰 손실	$h_{sf} = 5.6 C_f \frac{L}{D} \frac{W^2}{2g}, \quad C_f = 0.05$	오형우, 정명균
볼류트 손실	$h_{exp} = \zeta \frac{(V_{i2} - V_{th})^2 + V_{m2}^2}{2g},$ $\zeta = 0.55$ $h_{enl} = \frac{(V_{th} - V_{exit})^2}{2g}$ $h_{skin} = \xi C_f \frac{S_{vol}}{A_{th}} \frac{V_{th}^2}{2g},$ $\xi = 0.23$	Takagi et al.

또한 이차적인 검증 방법으로 유동해석을 수행할 수 있는 범용 전산 유체해석 프로그램 (CFD)을 통하여 얻어진 펌프의 예측 성능과 추가 비교를 통하여 손실 모델을 정하였다.

먼저 이와 같이 정리되어진 다섯 가지의 손실 모델로 수행된 성능 예측 방법의 타당성을 위에서 논한 설계 시방과 가장 근접한 실험 모델 C-VII의 펌프 실험 치를 통하여 이용하여 검증을 하기로 하고, 검증을 통하여 얻어진 펌프의 토출량과 양정간의 성능 곡선 상의 비교는 Fig. 27 과 같이 나타나게 된다. 단, 성능 예측은 펌프 설계 전 부분을 통하여 수렴되는 값을 얻기 힘들기 때문에 펌프의 정격적인 성능 부분을 전후하여 값의 오차 범위를 검증 하였다. 또한 Fig. 28과 같이 전부분에 대한 성능을 검토 하고자, 기존에 적용한 성능곡선 3차원 방정식에 예측 데이터를 대입하여 추가적으로 전부분에 대한 성능 곡선 도 예측해 보았다.

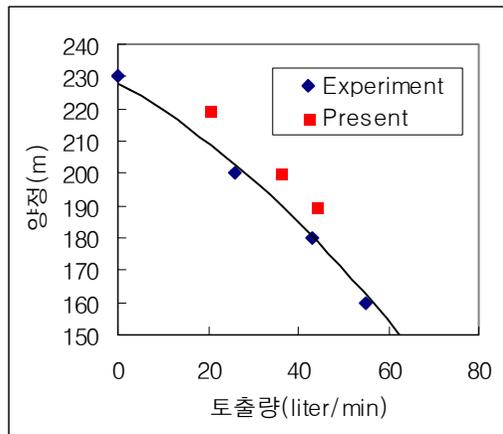


Fig. 27 H-VII Experiment/Present

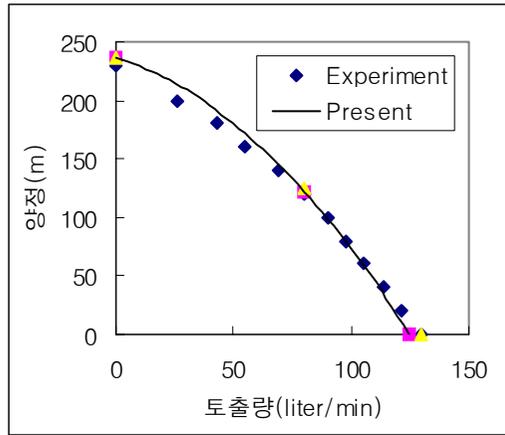


Fig. 28 H-VII Experiment/Present

모델 C-VII 의 경우 펌프의 정격설계유량에서 수두의 상대오차는 일반적으로 계수치를 이용하여 나타난 오차 범위를 대폭 축소 시켜 약 3%정도로 비교적 정확한 값을 보이는 것으로 나타났다. 또한 정격 범위에서 나타난 값으로 작동유량 전체 범위에 걸친 성능을 3차원 방정식으로 예측한 결과 또한 전체적으로 안정적인 성능 곡선을 나타내고 있으며 그 예측된 곡선은 Fig. 26 과 같다.

그리고 범용 전산유체해석 프로그램(CFD) CFX를 통하여 측류 모델에 대한 실험 대상 펌프의 이상적인 유체의 경계조건을 통하여 얻어진 데이터를 위와 같이 동일한 실험 범위에 적용하여 추가 검증 하였다. 기본 값으로 얻어진 임펠러 베인 하나의 유속 streamline 형상은 Fig. 29 과 같고 압력 구배는 Fig. 30 와 같이 형상화 되어진다. 이처럼 얻어진 비교 검증에 대한 성능 곡선은 Fig. 31 처럼 형상화 되어진다. 먼저 이 와 같은 곡선을 유출하기 위하여 정격 범위의 전후 값을 일부 검증 하였다. 이는 먼저 언급한 성능 예측과 마찬가지로 마지막

최대 값에서의 완벽한 수렴을 나타내지 못하기 때문이다. 이렇게 얻어진 값을 통하여 성능 곡선을 예측한 결과 실험치 와 CFX와의 설계유량에서 수두의 상대오차는 3%정도로 위에서 논한 검증 식을 통한 상대오차 범위와 거의 유사한 값을 보이고 있고, 성능곡선 또한 유사한 값으로 형상화 되어 진다.

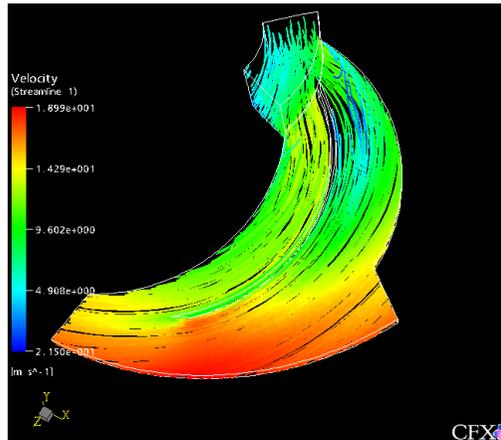


Fig. 29 Streamline

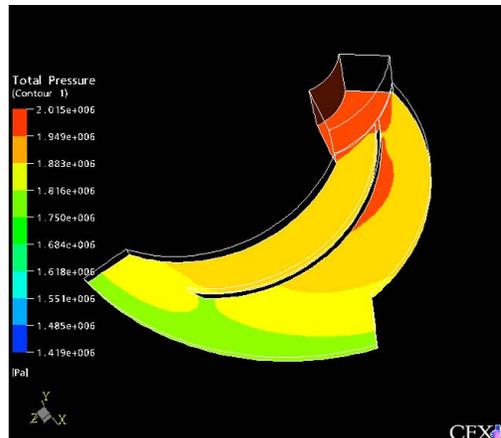


Fig. 30 Pressure

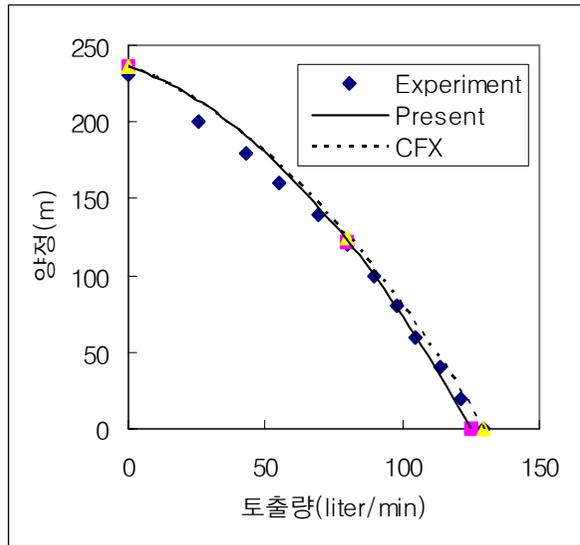


Fig. 31 H-VII Experiment/Present/CFX

본 연구에서 다루어진 입축 침수형 다단 원심 펌프를 통하여 검증된 성능예측 손실 모델을 이용하여 추가적인 공작기계용 절삭유 펌프에 대하여도 검증을 실시하기로 하였다.

선택되어진 펌프의 사용범위는 대형 공작기계용이 아닌, 중소형 공작기계의 chip 제거용 압력형 펌프와 공작기계 내부 샤워용으로 사용되는 용량형 펌프를 적용하였다.

구조를 간단히 설명하면 먼저 압력형 절삭유 펌프는 Fig. 32 과 같이 이미 다루어본 원심 펌프와 유사한 임펠러 구조와 케이싱 설계로 이루어 졌으나, 적층 임펠러의 수가 적은 원심 펌프를 선정하였다.

또한 용량형 절삭유 펌프는 Fig. 33 과 같이 압력형 임펠러의 형상은 동일한 구조를 갖고 있지만, 토출 압력을 적게 한 대신 토출 용량을 크게 하기 위하여 임펠러 베인의 높이 증가 시키고 외경 치수를 증감 시키는 형태의 구조이다. 그리고 케이싱의 형상은 위의 실험을 통

하여 알 수 있듯이 안내깃으로 유턴되어지는 유체의 흐름을 안정적이고 원활하도록 밀폐형 케이싱 구조 형태의 설계 구조로 제작되어진 펌프이다.

이과 같이 압력형, 유량형 입축 침수형 원심 다단펌프의 각 종류별 임펠러 적층, 임펠러 외형 치수에 따른 분류 내용은 Table 4 과 같이 정리되어진다.

**Table 4** 펌프 모델별 분류

Model	Capacity (liter/min)	Head (m)	$D_2$	$D_1$	$b$	$z$	stage
P-I	180	100	110	42	3	6	7
P-II	180	72	110	42	3	6	5
P-III	250	50	100	48	6	6	3
P-IV	250	30	100	48	6	6	2



**Fig. 32** Model P-I ,P-II



**Fig. 33** Model P-III,P-IV

Fig 32는 위에서 분류된 P-I, P-II의 모델로 앞서 설명한 것과 같이 압력형 절삭유 펌프의 내부 치수 및 단면 형상이며, Fig 33도 마찬가지로 P-III, P-IV은 유량형 절삭유 펌프의 내부 치수 및 단면 형상이다. 각각의 모델 펌프에 대한 수두 성능 비교를 실험을 통하여 얻어진 데이터를 바탕으로 본 연구에서 정의한 손실 모델을 통하여 동일한 방법을 반복하여서 정격 설계 유량에서의 수두 예측을 추가로 비교하였고, 그에 대한 결과는 아래 성능곡선과 같이 도시화 되어진다.

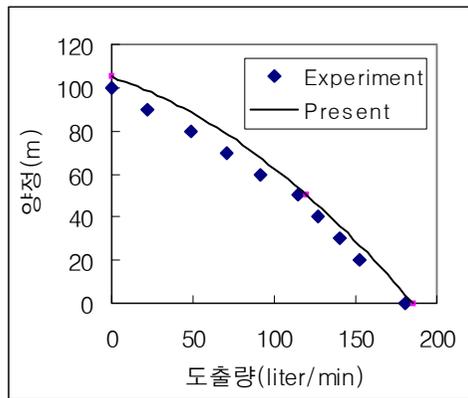


Fig. 34 P-I Experiment / Present

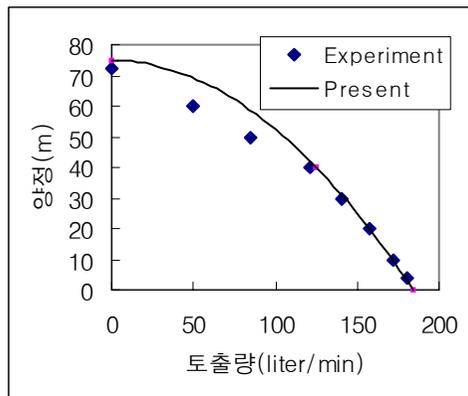


Fig. 35 P-II Experiment / Present

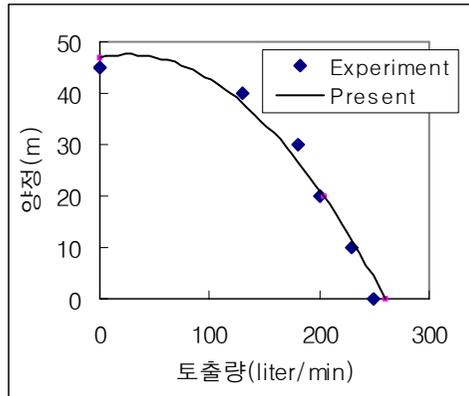


Fig. 36 P-III Experiment / Present

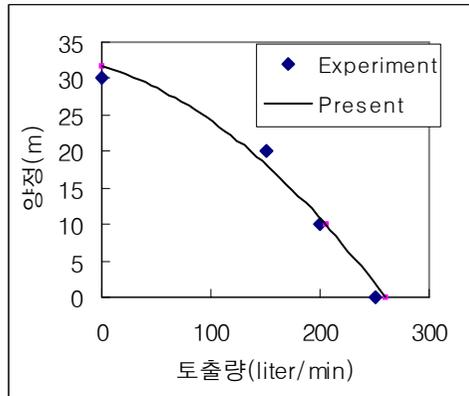


Fig. 37 P-IV Experiment / Present

압력형 절삭유 펌프인 P-I, P-II 중 먼저 펌프 P-I의 경우 정격 설계 점에서의 성능 예측과 설계 점을 전후한 점에서의 수두 예측을 통하여 모델 C-VII의 검증과 같은 방법으로 3차원 유사 식으로 성능 곡선을 유추하여 이 경우의 정격부분에서의 성능 검증한 결과 약 4%의 상대오차를 나타냈으며, 펌프 P-II의 경우도 마찬가지로 방법을 통하여 설계 유량에서 수두를 검증한 결과 약 4%의 상대오차를 나타냈다.

유량형 절삭유 펌프인 P-III, P-IV 중 먼저 펌프 P-III는 정격 설계

점에서 수두 예측의 경우 압력형 펌프와 동일하게 약 4%, 모델 P-IV 또한 상대 오차가 4%로 4가지 모델의 펌프가 거의 동일한 범위의 상대 오차를 보이고 있다.

단, 위의 실험중 유량형 펌프 모델 P-Ⅲ과 P-Ⅳ의 경우는 최고 수두가 50m 미만의 적은 토출압력을 보이므로 동일한 실험 장치를 통하여 10등분한 데이터를 압력별로 구하기가 어려우므로 성능곡선이 안정적인 값을 보일 수 있는 설계 점을 전후한 안정적인 압력부분으로 그 값을 구하였기 때문에 실험에 활용한 데이터 포인트의 수가 작다.

하지만, 정격 설계 점에 필요한 유량의 양정과 모터의 성능의 값은 정확한 값을 측정하여 성능 예측에 필요한 실험치 들은 얻을 수 있었다.

이와 같이 토출되어지는 작동 유량 전체 범위에 안정적인 성능 곡선을 나타내고 또한 모델 P-I, P-II과 같은 저유량, 고양정의 펌프와 모델 P-Ⅲ, P-Ⅳ와 같은 고유량, 저양정의 실험 범위에서도 결과의 경향을 비교적 제대로 예측하고 있는 것으로 검증되었다.

본 연구에서 다루어진 수두 예측은 공작기계용 입축 침수형 원심 다단펌프의 유체 역학적 내부 손실에 의해 발생되어진 손실 모델을 비교적 정확히 예측할 수 있다. 하지만, 펌프효율을 예측하기 위하여서는 유체 역학적 외부 손실이 필요하다. 그러나 이와 같은 외부 손실을 계산해야 하나 이에 따르는 펌프 효율에 대한 상당한 오차를 수반할 수 밖에 없다.

앞으로 유체 역학적 외부 손실뿐만 아니라 기타 기계적 손실에 대한 모델링 작업이 개선된다면 펌프의 효율 예측 또한 정확히 이루어질 수 있을 것이다.

본 연구는 공작기계용 침수형 입축 원심 펌프를 각 모델에 따라 내부 손실에 의한 손실 분포를 예측하는데 참고가 될 수 있을 것이다.

## 5. 결론

본 연구에서는 공작기계용 입축 침수형 원심 다단펌프의 설계 값을 실현하기 위한 각각의 모델별 성능 개선 내용을 이용하여 원심 펌프 케이싱 형상에 따른 결과 값으로 압력 변화와 그에 따른 토출량의 증감 등의 내용을 얻어낼 수 있었다. 또한 실험을 통한 8가지 방법의 모델을 설계 하고, 제작하여 실험하기 위하여 투자되어지는 시간과 비용을 간단한 손실 모델 식을 이용하여 원심펌프의 성능 예측함으로써 단축, 절감시키기 위하여 성능예측 기법을 통하여 성능별 공작기계용 원심펌프에 대한 성능 검증 하였다.

원심 펌프는 날개 및 쉬라우드와 허브로 구성되는 매우 복잡한 형상을 가지고 있으며 따라서 임펠러 내부의 유동장은 경계층의 성장, 여러 벽면에서의 유동 박리, 날개의 곡률 및 회전에 의한 2차유동, 끝간극을 통한 누설유동 등을 포함한 복잡한 유동장을 보이고 있다.

이와 같은 형상 등을 통하여 얻어지는 손실 모델을 적용한 평균 유속 해석에 의해 원심 펌프의 성능 곡선을 예측할 수 있는 방법을 제안했다. 본 연구에서 수행한 예측과정은 원심 펌프의 예비 설계 단계에 있어서 개념적인 설계 수단으로 사용되어질 수 있을 것이다.

## 참 고 문 헌

1. Kensaku Imaichi, Yoshiniri Murakami, Hiromu Tsurusaki, 趙江來. 2002, “펌프설계의 기초” 대영사
2. 박한영, 김경엽, 2002, “펌프핸드북” 제2판 동명사 pp.65~175
3. 권순홍, 김성태, 성시흥, 이승기, 최규홍, 황성만, 2000 “펌프공학” 유림문화사 pp.39~118
4. 鄭 英, 英 , 金 在, 1987, “원심펌프의 설계” 世進社
5. KS B 6301, 1978, 원심펌프, 사류펌프 및 측류펌프의 시험 및 검사 방법
6. 오형우, 정명균, 1997, “단(양) 흡입형 원심 펌프의 성능 예측” 한국자동차공학회논문집 제5권 제6호 pp.103~110
7. Stepanoff, A. J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps" John Wiley

## 부 록

공작기계용 원심 다단펌프를 사용함에 따라 얻을 수 있는 각각의 가공 물에 따른 가공 시간 단축 내용을 정리 하였다. wet machining은 절삭 유 펌프 사용 시 가공시간이고, dry machining은 펌프 구동 없이 가공되어지는 시간이다.

**Table 5** Mounting flange 가공 시간 단축

가공 모델	Mounting flange			
소재	AlMgSiPb F28 (DIN 1796-4Kt 50)			
속도 범위	0~5,000rpm			
	wet machining		dry machining	
tools	feed speed	feed	feed speed	feed
	1st clamping			
outside turning tool	210m/min	0.12	300m/min	0.25
disposable drill	113m/min	0.15	165m/min	0.22
outside turning tool	230m/min	0.10	315m/min	0.25
inside turning tool	205m/min	0.12	235m/min	0.25
threading tool	49m/min	2.30	140m/min	2.30
inside turning tool	205m/min	0.15	235m/min	0.20
	2nd clamping			
outside turning tool	220m/min	0.08	300m/min	0.08
inside turning tool	265m/min	1.05	265m/min	1.50
internal recessing	75m/min	0.06	75m/min	0.06
TOTAL time	2'48min		1'28min	
Time saved	48%			

**Table 6** Housing 가공 시간 단축

가공 모델	Housing			
소재	16MnCr5 (DIN 1017-FL40×30)			
속도 범위	50~5,000rpm			
	wet machining		dry machining	
tools	cutting speed (m/min)	feed speed (m/min)	cutting speed (m/min)	feed speed (m/min)
NC spotting drill $\phi$ 10	70	80	80	250
VHM twist drill $\phi$ 4	63	100	90	760
VHM twist drill $\phi$ 9.8	77	450	77	860
countersink for core M14×1.5	24	30	47	250
countersink for core M12×1.5	20	80	46	280
stepped drill $\phi$ 23/ $\phi$ 12.5	43	30	72	180
VHM twist drill $\phi$ 9.0	80	450	80	665
countersink for core M12×1.0	23	25	70	300
countersink $\phi$ 6/30°	8	40	38	225
tap M12×1	11	300	87	200
tap M14×1.5	19	300	87	240
tap M12×1.5	7	300	87	240
TOTAL time	15'42min		6'36min	
Time saved	58%			

**Table 7** Guide rod 가공 시간 단축

가공 모델	Guide rod			
소재	AlCuMgPb F38 (DIN 1798-RD14)			
속도 범위	0~5,000rpm			
	wet machining		dry machining	
tools	feed speed	feed	feed speed	feed
	1st clamping			
centering	5m/min	0.10	20m/min	0.10
finishing $\phi 12$	83m/min	0.10	180m/min	0.10
deburring $\phi 3$	30m/min	0.10	60m/min	0.10
drill $\phi 6.8$	12m/min	0.10	60m/min	0.15
drill $\phi 9$	15m/min	0.10	40m/min	0.10
thread	150m/min	1.25	400m/min	1.25
	2nd clamping			
centering	57m/min	0.10	180m/min	0.12
drilling $\phi 4.0$	31m/min	0.10	180m/min	0.12
turning	97m/min	0.10	200m/min	0.12
thread chasing thread M14 $\times$ 1.5	67m/min	8strokes	90m/min	8strokes
deburring	97m/min	0.12	200m/min	0.12
TOTAL time	4'21min		2'08min	
Time saved	51%			

**Table 8** Head 가공 시간 단축

가공 모델	Head			
소재	AlMgSi0 (DIN 1799-RD55)			
속도 범위	0~5,000rpm			
	wet machining		dry machining	
tools	feed speed	feed	feed speed	feed
	1st clamping			
facing+rough turning	450m/min	0.40	420m/min	0.40
disposable drill $\phi$ 30	47m/min	0.12	365m/min	0.25
flat drilling $\phi$ 3	77m/min	0.15	350m/min	0.20
inside turning tool	200m/min	0.30	375m/min	0.15
recessing tool	42m/min	0.05	-	-
inside turning tool	80m/min	0.10	105m/min	0.05
hollowing $\phi$ 40	125m/min	0.08	600m/min	0.06
smoothing	150m/min	0.15	450m/min	0.40
outside turning tool	350m/min	0.12	520m/min	0.15
TOTAL time	7'46min		1'42min	
Time saved	78%			