

고온 · 고효율 소형 터보부품 개발

Development of High Efficiency Small Turbo Components

한국기계연구원

과학기술부

# 제 출 문

과학기술부 장관 귀하

본 보고서를 “고온·고효율 소형 터보부품 개발”과제의 최종 보고서로 제출합니다.

2004. 9.

주관연구기관명 : 한국기계연구원

주관연구책임자 : 조 창 용

연 구 원 : 유 영 수, 김 두 현, 김 인 수  
최 백 규, 서 성 문, 안 영 근  
박 무 룡, 윤 의 수, 최 범 석  
최 상 규, 이 학 주, 황 순 찬

공동연구기관명 : 한국로스트웍스 (주)

공동연구책임자 : 장 병 문

연 구 원 : 김 영 재, 박 창 연, 박 경 우  
민 중 기, 진 희 연, 박 진 순  
윤 병 관, 안 장 호

공동연구기관명 : 금정공업 (주)

공동연구책임자 : 이 종 훈

연 구 원 : 김 대 훈, 이 창 한, 정 은 경

참 여 기 업 : 영화산업(주)

연 구 원 : 김 정 태, 박 남 기, 조 성 현  
정 순 기, 박 형 우

## 보고서 초록

과제관리번호	M10210000005	해당단계 연구기간	2002. 8.1.~ 2004.7.31.	단계 구분	(해당단계) / (총단계)
<b>연구사업명</b>	중 사업명				
	세부사업명	민군겸용기술개발 사업			
연구과제명	중 과제명				
	세부(단위)과제명	고온·고효율 소형 터보부품 개발			
연구책임자	조창용	해당단계 참여연구원수	총 : 33명 내부 : 33명 외부 : 0명	해당단계 연구비	정부: 1,150,000 천원 기업: 384,000 천원 계: 1,534,000 천원
연구기관명 및 소속부서명	한국기계연구원 공정연구부 내열재료그룹		참여기업명	한국로스트웍스(주), 금정공업(주), 영화산업(주)	
국제공동연구	상대국명 :	상대국연구기관명 :			
위탁연구	연구기관명 :	연구책임자 :			
요약(연구결과를 중심으로 개조식 500자 이내)				보고서 면수	228
<p><b>미세결정 주조기술 개발</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>○ 균일하고 미세한 결정립 크기를 가지는 일체형 터빈 로터 및 노즐 시제품 개발</li> <li>○ 낮은 밀도의 미세기공 분율을 갖는 미세 결정립 정밀주조 공정기술 개발</li> <li>○ 기존 공정에 비해 상대적으로 우수한 기계적 특성(상온, 고온 인장 특성)을 갖는 신 정밀주조 공정기술 개발</li> </ul> <p><b>군수용 복합형 베인펌프의 개발</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>○ 비속도가 작은 원심형 예압 펌프의 설계기술을 확립</li> <li>○ 고속 베인 펌프의 설계기법을 확보</li> <li>○ 군수 적용에 적합한 소형, 경량의 시제품의 제작을 완료</li> <li>○ 부분품 및 복합형 베인펌프의 시제품에 대한 성능시험을 통하여 목표성능을 만족하는 복합형 베인펌프를 개발</li> </ul> <p><b>민수용 고압 베인펌프의 개발</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>○ 토출압 210kg/cm<sup>2</sup>, 유량 65cc/rev, 회전수 2,700, 효율 90%의 성능을 갖는 Intra 베인 펌프의 완제품을 개발</li> <li>○ 고압 베인 펌프의 핵심부품인 캠링, C-plate의 설계 및 제작기술을 확보</li> </ul> <p><b>민수용 고속 원심펌프 개발</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>○ 고압, 저유량, 고속운전에 적합한 Barske형 원심 임펠러 설계기술 확보</li> <li>○ 펌프 구동용 14,000rpm 이상의 증속기를 개발</li> <li>○ 목표사양인 회전수 14,000, 토출압 60kg/cm<sup>2</sup>, 유량 4.5m<sup>3</sup>/hr의 성능을 만족하는 고속 원심펌프 시제품을 개발</li> </ul>					
색인어 (각 5개 이상)	한글	superalloy, grain refinement, vane pump, centrifugal pump, turbo component			
	영어	초내열합금, 결정립 미세화, 베인 펌프, 원심 펌프, 터보부품			

# 요 약 문

## I. 제 목

고온·고효율 소형 터보부품 개발

## II. 연구개발의 목적 및 필요성

### 1. 연구개발의 최종 목표

고온에서 단시간 사용되는 터보부품 고온에서 단시간 사용되는 터보부품 (Integral Turbine Wheel, Turbine Nozzle)의 제조공정기술 개선, 확보에 의해 국산 터보부품의 수명 향상(수명연장 또는 반복사용가능:1100℃에서 80,000rpm) 및 국내에서 사용되는 일체형 터빈로터 제조기술의 향상과 국산화 대체를 목표로 한다. 또한, 펌프류의 개발은 군수용 복합형 베인펌프(토출압:3,000psid, 유량:10gpm), 민수용 고압 베인펌프(토출압:210kgf/cm<sup>2</sup>, 유량:65cc/rev) 및 민수용 고속 원심펌프(회전수:14,000rpm, 토출압:60kgf/cm<sup>2</sup>, 유량:4.5m<sup>3</sup>/hr)의 국산화 개발과 적용을 목표로 한다.

### 2. 주요 확보 목표 기술

- 1) 터보부품의 신 공정기술 도입: 기존의 진공정밀주조에 의해 제조되는 소형 임펠러의 결정립 미세화 응고기술도입으로 기존 부품에서 발생될 수 있는 조대한 결정립에 의한 불균일한 기계적 성질을 개선함은 물론 기계적 특성의 scatter를 줄이고 부품의 수명향상을 도모
- 2) 베인형 펌프 부품의 설계 기술: 원심형 Pre-Pump, Vane형 펌프의 설계 및 제작기술
- 3) 고속 원심형 펌프(민수용): 수력설계, 회전체 진동설계 및 제작기술
- 4) 복잡한 형상의 임펠러 등의 제조를 위한 세라믹코어 응용기술

### 3. 연구개발 필요성

일체형 로터 제조기술은 기존의 진공정밀주조법(Conventional Casting)에서 수명향상과 부품전체에 균일한 성질을 얻기 위해 GRAINX Process, MICROCAST Process 등이 개발되어 외국에서 실용화되어 가는 추세이다. 그러나 국내에서는 기존의 공정기술이 개발된 단계로 관련기업 등에서 이들 공정에 대한 이해와 개발이 시도된 적이 없는 상태이며 심지어 일체형 로터의 대부분이 수입품에 의존하고 당



연구의 참여기업인 한국로스트왁스공업(주)에서 일부 생산하여 국내에 공급하고 있는 실정이다. 국내에서 사용 중인 군용 및 민수용(자동차 터보 차저, 선박용, APU 등) 일체형 로터의 대부분은 기존의 공정으로 제조된 것으로 공정이 비교적 간단하나 반복사용, 부품의 성능향상, 수명연장과 국내 관련 기업의 기술력향상을 위해 본 기술의 개발과 적용이 필수적이다. 이외에 국내에서 민수 뿐 아니라 군수분야에서도 차후 수요가 예상되고 반드시 기술보유가 필요한 소유량 고압에 적합한 베인형 펌프의 설계 등의 기술개발을 현시점에서 추진해야 할 것으로 판단된다.

일체형 터빈 로터는 소모성 부품으로 현재 국내에서 사용 중인 각종 터빈의 일체형 로터는 기존의 공정으로 제조된 것으로 수명이 상대적으로 짧고 대부분 반복 사용하는 경우가 적다. 따라서 국내에서 사용되는 군수용 및 민수용 제품의 수명향상과 신뢰성 향상을 기할 수 있는 새로운 공정의 적용에 의한 부품의 제조에 따라 부품의 국산화 대체 및 소모성 부품의 수명향상에 따른 비용절감과 수입대체가 필요하다. 또한 일체형 터빈로터의 제조기술은 군용 및 민간 항공기의 APU에 적용될 수 있는 기술로 기술개발에 따른 경제적 파급효과가 클 것으로 기대된다.

한편, 소형 터빈을 이용한 펌프류는 베인형을 사용하는 것이 선진국의 추세이며 이는 차후 국내에서도 수요가 크게 증가할 것으로 사료되며 설계, 개발에 따른 국내수요의 충당과 수입대체가 가능할 것으로 사료된다. 베인 펌프 등은 군사용 뿐 아니라 자동차 Power Steering, 산업용 유압펌프 등에 널리 쓰이고 있는데, 고성능 베인형 펌프는 대부분 수입에 의존하고 있다. 따라서 본 과제를 통한 고성능 베인 펌프의 개발은 수요가 많은 베인형 펌프의 수입대체 효과와 함께 국내 참여업체의 기술력 향상을 이끌어 차후 수출까지도 가능할 것으로 판단된다.

고속 원심형 펌프는 고압·고양정·저유량의 화학프로세스 펌프로 석유화학공정, 제지공정 등에 널리 사용되고 있으며, 전 세계적으로는 미국의 Sundstrand Fluid Handling사와 이 회사의 합작회사인 일본의 Nikkiso Sundstrand사 정도만 생산 판매하고 있고, 기존 세계시장으로의 공급량은 40,000대 이상으로 집계되고 있으며 국내시장에도 연간 약 2,500만 불 정도의 수요가 예측되고 있다. 국내의 경우 해당 기술 제품의 개발이 전혀 이루어지지 않고 있어 상기의 석유화학 분야 및 동 제조공정의 설계, 유지보수 시장에 국내 업체가 참여하지 못하는 것이 현실이다. 고속 원심펌프의 국산화 개발은 세계 시장에 진입, 상기 물량의 수요에 대한 수입대체는 물론 기술 미 보유국의 수요에 부응하여 국가경쟁력 제고에 이바지할 것으로 판단된다.

### III. 연구개발의 내용 및 범위

구 분	연구개발 목표	연구개발 내용 및 범위
1차년도 (1999 )	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 기존 공정을 개선한 신공정 기술개발</li> <li>○ 신공정에 적합한 소재선정 및 특성개선을 위한 결합제거 공정개발</li> <li>○ 기존 국방과학연구소 개발 모델을 이용한 신공정 주조 시험</li> <li>○ Vane Pump의 설계</li> <li>○ Pre-Pump의 설계</li> <li>○ 원심펌프(민수용)설계</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 미세결정 주조를 위한 보유장비의 개조</li> <li>○ 신공정에 적합한 합금선정</li> <li>○ 신공정 및 기존공정에서 결합제거를 위한 HIP공정조건 개발</li> <li>○ 기존 모델을 이용한 신공정의 주조성 시험</li> <li>○ Vane Pump Displacement설계</li> <li>○ Pre-Pump의 수력설계</li> <li>○ 터빈설계보완</li> <li>○ 원심펌프(민수용)설계</li> <li>○ 전산유동해석</li> </ul>
2차년도 (2000)	<p style="text-align: center;">응 용 연 구</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>○ 신공정 적용 일체형터빈로터, 노즐의 1차 시제품 주조</li> <li>○ HIP공정 적용에 의한 시제품 결합제거</li> <li>○ Pre-Pump Impeller, 원심펌프(민수) 1차 시제품 제작</li> <li>○ Vane Pump Casing 주조</li> <li>○ Vane Pump 로터가공</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 미세결정 주조 공정을 이용한 일체형 로터와 노즐의 주조성 시험 및 1차 시제품 주조</li> <li>○ Defect Healing HIP공정 조건 개발</li> <li>○ Pre-Pump금형설계, Pre-Pump용 Cermamic core금형설계, 모형사출조건 개발</li> <li>○ Pre-Pump, 원심펌프(민수용) 시제품 제작</li> <li>○ Vane Pump Casing 주조품 제작</li> <li>○ Vane Pump Rotor가공</li> <li>○ 유동해석 및 민수펌프 성능개선</li> </ul>
3차년도 (2001)	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 미세결정 일체형 터빈로터 및 노즐 제조공정 확립</li> <li>○ Vane Pump부품 설계완료 및 제조공정 확립</li> <li>○ 민수펌프 성능개선 및 군수 펌프 성능시험 추진</li> <li>○ 유사국가과제(요구시) 시제품 제작 검토</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 1차 시제품에서 나타난 문제점 분석 및 공정 조건 보완</li> <li>○ 미세결정 주조 공정조건 확립 및 일체형 로터와 노즐의 제조공정 확립</li> <li>○ 펌프류 핵심부품 제조 공정 확립</li> <li>○ 펌프류 시제품제작 완료</li> <li>○ 펌프류 핵심부품 단품별 성능시험</li> <li>○ 펌프류 수력성능시험 및 내구 성능시험 실시(일부)</li> </ul>

구 분	연구개발목표	연구개발내용 및 범위
4차년도 (2002)  시 험 개 발 연 구	<ul style="list-style-type: none"> <li>o Microcast 공정의 참여 기업에 이전</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>o 기업 보유장비의 개조</li> <li>o 소형 터보 부품용 일체형 로터 및 APU 로터의 기업 공정조건 적용</li> <li>o 개발 공정 적용 합금의 고온 피로특성 평가 및 개발 시제품의 성능 평가</li> </ul>
	<p><b>군수용 복합형 베인펌프 개발</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>1. 펌프부 성능시험, 성능평가 및 문제점 개선</li> <li>2. 목표성능 확보</li> <li>3. 펌프설계 및 제작기술 기업 이전</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>1.1 성능시험 장치 보완 <ul style="list-style-type: none"> <li>-구동모터 교체 및 장치구성</li> <li>-동력측정 장비 구입 및 설치</li> </ul> </li> <li>1.2 단품시험 <ul style="list-style-type: none"> <li>-pre-pump : 목표성능 달성</li> <li>-손실 미케니즘 분석 완료</li> </ul> </li> <li>2.1 펌프부(pre-pump+베인펌프) <ul style="list-style-type: none"> <li>-수력 성능시험 : 목표성능 달성</li> <li>-내구 및 신뢰성 시험 : 일부수행</li> </ul> </li> <li>3.1 개발기술 이전 : <ul style="list-style-type: none"> <li>-원심펌프 : 업체선정</li> <li>-베인펌프 : 영화산업(참여기업) 선정</li> </ul> </li> </ul>
	<p><b>민수용 고압 베인펌프 개발</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>1. 성능향상</li> <li>2. 내구성능 확보</li> <li>3. 양산 준비</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>1.1 베인 인발 원자재 개발 완료</li> <li>1.2 캠링 표면경도 개선</li> <li>1.3 스플라인 조립공차 개선</li> <li>2.1 Field Test, 문제점 분석, 보완</li> <li>3.1 양산용 Jig &amp; Fixture 개발</li> <li>3.2 정삭 프로그램 개발 완료</li> <li>3.3 정삭 프로그램에 의한 황삭 프로그램 개발 진행 중</li> </ul>
<p><b>민수용 고속 원심펌프 개발</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>1. 목표성능 확보</li> <li>2. 펌프부품의 신뢰성확보</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>1.1 단품 성능시험</li> <li>1.2 펌프시스템 수력성능 시험</li> <li>2.1 기어부 축계베어링 윤활강화 <ul style="list-style-type: none"> <li>-메탈베어링부 오일공급 hole변경</li> </ul> </li> <li>2.2 수냉식 열교환기 설치검토</li> <li>2.3 스러스트베어링 및 메탈베어링 미케니컬셀등 부품의 내구성능 파악</li> </ul>	

구 분	연구개발목표	연구개발내용 및 범위
5차년도 (2003 )	o 문제점 보완, 기술확립 및 양산체제 구축	o 터빈 로터 및 노즐의 신공정에 의한 기업공정조건 확립, 양산 체제구축
	<u>군수용 복합형 베인펌프 개발</u> 1. 내구성 및 신뢰성 확보 2. 군수용 복합형 베인펌프 설계 및 제작기술 확립	1.1 펌프부 3차 성능시험(4차 시제품) - 내구성 : 목표(20분) - 신뢰성 : 3조 시제품 성능확인 2.1 베인, 원심펌프 설계기법 확립 2.2 제작기술 확립 2.3 타 사양에 즉시 활용 가능하도록 기법정리
	<u>민수용 고압 베인펌프 개발</u> 1 소요시장 조사 2 인트라 기술 타제품에 적용 가능여부 조사 3 인트라 펌프 양산 체제 구축(일부)	1.1 인트라 베인펌프 수입물동량 상세조사 2.1 차량용 핸들펌프에 장착가능여부 연구 3.1 실차 평가 및 품질 확보 3.2 품질 인증 마크 획득 3.3 양산 설비 검토 3.4 측정 검사 설비 확보
	<u>민수용 고속 원심펌프 개발</u> 1. 민수용원심펌프의 상품화 개발완료	1.1 부품의 신뢰성시험 - M/Seal, 메탈베어링 추가 시험 1.2 펌프의 동작유체변경시험 - 석유류 적용시험 1.3 상품화관련 설계 변경 - 플러싱구조 변경 - 작업성개선 1.4 최종 성능시험 - 성능확인

## IV. 연구개발 결과

### 1. 미세결정 주조기술 개발

- 균일하고 미세한 결정립 크기를 가지는 일체형 터빈 로터 및 노즐 시제품 개발
- 낮은 밀도의 미세기공 분율을 갖는 미세 결정립 정밀주조 공정기술 개발
- 기존 공정에 비해 상대적으로 우수한 기계적 특성(상온, 고온 인장 특성)을 갖는 신 정밀주조 공정기술 개발

### 2. 군수용 복합형 베인 펌프의 개발

- 비속도가 작은 원심형 예압 펌프의 설계기술을 확립
- 고속 베인 펌프의 설계기법을 확보
- 군수 적용에 적합한 소형, 경량의 시제품의 제작을 완료
- 부분품 및 복합형 베인펌프의 시제품에 대한 성능시험을 통하여 목표성능을 만족하는 복합형 베인펌프를 개발

### 3. 민수용 고압 베인 펌프 개발

- 토출압 210kg/cm<sup>2</sup>, 유량 65cc/rev, 회전수 2,700, 효율 90%의 성능을 갖는 Intra 베인 펌프의 완제품을 개발
- 고압 베인 펌프의 핵심부품인 캠링, C-plate의 설계 및 제작기술을 확보
- 상품화에 앞서 실차 테스트가 수행 중이며, 핵심부품에 대한 양산화의 검토 작업이 진행 중.

### 4. 민수용 고속 원심 펌프 개발

- 고압, 저유량, 고속운전에 적합한 Barske형 원심 임펠러 설계기술 확보
- 펌프 구동용 14,000rpm 이상의 증속기를 개발
- 목표사양인 회전수 14,000, 토출압 60kg/cm<sup>2</sup>, 유량 4.5m<sup>3</sup>/hr의 성능을 만족하는 고속 원심펌프 시제품을 개발

## V. 연구개발의 활용계획

### 1. 미세결정 구조기술

- 터빈 부품 중 우수한 저주기 피로 특성을 요구하는 일체형 터빈 로터 등의 제조에 활용
- APU 등 각종 국산화가 추진 중인 터보 부품류의 국산화와 성능개선에 활용

### 2. 민수용 복합형 베인펌프

- 국산화 개발로 군용 체계개발 시 체계부품으로 적기 적용이 가능하다.
- 관련 각종 군수장비의 국산화 개발을 촉진시킬 것으로 전망된다.
- 고속, 고압화 되고 있는 민수용 베인펌프의 개발에 적극 활용가능하다.

### 3. 민수용 고압 베인펌프

- 본 연구를 통해 확보된 기술로 제품의 종류를 시리즈별로 완성하여 국내시장의 수입대체는 물론 세계시장에 진출하여 기술 우위를 점하고자 한다.

### 4. 민수용 고속 원심펌프

- 군수의 고성능, 소형 경량화된 펌프로의 응용성이 높다.
- 특수 공정용 펌프로 양액의 특성으로 펌프부의 재질이 고가인 경우 적용 가능하다.
- 확보된 펌프의 설계기술은 비속도가 낮은 펌프설계에 널리 활용될 수 있다.
- 석유화학 프로세스용 원심펌프의 수입 대체품으로 적용 가능하다.
- 개발된 요소기술은 고속 원심펌프의 리모델링 작업 및 메인テナンス 시장에서의 활용이 가능하다.

# SUMMARY

## **Casting technology for grain refinement**

Fine grain casting technology has been developed with an aid of vibration treatment of the melt during casting. The effects of vibration(V) and inoculation(I) during casting on the microstructure and tensile properties of nickel-base superalloy CM247LC were investigated. The vibration treatment with a frequency of 10Hz was effective to refine the grain size and decrease the microporosity level to some extent. The vibration treatment for the inoculated mold developed the grains of the casting into fine equiaxed grains compared with columnar grains of the casting with vibration free inoculated mold. The existing phases of CM247LC alloy such as finely dispersed cuboidal  $\gamma'$ , MC, and grain boundary precipitates were not influenced by the vibration and/or inoculation treatment. The fine equiaxed grained CM247LC had excellent tensile properties compared with those of the columnar grains and coarse grains. The tensile behavior of CM247LC alloy at 760°C showed different aspects with respect to the grain size change and which was carefully analyzed by fractographic investigations.

Low cycle fatigue and fracture behavior of the cast superalloy CM247LC were also investigated under an axial total strain control mode at 760°C and the effect of grain size on the fatigue properties of CM247LC alloy was discussed. The properties studied include cyclic stress response, fatigue life and nature of fracture as a function of applied strain range. Strain fatigue parameters were also determined based on the Basquin equation and Coffin-Manson equation at a given temperature of 760°C. Coarse and fine grained CM247LC alloy showed a similar stress response, i.e. a stable stress amplitude remained up to failure regardless of the applied strain range. The comparison of their fatigue life curves, however, led to the conclusion that fine grained CM247LC alloy exhibits more uniform and superior fatigue properties at all the strain ranges tested. It was found that the fatigue crack initiation has a close relationship with the applied strain range. The crack initiation site drastically changed from surface to subsurface defects such as (Hf, Zr, Al)-rich inclusion and microporosity with

decreasing the applied strain range. MC-type carbide and microporosity played a significant role in fatigue cracking while there was little effect of coarse eutectic ( $\gamma + \gamma'$ ) phase and grain boundary on the fatigue crack propagation. It was found that the grain refinement casting process developed in this study can be successfully applied to the casting for integral rotor and nozzle.

## **High Performance pump parts (combined vane pump, high speed vane pump, high speed centrifugal pump)**

### 1. Final objectives

Development of next three pumps with the each specifications.

- o military use combined vane pump :
  - discharge pressure : 3,000psid, flow rate :10gpm
- o industrial high pressure vane pump :
  - discharge pressure : 210kgf/cm<sup>2</sup>, flow rate :65cc/rev
- o industrial high speed centrifugal pump :
  - revolutional speed : 14,000rpm, discharge pressure : 60kgf/cm<sup>2</sup>,
  - flow rate : 4.5m<sup>3</sup>/hr

### 2. Major target technologies

- o Combined vane pump design technique & manufacturing technologies :
  - Pre-Pump, Vane pump
- o High pressure vane pump design technique & manufacturing technologies
- o High speed centrifugal pump developing technologies

### 3. Necessity of the R&D

Vane-type pump has been used widely in industrial and military use but the developing technologies, design technique, are not established in domestic. Therefore lots of high efficiency vane pumps are imported. The vane pump has many advantages, can be smaller size, produce high pressure and endure long term life without severe efficiency loss, so applications is extended in wide. Development of the vane pump in this study will gives good chance to substitute import and improve the domestic technologies of vane pump companies.

High speed centrifugal pump is utilized in wide range of industry, petrochemical process with high pressure, low flow rate and paper production



process etc.. In the world market, it is totaled that the amount of supplied number of this pump is 40,000 per a year. In domestic market it is estimated that the cost of demand is \$25,000. Because domestic technologies of this kinds of pump are not established, domestic companies can not take part in petroleum process design and maintenance market. Development of the high speed centrifugal pump in domestic will contribute to entry in world market, import substitution and improvement of the domestic pump technologies.

#### 4. Research scope (2nd stage)

##### 4.1. Military use combined vane pump

- o Performance test, performance evaluation and betterment
- o Ensure of the target specification
- o Technologies transfer of pump design methods & manufacturing techniques
- o Ensure of endurance & reliance
- o Establishment of the design & manufacturing technologies

##### 4.2. Industrial use high pressure vane pump

- o Performance improvement
- o Ensure of endurance
- o Preparation of mass production
- o Market survey
- o Survey of the application possibility in other pumps with intra-technology
- o Establishment of the mass production system of intra-pump (partial)

##### 4.3. Industrial use high speed centrifugal pump

- o Ensure of the target specification
- o Ensure of the reliability of pump parts
- o Commercialization of industrial centrifugal pump

#### 5. Summary of the results

##### 5.1. Military use combined vane pump

- o Design method for the low specific speed centrifugal pump was established.
- o Design technique of the high speed vane pump is was established.
- o The prototype combined vane pump was made into compact and light weight.
- o The combined vane pump was developed with satisfied the design specifications

## 5.2. Industrial use high pressure vane pump

- o The prototype intra vane pump with the performance, discharge pressure 210kg/cm<sup>2</sup>, flow rate 65cc/rev, rotational speed 2,700 and efficiency 90% was developed.
- o Design and manufacturing technologies for the core parts, cam ring and C-plate were achieved.
- o In advance of commercialization, field-test is being carried out.

## 5.3. Industrial use high speed centrifugal pump

- o Design technique of Barske-type centrifugal impeller was established.
- o 14,000rpm scale increasing gear box was developed for pump driving.
- o High speed centrifugal prototype pump which satisfy the target specifications, rotational speed 14,000rpm, discharge pressure 60kg/cm<sup>2</sup>, flow rate 4.5m<sup>3</sup>/hr was developed.

## 6. Application plan

### 6.1. Military use combined vane pump

- o Korean-made military use combined vane pump can be applied timely as a system part on the military system development.
- o Development of various related military equipments will be promoted.
- o Obtained technologies will be utilized widely on the development of industrial use vane pump which is becoming as high speed and high pressure.

### 6.2. Industrial use high pressure vane pump

- o A series of high pressure vane will be developed with technologies from this development and achieve import substitution and make inroads into the world market.

### 6.3. Industrial use high speed centrifugal pump

- o The high speed centrifugal pump from this project is applicable for the high performance compact military pump.
- o The hydraulic design technologies can be widely utilized to low specific speed pump design.
- o It is possible to apply for import substitution products of the petrochemistry process centrifugal pumps.

# CONTENTS

Chapter 1. Introduction -----	22
Section 1. Development of casting technology for grain refinement ----	22
Section 2. Development of high performance pump -----	24
Chapter 2. State of the art of domestic and foreign technology -----	27
Section 1. Domestic -----	27
Section 2. Foreign country -----	28
Chapter 3. Results and discussion -----	30
Section 1. Development of casting technology for grain refinement ----	30
1. Experimental procedure -----	30
2. Results and discussion -----	33
2.1 Effect of inoculation and vibration on the grain shape -----	33
2.2 Microstructure (Aging heat treated) -----	37
2.3 Analysis of carbides in CM247LC alloy -----	38
2.4 Microporosity -----	42
2.5 Effect of inoculation and vibration on the tensile properties of CM247LC alloy -----	46
2.6 Tensile fracture behavior of CM247LC alloy at 760°C -----	50
2.7 Tensile crack initiation and growth at 760°C -----	51
2.8 Prototype manufacture of integral rotor and nozzle -----	62
2.9 Low cycle fatigue and fracture behavior -----	63
3. Summary -----	71
Section 2. Development of military use combined-type vane pump ----	74
1. Hydraulic design of military use combined-type vane pump -----	74
가. Design of pre-pump -----	74
나. Design of vane pump -----	83
2. Mechanical design of military use combined-type vane pump -----	92
가. Layout Design -----	92
나. Mechanical Design -----	92
다. Materials selection -----	100

라. Bearing selection	-----	100
마. O-ring seal selection and groove design	-----	100
바. Rotor-dynamic analysis of rotor and bearing system of pump	--	109
3. Prototype manufacture of military use combined-type vane pump	--	111
가. Manufacture of major parts of pre-pump	-----	111
나. Manufacture of case	-----	111
다. Manufacture of major parts of vane pump	-----	112
라. Manufacture of the rest of parts	-----	113
마. Assemble	-----	115
4. Performance test of military use combined-type vane pump	-----	119
가. Manufacture of performance test rig	-----	119
나. Performance verification test of elementary parts	-----	120
다. Performance test of pumps	-----	122
Section 3. Development of Industrial use high pressure vane pump	----	130
1. Specifications and characteristic of industrial use high pressure vane pump	-----	130
가. Final target specification	-----	130
나. Characteristic of vane pump	-----	130
다. Achievements vs. scheduled plans	-----	131
라. Development organization	-----	133
마. Duty division	-----	133
바. Change of the final target	-----	134
2. Manufacture of prototype of industrial use high pressure vane pump	-----	136
가. Requirements of design	-----	136
나. Check of design validity	-----	136
다. Review of design	-----	137
라. confirmation of design	-----	138
마. Manufacture process design	-----	139
바. Drawing for manufacture	-----	140
3. Performance test and analysis of industrial use high pressure vane pump	-----	147
가. Performance test rig	-----	147

나. Rotor fracture test -----	150
다. Performance test -----	151
라. Endurance test -----	152
마. Analysis of the test results -----	156
4. Preparation for the mass production -----	156
가. Problem correction for performance improvement -----	156
나. Preparation for the mass production -----	157
다. Construction of the mass production system for the intra-type vane pump -----	160
라. Market survey -----	161
마. Research for the application of intra technologies to the other pumps -----	161
5. Conclusions -----	162
Section 4. Development of Industrial use high speed centrifugal pump --	162
1. Basic theory of industrial use high speed centrifugal pump design --	162
가. Specific speed of pump -----	162
나. Characteristic change of head according to the exit angle of impeller blade -----	163
다. Barske impeller -----	163
라. Size decision of circular volute -----	166
마. Summary of the design basic theory -----	167
2. Design of industrial use high speed centrifugal pump -----	167
가. Hydraulic design of pump part -----	167
나. Design of pump casing -----	168
다. Configuration of pump part -----	171
라. Review of design data of mechanical part -----	172
3. Design of increasing gear -----	173
가. Design of increasing gear box -----	173
나. Configuration and manufacture -----	174
4. Rotordynamic analysis of rotor-bearing system -----	177
5. Design of mechanical seal -----	180
6. Manufacture of prototype of industrial use high speed centrifugal pump and performance evaluation -----	182
가. Manufacture of prototype -----	182

나. Endurance based design -----	184
다. Reliability test -----	187
라. Performance test and the results -----	189
7. Manufacturing drawings -----	193
Chapter 4. Achievement of the goal and the contribution to industry -----	206
Section 1. Achievement of the goal -----	206
Section 2. Contribution to industry -----	211
Chapter 5. Application plan of the developed technology -----	213
Section 1. Casting technology for grain refinement -----	213
Section 2. Development of high performance pumps -----	213
Chapter 6. References -----	215
Application plans -----	218
Summary of the technologies -----	225

# 목 차

제 1 장 서 론 -----	22
제 1 절 미세결정 구조기술 개발 -----	22
제 2 절 고성능 펌프 개발 -----	24
제 2 장 국내외 기술개발 현황 -----	27
제 1 절 국내 기술 현황 -----	27
제 2 절 국외 기술 현황 -----	28
제 3 장 연구개발 수행 내용 및 결과 -----	30
제 1 절 미세결정 구조기술 개발 -----	30
1. 실험 방법 -----	30
2. 연구개발 내용 및 결과 -----	33
2.1 집종/진동 처리에 따른 결정립 형상 -----	33
2.2 시효 처리 후 미세조직 변화 -----	37
2.3 CM247LC 합금의 탄화물 분석 -----	38
2.4 미세기공 -----	42
2.5 집종/진동 처리에 따른 인장 특성 -----	46
2.6 760℃ 인장 파단 거동 -----	50
2.7 고온인장 균열 생성 및 성장 -----	51
2.8 일체형 로터 및 노즐의 시제품 제조 -----	62
2.9 저주기 피로수명 및 피로파괴 거동 -----	63
3. 결 론 -----	71
제 2 절 군수용 복합형 베인 펌프 개발 -----	74
1. 군수용 복합형 베인 펌프의 수력설계 -----	74
가. 예압 펌프의 설계 -----	74
나. 베인 펌프의 설계 -----	83
2. 군수용 복합형 베인 펌프의 상세설계 -----	92
가. 구성 설계 (Layout Design) -----	92
나. 상세 설계 (Mechanical Design) -----	92
다. 소재선정 -----	100

라. 베어링 선정	-----	100
마. 오링 씰 선정 및 오링 홈 설계	-----	100
바. 축계의 로터 다이내믹 해석	-----	109
3. 군수용 복합형 베인 펌프의 시제품 제작	-----	111
가. 예압 펌프 핵심부품 제작	-----	111
나. 케이싱 제작	-----	111
다. 베인 펌프 핵심부품 제작	-----	112
라. 기타 부품의 제작	-----	113
마. 조립	-----	115
4. 군수용 복합형 베인 펌프의 성능시험	-----	119
가. 성능시험 장치 제작	-----	119
나. 요소부품 성능확인 시험	-----	120
다. 군수용 복합형 베인 펌프의 성능시험	-----	122
제 3 절 민수용 고압 베인 펌프의 개발	-----	130
1. 기술개발 최종 목표	-----	130
가. 최종 목표사양	-----	130
나. 베인 펌프 특징	-----	130
다. 목표 달성도	-----	131
라. 개발 조직	-----	133
마. 업무 분장	-----	133
바. 최종 목표 변경	-----	134
2. 민수용 고압 베인 펌프의 시제품 제작	-----	136
가. 설계입력서	-----	136
나. 설계 유효성 확인	-----	136
다. 설계 검토 보고서	-----	137
라. 설계검증 보고서	-----	138
마. 공정 순서	-----	139
바. 제작도면	-----	140
3. 민수용 고압 베인 펌프의 성능시험 및 분석	-----	147
가. 성능시험 장치	-----	147
나. 로터 파괴시험	-----	150
다. 수력 성능시험	-----	151



라. 내구성 시험	-----	152
마. 시험 분석	-----	156
4. 양산 준비	-----	156
가. 성능 향상을 위한 문제점 분석	-----	156
나. 양산 준비	-----	157
다. 인트라 베인펌프의 양산 체계 구축	-----	160
라. 수요시장 조사	-----	161
마. 인트라 기술의 타제품 적용 가능 여부 조사	-----	161
5. 결 론	-----	161
제 4 절 민수용 고속 원심펌프의 개발	-----	162
1. 민수용 고속 원심펌프의 설계 기본 이론	-----	162
가. 펌프의 비속도	-----	162
나. 임펠러 베인의 출구각에 따른 양정의 특성변화	-----	163
다. Barske 임펠러	-----	163
라. Circular volute 의 치수 결정	-----	166
마. 설계 기본이론 요약	-----	167
2. 민수용 고속 원심펌프의 설계	-----	167
가. 펌프부 수력설계	-----	167
나. 펌프 케이싱의 설계	-----	168
다. 펌프부 구조	-----	171
라. 기계부의 설계 data 검토	-----	172
3. 증속기어의 설계	-----	173
가. 증속기어 설계	-----	173
나. 구조 및 제작	-----	174
4. 회전축의 동특성 해석	-----	177
5. 미케니컬 쉘의 설계	-----	180
6. 민수용 고속 원심펌프의 시제품 제작 및 성능 평가	-----	182
가. 시제품제작	-----	182
나. 신뢰성 기반 설계	-----	184
다. 신뢰성 test	-----	187
라. 성능 시험 및 결과	-----	189
7. 민수용 고속 원심펌프 도면	-----	193

제 4 장	목표 달성도 및 관련 분야에의 기여도	206
제 1 절	목표 달성도	206
제 2 절	관련분야에의 기여도	211
제 5 장	연구개발 결과의 활용 계획	213
제 1 절	미세결정 구조기술 개발	213
제 2 절	고성능 펌프 개발	213
제 6 장	참고문헌	215
	연구개발 활용 계획서	218
	기술 요약서	225

# 제 1 장 서 론

## 제 1 절 미세결정 주조기술 개발

가스터빈용 일체형 터빈 로터(integral turbine rotor)는 고온, 고응력에서 작동하기 때문에 크리프 특성과 저주기 피로 특성이 우수한 니켈계 초내열합금이 주로 사용된다. 정밀주조 공정으로 제조되는 일체형 터빈 로터의 경우 허브(hub) 부분의 결정립이 조대해져 결정립 사이의 이방성으로 인한 기계적 특성 데이터의 편차가 크게 되고, 이에 따라 부품의 고온 수명평가가 매우 어려워지게 된다. 터빈 로터는 고강도 및 내피로 특성이 요구되는 허브(hub) 부분의 경우 미세한 결정립을 갖도록 분말야금 공정이나 단조를 사용하여 제조하고, 크리프 특성이 요구되는 에어포일(airfoil) 부분은 주조 공정으로 제조한 후 확산 접합 등을 통해서 두 부품을 결합하는 공정도 개발되었다. 하지만 접합부에서의 기계적 특성 저하 문제가 대두됨에 따라 결국 주조 공정을 통한 일체형 터빈 로터 제조에 대한 다수의 연구가 수행되었고[1-5], 그 결과 1980년대 초반 진동처리를 도입하여 새롭게 개발된 주조공정을 통해서 터빈 로터 허브 부분의 결정립을 ASTM 3~5 크기까지 미세화 시킬 수 있는 주조 공정이 개발되었다[2,5]. 현재까지 수지상 형태로 응고하는 합금에 있어서 진동처리를 통한 결정립 미세화 주조공정의 기본 이론은 응고 도중 진동에 의한 기계적 에너지가 고/액 계면에서 액상으로 성장하는 수지상을 절단하고 절단된 수지상이 액상에서 새로운 고상 핵의 생성 위치로 작용하게 하는 것으로 보고되어 있다[6,7]. 용탕의 진동처리는 크게 진동수와 진폭에 의해 조절되는데 높은 진동수의 경우 결정립 미세화 효과가 크지만 주조시 용탕공급이 두절되어 미세기공 분율이 증가하게 되고 최종 HIP 공정이 필수로 추가되어야 한다[8]. 반면에 100~200 Hz 이하의 낮은 진동수 영역은 높은 진동수에 비해서 상대적으로 결정립 미세화 효과는 감소하지만 미세기공 억제 측면에서 오히려 결정립 미세화를 위한 적정 진동수로 제시되고 있다[6]. 한편, 진동 처리 외에 주조용 초내열합금의 결정립 미세화를 위한 방법으로는 정밀주조 주형의 facecoat에 접종재를 코팅하는 방법이 있다. 주형의 접종처리는 용탕/주형 사이의 젖음성을 증가시킴으로서 표면부위의 불균일 핵 생성 위치를 증가시켜 결정립을 미세화 시키는 역할을 하지만 표면으로부터 주물의 내부로 결정립의 2차원적인 성장으로 인해 주상정 조직이 발달하게 되고, 또한 부품의 두께가 어느 정도 있는 경우 접종의 효과가 내부까지 미치지 못하는 단점이 있다.

이와 같이 진동 및 접종 처리에 따른 결정립 미세화 기구에 대해서는 이미 어느 정도 잘 알려진 반면에 니켈계 초내열합금에 있어서 미세기공 분율, 결정립 크

기, 형상 등 미세조직 변화에 미치는 집종처리와 낮은 진동수에서 진동처리의 영향, 특히 진동+집종의 복합처리에 대한 연구는 전무한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 CM247LC 초내열합금의 정밀주조 공정에서 진동 및 집종처리를 도입하여 결정립 크기 및 형상, 탄화물 분포, 미세기공 분율 등 미세조직 변화에 미치는 진동, 집종, 진동+집종 처리의 영향을 고찰하고, 아울러 변화된 결정립 형상 및 크기에 따른 CM247LC 합금의 상온 및 고온인장 특성을 분석하였다.

## 제 2 절 고성능 펌프 개발

### 1. 군수용 복합형 베인 펌프 개발

복합형 베인 펌프라 함은 서로 다른 형식의 펌프, 원심펌프와 베인 펌프가 결합되어 동시에 작동하여 요구되는 성능을 내는 펌프라 할 수 있다. 베인 펌프는 이 펌프의 주된 성능을 구현하는 펌프로 유압유를 210kg/cm<sup>2</sup>의 고압으로 토출시킨다. 이 고압의 유압유는 타 부품을 작동시키기 위한 구동원으로 사용된다. 한편 원심펌프는 베인 펌프의 공동현상을 방지하기 위한 예압 펌프의 역할과 베어링, 감속기어의 윤활과 냉각을 위한 유압유의 공급원, 그리고 감속기로 분사된 유압유를 뽑아내기 위한 제트펌프의 작동유체를 공급하는 역할을 담당한다.

본 연구에서 개발하고자 하는 이 펌프는 군수용으로 여러 가지의 제한을 갖고 있다. 악 조건의 환경에서도 성능의 신뢰성이 보장되어야 하며, 최대한 소형이고 경량이어야 한다. 따라서 모든 부품의 설계 및 선정에 있어 이를 신중히 고려하여야 한다. 회전식 기계에 있어 동일 성능을 전제로 소형화는 회전속도의 증가를 의미한다. 회전속도가 빨라지면 여러 면에서 불리한 조건을 수반하게 된다. 특히 베인 펌프는 작동원리상 접촉면을 갖고 있는 기계로 엄격한 설계와 고정도의 제작기술이 요구된다. 본 연구의 개발 대상 베인 펌프의 회전수는 20,000rpm에 육박하는 고속으로 이러한 베인 펌프는 산업용으로 현재까지는 존재하지 않는다. 따라서 설계기술의 확보가 쉽지 않다. 원심펌프의 경우도 소형, 고속으로 일반적인 설계기법의 적용에 제한을 받는다. 이러한 어려움으로 개발에 있어 설계, 제작, 성능시험, 문제점 개선의 반복과정이 요구된다. 고속 베인 펌프의 설계에 있어 핵심사항은 최적의 캠링의 프로파일(캠선)의 설계라 할 수 있다. 본 연구에서는 trapezoidal acceleration curve를 사용한 캠링의 베인 펌프를 설계, 제작하여 그의 성능을 확인하고자 한다.

### 2. 민수용 고압 베인 펌프 개발

고압의 성능을 발휘하는 민수용 베인펌프로 인트라형 베인을 장착한 베인펌프가 세계적으로 그 성능을 인정받고 있다. 인트라 베인형 유압펌프는 유압프레스, 압축성형기, 하역 운반기계, 건설기계, 중장비 등에서 이송 및 회전 작용을 하는 유압회로의 핵심으로 압력을 발생시키는 동력원으로 사용되고 있다. 특히, 베인 유압펌프는 Gear 및 Piston Pump와 비교하여 소음과 맥동이 작은 장점으로 정밀한 설비에 널리 사용되고 있으나, 전량 수입에 의존하고 있는 실정으로 가격 경쟁력 악화와 A/S 불가능으로 국산화 개발이 시급한 과제이다. 이에 당사는 자동차에 사용되는 중압 베인 유압펌프를 생산하고 있는 기술을 응용, 발전시켜 전 품목을 수입에 의존하는 인트라 베인펌프를 국산화하여 수입대체하고, 원자재 또한 국산화하여 수

출경쟁력을 확보한 상태로 수출까지 가능하도록 개발하고자 한다.

인트라 베인펌프의 전문제조업체인 비커스사가 이튼사로 매각되어 경영합리화의 진행으로 생산 및 판매가 원활치 못한 실정이나 수요는 계속 늘어나는 추세이다. 특히 비커스사의 인트라 베인펌프의 특허관리기간이 만료됨에 따라 각국의 바이어들이 좀더 경쟁력 있는 제품을 구입하기 위해 많은 수출 가능 여부 문의가 접수되고 있다.

본 연구를 통해 고압성능의 인트라형 베인펌프의 국산화 개발을 목표로 하여 다음의 핵심 내용으로 연구를 수행하였다. 용량설계에 있어 로터의 외경과 길이에 대한 효율 및 소음감소를 위한 비율 산출, 로터의 파손 메커니즘, 사용소재의 최적화 설계 등이 주된 내용이었다. 플레이트의 회로설계에서는 흡입구의 위치 및 형상 최적화, 배압실의 유로설계, 플레이트 소착방지를 위한 코팅기술 개발, 누유방지를 위한 최적 공차 관리 등을 들 수 있다. 바디설계에 있어서는 흡·토출이 가능한 단면적 설계, 내압 소재선정 및 형상설계가 수행되었다. 그리고 시제품 제작과 관련하여 제작공정도 및 작업표준서 작성, 금형제작, 치공구 설계 및 제작 등이 수행되었다. 그리고 성능시험을 수행하여 토출압 210kg/cm<sup>2</sup>, 유량 65cc/rev, 회전수 2,700, 효율 90%의 인트라 베인펌프 시제품의 성능을 확인하였다. 아울러 내구성시험 및 실차 테스트를 수행하여 양산을 대비한 신뢰성을 높이는 연구가 진행 중이다.

### 3. 민수용 고속 원심펌프 개발

증속펌프란 구동부의 회전속도를 증속 기어를 통하여 증속시킨 후 펌프의 임펠러에 높은 회전수를 제공하여 고압을 발생시킬 수 있도록 한 펌프를 말하며, 50년대 말에 보잉 707의 제트엔진에 이륙시의 추력을 증가시키기 위하여 연소기에 물을 공급하기 위한 펌프에 적용한 것이 처음으로 이 후 60년대에 들어서 석유화학용 펌프를 시작으로 산업용으로 널리 확산되었다.

산업용으로 이용될 때의 증속펌프는 일반전원을 사용할 때의 2pole 모터의 속도한계인 3600 rpm ( 50 Hz의 경우는 3000 rpm )을 훨씬 넘는 회전수로 임펠러를 회전시켜 고양정을 달성하기 위한 수단으로 개발되었으므로, 구조적으로 일반펌프와는 달리 증속 기어를 펌프부와 모터부 사이에 장착됨을 특징으로 한다. 이에 따라 일반펌프의 개발에 필요한 기술 이외에 증속기어의 설계 및 제작 관련한 기술, 고속회전에 따른 윤활 및 냉각기술, 축계의 동력학 해석 및 베어링 설계기술, 고압 및 고속회전에 견딜 수 있는 Mechanical seal 등 축봉 장치의 기술개발 등을 보충적이며 확장적으로 필요로 한다. 또한 주어진 필요흡입압력(NPSHA)에 대한 제한으로 인하여 임펠러의 회전수 상승제한을 극복하기 위한 기술, 고강도의 재료개발기술

등을 종합하여 이용할 필요가 있는 분야이다.

높은 양정에 상대적으로 유량이 적은 펌프를 설계하는 경우, 즉 비속도( $N_s$ )가 낮은 펌프를 설계하는 경우, 임펠러의 외경이 커지고 출구의 폭이 낮아지게 되며, 양정이 더욱 높아지면 임펠러의 단수를 증가시켜야만 한다. 이러한 경우 펌프효율은 낮아지게 되고 펌프부의 크기가 커질 수밖에 없으나, 임펠러의 회전수를 높일 경우 그 크기를 혁신적으로 줄일 수 있으며 속도의 증가에 따라 한단으로 필요한 성능을 달성할 수 있다. 이 것이 증속펌프를 사용하는 이유 중의 하나로, 특히 이송할 유체의 특성상 고가의 재질을 사용할 필요가 있는 프로세스 펌프에 있어서 펌프의 제작비용을 줄일 수 있는 이점을 가지고 있다.

본 과제를 통하여 개발하고자 하는 고속 고양정 펌프는 석유화학공정, 제지공정 등에 널리 사용되고 있으며, 전 세계적으로 미국의 Sundstrand Fluid Handling사와 이 회사의 합작회사인 일본의 Nikkiso Sundstrand사 정도만 생산 판매하고 있고, 전 세계적으로 40,000대 이상이 공급되어 있으며, 국내시장에서도 연간 약 350억 정도의 수요가 예측되고 있다.

국내의 경우 동제품의 개발이 전혀 이루어지지 않고 있어 상기의 석유화학 분야 및 동 제조공정의 설계 및 유지 보수 시장에 국내 업체가 전혀 참여하지 못하는 것이 현실이다. 따라서 이러한 고속 고양정 펌프의 설계기술을 조속히 확보하고 시장에 진입하여, 상기 물량의 수요에 대한 수입대체는 물론 후진국으로 전이되고 있는 시장에 참여하여 국가경제에 이바지할 필요가 있다.

본 연구는 펌프회전수 14000 rpm 이상으로 운전시킬 수 있는 기술을 개발하고 토출압  $60 \text{ kgf/cm}^2$  의 조건에서 유량  $4.5 \text{ m}^3/\text{h}$  ( 20 gpm )의 펌프를 구현하는데 목적을 두었다. 이를 위하여 14,000 rpm 이상의 증속기 개발, 고압 고속에 견딜 수 있는 Mechanical Seal의 개발, 고압 저 유량의 고속회전 임펠러의 개발, 요소 부품의 설계 및 제작기술의 개발 등의 내용으로 연구가 수행되었다. 그리고 본 연구를 통하여 고압, 저유량, 고속운전에 적합한 Barske형 원심 임펠러의 설계기술 확보하였고, 펌프 구동용 14,000rpm 이상의 증속기를 개발하였으며, 목표사양을 충족시키는 고속 원심펌프 시제품을 개발하였다.

## 제 2 장 국내외 기술개발 현황

### 제 1 절 국내 기술 현황

소형 터빈 시스템 관련하여 지금까지 국내의 기술 현황을 보면 먼저 국방과학연구소에서 개발된 고출력 소형 터빈 조립체 등 일부 터보 부품류에 대하여 국산화한 적이 있으며 국내 기업을 통해 부품들을 생산하고 있다. 개발에 관련된 소재 및 주조기술은 본 연구의 주관기관에서 참여하여 수행하였으며, 당시에 적용한 기술은 국내에서 보유한 기술을 적용하였다. 현재 사용되는 부품은 통상적으로 고온에서 짧은 시간동안 사용에는 큰 문제점이 없으나 반복사용이나 장시간 사용을 위해서는 본 연구에서 개발코자 하는 주조기술의 적용이 필수적이다. 이미 외국에서는 이 부분에 기술개발이 이루어져 생산에 응용되고 있다. 국내에서는 초내열합금과 관련하여 당 연구그룹(한국기계연구원 재료기술연구소 내열재료그룹)을 중심으로 지난 15년간 연구개발이 이루어져 현재 종래의 방법에 의한 제조기술 또한 참여기업과 공동으로 생산 중에 있다. 그러나 본 연구에서 개발코자 하는 새로운 미세결정 주조법에 의해 신뢰성과 수명을 증진시킨 부품이나 관련 기술은 아직 국내에서 개발되거나 실용화되어 있지 않다. 본 연구에서는 이와 같은 미세결정 주조기술과 아울러 터빈 시스템에 연계된 베인 펌프(vane pump)의 설계 및 제작, 그리고 베인 펌프의 보조 역할을 하는 pre-pump의 설계를 수행할 것이며 유사 산업용 임펠러 등을 개발한 경험을 바탕으로 연구기간 내에 고효율 소형 터보 부품의 개발이 확실시되고 있다.

현 기술상태의 취약점으로는 먼저 터빈 로터 제조 기술의 경우 현재의 주조기술을 통해 제조한 로터는 단시간 사용에는 문제가 없으나 고온에서 터빈을 반복적으로 사용하고, 긴 수명을 요하는 경우에는 조대한 결정립으로 인해 급격한 온도변화와 응력 하에서 조대한 결정립간의 이방성으로 인해 치수 정밀도나 고온에서의 변형 문제 등 부품의 수명 평가에 대한 신빙성이 크게 감소하게 되는 어려움이 있다. 현 터빈로터 제조기술을 통해 개발중인 APU는 긴 수명과 항공기의 운항에 따라 반복사용이 불가피하고, 특히 높은 신뢰성을 요하므로 APU의 일체형 로터 제조에 적용하기에는 부적합하며 선진국에서 적용하고 있는 기술인 즉, 본 연구에서 개발 실용화 하고자 하는 미세결정 주조기술의 적용이 불가피하다.

한편, 소형 터빈체에 사용되는 펌프의 경우 유압과 유량의 범위를 고려해 볼 때 베인형 펌프가 가장 효율적이며 국내에는 고속의 작동범위 내에서 고압의 유압을 발생시키는 소형 베인형 펌프에 대한 개발이 시도된 적이 없다. 따라서 본 연구



에서 개발을 시도하는 베인 펌프와 베인 펌프의 보조 역할을 하는 pre-pump의 연구 개발은 유량 설계, 정밀가공 기술, 임펠러의 형상 설계 기술 등 많은 어려움이 있다. 이들 펌프의 개발을 통해 얻어진 기술력과 knowhow 등은 그 자체로 국내의 펌프 제작 기술력을 한 단계 진보시키고 단품으로 개발된 펌프 및 터빈 부품의 제조 기술은 고효율 터보 조립체의 개발 요구가 있을 시 단시간 내에 기술개발이 가능하게 할 것으로 판단된다.

이와 같은 터빈 로터 제조 기술과 소형 펌프 제조기술의 앞으로의 전망은 먼저 터빈 로터의 경우 완전히 새로운 장비와 기술을 사용하는 것이 아니라 기존의 정밀주조 방법을 약간 개량하는 것으로 이미 지난 15년간 연구 개발한 경험을 바탕으로 기존 보유설비의 개조 등을 통해 빠르고 쉽게 개발할 수 있으리라 사료되며, 본 기술의 개발에 따라 국내에서 사용 중인 일체형 터빈 로터 부품의 수입대체와 수명향상, 신뢰성 향상에 크게 기여할 것으로 판단된다. 또한, 베인 펌프 부품의 경우 도 소형, 고풍력으로 인해 차후 국내 수요가 크게 증가될 것으로 판단되고 그간 유사 부품의 연구개발 경험을 바탕으로 축적된 기술력을 통해 연구기간 내에 충분히 개발할 수 있으리라 판단된다.

민수용 고압 베인 펌프에 대한 국내의 기술 현황은 외국 제품을 모방하는 형태의 수준에 있다. 당사(영화산업)에서는 차량용 파워 스티어링 펌프의 기본 설계기술, 성능 향상기술, 펌프 제조기술, 종합 성능시험을 할 수 있는 기술을 보유하고 있는 수준이다. 차량용 파워 스티어링 용 베인 펌프는 중압으로(135kgf/cm<sup>2</sup>) 고압 210kg/cm<sup>2</sup>급 베인 펌프에 대한 국내기술은 전무한 상태로 연구개발이 완료되면 한 단계 발전 할 수 있는 계기가 될 것이다.

민수용 고속 원심펌프는 석유화학 프로세스용 펌프용으로 널리 사용되고 있다. 국내의 경우는 대기업인 효성중공업 등에서 프로세스펌프를 생산하고 있으나 고속회전(증속을 한)의 원심펌프는 아니며, 모터에 직결된 형태로 사용하는 것이 대부분이다. 따라서 1단으로 상기 수준의 고양정을 실현한 제품은 출시하지 않고 있다. 고속의 원심펌프를 실현하기 위해서는 고속의 증속기어설계 및 제조기술, 고압 고속용 미케니컬씰, 축계의 동력학 해석 및 저어널 베어링 등의 부품개발기술 등을 기본적으로 확보해야 하나, 국내의 펌프산업이 외국의 제품을 모방하는 수준에 머물고 있다.

## 제 2 절 국외 기술 현황

초내열합금이나 가스터빈과 관련된 기술은 미국이 가장 앞서 있으며 미국에서는 이미 터빈 부품 제조를 위한 주조기술들이 정립된 단계로 첨단무기의 생산에 직

접 응용되고 있다. 그러나 본 기술들은 군사목적 뿐 아니라 민간에도 공히 적용되는 기술로 미국의 국익에 직접적으로 관계되기 때문에 기술이전이나 공개를 엄격히 통제하고 있어 기술이전이 불가능하다. 비록 기술이전을 받을 수 있어도 본 기술과 관련된 주변 기술의 개발이 동시에 병행되지 않으면 동일한 기술을 국내에서 생산에 적용시킬 수 없다. 유럽의 경우 미국과 유사한 수준이나 역시 기술이전이 불가능하며 심지어 생산현장 방문도 허락하지 않는 실정이고, 일본의 경우 공개적으로 기술보유여부를 발표하지 않으나 일부 기업을 중심으로 기술을 보유하고 있는 것으로 보인다.

연구 개발 또는 사업화 단계에 있어서도 이미 미국에서는 기술이 정립되어 사업화 되어 있으며 유럽의 경우도 생산에 적용하고 있다. 앞서 언급한 바와 같이 초내열합금, 가스터빈 등의 관련기술은 외국에서 기술을 공개하거나 기술이전을 회피하고 있는 실정으로 기술 이전을 통한 본 기술의 확보나 생산에의 적용 등은 거의 불가능한 것으로 판단되며 국내 자체적인 기술 개발과 부품 개발이 필수적이라 하겠다. 소형 고출력 펌프류 등의 관련기술도 특수 부품이나 체계에 사용되는 것으로 기술이 외국에서도 공개되지 않는 것으로 역시 기술도입이 불가능하고 국내 자체 개발이 필수 불가결하다.

민수용 고압 베인 펌프의 기술은 선진국에서는 베인 펌프 성능이 250 kg/cm<sup>2</sup> 급으로 개발 생산되고 있으며 기술이전은 높은 로얄티 등으로 인하여 이루어지지 못하고 있는 실정이다. 일부 대기업에서 승용차용 핸들펌프용으로 중압용 펌프는 기술이전이 이루어지고 있다.

고속 원심펌프에 관련한 기술 논문의 발표가 거의 존재하지 않으며, 제품의 생산과 관련하여서 Sundstrand Fluid handling사가 동 펌프를 석유정제, 석유화학, 천연가스 등의 이송에 사용하는 제품을 개발하였으며, 임펠러의 회전수는 50,000 rpm , 최대 토출압은 150 kgf/cm<sup>2</sup> 급을 양산하고 있으며, 전 세계적으로 시장을 독점하는 상황이다.

## 제 3 장 연구개발 수행 내용 및 결과

### 제 1 절 미세결정 주조기술 개발

#### 1. 실험 방법

##### 1.1 재료 및 결정립 조절

본 연구에 사용한 합금은 미국의 Cannon-Muskegon 사에서 제조한 니켈계 초내열합금인 CM247LC로 이 합금의 화학조성을 표 1.1에 나타내었다. 접종 및 진동 처리에 따른 CM247LC 합금의 미세조직 변화 및 인장 특성 변화를 관찰하기 위해 다음과 같은 네 가지 주조조건으로 제조한 합금을 준비하였다: 1) 일반적인 정밀 주조 공정 조건 즉, 왁스 패턴의 첫 번째 코팅을 콜로이달 실리카/지르콘 슬러리를 사용한 주형을 사용하여 주조한 조건 (이하 XX), 2) XX 조건과 같은 지르콘 주형에 용탕을 주입하여 진폭 2mm, 진동수 10Hz로 사인파의 진동을 수직으로 가하여 주조 (이하 VX), 3) 코발트 알루미늄네이트를 첫 번째 왁스 패턴의 표면에 코팅하여 접종처리를 한 주형을 사용 (이하 XI), 4) 접종처리 주형에 VX 조건과 같은 진동을 가하여 주조 (이하 VI). 이 때 주조 시편은 그림 1.1에 보인 바와 같이 지름 12mm, 길이 150mm의 원통 형상으로 게이트 부분을 수직 탕구에 양쪽 상·하로 6개씩 조립하여 주조하였다. 결정립 조절을 위한 위의 네 가지 주조 조건은 표 1.2에 정리하였다.

Table 1.1 Nominal composition of superalloy CM247LC

Element	Al	Ti	Cr	Co	Mo	W	Ta	C	B	Zr	Hf	Ni
wt. %	5.6	0.7	8.1	9.2	0.5	9.5	3.2	0.07	0.015	0.015	1.4	Bal.

CM247LC 합금의 액상선 온도는 시차열분석 측정 결과 1385°C로 측정되었다. 따라서 정밀 주조 도중 진동효과를 고려하기 위해 표 1.2에 보인 바와 같이 네 조건 모두 용탕온도를 1470°C로 고정시키고, 주형을 950°C로 일정하게 예열한 후 진공유도용해로를 사용하여 주조하였다. 한편 VX, VI 합금의 진동처리는 주형을 안치시킬 수 있는 치구를 제작하여 실시하였으며, 용탕 주입 후 주형을 주형 진동장치로 이동한 후 진동을 추가하는 방식으로 처리하였다.

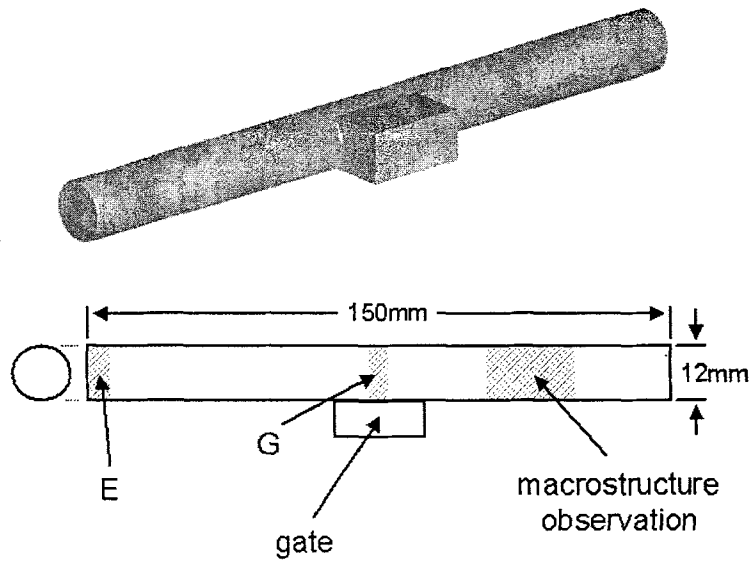
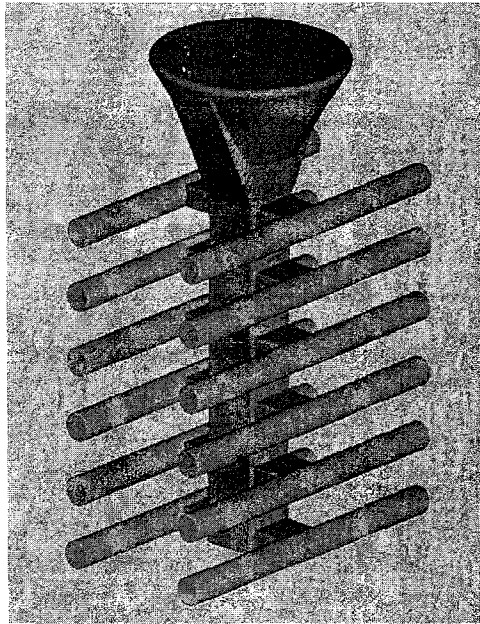


Fig. 1.1 Scheme of the cast specimen. (Microstructural analysis carried out in the hatched areas.)

Table 1.2 Mold system and casting conditions for the grain size and morphology control

Designation	Mold System		Casting Condition	
	Face Coat	Stucco	Vibration	Temp.**
XX	Colloidal Silica/ Zircon Flour	Alumina/ Chamotte	-	C : 1470°C M : 950°C
VX	Colloidal Silica/ Zircon Flour	Alumina/ Chamotte	2mm/10Hz*	C : 1470°C M : 950°C
XI	Cobalt Aluminate (Inoculation)	Alumina/ Chamotte	-	C : 1470°C M : 950°C
VI	Cobalt Aluminate (Inoculation)	Alumina/ Chamotte	2mm/10Hz*	C : 1470°C M : 950°C

\* Amplitude / Frequency, Sinusoidal wave form

\*\* C : Casting temperature, M : Mold preheat temperature

## 1.2 미세조직 관찰 및 인장 시험

CM247LC 합금은 열처리한 상태로 사용하기 때문에 일부 시편은 주조상태의 미세조직을 관찰하고 나머지 시편들은 진공 열처리 로를 이용하여 870°C에서 20시간 시효처리 하였다. 합금의 미세조직은 2g CuCl<sub>2</sub> + 40ml HCl + 80ml Ethanol 용액인 Kalling's II 시약을 사용하여 니켈계 초내열 합금의 주 강화상인  $\gamma'$ 상(Ni<sub>3</sub>Al)을 에칭한 뒤에 초음파 세척한 후 JEOL사의 JSM-5800 SEM과 Oxford Instrument사의 EDS 시스템(LINK ISIS)을 사용하여 관찰하였다.

각 주조 조건에 따른 미세기공 분포는 측정 오차를 줄이기 위해 직경 약 2 $\mu$ m 까지 구분이 가능한 배율로 5.8 $\times 10^6 \mu$ m<sup>2</sup>의 범위에서 SEM을 사용하여 미세조직을 얻은 후 화상 분석(image analysis)을 하여 각각에 대한 분율, 크기, 형상 등을 측정하였다. 탄화물 관찰을 위한 TEM 시편은 15% 퍼클로릭산 + 메탄올 용액으로 -30°C, 60V / 0.14A의 조건에서 twin-jet 전해 연마 후 JEOL사의 2000FX STEM을 사용하여 관찰하였다.

한편, 결정립 크기 및 형상에 따른 인장 특성은 상온과 760°C, 870°C, 950°C에서 각각 인장시험 하여 관찰하였고, 상온 인장시험의 경우 ASTM E8, 고온 인장시험의 경우 ASTM E21의 규격에 따라서 시험하였다. 760°C 인장 특성은 파면관찰과 더불어 파단된 시편을 응력 축에 평행하게 절단한 후 파면 근처의 단면 미세조직을 관찰함으로써 인장 특성에 영향을 미치는 인자들을 조사하였다.

### 1.3 고온 피로시험

블레이드와 디스크를 하나로 구조하는 일체형 터빈로터 개발 목적은 블레이드와 디스크 결합 부위에서의 결합 생성을 억제하기 위함이다. 아울러 미세결정 구조 기술을 사용하여 일체형 터빈 로터를 제조하는 것은 디스크의 허브(hub) 부분에서의 결정립을 미세화 시켜 저주기 피로 특성을 향상시키고 올바른 피로 수명 평가를 가능하게 하기 위함이다. 본 연구에서는 일반주조공정으로 제조된 조대한 결정립을 가진 CM247LC 합금과 미세결정 구조기술로 제조된 미세한 결정립을 가진 CM247LC 합금에 대해서 760°C에서 저주기 피로 특성에 미치는 결정립 크기의 영향을 관찰하였다. CM247LC 합금의 피로시험은 Instron 사의 10톤 용량의 Servo-hydraulic 장비를 사용하여 수행하였으며, 피로 시험은 게이지 부분의 길이가 19mm, 직경이 5mm인 균일한 단면을 갖는 원기둥 형태의 시편을 사용하여 수행하였다. 시편의 표면 조건이 균열 생성 및 피로 수명에 미치는 영향을 감소시키기 위해서 모든 피로 시편들은 피로 시험 전에 게이지 부분을 경면 연마한 후 시험하였다. 피로시험은 760°C에서 변형률 제어(sine 곡선 사용)로 실시하였으며, 0.25Hz의 일정한 주파수를 사용하여 총변형률 0.5~0.8%의 범위에서 변형률 비 R=0인 조건에서 수행하였다. 이 때 피로수명은 피로시험 도중 최대하중 값이 20% 감소한 값으로 결정하였으며 시험은 시편이 파단 될 때까지 진행하였다.

한편, 결정립 크기 및 변형률 조건에 따른 피로 균열 생성거동 및 피로파단에 미치는 미세조직의 영향을 관찰하기 위해 시험한 시편의 파면 근처 게이지 부분을 응력축에 수직하게 절단한 후 SEM 및 EDS를 통해 파면을 관찰하였다. 아울러 파면관찰 후에는 절단된 파면 부분의 가운데 부분을 응력축에 평행하게 절단한 뒤 연마하여 피로시험 도중 미세조직 변화를 관찰하였다.

## 2. 연구개발 내용 및 결과

### 2.1 접종/진동 처리에 따른 결정립 형상

그림 1.2는 표 1.2의 각 구조 조건에 따라 구조한 CM247LC 합금의 단면 미세조직으로 그림 1.1에 표시한 바와 같이 구조 시편을 인장 시편으로 가공했을 때 인장 시험편의 표점 거리에 해당하는 부분의 미세조직이다. 아울러, 그림 1.3은 명확한 결정립 형상의 이해를 위해 그림 1.2의 미세조직에서 수직상의 방향에 따라 결정된 결정립 형상을 나타낸 것이다. 그림 1.2(a) 및 그림 1.3(a)에서 볼 수 있듯이 일반적인 정밀주조 공정으로 제조한 XX 합금의 경우 용탕과 세라믹 주형 사이의 낮은 젖음성으로 인해 주형 표면 부위의 핵 생성이 제한되어 길이 방향으로 결정립

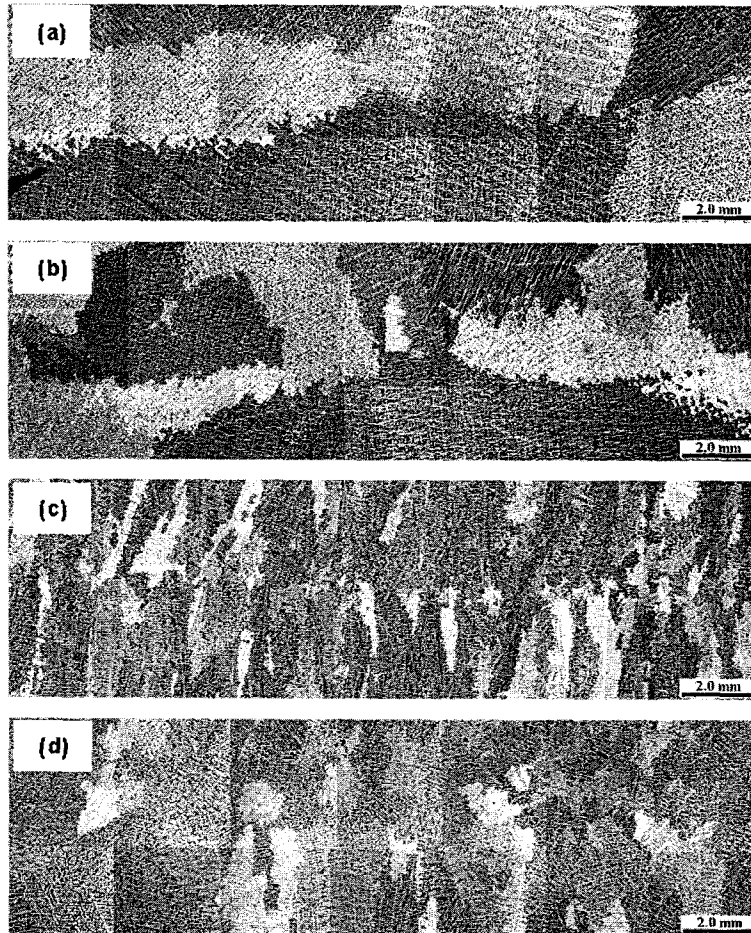


Fig. 1.2 Grain shapes of CM247LC alloy cast with (a) XX, (b) VX, (c) XI and (d) VI conditions

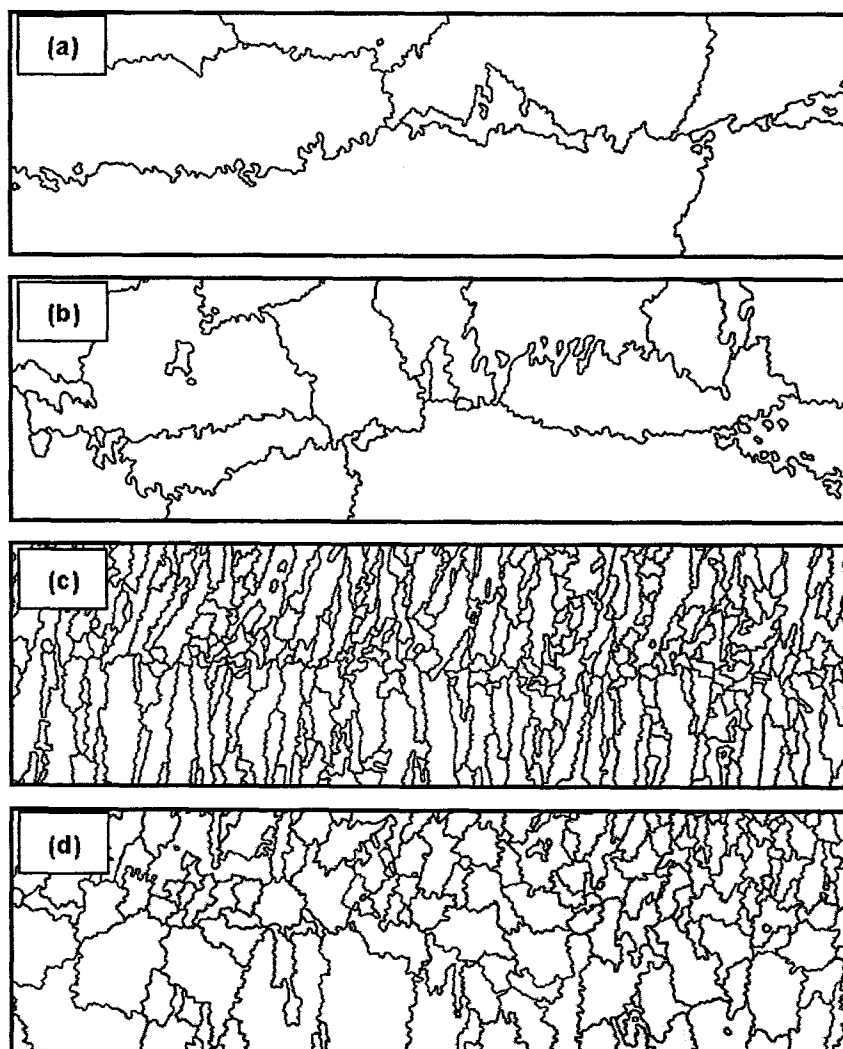


Fig. 1.3 Grain contours which were determined by the orientation of the dendrites in Fig. 1.2.



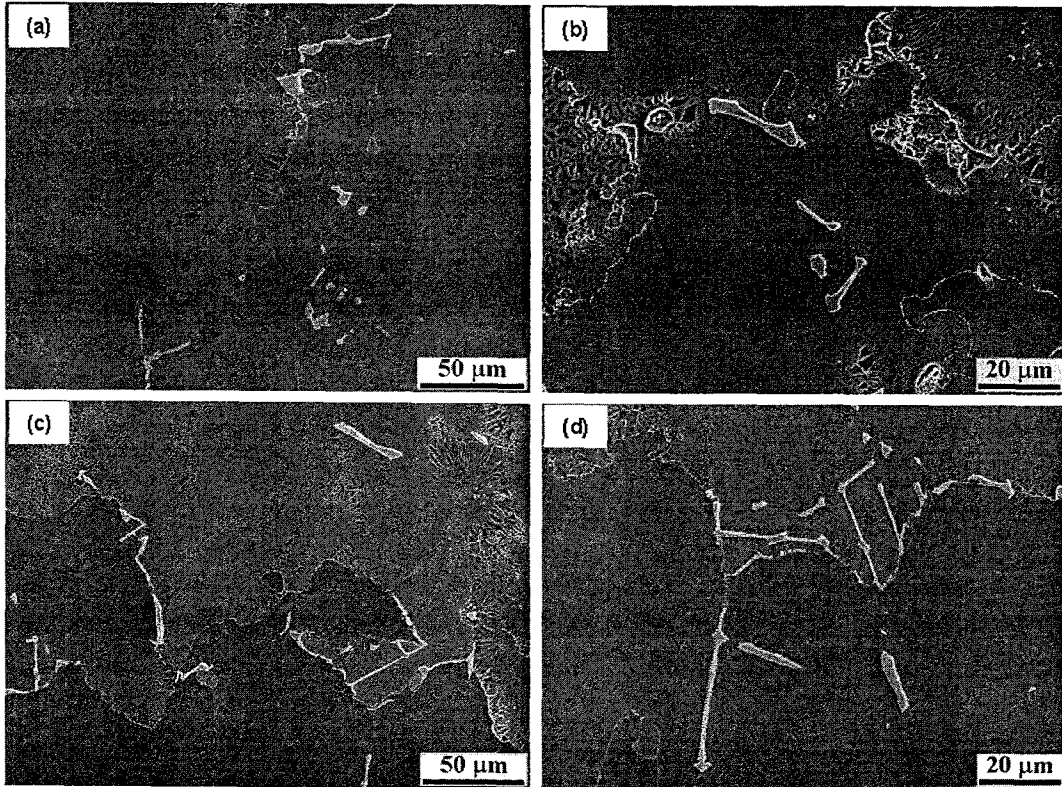


Fig. 1.4 Micrographs of CM247LC alloy after aging treatment at 870°C for 20 hours. (a) XX, (b) VX, (c) XI and (d) VI casting condition.

수가 적고 크기 또한 매우 조대한 것을 확인할 수 있다. 진동처리를 가한 VX 합금은 그림 1.2(b) 및 그림 1.3(b)에서 볼 수 있듯이 XX 합금에 비해서 결정립 크기가 다소 감소한 것을 관찰할 수 있다. 이 같은 결과는 표 1.3에 보인 바와 같이 그림 1.2의 결정립에 대한 화상분석 결과 뚜렷하게 확인할 수 있다. 10Hz의 진동처리를 통해 결정립의 평균 크기는 40% 정도 감소한 것을 확인할 수 있으며, 2차원 형상이 원에 근접함을 나타내는 인자인 Roundness( $R_{circle}=1$ ) 값을 통해 결정립의 2차원 형상 또한 원에 가까운 형태로 변화시킴을 알 수 있다.

한편, 접종 처리한 주형을 사용한 XI 합금은 그림 1.2(c) 및 그림 1.3(c)에서와 같이 주상정 결정립이 주형의 표면부분에서 중심까지 성장한 것을 관찰할 수 있으며, 표 3에서 확인할 수 있듯이 XX 합금에 비해서 85% 이상 결정립 미세화 효과가 있는 것으로 확인되었다. 접종 처리한 주형을 진동 처리한 VI 합금은 그림 2(d) 및 그림 3(d)와 같이 결정립 형상에 큰 변화가 관찰되었으며, XI 합금의 주상정 결정립은 진동처리를 통해 등축정에 가까운 형상으로 변화하였음을 알 수 있다. 하지만 결정립 형상의 변화와는 달리 측정된 결정립의 평균 크기는 XI 합금에 비해서 다소 증가한 것으로 관찰되었다.

## 2.2 시효처리 후 미세조직 변화

870°C에서 20시간 시효 처리한 후 각각의 주조 조건에 따른 CM247LC 합금의 미세조직을 그림 1.4에 나타내었다. 접종 및 진동처리에 따른 CM247LC 합금의  $\gamma'$ 상 ( $Ni_3Al$ ) 크기 및 형태, 탄화물 형상 등의 변화는 거의 관찰되지 않았으며, CM247LC 합금의 미세조직은 기지인  $\gamma$ 상의 내부에 육면체 형태의  $\gamma'$ 상이 균일하게 분포되어 있는 것으로 확인되었다. 아울러 MC 형 탄화물은 입내와 입계에 걸쳐 고루 분포하고 있었으며 특히 수지상간 영역에 다수가 분포하고 있음을 확인하였다. 870°C에서 20시간 시효처리 후 CM247LC 합금의 가장 두드러진 미세조직 변화는 입계에서 찾을 수 있었으며, 대표적인 미세조직을 그림 1.5에 보였다. 그림 1.5는 VX 합금의 주조 후 미세조직과 시효처리 후의 미세조직으로 시효 처리 후 합금의 입계를 따라서 미세한 입자들이 석출되어 있음을 확인할 수 있었다.

Table 1.3 Image analysis results of grain size and morphology measured at the microstructures seen in Fig. 1.3

Designation	Grain size (mm)	Number density of grain (ea/mm <sup>2</sup> )	Roundness, R
XX	3.58	0.065	0.337
VX	2.05	0.168	0.381
XI	0.47	2.961	0.307
VI	0.63	1.571	0.402

## 2.3 CM247LC 합금의 탄화물 분석

### MC형 탄화물

니켈계 초내열 합금에서 탄화물은 기지의 화학적 안정성에 영향을 주고, 아울러 탄화물의 형태 및 크기는 합금의 연성에 영향을 주는 것으로 알려져 있다[9]. 니켈계 초내열 합금에서 주로 관찰되는 탄화물은 MC, M<sub>23</sub>C<sub>6</sub>, M<sub>6</sub>C 등이다. 이중 MC는 응고 도중 액상선 온도 직하에서 생성되며, M<sub>23</sub>C<sub>6</sub> 및 M<sub>6</sub>C는 고상내부의 석출반응에 의해서 나타나거나 혹은 MC의 분해 반응에 의해서 생성되는 것으로 보고되어 있다[10]. 본 연구에서 적용한 접종 및 진동처리는 MC 형 탄화물의 크기 및 형태에 별다른 영향을 주지 않는 것으로 관찰되었으며, 탄화물 형상의 경우 단지 주조시 냉각속도가 빠를수록 블록 형태(blocky)에서 문자형(script)으로 변화하는 것을 확인할 수 있었다. CM247LC 합금에서 이들 MC 형 탄화물의 부피 분율은 그림 1.1에 표시한 바와 같이 냉각속도가 느린 게이트 부위인 G 부분의 경우 평균 0.92%, 그리고 냉각속도가 빠른 E 부분에서 약 0.78%로 측정되었다. 니켈계 초내열 합금에서 MC 형 탄화물의 주 형성원소는 Ti, Ta, Hf 등이며, 이들 원소는 합금의 응고시 액상영역으로 편석 되는 경향이 강하다[11]. 아울러 MC 형 탄화물은 합금의 액상선 직하 고/액 공존구간(mushy zone)에서 생성된다[12]. 따라서 수지상간 액상 영역에는 Ti, Ta, Hf 등 MC 형 탄화물 형성원소가 풍부하고, 또한 협소한 지역에 많은 응고잠열의 배출에 따라 이 부분의 응고속도가 상당히 지연되기 때문에 MC 형 탄화물의 생성과 성장이 용이하게 된다[11,13]. 이와 같은 이유로 MC 형 탄화물은 합금의 수지상간 영역과 입계 부분에서 쉽게 관찰되는 것으로 판단된다.

표 1.4는 EDS 분석을 통해 측정된 기지, 공정조직 및 MC 형 탄화물 형상에 따른 조성을 10회 측정하여 평균값을 나타낸 것이다. CM247LC 합금에서 관찰되는 MC 형 탄화물의 주 형성원소는 Ti, Hf, Ta, W 등으로 Ta를 가장 많이 함유하는 것으로 확인되었으며, Ni의 높은 조성은 기지인  $\gamma$ 상의 영향에 의한 것으로 판단된

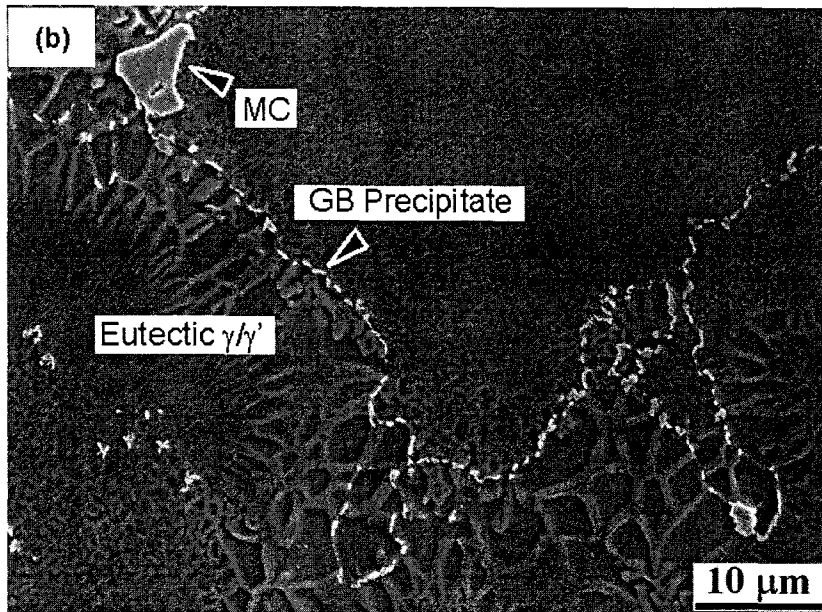
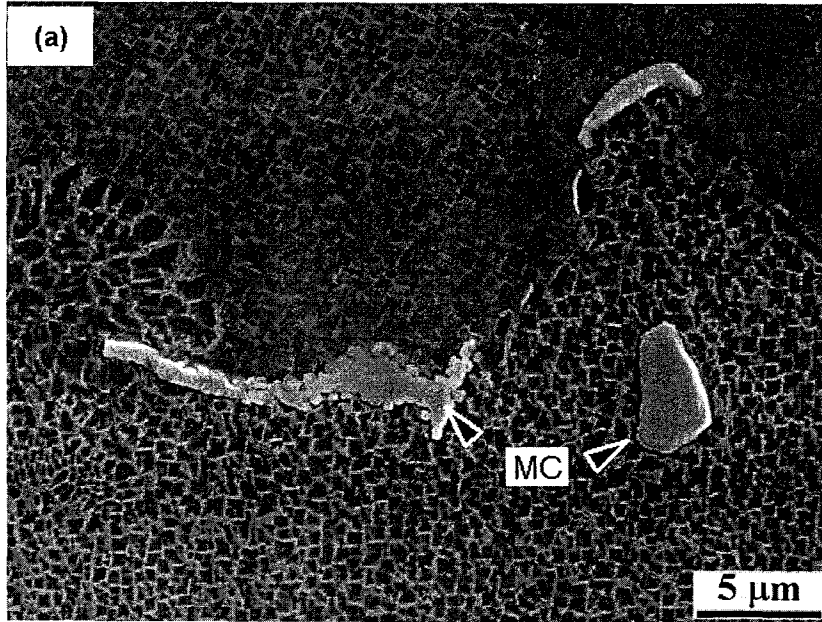


Fig. 1.5 Representative microstructure of as-cast (a) and the heat treated (b) CM247LC (VX condition)

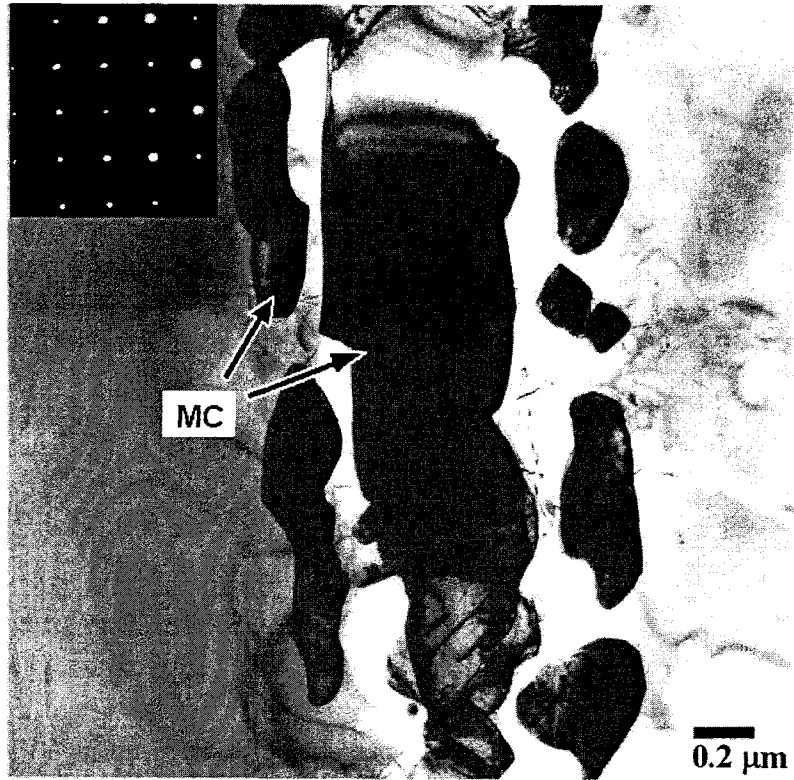


Fig. 1.6 TEM bright field image and selected area diffraction pattern of MC carbide. (Zone axis :  $[001]_{MC}$ )

다. 블록 형태의 MC 형 탄화물은 문자 형태의 MC 형 탄화물보다 2배 이상의 Hf 함량을 보였으며, 이 같은 결과는 Hf의 첨가로 인해 MC 형 탄화물의 형상이 문자 형에서 블록 형태로 변화한다는 Kotval[14], Dahl[15] 및 Chen[16] 등의 결과와 유사하다. 한편, Ti, Ta, Cr, Co, Mo 등의 원소는 MC 형 탄화물의 형상에 따른 조성 변화가 거의 없는 것으로 미루어 Hf과는 달리 MC 형 탄화물의 형상변화에 영향을 주지 않는 원소인 것으로 판단된다.

Table 1.4 Chemical composition of matrix, eutectic constituents, and MC-type carbides determined by EDS analysis (atomic percent)

	Matrix	Eutectic		MC	
		$\gamma$	$\gamma'$	blocky	script
Al	10.0	7.2	13.2	-	0.5
Ti	0.9	0.6	1.5	18.3	19.2
Cr	11.2	16.9	4.2	1.9	4.3
Co	9.9	12.8	6.6	1.8	2.7
Mo	0.5	0.5	0.2	1.6	1.6
Hf	-	-	1.6	24.0	11.7
Ta	0.8	-	1.7	37.6	36.2
W	2.9	3.3	1.7	5.6	9.6
Ni	bal.	bal.	bal.	9.2	14.2

CM247LC 합금에서 관찰되는 MC 형 탄화물의 표면은 그림 1.5(a)에서 볼 수 있듯이 매끄러운 형태와 돌출된 형태의 두 가지 양상을 보였다. 이 같은 양상은 주조 후 조직뿐만 아니라 시효처리 후의 조직에서도 관찰되었으며, MC 형 탄화물의 분해 반응처럼 보이는 돌출된 부위 또한 TEM 회절도형 분석결과 그림 1.6에 나타난 바와 같이 모두 MC 형 탄화물인 것으로 확인되었다.

#### M<sub>23</sub>C<sub>6</sub> 및 M<sub>6</sub>C 탄화물

M<sub>23</sub>C<sub>6</sub> 및 M<sub>6</sub>C 는 MC형 탄화물과는 달리 합금의 조성에 의존하여 고상내부에서 석출반응에 의해 생성된다[9]. 니켈계 초내열합금을 비롯하여 코발트계 합금 및 고합금강에서 관찰되는 M<sub>23</sub>C<sub>6</sub>는 대부분 높은 Cr 함량을 보인다[10,17-20]. 반면에 M<sub>6</sub>C 형 탄화물은 W 혹은 Mo 함량이 높은 것으로 보고되어 있다[18]. 그림 1.7

은 TEM으로 관찰한 CM247LC 합금의 입계 및 공정  $\gamma/\gamma'$  상 부근에서 석출한  $M_{23}C_6$  및  $M_6C$ 의 미세조직이다. 그림 1.5(b)에서 보인 바와 같이 870°C에서 시효 처리 후 입계에 생성된 다수의 미세한 석출물은 TEM 분석 결과 주로  $M_{23}C_6$  형 탄화물이었으며,  $M_6C$ 는 적은 양이 관찰되었다. 이들 입계 탄화물은 그림 1.7(a)에서 볼 수 있듯이 입계에 불연속적으로 석출되는 것을 확인할 수 있었다. 입계에서 석출된 탄화물은 크기가  $1\mu m$  이하로 미세하기 때문에 EDS 분석을 통한 정량적인 조성 값을 얻기 어렵지만, 입계 석출물 모두 주변의 기지  $\gamma$  상, 그리고 공정  $\gamma$  및 공정  $\gamma'$  상에 비해서 상대적으로 매우 높은 Cr 함량을 보였으며 W과 Mo 함량도 약간 높은 값을 보였다. 따라서 이들 입계 탄화물들은 대부분 Cr을 다량 함유하는  $M_{23}C_6$  인 것으로 판단된다. 하지만  $M_6C$ 의 경우는 EDS 분해능의 한계와 아울러 입계에 매우 적은 양이 존재하였기 때문에 그림 1.7에 보인 바와 같이 TEM 분석을 통해서만 그 존재를 확인할 수 있었다.

한편,  $M_{23}C_6$ 는 입계뿐만 아니라 그림 1.7(b)에서와 같이 공정  $\gamma/\gamma'$ 상 부근에서도 다수가 관찰되었다. 특히 공정 조직에서 석출하는  $M_{23}C_6$ 의 경우 항상  $\gamma'$  상 사이의  $\gamma$  채널에서 관찰되었는데, 이는 표 1.4에서 볼 수 있듯이  $M_{23}C_6$ 의 주 형성 원소인 Cr이  $\gamma'$  상에 비해  $\gamma$ 상에 많은 양이 편석 되어 있기 때문인 것으로 판단된다.

## 2.4 미세기공

주조 공정에 의해 생성된 미세기공은 크게 미세수축공 결함(microshrinkage)과 가스에 의한 기공(gas porosity)으로 나눌 수 있다. 이중 가스 기공은 액상/고상 사이의 가스원자 고용도의 차에 의해 발생하며, 재료가 응고하는 동안 급격한 가스원자 고용도의 감소로 인해 생성된다. 반면에 미세수축공은 재료가 액상에서 고상으로 응고할 때 부피변화로 인해 발생하며, 마지막 응고가 진행되는 수지상간 영역에서 원활한 액상 공급이 부족해서 생기는 현상이다. 따라서 미세수축공은 3차원적으로 복잡한 형상을 보이며 그 크기는 수지상 간격이 클수록 큰 것으로 알려져 있다[21]. 아울러 미세수축공은 니켈계 초내열 합금에 있어서도 고온 크리프나 저주기 피로 균열의 생성 위치로 작용[22,23]함으로써 재료의 기계적 특성을 저하시키기 때문에 주의 깊은 관찰이 필요하다.

표 1.5는 각각의 주조조건에 따른 미세기공 분석 결과를 요약한 것이다. 표 1.5에서 E와 G는 그림 1.1에 나타낸 바와 같이 응고속도가 빠른 시편 끝 부위와 응고속도가 느린 게이트 부근을 각각 의미한다. 측정된 미세기공의 수는 표 1.5에서 확인할 수 있듯이 4가지 주조 조건 모두 응고속도가 상대적으로 느린 G 부근에서

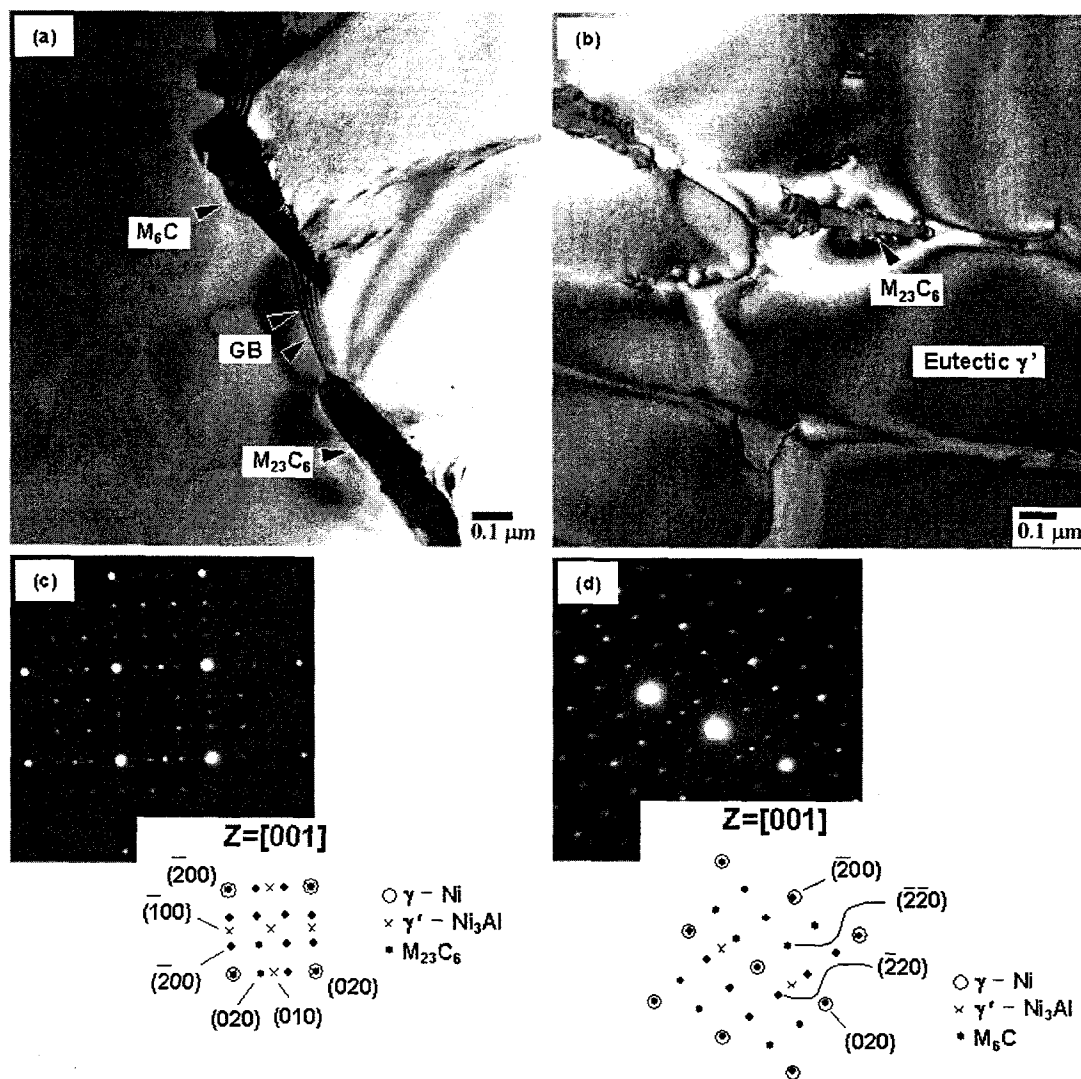


Fig. 1.7 TEM micrographs and SAD patterns of  $M_{23}C_6$  and  $M_6C$ -type carbides. (a) Bright field image of GB carbides, (b) Bright field image of  $M_{23}C_6$ -type carbide observed at the eutectic  $\gamma$  channel, (c) SAD pattern of  $M_{23}C_6$ -type carbide and (d) SAD pattern of  $M_6C$ -type carbide.



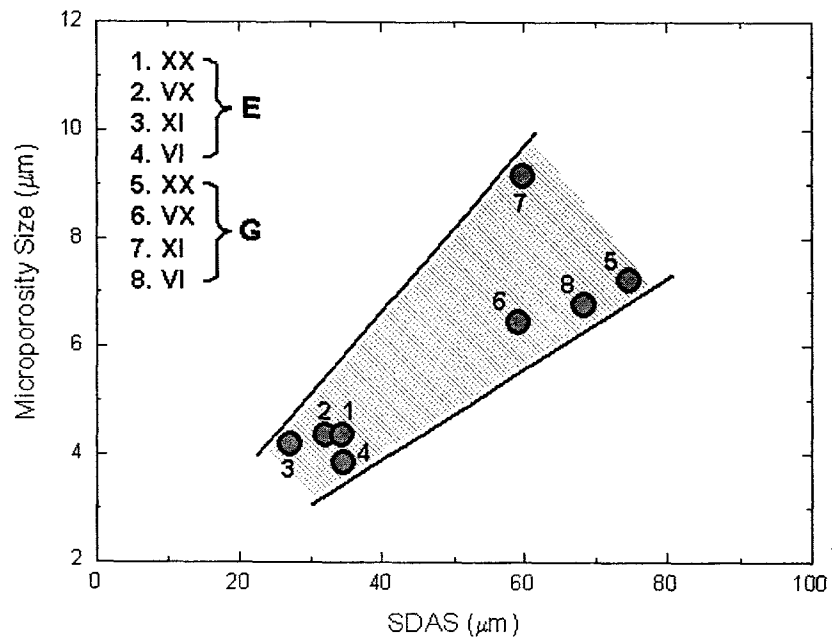


Fig. 1.8 Relationship between microporosity size and secondary dendrite arm spacing in CM247LC at various casting conditions.

적은 수가 관찰되었다. 반면에 미세기공의 평균 크기는 응고속도가 느린 부위에서 상대적으로 큰 값을 보이는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 각 주조 조건에 따른 CM247LC 합금의 2차 수지상 간격을 측정하여 비교함으로써 이해가 가능하다. 그림 1.8은 각각의 주조조건에서 주조한 CM247LC 합금의 E 및 G 부분에서 측정된 2차 수지상 간격 및 그에 따른 미세기공의 평균 크기를 나타낸 것이다. CM247LC 합금의 2차 수지상 간격은 본 연구에서 적용한 진동 및 집종 처리에 따른 영향이 거의 없는 것으로 보이며, 응고속도가 느린 G 부분의 간격이 응고속도가 빠른 E 부분에 비해서 큰 것으로 확인되었다. 따라서 표 1.5의 4가지 주조 조건에서 G 부분의 미세기공 숫자가 상대적으로 적게 관찰된 것은 응고속도가 느릴수록 2차 수지상 간격이 커지고, 결국 단위면적당 수지상간 영역의 수 밀도(number density)가 감소하게 됨으로서 수지상간 영역 및 입계에서 주로 생성되는 미세기공의 숫자가 감소한 것으로 판단된다. 마찬가지로 G 부분의 미세기공 평균 크기가 상대적으로 큰 값을 보이는 이유 또한 수지상 간격이 증가함에 따른 결과로 이해할 수 있다[21].

Table 1.5 Summary of the results of microporosity analysis

Designation		No. of measured [ea]	Total vol. fraction [%]	Average size [ $\mu\text{m}$ ]
XX	E*	53	0.019	4.4
	G*	34	0.036	7.2
VX	E	46	0.016	4.4
	G	35	0.024	6.5
XI	E	61	0.019	4.2
	G	55	0.087	9.2
VI	E	116	0.033	3.9
	G	52	0.051	6.8

\* E, G : can be seen in Fig. 1.1

† Total measured area is  $5.8 \times 10^6 \mu\text{m}^2$

주형의 집종 및 진동처리에 따라 측정된 미세기공의 부피 분율을 평균하여 그림 1.9에 나타내었다. 본 연구에서 적용한 용탕의 진동처리는 그림 1.9에 나타낸 바와 같이 미세기공의 부피 분율을 약 20% 정도 감소시키는 것으로 관찰되었으며, 표 1.5에서 볼 수 있듯이 미세기공의 크기 또한 감소시키는 것으로 관찰되었다. 이 같

은 결과는 표 1.5에서 확인할 수 있듯이 특히 응고속도가 빠른 E 부분보다 응고속도가 느린 G 부분에서 효과가 상대적으로 큰 것으로 관찰되었는데, 이는 주조시 G 부분의 느린 응고속도로 인해 E 부분보다 G 부분에서 합금이 고/액 공존구간에 있는 시간이 증가하게 되고, 결국 상대적으로 더 많은 진동의 영향을 받았기 때문인 것으로 판단된다. 하지만 현재까지 미세기공 분포 및 크기에 진동처리가 정확히 어떤 영향을 미치는지는 규명되지 않고 있다.

한편, 집중 처리한 주형을 사용하여 주조한 경우(XI, VI) 집중처리 하지 않은 일반 지르콘 주형을 사용한 경우(XX, VX)보다 2배 정도의 높은 미세기공 분율을 나타냈다. 이는 그림 1.2에서 확인할 수 있듯이 집중주형을 사용하여 주조한 합금의 결정립 미세화 효과로 인하여 미세기공의 주요 핵 생성 위치인 단위 면적 당 입계의 수가 조대한 결정립을 가진 XX 및 VX 조건으로 주조한 합금에 비해 크게 증가하였기 때문으로 생각된다.

## 2.5 집중/진동 처리에 따른 인장 특성

주형의 집중 및 진동처리를 통해서 그림 1.2와 같이 CM247LC 합금의 결정립 크기 및 형상이 변화함을 확인하였다. 이와 같은 결정립 크기 및 형상에 따른 CM247LC 합금의 인장 특성을 그림 1.10에 나타내었다. 그림 1.10에서 볼 수 있듯이 CM247LC 합금의 상온 및 760°C 인장 특성은 미세하고 등축정에 가까운 결정립을 가진 VI 합금에서 가장 우수한 것으로 확인되었으며, 주상정 결정립의 XI 합금에 비해서도 높은 강도 값을 나타냈다. CM247LC 합금의 항복강도는 미세한 결정립을 가진 XI 및 VI 합금의 경우 760°C의 온도까지 별다른 강도 저하를 보이지 않다가 760°C 이상의 온도에서 급격한 감소를 보였다. 반면에 조대한 결정립을 가지는 XX 및 VX 합금의 경우 상온에서 760°C의 온도까지 항복강도 감소의 폭이 미세한 결정립에 비해 상대적으로 크지만, 870°C 및 950°C에서는 오히려 XI 및 VI 합금에 비해 상대적으로 약간 높은 강도 값을 나타냈다. 인장강도의 경우 그림 1.10(b)에서 볼 수 있듯이 미세한 결정립을 가진 XI 및 VI 합금의 상온 및 760°C 특성이 조대한 결정립의 XX 및 VX 합금에 비해 우수한 것으로 나타났다. 하지만, 온도가 870°C 및 950°C로 증가한 경우 인장강도는 항복강도와 마찬가지로 급격히 감소하여 결정립 크기 및 형상에 따른 강도 차이가 거의 없는 것을 확인할 수 있었다. 이와 같이 CM247LC 합금의 상온 인장강도가 760°C 온도까지 유지될 수 있는 것은  $L1_2$  구조를 갖는  $\gamma'$  상( $Ni_3Al$ )의 온도에 따른 유동응력의 고유한 특성 때문이며, 아울러 XI 및 VI 합금의 인장 특성이 XX 및 VX 합금에 비해 우수한 이유는 760°C의 온도까지 결정립 미세화에 따른 강화효과에 의한 것으로 판단된다[24]. 한편,

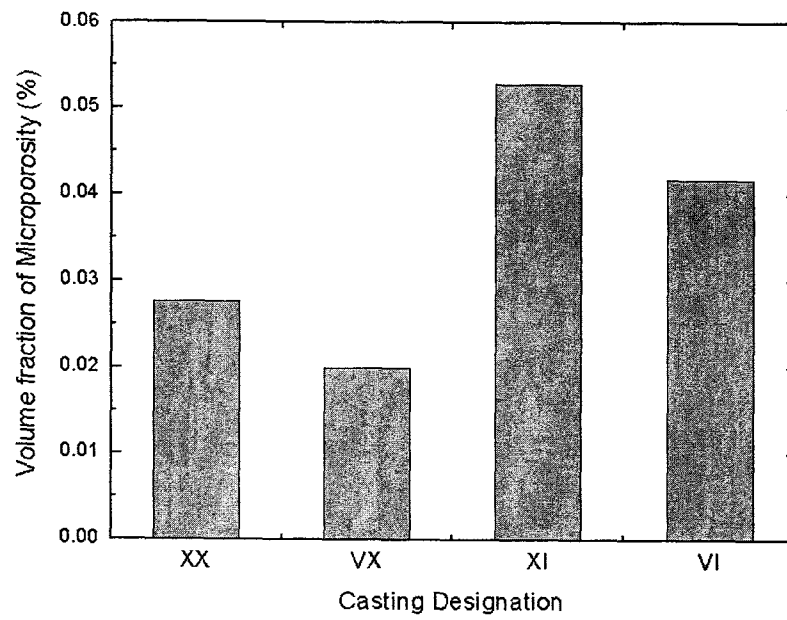


Fig. 1.9 Volume fraction of microporosity in CM247LC alloy cast at various casting conditions.

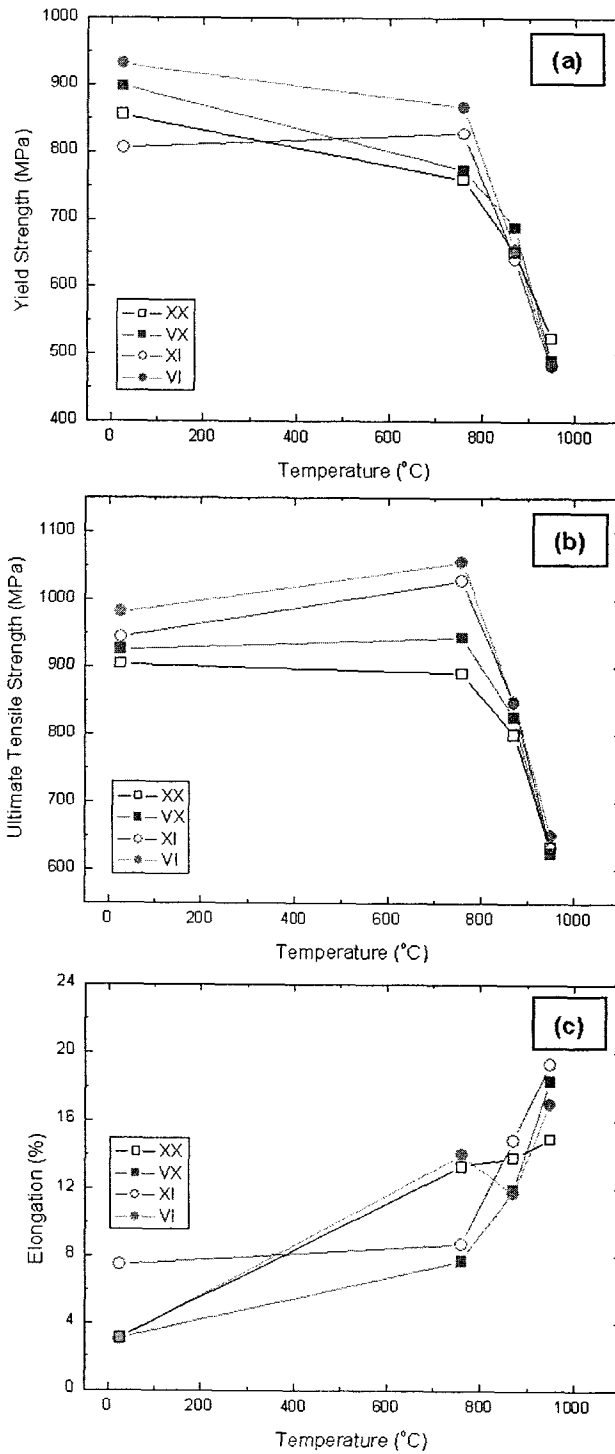


Fig. 1.10 Tensile test results of CM247LC alloy cast at various conditions. (a) yield strength, (b) ultimate tensile strength and (c) elongation.

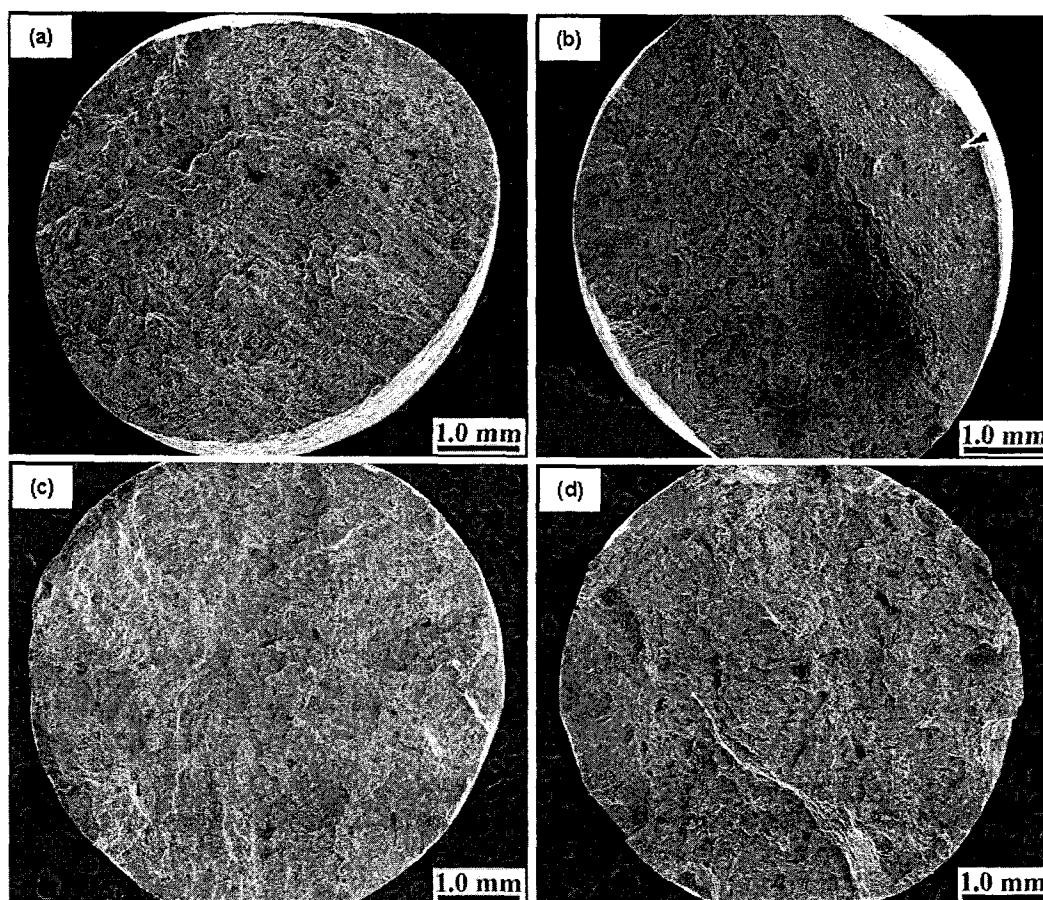


Fig. 1.11 Tensile fracture surfaces of CM247LC alloy tested at 760°C.  
(a) XX, (b) VX, (c) XI and (d) VI casting condition

CM247LC 합금의 연신율은 그림 1.10(c)에서와 같이 온도에 따라서 증가하는 경향을 보였으며 특히 760°C 이상의 온도에서는 온도에 따른 연신율 값의 증가가 두드러졌다. 하지만 각 주조 조건에 따른 연신율 변화에 대한 특별한 경향은 관찰되지 않았다.

## 2.6 760°C 인장 파단 거동

결정립 형상 및 크기에 따라 CM247LC 합금은 인장 특성에 큰 차이를 나타냈다. 특히 760°C에서 인장특성 차이가 두드러짐을 그림 1.10을 통해 확인할 수 있었으며, 760°C에서의 인장 파면 관찰과 인장 시험 후 미세조직 변화를 관찰하여 이와 같은 특성 차이를 분석하고자 하였다.

그림 1.11은 760°C에서의 인장 시험 후 각 주조조건에 따른 파면을 관찰한 것이다. 조대한 결정립을 갖는 XX 및 VX 합금의 경우 760°C 인장 시험 후 파면 형태가 원래의 원형 단면에서 타원에 가까운 찌그러진 원형으로 변형되었음을 볼 수 있다. 반면에 미세한 주상정 결정립과 등축정 결정립의 XI 와 VI 합금은 인장 변형이 XX 및 VX 합금에 비해 상대적으로 균일하고, 결정립 형상과 상관없이 서로 비슷한 파단 형상을 나타내는 것을 확인할 수 있다. XX 및 VX 합금의 파면 형태와 같은 변형 양상은 주로 단결정 합금의 인장 파면에서 주로 관찰되고 있는데, Dalal[25] 및 MacKay 등[26]은 이를 단결정 합금의 인장시 일축 변형으로 고정된 인장 조건하에서 광범위한 단일 슬립이 정해진 슬립면에서 발생하게 되고 결국 고정된 인장축으로 인해 슬립면이 인장축 방향으로 회전함으로써 나타나는 결과로 설명하고 있다. 그림 1.11(a) 및 (b)의 파단 양상은 이와 같은 기구로 설명될 수 있다. 즉, 그림 1.2 및 그림 1.3에서 볼 수 있듯이 조대한 결정립 크기를 가진 XX 및 VX 합금은 인장 시험시 표점거리 내(길이 25mm × 직경 6mm)의 결정립 수가 XI 및 VI 합금에 비해 매우 적은 것을 볼 수 있다. 따라서 XX 및 VX 합금의 경우 인장시 제한된 수의 조대한 결정립이 각각 단결정과 비슷한 형태로 변형함으로써 파면 형태가 불규칙한 것으로 판단된다. 아울러 그림 1.11(b)의 파면에서 “▲”으로 표시한 부분은 전단응력에 의해 슬립면을 따라서 파단된 거시적인 양상인데 이 같은 결정학적 파단(crystallographic fracture) 양상 또한 결정립이 조대한 VX 합금에서 관찰되었다.

각 주조조건에 따른 760°C 인장 파면에서 관찰한 대표적인 파면 미세조직을 그림 1.12에 나타내었다. 인장 파면을 확대하여 관찰한 미세조직 또한 그림 1.11의 전체적인 파단 양상과 비슷한 것을 확인할 수 있었다. 즉, XX 합금 및 VX 합금의 파면 미세조직은 서로 비슷하게 수직상간 파단 흔적과 함께 결정학적 파단 양상을

나타내는 facet이 파면 전체에서 고르게 관찰되었다. 아울러 그림 1.12(a)에서 표시한 바와 같이 이들 facet들은 주로 파단된 MC 형 탄화물 군락들과 함께 관찰되었다. 따라서 이 같은 결과를 통해 결정립이 조대한 XX 및 VX 합금은 760°C 인장시 수지상간 영역의 MC 형 탄화물과 연관된 파괴와 결정학적 파괴가 복합적으로 발생함을 알 수 있다. 한편, 그림 1.12(c) 및 그림 1.12(d)에서 볼 수 있듯이 XI 및 VI 합금의 760°C 인장 파면에서는 결정학적 파단 양상을 나타내는 facet이 크게 감소한 것을 확인할 수 있었다. 반면에 XI 및 VI 합금의 파면에서는 주로 수지상간 영역을 따라 생성된 2차 균열의 흔적과 파단된 MC 형 탄화물 군락을 쉽게 관찰할 수 있었으며, 이 같은 파단 양상의 변화는 특히 인장 하중 방향에 수직하게 성장한 주상정 결정립을 가진 XI 합금에서 더욱 명확하게 나타났다. 결국 미세한 결정립을 가진 XI 및 VI 합금의 760°C 인장 파단은 조대한 결정립을 가진 XX 및 VX 합금과는 달리 수지상간 파괴가 지배적인 것으로 판단된다.

## 2.7 고온인장 균열 생성 및 성장

CM247LC 합금의 인장 특성은 상온과 760°C의 온도에서 결정립이 미세할수록 우수한 특성을 나타낸 반면에 760°C의 인장 파단 양상은 결정립 크기에 따라 변화하는 것을 파면 관찰을 통해 확인할 수 있었다. 하지만 파면 관찰만을 통해서 CM247LC 합금의 고온 인장 거동에 영향을 주는 인자를 명확히 이해하기에는 부족한 면이 있다. 특히 그림 1.12(c)에서 볼 수 있는 CM247LC 합금의 수지상간 파괴 양상은 실제로 파단이 입계가 아닌 한 결정립의 순수한 수지상간 영역에서 일어난 것인지 아니면 입계에서 발생한 것인지 파면관찰을 통해 구분이 어렵다. 아울러 파단된 MC 형 탄화물 군락 또한 이들 탄화물이 입계 탄화물인지 입내 탄화물인지는 구분이 어렵다. 따라서 CM247LC 합금의 명확한 고온 인장 파단거동의 이해를 위해 파면 부위를 응력 축과 평행하게 절단한 후 파단면 부근의 단면 미세조직을 관찰함으로써 이를 확인하고자 하였다.

### 입계 및 수지상간 영역

그림 1.13은 VX 및 XI 합금의 870°C 인장 시험 후 파단면 부위의 단면 미세조직으로 인장 응력에 따른 균열이 결정입계를 따라서 생성되어 있음을 볼 수 있다. 이와 같은 입계 균열은 CM247LC 합금의 주조 조건에 상관없이 760°C에서 인장 시험한 시편에서 모두 쉽게 관찰할 수 있었다. 한가지 주목할만한 점은 그림 1.13에 표시한 바와 같이 입계 균열과 연관된 MC 형 탄화물이다. 단면 미세조직에서 관찰된 대부분의 입계 균열은 그림 1.13과 같이 MC 형 탄화물의 균열과 함께



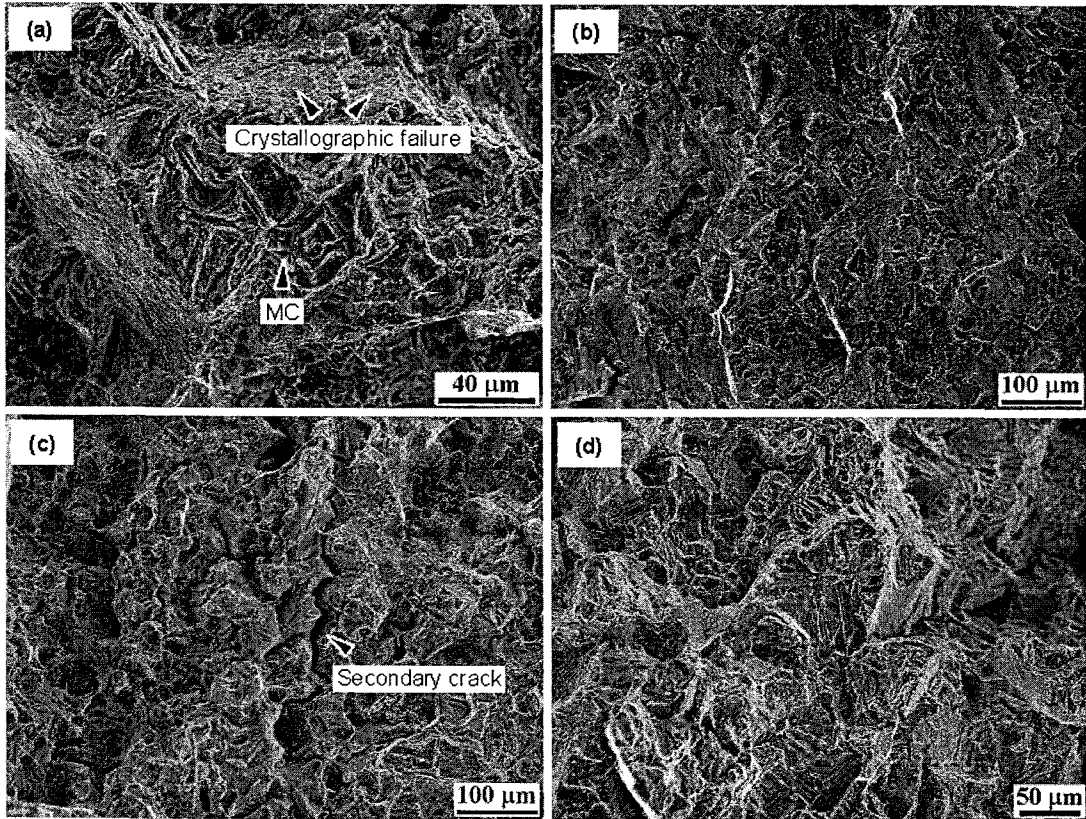


Fig. 1.12 Tensile fractographs of CM247LC alloy tested at 760°C.  
(a) XX, (b) VX, (c) XI and (d) VI casting condition

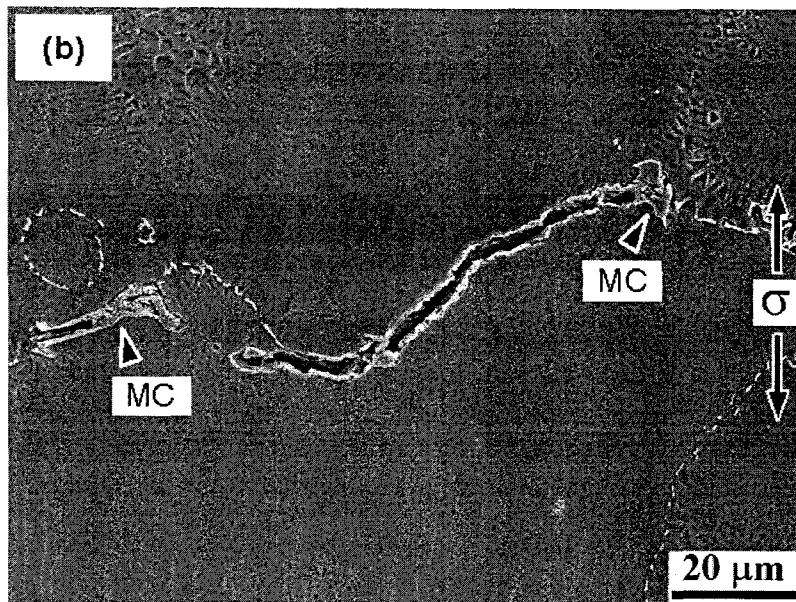
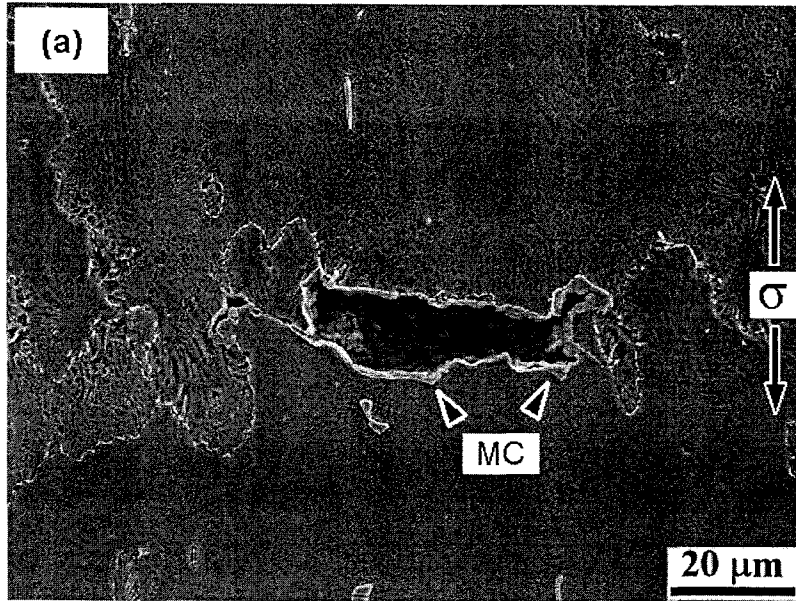


Fig. 1.13 Typical SEM micrographs parallel to the tensile loading direction showing grain boundary cracks tested at 760°C. (a) VX and (b) XI casting condition

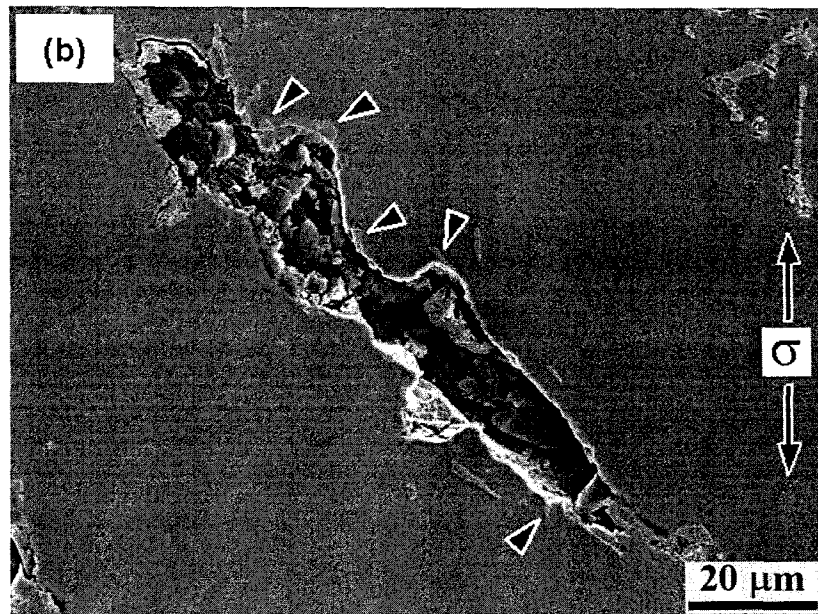
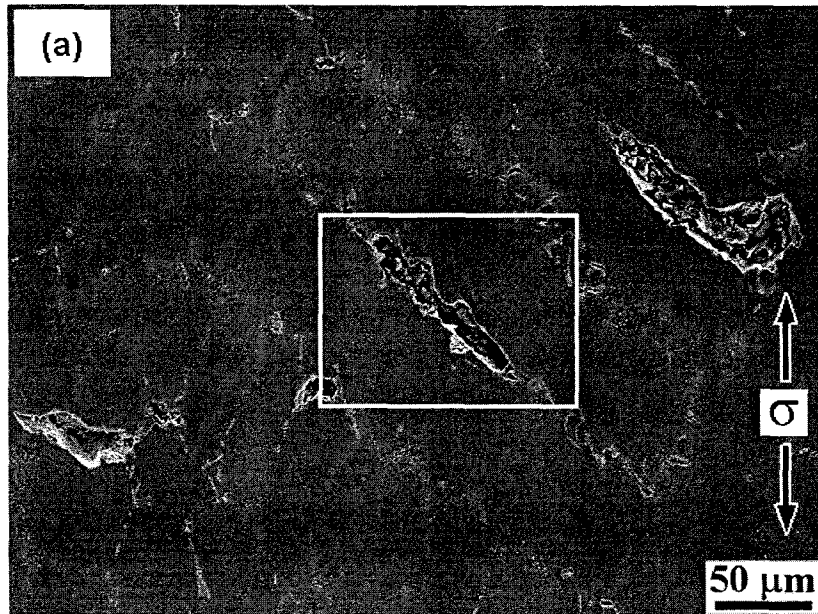


Fig. 1.14 SEM micrographs show the evidence of interdendritic fracture occurred under tensile loading in CM247LC alloy. (VI casting condition-760°C)  
(a) low magnified view, (b) magnified view of squared region in (a).

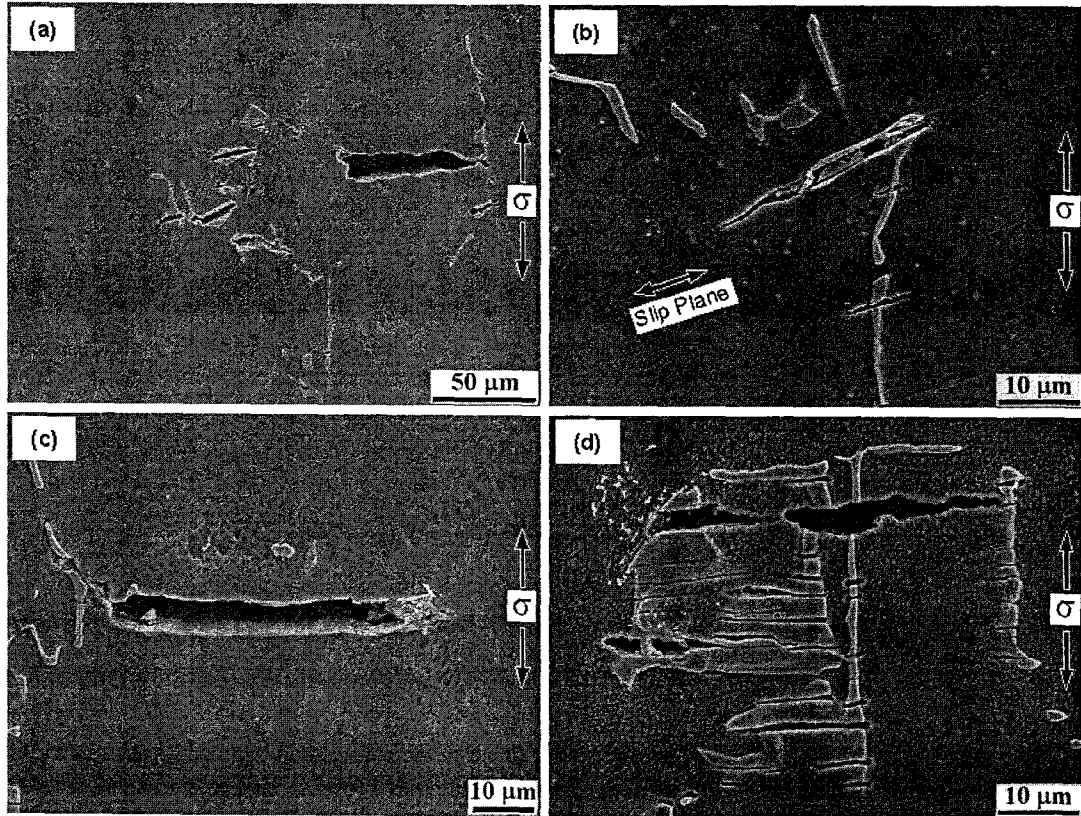


Fig. 1.15 SEM micrographs of the cracked MC-type carbides in CM247LC alloy under tensile loading at 760°C. (a) XX, (b) VX, (c) XI and (d) VI casting condition

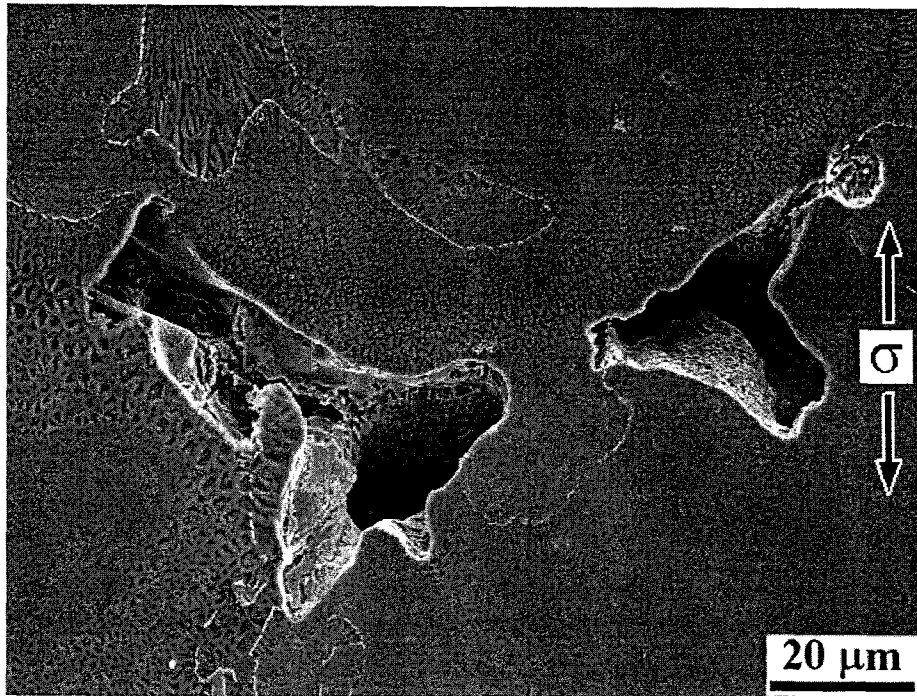


Fig. 1.16 A typical microshrinkage defect observed on the section parallel to the tensile loading. (XI - 760°C)

관찰되었다. 니켈계 초내열합금에서 입계 탄화물은 고온에서 입계 미끄러짐을 억제하는 역할을 한다고 알려져 있다[9]. 그럼에도 불구하고 그림 1.13에서와 같이 고온 인장시 입계 균열의 생성은 기지에 비해 취성이 큰 탄화물의 균열과 큰 관련이 있는 것으로 판단된다. 특히 입계 탄화물 중 MC 형 탄화물은 상대적으로 큰 부피로 인해  $M_{23}C_6$  형 탄화물에 비해 더욱 인장하중에 취약한 것으로 보인다.

한편, 입계가 아닌 결정립 내부의 수지상간 영역은 입계에 비해서 상대적으로 매우 적은 양의 균열이 관찰되었는데, 760°C 인장 시험한 VI 합금의 단면에서 관찰한 수지상간 균열을 그림 1.14에 나타내었다. 그림 1.14(a)는 2차 수지상 사이를 따라서 균열이 생성된 모습을 나타내는 것으로 균열의 성장은 인장하중의 방향과 별다른 관련이 없는 것으로 보인다. 그림 1.14(b)는 그림 1.14(a)의 수지상간 균열을 확대하여 관찰한 미세조직이다. CM247LC 합금의 수지상간 영역은 주로 MC 형 탄화물과 공정  $\gamma/\gamma'$  상으로 구성되어 있으며, 이중 MC 형 탄화물이 수지상간 균열과 밀접한 관련이 있는 것으로 판단된다. 그림 1.14(b)에서 “▲”로 표시한 부분은 수지상간 균열 주위의 MC 형 탄화물들을 각각 나타낸 것으로 입계에서의 균열 양상과 비슷하게 수지상간 영역의 균열 또한 수지상간 영역을 따라 생성된 MC 형 탄화물의 균열로부터 기인한 것으로 판단된다.

### MC 형 탄화물 및 미세기공

870°C에서 20시간 시효 처리한 CM247LC 합금의 미세조직(그림 1.4)에서 볼 수 있듯이 MC 형 탄화물은 입계와 입계 근처의 입내에서 동시에 관찰되고 있다. 이중 입계의 MC 형 탄화물들은 CM247LC 합금의 고온 인장시 입계와 연관하여 주요한 균열의 시작점으로 작용하는 것을 확인하였다. 그림 1.15는 각 주조조건에 따른 CM247LC 합금의 760°C 인장 시험 후 파면 근처의 단면에서 관찰한 MC 형 탄화물을 나타낸 것으로 모든 주조조건에서 MC 형 탄화물들의 균열을 쉽게 관찰할 수 있었다. 파단된 MC 형 탄화물들은 그 크기 및 형태, 하중 방향과 상관없이 대부분 하중 방향에 수직하거나 결정학적 슬립면 혹은 입계를 따라서 균열이 성장했음을 확인할 수 있다. 이 같은 결과들을 통해 MC 형 탄화물들은 생성위치에 상관없이 입계와 결정립 내부에서 모두 인장 균열의 용이한 균열 생성위치로 작용하는 것을 알 수 있다.

니켈계 초내열합금의 고온 크리프 및 LCF 특성에 중요한 영향을 미치는 주조 결함인 미세기공은 CM247LC 합금의 고온 인장에는 별다른 영향을 주지 않는 것으로 보인다. 표 1.5에 요약한 바와 같이 CM247LC 합금에서 관찰한 미세기공의 낮은 부피 분율 및 수 밀도( $ea/\mu m^2$ )로 인해 파단면 부근의 단면에서는 적은 수의 미세기



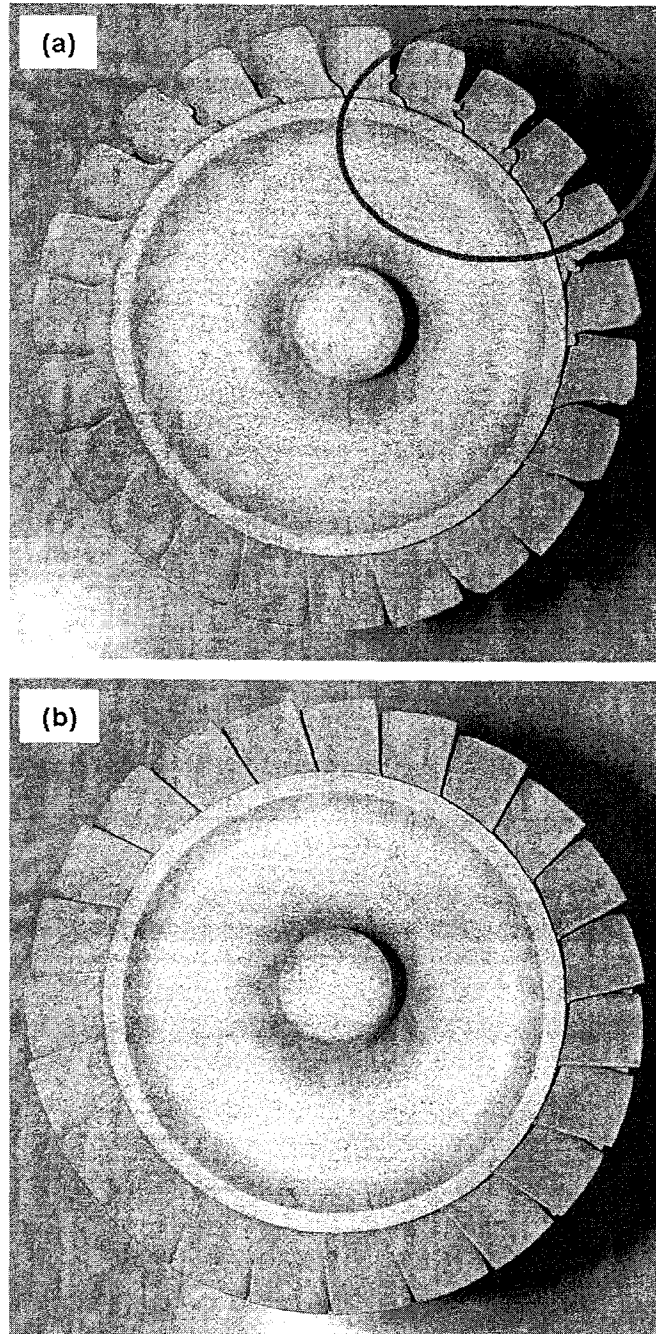


Fig. 1.17 Integral rotor casting. (a) conventional casting process and (b) vibration treated casting process. The circled area in Fig. 1.17(a) shows a typical misrun defect.

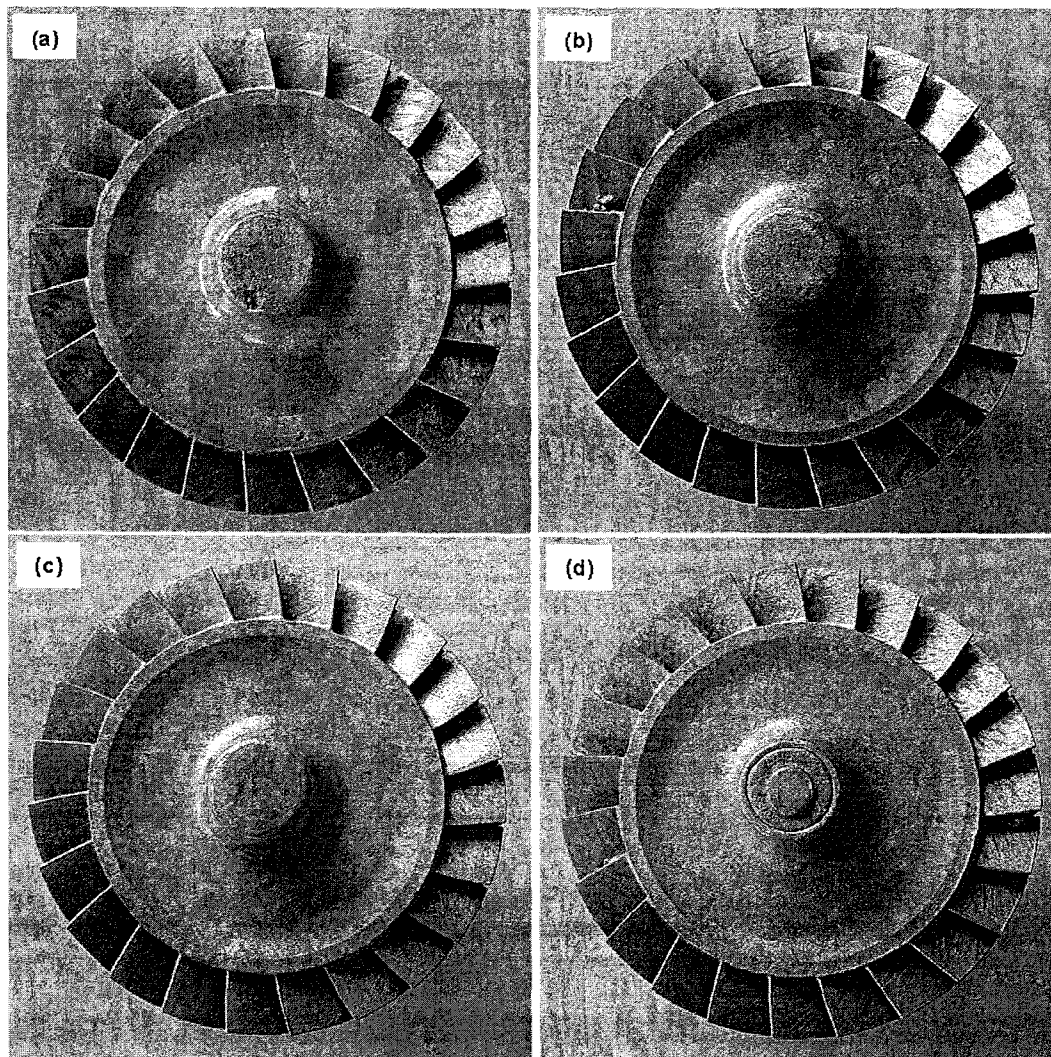


Fig. 1.18 Macrostructure of integral rotor casting made by using (a) XX, (b) VX, (c) XI and (d) VI casting process.



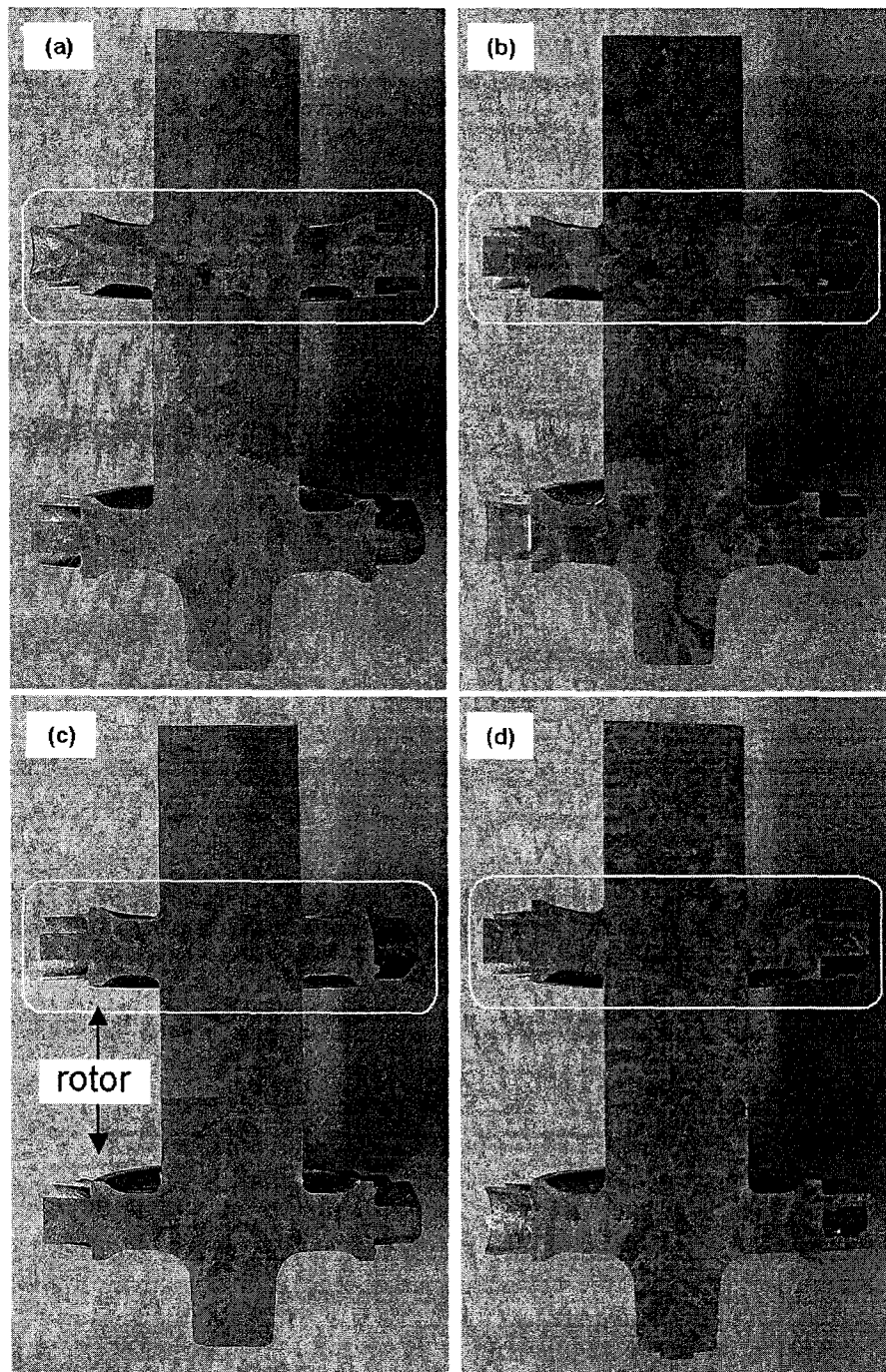


Fig. 1.19 Sectioned micrographs of integral rotor casting. (a) XX, (b) VX, (c) XI and (d) VI casting condition

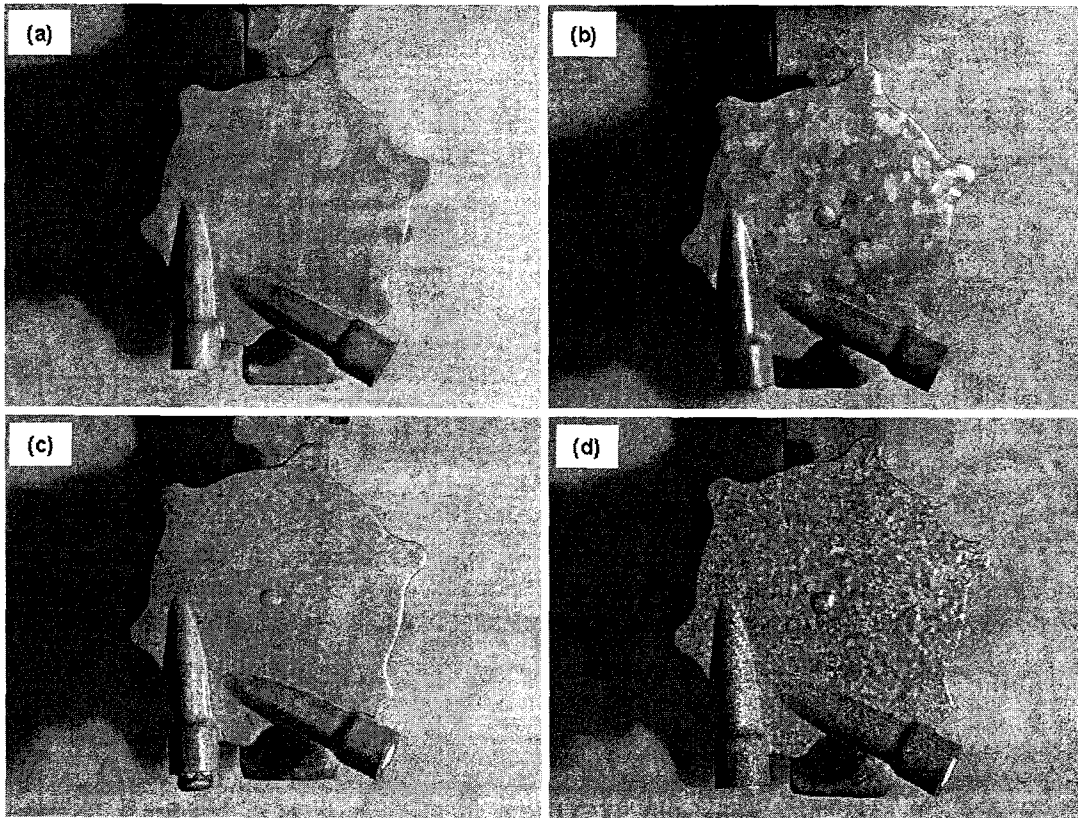


Fig. 1.20 Macrostructure of nozzle casting. (a) XX, (b) VX, (c) XI and (d) VI casting condition

공만이 관찰되었으며, 그림 1.16에 대표적으로 나타낸 바와 같이 대부분 균열이 없는 상태로 관찰되었다. 그림 1.16의 미세수축공은 크기가 약 40~50 $\mu\text{m}$  정도로 상당히 크고, 특히 인장 하중에 취약한 입계를 따라 생성되어 있음에도 불구하고 별다른 균열의 흔적이 없음을 확인할 수 있다. 이 같은 사실은 이들 미세수축공이 MC형 탄화물이나 입계에 비해서 상대적으로 760 $^{\circ}\text{C}$  고온 인장 거동에 별다른 영향을 주지 않음을 의미한다.

## 2.8 미세결정 주조기술을 통한 일체형 로터 및 노즐의 시제품 제조

앞서 언급한 미세결정 주조기술 즉, 접종 및 진동처리를 도입한 새로운 주조 기술을 사용하여 본 연구에서 실제로 개발하고자 하는 일체형 터빈로터 및 노즐의 시제품을 주조하였다. 그림 1.17은 일체형 터빈로터 시제품의 사진으로 그림 1.17(a)는 일반적인 정밀주조 공정에 의해 제조한 터빈로터이고 그림 1.17(b)는 일반적인 정밀주조 공정에 진동처리를 가하여 주조한 터빈로터이다. 그림 1.17(a)의 타원 영역에서 볼 수 있듯이 일반적인 정밀주조 공정으로 제조한 터빈로터의 경우 로터 블레이드 부분의 두께가 얇은 곳에서 misrun 결함이 발생한 것을 볼 수 있다. 이 같은 결함은 주조시 주입온도 설정이 너무 낮거나 주형의 예열온도가 낮은 경우 발생할 수 있다. 반면에 그림 1.17(a)와 동일한 주입온도 및 주형예열 온도를 사용하고 진동처리를 도입한 경우 그림 1.17(b)에서와 같이 터빈로터 주조 시제품에서 misrun 결함이 발생하지 않음을 확인할 수 있다. 이 같은 결과는 정밀주조 공정에서의 용탕의 진동처리가 결정립 미세화 효과와 함께 용탕의 충전에도 중요한 역할을 하고 있음을 의미한다.

그림 1.18과 그림 1.19는 각 주조조건에 따른 일체형 터빈로터의 거시조직과 수직 탕구 부분을 포함한 단면 거시조직을 각각 나타낸 것이다. 그림 1.18에 나타낸 로터 표면의 결정립 형상을 보면 일반적인 지르콘 주형을 사용한 경우 진동처리를 통해 결정립이 상당히 미세해 진 것을 확인할 수 있다(그림 1.18(b)). 반면에 접종 처리한 주형을 사용한 경우에 있어서는(그림 1.18(c)) 접종처리를 하지 않은 주형(그림 1.18(a))에 비해 결정립이 훨씬 미세해지긴 했지만, 이 경우 진동처리에 따른 결정립 형상 및 크기의 변화는 거의 없는 것을 볼 수 있다. 이 같은 결과는 앞서 언급한 바와 같이 주형의 접종 효과가 주물의 표면 부분에 집중되는 반면에 용탕의 진동 효과는 용탕의 응고속도가 느린 내부에서 그 효과가 크게 나타나기 때문으로 판단된다. 그림 1.19에 나타낸 수직 탕구를 포함한 미세조직을 살펴보면 이 같은 내용을 잘 이해할 수 있는데, 그림 1.19(a)의 XX 조건에서 주조한 로터의 단면 미세조직은 그림 1.18(a)와 비슷하게 표면과 내부 모두 결정립이 조대한 것을 확인할 수

있다. 진동처리한 VX 조건의 경우 그림 1.19(b)에 “□”로 표시한 바와 같이 로터 내부의 결정립크기 또한 XX 조건에 비해서 상당히 미세화 되었음을 볼 수 있다. 한편, 접중한 주형에 있어서는 내부 결정립 크기에 미치는 진동의 영향을 명확히 확인할 수 있는데 그림 1.19(c)와 그림 1.19(d)를 비교해보면 진동처리를 가한 VI 조건에서 로터의 표면뿐만 아니라 내부까지 결정립이 미세화 되고, 아울러 전체적으로 비교적 균일한 결정립 크기 분포를 나타내는 것을 확인할 수 있었다. 반면에 진동처리 없이 접중처리만한 주형을 사용한 XI 조건(그림 1.19(c))의 경우 그림 1.18(c)와 같이 접중의 효과로 표면 부분의 결정립은 미세한 것으로 관찰되었으나, 로터 내부의 결정립 크기는 상당히 조대한 것으로 확인되었다. 따라서 로터의 우수한 고온 피로 특성을 위해서는 전체적으로 미세한 결정립 크기를 보이는 VI 조건이 가장 적합한 주조조건인 것으로 판단된다.

각 주조조건에 따른 노즐 시제품 주조 후 거시조직을 그림 1.20에 나타내었다. 주조 조건에 따른 결정립 미세화 양상은 그림 1.20에서 확인할 수 있듯이 일체형 로터의 경우와 거의 유사한 것을 확인할 수 있다.

## 2.9 저주기 피로 수명 및 피로 파괴거동

### 저주기 피로수명 및 반복응력 변화

피로시험에 사용한 조대한 결정립 시편(CG)의 평균 결정립 크기는 3.0mm 이고, 미세한 결정립 시편(FG)의 평균 결정립 크기는 0.55mm 이다. 전체 변형을 범위  $\Delta\epsilon_t$  에 대한 CM247LC 합금의 760℃ 피로 수명을 그림 1.21에 나타내었다. 조대한 결정립의 CG 시편은 동일한 조건에서 실험한 FG 시편에 비해서 상대적으로 큰 피로수명 데이터 분산을 보였다. 그림 1.21에서 직선은 CG 및 FG 시편의 최소 피로 수명을 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 FG 시편의 최소 피로 수명은 조대한 결정립의 CG시편에 비해서 증가한 것을 볼 수 있다.

그림 1.22(a) 및 (b)는 각각 CG 시편과 FG 시편의 반복 응력 변화를 보인 것이다. 두 시편은 그림에서 볼 수 있듯이 비슷한 반복 응력 변화 경향을 보였다. 즉, 두 시편 모두 피로수명 근처까지 안정된 응력 진폭 값의 변화를 나타냈다. 760℃에서 CM247LC 합금의 응력 진폭은 부가한 총변형률의 양과 밀접한 관계를 가지고 있었으며, 총변형률이 감소할수록 응력진폭이 감소하는 전형적인 결과를 나타냈다. 이 같은 결과는 특히 그림 1.22(b)에 나타낸 바와 같이 FG 시편에서 더욱 뚜렷이 관찰되었다. 일정한 총변형률 하에서 응력 진폭 값은 그림 1.21의 피로 수명 결과와 마찬가지로 CG 합금에서 그 편차가 매우 큰 것을 확인할 수 있었으나, FG 합금과 CG 합금에서 공통적으로 응력 진폭이 감소할수록 피로수명이 증가하는 것을 알 수

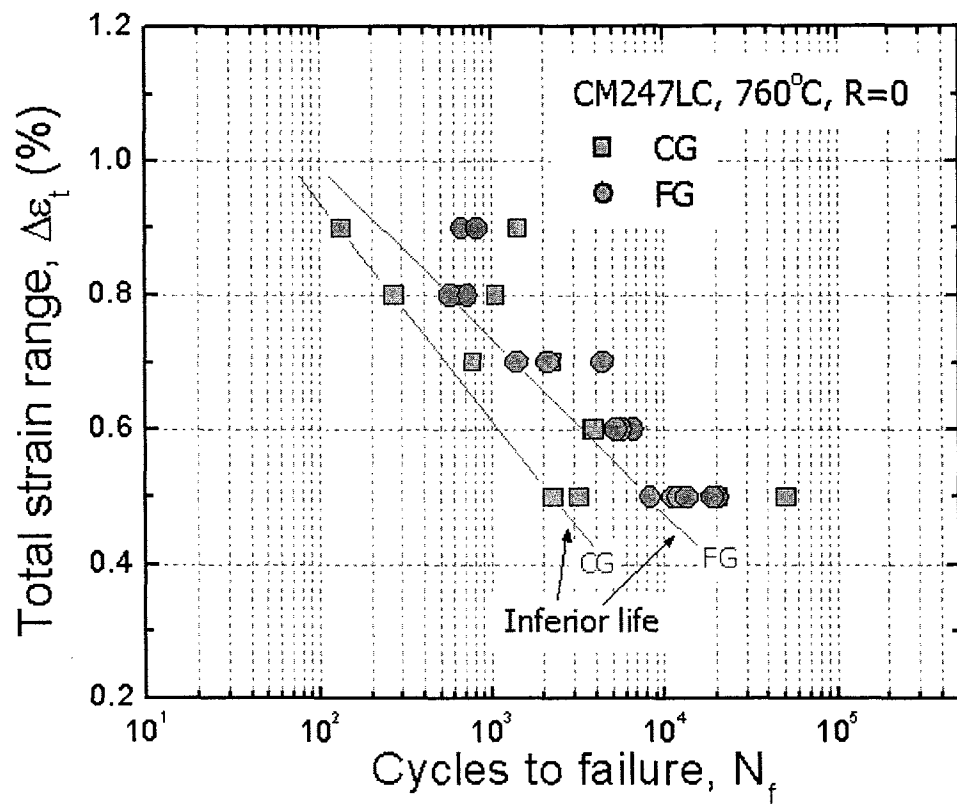
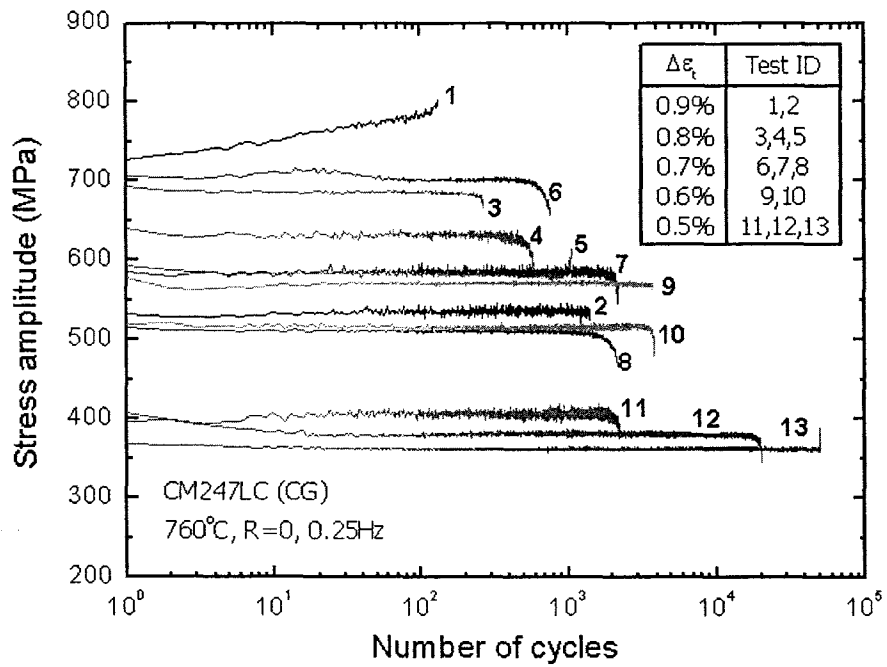
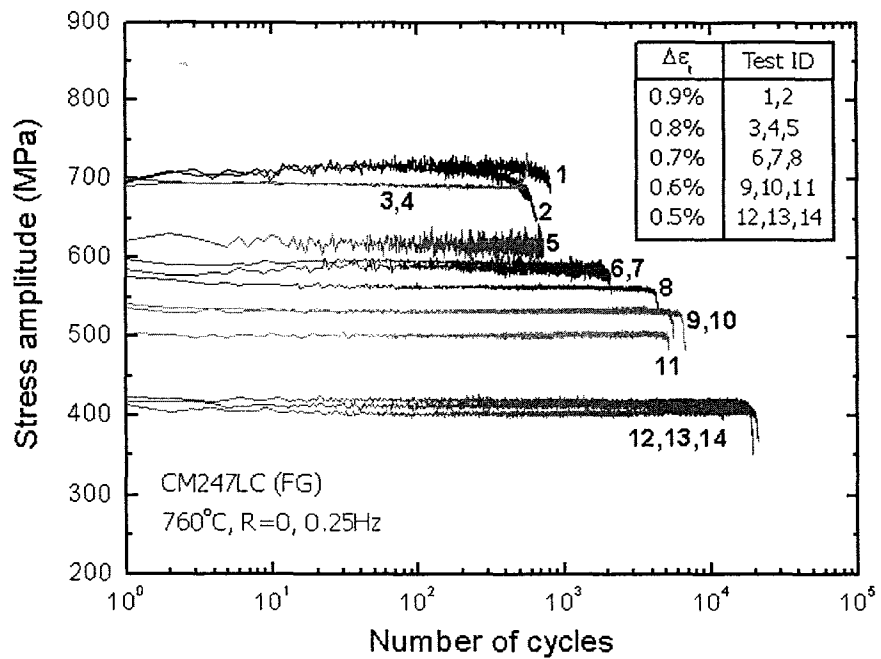


Fig. 1.21 Number of cycles to failure as a function of total strain range



(a)



(b)

Fig. 1.22 Cyclic stress response of CM247LC. (a) CG and (b) FG specimen

있었다.

#### 760°C 피로 파괴 거동

각 조건에서 피로시험한 시편의 파면관찰 결과 저주기 피로 균열 생성에 있어서 표면 균열생성 및 내부 결함으로부터의 균열 생성 등 두개의 서로 다른 기구가 존재함을 확인할 수 있었다. 저주기 피로 균열의 생성은 결정립 크기 차이와 상관없이 가해진 변형을 범위에 의존하였다. 그림 1.23은 각 변형을 조건에서 피로시험한 시편의 파면에서 관찰한 피로균열 생성에 대한 파단면의 SEM 사진이다. 높은 변형을 조건( $\Delta\epsilon_t \geq 0.7\%$ )에서는 대부분의 피로균열이 시편의 표면으로부터 생성되었으며, 변형율이 작아질수록( $\Delta\epsilon_t \leq 0.6\%$ ) 시편 내부의 (Hf, Zr, Al)-rich 상 혹은 미세기공 같은 내부 결함에서 생성되었다.

그림 1.24는  $\Delta\epsilon_t = 0.6\%$  조건에서 시험한 FG 시편을 피로 파단에 이르게 한 major한 균열 생성 위치 (그림 1.24(a))와 파단면에서 관찰된 피로 파괴된 MC형 탄화물 및 미세기공(그림 1.24(b),(c))을 나타낸 것이다. 저주기 피로 균열은 그림 1.24(b) 및 (c)에서 보인바와 같이 MC형 탄화물 및 미세기공으로부터 주로 발생하는 것으로 판단된다. 반면에 니켈계 초내열합금에서 저주기 피로 균열 생성 위치로 알려진 공정  $\gamma/\gamma'$  상과 입계는 760°C 저주기 피로에 별다른 영향을 주지 않는 것으로 보인다.

#### 저주기 피로거동에 대한 고찰

CG 및 FG 시편들의 미세조직은 결정립 크기와 미세기공 분율을 제외하고는 거의 동일하다. 760°C에서 CM247LC 합금의 저주기 피로 거동에 대한 결정립 미세화의 영향은 그림 1.21 및 그림 1.22에서 보인 바와 같이 데이터의 분산이 감소하고 각 조건에서의 최소 피로 수명 값이 증가한 것으로 확인할 수 있었다. CG 시편에서 상대적으로 넓은 피로 데이터의 분산은 니켈계 초내열합금의 변형에 미치는 이방성(anisotropy)의 영향에 기인한 것으로 보인다[27,28].

CG 시편의 평균 결정립 크기는 3.0mm이며 FG 시편의 경우는 0.55mm이다. 본 연구에서 저주기 피로 시험에 사용된 시편의 직경은 5mm로써, CG 및 FG 시편의 평균 결정립 크기를 고려해 보았을 때 CG 시편의 경우는 피로 시편의 단면을 2~3개의 결정립이 차지하는 반면에 FG 시편의 경우에는 보다 많은 양의 결정립이 차지하고 있음을 예상할 수 있다. 따라서 특히 CG 시편의 경우 FG 시편에 비해서 저주기 피로시 변형 이방성 특성을 크게 나타낼 수 있다. 그림 1.25(a), (b)는 동일한 총 변형을 조건  $\Delta\epsilon_t = 0.9\%$ 에서 피로 시험한 CG 시편의 파면 근처 단면을 절단

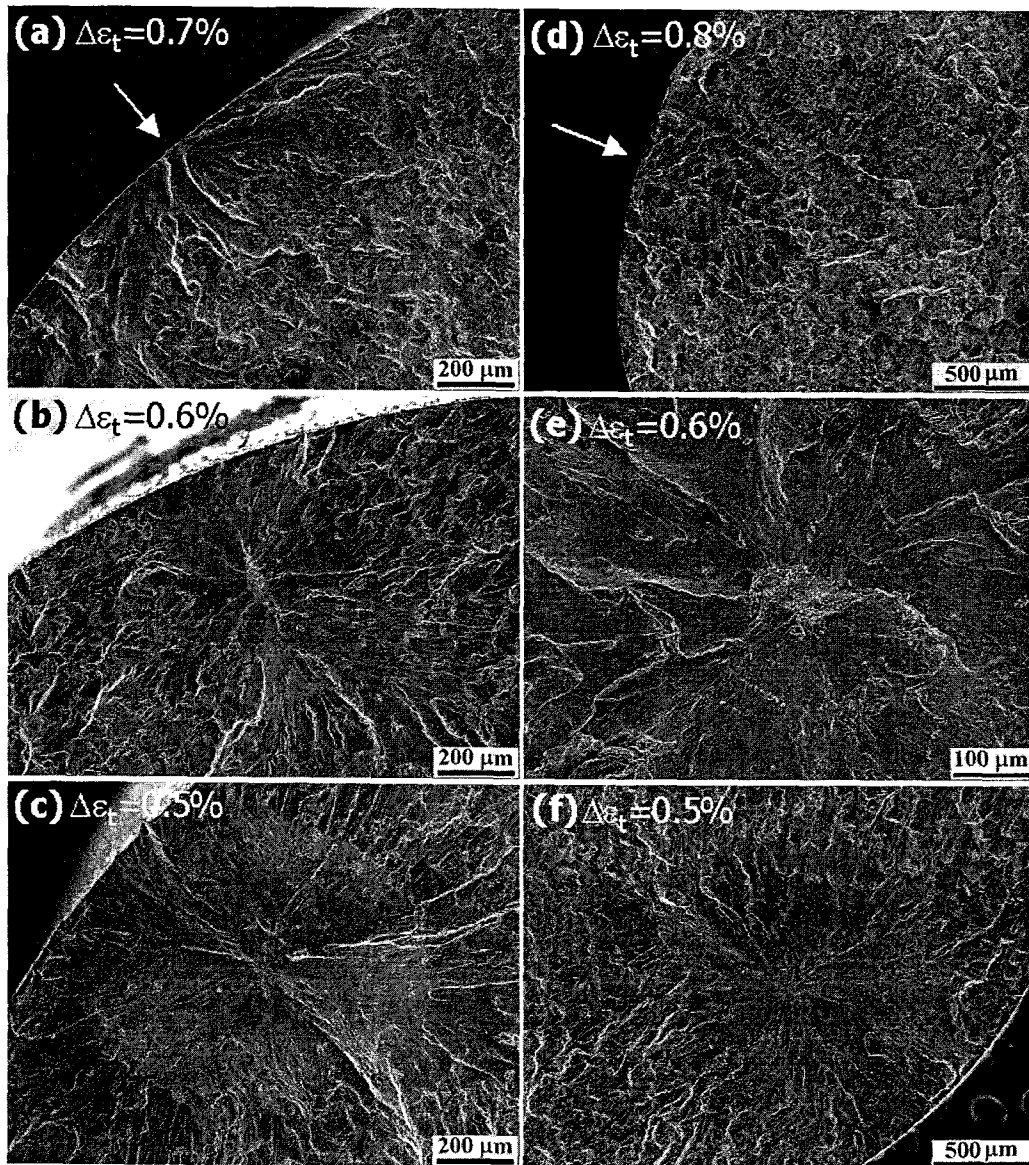


Fig. 1.23 Representative SEM fractographs showing the LCF crack initiation site.  
 (a)~(c) : CG and (d)~(f) : FG



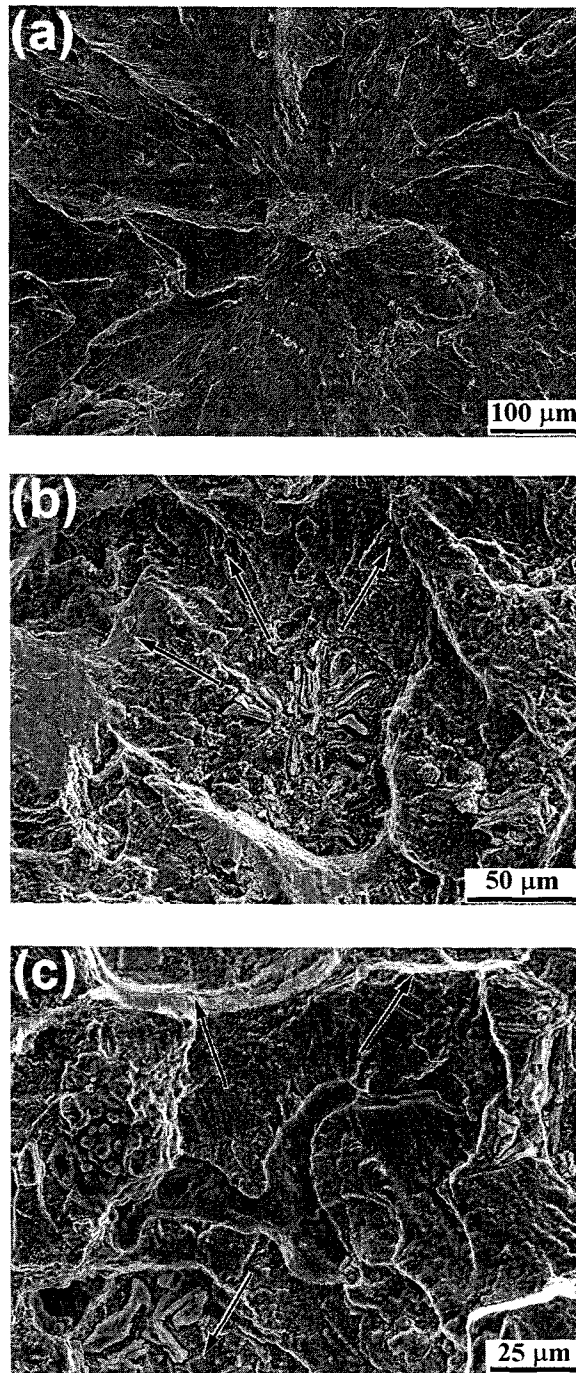


Fig. 1.24 Typical crack initiation sites of FG specimen tested at  $\Delta\epsilon_t=0.6\%$ . (a) major crack initiation site, (b) MC-type carbide and (c) microshrinkage. The arrows indicate the paths of local fatigue crack propagation.

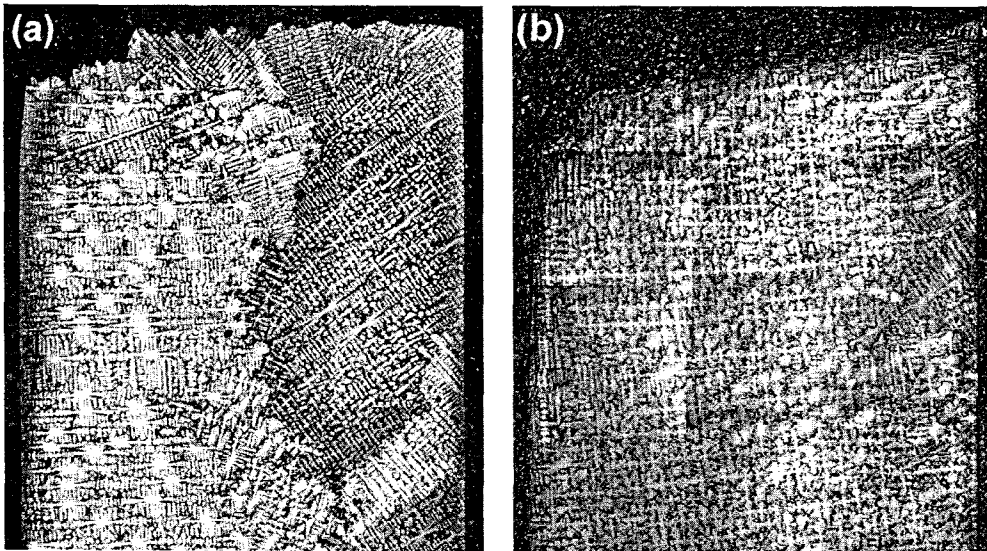


Fig. 1.25 Longitudinal micrographs of the LCF failed CG specimens ( $\Delta\epsilon_t=0.9\%$ )

(a)  $N_f=135$  cycles and (b)  $N_f=1,434$  cycles

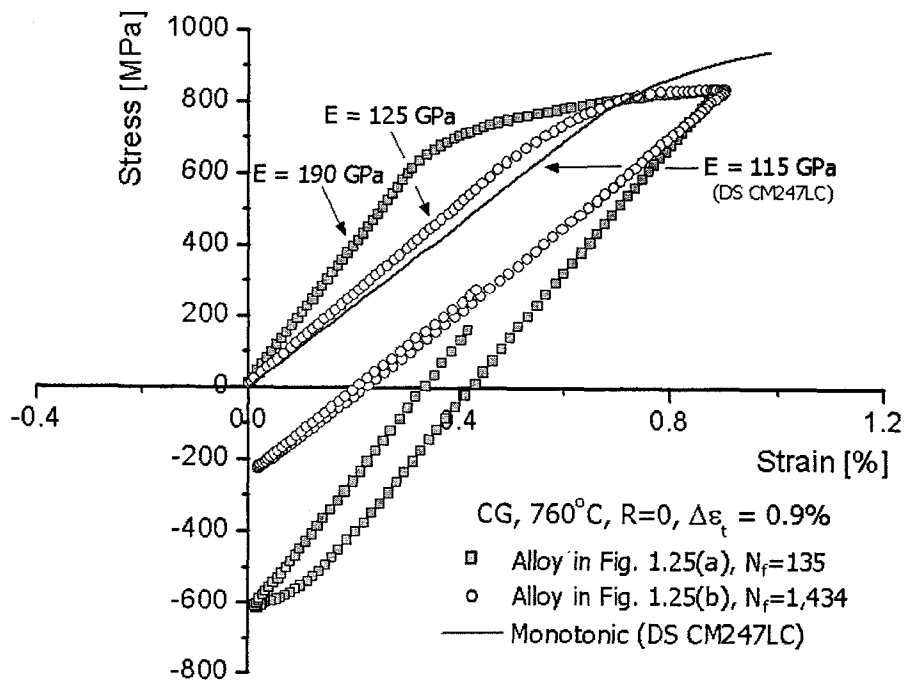


Fig. 1.26 Stress-strain curve of CG specimens at the first cycle ( $\Delta\epsilon_t=0.9\%$ ) in comparison with monotonic tensile curve of DS CM247LC.

하여 관찰한 단면의 광학현미경 조직이다. 동일한 조건에서 피로시험 했음에도 불구하고 그림 1.25(a) 시편의 피로수명은  $N_f=135$  cycles 였고, 그림 1.25(b) 시편의 피로수명은  $N_f=1,434$  cycles로 그림 1.25(b)의 피로수명이 그림 1.25(a)의 피로수명에 비해서 10배 정도 높은 값을 나타냈다. 상대적으로 짧은 피로수명을 보인 그림 1.25(a)의 파면 근처 결정립들은 수지상들의 방향 배열을 통해 볼 수 있듯이 무작위적 방향성을 보였다. 하지만, 그림 1.25(a)에 비해 긴 피로수명을 보인 그림 1.25(b)의 경우 파면 근처의 결정립의 [001] 방향이 응력축과 거의 평행하게 배열되어 있음을 볼 수 있다. 그림 1.26은 그림 1.25에 보인 두 시편의 피로시험 첫 번째 cycle에서의 응력-변형을 곡선을 보인 것으로, 비교를 위해 [001] 방향으로 일방향 응고시킨 DS CM247LC 합금의 단순 인장곡선을 함께 나타내었다. 그림 1.25(b) 시편의 탄성계수는 [001] 방향성의 DS CM247LC 합금의 탄성계수와 비슷한 값을 보였으며, 따라서 전술한 바와 같이 그림 1.25(b)의 파단면 근처의 결정립 방향이 [001] 방향에 매우 근접하여 있었음을 유추할 수 있다. 그림 1.26에서 볼 수 있듯이 탄성계수의 차이는 저주기 피로 수명에 영향을 주는 hysteresis loop 에너지를 변화시킨다. 결국 CG 시편의 저주기 피로 거동은 피로 파단된 결정립들의 방향성에 크게 의존하는 것을 알 수 있다.

한편, 앞서 언급한 바와 같이 CM247LC 합금에서 저주기 피로 균열 생성 위치는 가해진 변형을 폭이 감소함에 따라 표면으로부터 합금 내부의 결함으로 변화하였다. 저주기 혹은 고주기 피로시 합금 내부에서 피로 균열이 생성된다는 보고는 니켈계 초내열합금뿐만 아니라 다른 합금 계에서도 종종 보고되어 왔다[29-37]. 이들 내용을 종합하여 보면 피로 균열은 낮은 변형을 (혹은 응력) 범위에서 내부 균열로부터 생성[29,34-36]된 반면에 높은 변형을 (혹은 응력) 조건에서도 표면뿐만 아니라 내부의 결함으로부터 동시에 피로 균열이 시작된 보고도 있다[32,37]. 이 같은 결과들은 따라서 균열 생성 위치가 합금계 및 변형을 범위, 온도, 파형 등 시험 조건들에 의존한다는 것을 의미한다. 본 연구에서 CM247LC 합금의 경우는 760°C 저주기 피로 균열의 생성이 가해진 변형을 범위에 매우 민감한 것으로 확인되었다. 아울러 CG 시편 및 FG 시편들의 저주기 피로 거동이 서로 매우 비슷하게 나타난 것은 두 시편의 가장 큰 차이점인 결정립계가 합금의 저주기 피로 특성에 중요한 영향을 하지 않았기 때문인 것으로 판단된다.

### 3. 결 론

1. CM247LC 초내열합금의 정밀주조시 10Hz의 진동수로 진동 처리한 결과 일반적인 주형을 사용하였을 경우 약 40%의 결정립 미세화 효과를 얻었으며, 진동 없

이 코발트 알루미늄으로 접종 처리한 주형을 사용하였을 경우 미세한 결정립의 주상정 조직을 얻을 수 있었다. 아울러 진동수 10Hz의 진동 처리를 통해 접종 주형에서 형성된 주상정 조직을 미세한 등축정 형태로 변화시킬 수 있음을 확인하였다.

2. 접종/진동 처리에 상관없이 CM247LC 합금을 870°C에서 20시간 시효 처리한 경우 입계에 다량의 입자가 석출한 것을 확인하였으며, TEM 분석과 EDS를 사용한 성분 분석을 통해 이들 입자들이 다량의  $M_{23}C_6$  형 탄화물과 소량의  $M_6C$  형 탄화물인 것을 확인하였다.
3. 진동수 10Hz의 진동처리를 통해 주형의 접종 처리 유무에 상관없이 CM247LC 합금에 형성되는 주조결함인 미세기공을 약 20% 정도 감소시킬 수 있었다. 한편, 접종한 주형을 사용한 경우에는 결정립 미세화 효과로 인해 미세기공의 주요 생성 위치인 단위 면적 당 입계의 수가 크게 증가하여 일반적인 지르콘 주형을 사용하여 주조한 합금에 비해서 약 2배정도 미세기공 분율이 증가하였다.
4. 접종/진동 처리에 의해 변화된 결정립 형상 및 크기에 따른 CM247LC 합금의 인장시험 결과 상온 및 760°C의 온도에서 미세하고 등축정 결정립을 가진 합금의 특성이 결정립이 조대한 합금 및 특히 미세한 주상정 결정립을 가지는 합금에 비해서도 우수한 것을 확인하였다.
5. CM247LC 합금의 760°C 인장 파단 거동은 결정립의 크기에 따라 서로 다른 양상을 보여주었다. 결정립이 조대한 경우 단결정 합금에서와 마찬가지로 슬립면을 따라 파괴가 일어나는 결정학적 파단 양상과 금속학적으로 취약한 MC 형 탄화물과 연계된 입계(수지상간) 파괴가 복합적으로 작용하였고, 미세한 결정립의 경우 입계(수지상간)파괴가 지배적인 것으로 판단된다. 한편, 미세기공은 CM247LC 합금의 760°C 인장 거동에는 별다른 영향을 주지 않는 것으로 판단된다.
6. 미세결정 주조기술을 통한 일체형 터빈로터와 노즐의 시제품을 제조하고 결정립 미세화 정도를 확인한 결과 접종처리와 진동처리를 복합하여 제조한 부품의 결정립 미세화 정도가 균일하게 높은 것을 확인하였으며, 가장 적합한 공정 조건인 것으로 판명되었다.
7. CM247LC 합금의 760°C 저주기 피로 시험 결과 조대한 결정립 시편에 비해서 결정립 크기가 작을수록 피로수명 데이터의 scatter가 적은 균일한 데이터를 얻을 수 있었으며 동일한 조건에서 최소 피로수명 또한 증가하였다.
8. 760°C에서 CM247LC 합금의 저주기 피로 균열 생성 위치는 가해진 총변형율과 관련이 있었으며  $\Delta\epsilon_t \geq 0.7\%$  조건에서는 표면으로부터 피로균열이 생성되었고

$\Delta\epsilon_t \leq 0.6\%$  조건에서는 시편 내부의 결함으로부터 피로 균열이 생성됨을 확인하였다.

9. 미세조직상 CM247LC 합금의 저주기 피로 균열은 가해진 총 변형율에 상관없이 대부분 미세기공 및 MC형 탄화물로부터 시작하는 것을 확인하였다. 반면에 조대한 공정 조직 및 입계의 경우는 760℃에서 피로 균열 생성에 별다른 영향을 주지 않는 것을 확인하였다.

## 제 2 절 군수용 복합형 베인펌프의 개발

### 1. 군수용 복합형 베인펌프의 수력설계

#### 가. 예압펌프의 설계

##### (1) 서론

예압 펌프는 복합형 베인펌프의 주 펌프인 베인펌프의 공동현상을 방지하기 위한 펌프로 형식은 원심형으로 채택하였다. 원심펌프는 기본설계, 형상설계, 제작, 성능시험, 수정설계 등의 반복과정을 거치면서 개발되어진다. 기본설계 과정에서는 요구사양에 따라 임펠러 주요치수 및 각도가 결정된다. 형상설계 과정에서는 기본설계 데이터를 근거로 하여 임펠러의 형상 등을 생성시킨다. 설계된 데이터에 따라 제작되어 성능시험을 수행해야 한다. 성능시험 결과가 요구되는 사양에 적합하지 않는 경우 설계를 수정하여 다시 설계하는 과정을 거쳐야 한다. 여기서는 펌프의 기본설계와 형상설계에 관하여 설명하기로 한다.

본 연구의 대상으로 하는 원심펌프는 쉬라우드 있는 임펠러 (shrouded impeller)를 채택해야 한다. 그리고 점성이 큰 유체를 가압하여야 하므로 점성에 대해 충분한 고려가 있어야한다. 이러한 용도의 특수펌프에 대한 설계과정을 체계화 시켰으며, 손으로 계산이 어려운 경우는 전산프로그램으로 작성함으로써 시행착오법에 의해 고성능화 설계가 가능하도록 하였다.

##### (2) 설계사양

가압하고자 하는 작동유체의 물성 및 펌프의 설계 요구사양은 다음과 같다.

- 작동유체의 밀도  $\rho$  :  $890 \text{ kg/m}^3$
- 점성계수  $\nu$  : 

1.1 cSt	@205°C
3.5 cSt	@100°C
14.3 cSt	@ 40°C
2100.0 cSt	@ -40°C
- 펌프 토출압력  $P_o$  :  $210 \text{ kg/cm}^2$
- 정격유량  $Q'$  :  $50 \text{ l/min}$
- 회전속도  $n$  :  $18,873 \text{ rpm}$

여기서,  $n$  는 유압유의 수두와 유량을 각각 나타낸다.

### (3) 기본설계

기본설계 과정에서는 임펠러의 직경, 날개폭, 날개각 등 원심펌프의 성능을 결정하는 중요한 치수를 결정한다. 요구되는 사양에 따라 설계치수를 계산하여 주며, 설계방법은 여러 가지가 제시되고 있으나, 각각의 방법에 대하여 설계한 후, 상호 비교하여 가장 적합한 방법을 사용하였다. 설계순서에 따라 기술해 보기로 한다.

#### (가) 작동유체의 점성

펌프는 물을 끌어올리기 위한 양수기를 중심으로 발전하여 왔으므로 대부분의 펌프 관련 기술 자료는 물을 대상으로 하고 있다. 여기서 제작하고자하는 펌프의 작동유체는 유압유로서 위에서 언급한 바와 같이 점도는 아주 높고 온도에 따라 큰 차이를 보이고 있다. 참고로 상온에서 물의 동점성계수(Kinematic viscosity)는 약 1.0 cSt이다. 작동유체의 점성계수는 물보다 높으므로 펌프의 설계 시 점성을 충분히 고려해 주어야 한다.

앞에서 지적하였듯이 작동유체의 점도는 온도에 따라 크게 변하므로, 설계의 기준이 되는 대표 값을 정해주는 것이 필요하다. 펌프 내에서 유체가 가압될 때 어느 정도 온도가 상승하게 되므로 점도의 대표 값을 약 40℃에서의 값으로 다음과 같이 정하는 것이 적절하다고 본다.

$$\nu = 15 \text{ cSt (약 } 40^\circ\text{C 기준)}$$

이와 같이 점성이 큰 유체의 경우, 펌프설계 시 작동유체를 물로 환산하여 설계하는 것이 일반적이다.[참고문헌1, pp.215~222] 효율계수, 유량계수, 수두계수는 참고문헌 2(pp.46~50)에서 얻을 수 있으며, 물로 환산된 수두( $H$ ), 유량( $Q$ ), 효율( $\eta$ )과 작동유의 수두( $H'$ ), 유량( $Q'$ ), 효율( $\eta'$ )의 관계는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\eta' &= C_E \eta \\ Q' &= C_Q Q \\ H' &= C_H H\end{aligned}\tag{2.1}$$

그러나 설계 시 펌프의 전양정은 흡입부, 토출부의 손실을 고려하여 실양정보다 1.2~1.5배 [참고문헌3, pp.96], 유량은 누설을 고려하여 1.05~1.1배 [참고문헌3, pp.48]크게 선정하여 준다. 최종적으로 설계되어야 할 물 펌프의 유량과 수두는 다



음과 같이 된다.

$$\text{설계사양 유량 : } Q = 1.1 \times Q \quad (2.2)$$

$$\text{설계사양 수두 : } H = 1.15 \times H \quad (2.3)$$

(나) 소요동력 계산

원심형 터보기계의 비속도(Specific speed)  $N_s$ 는 다음과 같다.

$$N_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (rpm, gpm, ft) \quad (2.4)$$

비속도에 따른 물 펌프의 효율을 참고문헌 4 (pp.213, Fig 5)로부터 얻는다. 최근의 펌프는 이보다 약간 높고, 또한 이 펌프는 고효율형이므로 물 펌프의 효율을 3~5% 정도 높게 잡아도 무리가 없을 것으로 판단된다. 이것을 식 (2.1)에 대입하면 점성이 고려된 펌프의 보정 효율을 얻을 수 있다.

$$\eta_P = C_E \eta_P' \quad (2.5)$$

이 효율로부터 펌프의 소요동력을 구할 수 있다.

$$P = \rho g H Q / \eta_P' \quad (2.6)$$

(다) 임펠러 외경( $D_2$ )의 설계

소형 임펠러의 경우, 임펠러 날개 수  $Z$ 는 4~8개로 선정해 주는데, 이 숫자를 정해주는 방법은 여러 사람이 제시한 것이 있지만 이들 사이에는 상호 연관성이 작고 어느 것이 정확하다고는 말할 수 없다. 여기서는 위의 범위 내에서 임펠러 내부의 유동박리 등 손실을 유발시키는 요인을 억제하도록 날개숫자를 6개로 정하였다.

$$Z=6 \text{ (설계값)} \quad (2.7)$$

비속도에 따른 계수  $K_{m2}$ 의 값을 참고문헌 5(pp.79, Fig 5.2)에서 구한 후 임펠러 출구에서 유체의 자오면 속도(여기서는 반경방향속도)  $V_{m2}$ 를 다음의 식으로 구한다.

$$V_{m_2} = K_{m_2} \sqrt{2 \times g \times H}$$

펌프 임펠러의 회전수와 직경을 결정하기 위해서는 펌프의 수력효율  $\eta_H$  (Hydraulic efficiency)가 필요하다. 물 펌프의 수력효율은 참고문헌 4(pp220)를 근거로 다음과 같이 계산된다.

$$\eta_H' = 1 - 0.071/Q^{0.25}$$

펌프의 효율이 좀더 향상된다는 것을 고려하고, 점성유체의 보정된 수력효율을 식 (2.2)에 의해 구할 수 있다.

$$\eta_H = C_E \cdot \eta_H' \quad (2.8)$$

출구 날개각  $\beta_2$ 는 보통의 원심펌프에서  $17.5^\circ \sim 27.5^\circ$ 의 범위에서 선정한다.

미끄럼 속도(Slip velocity)를  $V_s$ 라 할 때, Slip factor는 다음과 같이 정의된다.

$$\sigma = 1 - \frac{V_s}{U_2} \quad (2.9)$$

여기서  $V_2$ 는 임펠러 출구 날개속도이며, Buseman의 식을 Wiesner의 표현으로 나타내면

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_2)}}{Z^{0.7}} \quad (2.10)$$

이 된다.

임펠러 출구에서의 유체의 접선방향속도  $V_{\theta 2}$ 는 속도삼각형과 식(2.9)부터 구해진다.

$$\begin{aligned}
 V_{\theta 2} &= U_2 - V_s - V_{m2} / \tan \beta_2 \\
 &= \sigma U_2 - V_{m2} / \tan \beta_2
 \end{aligned}
 \tag{2.11}$$

Euler의 터보기계 방정식은

$$Hg / \eta_H = U_2 V_{\theta 2}$$

이며, [참고문헌7, pp. 47] 여기에 식 (2.11)을 대입하면

$$Hg / \eta_H = U_2 (\sigma U_2 - V_{m2} / \tan \beta_2) \tag{2.12}$$

이 된다. 이식의 변수에 값을 대입한 후,  $U_2$ 에 대한 해를 구한다.

그리고 임펠러 입구직경  $D_2$ 는 다음과 같이 결정된다.

$$D_2 = 2U_2 / \omega \tag{2.13}$$

(라) 임펠러 출구 날개폭 설계  $b_2$

임펠러 출구 날개의 두께( $t_2$ )는 응력을 고려하여 충분히 준다. 임펠러 폭( $b_2$ )은 날개 두께  $t_2$ 를 고려하면 다음과 같이 된다.

$$b_2 = \frac{Q}{(\pi D_2 - Z t_2 / \sin \beta_2) V_{m2}} \tag{2.14}$$

(마) 임펠러 입구경 설계( $D_1$ )

임펠러 입구경  $D_1$ 은 비속도에 따른 임펠러의 직경비(DR)를 참고문헌 5 (pp.79, Fig 5.2)로부터 얻어 임펠러 입구경  $D_1$ 과 흡입구(suction)에서의 유속  $V_{in}$ 로 구해진다.

$$D_1 = DR \times D_2 \tag{2.15}$$

$$V_{in} = \frac{4Q}{\pi D_1^2} \quad (2.16)$$

(바) 입구각( $\beta_1$ ) 및 입구폭( $b_1$ ) 설계

임펠러 입구날개속도  $U_1$ 은

$$U_1 = \frac{D_1 \omega}{2}$$

이며, 응력 및 유로를 고려하여 임펠러의 입구측 날개두께( $t_1$ )을 정하고, 입구 입사각( $i$ , incidence)을  $2.0^\circ$ 로 정한다.

임펠러 입구의 날개 끝 직전에서의 자오면 속도  $V_{m0}$ , 반경방향과 이루는 날개각  $\alpha_0$ , 그리고 날개각  $\beta_1$ , 날개폭  $b_1$  상에는 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$V_{m0} = \frac{Q}{b_1 D_1 \pi} \quad (2.17)$$

$$\alpha_0 = \tan^{-1} \left( \frac{V_{m0}}{U_1} \right) \quad (2.18)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{\tan \alpha_0}{1 - Z t_1 / \pi D_1 \sin \beta_1} \quad [\text{참고문헌4, pp.2, 16}] \quad (2.19)$$

$$b_1 = \frac{Q}{(\pi D_1 - z t_1 / \sin \beta_1)} \quad [\text{참고문헌8, pp.106, 107}] \quad (2.20)$$

위의 식은 4개, 여기에 미지수가  $V_{m0}$ ,  $\alpha_0$ ,  $\beta_1$ ,  $b_1$ 으로 4개 있으므로 해가 존재한다. 이식들을 시행착오법(Bisection method)로 풀어 해를 구한다. 참고로 임펠러 입구 날개각  $\beta_1$ 은 일반적으로 다음과 같은 값이 쓰이고 있다.

※참고 :  $\beta_1 = 15^\circ \sim 30^\circ$  [참고문헌9, pp.135]

$\beta_1 = 10^\circ \sim 25^\circ$  [참고문헌8, pp.95]

(사) 기본 설계 프로그램

앞의 (가)~(바)에서 설명한 기본 설계 과정의 대부분을 전산 프로그램으로 작성하여 설계를 매우 용이하도록 하였다. 프로그램은 IMPEL1.FOR이며 이것의 입력 데이터는 IMPEL1.INP, 출력 데이터는 INPEL1.OUT이다.

(4) 임펠러의 형상 설계

앞의 기본설계에서는 임펠러의 주요치수 및 날개각을 결정하였다. 이들은 모두 임펠러 입구 또는 출구에서의 값이며 입·출구 사이에서의 날개형상은 압력손실이 작은 완만한 구조를 갖도록 설계되어야 한다. 임펠러의 형상설계는 크게 날개곡면 설계와 자오면상의 허브 및 쉬라우드 곡면설계로 나뉘어 진다. 곡면설계의 방법은 여러 가지가 있다.

(가) 허브, 쉬라우드 곡면 설계

쉬라우드 곡선은 반경에 따라  $A = \pi r b$ 가 일정하도록 곡선을 결성하여 준다. 여기서의 임펠러는 아주 소형이므로 허브와 쉬라우드 사이의 간격, 즉 날개폭이 작다. 따라서 Fig. 2.1과 같이 허브 선과 쉬라우드 선을 직선으로 하였다.

(나) 임펠러 날개의 형상설계

임펠러의 날개형상을 결정하는데는 크게 (a) circular arc method, (b) point by point method, (c) conformal representation method로 나뉘어 진다. 설계하고자 하는 임펠러의 날개폭 작으므로 3차원 형상은 불필요하고 2차원 날개(cylindrical blade)가 쓰인다.

Conformal representation method는 미국에서 error triangle method라 불리며, 2차원 날개형상에는 쓰이지 않는다. 산업용으로 널리 쓰이는 circular arc method에는 1원호법과 2원호법이 있는데 이것은 설계가 매우 간단하여 널리 쓰인다. point by point method는 성능 면에서 circular arc method 보다 좋고 2차원 날개형상에 적합하다. [참고문헌9]

Point by point method를 간단히 설명해 보기로 한다. 이 방법은 날개각이  $\beta_1$ 에서  $\beta_2$ 로 변화할 때  $r$ 에 종속적으로 wrap각,  $\theta$ 는  $r, \beta$  에 따라 결정된다는 가정에서 출발한다. 날개각, wrap각, 반경사이에는 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$\sin \beta = \frac{V_m}{W}$$

$$\theta = \int_{r_1}^r \frac{1}{r \tan \beta} dr$$

경계조건은 다음과 같다.

- 유체의 상대속도 :  $W = W_1$  at  $r = r_1$   
 $W = W_2$  at  $r = r_2$
- 유체의 자오면 절대속도 :  $V_m = V_{m1}$  at  $r = r_1$   
 $V_m = V_{m2}$  at  $r = r_2$

위의 관계식과 경계조건에 따라 적분방정식을 손으로 풀기에는 불가능하므로, 계산 과정을 전산 프로그램으로 만들었으며 (IMPEL1.FOR 프로그램에 포함), 여기서는 자세한 설명은 생략하기로 한다. IMPEL1.FOR에서는 평균 날개면의 (x,y) 좌표 값을 계산하며, 이 평균 날개면의 형상 데이터는 PROF.DAT로 출력된다.

임펠러의 두께설계는 날개의 경사각을 고려해, 날개의 곡선에 수직한 방향의 날개 두께 원하는 대로 설계될 수 있도록 하였으며, 이것도 수작업이 불가능하므로 전산 프로그램(PROFIL.FOR)으로 작성하였다. PROFIL.FOR의 입력 데이터는 IMPEL1.FOR의 출력 데이터인 PROF.DAT를 그대로 사용하고, 출력 데이터는 BPROF.DAT이다. 앞에서 설명한 평균 날개면에 날개 두께(t)를 고려하면 흡입면과 압력면의 형상이 생성된다. 이 프로그램의 자세한 설명은 생략하기로 한다.

본 연구에서는 제작의 편리를 위하여 1차적으로 circular arc method의 1원호 법에 의한 임펠러 날개의 형상으로 시제품을 제작하여 성능시험을 실시하였다. 2단계의 연구에서는 circular arc method로 설계한 임펠러를 제작, 성능 시험하여 두 방법의 성능을 비교할 예정이다.

#### (5) 디퓨저의 설계

디퓨저는 임펠러 출구에서 나오는 작동유체의 동압을 정압으로 바꾸는 역할을 한다. 본 연구에서 설계하고자 하는 디퓨저의 형상은 Fig. 2.1에 나타난 것과 같으며, 설계는 참고문헌 10(pp.87-89)을 참고로 하였다.

디퓨저 목(throat)의 면적은 볼류트의 목면적을 구하는 식을 이용할 수 있다.

$$A_t = \frac{0.04 \times Q}{K_3 \times H^{0.5}}$$

위식에서 유량의 단위는 gpm이고 수두는 ft이다. 볼류트의 속도 상수  $K_3$ 는 비속도에 따른 값으로 참고문헌 10(pp.33, Figure 3-8)로부터 얻는다.

디퓨저 베인의 개수는 되도록 작게 하는 것이 바람직하나 외경의 크기에 영향을 받는다. 디퓨저의 확산 각은 8.5~11°의 값을 사용한다. 베인의 입구각의 작동 유체의 임펠러 출구 각도를 기준으로 한다. 디퓨저의 내경은 임펠러의 외경보다 약간 크게 한다. 일반 펌프의 경우 3mm 정도를 제시하고 있지만 본 경우는 임펠러가 소형이므로 1~2mm 정도로 하면 될 것으로 본다. 디퓨저의 직경 비는 1.5~1.8로 하고, 폭은 임펠러 출구 폭보다 약간 크게 한다. 입구면적과 출구면적의 비는 1.6~1.8로 잡고 유로의 길이는 입구 폭의 4배 정도로 한다.

#### (6) 예압펌프의 수력설계 결과

앞에서 언급한 설계사양을 갖도록 예압 펌프를 설계하였으며, 설계된 주요치수를 요약하면 표 2.1과 같다.

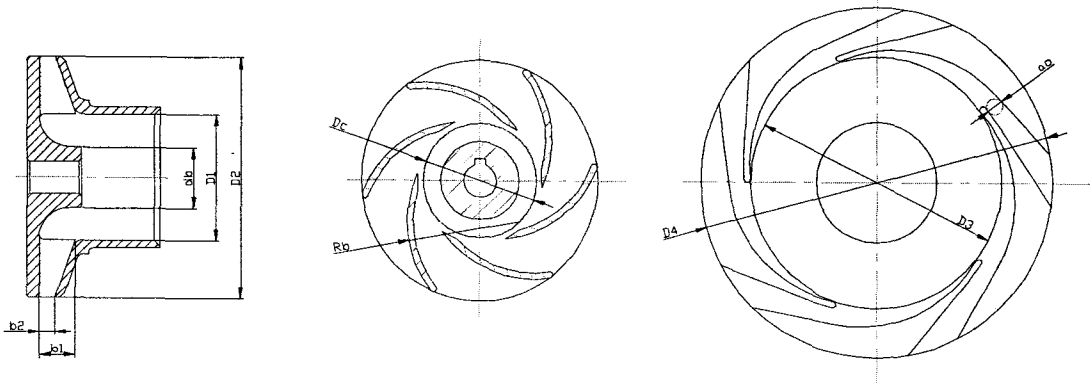


Fig. 2.1 임펠러와 디퓨저의 형상

표 2.1 예압펌프의 수력설계 결과

임펠러 날개수	Z	6 ea	디퓨저 날개수	Zd	5 ea
임펠러 보스경	db	11 mm	디퓨저 내경	D3	46 mm
임펠러 입구직경	D1	23 mm	디퓨저 날개폭	b3	5.0 mm
임펠러 입구날개각	$\beta_1$	22.5°	디퓨저 입구날개두께	s3	1.0 mm
임펠러 입구날개폭	b1	6.5 mm	디퓨저 외경	D4	70 mm
임펠러 입구날개두께	s1	0.5 mm	디퓨저 날개 Profile	logarithmic spiral	
임펠러 출구직경	D2	44 mm			
임펠러 출구날개각	$\beta_2$	17°	임펠러 날개 Profile	Rb	20.7 mm
임펠러 출구날개폭	b2	2.6 mm		Dc	20.8 mm
임펠러 출구날개두께	s2	1.3 mm			

## 나. 배인펌프의 설계

### (1) 군수용 배인펌프의 형식 선정

배인 펌프는 회전펌프(rotary pump)의 한 종류로 회전자(rotor)의 회전당 일정량의 유체를 저압의 흡입측에서 고압의 송출측으로 이송하는 용적식 펌프이다. 회전자가 유체에 에너지를 공급하면서 유체를 수송하는 원심펌프나 축류펌프와는 근본적으로 작동원리가 다르다. 배인펌프의 성능특성은 왕복펌프(피스톤 펌프)와 같이 소용량, 고압의 양정을 요구하는 경우에 적합하나, 배인펌프는 유체를 연속적으로 송출하므로 토출량과 토출압의 맥동이 적다. 또 특징으로는 구조가 간단하고 취급이 용이하며, 유체에 공급되는 에너지가 정압력이기 때문에 비교적 점도가 높은 유체에 대해서도 좋은 성능을 발휘한다. 그리고 깃(vane)의 마모에 의한 압력저하가 천천히 일어나며 유동력에 비하여 형상치수가 적다. 고장이 적고 보수가 용이하며 소음이 적으며 급속 기동이 가능하다. 단점으로는 제작에 있어 공작정도가 요구되며, 유압유의 점도에 제한이 있고, 유압유의 청결 유지에 주의가 필요하다.

배인 펌프의 대표적인 형식으로는 회전자 주위의 압력평형에 따라 압력 비평형형(single-stroke)과 압력 평형형(double-stroke)이 있다. 압력 비평형형은 압력 평형형에 비하여 비속도가 크지만, 동일 성능 조건에서 크기와 무게가 크며, 체적효율이 낮다. 압력평형 배인펌프의 주된 장점은 고압인 경우 축방향과 반경방향의 힘의 불균형 현저히 작으므로 축 하중을 최소로 유지할 수 있어 축 및 베어링의 설계가 용이하여 고속운전이 가능하다. 압력 평형형은 한 쌍의 흡입구와 송출구가 180도 방향으로 마주보고 위치함으로서 수력학적으로 균형을 이루는 것이다. 이러한 관점에서 성능 요구사항을 충족시키며, 소형, 경량, 고압의 추구하는 군수용으로 압력평형



베인펌프의 형식을 취함이 바람직하다.

군수용 베인펌프의 동력원으로는 소형 충동형 터빈의 적합하다. 하지만 요구되는 동력사양과 크기에 제한을 받으므로 터빈은 고속으로 작동되어야 한다. 베인펌프는 베인이 캠링의 내면과 접촉하여 작동되므로 운전 속도에 제한이 있다. 따라서 터빈으로부터 베인펌프로의 동력전달은 감속기를 통하여 전달된다.

본 연구를 통한 군수용 베인펌프의 개발에 있어 핵심적인 설계기술은

1. 고속의 운전조건을 만족시키는 최적 캠선도 설계
2. 고속의 운전조건을 만족시키는 최적의 베인 형상 설계

### (2) 군수용 베인펌프의 설계사양

- 토출압 :  $210 \text{ kg/cm}^2$
- 유 량 :  $30.2 \text{ l/min}$
- 회전수 :  $18,873 \text{ rpm}$

### (3) 캠링선도의 설계

압력 평형 베인 펌프의 구조는 Fig. 2.3에 나타낸 것과 같다. 베인들은 로터의 베인 스롯에 대칭적으로 위치한다. 캠링의 내면 즉, 캠선도는 축대칭으로 캠버각  $\varepsilon$ 에 반경  $R_S$ 인 소원호, 캠버각  $\varepsilon$ 에 반경  $R_L$ 인 대원호 그리고 캠버각  $\alpha$ 에 대원호와 소원호를 있는 4개의 변화곡선으로 구성된다.

펌프작동 시 베인들은 원심력에 의해 캠링의 작동면에 밀착하여 회전하게 된다. 베인펌프의 작동체적은 캠링의 작동면(내면), 로터의 외면과 인접한 두 베인의 외면, 그리고 양쪽의 측판(Pressure disks)으로 이루어진다. 인접한 두 베인을 기준으로 캠링의 소원호에서 대원호로 진행함에 따라 작동체적은 증가하게 되며 이 구간의 캠링면에 위치한 흡입구로부터 작동유가 유입된다. 두 베인이 대원호에서 소원호로 이동하면서 작동체적은 줄어들고 이 구간에 위치한 토출구로 작동유를 토출시킨다. 이러한 과정이 로터의 한 회전당 두 번 일어나게 된다.

캠링선도의 대칭과 짝수개의 베인에 의해 로터에 수력학적 압력 평형과 로터 베어링의 평형을 이루게 한다.

대원호, 소원호의 캠버각은 인접한 두 베인이 이루는 각( $\beta$ )보다 다소 크게 하여 이 구간에서 밀폐된 작동체적을 이루도록 해야 한다.

$$\varepsilon = \beta + (6. \sim 10. )$$

여기서 인접한 두 베인이 이루는 각  $\beta$ 는

$$\beta = \frac{2\pi}{Z}, \quad Z: \text{베인의갯수}$$

양 행정 베인펌프의 이론 유량은 다음과 같이 정의 된다.

$$Q_{th} = 2\pi B N (R_L^2 - R_R^2)$$

여기서 B는 캠링의 폭, N은 로터의 회전수,  $R_R$ 은 로터의 반경이다.

베인 펌프의 효과적인 연속운전은 적합한 캠곡선 의해 보장된다. 적합한 캠곡선이라 함은 베인의 선단이 캠링의 작동면에 충돌이 없이 움직일 수 있는 곡선으로 즉, 반경방향으로의 베인 선단의 속도가 순간적인 불연속이 없어야 한다. 이러한 베인 선단 속도의 순간적인 불연속은 무한 값의 가속과 이론상의 무한 값의 관성력을 야기시켜 심한 소음이 발생하고 캠링과 베인선단의 표면을 급격히 손상시켜 단시간에 고장을 일으킨다.

캠 곡선을 로터 축을 원점으로 하는 극좌표로 표현하면, 원점과 캠 곡선상의 임의의 점과의 거리는

$$\rho = f(\theta) \quad (2.21)$$

여기서  $\theta$  는 각도이다. 로터의 각속도를  $\omega$ 라 한다면, 각도

$$\theta = \omega t \quad (2.22)$$

가 된다. 로터가 회전함에 따른 베인 선단의 반경방향 속도는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\theta} \times \frac{d\theta}{dt} = \frac{d\rho}{d\theta} \times \omega \quad (2.23)$$

가속도는

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = \omega \times \frac{d^2\rho}{d\theta^2} \times \frac{d\theta}{dt} = \omega^2 \times \frac{d^2\rho}{d\theta^2} \quad (2.24)$$

이 된다. 베인은 로터의 회전에 기인한 원심력에 의해 캠링의 작동면 맞닿는다. 베인에 작용하는 원심력은 항상 베인의 관성력을 초과하여야만 한다. 회전하는 로터의 슬롯에 장착된 베인에 작용하는 힘은 원심력, 관성력, 마찰력을 들 수 있다.

원심력(Centrifugal force)은 다음과 같이 표현된다.

$$F_{cent} = m W_n \quad (2.25)$$

여기서  $m$  : 베인의 질량 ,  $W_n$  : 로터의 일정속도있어 베인의 원심가속도이다. 베인의 원심가속도는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$W_n = \omega^2 \times \rho_{c.g.}$$

위 식에서  $\rho_{c.g.}$ 는 캠링의 임의지점에 위치한 베인의 무게중심에서 회전축까지의 거리이다. 베인의 길이가  $l$  이고 두께가 일정한 판형이라면

$$\rho_{c.g.} = \rho - \frac{l}{2}$$

가 된다. 식(2.25)를 다시 쓰면 다음과 같이 된다.

$$F_{cent} = m\omega^2 \times \left( \rho - \frac{l}{2} \right) \quad (2.26)$$

그리고 관성력(Inertia force)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{iner} = m \frac{d^2\rho}{dt^2} = m\omega^2 \times \frac{d^2\rho}{d\theta^2} \quad (2.27)$$

베인에 작용하는 마찰력은 베인을 로터 슬롯의 측면으로 미는 전향력(Coriolis force)에 기인한다. 전향력은 다음과 같이

$$F_{cori} = m W_{cori}$$

$$W_{cori} = 2\omega \frac{d\rho}{dt} = 2\omega^2 \frac{d\rho}{d\theta}$$

$$F_{cori} = 2m\omega \frac{d\rho}{dt}$$

쓸 수 있으며, 베인이 반경방향의 이동하는 반대 방향으로 마찰력(저항력)을 야기시킨다. 마찰력은 다음과 같다.

$$F_{firc} = F_{cori} \times f_{firc}$$

$$F_{firc} = 2m\omega \frac{d\rho}{dt} \times f_{firc} \quad (2.28)$$

여기서  $f_{firc}$  은 마찰계수이다.

베인이 캠링의 작동 면을 밀착하여 이동하기 위해서는 다음과 같은 조건이 요구된다.

$$F_{cent} \geq F_{iner} + F_{firc} \quad (2.29)$$

식(2.29)에서 마찰력은 원심력과 관성력에 비하여 작은 값이므로 무시할 수 있으며, 식(2.26), 식(2.27)을 대입하면 다시 쓰면 다음과 같이 된다.

$$\omega^2 \times \left( \rho - \frac{l}{2} \right) \geq \frac{d^2\rho}{dt^2} \quad (2.30)$$

베인이 캠링의 일정반경 구간인 대원호, 소원호 구간을 따라 움직일 때는  $\rho$  가 일정하므로 베인의 가속도는 0 이 된다. 즉,

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = 0$$

이다. 따라서 이들 구간에서는 원심력이 관성력보다 항상 크므로 문제가 되지 않는다. 캠링의 변이구간(각 $\alpha$ 구간)에서 베인의 최대 가속도 값을 원심력보다 작은 값으로 제한하여야 한다. 변이구간은 소원호와 대원호를 잇는 구간으로 다양한 형태의 캠 곡선을 적용할 수 있다. Fig. 2.2에서는 여러 가지의 캠곡선 특징을 비교하고 있다. 본 연구에서는 베인의 반경방향 가속도의 값이 상대적으로 적은 trapezoidal acceleration curve를 적용하기로 한다. 이 캠곡선의 최대 가속도 값을 대원호와 소원호의 반경으로 표현하여 식(2.30)에 대입하면 대원호 반경과 소원호 반경의 최대 차이 값을 얻을 수 있다. 그리고 로터의 반경을 정하고 이를 기준으로 소원호의 반경을 정하면 대원호의 반경을 알 수 있다. 그리고 앞서 언급한 캠 곡선식을 적용하면 원점으로부터의 각 변화에 대한 캠곡선의 반경 값을 얻을 수 있다.

Fig. 2.3은 캠링과 베인의 형상을 나타내고 있으며, 표 2.2는 군수용 베인펌프의 수력설계에 의한 결과 값을 나타내었다. 그리고 표 2.3은 각도에 대한 캠링 곡선의 반경 값을 나타내었다.

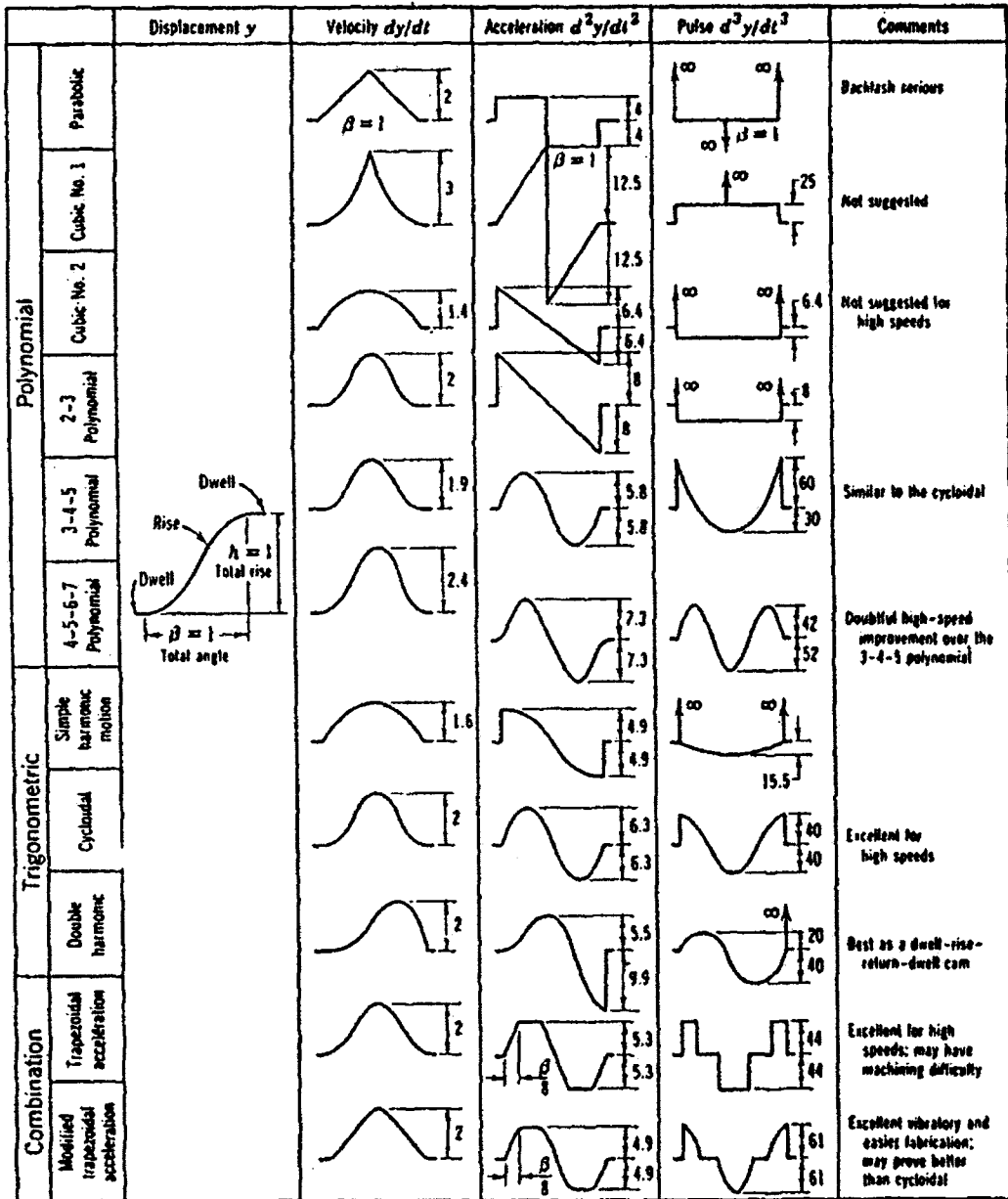


Fig. 2.2 여러 가지 캠곡선 특징 비교

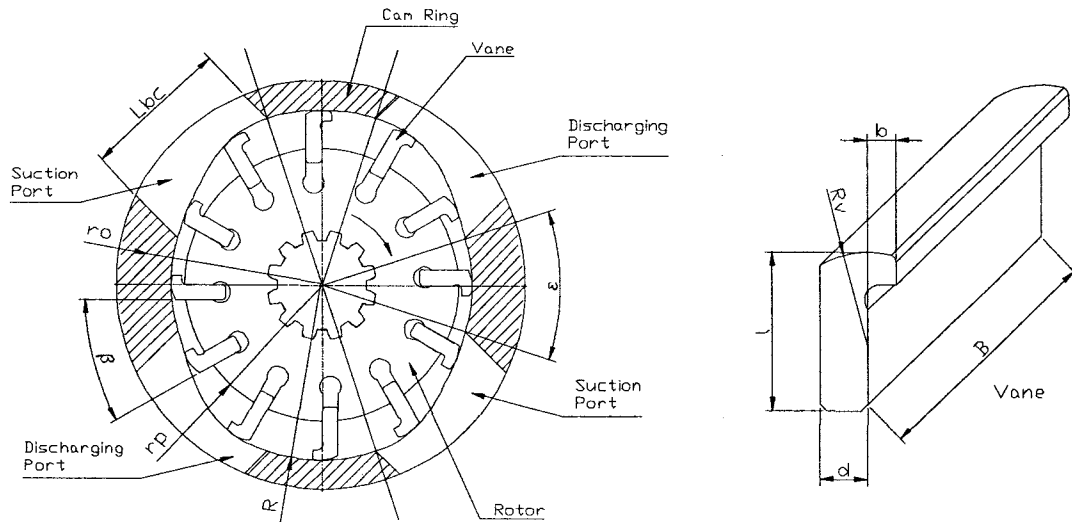


Fig. 2.3 캠링과 베인의 형상

표 2.2 베인펌프의 수력설계 결과

rotor outer radius	$r_p$	14 mm	vane 갯수	$Z$	12 ea
small radius of cam ring	$r_o$	14.2 mm	vane height	$l$	5 mm
large radius of cam ring	$R$	15.3 mm	vane thickness	$d$	1.5 mm
angle between vanes	$\beta$	$30^\circ$	vane bulge height	$b$	0.9 mm
angle of constant arc	$\epsilon$	$36^\circ$	vane tip curvature	$R_v$	3 mm
angle of cam ring profile	$\alpha$	$54^\circ$	vane width	$B$	11 mm
length of suction port	$L_{bc}$	11 mm	width of suction port	$B_{bc}$	3 mm

표 2.3 캠링 고선의 좌표값

Φ,deg	ρ, mm	Φ,deg	ρ, mm	Φ,deg	ρ, mm	Φ,deg	ρ, mm	Φ,deg	ρ, mm	Φ,deg	ρ, mm
0	15.3020	30.0	15.2815	60.0	14.8620	90.0	14.2430	120.0	14.2120	150.0	14.6509
1.0	15.3038	31.0	15.2820	61.0	14.8271	91.0	14.2409	121.0	14.2115	151.0	14.6884
2.0	15.3034	32.0	15.2805	62.0	14.7942	92.0	14.2408	122.0	14.2093	152.0	14.7253
3.0	15.3038	33.0	15.2788	63.0	14.7573	93.0	14.2386	123.0	14.2093	153.0	14.7634
4.0	15.3008	34.0	15.2739	64.0	14.7223	94.0	14.2364	124.0	14.2075	154.0	14.8011
5.0	15.2999	35.0	15.2703	65.0	14.6873	95.0	14.2349	125.0	14.2073	155.0	14.8389
6.0	15.2995	36.0	15.2695	66.0	14.6530	96.0	14.2318	126.0	14.2079	156.0	14.8768
7.0	15.2978	37.0	15.2662	67.0	14.6215	97.0	14.2311	127.0	14.2085	157.0	14.9118
8.0	15.2986	38.0	15.2652	68.0	14.5896	98.0	14.2288	128.0	14.2117	158.0	14.9449
9.0	15.2955	39.0	15.2610	69.0	14.5598	99.0	14.2291	129.0	14.2155	159.0	14.9779
10.0	15.2948	40.0	15.2563	70.0	14.5301	100.0	14.2309	130.0	14.2219	160.0	15.0099
11.0	15.2934	41.0	15.2501	71.0	14.5009	101.0	14.2297	131.0	14.2311	161.0	15.0349
12.0	15.2918	42.0	15.2391	72.0	14.4744	102.0	14.2291	132.0	14.2392	162.0	15.0610
13.0	15.2905	43.0	15.2293	73.0	14.4483	103.0	14.2272	133.0	14.2499	163.0	15.0891
14.0	15.2878	44.0	15.2171	74.0	14.4255	104.0	14.2277	134.0	14.2620	164.0	15.1135
15.0	15.2879	45.0	15.2067	75.0	14.4044	105.0	14.2261	135.0	14.2755	165.0	15.1361
16.0	15.2861	46.0	15.1946	76.0	14.3843	106.0	14.2264	136.0	14.2917	166.0	15.1576
17.0	15.2867	47.0	15.1794	77.0	14.3658	107.0	14.2276	137.0	14.3074	167.0	15.1777
18.0	15.2854	48.0	15.1634	78.0	14.3469	108.0	14.2265	138.0	14.3246	168.0	15.1955
19.0	15.2855	49.0	15.1437	79.0	14.3308	109.0	14.2262	139.0	14.3428	169.0	15.2128
20.0	15.2869	50.0	15.1263	80.0	14.3159	110.0	14.2239	140.0	14.3607	170.0	15.2296
21.0	15.2856	51.0	15.1049	81.0	14.3027	111.0	14.2243	141.0	14.3819	171.0	15.2441
22.0	15.2863	52.0	15.0836	82.0	14.2912	112.0	14.2227	142.0	14.4060	172.0	15.2577
23.0	15.2857	53.0	15.0603	83.0	14.2797	113.0	14.2222	143.0	14.4316	173.0	15.2697
24.0	15.2872	54.0	15.0353	84.0	14.2708	114.0	14.2211	144.0	14.4597	174.0	15.2780
25.0	15.2846	55.0	15.0120	85.0	14.2626	115.0	14.2189	145.0	14.4878	175.0	15.2850
26.0	15.2838	56.0	14.9837	86.0	14.2560	116.0	14.2178	146.0	14.5174	176.0	15.2911
27.0	15.2841	57.0	14.9563	87.0	14.2519	117.0	14.2152	147.0	14.5492	177.0	15.2952
28.0	15.2829	58.0	14.9248	88.0	14.2484	118.0	14.2148	148.0	14.5813	178.0	15.2979
29.0	15.2838	59.0	14.8932	89.0	14.2458	119.0	14.2132	149.0	14.6149	179.0	15.3009



## 2. 군수용 복합형 베인펌프의 상세설계

### 가. 구성 설계(Layout Design)

군수용 복합형 베인펌프는 3가지의 서로 다른 펌프로 구성되어 있다. 주된 펌프는 베인형 펌프로 캠링, 베인, 로터, 측판으로 구성되며 210 kg/cm<sup>2</sup>의 토출압 성능을 갖는다. 예압 펌프(Pre-Pump)는 원심형 펌프로 베인펌프의 입구에서 생기는 공동현상을 피하기 위하여 7.8 kg/cm<sup>2</sup>의 토출압 성능을 갖으며 임펠러(centrifugal closed impeller), 디퓨저(vaned diffuser), 그리고 예압 펌프의 공동현상을 방지하기 위한 인듀서(inducer)로 구성되어 있다. 예압 펌프의 토출유량은 베인펌프의 유량보다 많이 설계되어 감속기의 윤활과 냉각으로 위하여 사용되며, 또한 감속기 기어박스의 저면에 고인 윤활유를 배출하기 위한 제트펌프의 작동유로 제공된다.

Fig. 2.4에서 군수용 복합형 베인 펌프의 구성을 살펴 볼 수 있다. 작동유는 흡입 배관과 연결되는 흡입구를 통하여 유입되어 예압 펌프의 인듀서, 원심 임펠러, 디퓨저를 거친다. 예압 펌프로부터 토출된 작동유는 베인펌프 흡입구, 감속기 기어박스, 제트펌프, 베어링 부로 분지되어 보내어 진다. Fig. 2.16에서 기어박스과 제트 펌프 쪽으로의 유로가 표현되어 있다. 베인 펌프를 거친 작동유는 토출구를 통하여 배출된다. 한편 기계적 쉘은 베어링의 윤활을 위한 작동유의 누설을 방지하기 위하여 사용되어 진다.

베인 펌프의 핵심 부품들이 조립된 상태를 베인펌프 카트리지(cartridge)라 부른다. 베인펌프 카트리지는 베인들 끼워진 베인 로터가 캠링의 안쪽에 장착되고 캠링 양 측면에 측판을 맞대어 조립된다. 예압 펌프와 베인펌프 카트리지는 동일 축에 베어링과 함께 단독적인 구성체로 조립되고, 이를 쉘이 조립된 본체 케이싱에 삽입하여 흡입구 케이싱을 볼트로 체결함으로써 군수용 복합형 베인펌프의 조립을 마치도록 구성하였다. 이상의 전체적인 부품구성의 개념은 러시아의 복합형 베인펌프의 구성을 참조하였다.

### 나. 상세설계(Mechanical Design)

각종 펌프의 수력설계 결과인 기본 형상치수와 구성설계(layout design) 그리고 요소부품의 치수를 근거로 각 부품에 대한 상세설계를 수행하고 제작도면을 제작하였다. 아울러 핵심부품에 대하여 3차원 모델링을 수행하여 형상 확인, 조립상의 간섭확인, NC 가공을 위한 데이터 확보, 축계의 동역학적 해석을 위한 자료 확보를 하였다. Fig. 2.5-2.7은 예압 펌프 및 베인펌프의 핵심부품에 대해 3차원 모델링 된 형상을 보여주고 있으며, Fig 2.8은 3차원 모델링 작업과정에서 데이터의 한 예로

이는 구조해석이나 축의 동력학적 해석의 기본 자료로 사용된다. 그리고 Fig 2.9-14는 예압 펌프 및 베인펌프의 핵심부품에 대한 제작 도면이다.

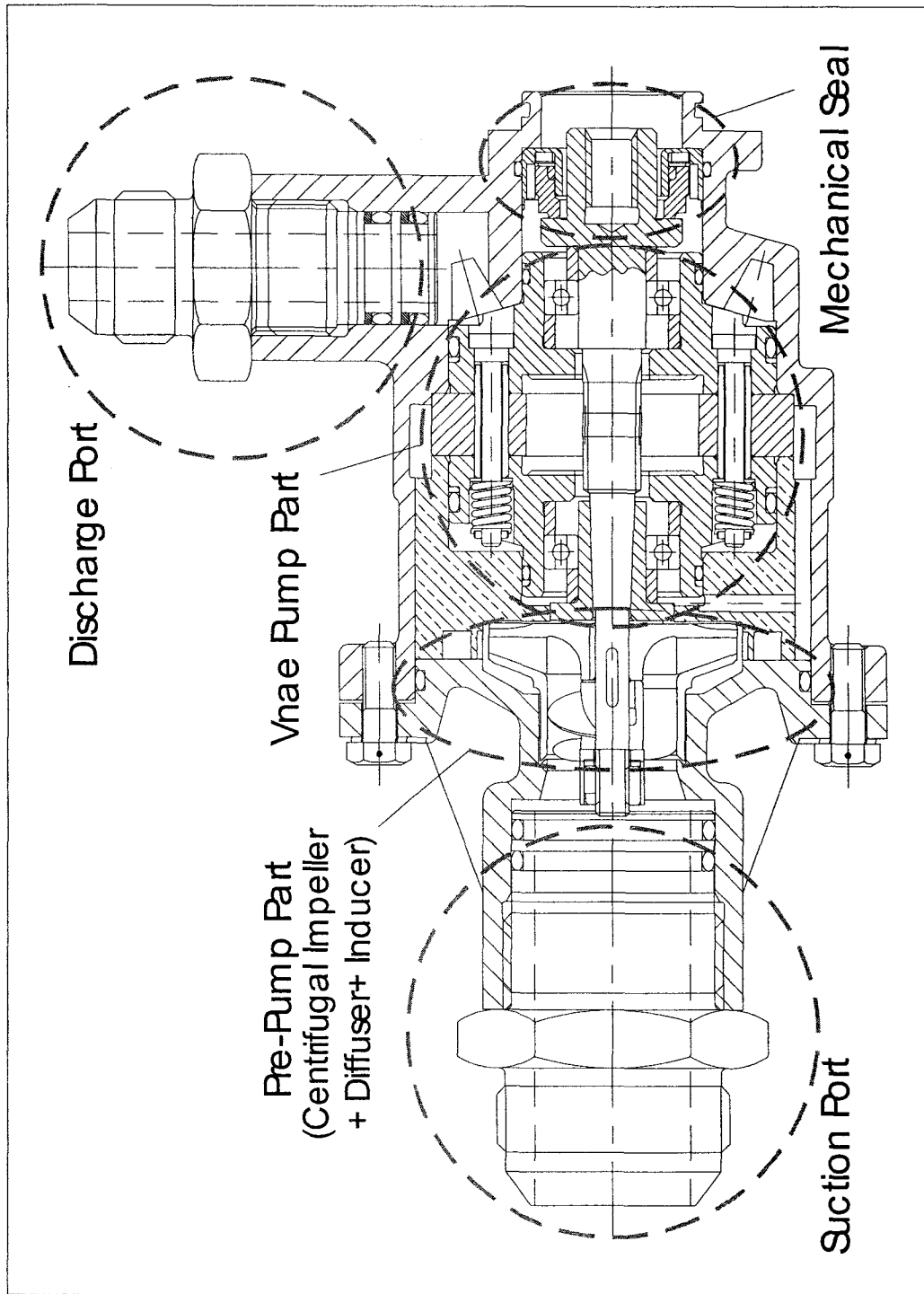


Fig. 2.4 군수용 복합형 베인펌프의 구성

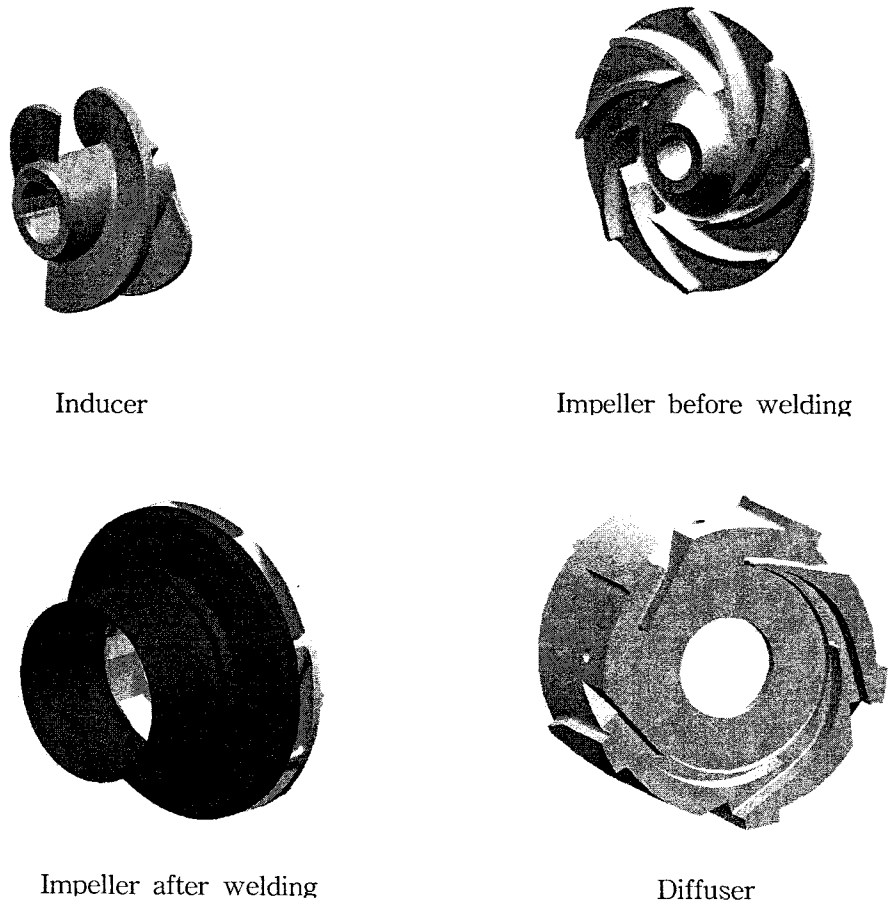


Fig. 2.5 예압펌프 부품의 3차원 형상

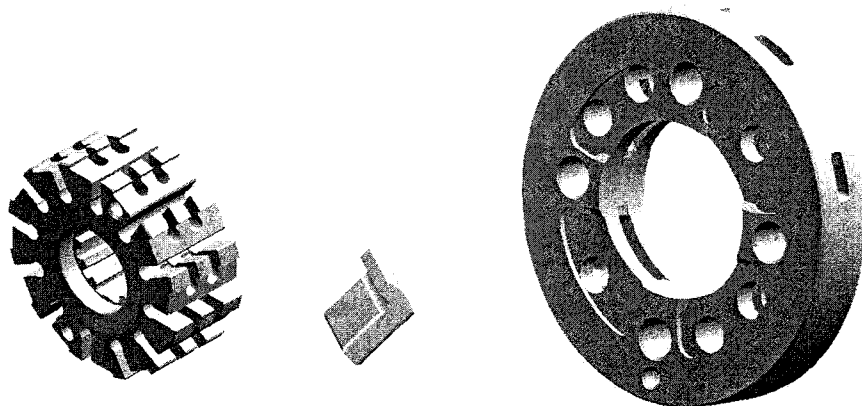


Fig. 2.6 베인펌프 부품의 3차원 형상

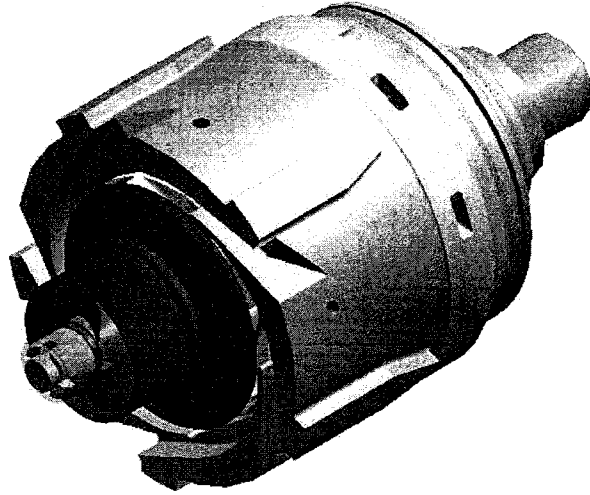
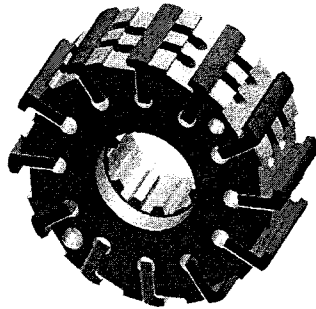


Fig. 2.7 예압펌프와 배인펌프가 조립된 3차원 형상



Physical Properties Report      Assy: A-11+12      6/5/2000      19:35 Pm

Volume= 4896.22 mm<sup>3</sup>

Mass= 0.03824 kg

With respect to the Global Coordinate System

Center Of Mass:

X= -0.00129 mm

Y= 0.00156 mm

Z= -0.00372 mm

Center Of Volume:

X= -0.00129 mm

Y= 0.00156 mm

Z= -0.00372 mm

Mass Moments Of Inertia:

Ixx= 2.427114 kg.mm<sup>2</sup>      Iyy= 4.098738 kg.mm<sup>2</sup>      Izz= 2.398380 kg.mm<sup>2</sup>

Ixy= 0.000224 kg.mm<sup>2</sup>      Ixz= -0.007639 kg.mm<sup>2</sup>      Iyz= 0.000646 kg.mm<sup>2</sup>

Principal Axes Orientation:

X= 0.00      1.00      0.00

Y= 0.97      0.00      0.24

Z= 0.24      0.00      -0.97

With respect to the Principal Axes

Principle Moments Of Inertia:

I1= 4.098738 kg.mm<sup>2</sup>      I2= 2.429018 kg.mm<sup>2</sup>      I3= 2.396474 kg.mm<sup>2</sup>

Radii Of Gyration :

Rx= 10.35307 mm

Ry= 7.97002 mm

Rz= 7.91645 mm

Fig. 2.8 3차원 모델링 결과 데이터의 한 예

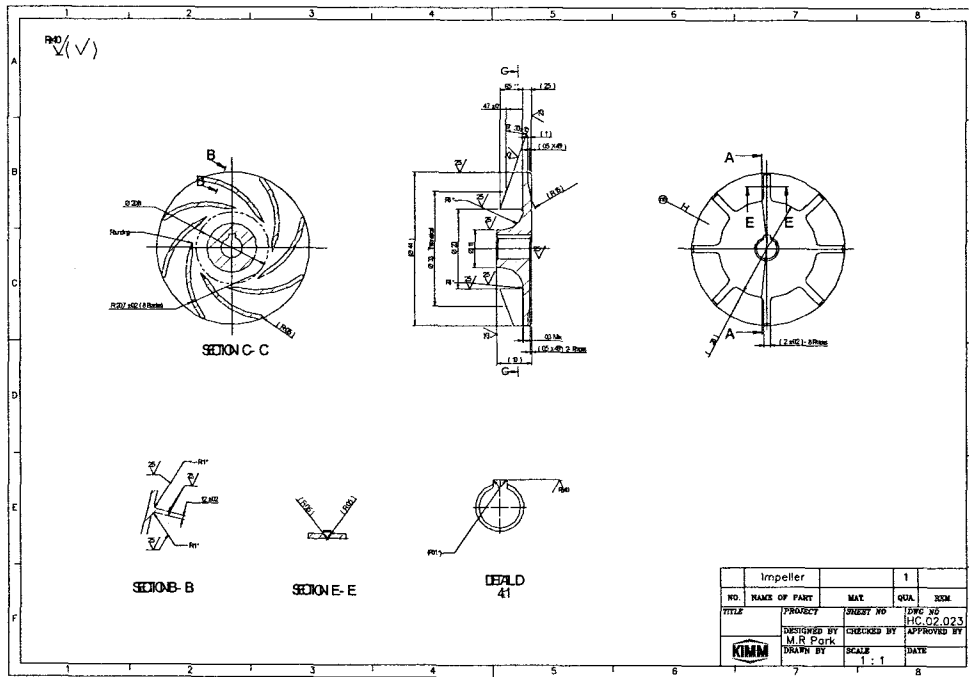


Fig. 2.9 예압 펌프 임펠러의 제작도면

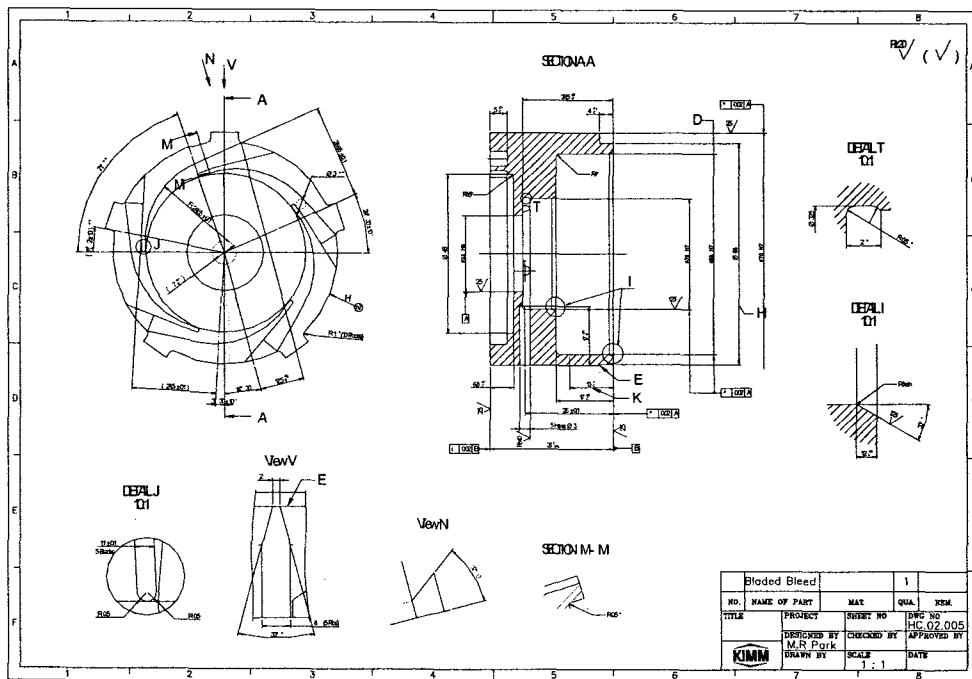


Fig. 2.10 예압 펌프 디퓨저의 제작도면

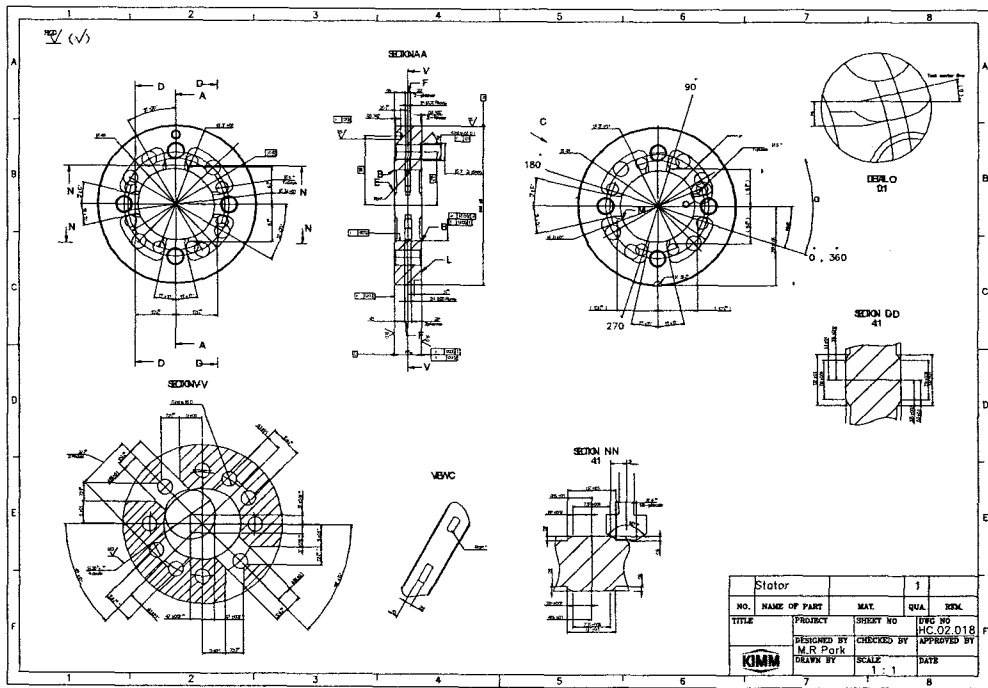


Fig. 2.11 베인 펌프 캠링의 제작도면

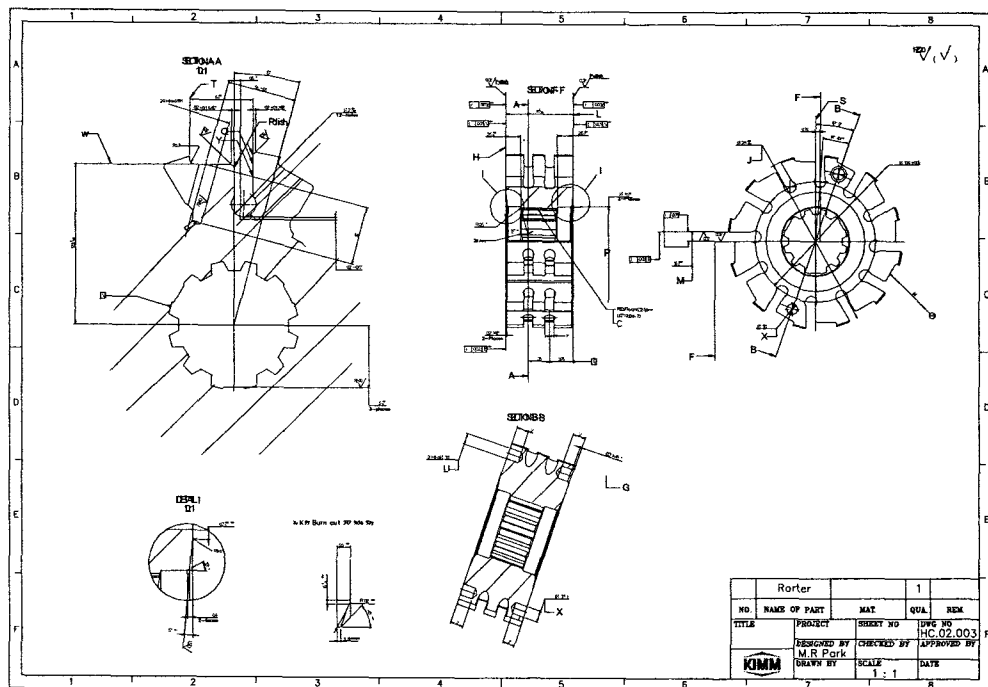


Fig. 2.12 베인 펌프 로터의 제작도면

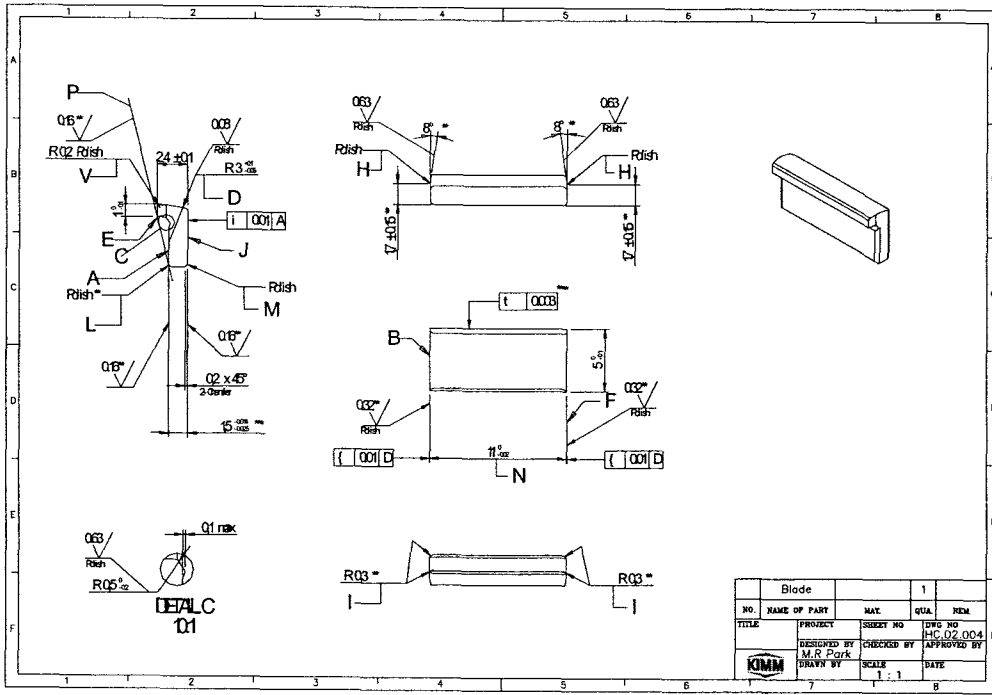


Fig. 2.13 베인 펌프 베인의 제작도면

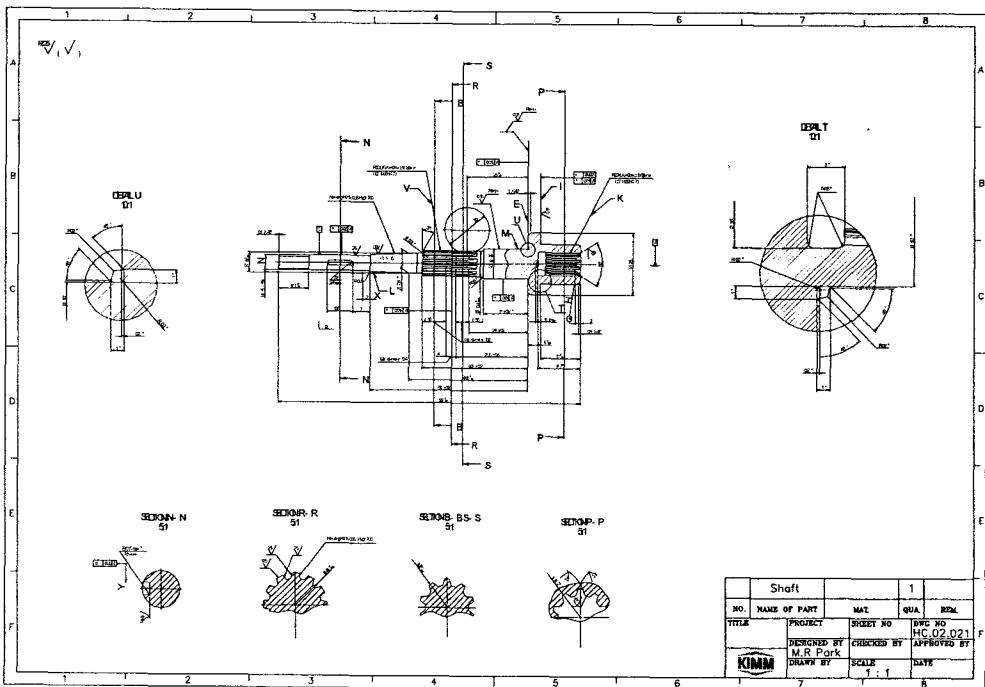


Fig. 2.14 베인 펌프 축의 제작도면



#### 다. 소재 선정

군수용 복합형 베인펌프의 각 부품에 대한 소재는 다음의 관점에 면밀히 검토하여 선정하였다.

- 요구되는 기능과 강도 등을 충족시키며 경량일 것.
- 장기간 보관을 위한 내부식성이어야 할 것.
- 작동유와 호환성이 있어야 할 것.
- 수급성이 용이하여야 할 것.

Fig. 2.15는 군수용 복합형 베인펌프의 조립도로 각 부품의 부품번호와 도면번호를 나타내고 있으며 표. 2.4은 각 부품에 대하여 선정된 소재의 목록이다. 소재 선정을 위하여 사용한 도구로는 상용 프로그램인 “Key to Steel”과 “WinAlloy”, 그리고 인터넷 웹 사이트 “www.matweb.com”을 이용하였다.

#### 라. 베어링 선정

군수용 복합형 베인펌프에 사용되는 베어링으로 정밀급 볼(ball) 베어링과 저어널(journal) 베어링의 두 가지 형식으로 선정하였다. 수명, 축 하중, 회전수의 검토로 보아 두 형식의 베어링 모두 큰 문제가 없는 것으로 판단된다. 펌프 시제품의 베어링 하우징은 이 두 형식의 베어링을 겸용으로 장착할 수 있도록 설계하였다. 개발단계의 성능시험 시 많은 횟수의 분해 및 조립이 예상되어 착·탈이 용이한 볼 베어링을 사용하였다. 내구성을 확인하는 단계의 연구에서는 저어널 베어링을 적용한 성능시험을 통하여 두 형식의 베어링에 대한 장·단점을 분석하여 최종적으로 베어링을 선정할 예정이다.

#### 마. 오링 씰 선정 및 오링 홈 설계

군수용 복합형 베인펌프에서 오링 씰의 역할은 다른 핵심 부품의 역할에 못지않게 중요하다. 펌프가 압력사양을 충족시키는 성능을 발휘한다 하여도 요구되는 장소에서 밀봉이 되지 않으면 펌프 자체의 성능은 무의미하게 된다. 그리고 성능시험 시 이들 밀봉부위에 대한 신뢰가 없으면 성능시험의 결과 및 그 해석에 있어 혼란을 겪을 수도 있다. 따라서 신중한 오링 씰의 선정과 정확한 홈의 설계가 요구되며, 각 부위에 대한 밀봉시험을 수행해야 할 것으로 본다. 복합형 베인펌프에 있어 다소 많은 오링 씰이 요구된다. 일반 산업용 오링 씰로서는 군수용 펌프의 크기 및 무게의 소형화와 경량화에 제한을 받으므로 군수용 오링 씰을 대상으로 선정하였다. 선정 및 설계에 있어 SAE AS568A, AS4716 규격을 근거로 하였고, PARKER사의 “inPHorm O-rings” 프로그램과 자체적으로 작성한 “O-Ring Gland Design”

프로그램을 사용하였다. Fig. 2.16는 군수용 복합형 베인펌프에 사용된 오링의 위치를 나타내고 있으며, 표 2.5는 선정된 오링 썰의 대한 목록이다. Fig. 2.17과 2.18는 inPHorm O-rings와 O-Ring Gland Design 프로그램의 결과를 예로 실었다.

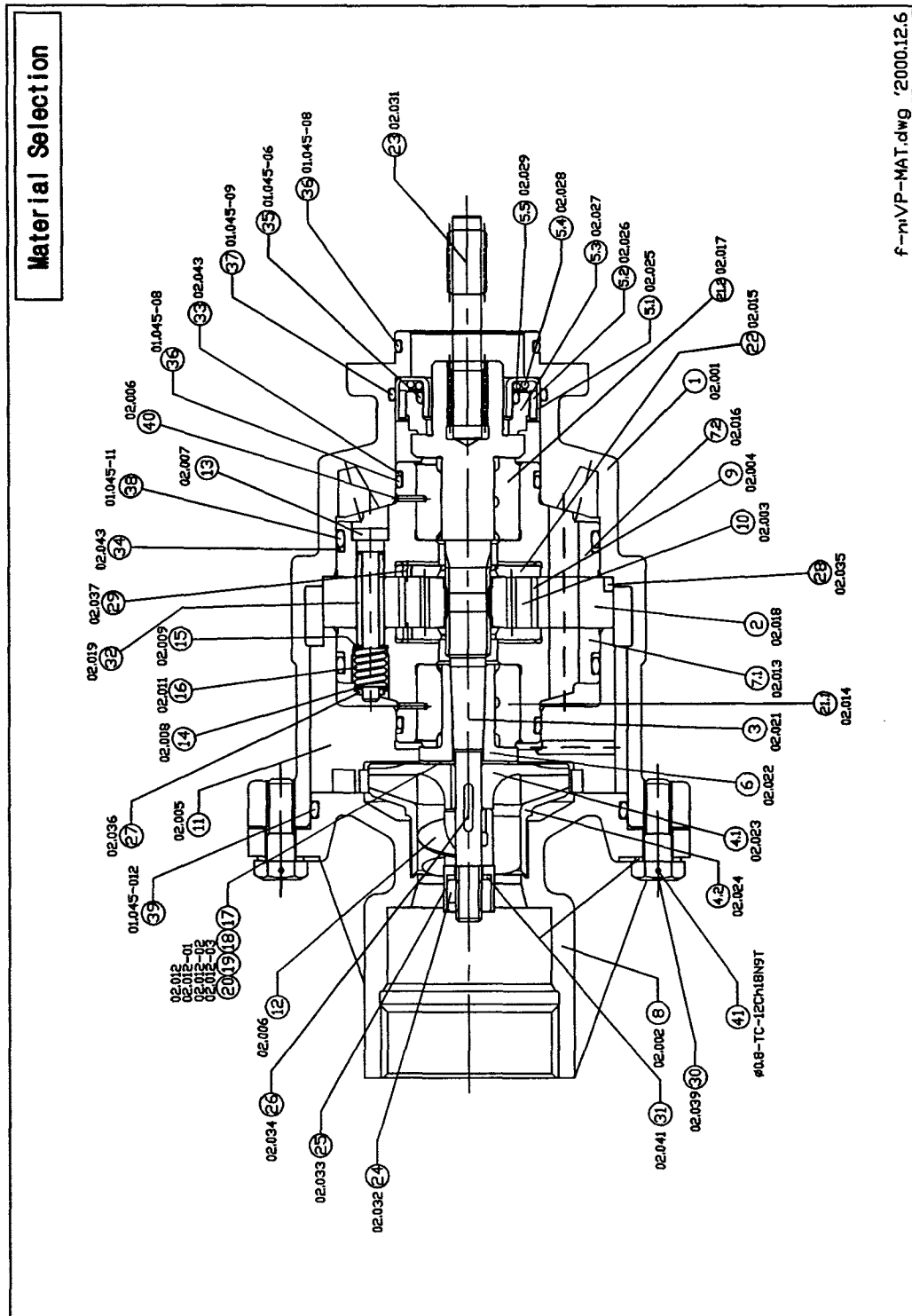


Fig. 2.15 군수용 복합형 베인 펌프의 조립도

군수용 복합형 베인펌프의 부품 소재선정 목록 (1/3)

입력 번호	부품명	도면번호	수량	규격 또는 대체 가능 소재	최종 선정 소재	물리적 성질	기계적 성질	참고 자료
1	Casing (Pump Casing)	HC.02.001	1	ASTM Grade 5 titanium, (Ti-6Al-4V)	Ti-6Al-4V (Al 5.5-6.75%, V 3.5-4.5, ...)	밀도 : 4.43 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 114000 MPa 포아송비 : 0.33	Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 900 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 890 MPa	www.matweb.com www.globals.com
2	Stator (Cam-Ring)	HC.02.018	1	AISI 618, SAE 422M, AISI 440M, 14Cr-4Mo	AISI 618			key to steel
3	Shaft	HC.02.021	1	SACM 645 (JIS), 41 CrAlMo7 (DIN), 18509 (DIN) SNCM447(JIS), SNCM439(JIS), SNCM220(JIS), 17-4PH, SCM4	17-4PH		인장강도(T.S.U.) : 1070 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 1000 MPa	key to steel wsteel 참고할것
4.1	Impeller (Centrifugal Pump)	HC.02.023	1	ASTM Grade 5 titanium (Ti-6Al-4V)	Ti-6Al-4V	밀도 : 4.43 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 114000 MPa 포아송비 : 0.33	Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 900 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 890 MPa	www.matweb.com www.globals.com
4.2	Shroud (Centrifugal Pump)	HC.02.024	1	ASTM Grade 5 titanium (Ti-6Al-4V)	Ti-6Al-4V	밀도 : 4.43 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 114000 MPa 포아송비 : 0.33	Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 900 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 890 MPa	www.matweb.com www.globals.com
5.1	Seal Casing (Seal)	HC.02.025	1	SUS 321(JIS) AISI Type 321	SUS 321 (JIS)	밀도 : 8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 197000 MPa 포아송비 :	ANSI Type 321 Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 585 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 240 MPa	www.matweb.com
5.2	Plate (Seal)	HC.02.026	2	SUS 321(JIS) AISI Type 321	SUS 321 (JIS)	밀도 : 8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 197000 MPa 포아송비 :	ANSI Type 321 Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 585 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 240 MPa	www.matweb.com
5.3	Ring (Seal)	HC.02.027	1	KC-573 (Toyo Tanso, Japan)	KC-573	밀도 : 1.85 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 20.6 GPa 포아송비 :	Hardness : 110 Shore D Flexure Strength : 83.3 MPa Compress Strength : 372.4 MPa	Toyo Tanso 카탈로그
5.4	Spring (Seal)	HC.02.028	1	SUS 304(JIS) 스프링강(SUP#) 스프링용 스테인리스강 (SUS302,304,315,316J1)	SUS304WPB	밀도 : 8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 193-200 GPa 포아송비 :	ANSI Type 304 Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 505 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 215 MPa	www.matweb.com
5.5	Washer (Seal)	HC.02.029	1	SUS 302(JIS), SUS 303(JIS)	SUS 321 (JIS)	밀도 : 8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 197000 MPa 포아송비 :	ANSI Type 321 Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 585 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 240 MPa	key to steel
6	Bush	HC.02.022	1	AISI 618 SAE 422M	AISI 618			key to steel
7.1	Left Pressing Disk	HC.02.013	1	SUS 631(JIS), 17-7Ph (US-Spec), 17-4PH	17-4PH		인장강도(T.S.U.) : 1070 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 1000 MPa	key to steel
7.2	Right Pressing Disk	HC.02.016	1	SUS 631(JIS), 17-7Ph (US-Spec), 17-4PH	17-4PH		인장강도(T.S.U.) : 1070 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 1000 MPa	key to steel

표. 2.4 군수용 복합형 베인펌프 부품의 소재 목록(1/3)

군수용 복합형 베인펠프 부품 소재선정 목록 (2/3)

일련 번호	부품명	도면번호	수량	규격 또는 대체 가능 소재	최종 선정 소재	물리적 성질	기계적 성질	참고 자료
8	Casing (Suction Port)	HC.02.002	1	ASTM Grade 5 (titanium, (Ti-6Al-4V)	Ti-6Al-4V	밀도 : 4.43 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 114000 MPa 포아손비 : 0.33	Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 900 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 890 MPa	www.matweb.com www.grads.com
9	Vane	HC.02.004	12	Tool Steel 1.3355 (DIN), AISI T1 (=UNS T12001, ASTM A 600(T1)) SUJ 2 (JIS),영화산업 추천	AISI T1			key to steel
10	Polor	HC.02.003	1	PH13-8Mo(USA), (=UNS S 13889) 1.4534 (DIN)	PH13-8Mo 17-4PH	밀도 : 7.72 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 포아손비 :	PH13-8Mo 인장강도(T.S.U.) : 1483 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 1379 MPa	key to steel www.matweb.com
11	Diffuser	HC.02.005	1	ASTM Grade 5 (titanium (Ti-6Al-4V)	Ti-6Al-4V	밀도 : 4.43 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 114000 MPa 포아손비 : 0.33	Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 900 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 890 MPa	www.matweb.com www.grads.com
12	Incluser (Axial Impeller)	HC.02.006	1	2017 (JIS), AA2017 (ANSI), 2024 (JIS)	AL2024 (JIS)	밀도 : 2.78 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 72400 MPa 포아손비 : 0.33	AA2024-T6 인장강도(T.S.U.) : 427 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 345 MPa	analogy www.matweb.com
13	Cramping Rod	HC.02.007	4	SUS 431 (JIS), SUS 301 (JIS) SUS 630 (JIS) (=17-4PH)	SUS 431 (JIS)	밀도 : 7.77 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 29E6 psi 포아손비 :	인장강도(T.S.U.) : 790 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 590 MPa	key-to-steel www.matweb.com
14	Spring Support	HC.02.008	4	SUS 431 (JIS), SUS 301 (JIS) SUS 630 (JIS) (=17-4PH)	SUS 431 (JIS)	밀도 : 7.77 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 29E6 psi 포아손비 :	인장강도(T.S.U.) : 790 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 590 MPa	key-to-steel www.matweb.com
15	Spring Support	HC.02.009	4	SUS 431 (JIS), SUS 301 (JIS) SUS 630 (JIS) (=17-4PH)	SUS 431 (JIS)	밀도 : 7.77 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 29E6 psi 포아손비 :	인장강도(T.S.U.) : 790 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 590 MPa	key-to-steel www.matweb.com
16	Spring	HC.02.011	2	SUS 321(JIS) 스프링강(SUPH) 스프링용 스테인리스강 (SUS302,304,315,631J1) SUS304WPB	SUS304WPB	밀도 : 8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 193-200 GPa 포아손비 :	ANSI Type 304 Annealed Bar 인장강도(T.S.U.) : 506 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 215 MPa	www.matweb.com
17,18 19,20	Adjusting Washer	HC.02.012	4	SUS 420J1 (JIS), SUS 431 (JIS)	SUS 420J1 (JIS)	밀도 : 7.8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 200000 MPa 포아손비 :	Tested 21 deg. 인장강도(T.S.U.) : 2090 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 1960 MPa	key-to-steel www.matweb.com
21.1	L. Bearing	HC.02.014	1	KC-573 (Toyo Tanso, Japan) (ROC Carbon Company)	KC-573	밀도 : 1.85 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 20.6 GPa 포아손비 :	Hardness : 110 Shore D Flexure Strength : 89.3 MPa Compress Strength : 372.4 MPa	Toyo Tanso 카탈로그
21.2	R. Bearing	HC.02.017	1	KC-573 (Toyo Tanso, Japan) (ROC Carbon Company)	KC-573	밀도 : 1.85 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 20.6 GPa 포아손비 :	Hardness : 110 Shore D Flexure Strength : 89.3 MPa Compress Strength : 372.4 MPa	Toyo Tanso 카탈로그
22	Washer	HC.02.015	2	Tunstan Carbide Alloy 875 Carboloy	Tunstan Carbide	밀도 : 15.7 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 638 GPa 포아손비 :	Tunstan Carbide, WC 인장강도(T.S.U.) : 344 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 1000 MPa	www.matweb.com
23	Spined Bar	HC.02.031	1	SACM 645 (JIS), 41 CrAlMn7 (DIN), 18509 (DIN) SACM645(JIS), SNCM447(JIS), SNCM439(JIS), SNCM220(JIS), 17-4PH,SCM4	17-4PH		인장강도(T.S.U.) : 1000 MPa 항복강도(T.S.Y.) : 1000 MPa	key-to-steel

표. 24 군수용 복합형 베인펠프 부품의 소재 목록(2/3)

군수용 복합형 베인펌프 부품 소재선정 목록 (3/3)

일련 번호	부품명	도면번호	수량	규격 또는 대체 가능 소재	최종 선정 소재	물리적 성질	기계적 성질	참고 자료
24	Nut	HC.02.032	1	SUS 431 (JIS), SUS 301 (JIS) SUS 630 (JIS) (=17-4PH)	SUS 431 (JIS)	밀도 : 7.77 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 29E6 psi 포아손비 :	인장강도(T.S.U) : 780 MPa 항복강도(T.S.Y) : 580 MPa	key-to-steel www.matweb.com
25	Locking Bush	HC.02.033	1	SUS302(JIS), SUS303(JIS), SUS304(JIS), SUS321(JIS)	SUS321(JIS)	밀도 : 8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 197000 MPa 포아손비 :	ANSI Type 321 Annealed Bar 인장강도(T.S.U) : 585 MPa 항복강도(T.S.Y) : 240 MPa	key-to-steel www.matweb.com
26	Key	HC.02.034	1	SUS 431 (JIS), SUS 301 (JIS) SUS 630 (JIS) (=17-4PH)	SUS 431 (JIS)	밀도 : 7.77 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 29E6 psi 포아손비 :	인장강도(T.S.U) : 780 MPa 항복강도(T.S.Y) : 580 MPa	key-to-steel www.matweb.com
27	Pin	HC.02.036	1	SUS 420J1 (JIS)	SUS 420J1 (JIS)	밀도 : 7.8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 200000 MPa 포아손비 :	Tested 21 deg. 인장강도(T.S.U) : 2050 MPa 항복강도(T.S.Y) : 1360 MPa	key-to-steel www.matweb.com
28	Pin	HC.02.035	1	SUS 420J1 (JIS)	SUS 420J1 (JIS)	밀도 : 7.8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 200000 MPa 포아손비 :	Tested 21 deg. 인장강도(T.S.U) : 2050 MPa 항복강도(T.S.Y) : 1360 MPa	key-to-steel www.matweb.com
29	Pin (Tension Rod)	HC.02.037	4	SUS 420J1 (JIS)	SUS 420J1 (JIS)	밀도 : 7.8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 200000 MPa 포아손비 :	Tested 21 deg. 인장강도(T.S.U) : 2050 MPa 항복강도(T.S.Y) : 1360 MPa	key-to-steel www.matweb.com
30	Bolt	HC.02.039	12	SUS 431 (JIS), SUS 301 (JIS) SUS 630 (JIS) (=17-4PH)	SUS 431 (JIS)	밀도 : 7.77 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 29E6 psi 포아손비 :	인장강도(T.S.U) : 780 MPa 항복강도(T.S.Y) : 580 MPa	key-to-steel www.matweb.com
31	Washer	HC.02.041	1	SUS302(JIS), SUS303(JIS), SUS304(JIS), SUS321(JIS)	SUS321(JIS)	밀도 : 8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 197000 MPa 포아손비 :	ANSI Type 321 Annealed Bar 인장강도(T.S.U) : 585 MPa 항복강도(T.S.Y) : 240 MPa	key-to-steel www.matweb.com
32	Pin	HC.02.037	4	SUS 420J1 (JIS)	SUS 420J1 (JIS)	밀도 : 7.8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 200000 MPa 포아손비 :	Tested 21 deg. 인장강도(T.S.U) : 2050 MPa 항복강도(T.S.Y) : 1360 MPa	key-to-steel www.matweb.com
33	Washer (Backup Ring)	HC.02.043	2	Fluro Plastic, NBR, VITON	VITON		Hardness: 90 Shore A	inPHorm O-Rings
34	Washer (Backup Ring)	HC.02.043-1	2	Fluro Plastic, NBR, VITON	VITON		Hardness: 90 Shore A	inPHorm O-Rings
35	O-ring	HC.02.045 -0B	1	NBR, VITON	NBR		Hardness: 75 Shore A	inPHorm O-Rings
36	O-ring	HC.02.045 -0B	3	NBR, VITON	VITON		Hardness: 90 Shore A	inPHorm O-Rings
37	O-ring	HC.02.045 -09	1	NBR, VITON	NBR		Hardness: 75 Shore A	inPHorm O-Rings
38	O-ring	HC.02.045 -11	2	NBR, VITON	VITON		Hardness: 90 Shore A	inPHorm O-Rings
39	O-ring	HC.02.045 -12	1	NBR, VITON	NBR		Hardness: 75 Shore A	inPHorm O-Rings
40	Pin	HC.02.036	6	SUS 420J1 (JIS)	SUS 420J1 (JIS)	밀도 : 7.8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 200000 MPa 포아손비 :	Tested 21 deg. 인장강도(T.S.U) : 2050 MPa 항복강도(T.S.Y) : 1360 MPa	Ref. #12 key-to-steel www.matweb.com
41	Lock Wire			SUS302(JIS), SUS303(JIS), SUS304(JIS), SUS321(JIS)	SUS321(JIS)	밀도 : 8 g/cm <sup>3</sup> 영률 : 197000 MPa 포아손비 :	ANSI Type 321 Annealed Bar 인장강도(T.S.U) : 585 MPa 항복강도(T.S.Y) : 240 MPa	Ref. #14 key-to-steel www.matweb.com

표. 2.4 군수용 복합형 베인펌프 부품의 소재 목록(3/3)

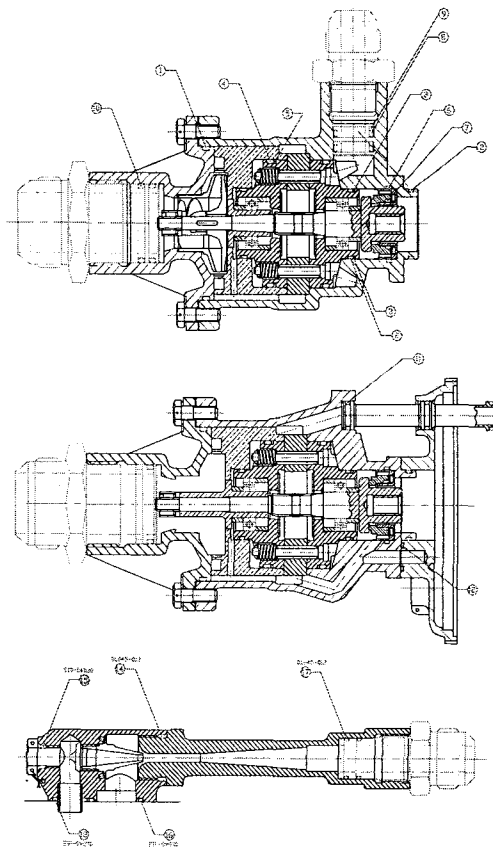
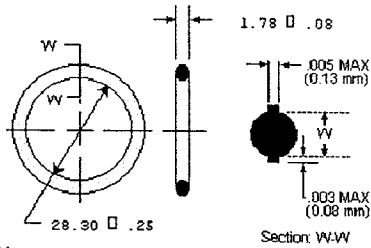


Fig. 2.16 군수용 복합형 베인펌프에 사용된 오링 씬의 위치

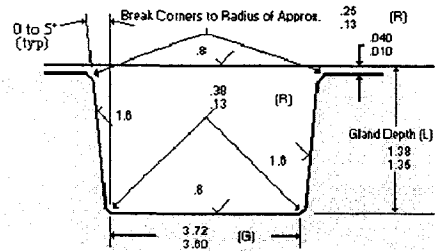
표 2.5 군수용 복합형 베인펌프에 사용되는 오링 셀의 목록

<b>O-Ring &amp; Back-Ring LIST</b>									
NO.	Selected AS568 O-Ring	Related Parts		I.D.	W or T	Material & Hardness	Amount	Purching Amount	Remarks
1	AS568-145	HC.02.001 V-Pump Casing	HC.02.002 Suction Port	64.77 +0.51	2.62 +0.08	NBR, 75	1	20	
2	AS568-024	HC.02.001 V-Pump Casing	HC.02.013/016 Pressure Disk HC.01.003 G-Box Cover	28.30 +0.25	1.78 +0.08	VITON, 90	2	60	210 bar
3	Back-Ring AS568-024	HC.02.001 V-Pump Casing	HC.02.013/016 Pressure Disk HC.01.003 G-Box Cover	29.03 +0.25	1.24	VITON, 90	2	60	210 bar
4	AS568-137	HC.02.001 V-Pump Casing HC.02.005 Diffuser	HC.02.013/016 Pressure Disk	52.07 +0.43	2.62 +0.08	VITON, 90	2	60	210 bar
5	Back-Ring AS568-137	HC.02.001 V-Pump Casing HC.02.005 Diffuser	HC.02.013/016 Pressure Disk	52.86 +0.43	1.35	VITON, 90	2	60	210 bar
6	AS568-026	HC.02.001 V-Pump Casing	HC.02.025 C-Seal Casing	31.47 +0.28	1.78 +0.08	NBR, 75	1	20	
7	AS568-018	HC.02.025 C-Seal Casing	HC.02.027 Carbon Ring	18.77 +0.23	1.78 +0.08	NBR, 75	1	20	
8	AS568-114	HC.02.001 V-Pump Casing	Adapter-2	15.54 +0.23	2.62 +0.08	VITON, 90	2	60	210 bar
9	Back-Ring AS568-114	HC.02.001 V-Pump Casing	Adapter-2	16.23 +0.23	1.35	VITON, 90	2	60	210 bar
10	AS568-124	HC.02.002 Suction Port	Adapter-1	31.42 +0.30	2.62 +0.08	NBR, 75	2	60	
11	AS568-012	HC.02.001 V-Pump Casing HC.01.003 G-Box Cover HC.01.001 G-Box Casing	HC.01.049 Bush	9.25 +0.13	1.78 +0.08	NBR, 75	3	60	
12	AS568-012	HC.02.001 V-Pump Casing	HC.01.003 G-Box Cover	9.25 +0.13	1.78 +0.08	NBR, 75	1	20	
13	AS568-015	HC.03.001 J-Pump Casing	HC.03.002 Bush HC.01.001 G-Box Casing	14.00 +0.18	1.78 +0.08	NBR, 75	1	20	
14	AS568-115	HC.03.001 J-Pump Casing	HC.03.004 Mixer	17.12 +0.23	2.62 +0.08	NBR, 75	1	20	
15	AS568-011	HC.01.041 Blank Flange	HC.03.001 J-Pump Casing	7.65 +0.13	1.78 +0.08	NBR, 75	1	20	
16	AS568-021	HC.03.001 J-Pump Casing	HC.01.001 G-Box Casing	23.52 +0.23	1.78 +0.08	NBR, 75	1	20	
17	AS568-016	HC.03.004 Mixer	Adapter-3	15.60 +0.23	1.78 +0.08	NBR, 75	2	60	

Seal     Groove  
 Gland     Back-up



Seal     Groove  
 Gland     Back-up



Choose O-Ring Size

Stretch, Squeeze, Fill, Pressure

	Calculated Values			Round Range
	Min	Nom	Max	
%Stretch	2.5	3.5	4.5	0-5
%Squeeze	18	22	25	10-32
%Fill	69	82	92	65-95

Max. Rated Pressure: 328 bar

When backup rings are selected, the pressure rating is based on 90 durometer data (Material: Nitrile, N300-90).  
The pressure rating is valid only to the tested limits of 160F (71C). The

Seal     Groove  
 Gland     Back-up

Male Gland

Bore Dia: 32 ± 0.03  
 Plug Dia: 31.98 ± 0.00  
 Groove Width: 3.6 ± 0.12

Enter P/N: 2-024

Size#	Std. ID	Std. W
2-018	18.77	1.78
2-019	20.35	1.78
2-020	21.95	1.78
2-021	23.52	1.78
2-022	25.12	1.78
2-023	26.70	1.78
2-024	28.30	1.78

Units:  Inch     mm  
 Series:  2-Std     2-Boss     5-Extra  
 Backups:  0     1     2  
 Groove Dia: 29.3 ± 0.00  
 Groove Die: 0.03

OK  
 Cancel  
 Ret  
 Help

Fig. 2.17 inPHorm O-rings 프로그램을 이용한 오링 선정 및 홈의 설계



**O-RING SQUEEZE CALCULATIONS AND DESIGN CONSIDERATIONS (BASED ON SAE AS4716, AS568A)**

2001-04-06

**Rod Type Glands**

AS 568-024 AS4716-024

1 of 2 Input Cell (unit: mm or inch):

**1. Reduced Seal Cross Section for Rod Type Glands**

Rod Diameter (DR, B in Fig.)	MIN DR	MAX DR
	1.121	1.123
Seal Inside Dia. (S)	MIN S	MAX S
	1.104	1.124

\* Check 1 Recommended O-ring Stretching Ratio(OSR):  $1 < OSR < 5\%$   
 Minimum OSR =  $(MIN DR / MAX S - 1) * 100 = -0.27\%$   
 Maximum OSR =  $(MAX DR / MIN S - 1) * 100 = 1.72\%$

**1.1 For Minimum Squeeze Condition**

$X = (MIN DR - MIN S) / (MIN S)$	0.01539856
Factor for Reduction in Seal Cross Section IF $X \leq 0$ , FACREDINX = 0.0 IF $X \leq 3$ & $> 0$ , FACREDINX = $0.0001 + 1.06X - 10X^2$ IF $X > 3$ , FACREDINX = $0.0056 + 0.59X - 0.46X^2$	0.01405131

**1.2 For Maximum Squeeze Condition**

$X = (MAX DR - MAX S) / (MAX S)$	-0.00088966
Factor for Reduction in Seal Cross Section IF $X \leq 0$ , FACREDINX = 0.0 IF $X \leq 3$ & $> 0$ , FACREDINX = $0.0001 + 1.06X - 10X^2$ IF $X > 3$ , FACREDINX = $0.0056 + 0.59X - 0.46X^2$	0

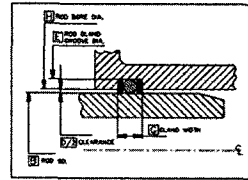
Seal Cross Section (W), Diameter	MIN W	MAX W
	0.067	0.073

Reduced Seal Cross Section(CX) for Calculating MIN Squeeze $RECXMINP = (MIN W) * (MIN W) * (FACREDINX)$	0.06605656
---	------------

Reduced Seal Cross Section(CX) for Calculating MAX Squeeze $RECXMAXP = (MAX W) * (MAX W) * (FACREDINX)$	0.073
---	-------

**2. Seal Squeeze for Piston Type Glands**

Rod Bore Diameter (RB, H in Fig.)	MIN RB	MAX RB
	1.125	1.126
Eccentricity (ECC)	MIN ECC	MAX ECC
	0.0	0.002
Rod Groove Diameter (RGD, E in Fig.)	MIN RGD	MAX RGD
	1.233	1.235



**2.1 Minimum Seal Squeeze**

Minimum Seal Squeeze (MINSS) $MINSS = RECXMINP - \{[(MAX RGD) - (MIN DR)]/2 + [(MAX RB) - (MIN DR)]/2 + (MAX ECC)^2\}$	0.0056
Minimum Compression ratio = MINSS / MIN W	8.41%

**2.2 Maximum Seal Squeeze**

Maximum Seal Squeeze (MAXSS) $MAXSS = RECXMAXP - \{[(MIN RGD) - (MAX DR)]/2 - [(MIN RB) - (MIN DR)]/2 - (MAX ECC)^2\}$	0.0205
Maximum Compression ratio = MAXSS / MAX W	28.08%

\* Check 1 Recommended O-ring Compression Ratio(OCR): Static Application 15-OCR<30% / Dynamic Application 6-OCR<20%

**GLAND FILL AND O-RING OCCUPANCY CALCULATIONS AND DESIGN CONSIDERATIONS (BASED ON SAE AS4716, AS568A)**

06-Apr-01

2 of 2 Input Cell (unit: mm or inch):

**1. Maximum O-ring Volume**

Maximum Radius of O-ring (Max R) = $MAX CX/2 = MAX W/2$	0.0365
Maximum Area = $\phi * (Max R)^2$	0.00418539
Maximum Mean Circumference = $\phi * (Max ID + Max CX)$ where Max ID = $MAX S$ , Max CX = $MAX W$	3.76048641
Maximum O-ring Volume = Max Mean Circumference * Max Area	0.01573909

**\* Nominal O-ring Volume (in AS 568)**

Nominal Seal Cross Section (NOM W), Diameter $NOM W = (MIN W + MAX W)/2$	0.07
Nominal O-ring Volume = $(\phi * NOM W)^2/4 + \phi * ((MIN S + MAX S)/2 + NOM W)$	0.0143

**2. Maximum Gland Fill for No Backup Ring Configuration  
(For Rod Type Glands & 0 deg Gland Wall Angles)**

Minimum Gland Width (MIN G)	0.094
Maximum Corner Radii (MAX RAD)	0.015
Minimum Cross Sectional Area of Gland(MIN CXAG) = $MIN G * (MIN RGD - MAX DR)/2 - Deduction Area$ where Deduction Area (corner section) = $0.5 * [4 * (MAX RAD)^2 - \phi * (MAX RAD)^2]$	0.00507343
Minimum Gland Volume = MIN CXAG * Mean Circumference of Min Gland where Mean Circumference of Min Gland = $\phi * (MIN RGD + MAX DR)/2$	0.01877573
Percent Maximum Gland Fill = Max O-ring Volume / Min Gland Volume * 100	83.93%

\* Check 1 Recommended Maximum Gland Fill(MGF): MGF<85%

**3. Maximum Gland Fill for One and Two Backup Ring Configuration**

Number of Backup Ring(NBR)	1
Minimum Gland Width (MIN G)	0.15
Minimum Cross Sectional Area of Gland(MIN CXAG) = $MIN G * (MIN RGD - MAX DR)/2 - Deduction Area$ where Deduction Area (corner section) = $0.5 * [4 * (MAX RAD)^2 - \phi * (MAX RAD)^2]$	0.00815343
Minimum Gland Volume = MIN CXAG * Mean Circumference of Min Gland where Mean Circumference of Min Gland = $\phi * (MIN RGD + MAX DR)/2$	0.03017418
Percent Maximum Gland Fill = 100 * $(Max O-ring Vol + Max Backup Ring Vol) / Min Gland Vol$	83.87%

\* Check 1 Recommended Maximum Gland Fill(MGF): MGF<85%

Maximum Backup Ring Thickness(MAX BRT)	0.047
Maximum Backup Ring OD (MAX BRO); if not available, MIN CBO	1.233
Minimum Backup Ring ID (MIN BRI); if not available, MAX PGD	1.123
Maximum Backup Ring Volume = $NBR * \phi * ((MAX BRO)^2 - (MIN BRI)^2) / 4 * MAX BRT$	0.00956656

Ref. MS 27595 (Continuous Turn PTFE Backup Ring)

Fig. 2.18 O-Ring Gland Design 프로그램을 이용한 오링 선정 및 홈의 설계

### 바. 축계의 로터다이내믹 해석

군수용 복합형 베인펌프의 축계는 Fig. 2.19(a)와 같이 구성된다. 정격회전수가 거의 20,000rpm에 가까우므로 고속 회전체라 할 수 있다. 따라서 축계의 회전안정성을 확인하는 것은 필수적이다. 축계 부품에 대한 상세설계를 완료한 후, 3차원 모델링을 수행하여 축계의 로터 다이내믹 해석을 위한 기초 자료를 확보하였다. 그리고 유한요소 해석 프로그램인 RODAS를 사용하여 해석을 수행하였다.

Fig. 2.19(b)는 해석에 사용된 축계의 모델이다. 베어링의 강성을  $8 \times 10^7 \text{N/m}$ 으로 가정하고 베인펌프 로터와 예압 펌프 임펠러, 인듀서, 쉬라우드 등은 부가질량으로 처리하였다.

Fig. 2.20에서 보는바와 같이 1차 전진 고유진동수(1st forward natural frequency)는 회전수 74,749 rpm에 있고, 2차 전진 위험속도(1st forward critical speed)는 80,000 rpm에 있음을 확인하였다. 따라서 펌프의 운전영역에서는 안정되게 운전될 것으로 판단된다.

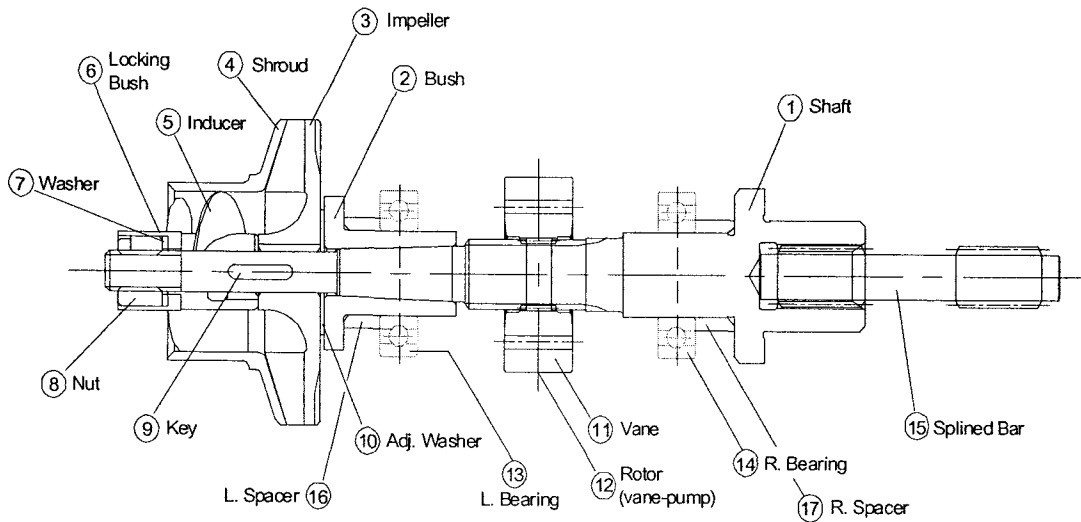


Fig. 2.19(a) 복합형 베인펌프의 축계 구성

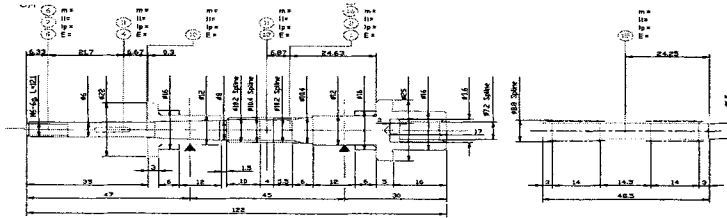


Fig. 2.19(b) 복합형 베인펌프 축계의 로터다이나믹 모델

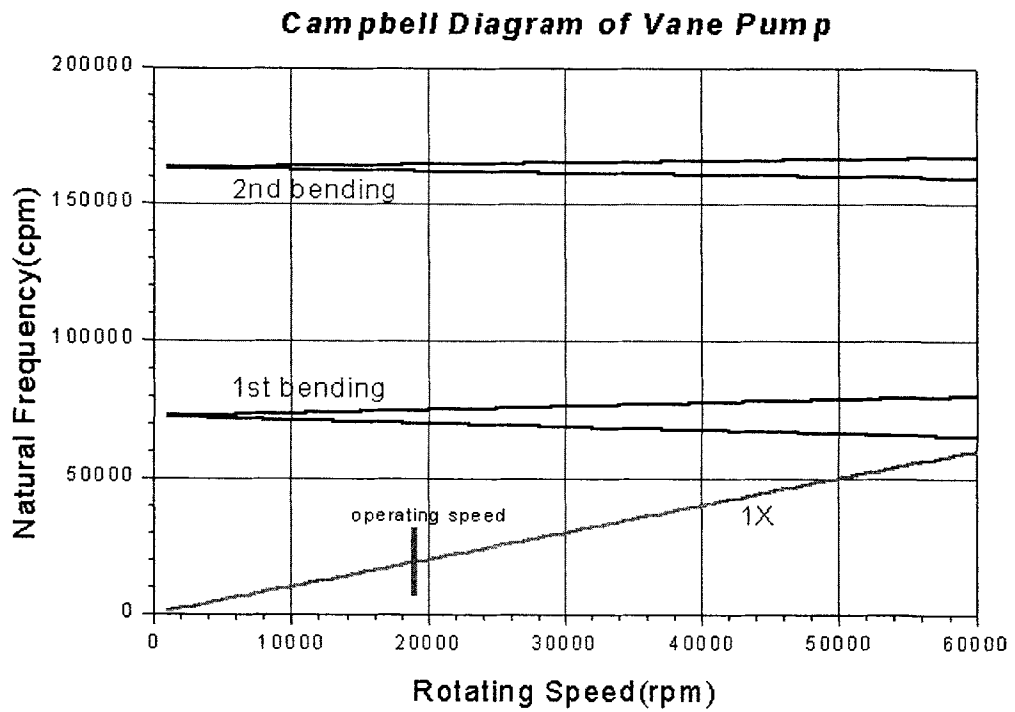


Fig. 2.20 Campbell diagram of combined vane pump

### 3. 군수용 복합형 베인펌프의 시제품 제작

#### 가. 예압 펌프 핵심부품 제작

예압 펌프의 핵심부품은 인듀서, 임펠러 그리고 디퓨저이다. 각 부품에 사용된 소재로 인듀서는 날개에 작용하는 하중이 과하지 않으므로 알루미늄을 사용하였고, 임펠러와 디퓨저의 경우는 티타늄을 사용하였다. 제작된 인듀서는 Fig.21(a)와 같으며 MCT 가공으로 제작하였다. 임펠러(shrouded impeller)는 쉬라우드와 깃이 있는 판(open impeller)를 NC가공으로 제작하여 경납(브레이징) 용접으로 일체화한 후 다시 NC 선반으로 정밀가공을 하여 완성하였다. Fig.21(b)는 용접 후 정삭된 임펠러를 보여 주고 있다. 양산을 위해서는 정밀주조로 제작하는 것이 바람직하나 개발단계의 현 시점에서는 이러한 방법이 효율적이라 본다. 디퓨저는 와이어 커팅으로 외경을 가공한 후 연삭, NC 선반, MCT가공으로 Fig.21(c)와 같이 제작하였다.

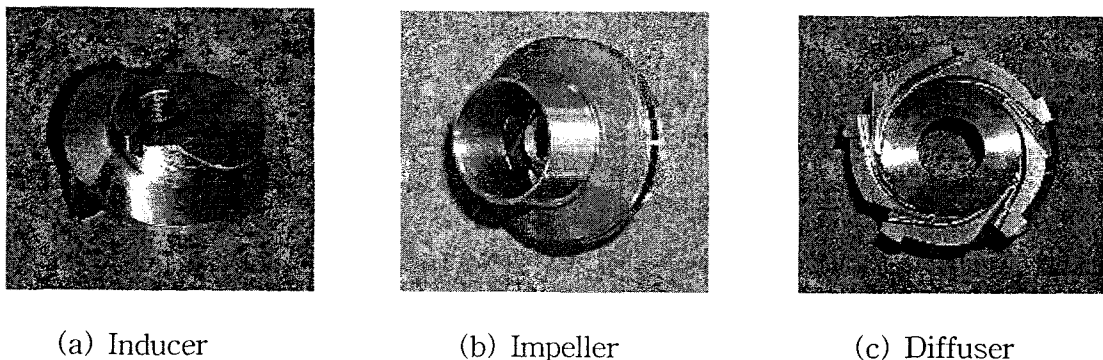
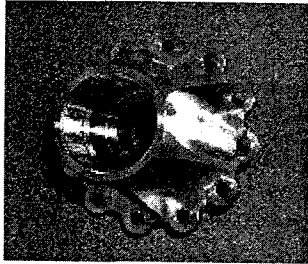


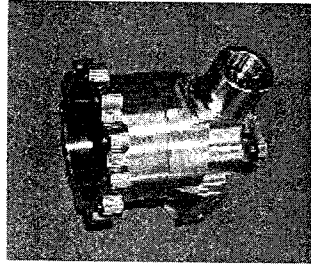
Fig. 2.21 제작된 예압펌프의 핵심부품

#### 나. 케이싱 제작

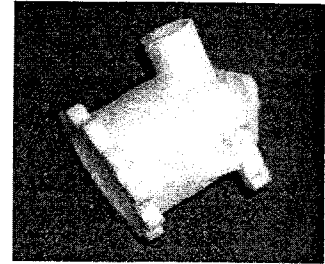
펌프의 케이싱은 흡입구 케이싱과 본체 케이싱으로 구성된다. 두 부품 모두 강도와 경량화를 위하여 티타늄 소재를 사용하였다. 그리고 제작도면 상으로는 경량화와 양산을 목적으로 주조품으로 제작토록 설계하였으나 시제품은 단순화하여 가공품으로 제작하였다. 본체 케이싱의 경우는 내,외부의 형상이 복잡하고 다수의 유로를 갖고 있어 먼저 RP(Rapid Prototyping)로 제작하여 형상을 확인한 후 본 제품을 가공하였다. Fig. 2.22(a)는 가공 완료된 흡입구 케이싱이고, (b)는 본체 케이싱, (c) RP로 제작한 본체 케이싱 이다.



(a) Suction Casing



(b) Main Casing



(c) RP로 제작한  
Main Casing

Fig. 2.22 제작된 케이싱

#### 다. 베인 펌프 핵심부품 제작

베인 펌프는 캠링, 로터, 베인, 측판 등으로 구성된다. Fig. 2.23에서 중앙 상단에 있는 것이 로터와 베인이고, 중앙 하단에 있는 것이 캠링이며, 좌우에 있는 것이 측판이다. 베인을 로터에 끼우고, 이를 캠링의 중앙부에 놓이게 하여 양쪽 측판을 덮어 조립함으로써 베인펌프의 카트리지를 이룬다. 베인펌프는 용적식 펌프로 부품의 정밀도와 정확한 틈새를 유지가 중요하며 이를 만족시키지 못하면 펌프의 성능이 현격히 저하된다. 따라서 상기의 부품들은 엄격한 치수공차 및 형상공차의 관리 하에 제작되어야 하고, 이를 위해서는 NC 가공뿐만 아니라 전용 가공기에 의한 가공이 필수적으로 요구된다. 베인의 경우는 1차적으로 와이어 커팅으로 형상을 가공하고 면을 정밀연삭 한 후, 후가공으로 바렐 연마와 폴리싱을 하는 순서로 제작하였다. 로터는 와이어 커팅, 방전가공, 스프라인 가공, 정밀연삭, 랩핑의 순서로 제작하였다. 캠링은 방전가공에 의한 구멍가공, 와이어 커팅으로 1차 캠곡선 가공, 캠 곡선부의 질화 열처리, 연마가공으로 2차 캠 곡선 가공 그리고 측면에 대한 양면연삭가공의 순으로 가공된다. 측판도 방전가공에 대한 구멍가공, 정밀 선삭가공으로 제작된다. 베인이 끼워진 로터는 캠링과 측판사이에서 회전하여야 하므로 적정 틈새의 유지가 필요하다. 따라서 캠링의 축방향 폭은  $1\mu\text{m}$ 급의 정밀측정이 요구되며, 로터의 폭은 캠링 폭의 측정치 보다  $0.022\sim 0.026\text{mm}$  작게 가공하고, 베인의 폭은 로터 폭의 측정치 보다  $2\sim 6\mu\text{m}$  작게 가공하였다.

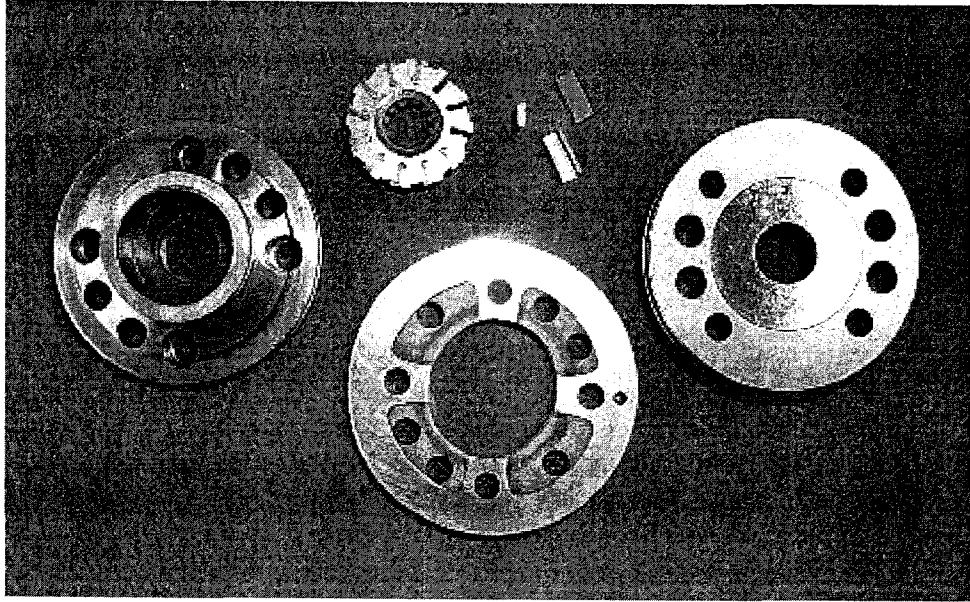


Fig. 2.23 Vane Pump Parts (vane, rotor, cam-ring, side-disk)

#### 라. 기타 부품의 제작

앞서 언급한 부품 외에 축의 경우는 로브와 호브를 사용한 스프라인 가공, 질화 열처리에 있어 주의가 요구된다. 미케니컬 썰의 graphite와 접하는 부위는 질화 처리 후 랩핑으로 표면 거칠기를  $0.2\mu\text{m}$  이내로 하여 마찰력을 최소화하도록 하였다. Fig. 2.24는 제작된 축의 사진이다. 미케니컬 썰과 저어널 베어링은 요구되는 사양을 만족하는 상용품의 구입이 용이하지 못하여 자체 제작하였다. 미케니컬 썰 제작에 있어서는 레이저 용접이 필요하였다. Fig. 2.25(a)와 (b)는 미케니컬 썰의 부품과 조립된 썰의 모습이다. Fig. 2.26은 자체 제작된 저어널 베어링의 사진이다. 그리고 Fig. 2.27은 제트펌프의 부품사진이다. 이상의 부품 외에 카트리지 구성을 위한 부품과 축계 체결 및 베어링 고정을 위한 다수의 부품의 제작되었고, 흡입, 토출배관과 연결을 위한 어댑터, 조립 치구들이 제작되었다. Fig. 2.28은 모든 부품이 조립된 군수용 복합형 베인펌프의 외관 사진이다. 제트펌프를 제외한 복합형 베인펌프의 길이는 160mm 정도이고 무게는 약 2.3kg이다.

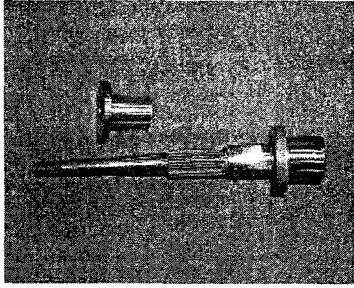


Fig. 2.24 Shaft

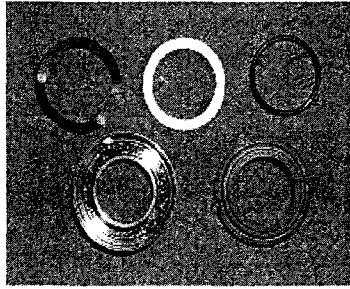


Fig. 2.25(a) Mechanical seal parts

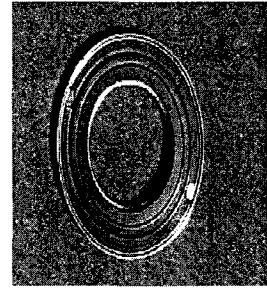


Fig. 2.25(b) Mechanical seal

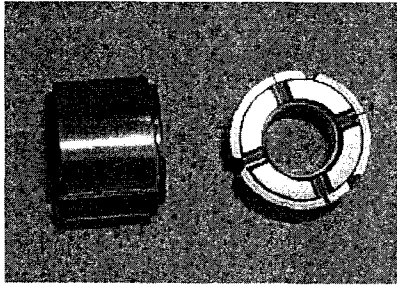


Fig. 2.26 Journal bearing

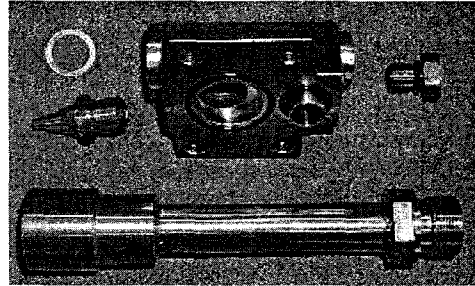


Fig. 2.27 Parts of jet-pump

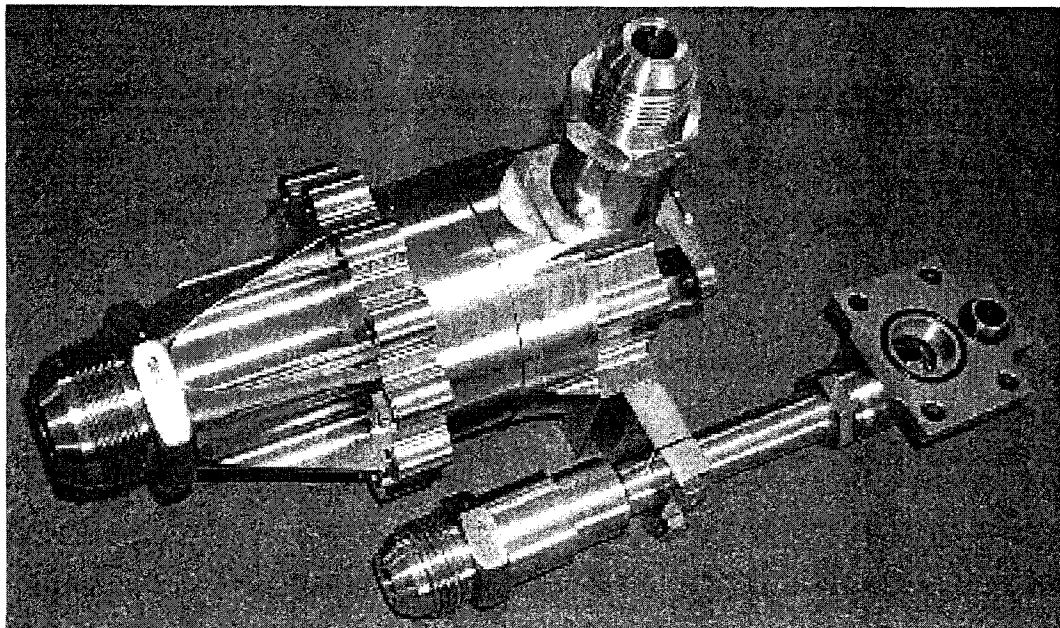
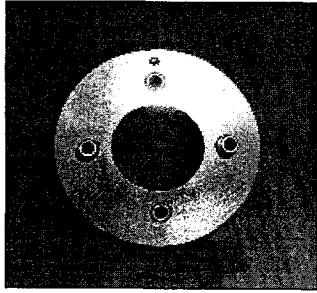


Fig. 2.28 군수용 복합형 베인펌프 시제품

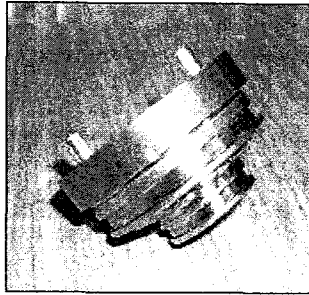
#### 마. 조립

제작된 부품들의 중요치수를 측정하여 사용여부를 판단하고, 오링 씌, 미케니컬 씌 등의 요소부품들의 성능확인 시험을 거친 후 시제품의 조립을 수행하게 된다. 정확한 조립을 위하여 조립 치구의 제작은 물론 2차원 도면제작 프로그램과 3차원 모델링 프로그램으로 가상의 조립을 수행하여 조립순서를 정하였다. 다음의 사진들은 실제 시제품의 조립과정을 보여주고 있다. 성능시험 과정에서 여러 번의 조립·분해를 하여본 결과, 조립의 편리를 위한 개선점을 파악할 수 있었다. 이는 2단계 의 시제품제작 시 반영할 계획이다. 그리고 고압 부의 오링 씌는 매 조립 시 새것으로 교체하는 것이 바람직하다.

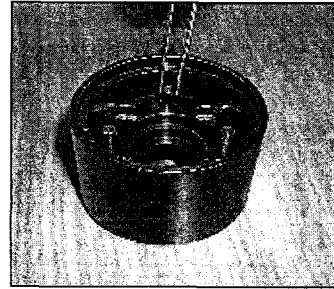




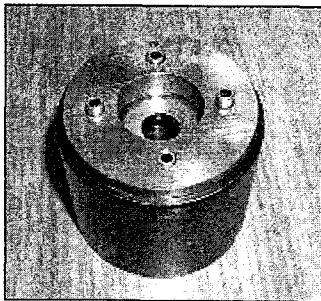
1. 캠링에 핀을 끼운다.



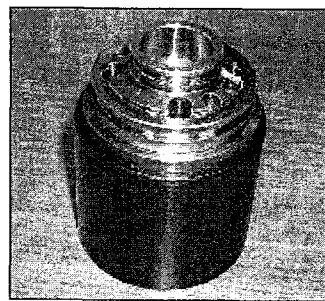
2. Right Pressure Disk를 캠링과 조립한다.



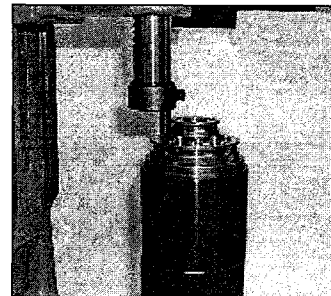
3. 조립치구를 준비한다.



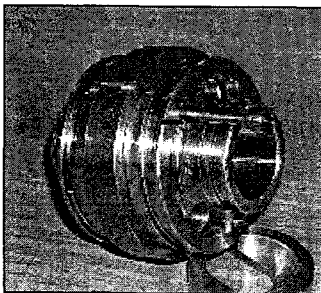
4. #2 조립체를 치구에 장착한다.



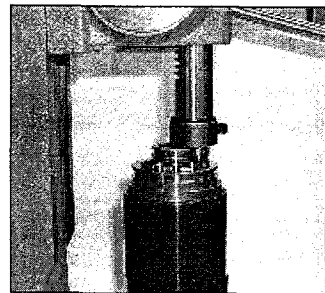
5. Left Pressure Disk를 조립한다.



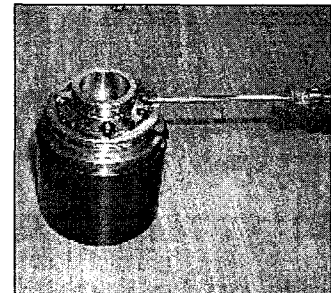
6. Press로 핀을 정위치에 놓는다.



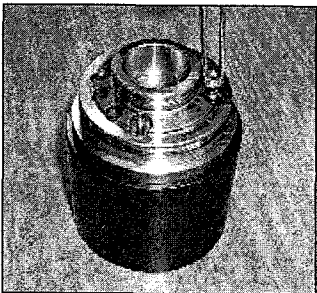
7. Tension Rod를 R. Press. Disk 쪽에서 각각 끼운다.



8. Press로 Tension Rod를 정위치에 놓는다.



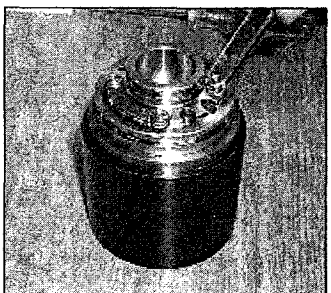
9. Tension Rod 핀구멍이 정면을 향하도록 한다.



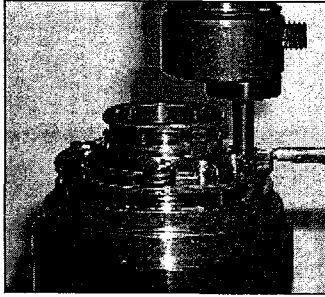
10. Spring Support를 Tension Rod에 끼운다.



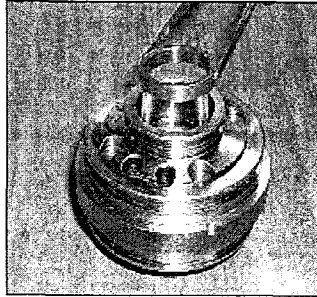
11. Spring을 Tension Rod에 끼운다.



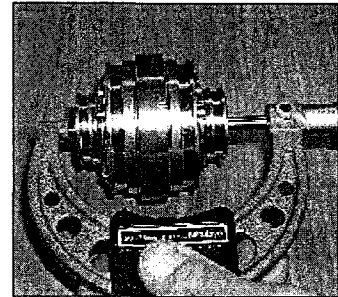
12. Spring위에 Spring Support를 놓는다.



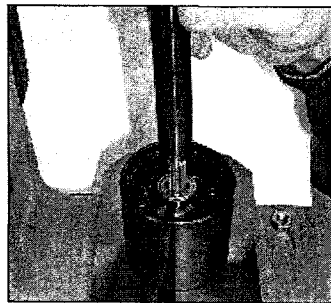
13. Tension Rod에 핀을 끼운다.



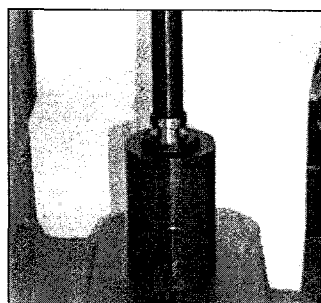
14. 베어링 Spacer를 Press. Disk에 끼운다.



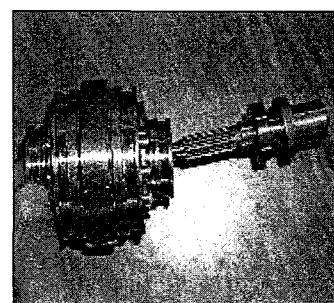
15. 조립 치수를 측정, 확인한다.(39.14mm)



16. 축에 내륜 spacer, Bearing을 조립한다.



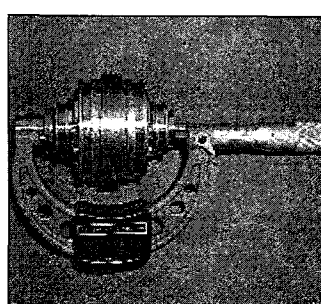
17. Bush에 내륜 spacer, Bearing을 조립한다.



18. Bush와 축을 좌우로 본체에 조립한다.



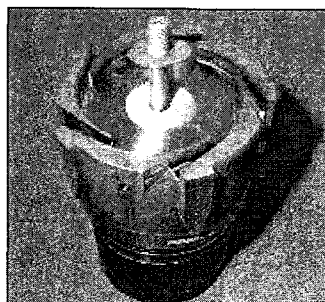
19. 조립된 단품을 Press로 누른다.



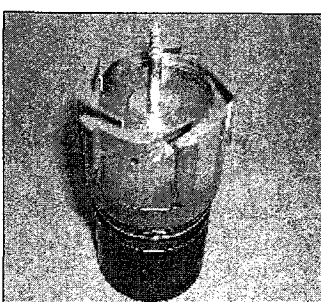
20. 조립치수를 측정, 확인한다.



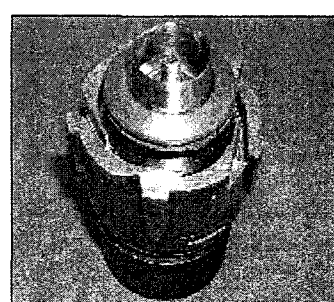
21. 카트리지에 O링을 끼우고 디퓨저를 조립.



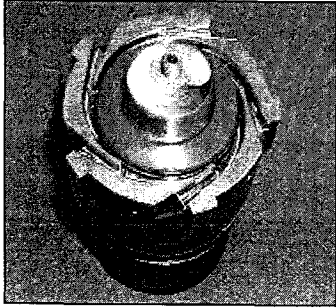
22. 축에 Washer를 끼운다.



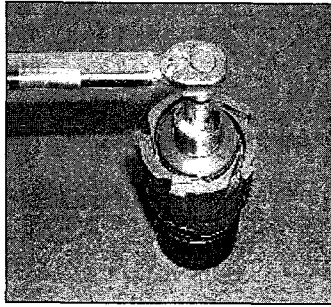
23. 축의 키홈에 키를 끼운다.



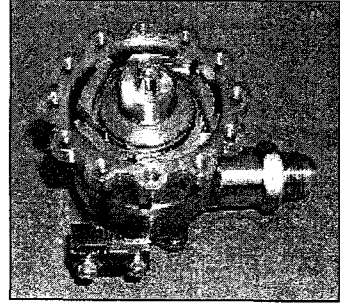
24. 임펠러를 축에 끼운다.



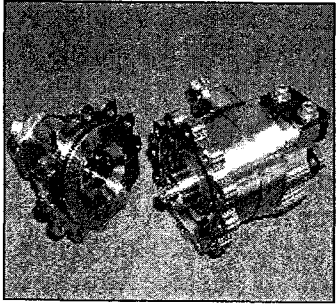
25. Inducer를 축에 끼운다.



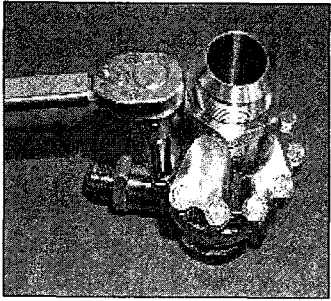
26. 토크렌치로 너트를 체결함.(40kgf · cm)



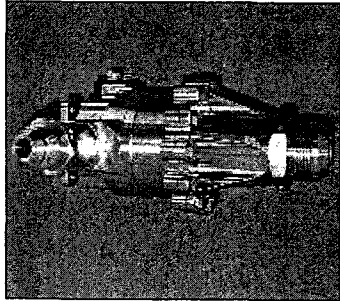
27. Casing에 씌조립 후, 카트리지를 조립한다.



28. 측정 후, 흡입Casing에 O-링 끼우고 조립



29. 볼트를 토크렌치로 조른다.(120kgf · cm)



30. 조립 완료된 펌프.

#### 4. 군수용 복합형 베인펌프의 성능시험

##### 가. 성능시험 장치 제작

군수용 복합형 베인펌프는 원심형 예압 펌프와 베인펌프로 구성되고 시스템의 보조펌프로 제트펌프도 사용된다. 개발 단계에서의 성능시험은 복합형 베인펌프의 성능시험 뿐만 아니라 단품으로서의 원심펌프에 대한 성능시험, 제트펌프에 대한 성능시험이 요구된다. 그리고 각 종 요소부품인 오링 씬, 기계니컬 씬, 밸브류에 대한 성능확인도 필요하다. 따라서 성능시험 장치는 이러한 성능시험들을 모두 수행할 수 있도록 설계하였다. 성능시험 장치를 이루는 각 종 부품은 고압부의 경우에 최대 315 kg/cm<sup>2</sup>의 내압부품을 사용하도록 하였고, 베인펌프는 작동유체의 청결상태가 매우 중요하므로 3μ급의 필터를 채택하였다. 압력계, 유량계, thermocouple 등으로부터 나오는 신호는 data acquisition에서 수집하여 컴퓨터에 저장하는 방식으로 하였다. Fig. 2.29은 성능시험 장치의 구성도이며, 표 2.6은 성능시험 장치를 구성하고 있는 부품의 사양에 대한 목록이다. 그리고 Fig. 2.30는 제작이 완료된 성능시험 장치의 사진이다.

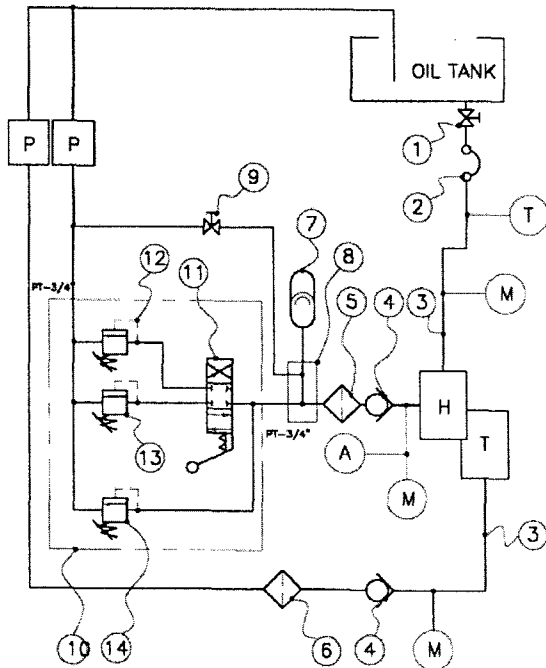


Fig. 2.29 성능시험 장치의 구성도

표 2.6 성능시험 장치의 구성부품 목록

NO.	Description	Specification	Q'ty
1	Stop Valve	1-1/4"	1
2	Rubber Hose	1-1/4"	1
3	SUS-Tube	3/4"-SUS316	1
4	Line Check V/V	3/4"	2
5	H/P Line Fiter	315kg/cm <sup>2</sup> (3mic.)	1
6	L/P Line Fiter	110kg/cm <sup>2</sup> (3mic.)	1
7	Accumulator	4L(115kg/cm <sup>2</sup> )	1
8	Accumulator Block	AL60	1
9	H/P Stop V/V	3/4"	1
10	V/V Block ASS'Y	AL60	1
11	Manual Control V/V	AM4d 61A/R	1
12	Relief V/V	Q=30L(204kg/cm <sup>2</sup> )	1
13	Relief V/V	Q=30L(12kg/cm <sup>2</sup> )	1
14	Safty V/V	210-240kg/cm <sup>2</sup> (max.)	1

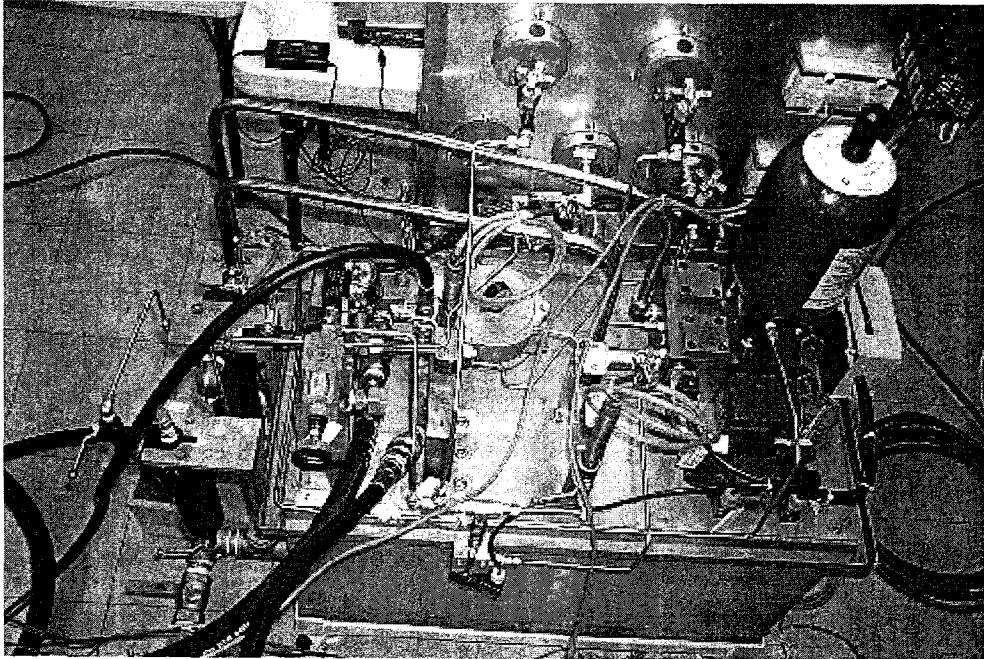


Fig. 2.30 군수용 배인펌프의 성능시험 장치

#### 나. 요소부품 성능확인 시험

##### (1) 오링 씬의 성능확인 시험

펌프의 성능시험에 앞서 각 부위의 오링 씬에 대한 누설시험은 필수적이다. 예압 펌프의 토출압( $7.8 \text{ kg/cm}^2$ )이 걸리는 오링 씬과 배인펌프의 토출압( $210 \text{ kg/cm}^2$ )이 걸리는 오링 씬에 대하여 각 1.5배의 압력을 5분간 가하여 작동유의 누설 여부를 확인하였다. Fig. 2.31는 각 부위에 대한 누설시험의 개략도이다. 저압부의 경우는 누설이 없었으나 고압부에서는 누설이 확인되어 오링 홈을 수정하여 누설이 없도록 하였다.

##### (2) 미케니컬 씬의 성능확인 시험

예압 펌프의 토출압이 작용하는 미케니컬 씬은 씬의 그라파이트 씬면과 축에 부착된 접촉면(mating face)이 접촉된 상태로 회전한다. 따라서 오링 씬과는 달리 어느 정도의 누설을 허용한다. 누설 시험은 축을 회전시키지 않은 상태와 축을 정격회전수(약  $19,000 \text{ rmp}$ )의 110%로 회전시킨 상태에서 작용압력의 1.5배의 압력을 가하여 일정시간 동안의 누설량을 확인하였다. 정지상태의 누설시험은 펌프가 작동하지 않을 때에도 펌프내부로 이물질의 유입을 방지하여야하고 작동유의 누설이 없어야 하므로 의미가 있다. 20분간의 가압 상태에서 누설을 없었다. 회전시험은 5분간 실시하여 미량의 누설을 확인하였으나 펌프 작동 시 별문제는 없을 것으로 판단

된다.

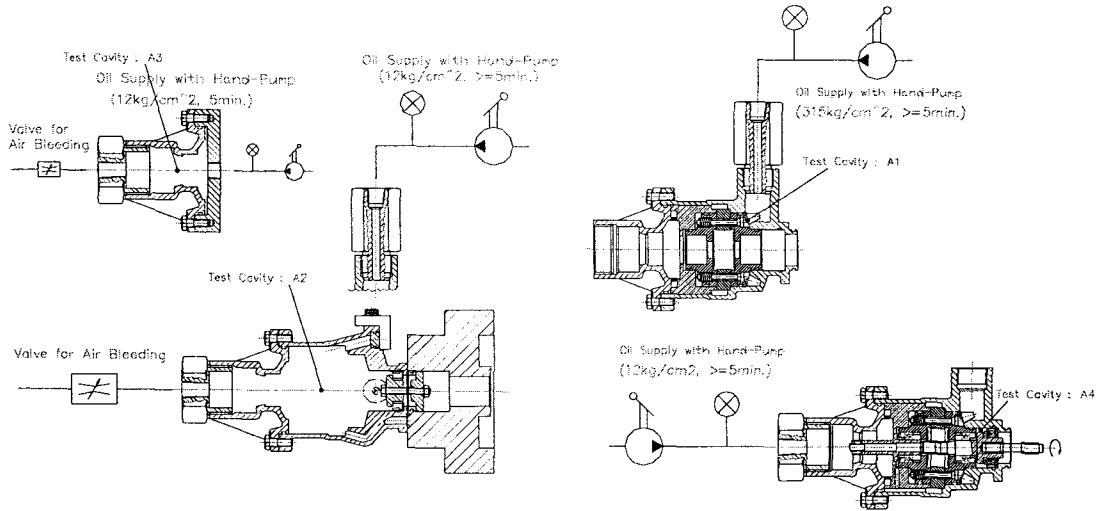


Fig. 2.31 각 부위에 대한 누설실험의 개략도

### (3) 분사 노즐의 성능시험

감속기의 베어링과 감속기어의 윤활 및 냉각을 위하여 예압 펌프 토출유량의 일부를 사용한다. 예상되는 소요유량은 정격운전 시 4.7 l/min 이라고 본다. 분사노즐은 가장 단순한 오리피스 형을 채택하였다. 성능시험은 직경 0.4, 0.6, 0.8mm의 노즐에 대하여 실시하였다. 기어펌프로 작동유를 공급하고 배관을 분지시켜 한 쪽 배관의 끝에 노즐을 장착하였고, 다른 한 쪽에는 밸브를 달아 작동유를 바이패스시켜 예압 펌프의 토출압력 조건을 모사하도록 하였다.

직경 0.8mm의 노즐은 예압 펌프의 정격운전 시 토출압(7.8kg/cm<sup>2</sup>) 조건에서 작동유가 무화되지 않았다. Fig. 2.32은 직경 0.4mm와 0.6mm 노즐에 대해 압력변화 따른 분사유량을 보여 주고 있다. 감속기로 공급되는 작동유는 예압 펌프의 낮은 압력조건에서도 무화되어야 한다. 이를 위해서는 노즐직경이 작은 것이 유리하나 소요유량을 만족시키기 위해서는 매우 많은 노즐이 필요하게 된다. 따라서 직경 0.5mm 노즐을 최소 12개 정도를 감속기에 설치하는 것이 적합하다.

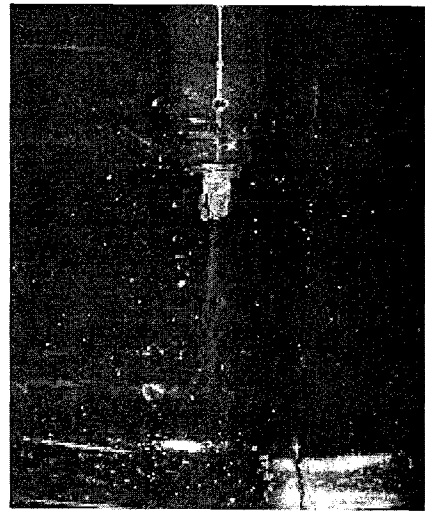
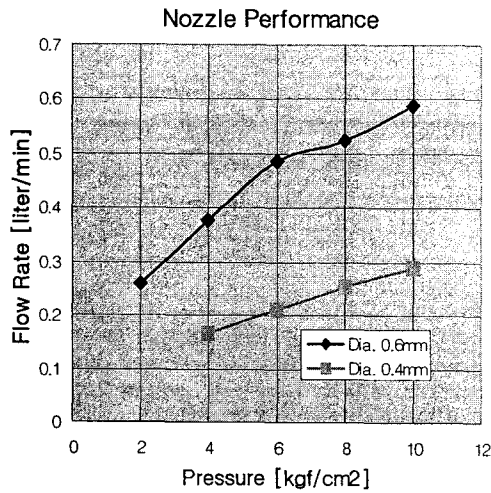


Fig. 2.32 분사 노즐의 성능시험 결과

#### 다. 군수용 복합형 베인펌프의 성능시험

##### (1) 예압 펌프의 성능시험

예압 펌프의 성능시험은 베인펌프의 로터와 베인을 제거하여 예압 펌프만의 성능을 확인하고자 하였다. 예압 펌프의 구동원으로는 7.5kW급의 스피들 모터를 사용하였다. 흡입구와 토출구에서 압력과 온도를 측정하였고, 토출 배관에서 터빈유량계로 토출유량을 측정하였다. 압력계, 온도계 그리고 유량계는 사전에 검정작업을 거쳐 정확도를 확인하였다. 펌프의 축 동력은 동력계를 이용하여 측정하였다.

성능시험은 토출배관의 밸브를 완전히 연 상태에서 펌프의 회전수를 고정시키고 밸브를 닫아 감에 따라 유량, 압력, 온도를 동시에 측정하였다. 이러한 과정을 정격회전수의 60%에서 105%까지 증가시키며 반복하여 수행하였다.

Fig. 2.33은 예압 펌프 성능시험 결과인 Q-H 성능곡선도이다. 설계점인 정격회전수(18873rpm)에서 토출유량이 50 l/min 일 때 토출압 성능(7.8 kg/cm<sup>2</sup>)에 해당하는 수두 88m의 성능을 확인할 수 있다. 이는 설계사양과 일치하는 값으로 예압 펌프의 설계는 아주 잘 되었다고 할 수 있다. Fig 2.34는 예압 펌프 성능시험 장면이다.

추가적인 시험으로 동력계를 부착하여 소요동력을 측정하여 펌프의 효율을 확인하는 시험을 2단계 연구기간에 수행되었다. Fig. 2.35는 예압 펌프 설계 시 예측된 성능곡선과 본 실험을 통하여 획득된 시험결과를 비교하고 있다. 유량 대 양정, 유량 대 소요동력 그리고 펌프의 효율 모두 예측된 성능과 매우 잘 일치하고 있다. 따라서 설계 시 사용된 손실모델의 적용이 합당함을 확인할 수 있었고, 타 사양에 대한 수력설계 시에도 무리가 없을 것으로 판단된다.



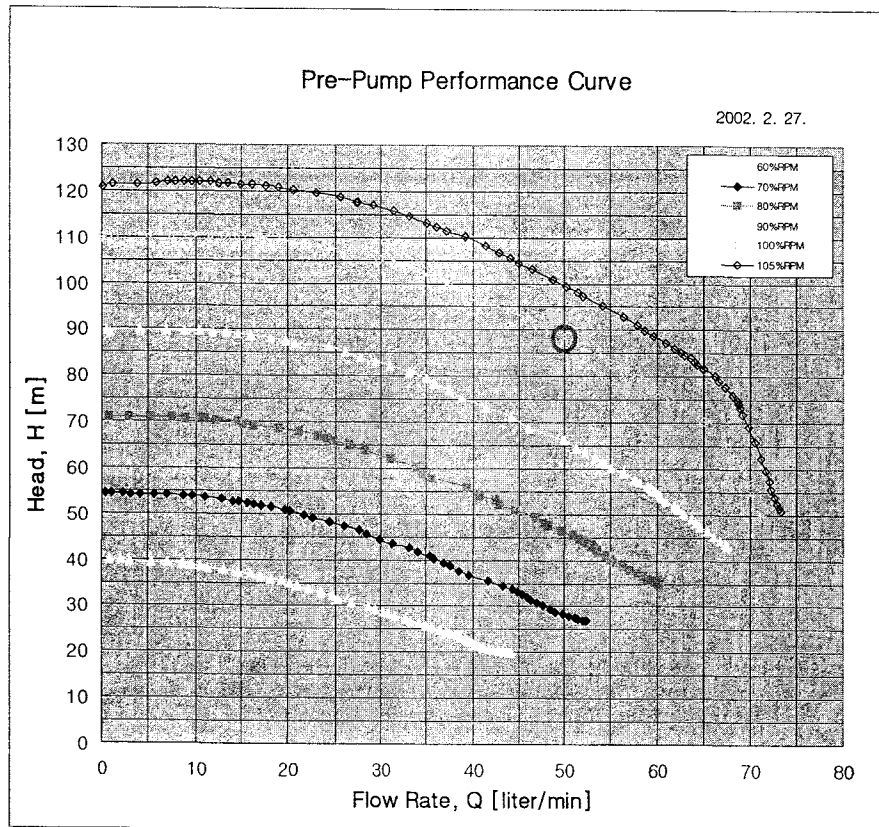


Fig. 2.33 예압 펌프의 Q-H 성능곡선도

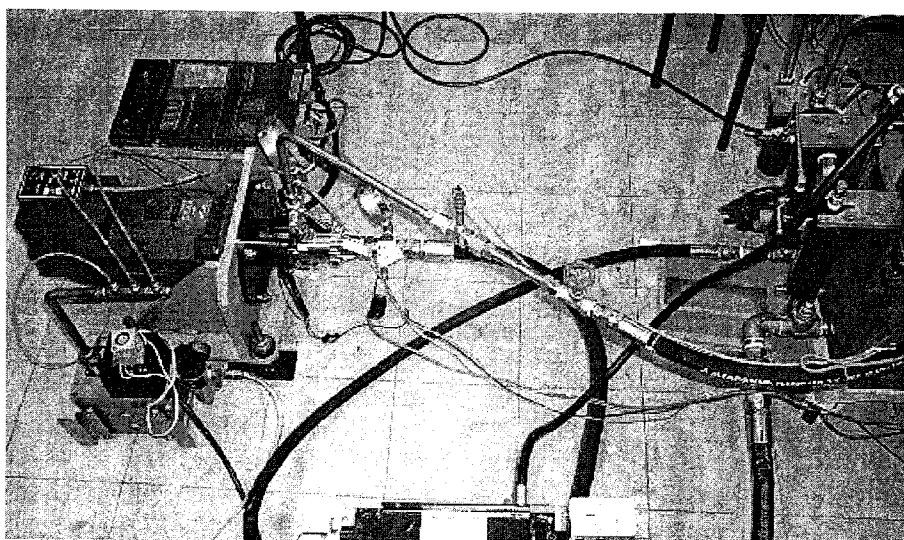


Fig 2.34 예압 펌프 성능시험 장면



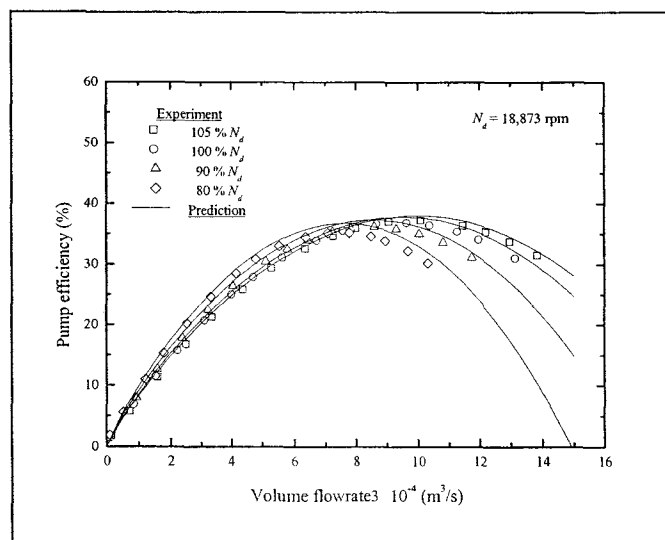
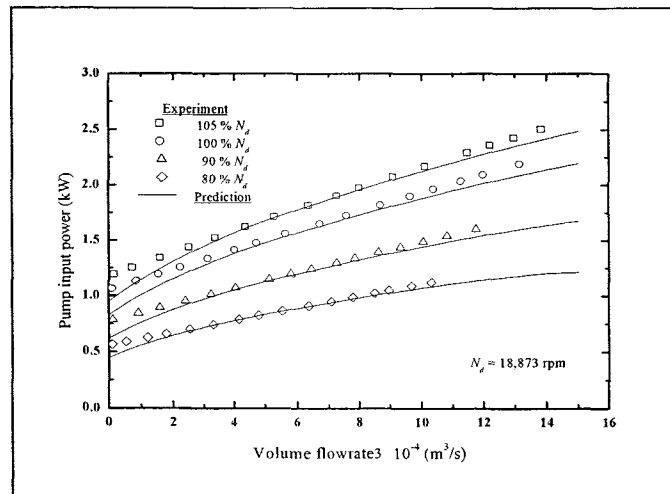
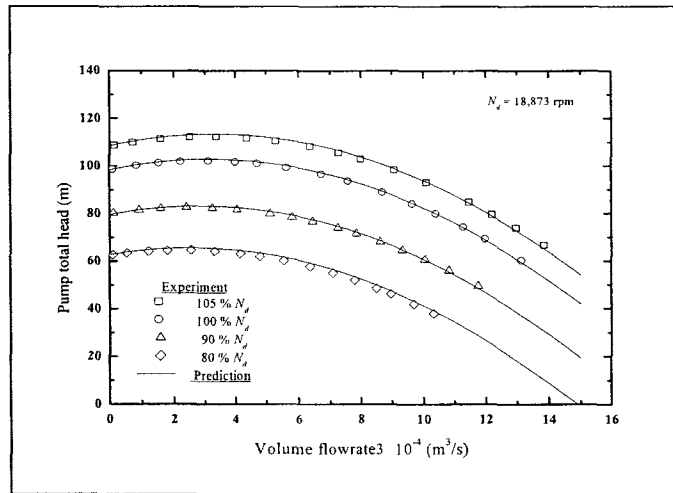


Fig. 2.35 설계 시 예측된 성능곡선과 측정된 성능결과 비교

## (2) 제트펌프의 성능시험

감속기의 윤활 및 냉각을 위해 공급된 윤활유는 제트펌프에 의해 배출된다. 배출시켜야 할 윤활유의 유량은 감속기로 공급된 윤활유의 유량(4.7 l/min)과 같다. 제트펌프는 Fig. 2.36에 나타낸 것과 같이 노즐, 디퓨저, 하우징으로 구성된다. 예압 펌프로 가압된(7.8kg/cm<sup>2</sup>)된 구동유체(작동유)는 노즐을 통해 디퓨저 목(throat)을 향해 고속으로 분사된다. 분사된 구동유체의 압력은 저압이 되고 기어박스 내의 윤활유는 흡입되어 구동유체와 함께 목부분을 통과해 나간다. 성능시험 분사노즐의 성능과 같은 방법으로 구동유체의 압력을 조절하였다. 펌프의 정격운전 시 구동유체의 가용 유량은 예압펌프의 유량(50 l/min)에서 배인펌프의 유량(30 l/min)과 감속기어의 윤활과 냉각을 위해 분사되는 유량(4.7 l/min)을 뺀 유량으로 15.3 l/min이다.

Fig. 2.37의 그래프는 제트펌프의 성능시험 결과를 나타내고 있다. 정격운전 시 즉, 구동유체의 압력 7.8kg/cm<sup>2</sup> 일 때 기어박스로부터 배출되는 유량은 4.8 l/min 이고 이때의 구동유체의 유량은 9.6 l/min이다. 따라서 가용유량에서 5.7 l/min의 여유를 갖고 있어 제트펌프의 성능은 만족스럽다고 할 수 있다. Fig. 2.38은 제트펌프 성능시험의 장면이다.

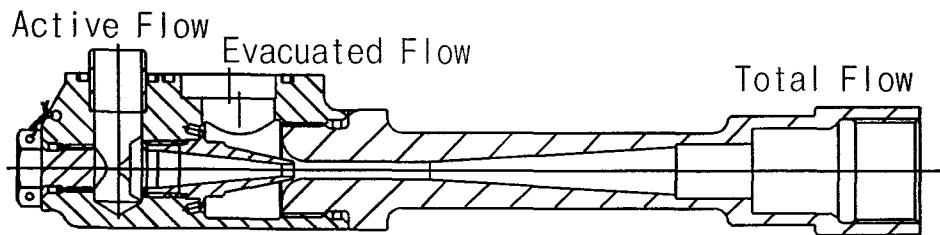


Fig. 2.36 제트펌프

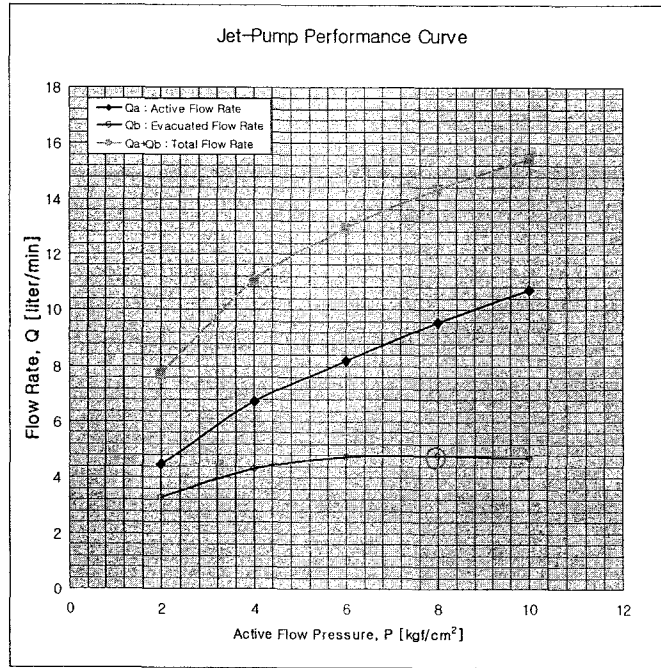


Fig. 2.37 제트펌프의 성능곡선

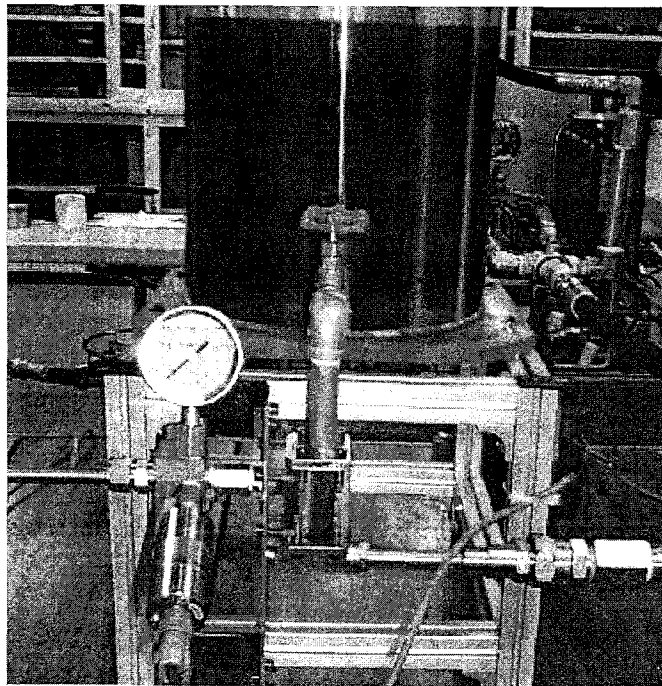


Fig. 2.38 제트펌프의 성능시험 장면

### (3) 복합형 베인펌프의 성능시험

복합형 베인펌프의 성능시험은 예압 펌프와 베인 펌프를 모두 조립한 상태에서 수행되었다. 구동원으로는 100kW급의 에어터빈(air turbine) 모터를 사용하였다. 각종 측정 센서는 고압용으로 바꾸어 예압펌프의 성능시험과 같은 위치에 장착하였다. 본 실험에서는 적절한 동력계(토크미터)가 확보되지 않아 축 동력의 측정은 이루어지지 않았다.

성능시험은 토출배관의 밸브를 완전히 연 상태에서 펌프의 회전수를 정격회전수까지 올린 후 닫아 감에 따라 유량, 압력, 온도를 동시에 측정하였다.

Fig. 2.39는 1단계 3차 년도에 실시된 복합형 베인펌프의 성능시험의 결과로 시간에 따른 회전수, 토출유량, 입·출구 압력, 입·출구 온도의 변화를 나타내고 있다. 토출 압력은 순간적이거나 설계사양의 압력(210 kg/cm<sup>2</sup>)까지 도달하였으나, 토출유량은 설계사양의 토출유량(30.2 l/min)에 못 미치는 24 l/min의 결과를 얻었다. 심한 진동과 소음으로 시험을 중단하고 복합형 베인펌프의 시제품을 분해하여 원인을 분석하였다. 캠링과 베인이 심하게 마모되어 이들 사이로 작동유가 베인펌프 내부에서 순환되어 설계 유량이 토출되지 못한 것으로 판단된다. 캠링과 베인의 마모는 캠링의 캠선의 가공에 있어 기준점이 제작도면에 잘못 기재되었음을 확인하였다. Fig. 2.40은 성능시험의 장면이다.

2단계 1~2차 년도에 걸쳐 상기의 문제점을 보완하여 성능시험이 재 수행되었다. Fig. 2.41은 성능시험의 결과를 나타내고 있다. 목표성능인 회전수 18873 rpm, 토출압 210 kgf/cm<sup>2</sup>, 토출량 30.2 liter/min을 잘 충족시키고 있다. 토출압의 변동은 토출측 밸브의 조작에 의한 것으로 펌프성능의 불안정에 기인한 것은 아니다. 목표 성능은 약 5분간에 걸쳐 확인할 수 있었다. 보다 더 긴 시간의 연속운전의 결과를 얻고자 하였으나 구동터빈의 베어링 파손으로 그 이상의 시험은 진행되지 못하였다.

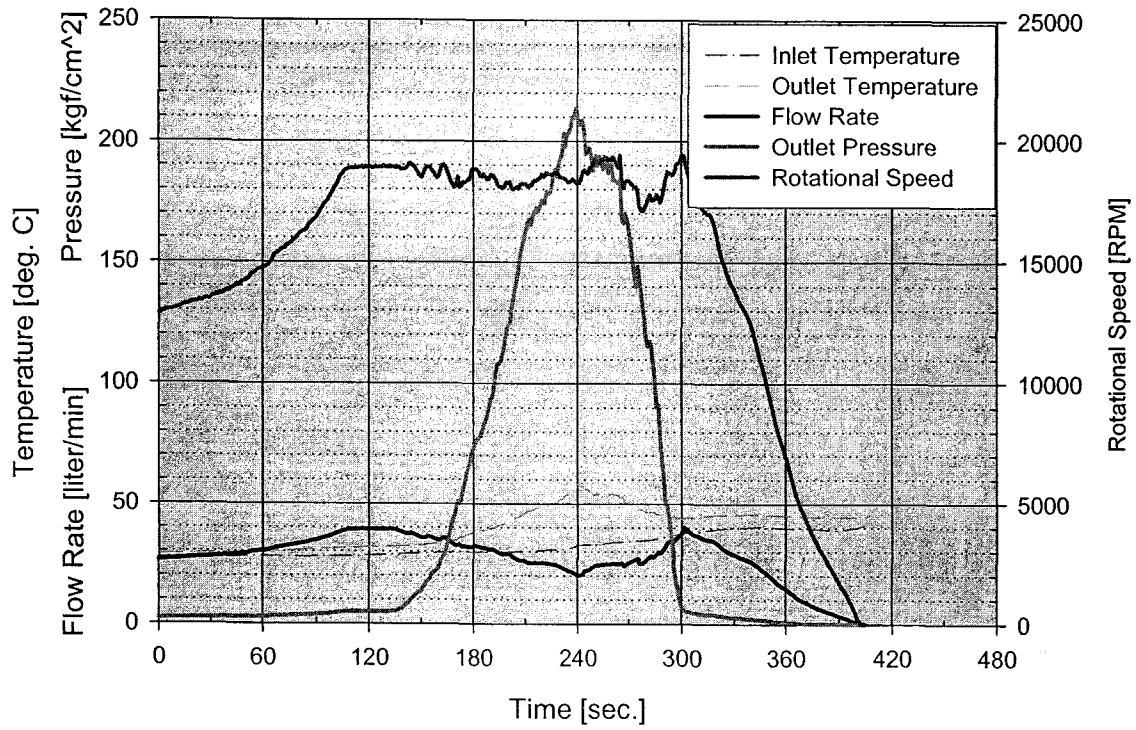


Fig. 2.39 군수용 복합형 베어링펌프의 성능시험 결과

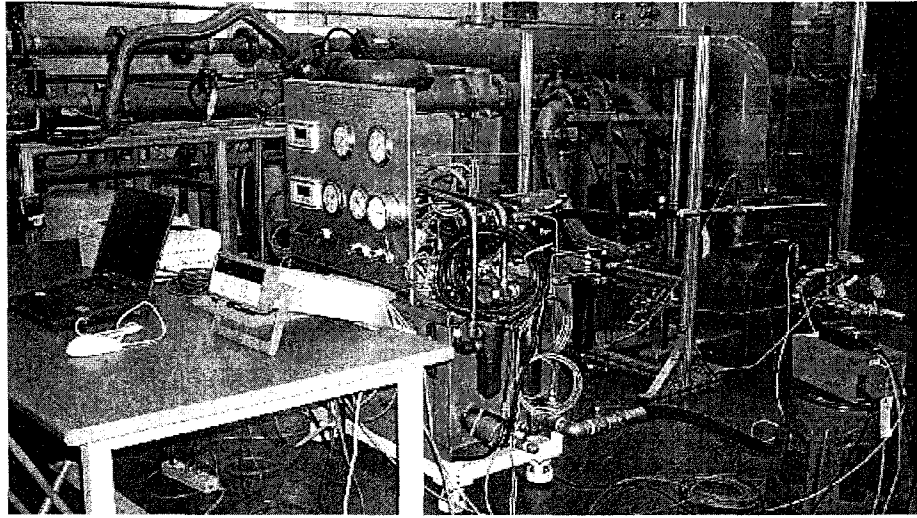


Fig 2.40 군수용 복합형 베인펌프의 성능시험 장면

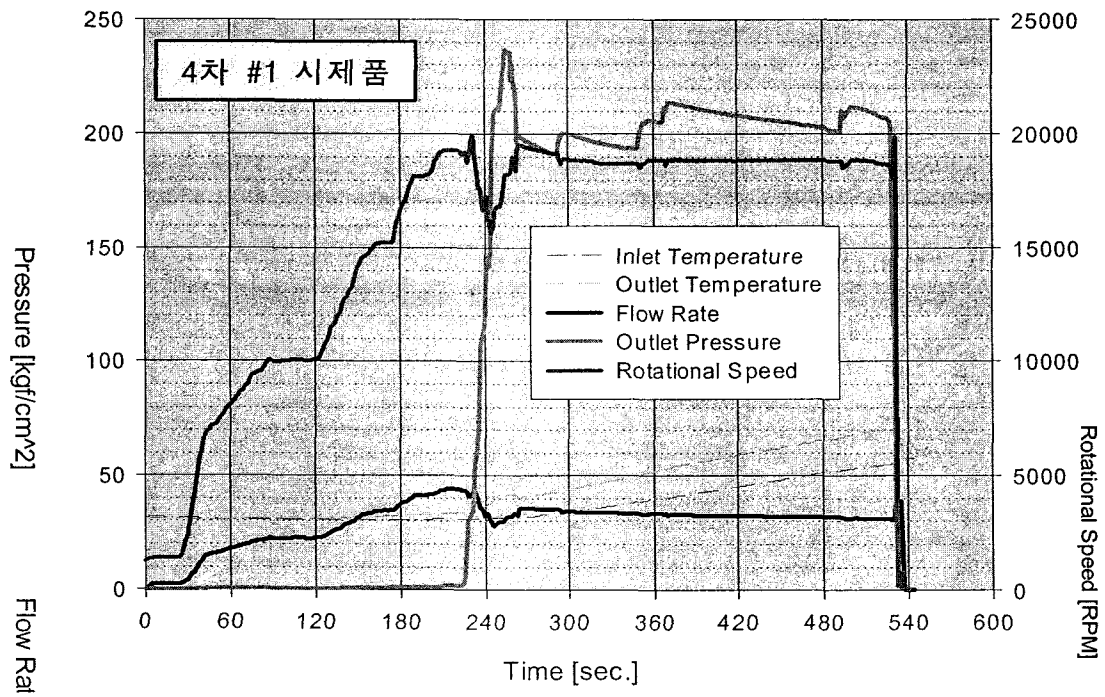


Fig. 2.41 군수용 복합형 베인펌프의 최종시험 성능결과

## 제 3 절 민수용 고압 베인펌프의 개발

### 1. 기술 개발 최종 목표

#### 가. 최종 목표

INTRA VANE PUMP 완제품 개발

- 압 력 : 210kg/cm<sup>2</sup>
- 유 량 : 65cc/rev
- 회전수 : 600 ~ 2700rpm
- Intra - Vane Type

#### 나. 베인펌프 특징

베인펌프는 가격이 저렴한데 비해 높은 성능, 효율이 높으며 장시간 운전을 해도 이들 성능이 유지된다. 또한 구조가 간단하고 취급이 용이해서 널리 사용되고 있다. 정 용량형과 가변 용량형이 있으며, 현재 정 용량형 베인펌프는 압력 평행형이 있으며 가변 용량형으로는 압력 비평행형이 있다. 이들은 다음과 같은 특징이 있다.

- 토출 압력에 비해 맥동이 적다.
- 베인의 마찰에 의한 압력저하가 적다.
- 호환 등이 우수하여 보수 수리가 용이하다.
- 소음이 적다.
- 펌프출력에 비해 형상치수가 적다.
- 급속 스타트가 가능하다.
- 압력 평행형의 경우 고압이라도 레이디얼 하중이 매우 작다.

이와 같은 특징에 의해 인트라 베인 펌프는 이중 베인으로 구성되어 있어 링에 밀착되어 베인의 압력이 최소화되어 링과 베인의 마모가 적어지고 또한 양쪽 고정 축판 사이에 동판이 유동적으로 설치되어 운전에 의해 토출 압력이 발생되면 토출쪽의 압력이 직접 축판의 배면을 링 측면을 발판으로 해서 완전 밀폐시켜 회로 압력의 변동에 따라 재빨리 따라 움직여 동판을 탄성 변형시켜 로터 및 베인에 대한 측면 틈새를 자동적으로 조절하여 고압에 대해서도 측면으로부터 누설량을 자동적으로 감소시키므로 높은 압력에서도 용적효율을 높게 유지하는 특징이므로 개발하는 동기가 되었다.

다. 목표 달성도

- 1단계 목표 달성도

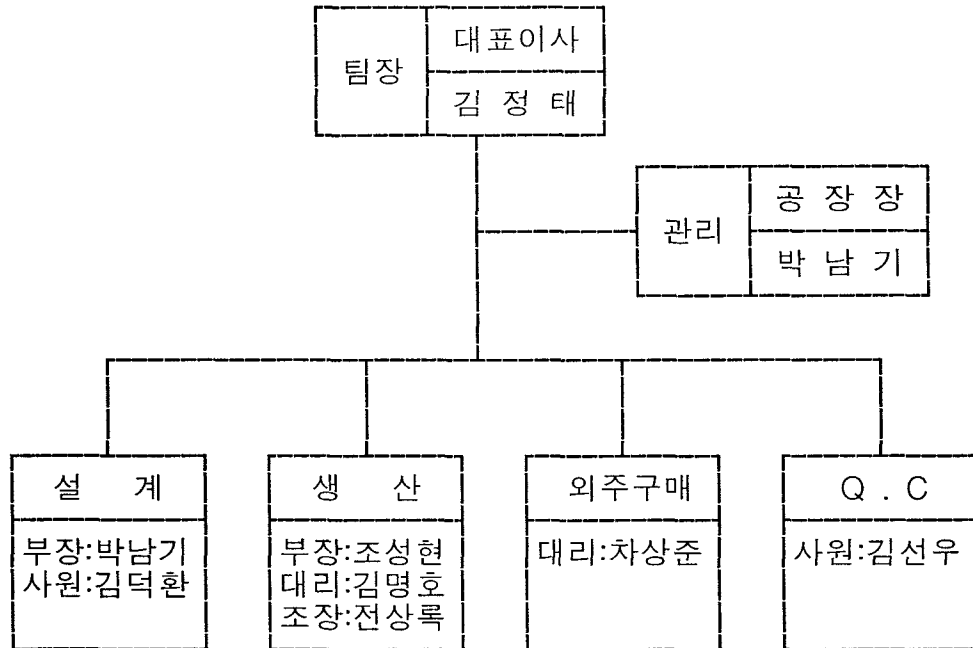
목 표	대 비	2000				2001												2002							비고		
		8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6		7	
성능시험기 제작	계획																										
	실적																										
Y25V #21 수입품 성능시험	계획																										
	실적																										
시제품 설계도 작성	계획																										
	실적																										
가공 JIG 설계 제작	계획																										
	실적																										
외형 주물금형 제작	계획																										
	실적																										
시제품 제작	계획																										
	실적																										
설계 변경	계획																										
	실적																										
동판 플레이트 원자재 개발	계획																										
	실적																										
동판 플레이트 금형제작	계획																										
	실적																										
시제품 제작	계획																										
	실적																										
성능 및 내구성 시험	계획																										
	실적																										
실차 TEST	계획																										
	실적																										



- 2단계 목표 달성도

목 표	대 비	2002												2003												2004							비 고
		8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7								
베인 인발 원자재 개발	계획																																
	실적																																
캠링 황삭 프로그램 개발	계획																																
	실적																																
양산용 JIG & FIXTURE 설계	계획																																
	실적																																
양산용 JIG & FIXTURE 제작	계획																																
	실적																																
시제품 제작	계획																																
	실적																																
성능 시험	계획																																
	실적																																
내구성 시험	계획																																
	실적																																
수요시장 조사	계획																																
	실적																																
인트라 기술의 타제품에 적용가능 여부 조사	계획																																
	실적																																
실차 평가 및 품질 확보	계획																																
	실적																																
양산설비 검토	계획																																
	실적																																
측정검사 설비 확보	계획																																
	실적																																

라. 개발 조직



마. 업무분장

(1) 팀장

- 설계 및 개발 계획 승인
- 개발완료 및 설계변경 승인
- 기본 설계 업무 협조
- 설계 입력, 검토, 검증, 유효성 확인, 업무 승인

(2) 관리

- 설계/개발 계획 및 완료 검토
- 설계변경 요구서 승인 및 변경 검토
- 설계 및 개발 행위에 관한 상호간의 이견조정
- 설계 입력, 검토, 검증, 유효성 확인 업무 검토

(3) 설계

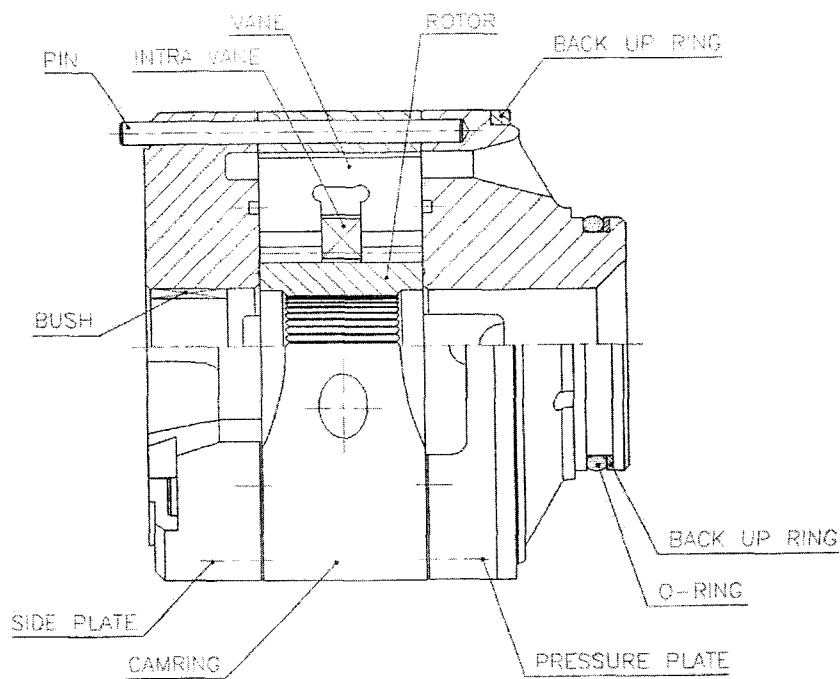
- 설계 및 개발 계획의 수립
- 설계 입력 요건 작성
- 설계 출력물 검토
- 설계검증 및 유효성 확인 업무 주관
- 개발 완료보고 및 이관

- 설계변경 작성 및 검토
- (4) 생산
  - 시제품 제작 업무 협조
  - 설계 검토 업무 협조
- (5) 외주구매
  - 개발품의 외주, 구입 업무 협조
  - 설계 검토 업무 협조
- (6) Q.C
  - 개발품의 검사 및 시험 협조
  - 설계 검토 업무 협조

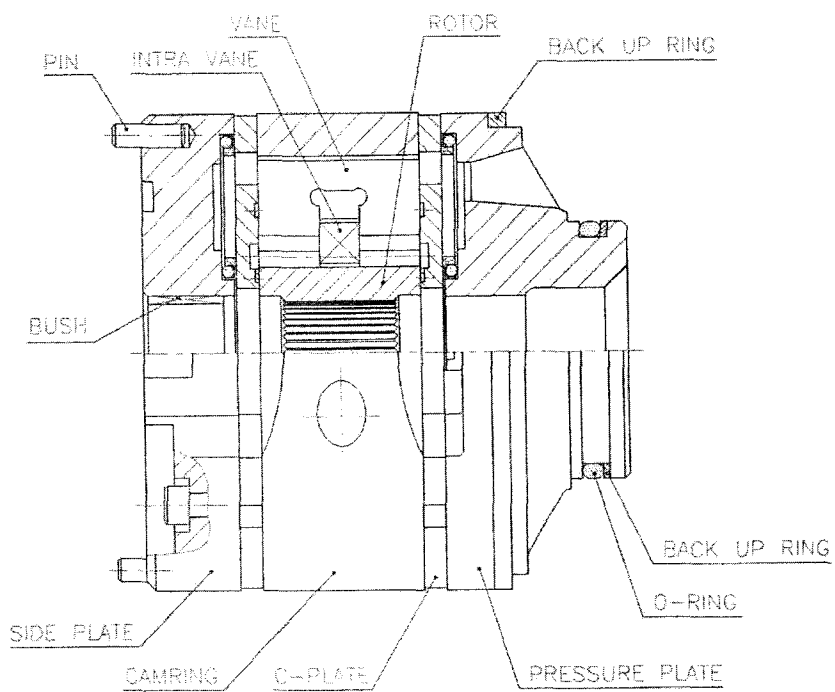
**바. 최종 목표 변경**

최 종 목 표	내 용	비 고
토출압력 210 kgf/cm <sup>2</sup>	사용압력 175 kgf/cm <sup>2</sup> 을 210 kgf/cm <sup>2</sup> 으로 증대	인트라 배인 펌프의 전체적인 시장 변동에 대응

- 변경내용 : C-PLATE를 부과하여 압력을 175 kgf/cm<sup>2</sup> 에서 210 kgf/cm<sup>2</sup> 으로  
토출하는 제품으로 성능을 향상시킴.
- 다음의 그림 참조.



**V - TYPE (175kg/cm<sup>2</sup>)**



**Q - TYPE (210kg/cm<sup>2</sup>)**

## 2. 시제품 제작

### 가. 설계입력서

- (1) 개발 제품 성능
- (2) 장착 및 조립 호환성
- (3) Series 가능한 설계
- (4) 고압(210 kgf/cm<sup>2</sup>)에 견딜 수 있는 설계
- (5) 흡·토출(Flange, 배관, SAE) 가능한 구조설계
- (6) 취부(Flange, Foot) 방식 구조설계
- (7) 고객 요구 사항

### 나. 설계유효성확인

1. 기어 펌프, 나사 펌프의 시험·검사 방법 참고
2. 시험 및 내구성 시방서
3. 성능 기준
  - 1) N-Q 성능 기준
  - 2) P-Q 성능 기준
  - 3) P- $\eta$  성능 기준
  - 4) P-KW 성능 기준
  - 5) P-dB(A) 성능 기준
  - 6) P-p 성능 기준

다. 설계 검토 보고서

설계 입력 항목		검 토 내 용
시 제 품 설 계	1. 개발 제품 성능	①유 량 ②압 력 ③회 전 수
	2. 장착 및 조립 호환성	①축 단 부 ②플렌지부 ③흡 입 구 ④토 출 구
	3. Series 가능한 설계	Size 별로 조립 호환성
	4. 고압에 견딜 수 있는 설계	①압력에 PLATE 변화 최소화 ②압력에 BODY 변화 최소화 ③BLOT 강도 ④압력에 견딜 수 있는 폐킹
	5. 흡·토출 구조	①Flange 배관 SAE 가공 가능한 구조 ②시제품 도면은 배관 구조 설계
	6. 취부방식	①Flange, Foot 가능한 구조 ②시제품 도면은 Flange 구조 설계
	7. 고객 요구 사항	①O-링 및 OIL SEAL 내한 내열용 ②도면 형상치수 인치 표기 ③ VICKERS 카탈로그 성능 참고
보완 설계	①제작 시 설계변경 기록 후 Feed Back 한 설계 ②조립품 구입 시 변경된 사항 변경 설계 ③설계 검토 후 변경한 치수 수정 보완 ④실험 후 재질 및 공정 변경된 내용 수정	
완제품 설계	①내구성 실험 중 완성된 DATA 첨부 ②실험 후 재질 및 코팅 변경된 내용 수정 ③흡·토출 방식 표기된 도면 ④표면처리(도색, 색상) 표기할 것	

라. 설계 검증 보고서

검 증 항 목	검 증 내 용	관련문서
용량 계산	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 유량</li> <li>◦ 소요 동력</li> </ul>	개자 - 013 유압기술 편람
KEY	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ KEY 강도</li> </ul>	개자 - 017 기계설계 편람
베어링	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 수 명</li> </ul>	개자 - 017 기계설계 편람
베인 굽힘 응력 계산	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 합성 응력</li> </ul>	개자 - 017 기계설계 편람
로터 굽힘 응력 계산	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 파괴강도</li> <li>◦ 안전율</li> </ul>	개자 - 017 기계설계 편람
O-RING 누유	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 사용 위치 별로</li> </ul>	개자 - 012 기계설계도표 편람
축의 굽힘	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 굽힘 응력 계산</li> <li>◦ 비틀림 응력 계산</li> <li>◦ 합성 응력 계산</li> <li>◦ BEARING에 받는 하중 계산</li> </ul>	개자 - 017 기계설계 편람
각 부위 볼트 강도	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 강도 계산</li> </ul>	개자 - 017 기계설계 편람
스프링	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 스프링 력</li> </ul>	
스플라인	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 굽힘 강도</li> <li>◦ 면압 강도</li> </ul>	

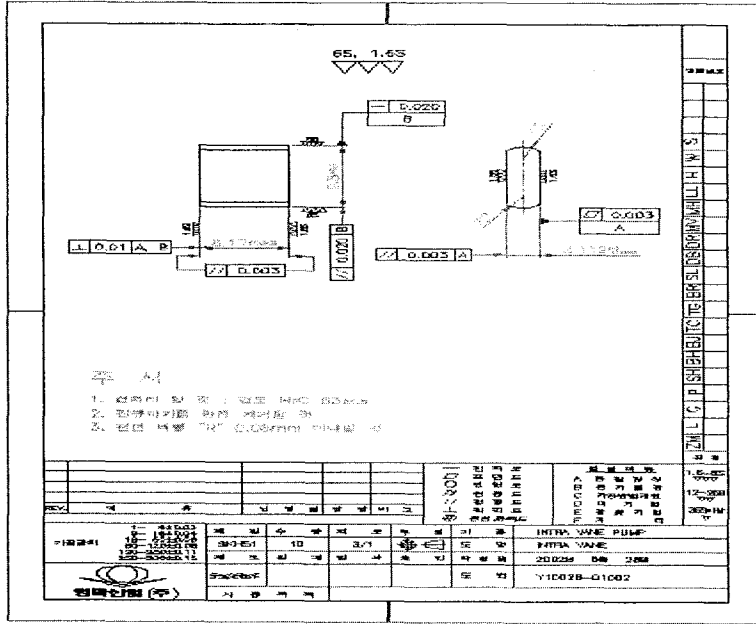
마. 공정순서

순번	품명	재질	공정순서
1	VANE	SKH51	소재수급→컷팅→바렐→열처리→바렐→연삭1→R연삭→바렐→폭연삭→바렐→길이연삭1→바렐→양면연삭→바렐→길이연삭2→바렐→코팅
2	ROTOR	SNCM220	소재수급→선삭1→선삭2→브로우치가공→드릴→모따기→홈컷팅→열처리→길이연삭→바렐→홈연삭
3	PLATE	GC25	소재수급→선삭1→선삭2→핀구드릴→리턴구→배압실→코아부사상→면연삭→착색
4	FRONT BODY	GC25	소재수급→선삭1→선삭2→장착구드릴→흡입유로→흡입구나사→리턴드릴→코아사상→면연삭→착색, Air세척
5	REAR BODY	GC25	소재수급→선삭→장착구드릴→카운터→밸브, 리턴구, 토출구→토출구1드릴→토출구2드릴→오리피스1→오리피스2→명판구→사상, Air세척
6	CAMRING	SUJ2	소재수급→선삭1→선삭2→핀구드릴→타원가공→내경드릴→침탄열처리→타원사상→질화열처리→바렐, 착색→면연삭
7	SHAFT	SCM415	소재수급→선삭1→선삭2→스플라인→열처리→외경연삭→Air세척

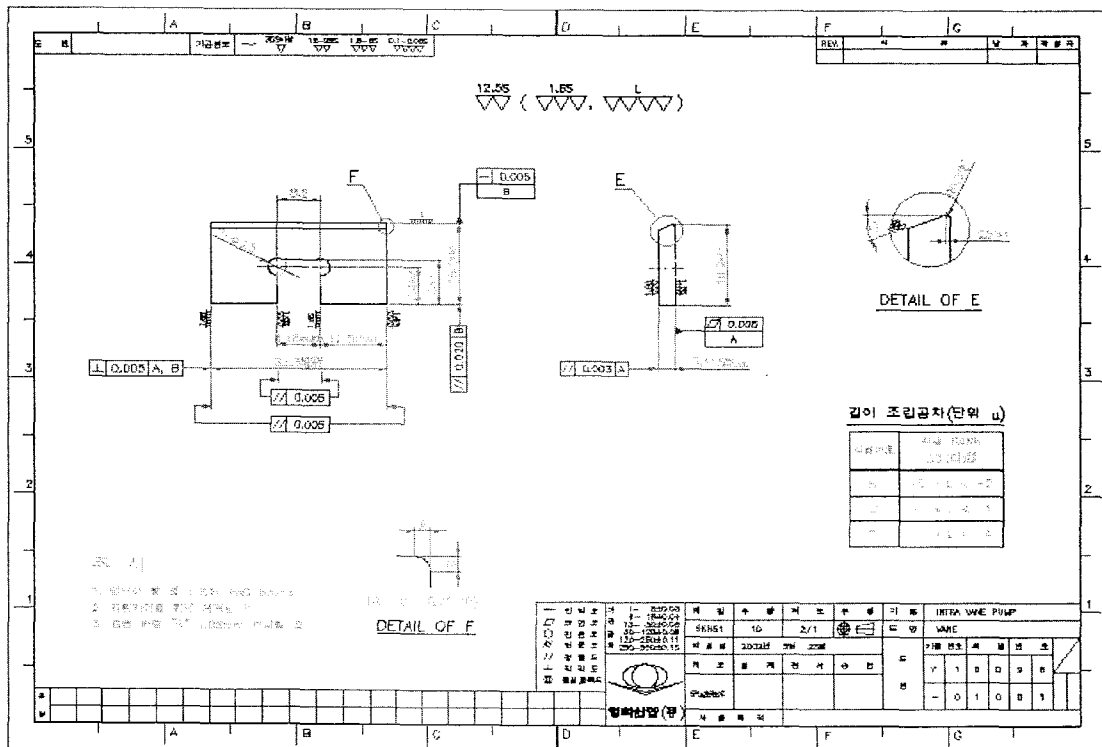


바. 도면

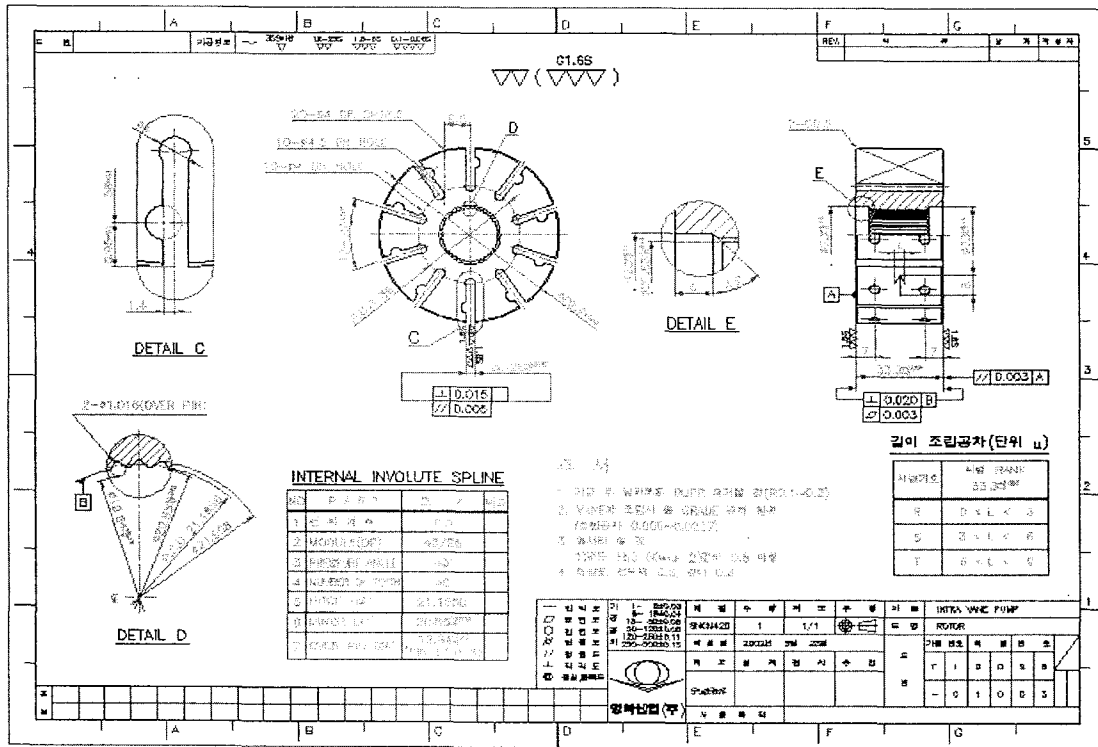
(1) INTRA VANE 도면



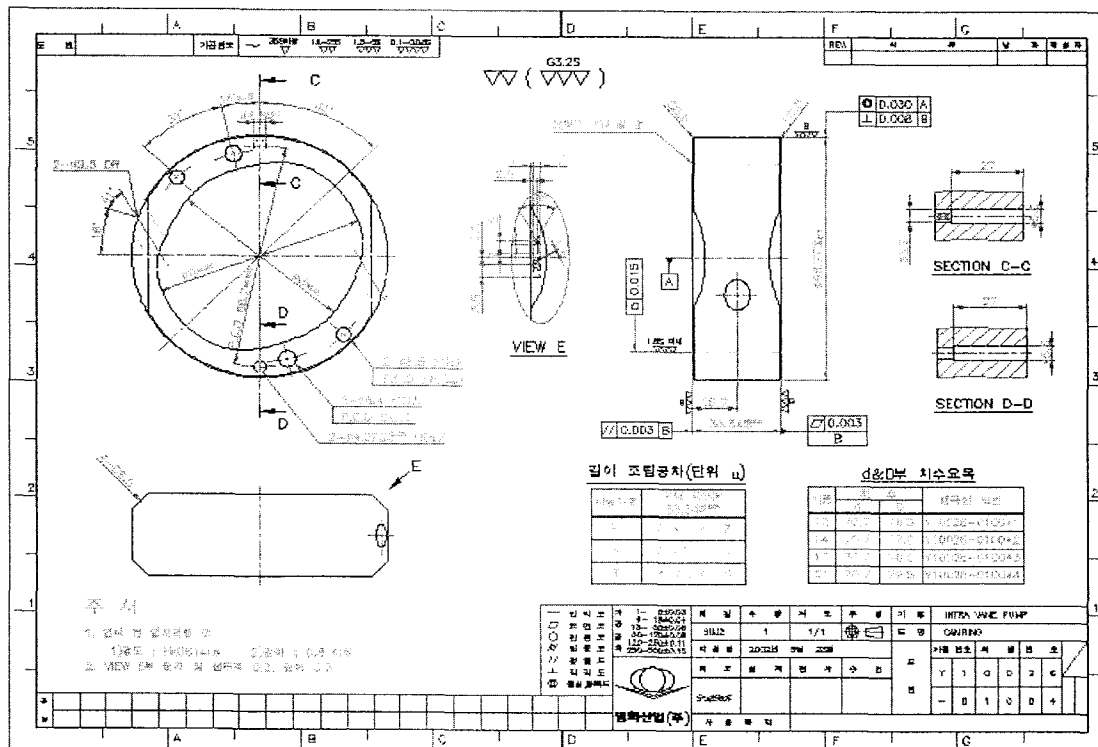
(2) Vane 도면



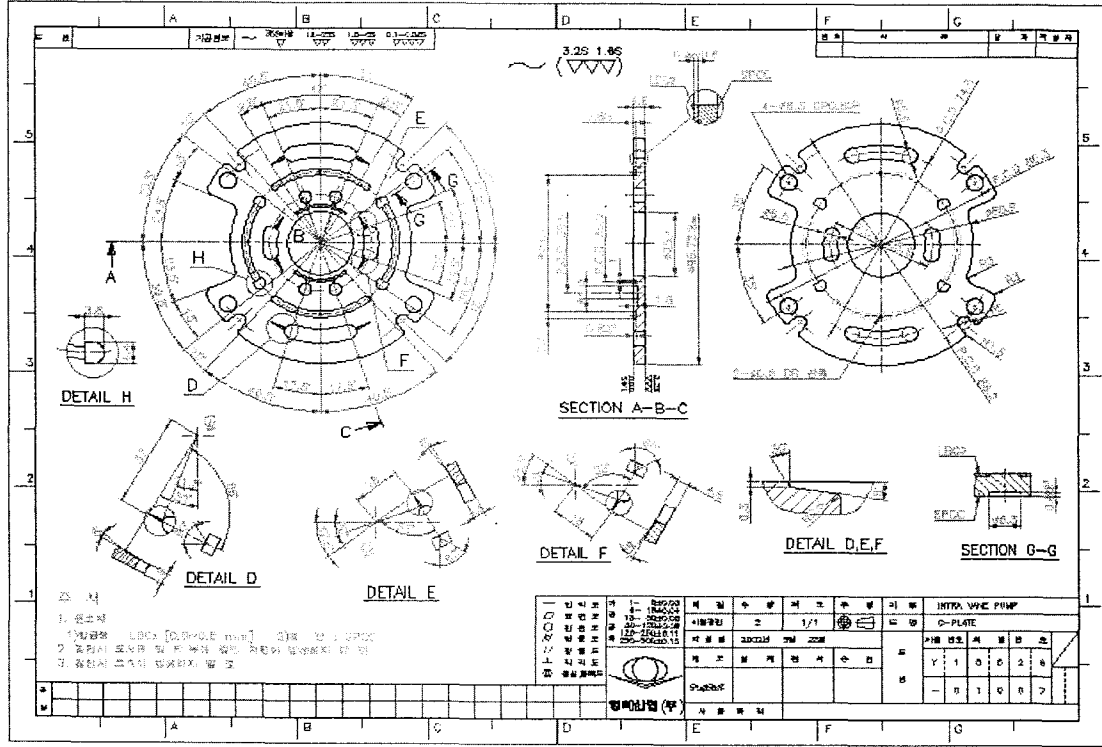
(3) ROTOR 도면



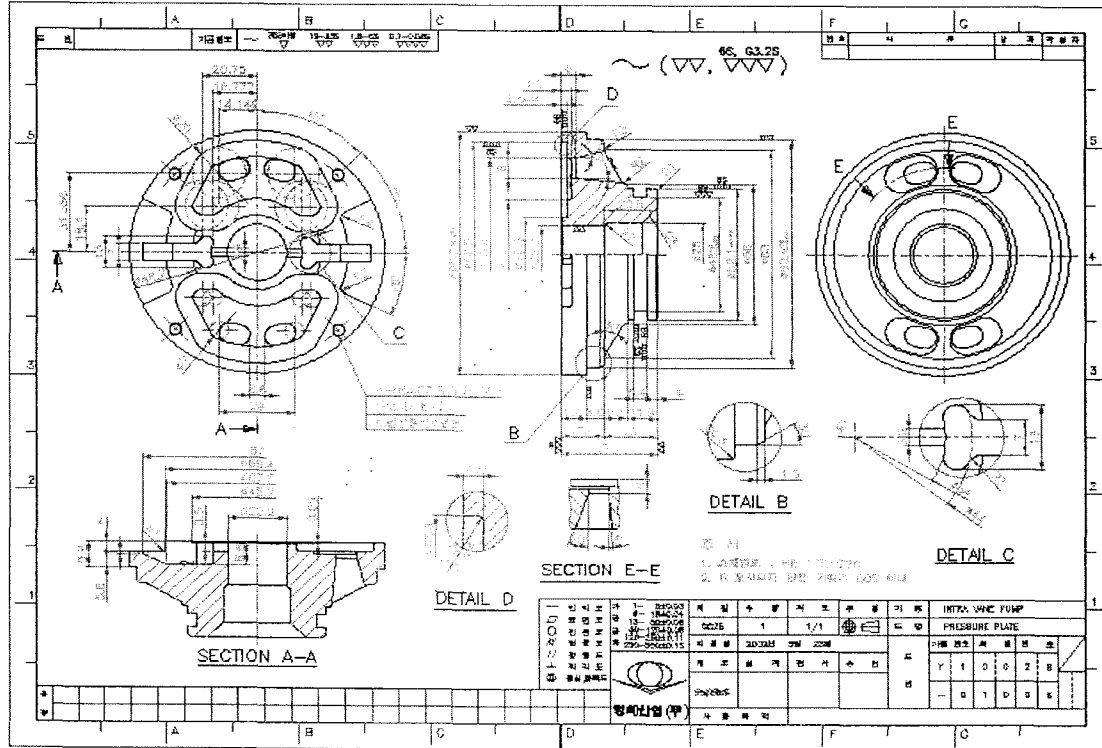
(4) CAMRING 도면



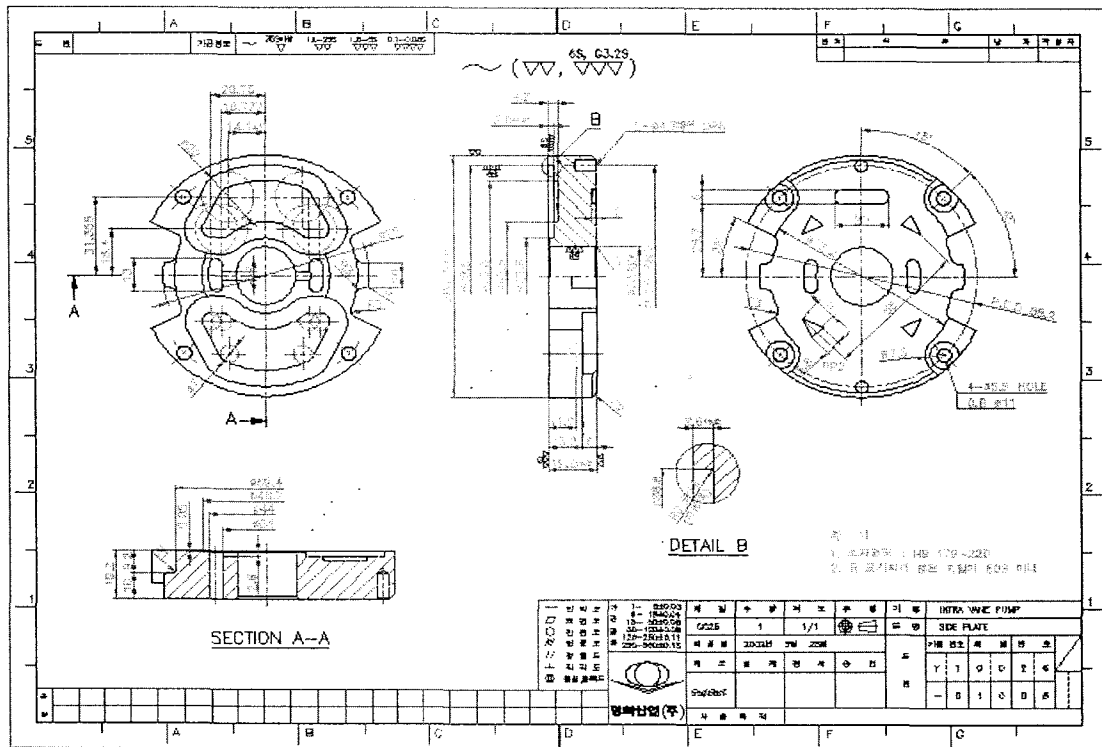
(5) C-PLATE 도면



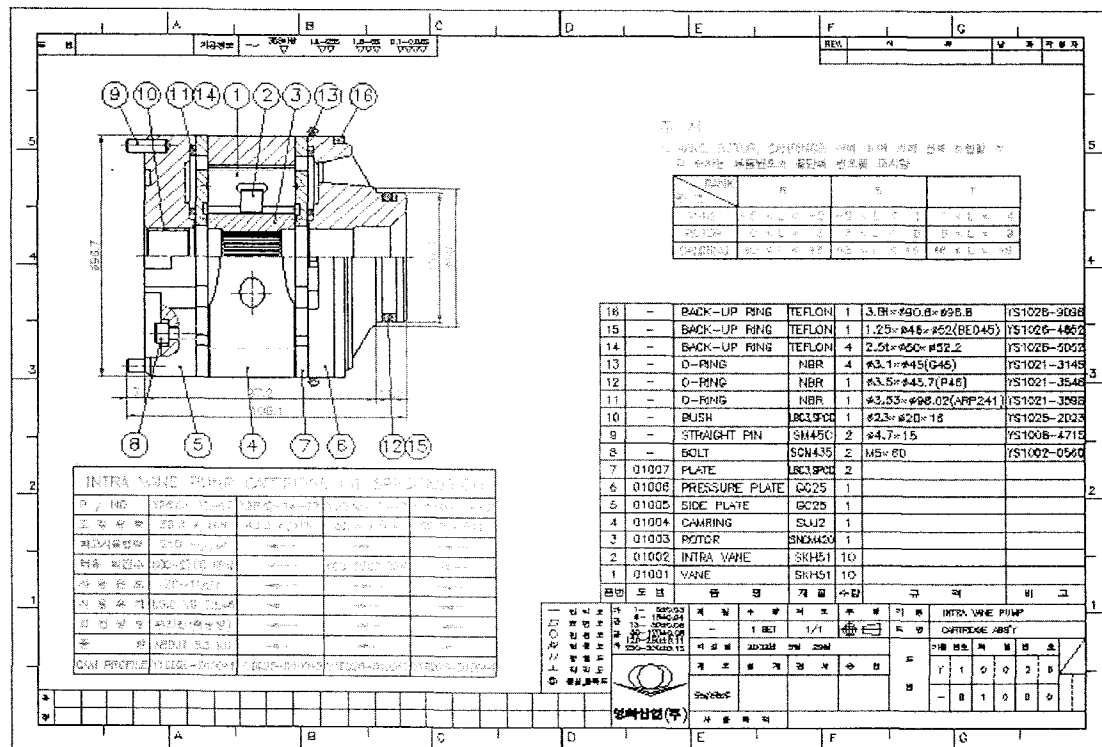
(6) PRESSURE PLATE 도면



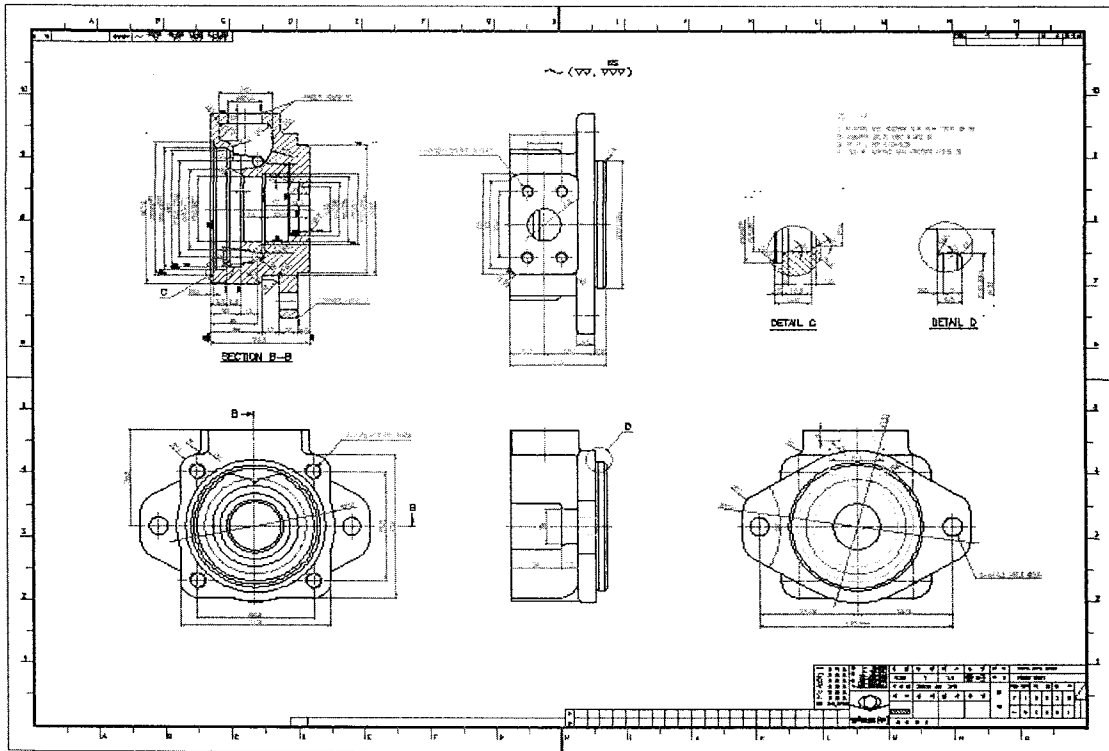
(7) SIDE PLATE 도면



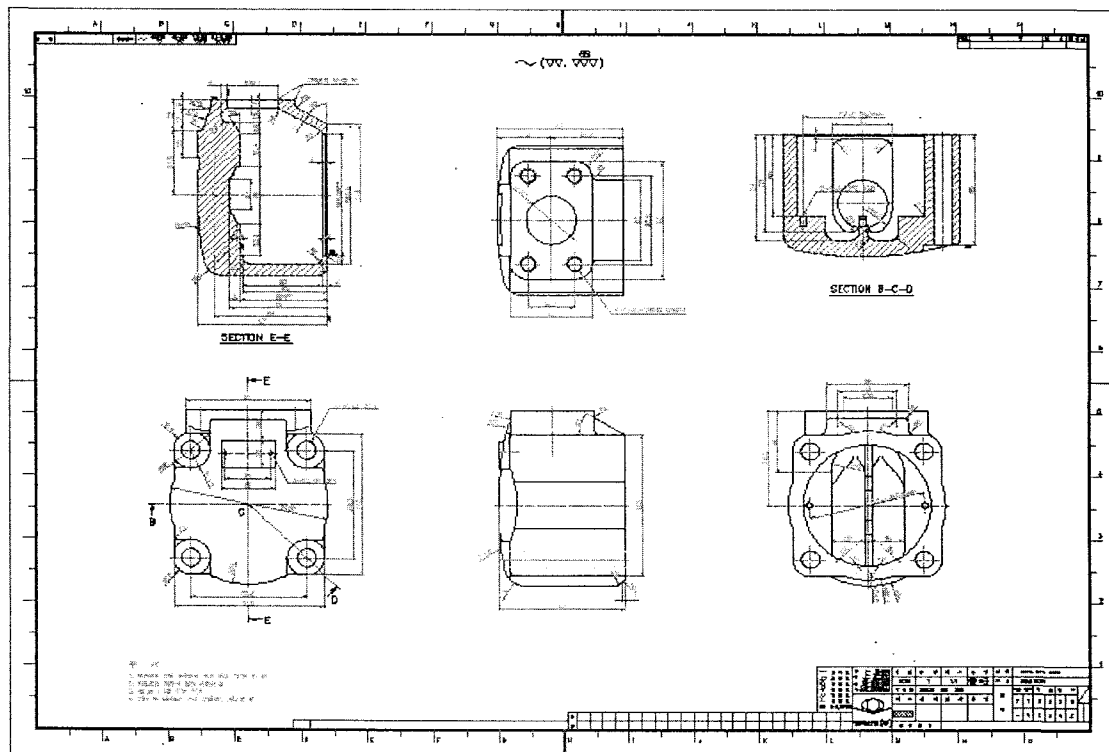
(8) CARTRIDGE ASSAY 도면



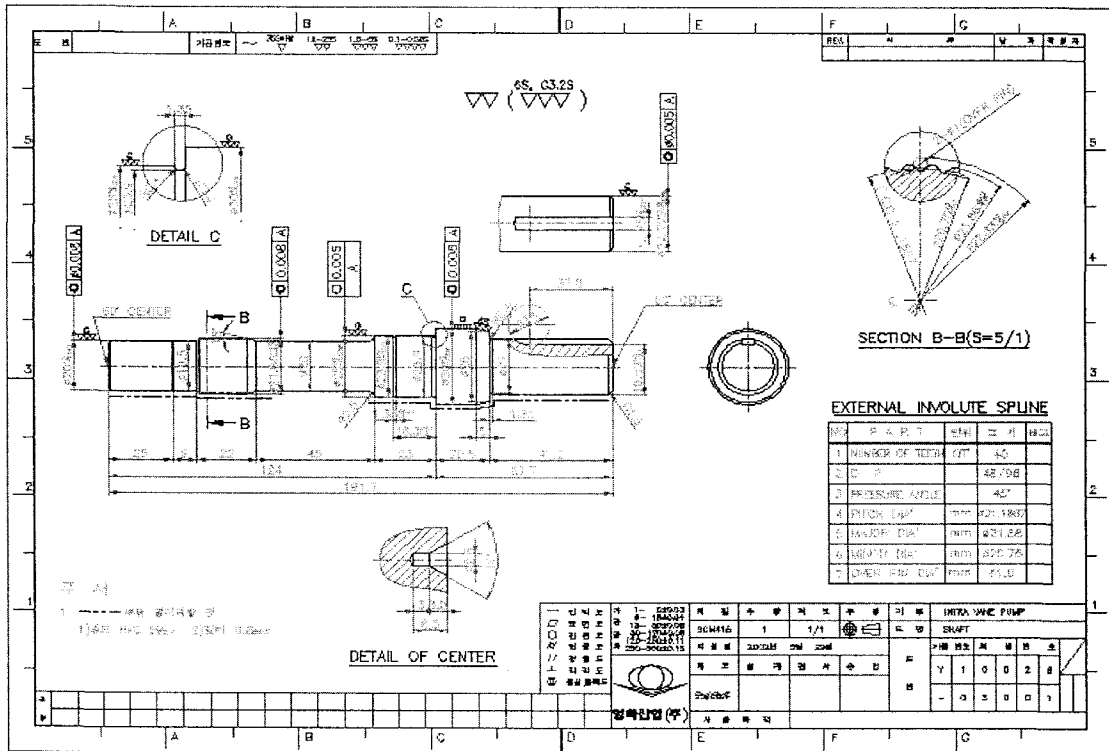
(9) FRONT BODY 도면



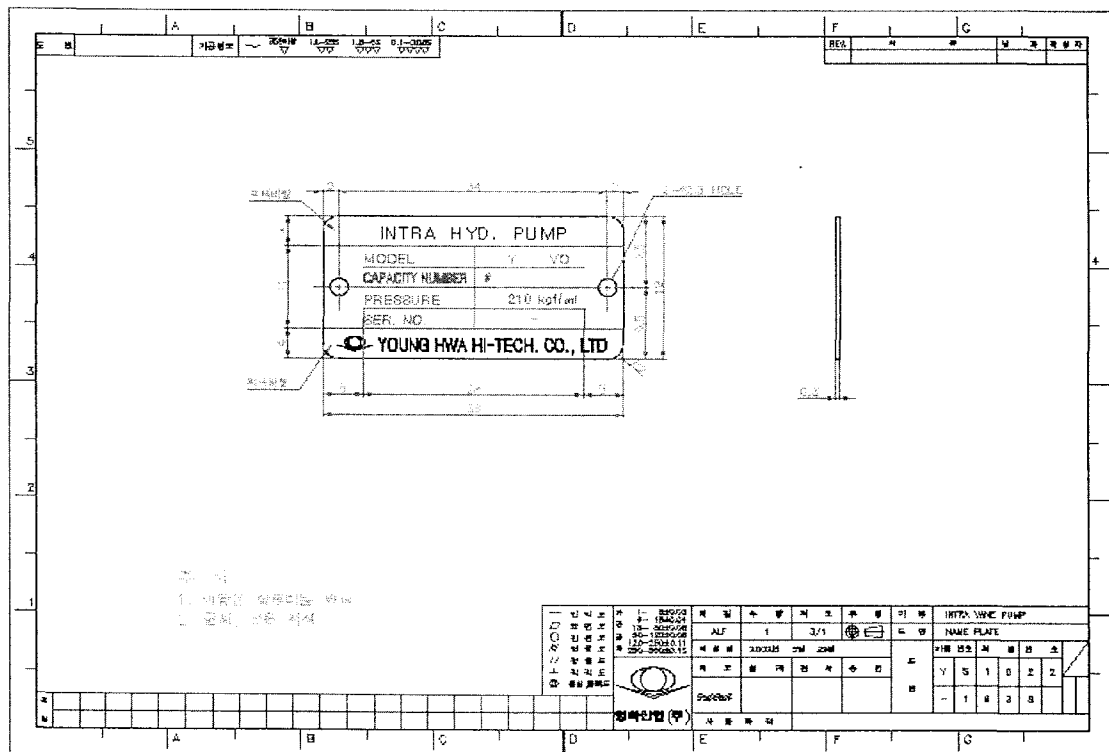
(10) REAR BODY 도면



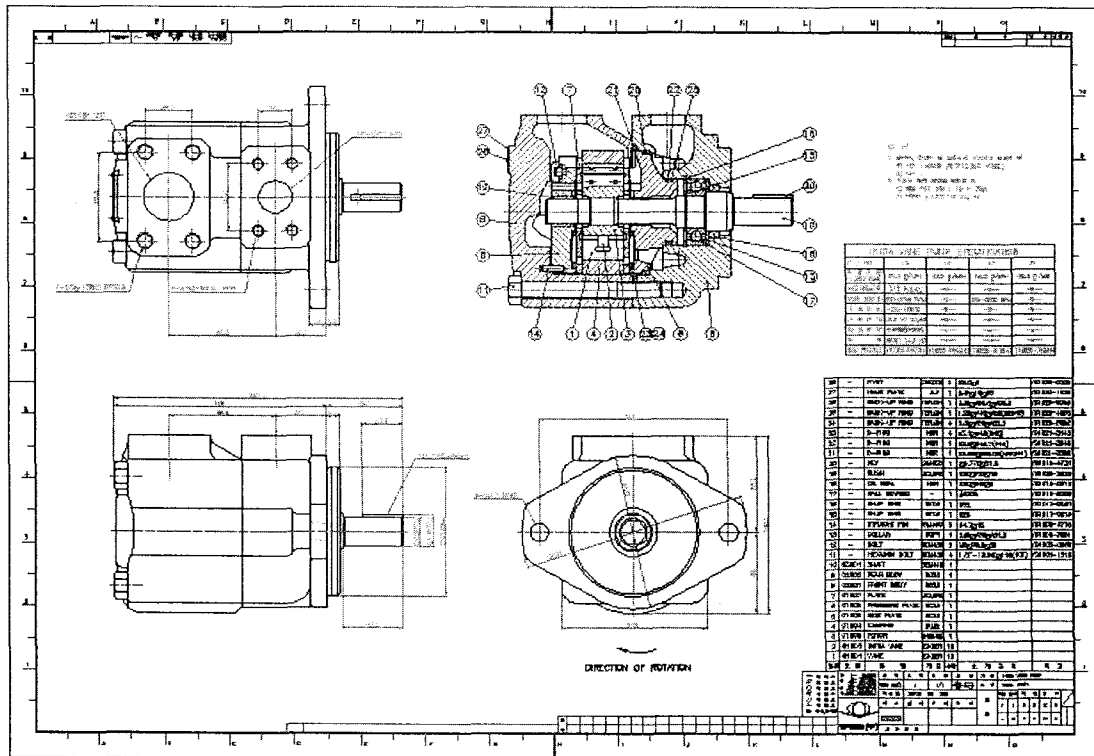
(11) SHAFT 도면



(12) NAME PLATE 도면



(13) PUMP ASSAY 도면



### 3. 성능시험 및 분석

#### 가. 성능시험장치

##### (1) 시험 방법

##### (가) 수력 성능시험

① 회전수 1,000 rpm에서 유체의 온도가  $55 \pm 5^\circ\text{C}$ 의 조건으로

P-Q-N-T 선도를 측정한다.

② 맥동, 소음을 측정하여 각 구간에서 효율을 산출한다.

##### (나) 내구성시험

압력은 정격토출압력  $210 \text{ kgf/cm}^2$ , 회전수는 1,200 rpm, 유온은  $55 \pm 5^\circ\text{C}$  위의 조건으로 토출압력  $210 \text{ kgf/cm}^2$ 을 유지한 상태로 연속 시험을 실시하여 소손 시간을 측정한다.

##### (다) 로터 파괴 시험

로터 베인홈의 대각 방향에 있는 베인을 양단 지지보로 적용하여 로터 브레이드에 걸리는 파괴하중을 측정한다.

##### (라) 효율 시험

압력은 무부하에서  $5 \text{ kgf/cm}^2$  단위로 등분하여 정격 토출압력까지 측정한다 여기서 회전수는 정격회전수이고, 온도는  $50 \pm 5^\circ\text{C}$ 이다.

$$\text{용적효율} = \frac{\text{토출량}}{\text{밀어젖힘용적} \times \text{회전수}}$$

$$\text{전 효율} = \frac{(\text{토출압력} - \text{흡입압력}) \times \text{토출량}}{\text{축토크} \times \text{회전수}}$$

##### (마) 토출 맥동량 시험

압력은 무부하에서  $5 \text{ kgf/cm}^2$  단위로 등분하여 정격 토출 압력까지 측정하고, 다만 MC-8000으로 측정시 무부하에서 연속적으로 정격 토출 압력까지 측정한다. 여기서 회전수는 정격회전수이고, 온도는 온도는  $50 \pm 5^\circ\text{C}$ 이다.

계측방법은 토출측에 부착된 건식 압력계를 통한 눈으로 확인하거나 시험기 MC-8000 Computer Printer를 통한 기록 확인하는 방법이 있다.

##### (바) 토출량 시험

압력은 무부하에서  $5 \text{ kgf/cm}^2$  단위로 등분하여 정격 토출압력까지 측정한다.



P-Q 선도는 효율 시험으로 같음한다 여기서 회전수는 정격회전수이고, 온도는 온도는  $50\pm 5^{\circ}\text{C}$ 이다.

(사) 소음시험

압력을 정격 토출압력의 100, 75, 50, 25% 및 무부하의 토출압력으로 하며, 여기서 회전수는 정격회전수이고, 온도는 온도는  $50\pm 5^{\circ}\text{C}$ 이다. 측정위치는 펌프 외벽에서 1m 전방에서 3방향으로 측정한다.

(아) 수압시험

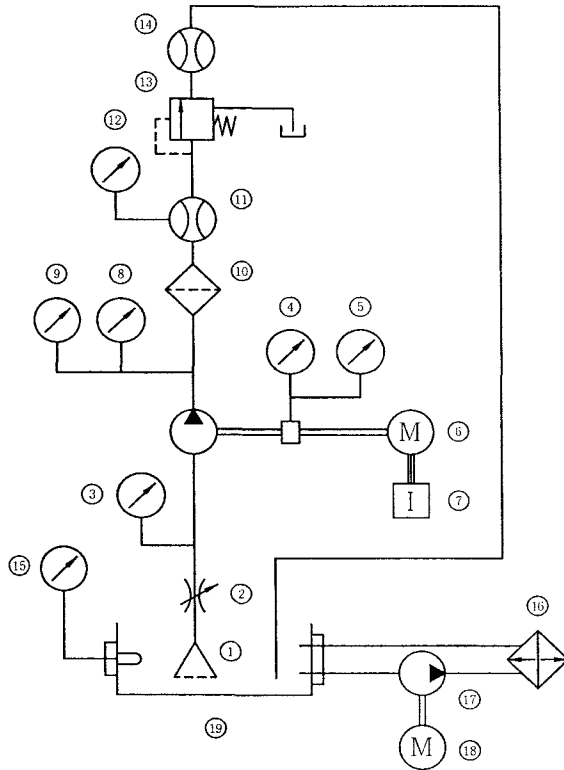
최고 토출압력의 1.5배 압력을 30분간 가하여 각 부에서 누유가 없어야 한다. 내구시험을 하는 것만으로 대신할 수 있다.

(2) 성능 시험기 사양

(가) 제원

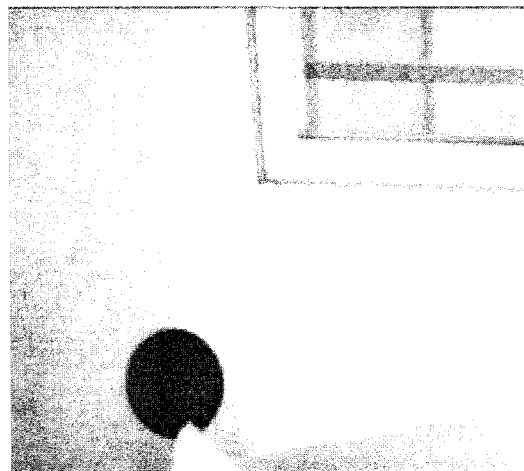
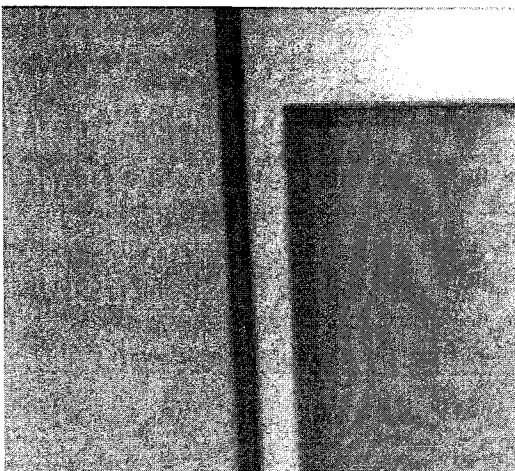
- ① 소요동력 : 150HP 모터 (인버터 포함)
- ② 회 전 수 : MAX 2,700 rpm
- ③ 토 오 크 : MAX 100 kg-m
- ④ 압 력 : 350 kgf/cm<sup>2</sup> (시험 210 kgf/cm<sup>2</sup> )
- ⑤ 유 량 : 10 ~ MAX 600 ℓ/min
- ⑥ 소 음 : 30 ~ 130 dBA
- ⑦ 회 전 계 : Continue
- ⑧ 적산유량 : 40 m<sup>3</sup>/min
- ⑨ 기 록 계 : Computer Printer

(나) 시험기 회로도



- 1) 라인 필터
- 2) 볼 밸브
- 3) 진공 압력계
- 4) 디지털 토오크 센서
- 5) 회전계
- 6) 구동 모터
- 7) 인버터
- 8) 건식 압력계
- 9) 습식 압력계
- 10) 라인 필터
- 11) 디지털 유량계
- 12) 디지털 압력계
- 13) 릴리프 밸브
- 14) 적산 유량계
- 15) 온도계
- 16) 에어 열 교환기
- 17) 펌 프
- 18) 모 터
- 19) 오일 탱크

(다) 시험기



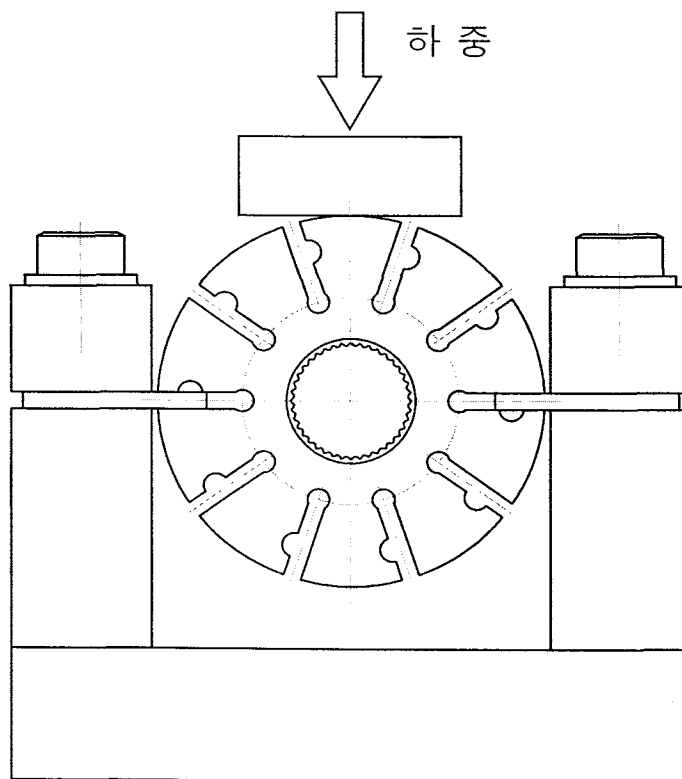
<150HP 성능 시험기>

나. 로터 파괴 시험

- 시험결과

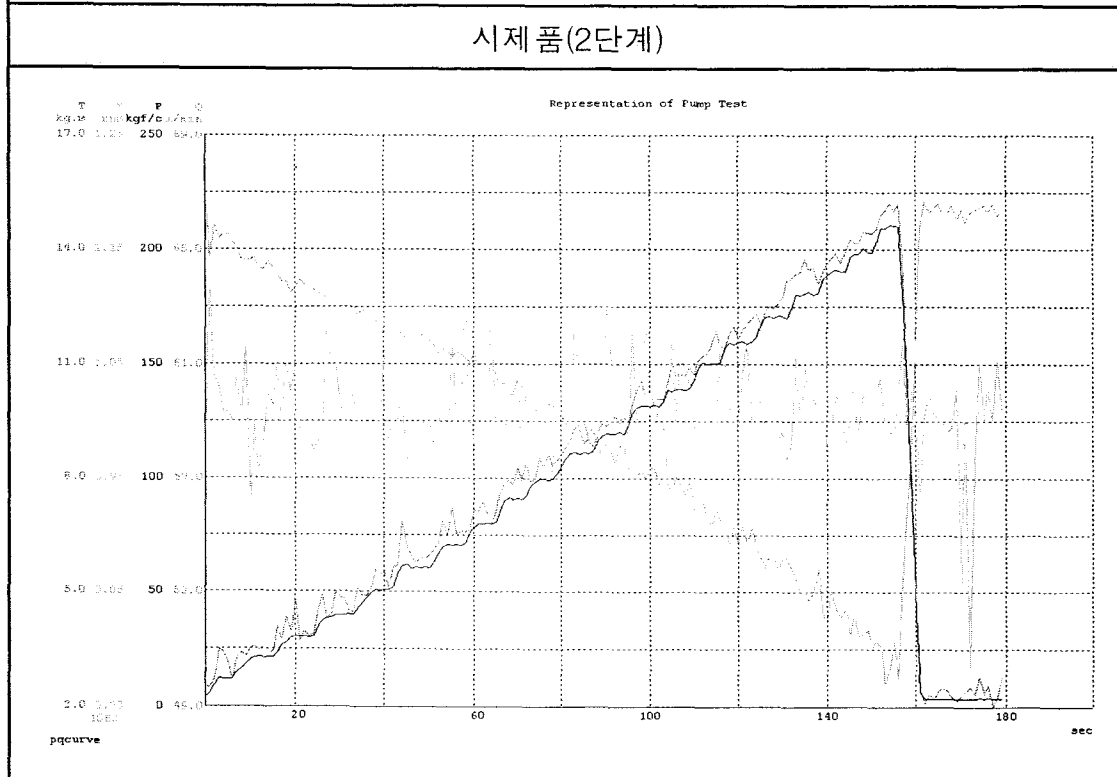
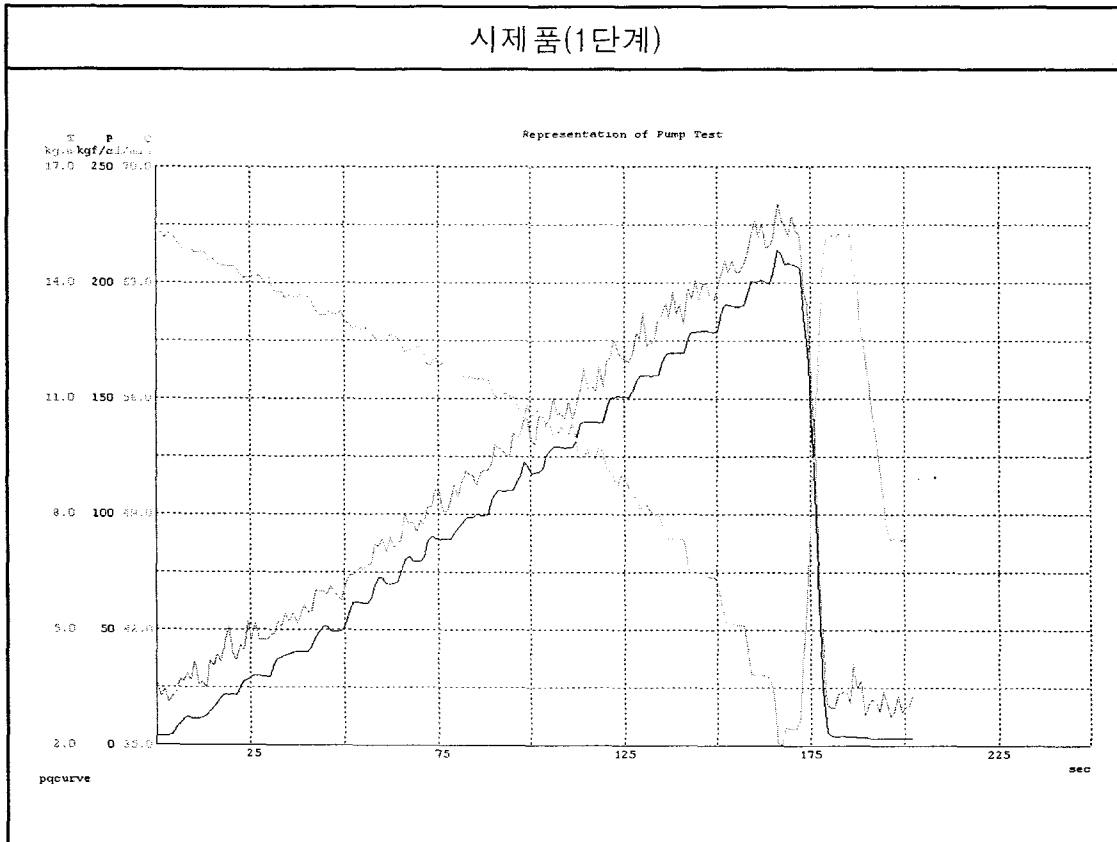
기 중 하 중	수입품	SKD11	분말소결	SNCM220	SNCM439
KG	4,887	3,770	4,453	6,386	11,113
경도(HRC)	61	60	45	60	45

- 시험방법



# 다. 수력 성능시험

## (1) 성능 DATA



(2) 효율 DATA

- 시제품(1단계) DATA (%)

회전수 압 력	1,000rpm	1200rpm	1500rpm	2000rpm	2500rpm	비 고
7(kg/cm <sup>2</sup> )	95.5	94.7	100	100	100	
70(kg/cm <sup>2</sup> )	85.6	90.9	93.9	94.7	93.6	
140(kg/cm <sup>2</sup> )	78	78.3	84.8	87.5	86.9	
210(kg/cm <sup>2</sup> )	40.9	61.8	61.6	70.5	74.5	

- 시제품(2단계) DATA (%)

회전수 압 력	1,000rpm	1200rpm	1500rpm	2000rpm	2500rpm	비 고
7(kg/cm <sup>2</sup> )	100	100	100	100	100	
70(kg/cm <sup>2</sup> )	84.7	93.3	95.9	97	96.6	
140(kg/cm <sup>2</sup> )	86.5	87.8	89.9	93.6	92.7	
210(kg/cm <sup>2</sup> )	74.2	77.1	82.3	86	87.3	

라. 내구성 시험

- 내구성 시험 비교

구 분	제작회사	시제품(1단계)	시제품(2단계)	수입품 (VICKERS)	비 고
시험시간		1 시간	46 시간	48 시간	
맥 동		0 kgf/cm <sup>2</sup>	0kgf/cm <sup>2</sup>	3 ~ 4 kgf/cm <sup>2</sup>	
소음 dB(A)		85	85	88.8	

- 시제품 DATA(1단계)

내구성 시간	압 력 (kgf/cm <sup>2</sup> )	유 량 (l/min)	맥 동 (kgf/cm <sup>2</sup> )	소 음 dB(A)	비 고
0	210	45.2	0	85	
25분	210	42.0	0	85	
1시간	210	43.5	0	84	ROTOR 파괴

- 수입품(VICKERS) DATA

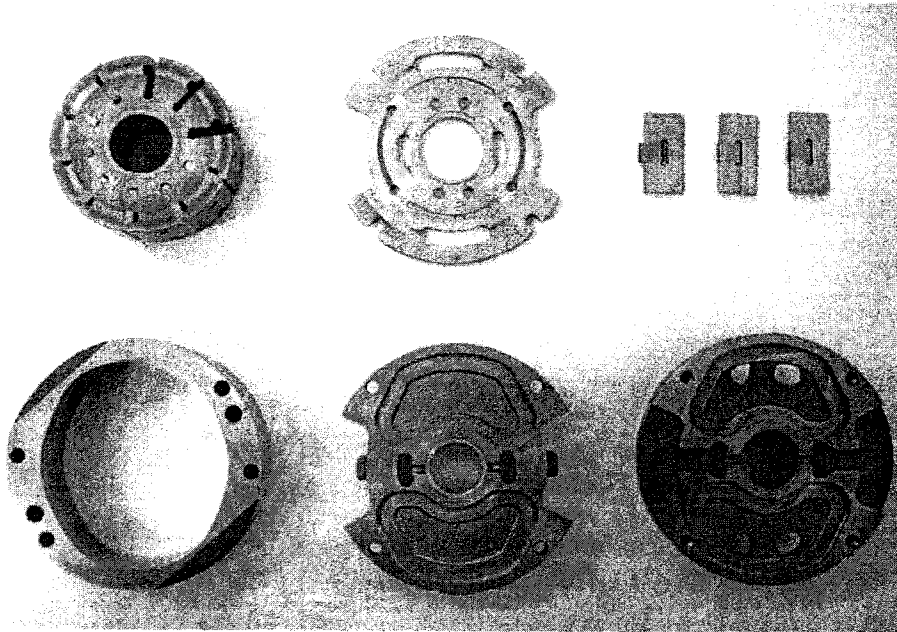
내구성 시간	압 력 (kgf/cm <sup>2</sup> )	유 량 (l/min)	맥 동 (kgf/cm <sup>2</sup> )	소 음 dB(A)	비 고
0	210	64.9	3	84.4	
5 시간	210	62.4	5	87.7	
10 시간	210	60.2	9	88.2	
15 시간	210	57.8	5	87.7	
20 시간	210	59.6	3	88.8	
25 시간	210	63.7	4	88.1	
30 시간	210	58.2	4	90.9	
35 시간	210	64.7	2	86.5	
40 시간	210	61.6	4	88.8	
45 시간	210	65.8	3	88.5	
48 시간	210	61.7	3	90.3	ROTOR 파괴

- 시제품 DATA(2단계)

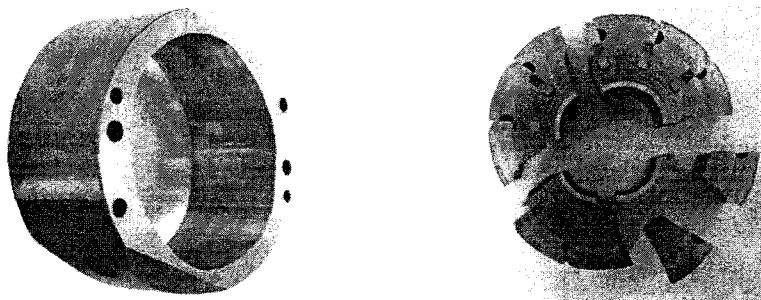
내구성 시간	압 력 (kgf/cm <sup>2</sup> )	유 량 (l/min)	맥 동 (kgf/cm <sup>2</sup> )	소 음 dB(A)	비 고
0	210	63.8	0	85	
5 시간	210	62.1	0	85	
10 시간	210	60.5	0	84	
15 시간	210	59.8	0	83	
20 시간	210	59.4	0	85	
25 시간	210	63.2	0	86	
30 시간	210	58.3	0	85	
35 시간	210	64.5	0	84	
40 시간	210	62.2	0	85	
45 시간	210	65.5	0	85	
46 시간	210	61.9	0	84	ROTOR 파괴

- 내구성 시험 후의 시제품 사진(1단계)

CARTRIDGE 사진

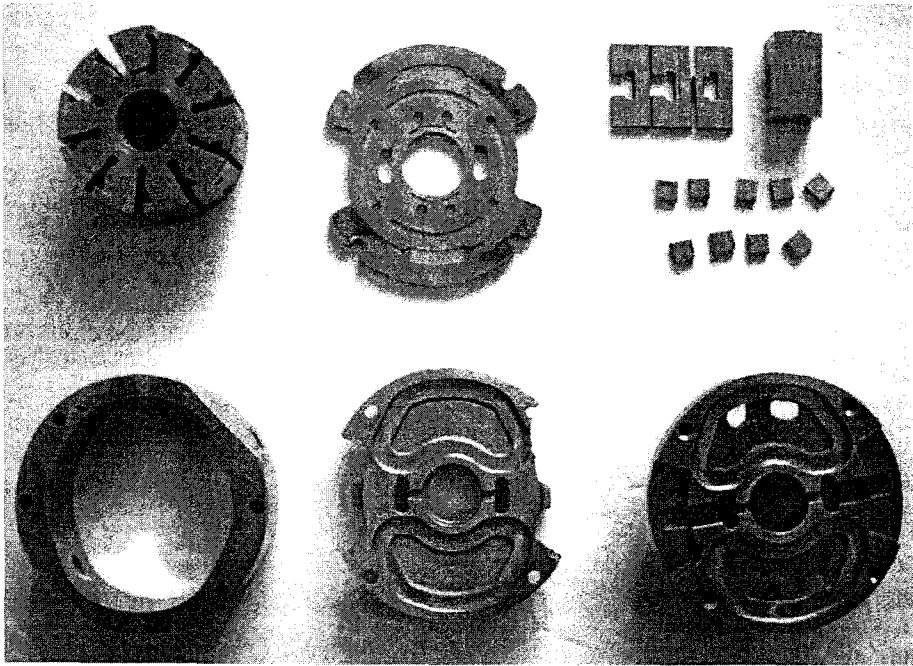


CAMRING, ROTOR 사진

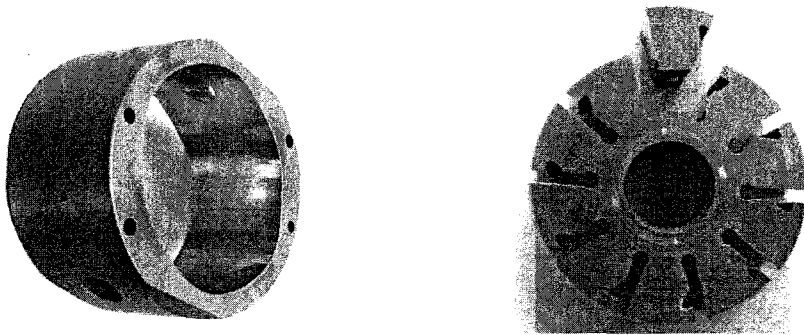


- 내구성 시험 후의 시제품 사진(2단계)

CARTRIDGE 사진



CAMRING, ROTOR 사진





## 마. 시험 분석

### (1) 1단계 시험 분석

(가) 효율시험이 수입품은 210 kgf/cm<sup>2</sup>에서는 1500rpm 이하에서만 다소 미비하나, 시제품은 140 kgf/cm<sup>2</sup>, 1500rpm 이하 및 210 kgf/cm<sup>2</sup> 전 구간에서도 성능이 떨어지고 있다. 이는 조립 공차를 줄임으로서 성능향상이 가능하다.

(나) 맥동과 소음은 시제품이 수입품보다 비교 우위에 있다.(내구성 DATA)

(다) 인트라 펌프에 가장 취약한 로터 파괴는 시험 DATA에서 나타나듯이 수입품과 동일한 재질(SKD11)을 사용하여도 파괴강도가 1117 kg 이나 낮은 원인은 국내에서 열처리 능력의 차이로 판단되므로 파괴강도 상승을 위한 비교 DATA에 나타나듯이 SNCM220이 최적의 재질로 판단된다.

### (2) 2단계 시험 분석

(가) 효율시험이 1단계 시제품은 140 kgf/cm<sup>2</sup>, 1500rpm 이하 및 210 kgf/cm<sup>2</sup> 전 구간에서도 성능이 떨어지나. 스플라인 조립공차의 개선, 캠링 열처리 방법 개선 및 원자재의 국산화 개발 등으로 인해 성능 향상이 되어 전 구간에서 효율 및 성능이 우수하게 나타난다.

(나) 내구성 시험에서도 1단계 시제품에 비해 내구성 시간이 46시간으로 크게 향상됨.

(다) 이상과 같이 시험 분석한 결과 1단계 Field Test에서 나타난 문제점을 보완함과 동시에 성능 및 내구성 시간이 크게 향상되어 양산 설비를 도입함으로써 제품의 생산 및 수출에 문제가 없는 제품으로 판단된다.

## 4. 양산 준비

### 가. 성능 향상을 위한 문제점 보완

(1) 베인 인발 원자재 개발 : 베인 'R'가공된 인발 소재

(2) 동판 플레이트 원자재 개발

(3) 캠링 표면경도 개선 : 열처리 방법 개선

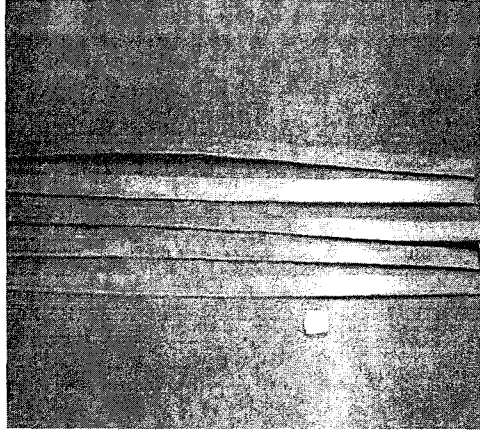
⇒ 기존 방법(침탄→연삭)에 질화 처리 추가

(4) 스플라인 조립공차 개선

⇒ 0.9μ→0.83μ

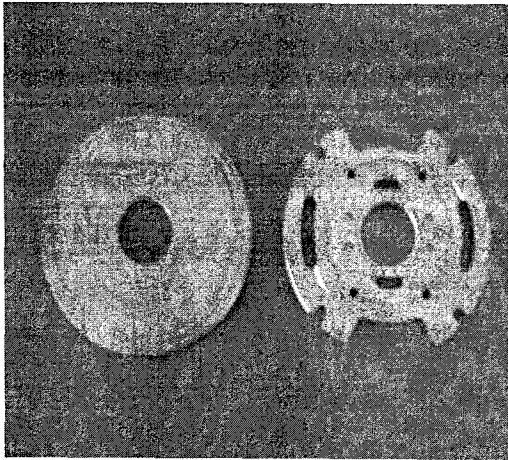
나. 양산 준비

(1) 베인 인발 원자재 국산화

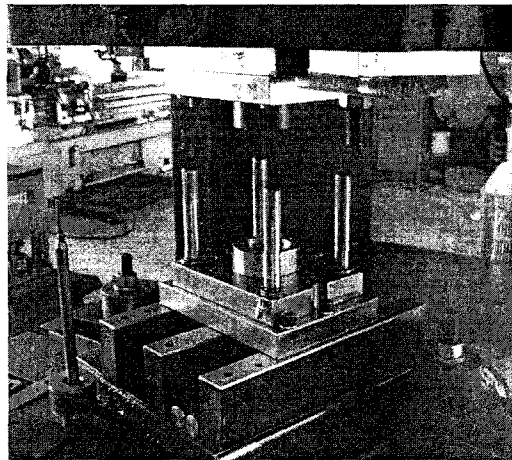


<베인 인발 원소재>

(2) 동판 플레이트 원자재 국산화 및 금형 개발

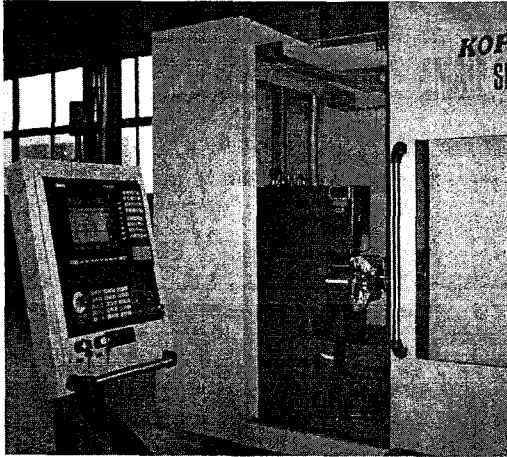


<동판 플레이트 원소재>

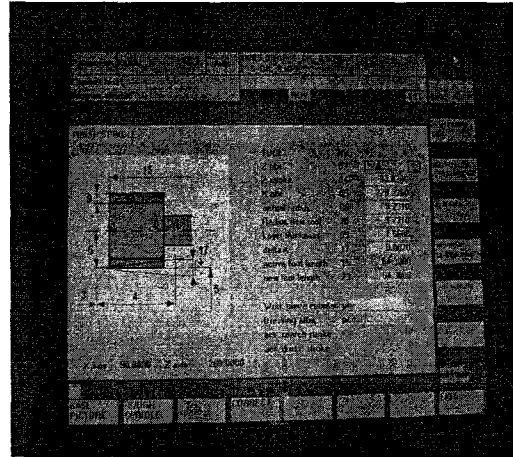


<동판 플레이트 금형>

(3) 캠링 정삭 프로그램 개발 : 신규 설비 도입

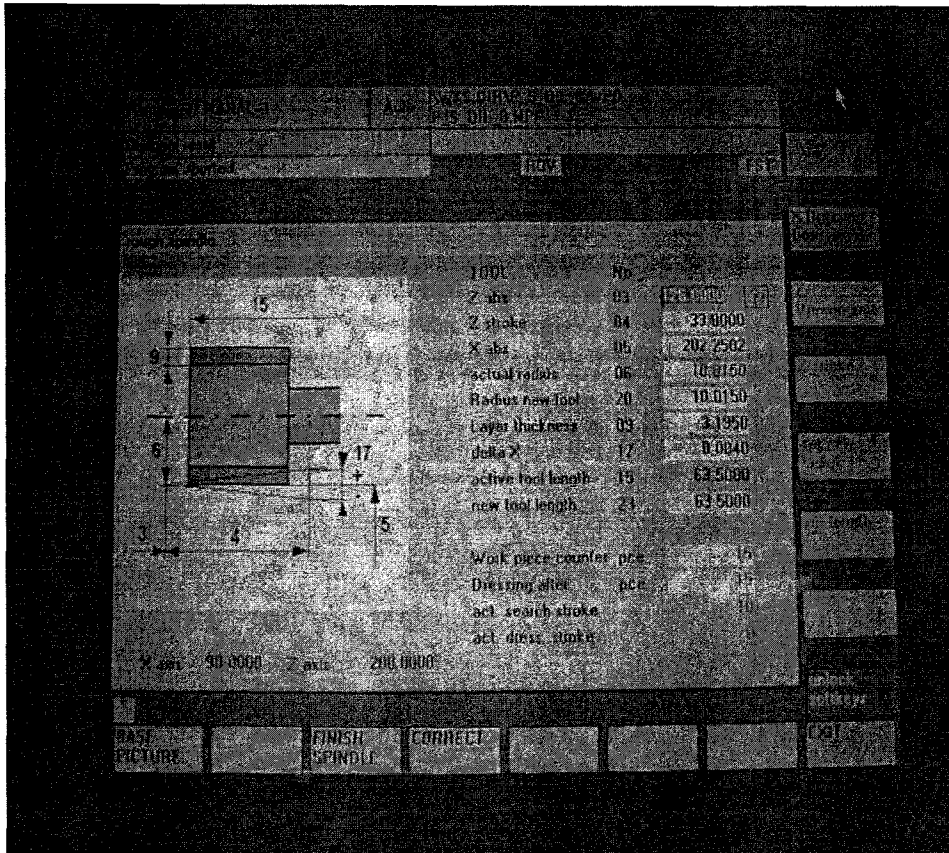


<신규 도입 설비 - 타원연삭기>



<캠링 정삭 프로그램>

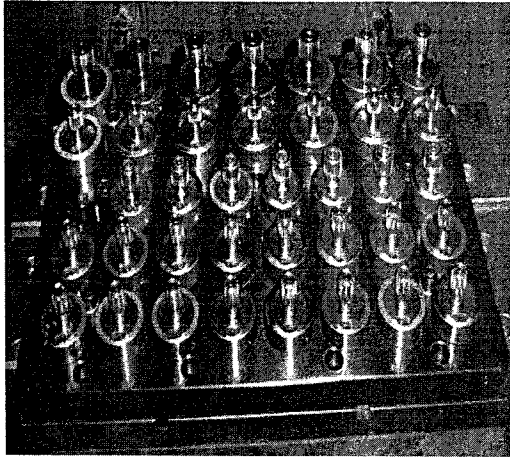
(4) 캠링 정삭 프로그램에 의한 황삭 프로그램 개발



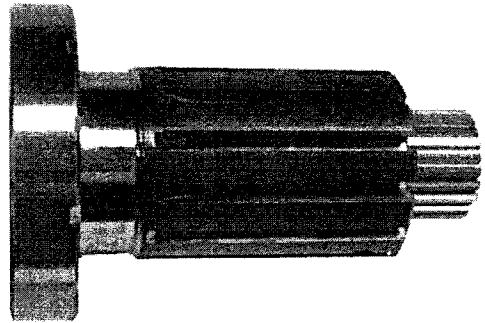
<캠링 황삭 프로그램>

(5) 양산용 JIG & FIXTURE 설계 및 제작

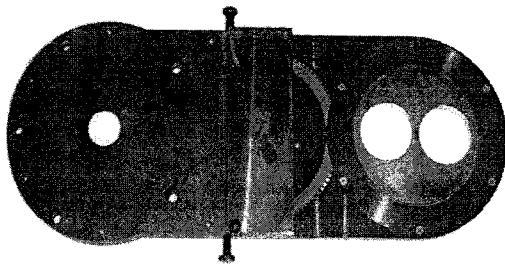
⇒ MCT JIG 및 각 공정별 JIG & FIXTURE 제작



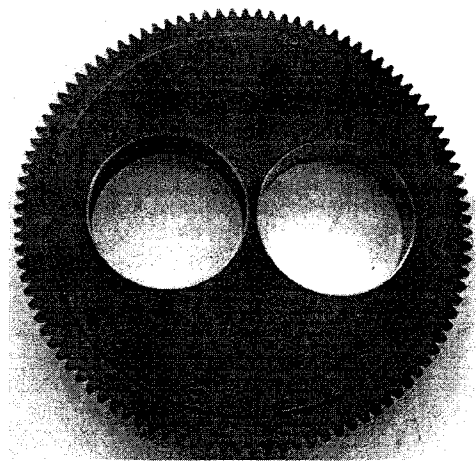
<로타 드릴링 지그>



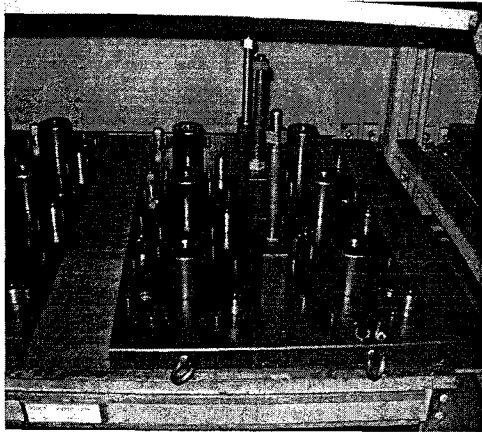
<로타 홈연삭 지그>



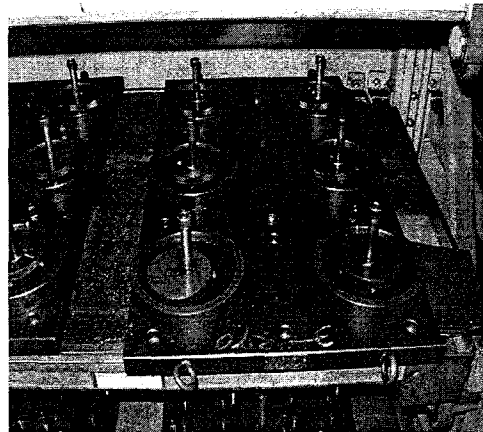
<양면 연삭 지그>



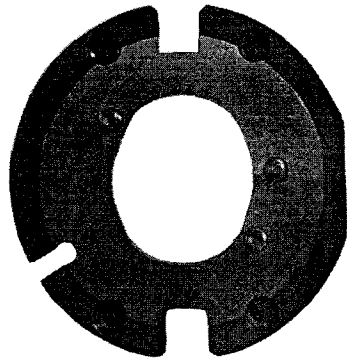
<로타, 캠링 연삭 지그>



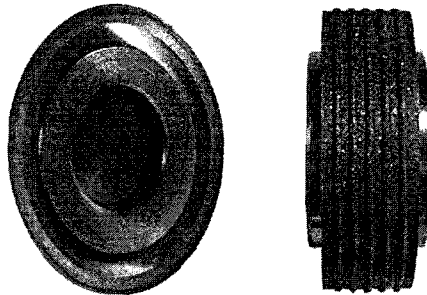
<MCT 지그>



<MCT 지그>



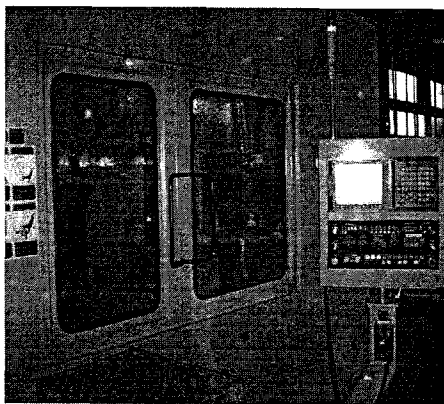
<캠링 연삭 지그>



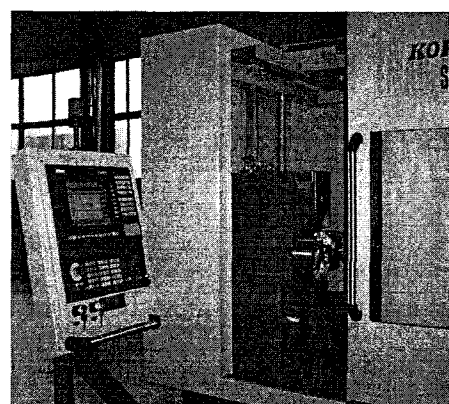
<베인 연삭 지그>

다. 인트라 베인 펌프의 양산체계 구축

- (1) 실차 평가 및 품질 확보
- (2) 양산 설비 구축

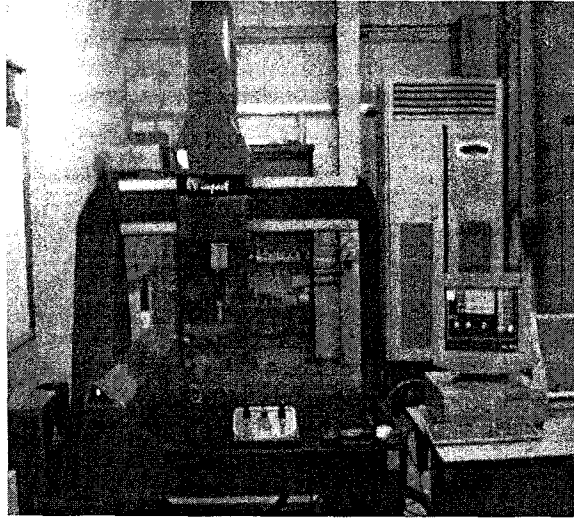


<흡연삭 설비>



<타원 연삭 설비>

(3) 측정검사 설비 확보



<삼차원 측정기>

라. 수요 시장 조사

인트라 펌프의 수입 물동량 : 시리즈별로 월 400대

⇒ 수입 대체 및 수출 가능

마. 인트라 기술의 타제품 적용가능 여부 조사

차량용 핸들펌프에 인트라 베인을 적용하여 고압화 가능성 연구

⇒ 대형트럭에 적용 예정

5. 결 론

현재 국내에서는 외국 제품을 모방하는 형태의 기술 수준에 있으나, 당사에서 인트라 펌프의 전체적인 시장 변동에 대응하여 C-PLATE를 부과하여 압력을 175 kg/cm<sup>2</sup> → 210 kg/cm<sup>2</sup>으로 제품의 압력을 향상시키고, 내구성 시간을 향상시킴으로써 소비자의 구매 욕구에 충족할 뿐만 아니라 지금까지 수입에 의존하던 산업용 베인펌프를 시리즈별로 완성하여 국내소요는 물론이고, 안정된 설비로 양산을 하면 세계적인 기업들과 경쟁에서 우위를 점할 수 있을 것으로 예상된다.

## 제 4 절 민수용 고속 원심펌프의 개발

### 1. 민수용 고속 원심펌프의 설계 기본이론

#### 가. 펌프의 비속도

원심펌프의 수력설계에 적용하는 일반적인 방법은 기존에 개발된 펌프의 자료를 바탕으로 상사의 원리를 이용하는 스케일링 설계법과 각각의 성능인자에 대한 경험식 및 상관관계식을 이용하여 설계하는 방법이 있다. 본 연구에서는 위의 두 방법을 적절히 조합하여 설계를 진행하려고 한다.

펌프의 임펠러의 형태를 결정하고 그 효율 등을 결정하기 위한 방법으로 많이 쓰이는 방법이 무차원화 된( 공학적으로 사용하는 경우 무차원은 아님 ) 인자로서 비속도의 개념을 도입하고, 현장에서의 설계 시 많은 참조를 하고 있다. 비속도는 펌프의 회전수를  $N$ , 유량을  $Q$ , 양정을  $H$ 로 표현할 때 다음과 같이 정의 된다.

$$N_s = \frac{NQ^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (4.1)$$

Fig. 4.1은 비속도에 따른 임펠러의 형태 및 이 때의 유량에 따른 펌프효율을 나타내주고 있다.

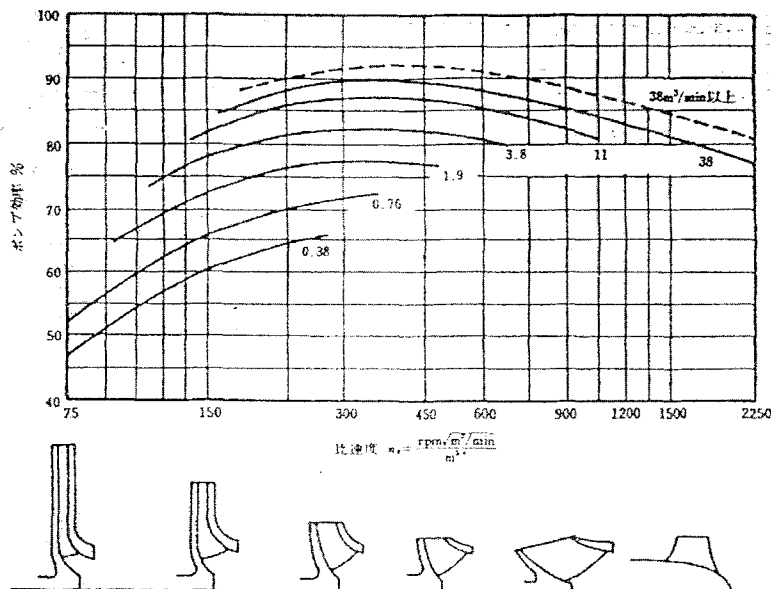


Fig. 4.1 펌프의 비속도에 따른 임펠러의 형태 및 효율

#### 나. 임펠러 베인의 출구각에 따른 양정의 특성변화

임펠러의 설계에 있어서 중요한 성능인자 중의 하나가 베인의 출구각으로 이는 유량에 따른 양정곡선의 기울기를 정하는 역할을 한다. 출구각에 대한 양정의 관계를 살펴보기 위해 입구의 각운동량을 무시하고 원심펌프의 속도삼각형으로부터 유도된 이론 양정을 도입하면 식 (4.2)와 같다.

$$H \approx \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_2}{2\phi r_2 b_2 g} Q \quad (4.2)$$

이를 보면 이론 양정은 유량에 따라 선형적으로 변화함을 알 수 있으며, 실제 양정은 이 곳에서 손실을 반영하여 부드러운 곡선으로 표현된다. 이 때의 Shutoff 값은  $\frac{u_2^2}{g}$  이며, 여기서  $u_2$ 는 출구에서의 임펠러 팁 속도를 나타낸다.

출구각의 변화에 따른 특성으로는 출구각  $\beta_2 < 90^\circ$  인 경우는 양정의 유량에 대한 기울기가 음의 값을,  $\beta_2 > 90^\circ$  인 경우는 양의 값을 나타냄을 알 수 있으며,  $\beta_2 = 90^\circ$ 인 경우는 양정이 유량에 관계없이 오직 임펠러의 출구 팁에서의 속도에 의존함을 알 수 있으며, 이는 저유량 영역에서 적용할 때 잘 맞는 것으로 알려져 있다.

여기서  $\beta_2 > 90^\circ$ 인 경우는 전경익을 나타내며 유동의 불안정성이 커서 밀도가 큰 물 등의 펌프설계에는 거의 도입하지 않고 있으며, 일반적으로  $\beta_2 < 90^\circ$  인 후향익의 형태를 많이 채용하고 있다. 일반적인 원심펌프의 설계시는  $\beta_2$  를  $15^\circ$  에서  $27^\circ$  사이를 채용하며 이 때의 펌프 효율이 가장 좋은 것으로 알려져 있다. 출구각을  $60^\circ$ 에서  $90^\circ$  정도로 하여 사용하는 경우는 임펠러내의 유동을 솔리드바디운동으로 취급할 수 있는 경우, 즉 볼텍트, 펌프류 등에 적용하는 정도이다.

#### 다. Barske 임펠러

유량이 적고, 양정이 높은 경우는 임펠러의 베인 내에서 반경방향의 유동속도는 상당히 느리며 상대적으로 빠른 원주 속도로 인하여 그 유동은 솔리드바디의 운동과 유사한 형태가 되며, 따라서 Barske가 제한한 임펠러는 이를 잘 표현하고 있으므로 본 과제에 적용할 임펠러를 설계하기 위하여 도입하고자 한다.

Barske이 제안한 open형 임펠러의 기본 구조는 Fig. 4.2와 같다. 이는 동축의 케이싱과 출구각을  $90^\circ$ 로 하고 축방향으로 베인을 높게 한 반경방향의 날개를 주요 형상요소로 하고 있다.



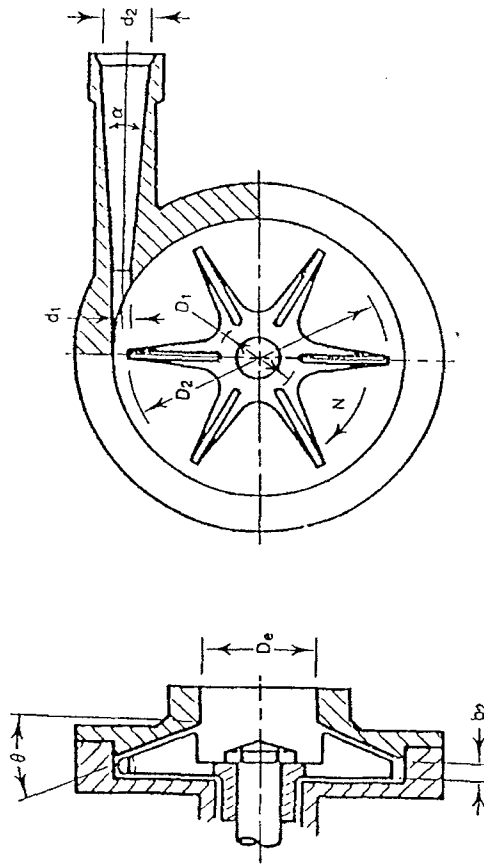


Fig. 4.2 전형적인 Barske 펌프 개략도

반경방향속도가 상대적으로 작아 Blade tip에서의 속도  $u_2$ 와 절대속도는 거의 같다고 가정을 하면 오일러의 이론양정  $H_{th}$ 은 원주속도  $u$ 로 표현할 수 있으며, 여기서 하첨자 1과2는 각각 입구와 출구를 의미한다.

$$H_{th} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (4.3)$$

또한, 고속으로 회전할 경우 입구의 유속  $u_1$ 은  $u_2$ 에 비하여 상대적으로 작다고 볼 수 있으므로 위 식에서  $u_1$ 을 무시 가능하다. 이를 제거하고 재정리하면

$$H_{th} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (4.4)$$

$$= \frac{u^2}{g} \quad (4.5)$$

펌프의 실제 양정은 손실을 포함하므로, 위의 이론양정에 손실을 반영하기 위하여 양정계수  $\Psi$ 를 도입하여 실양정  $H$ 를 표현하면

$$H = \Psi \frac{u^2}{g} \quad (4.6)$$

Fig. 4.2와 같은 구조에서 실 양정을 표현하기 위하여, 형상요소 및 이에 따른 유동 손실계수를 적용하여 아래와 같이 손실계수를 포함하는 식으로 표현할 수 있다.

$$H = \frac{u^2}{2g} + \eta_d \frac{\phi u^2}{2g} \left[ 1 - \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] \quad (4.7)$$

여기서, 디퓨저부의 손실계수는 0.2를 적용하면 이 때의 효율  $\eta_d$ 는 0.8이 되며, 직경비를 2배로 한다고 가정할 때 단면비  $A_1/A_2 = 1/4$  이므로, 최적 효율점에서 유량계수를 0.8로 가정하게 되면, 실양정  $H$ 는 다음과 같이 계산되어진다.

$$H = 0.74 \frac{u^2}{g} \quad (4.8)$$

실험상으로 구해진 전형적인 양정계수  $\Psi$ 는 0.7 ~ 0.75의 범위에 있다고 알려져 있으며, 근사적으로 구한 식 (4.8)의 계수값은 이 범위에 존재함을 알 수 있다.

임펠러의 직경을 계산하기 위해서 위에서 기술한 날개의 팁속도  $u_2$ 를 회전수와 직경의 관계로 표현하면 다음과 같이 나타난다.

$$u_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \quad (4.9)$$

또한, 펌프의 유량계산은 유량계수 및 유동단면적의 개념을 도입하여 수행할 수 있다.

$$Q = \phi u A_1 \quad (4.10)$$

라. Circular volute 의 치수 결정

동축의 Circular Volute의 경우에 대한 개념도는 Fig. 4.3에 나타냈으며, 설계 기준으로는 아래를 채용한다.

- 1) 임펠러의 외경과 Volute의 외경비를

$$1.15 \leq \frac{D_3}{D_2} \leq 1.2 \quad (4.11)$$

- 2) 설계 양정에 따라 결정된 임펠러의 팁속도  $u$ 를 결정한 후 상기의 식(4.10)을 적용하여 통과단면  $A_1$ 을 결정하고 이를 기준으로 토출경  $D_4$ 를 계산한다.
- 3) Volute 의 폭  $t$  는 임펠러 폭에 일치시킨다.

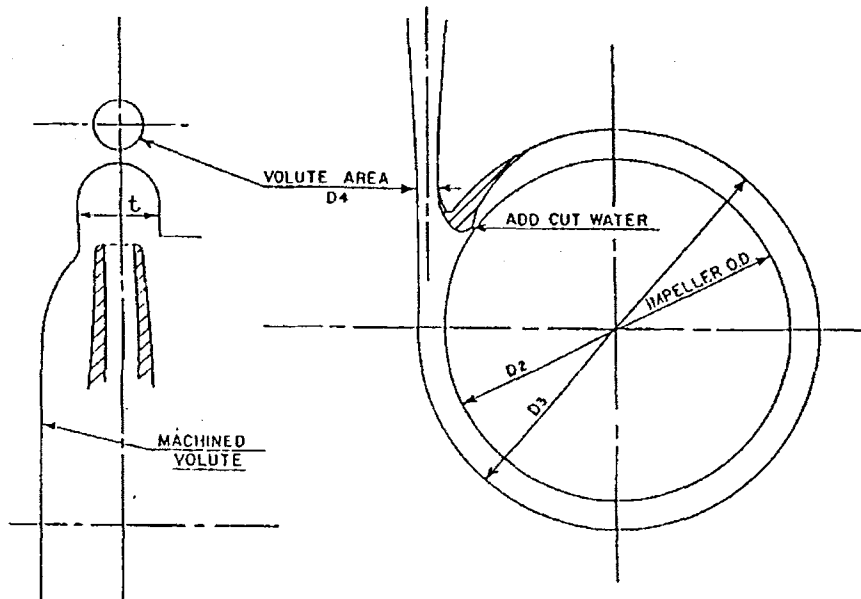


Fig. 4.3 Circular Volute 개략도

마. 설계 기본이론 요약

펌프의 회전수를  $N$ , 유량을  $Q$ , 양정을  $H$ 라 할 때, 임펠러를 포함한 펌프부의 설계를 위한 기본 식은 다음과 같다.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{비속도} : N_s = \frac{NQ^{0.5}}{H^{0.75}} \\ \text{실양정} : H = \psi \frac{u^2}{g} \\ \text{유량} : Q = \phi u A_1 \\ \text{임펠러직경} : D_2 = 60 \frac{u}{\pi N} \\ \text{볼류트직경} : D_3 = 1.12 D_2 \\ \text{수동력} : H_w = 0.163 \rho Q H \end{array} \right.$$

여기서  $\Psi, u, \phi, A_1, \rho, E_p$  는 각각 양정계수, 유체속도, 유량계수, 유동 단면적, 유체 밀도, 펌프효율을 나타낸다.

2. 민수용 고속 원심펌프의 설계

가. 펌프부 수력설계

(1) 설계조건

- (가) 토출압력 : 60 kgf / cm<sup>2</sup> ( 설계기준사양 )
- (나) 유량 : 4.5 m<sup>3</sup>/hr ( 설계기준사양 )
- (다) 펌프효율 : 30 % ( 가정 )
- (라) 펌프의 임펠러 회전수 : 14000 rpm

(2) 설계결과

(가) 펌프의 비속도

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{rpm \sqrt{Q}}{H^{0.75}} = \frac{14000 \sqrt{0.075}}{600^{0.75}} = 31.6 \frac{rpm (m^3/min)^{0.5}}{m^{0.75}} \\ &= 230 \frac{rpm (m^3/min)^{0.5}}{m^{0.75}} \end{aligned}$$

(나) 축동력의 결정

$$\text{축동력} = \frac{0.163 \times 4.5 / 60 \times 600 \times 1}{0.3} = 24.45 \text{ kw}$$

(다) 임펠러의 직경결정

양정계수의 가정 : 0.72

$$H = \psi \frac{u^2}{g} = 0.72 \frac{u^2}{g}$$

양정 H를 600m 로 하면

$$u = 90.4 \text{ m/sec}$$

$$D_2 = 60 \frac{u}{\pi N} = 123.3 \text{ mm}$$

(라) 볼류트의 직경 D3의 결정

$$D_3 = 1.15 D_2 = 1.15 \times 123 = 141.5 \text{ mm}$$

볼류트 트로우트의 면적 A1 및 통과직경 D4의 결정

$$A_1 = \frac{Q}{\phi u} = (4.5/3600) / (0.8 \times 90.4) = 1.728 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$D_4 = 4.7 \text{ mm}$$

(마) 임펠러의 확정형상 및 도면

설계 임펠러의 형상을 정리하면 다음과 같으며, 설계요소를 바탕으로 완성된 형상을 Fig. 4.4에 나타냈다.

형식 : Open 형

임펠러로 출구각 : 90°

임펠러외경 : 123 mm

추력완화 홀 : 직경16mm, 8 개소 , PCD = 86

## 나. 펌프 케이싱의 설계

(1) 설계내용 요약

(가) Volute와 케이싱은 착탈이 가능한 형태로 설계

(나) 임펠러와 케이싱은 동축형

(다) 출구직경 = 5 mm

(라) 출구부 디퓨저 각 7°

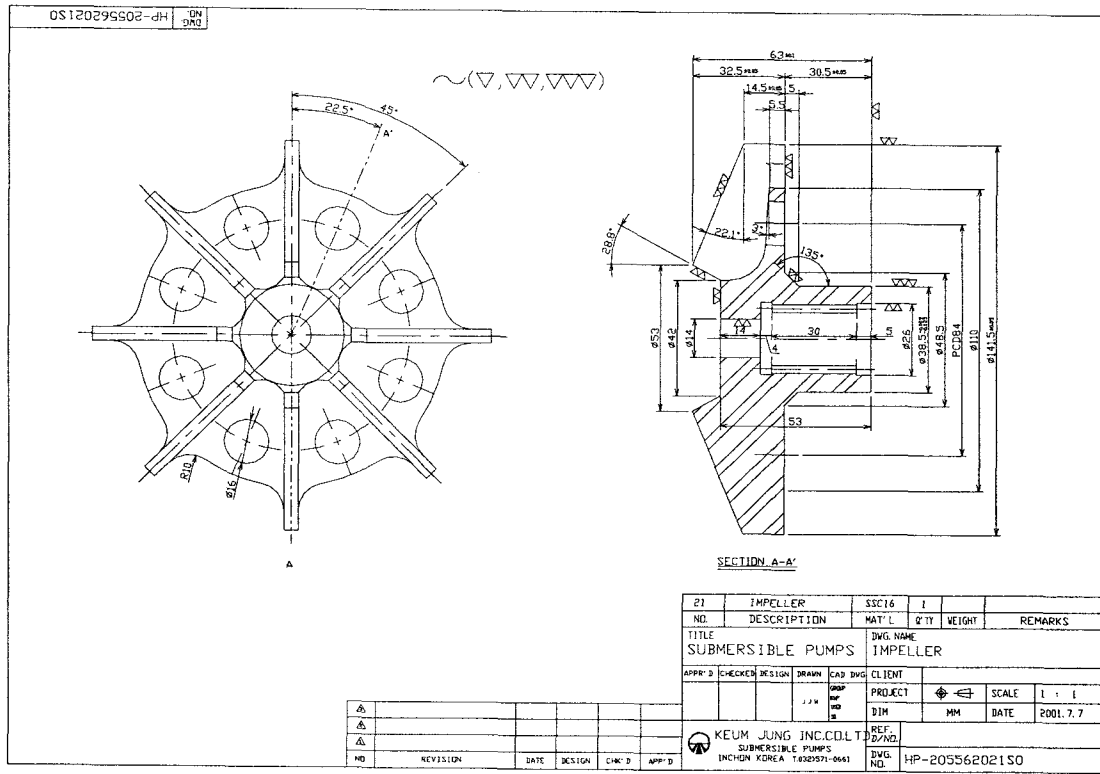


Fig. 4.4 임펠러 설계도

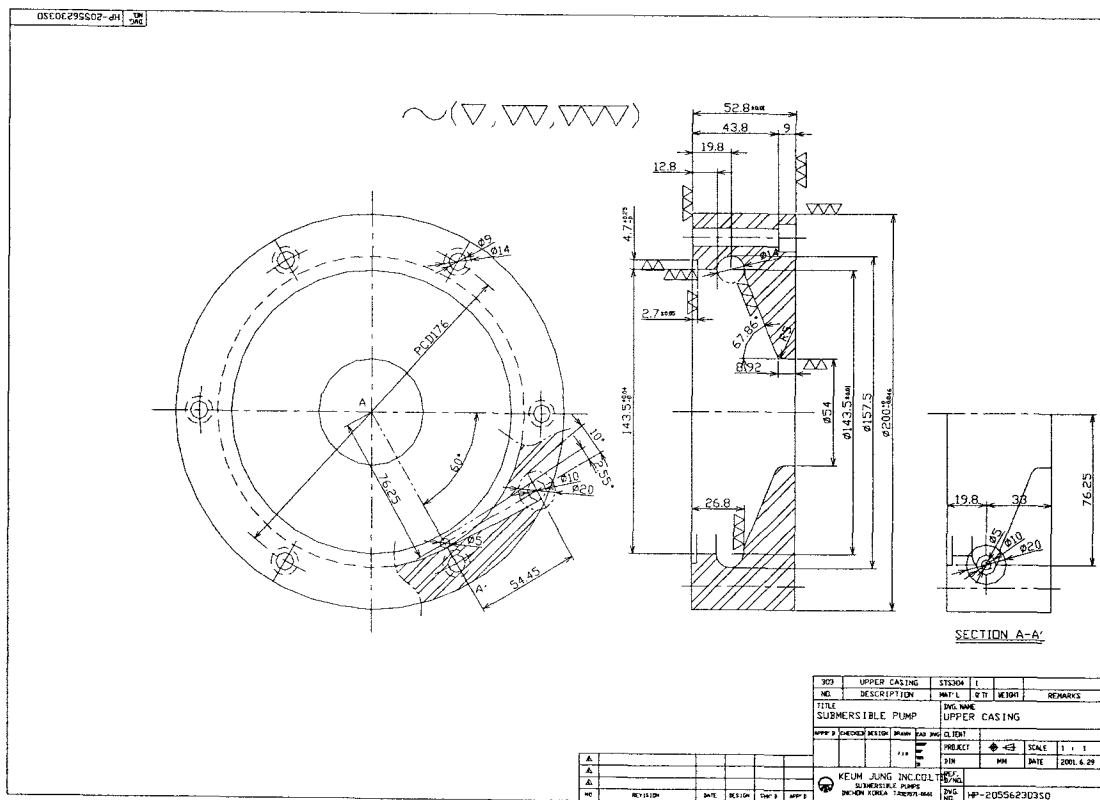


Fig. 4.5 펌프 디퓨저 케이싱

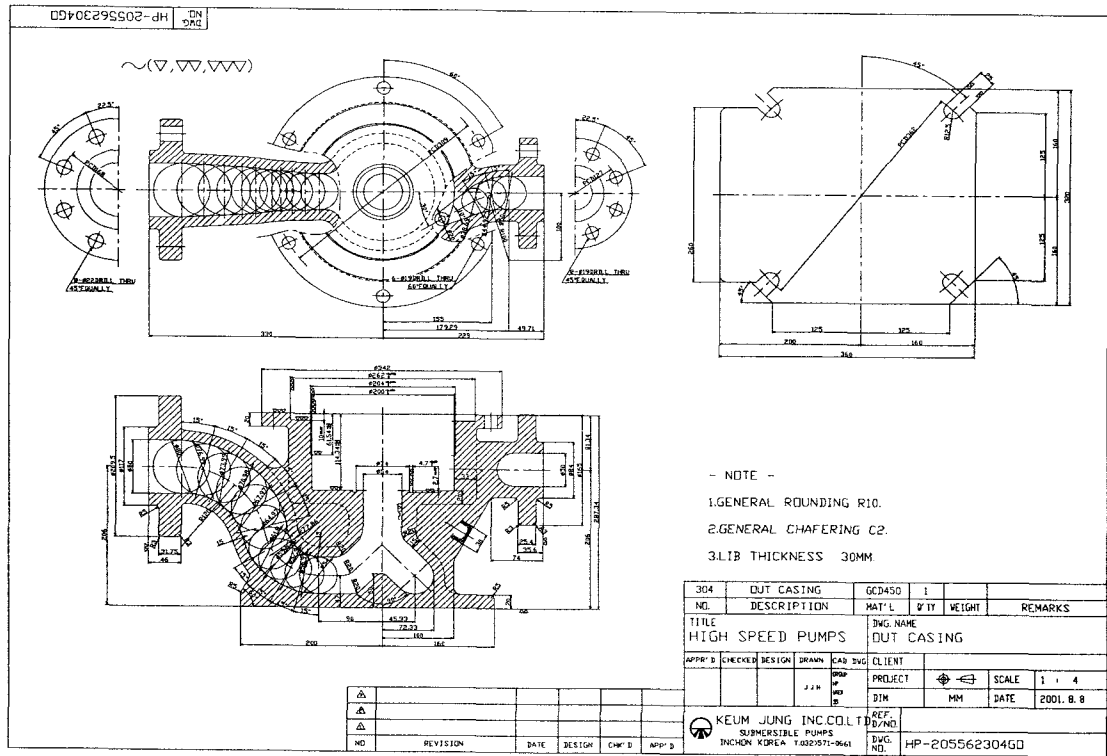


Fig. 4.6 펌프케이싱

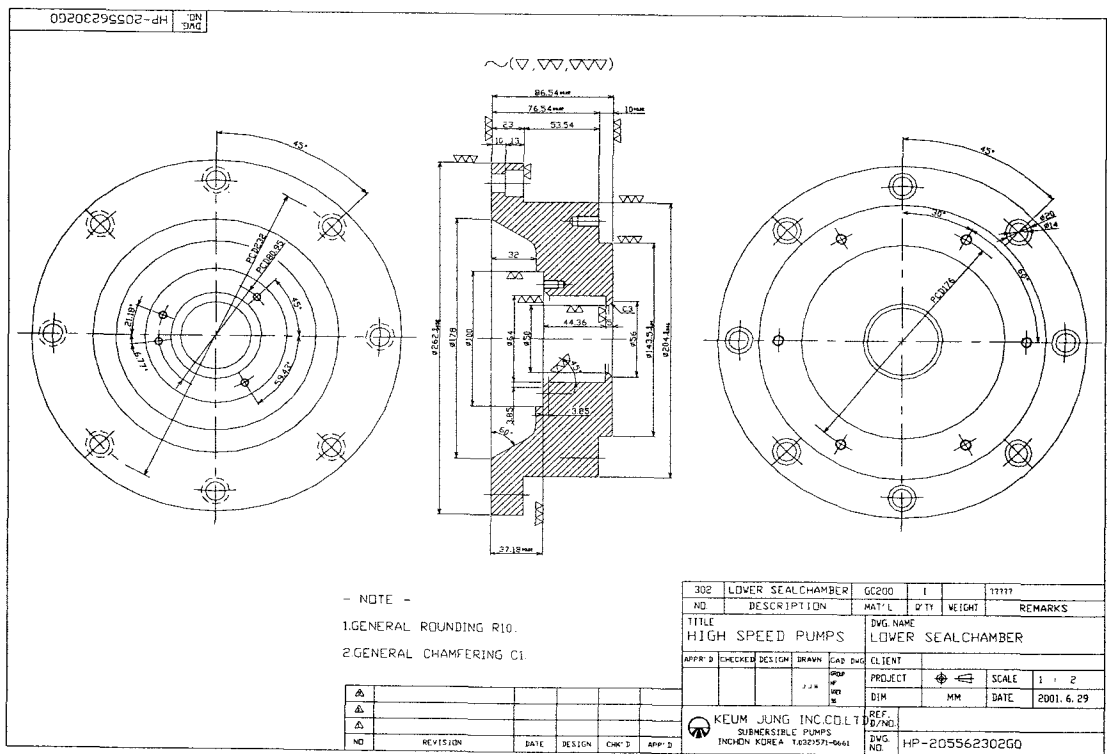


Fig. 4.7 씌 챔버

#### 다. 펌프부 구조

##### (1) 입출구 연결부

입구경 : 75 mm

출구경 : 50 mm

플랜지 : ANSI 600 LB Raised Face 상당규격 적용

##### (2) 구조 및 특징

펌프부는 Fig. 4.8에 나타난 것과 같으며 주요 구성요소로는 외부케이싱 및 디퓨저 케이싱으로 구성된 유입·유출 통로부와 압력을 상승시킬 수 있는 라이얼 베인을 갖는 임펠러, 펌프 셸 및 셸 챔버가 있다.

펌프는 추후 인라인 프로세스펌프로의 적용이 가능하도록 입구와 출구를 수평으로 설계하였으며, 플랜지 부는 유체의 압력에 견딜 수 있도록 RF 형으로 600 LB급을 채용하였다.

펌프의 하부케이싱과 디퓨저 케이싱은 일체형이 아니라 분리형으로 하여, 성능의 변화가 있으면 디퓨저 케이싱의 변형과 임펠러의 트림으로 해결할 수 있도록 하였다. 케이싱부는 가장 나중에 조립되며, 증속기어에서 수직으로 내려온 구동축을 중심으로 셸챔버, 펌프 셸 등을 조립한 후 임펠러 후면과 셸챔버 하단부의 간격을 0.75mm로 조정한 후 디퓨저 케이싱을 조립하고 간섭여부 등 조립 상 이상이 없을 때 케이싱을 조립한다.

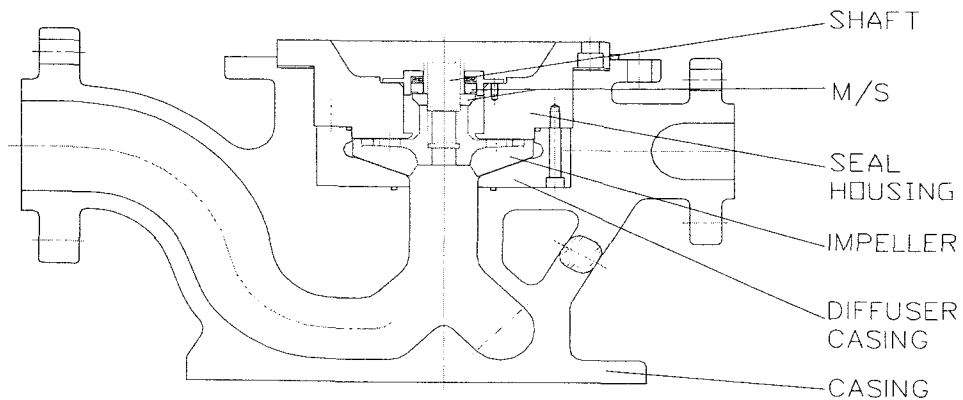


Fig. 4.8 설계된 펌프부의 단면도



라. 기계부의 설계 data 검토

(1) 작용압력 및 추력관련 data 검토

(가) 임펠러 쉘에 걸리는 최대압력 (사용압력) 계산

$$\text{Distance} = 84 \text{ mm}$$

$$\text{Hole size} = 16 \text{ mm}$$

임펠러가 14,300rpm으로 회전할 때 임펠러의 후면에 걸리는 압력은 hole에서의 압력과 같으므로

$$H = 0.7 * u^2 / g$$

$$= 281 \text{ m}$$

$$P = 28 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

(나) 임펠러에 걸리는 추력의 계산

임펠러의 입구측 압력과 외면의 압력차에 따라 추력이 발생

$$\text{축 추력} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \rho g H \quad (\text{N})$$

$$= \frac{\pi}{4} (0.053^2 - 0.0385^2) \rho g H = 2860 \text{ N} = 286 \text{ kgf}$$

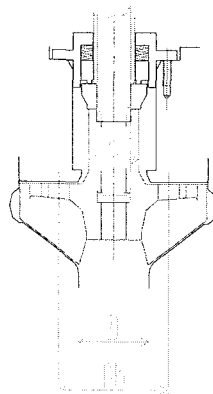


Fig. 4.9 추력 및 압력계산시의 개략도

### 3. 증속기어의 설계

증속기어 설계의 주요 사항으로는 증속비를 만족시키는 주요설계치수의 결정 및 기어부 및 축계의 냉각라인 설계, 모타와의 결합 방법의 설정 및 고속회전에 따른 동력학적 문제의 발생이 없도록 하는 축계의 설계 등이 있다.

#### 가. 증속기어 설계

##### (1) 증속기어 설계 기초 data

- 모타동력: 55kW , input speed : 3490 rpm  
output speed : 14309 rpm
- 펌프부 축동력 : 사양점에서 35 kW
- Face witch : bull / pinion = 25/ 35 mm 이상
- 윤활유 : Mobil #630 grade
- 치형 Hardness : 70 이상
- 추력 : 400 kgf
- 피니언용 베어링의 종류 : 메탈베어링
- 기어 type : spur
- 축재질 및 치수 : SCM 440

##### (2) 기어 설계결과의 요약

- 증속비 = 1: 4.11
- 피니언기어와 회전축은 일체형제작
- Thrust Colar 부착

순	내 용	Driving Gear	Driven Gear
1	기어형식	Spur	Spur
2	잇수	148	36
3	Module	1.25	
4	압력각	20	
5	축간거리	115.161 mm	
6	베어링	6308	Metal Contact

Fig. 4.10에서는 증속기어부위의 단면을 보여주고 있다. 피니언기어와 회전축은 일체형으로 제작되었으며, 각 기어는 Spur 기어를 사용하였다. 피니언 축은 주동력을 전달받아 펌프를 구동하는 구동축이 되므로 높은 양정에 따라 임펠러에 발생하는 추력을 견딜 수 있도록 스러스트 칼라를 설치하였다. 또한 베어링은 화이트메탈을 입힌 부시형 메탈베어링을 사용하여 축계로부터 작용하는 하중을 견딜 수 있도록 설계 되었다.

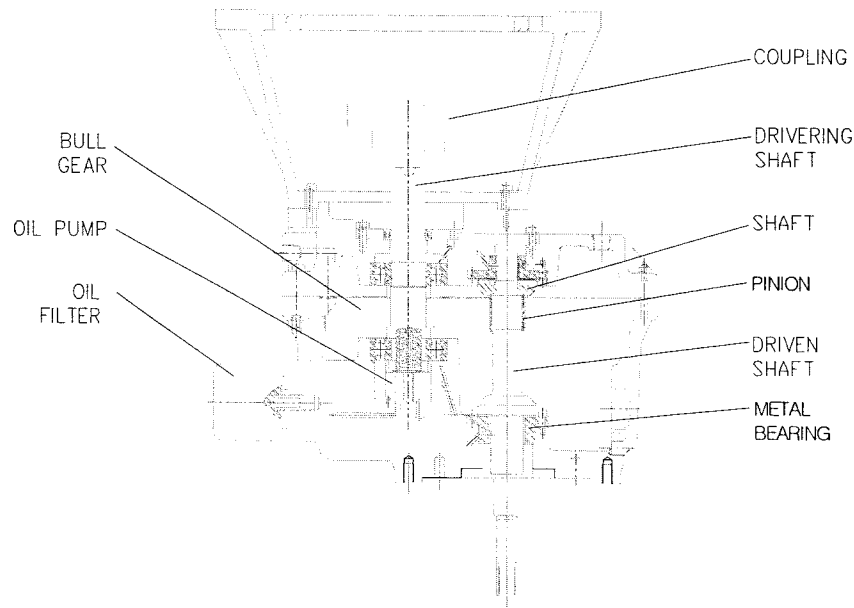


Fig. 4.10 증속펌프의 조립도

#### 나. 구조 및 제작

상단부를 구동 모터를 장착할 수 있도록 브라켓을 설치하였고, 1차 치차축에 동력을 전달하는 방법으로는 커플링을 사용하여, 사용 동력에 따라 교체하기 용이한 구조로 하였다. 1차축의 상하단은 63계열의 베어링으로 지지토록 하였으며, 축 동력의 일부로 하단부에 설치한 Oil 펌프를 구동할 수 있게 하였다. 2차축인 피니언 축은 1차의 동력을 전달받아 펌프를 구동하는 구동축이 되므로, 높은 양정에 따라 임펠러에 발생하는 추력을 견딜 수 있도록 트러스트칼라를 설치하였다. 또한 베어링으로는 화이트메탈을 입힌 부시형 메탈 베어링을 사용하여, 트러스트 및 반경방향으로 발생하는 부하를 견딜 수 있는 구조로 하였다.

본 증속기는 입축 형태로 구성되어 있으며, 회전수가 빠른 관계로 오일수면은

기어의 하단에 위치하도록 하여 기어와 오일이 직접 접촉하는 것을 방지하여 모타에 걸리는 부하를 최소로 설계하였다. 이 경우 기어에 대한 오일공급은 Oil 펌프를 통한 배관을 통하여 하도록 별도의 Oil 공급라인을 두었다. 상단부의 구름베어링과 메탈베어링에는 기어케이싱에 Oil 공급라인을 설치하여 해결하였다.

또한 베어링 및 치차부는 고속으로 회전하므로 열이 발생하게 되는 데, 이 열은 기어오일이 흡수하게 되므로 이 열을 방출해줄 필요가 있다. 이를 위하여 Oil 펌프를 통하여 기어 및 베어링의 각부에 공급된 오일은 증속기 케이싱의 하단부 트랩에 모이게 하고, 이 부분에 배관을 설치하여 펌프 외부에 설치된 냉각기에서 냉각된 후 oil filter를 통하여 정제된 후 재 급유에 이용되도록 하였다.

참고로 Fig. 4.12는 기어의 제작 후 치형 검사를 한 결과의 일례를 보여주고 있다.

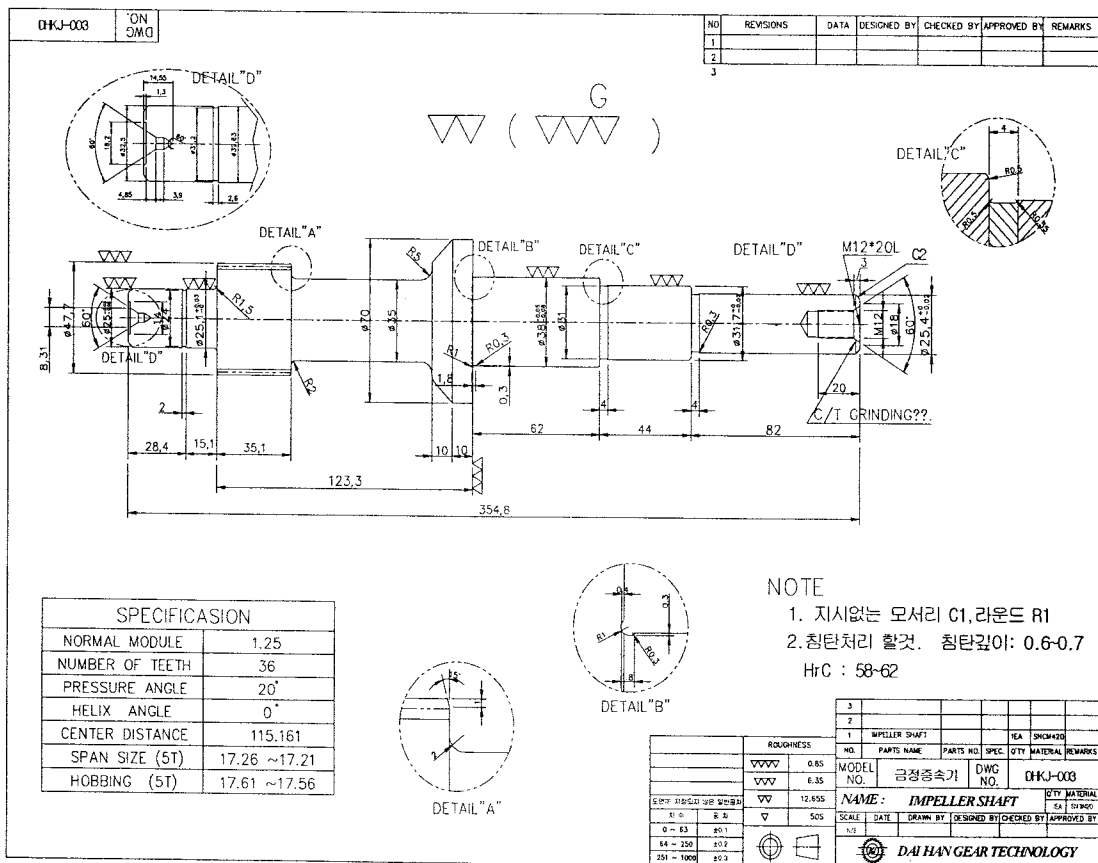


Fig. 4.11 증속기의 피니언 축

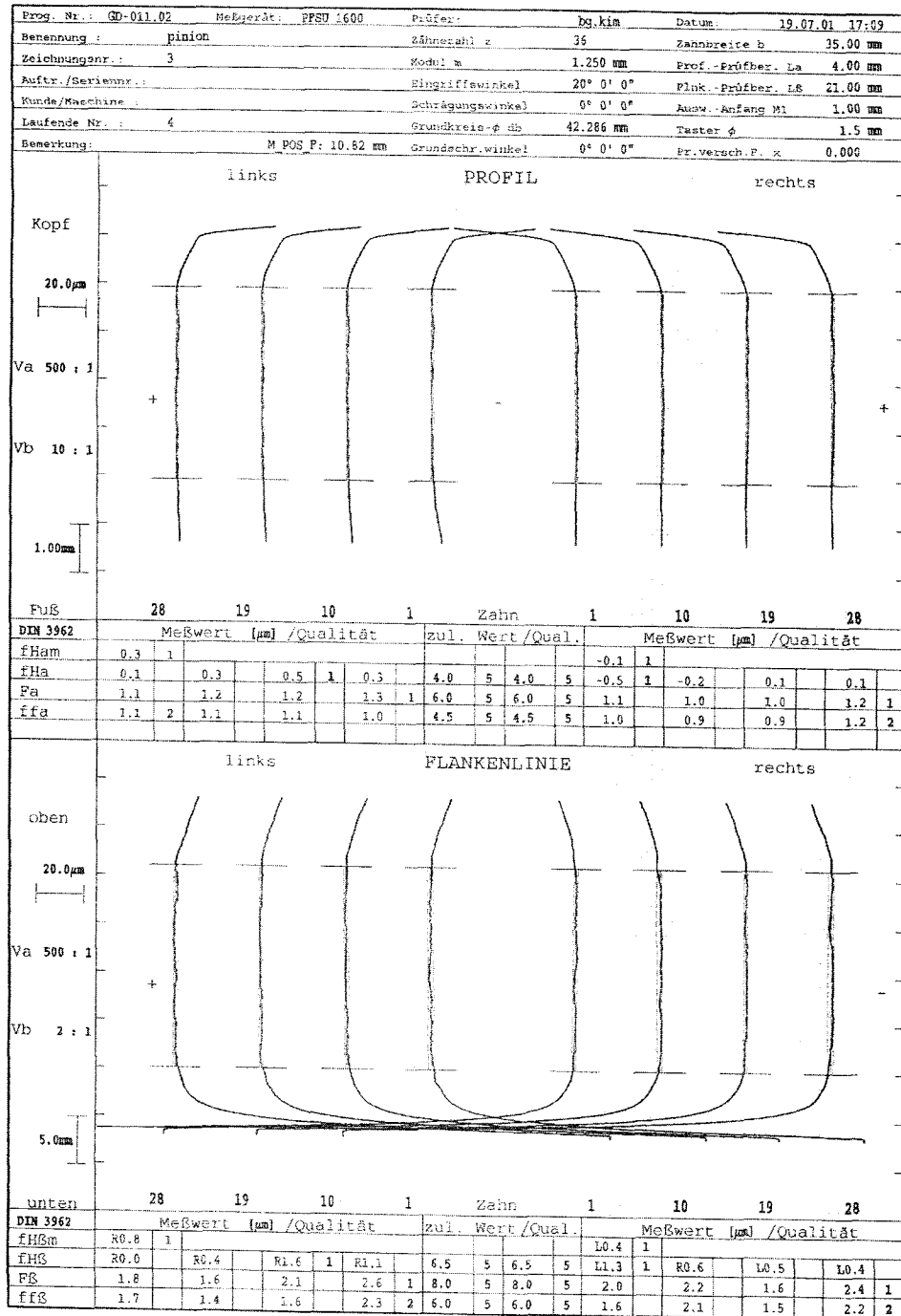


Fig. 4.12 치형 검사표

#### 4. 회전축의 동특성 해석

축 시스템의 설계 시 축계의 고유진동수와 회전수가 같게 되는 속도를 위험 속도라 하며 인위적으로 댐퍼를 장착하지 않는 구름베어링의 지지시스템에서는 이 속도를 넘기지 않도록 설계를 하는 것이 일반적이며, 일반적인 원심펌프의 경우 강도를 기준으로 설계할 때 위험속도는 축의 회전속도보다 상당히 높아 큰 문제가 되지 않으며, 저어널 베어링의 경우에도 이 속도 부근의 운전은 피하여야 한다.

고속으로 회전하는 회전축의 경우에는 회전수가 증가함에 따라 축의 진동량은 증가하므로 일반의 저속펌프에서의 설계보다 더욱더 주의를 요한다. 또한 고유진동수를 높이기 위하여 축의 두께를 늘려서 강성을 크게 하는 것도 생산 및 제품 경쟁력에 문제가 되므로, 설계한 축에 대한 검증은 통하여, 제작시의 시행착오를 최소로 할 필요가 있다. 이를 위하여 축계를 강도에 기준한 1차 설계를 바탕으로 Fig. 4.13과 같이 단순 모델링하고 KIMM의 회전체 그룹에 해석을 의뢰하여 그 동특성을 살펴보았다.

베어링에 대한 강성 및 감쇄계수에 대하여는 주어진 자료가 충분치 않아 기성품에 대한 data를 사용하였으며, Fig. 4.14와 15는 그 값을 회전축의 회전수에 따라 표현한 것이다.

Fig. 4.16과 17은 비감쇠 위험속도 맵과 감쇠고유진동수에 대한 해석결과를 보여주는 것으로 이 결과로 보면 강체 고유진동모드는 축의 회전수에 따라 증가함을 알 수 있으며, 회전축은 14000rpm으로 운전 시 두 개의 강체 진동모드를 통과하고 그 때의 회전수는 각각 9552rpm 과 9614rpm에 해당한다. 또한 변형을 동반하는 시스템의 굽힘 진동모드는 20,000 rpm에서 발생하므로 본 펌프의 운전 시 이 모드의 발생에 따른 진동의 문제는 없을 것으로 예측된다.

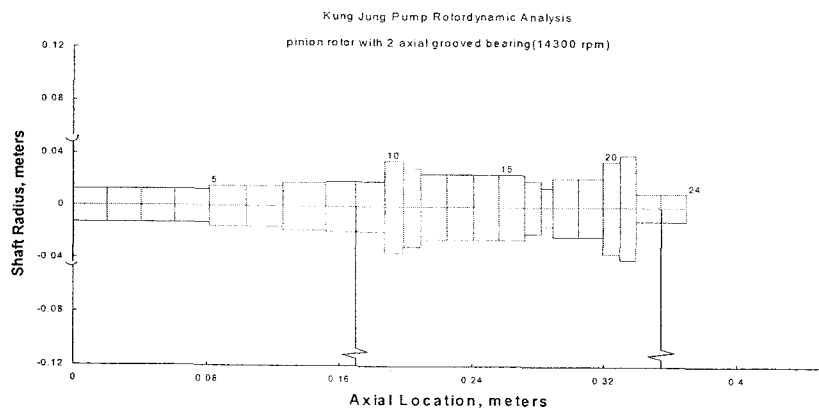


Fig. 4.13 고속회전축의 모델링

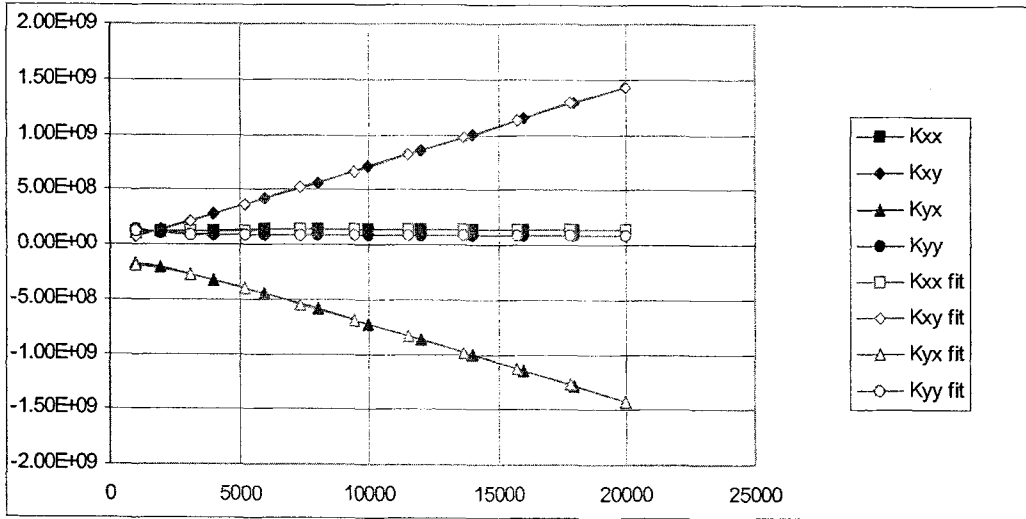


Fig. 4.14 베어링의 강성계수

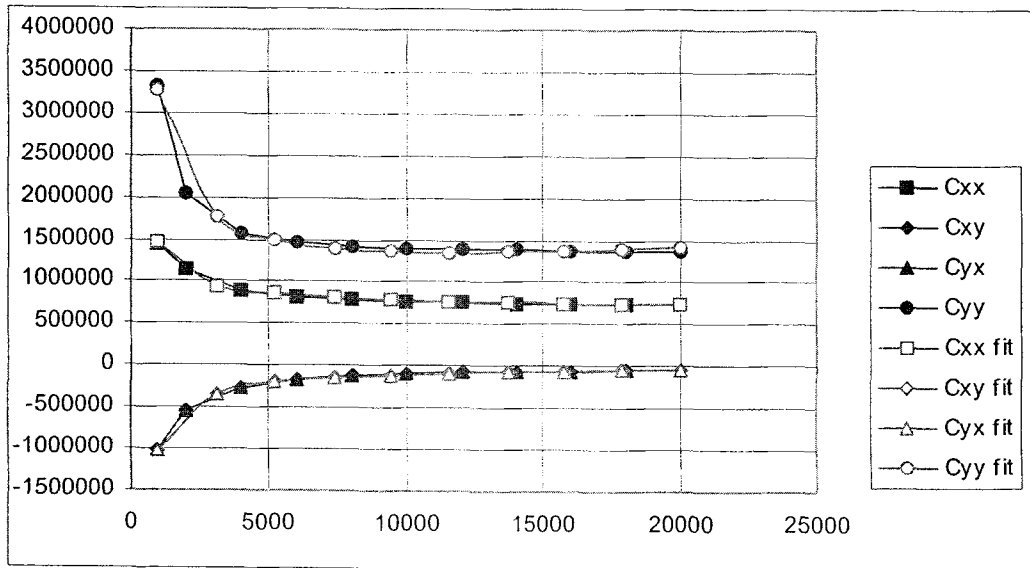


Fig. 4.15 베어링의 감쇠계수

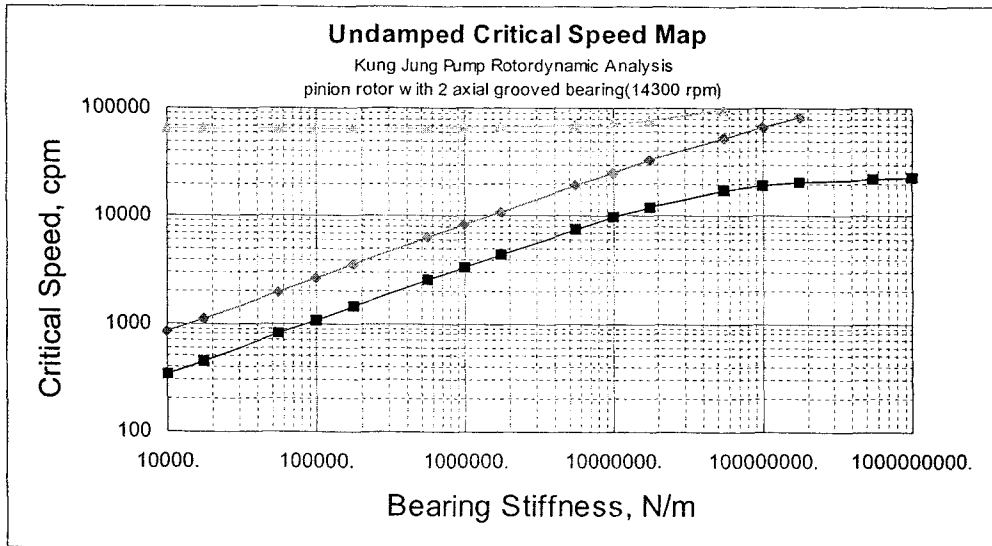


Fig. 4.16 비감쇄 위험속도 해석결과

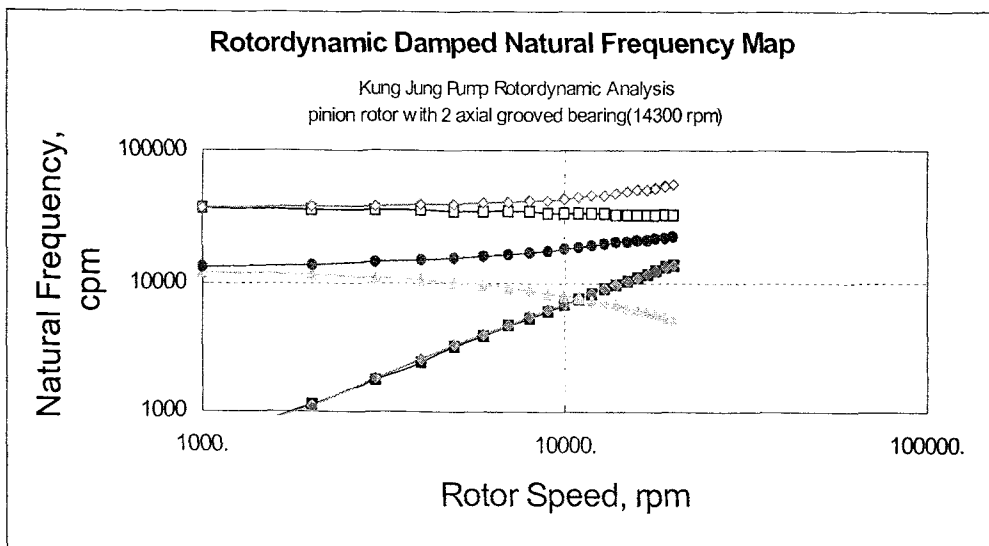


Fig. 4.17 감쇄고유진동수 해석결과



## 5. 미케니컬 씰의 설계

본 펌프의 축봉 장치로서 미케니컬 씰은 기존에 상업화 되어 있는 single mechanical seal을 펌프의 사용조건인 회전축의 주속, 씰의 사용온도조건 및 압력조건을 기초로 하여 선정된 후 이를 펌프부와 증속 기어부에 설치할 수 있는 구조로 변경하여 설계 적용하였다.

설정에 고려한 조건으로는 아래를 기준으로 하였다.

- 1) 적용가능 상한 회전수 : 15,000rpm( 주속기준으로 설정 )
- 2) 적용가능압력 : 30 kgf / cm<sup>2</sup>
- 3) 적용가능온도 : 90 °C
- 4) 적용유체 : 물

설계구조는 Fig. 4.18에 나타냈으며 Mechanical Seal의 재질로는 회전부를 Tungsten Carbide로 정지부는 Carbon으로 설정하였다. 이는 고속운전에 따른 접촉부의 용착을 방지하기 위해서 이다.

씰의 설치위치는 증속기부와 펌프부에 각각 1set를 설치하는 것으로 배열하였으며, 조립은 기어측 씰의 회전파트가 축의 단과 슬리브에 의해 고정되고, 펌프측은 슬리브와 임펠러 보스를 통하여 고정된다.

씰의 냉각과 관련하여서는 증속기 측은 증속기의 기어오일이 씰 face에 접촉하고 펌프측 씰은 작동유체인 물이 접촉되도록 하였다.

씰간의 장착거리유지는 슬리브를 사용하였으며, 슬리브의 내면은 축과 10mm만 정밀가공을 실시하여 조립 시 접촉면을 최소로 하여 축과 결합시 최대한 동심도가 유지될 수 있도록 하였다.

본 펌프에 적용한 씰의 축 직경은 다음과 같다.

증속기부  $d = 38.1\text{mm}$

펌프부  $d = 31.75\text{mm}$

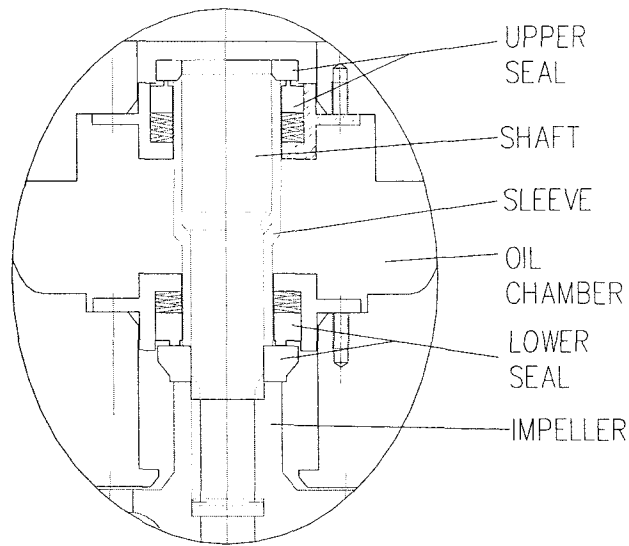


Fig. 4.18 기계니컬 씰의 조립시 구조도

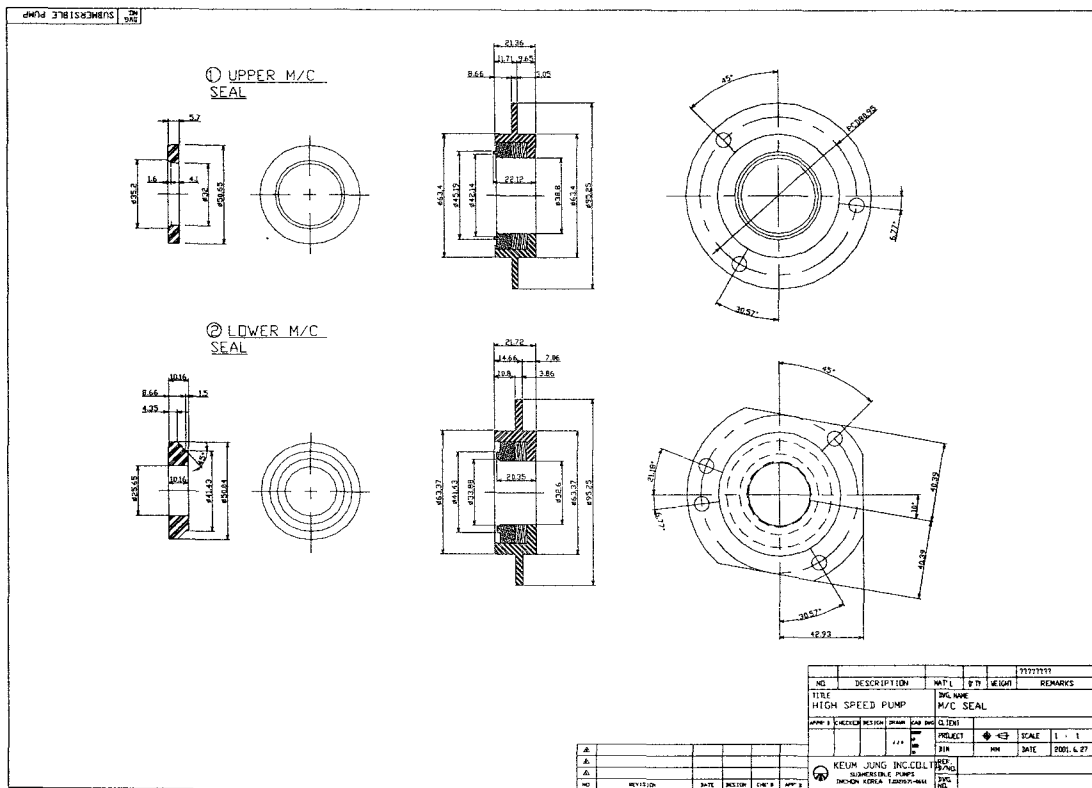


Fig. 4.19 Mechanical Seal의 제작도

## 6. 민수용 고속 원심펌프의 시제품제작 및 성능평가

### 가. 시제품제작

펌프의 경우 케이싱등 주요 외부 구조물은 주물품으로 구성되어 있으므로, 목형을 제조한 후 이를 바탕으로 주조를 진행하여 최종의 부품을 제작하였으며, 기어류 및 회전체 관련 부품의 경우는 소재의 가공만으로 제작을 진행 하였다.

본 증속펌프의 제작에 사용된 주요부품을 조립과 관련하여 순서대로 배열하여 Fig. 4.20에 나타냈으며 체결부품은 편의상 많은 부분을 생략했다. Fig. 4.21은 제작된 증속기어의 부품들이며, Fig. 4.22는 펌프 케이싱의 주물을 위한 목형이고 Fig. 4.23은 조립된 민수용 고속 원심펌프의 시제품 모습이다.

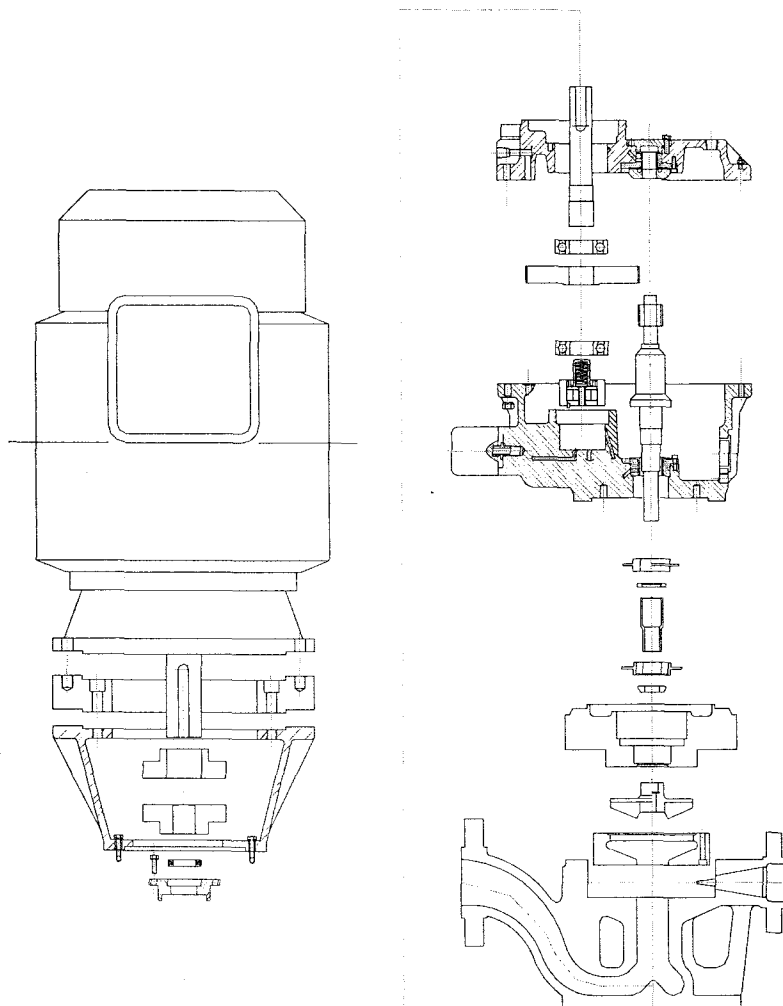


Fig. 4.20 조립계통도

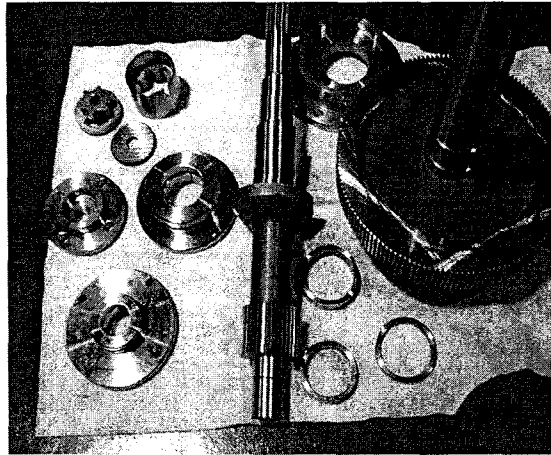


Fig. 4.21 증속기어 가공부품들

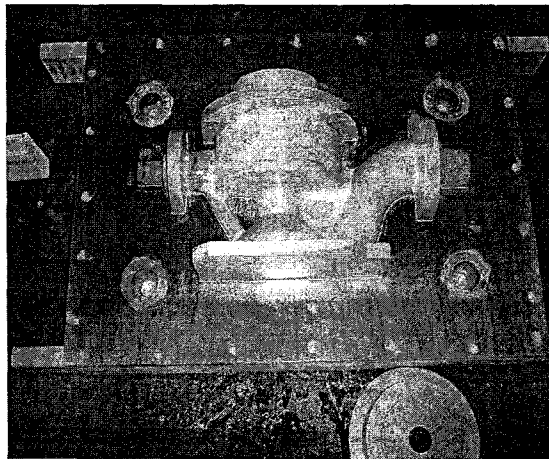


Fig. 4.22 펌프케이싱 목형의 일부

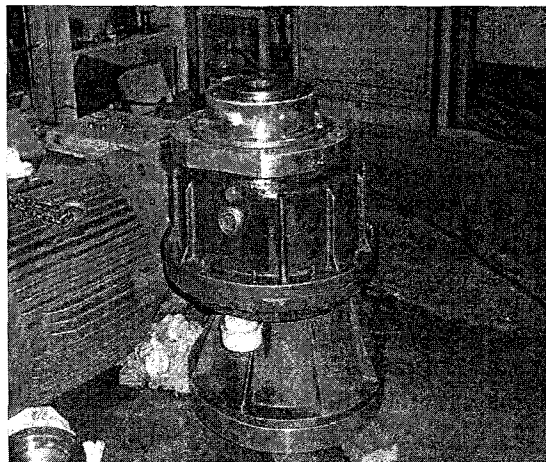


Fig. 4.23 펌프 시제품 조립  
(임펠러 부착 직전)

## 나. 신뢰성 기반 설계

### (1) 고속회전축 윤활 개선

중속펌프에서는 고속회전으로 인하여 시동시부터 정상 운전속도에 도달하는 시간이 짧을 경우 윤활이 되지 않아 기어부 피니언 축의 베어링에 손상을 입힐 가능성이 존재한다. 베어링의 손상 방지를 위하여 이전 단계에서의 설계에서는 순차 기동방식을 취하였으나 이는 펌프의 초기 효율을 저하 시킬 수 있을 뿐 아니라 고속회전 상태에서 오일의 윤활이 원활하지 않을 가능성을 내포하므로 근원적인 개선 방안이 요구되었다.

이러한 윤활 개선을 위하여 Fig. 4.24에 나타나는 피니언 축 상하 양 부위의 베어링으로 오일을 공급하는 공급 hole의 직경을 변경하였다. 기존 오일 공급 hole의 직경이  $\Phi 5$ 였던 반면, 개선된 상태에서는 직경이  $\Phi 7$ 로 변경되었고, 이는 같은 시간동안 공급 가능한 오일의 양이 약 96% 증가된 것으로 공급 오일량의 증가를 통하여 단시간 안에 베어링의 윤활을 유도하였다.

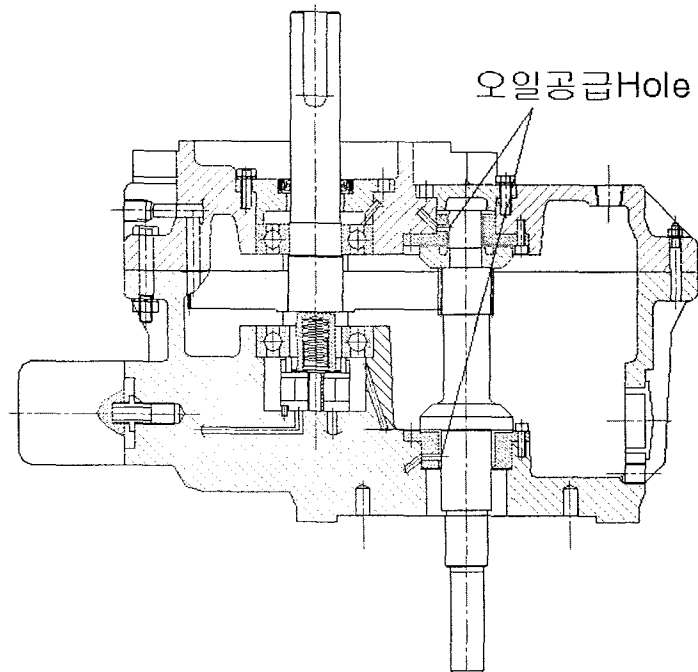


Fig. 4.24 오일공급 Hole

(2) 축계 공진시 슬리브와 씰 내측과의 접촉 방지책 고안

회전축의 기존 설계를 바탕으로 단순 모델링하여 KIMM의 회전체 그룹에 해석을 의뢰하여 그 동특성을 살펴보았다. 이 결과로 회전축을 14,000rpm으로 운전할 때 두개의 강제진동모드를 통과하고 그 때의 회전수는 각각 9,552rpm과 9,614rpm로 나타난다. 하지만 변형을 동반하는 시스템의 굽힘 진동모드는 20,000rpm에서 발생하므로 본 펌프의 운전시 해당 모드에서의 축 변형 문제는 없을 것으로 예측된다.

그러나 9,000rpm대에서의 강제 진동모드로 인하여 축의 진동이 발생할 수 있으며 이는 기존의 축 슬리브와 미케니컬 씰(Mechanical Seal) 사이의 이격 거리(0.35mm)안에서는 접촉이 발생할 우려가 있는 바 이의 개선이 요구 되었다. 해당 문제의 개선을 위하여 축 슬리브와 미케니컬 씰 사이의 이격거리를 기존 0.35mm에서 0.8mm로 유지할 수 있도록 씰 챔버의 설계를 변경하였다. Fig. 4.25에서는 슬리브와 미케니컬 씰 사이의 상세한 변경부위를 보여주고 있다.

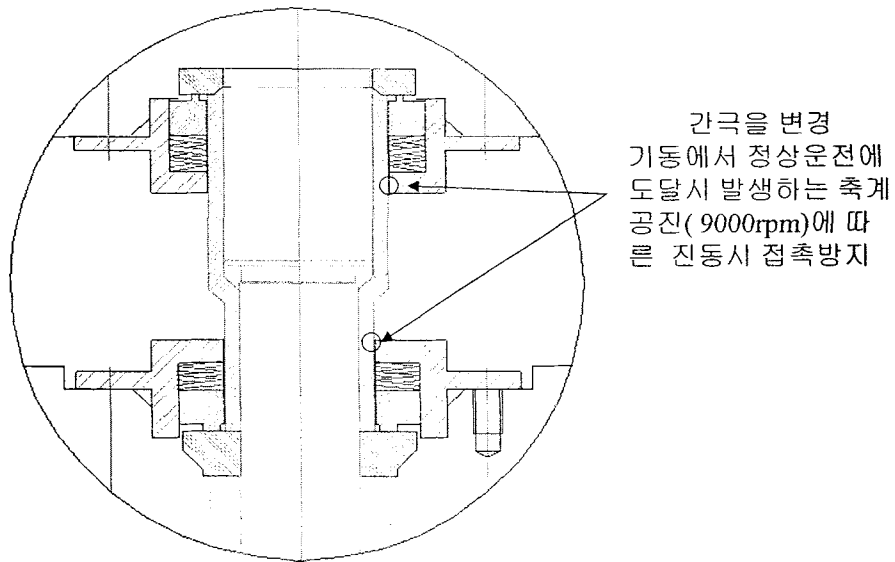


Fig. 4.25 변경부 상세(슬리브와 미케니컬 씰 부위)

(3) 수냉식 열교환기 설치

고속 원심펌프에서는 빠른 회전 속도로 인하여 운전중에 기어의 마찰 등에 기인한 증속기부의 온도가 상당히 높아지게 된다. 증속기부의 온도가 높아질 경우 윤활용 오일 공급 Hole에서 Vapor lock 현상이 야기될 위험이 있으며 이는 기어 및 베어링의 윤활불량으로 인한 마모를 가져올 수 있다. 또한 심각한 경우 모터의 냉

각 불량으로 인하여 모터 권선이 타버리게 될 위험이 존재하기도 한다.

이러한 기어부 및 베어링 윤활오일의 과도 온도상승을 방지하기 위하여 열교환기를 펌프 외부에 설치하였다. 열교환기의 구조는 Shell & Tube Type으로 이루어졌으며, Counter Flow 형태의 냉각 방식을 취하였다.

Fig. 4.26와 Fig. 4.27은 각각 열교환기의 단면도와 장착 모습을 보여주고 있다. 사용된 열교환기는 열전달이 이루어지는 부위의 총 면적 0.36m<sup>2</sup>, 열전달률 3,240 kcal/hr, 작동유체의 유량 20m<sup>3</sup>/min의 사양을 지닌다. 이때 냉각유체로는 일반 청수를 사용하며 냉각 방식은 Counter Flow 방식으로서, 외측 Fin Tube로 들어온 고온의 오일을 냉각유체로 사용된 청수가 pipe를 따라 흐르면서 냉각시키는 시스템을 취한다.

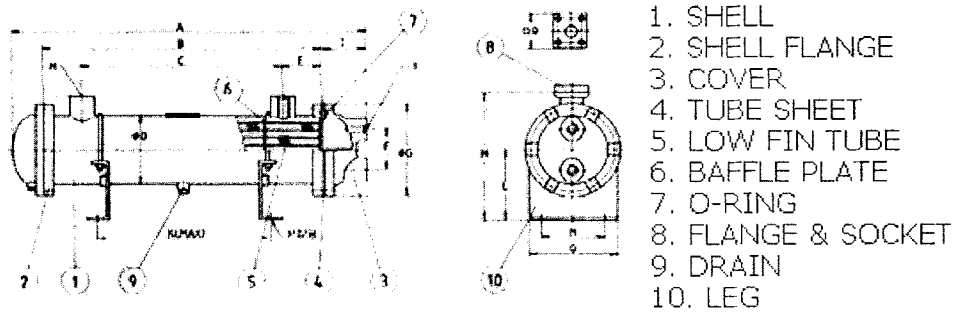


Fig. 4.26 수냉식 열교환기 단면도

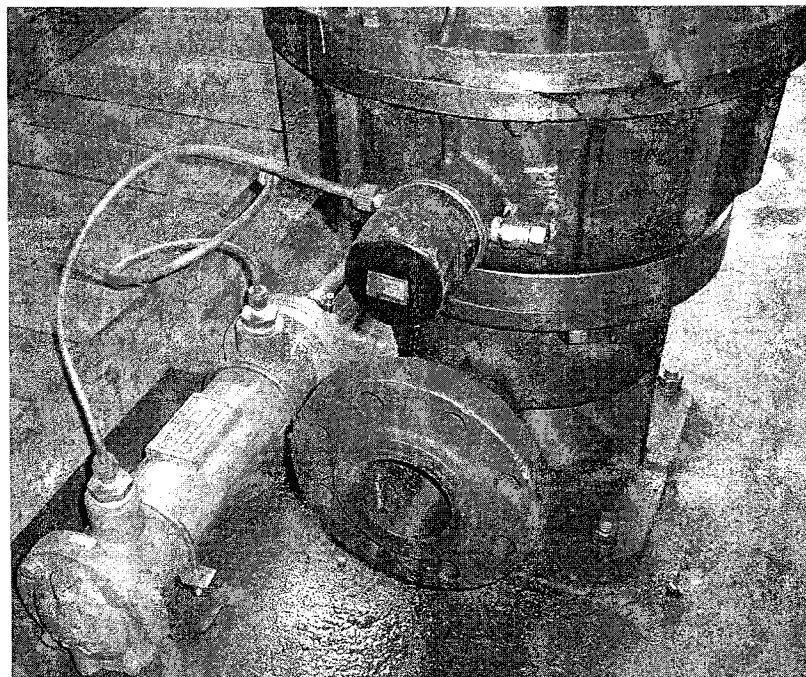


Fig. 4.27 열교환기 장착 모습

#### 다. 신뢰성 Test

펌프의 신뢰성을 판단하기 위하여 1차적으로 1시간 연속운전을 총 10회 시험해보고 2차 시험으로는 8시간 연속운전 시험을 10회 실시하여 각각의 상황에서 주요부품의 마모 및 손상정도를 비교하여 보았다. 또한 운전시 입·출구파이프에서의 오일 온도를 측정하여 오일의 냉각정도가 양호한지를 판단하였다.

주요 부품의 손상정도 파악에서는 메탈베어링과 스러스트베어링 그리고 미케니컬 씰의 시험 전·후 비교를 육안검사를 통하여 실시하였다. 메탈베어링과 스러스트베어링의 경우 표면의 마모도 및 손상 정도를 검사하였으며, 펌프 시운전후 나타나는 부품의 표면상태는 양호한 것으로 검사되었다. 미케니컬 씰의 경우 씰 페이스의 마모와, 분해된 상태에서 스프링의 눌림과 좌굴정도를 테스트 하였다. 기어오일과 접촉하는 증속기 축의 씰과, 작동유체와 접촉하는 펌프 축의 씰 모두 표면의 상태는 운전 후에도 마모나 손상의 정도는 발견되지 않았으며, 보다 장시간 운전에서도 적용이 가능한 것으로 나타났다. 이로 인하여 주요 부품의 수명에 따른 신뢰성 측면에서 충분히 기대에 부응하는 것으로 평가 되었다. 또한 9,000 rpm대에서 형성될 것으로 예상되는 축계 강제공진에 따른 축 슬리브와 미케니컬 씰 외벽과의 접촉여부도 펌프분해 후 육안검사를 통하여 살펴보았으나 슬리브 및 씰 외벽 모두에서 접촉 흔적은 발견되지 않았다.

Oil의 온도상승 시험에는 Monitoring and Protection Equipment-I(MAPE-I)를 사용하였다. Platinum Transducer Type의 KTP-B53 센서를 Oil 입·출구 Pipe의 각 단에 설치하여 Oil의 온도변화를 측정하였다. Fig. 4.28은 MAPE-I 시스템을 이용한 Oil 온도상승 시험 모습을 보여주고 있다.

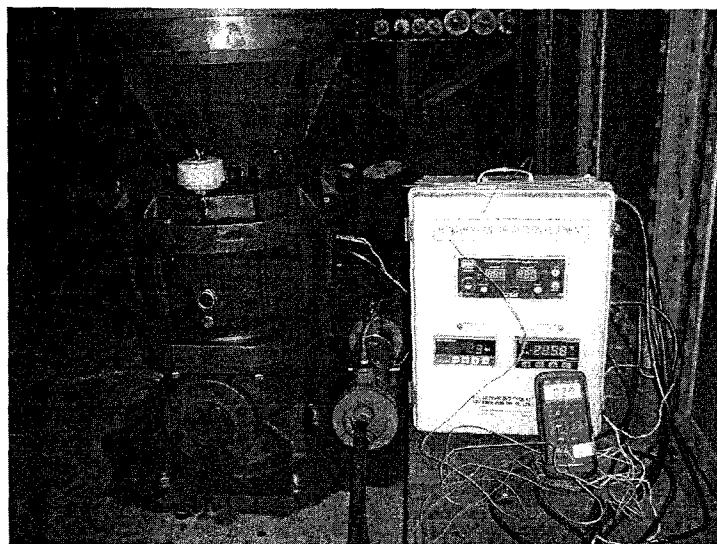


Fig. 4.28 MAPE-I를 이용한 Oil 온도상승 시험



열교환기의 냉각수로는 상온(24℃)의 청수를 유량 20m<sup>3</sup>/min사용하였다.

Fig. 4.29, 4.30는 Oil 온도상승시험에서 측정한 온도변화의 추이를 보여주고 있다. 냉각수 자체의 온도변화는 입·출구 온도차이가 0.5℃ 이내로 만족할 만한 수준이었다.

1시간 연속운전 시에는 기어부 Pinion 축에서의 오일의 최대온도는 약 58℃, 입·출구의 최대 온도차이는 약 6℃로 나타났으며, 온도변화 양상은 약 60℃ 부근에서 수렴하는 형태를 취하고 있다. 8시간 연속운전 상태에서는 운전 종료시점에서의 출구측 오일 최대온도는 약 62℃, 입구측에서는 54.5℃로 입·출구의 온도차이는 약 8℃로 나타났으며, 온도변화 양상은 약 62℃ 부근에서 수렴하는 형태를 취하고 있다.

오일에 접촉하는 미케니컬 쉘의 경우 적용 가능 온도가 90℃로 설계됨으로써 오일의 온도가 62℃ 이내에서 운전되는 상황에서는 주요 부품에 영향을 미치지 않은 것으로 판단되며, 또한 펌프의 장기 운전에 따른 온도상승 하에서도 각 부품이 적용 가능한 충분한 신뢰성을 가진다고 보여 진다.

펌프의 동작유체에 따른 적용성 시험에서는 동작유체를 각각 일반 청수와 기어오일(비중 0.9g/cm<sup>3</sup>)을 사용하여 시험하여 보았다. 각 유체에서 펌프의 동작은 원활하였으며 본 펌프를 활용하여 기존 석유화학 프로세스 공정에서도 사용 가능할 것으로 판단되었다.

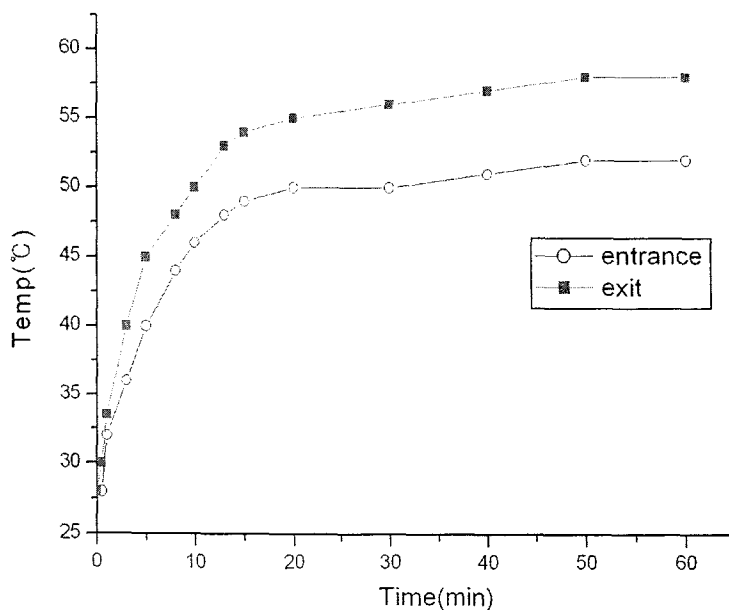


Fig. 4.29 Oil 온도상승 시험 (1시간 연속 운전 시)

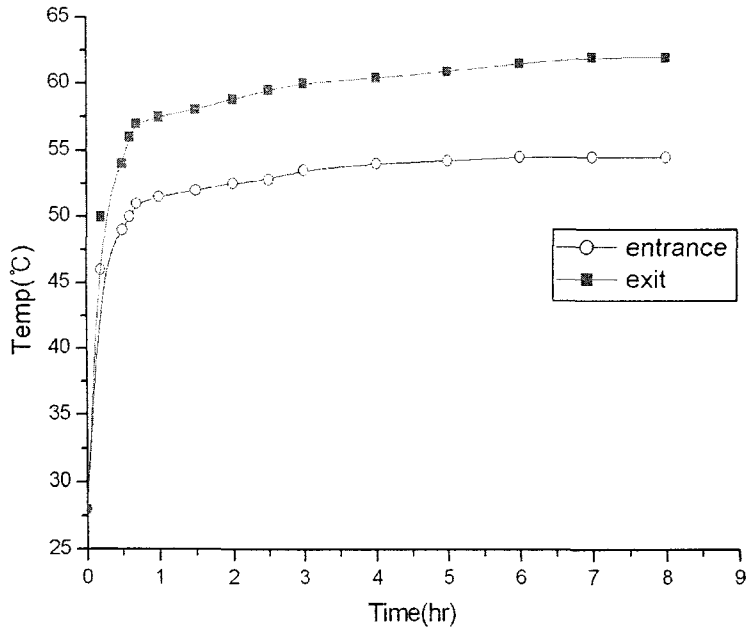


Fig. 4.30 Oil 온도상승 시험 (8시간 연속 운전 시)

#### 라. 성능시험 및 결과

성능시험을 위하여 기존에 사용하는 소형펌프의 성능장치 및 시험수조를 이용하였으며, Fig. 4.31에 펌프가 성능시험을 위하여 설치된 모습을 나타냈으며, 펌프의 구동 모타는 인버터를 이용하여 운전되도록 하였다. 설계 제작된 증속펌프는 펌프의 드라이버인 모타에 연동되어 동작하므로 초기 시동 시부터 운전속도로 회전수를 올리는 경우 베어링 등에 윤활이 되지 않아 손상을 입힐 수 있는 가능성이 존재하므로 순차기동방식을 취했으며, 성능 데이터는 정상운전상태에 도달할 후부터 획득하였다.

압력계는  $100\text{kgf/cm}^2$  급을 사용했으며, 유량은 배관 내에 설치된 전자식 유량계로 측정하였다. 또한 동력은 각상에 걸리는 운전전류를 측정하여 다음의 식으로 환산하였다.

$$\text{축동력 (kW)} = \frac{\sqrt{(3)} V A \eta \cos \phi}{1000}$$

위식에서  $\eta$ 는 모타의 효율을  $\cos \phi$ 는 역률을 나타낸다.

실험은 청수(Clean Water)와 기어오일(비중  $0.9\text{g/cm}^3$ )에서 각각 실시한 뒤 두

개의 데이터를 비교하여보았으며, 이의 해석을 이용하여 본 과제를 통하여 제작한 증속펌프의 석유화학프로세스 공정에서의 적용 가능성을 검토하였다.

Fig. 4.32은 펌프의 기본 특성인 유량-양정 곡선을 보여주고 있다. 설계사양은 유량  $4.5\text{m}^3/\text{hr}$  - 양정  $60\text{kg}/\text{cm}^2$ 로서 실험결과는 청수  $4.79\text{m}^3/\text{hr}$  -  $60.3\text{kg}/\text{cm}^2$ , 기어오일  $4.64\text{m}^3/\text{hr}$  -  $60.5\text{kg}/\text{cm}^2$ 로 나타났으며 이는 설계 사양을 만족시키고 있다. 실험결과 동일한 유량에서 기어오일이 청수보다 양정이 낮게 나온 것을 알 수 있다. 이는 기어오일이 청수보다 비중은 낮고 점도는 높은 것에 기인한 결과로 해석되어진다. 두 가지 유체 모두 사양점을 지나 Valve가 완전히 열린지점(토출압  $25\text{kgf}/\text{cm}^2$ )으로 갈수록 유량은  $5.5\text{m}^3/\text{hr}$ 로 급격히 수렴해 가는 것을 알 수 있다. 따라서 청수와 기어오일에서의 시제품 적용 한계점을  $5.5\text{m}^3/\text{hr}$  - 양정  $25\text{kgf}/\text{cm}^2$ 로 판단할 수 있다.

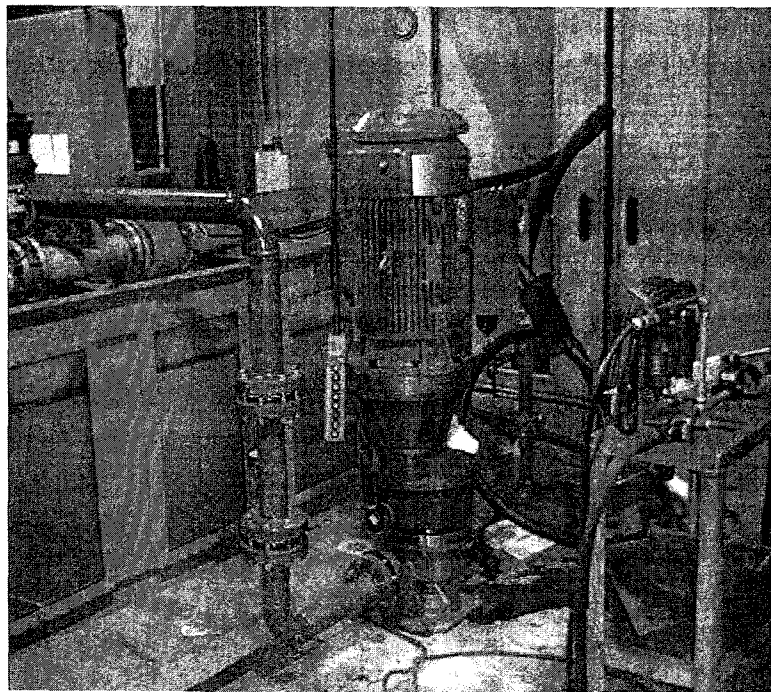


Fig. 4.31 성능시험장치에 설치된 펌프

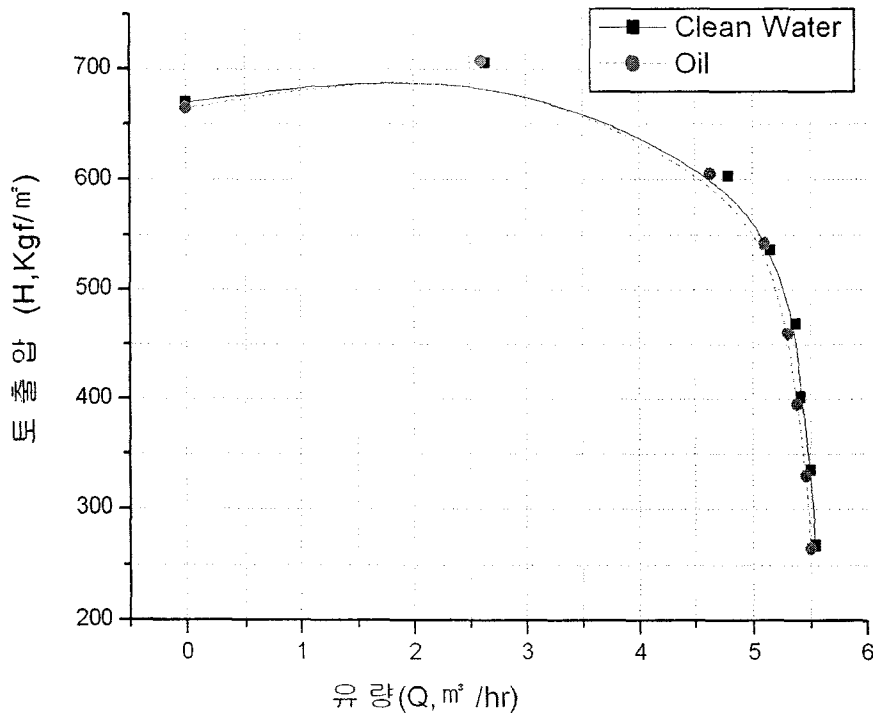


Fig. 4.32 성능시험 결과 (유량-양정)

Fig. 4.33, 4.34에서는 각 유체의 유량-효율 곡선과 유량-동력 곡선을 보여주고 있다. 시험결과 사양점에서 청수의 효율은 약 28%, 기어오일의 효율은 27%로 나타나며 두 유체 사이의 펌프효율 차이는 1%미만으로 이는 실험 오차로 판단할 수 있으며 따라서 두 유체사이의 효율 변화는 거의 없다고 유추할 수 있다. 설계시 효율은 30%로 예상 하였으나 실험결과는 이보다 2~3% 낮은 결과로 나타났다. 이는 설계시 회전수를 기준값인 14,000 rpm보다 높은 14,300rpm으로 설계하여 비속도가 더욱 낮아진 것에 원인이 있다고 판단할 수 있다. 동력의 경우 기어오일이 청수의 경우보다 더 높은 값을 요구하는 것으로 나타나는 것을 알 수 있다. 이는 기어오일의 물성적 특성인 청수보다 높은 점도에 의하여 임펠러 외부에 걸리는 압력이 증가한 것에서 그 원인을 찾을 수 있다.

실험결과 청수와 기어오일의 유량-양정 및 유량-효율을 비교하여본 결과 큰 차이가 없음을 알 수 있었다. 또한 설계기준인 유량 4.5m³/hr, 토출압(양정) 60kgf/cm²을 만족시키는 것을 알 수 있었다.

따라서 본 연구를 통하여 개발한 증속 펌프가 석유류 유체에도 적용 가능하

다고 판단되어지며 이를 통하여 본 시제품을 상품화하여 석유화학 프로세스 공정에 적용 가능하다고 판단되어진다.

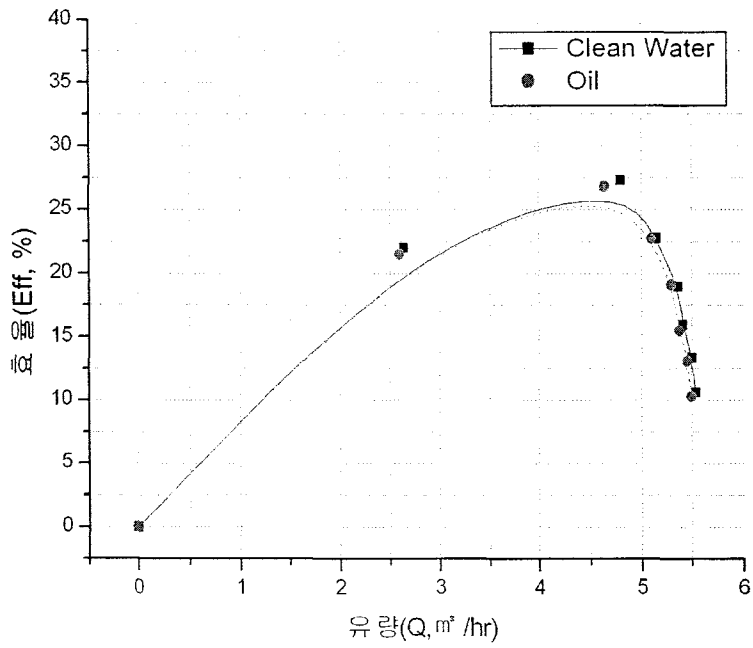


Fig. 4.33 성능시험 결과 (유량-효율)

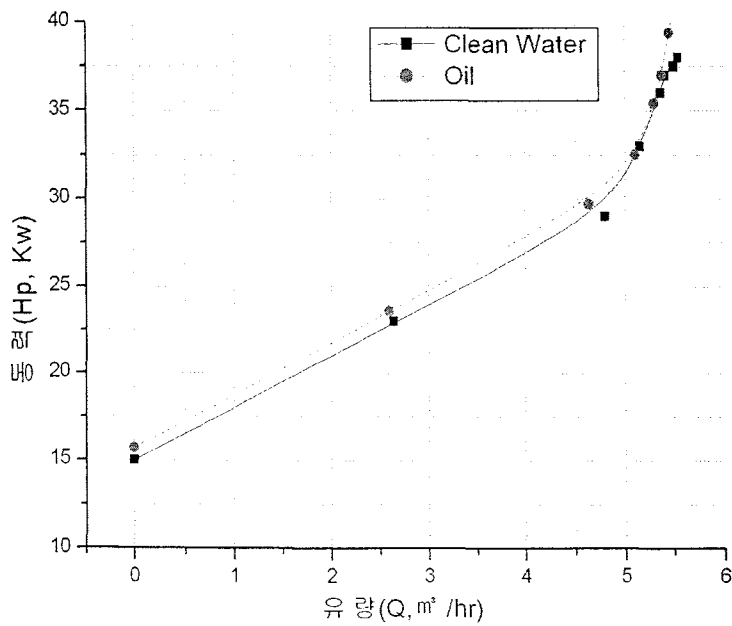
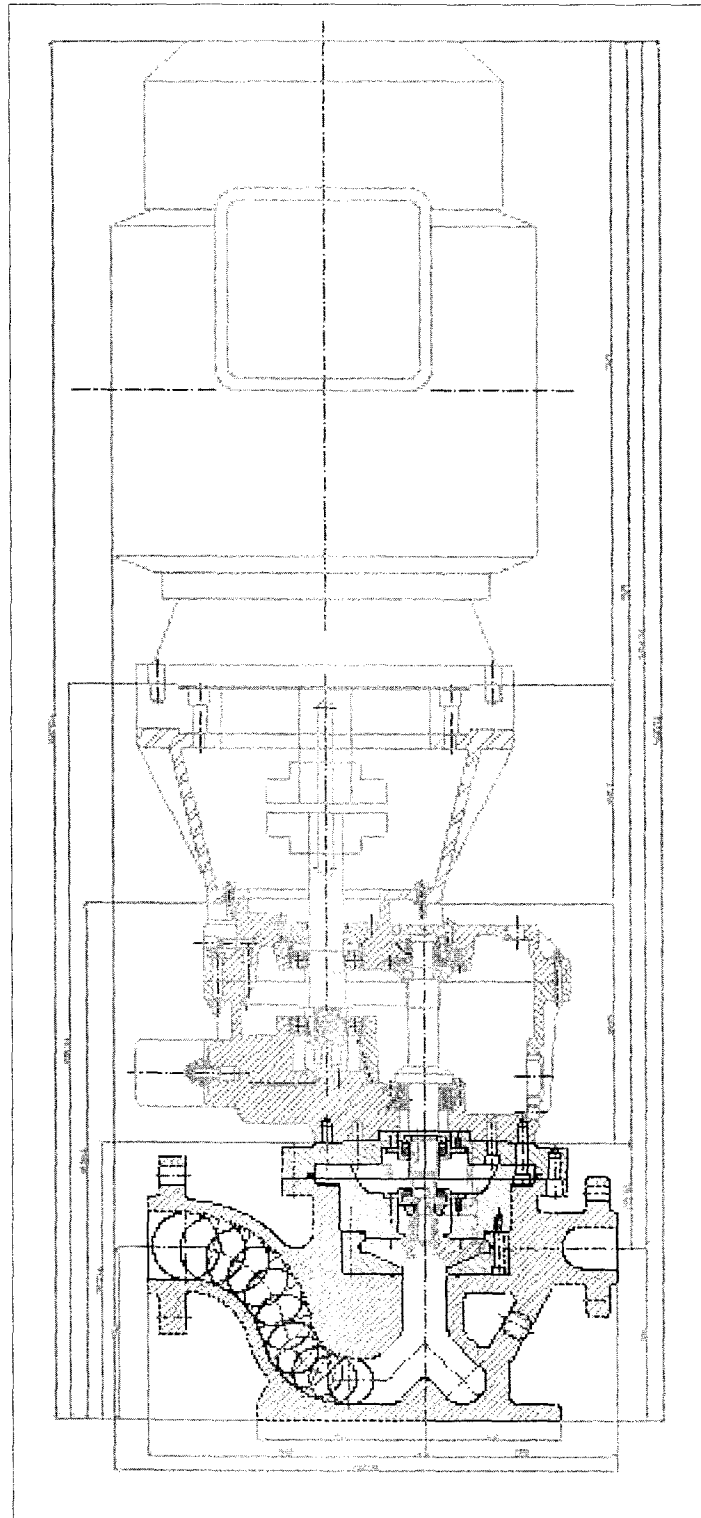
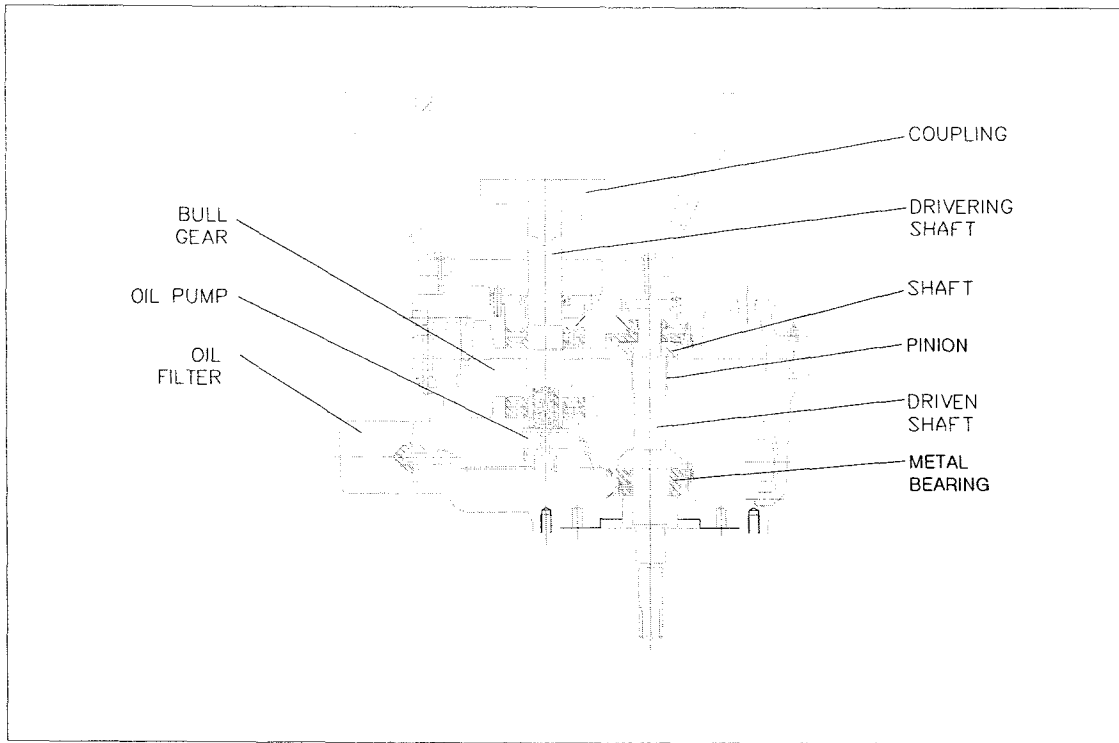


Fig. 4.12 성능시험 결과 (유량-동력)

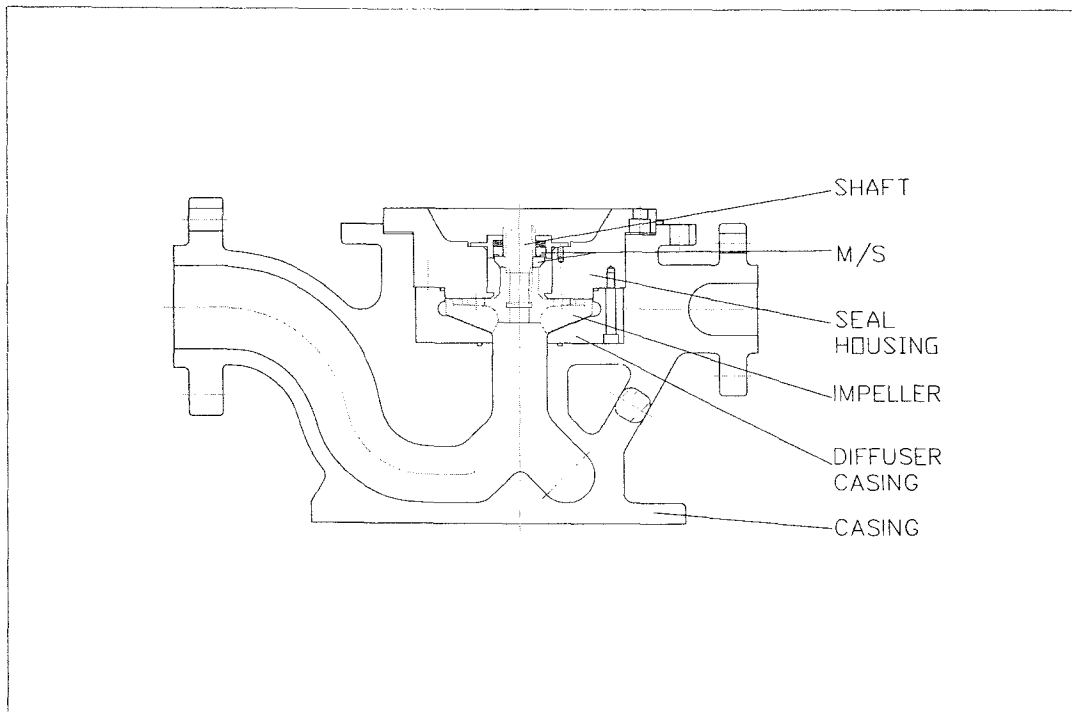
7. 민수용 고속 원심펌프 도면



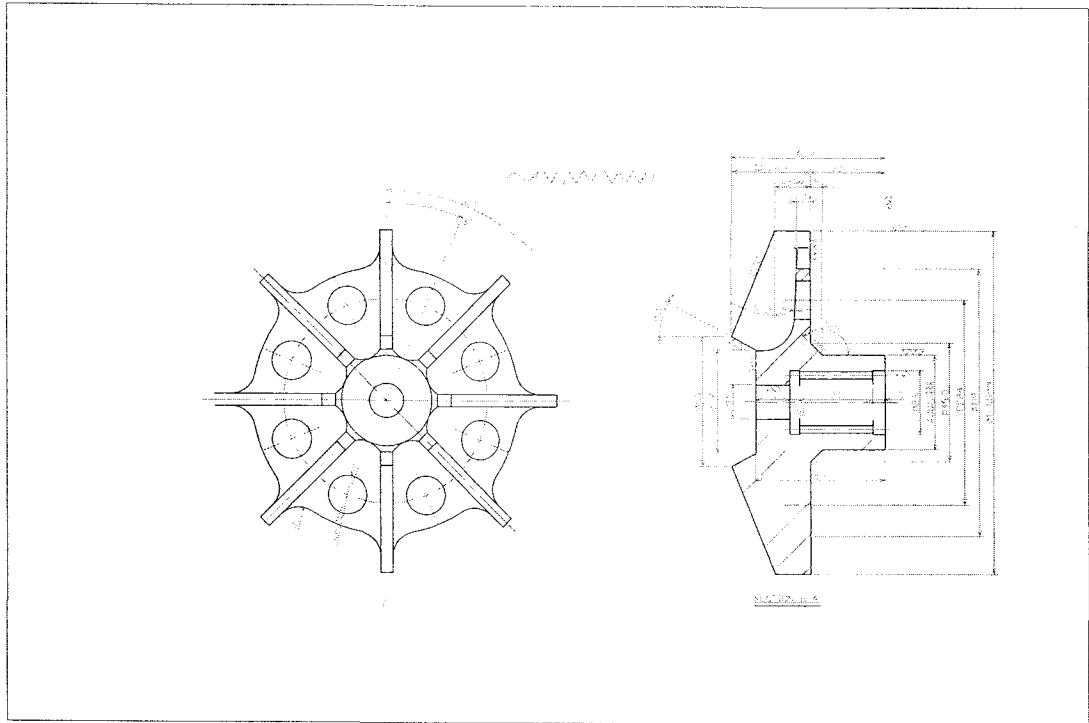
민수용 원심펌프 - 조립도



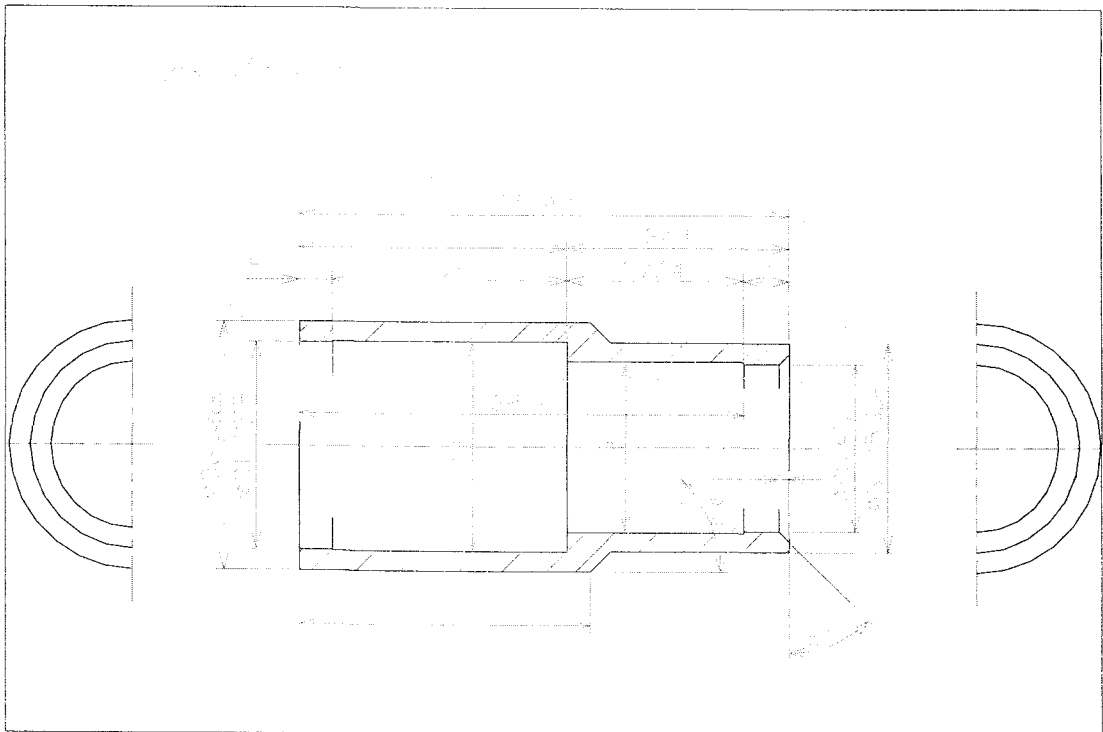
민수용 원심펌프 - 조립도(중속기부)



민수용 원심펌프 - 조립도(펌프부)

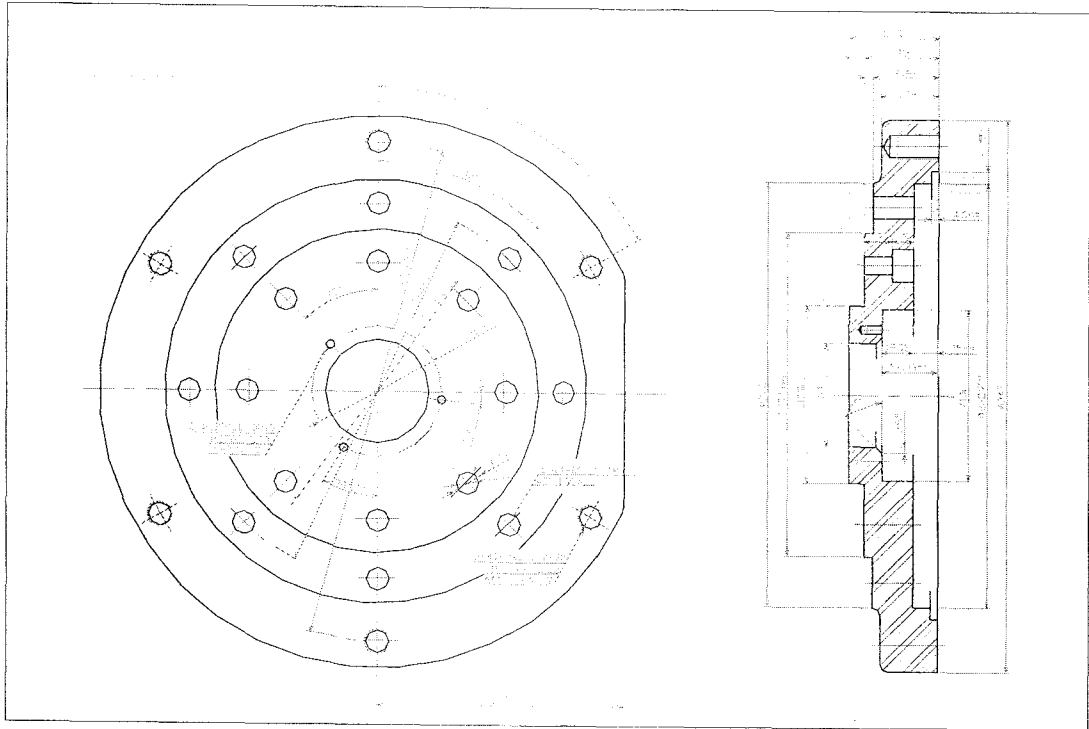


민수용 원심펌프 - Impeller

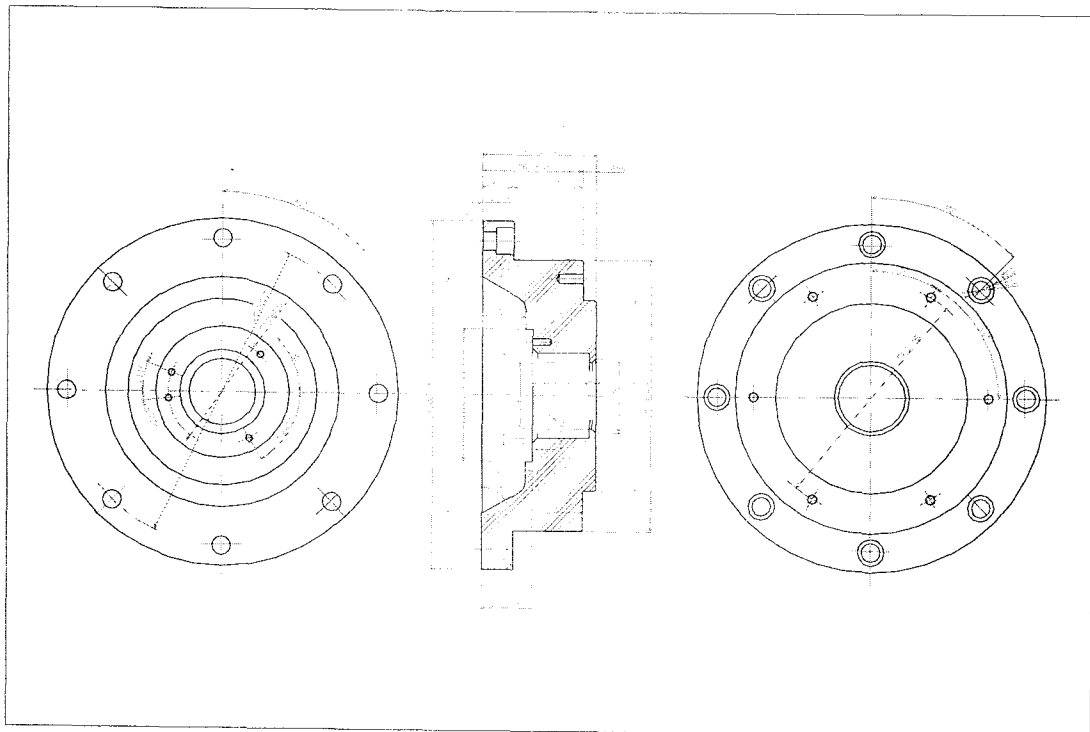


민수용 원심펌프 - Sleeve

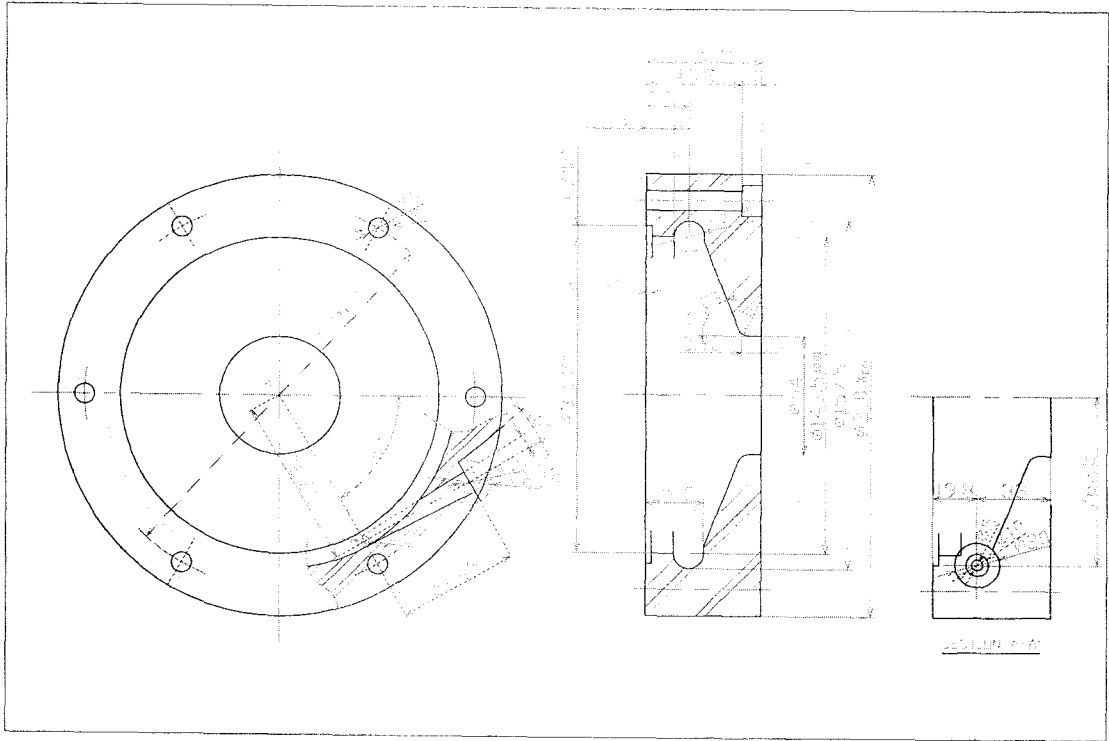




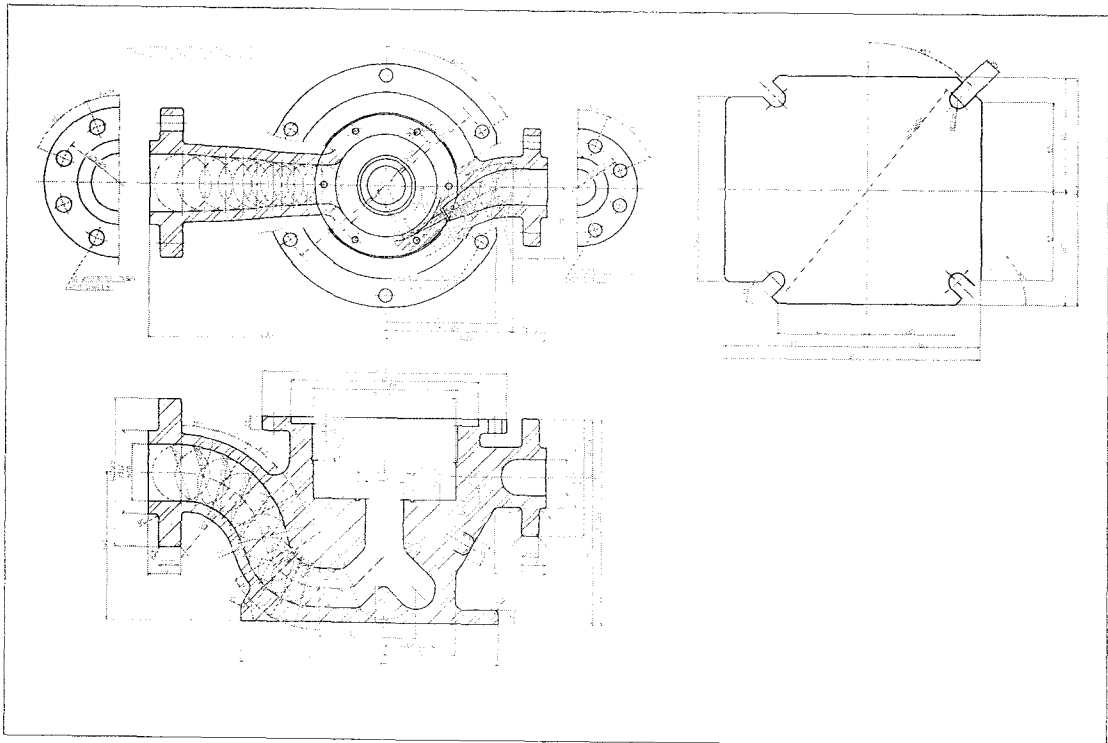
민수용 원심펌프 - Upper Seal Chamber



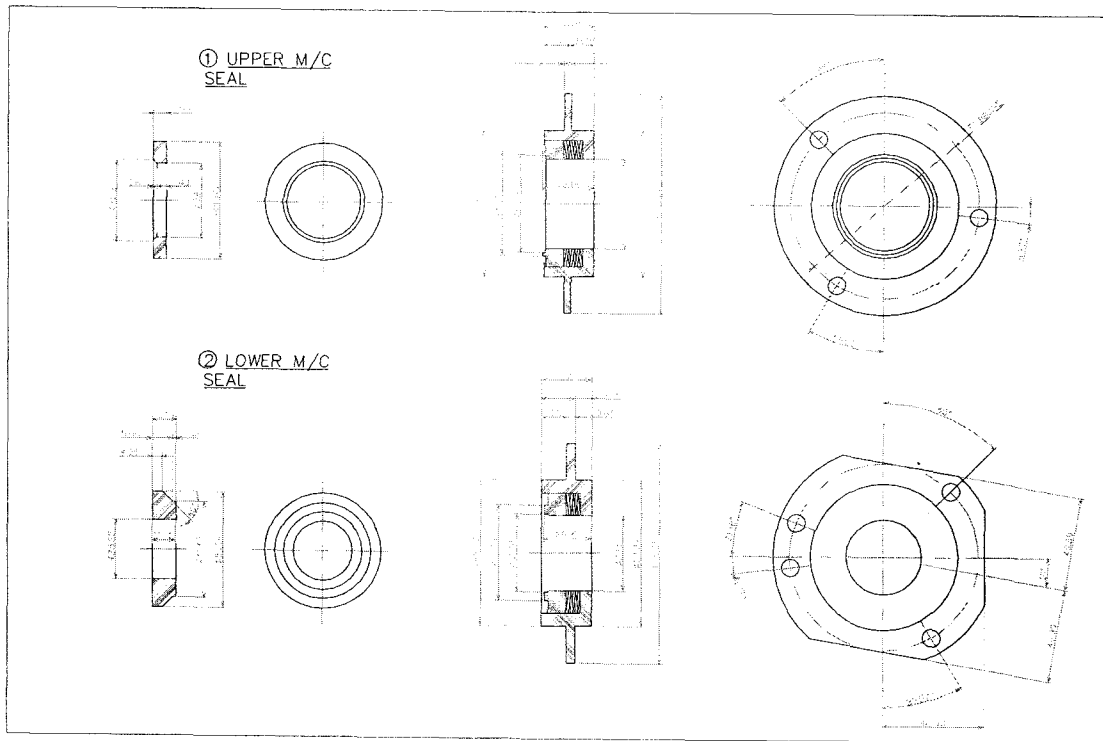
민수용 원심펌프 - Lower Seal Chamber



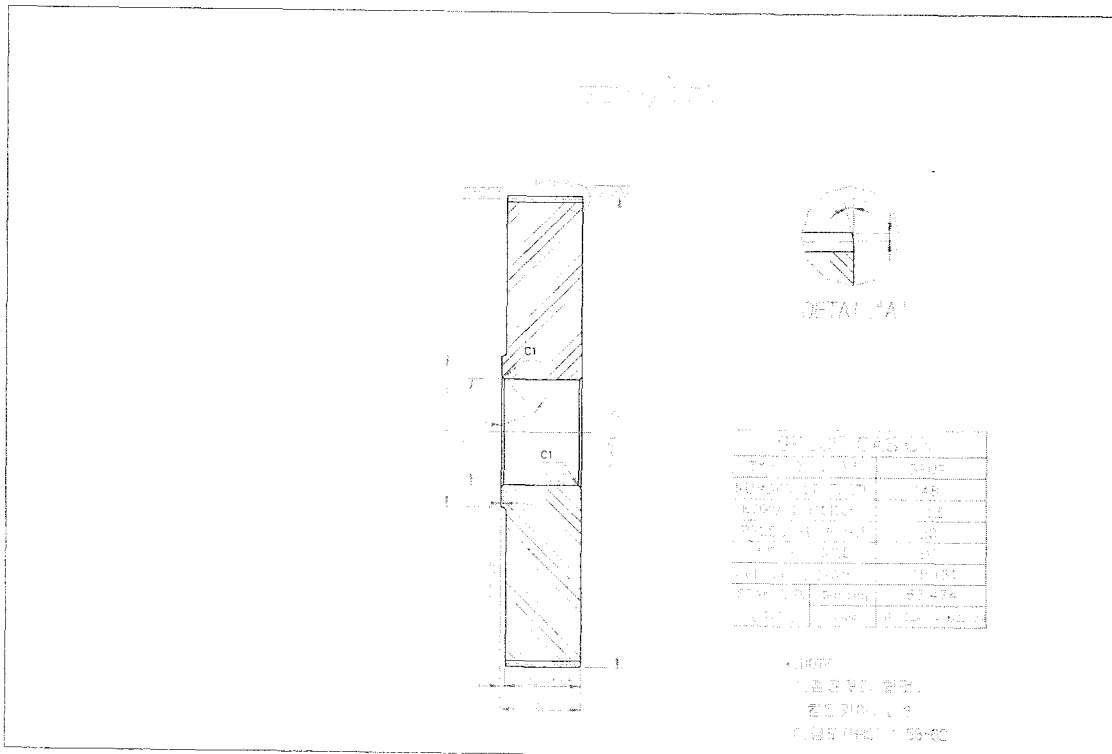
민수용 원심펌프 - Upper Casing



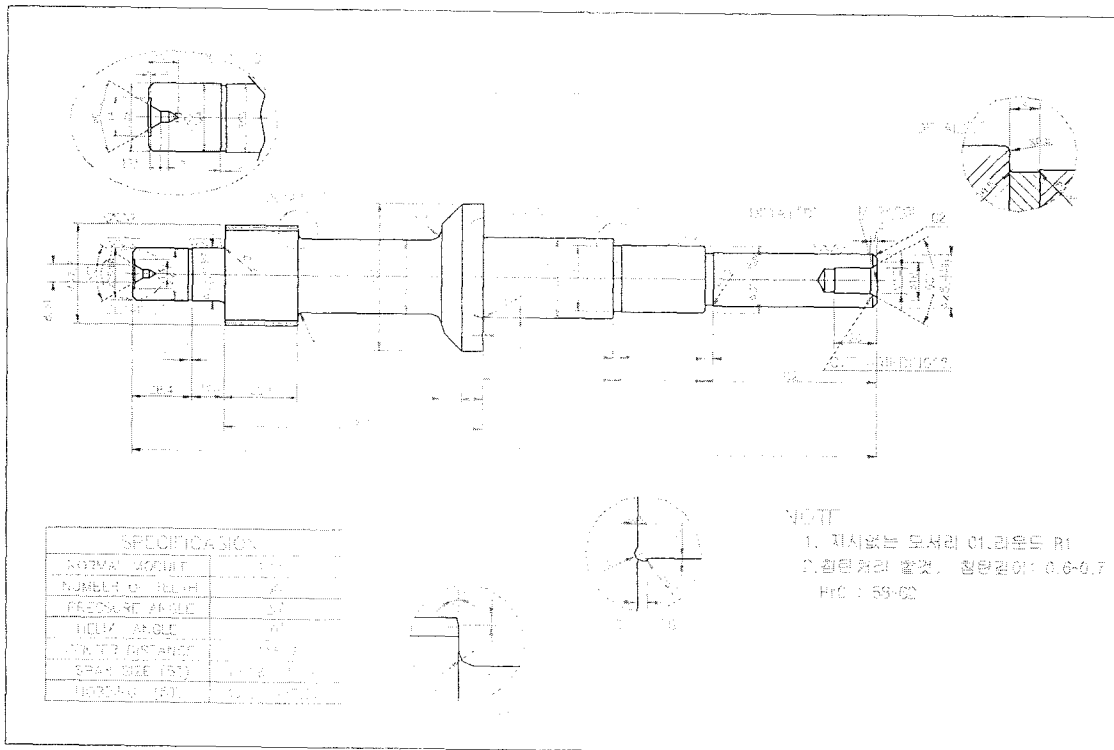
민수용 원심펌프 - Out Casing



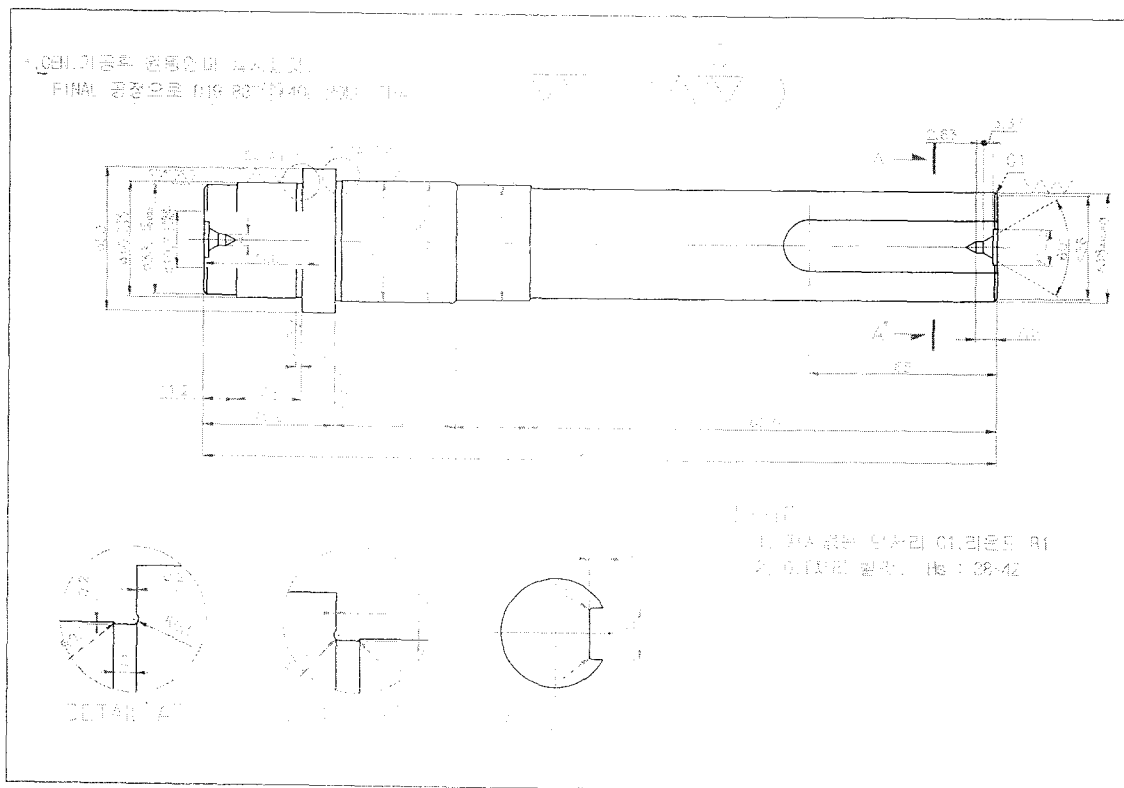
민수용 원심펌프 - Mechanical Seal



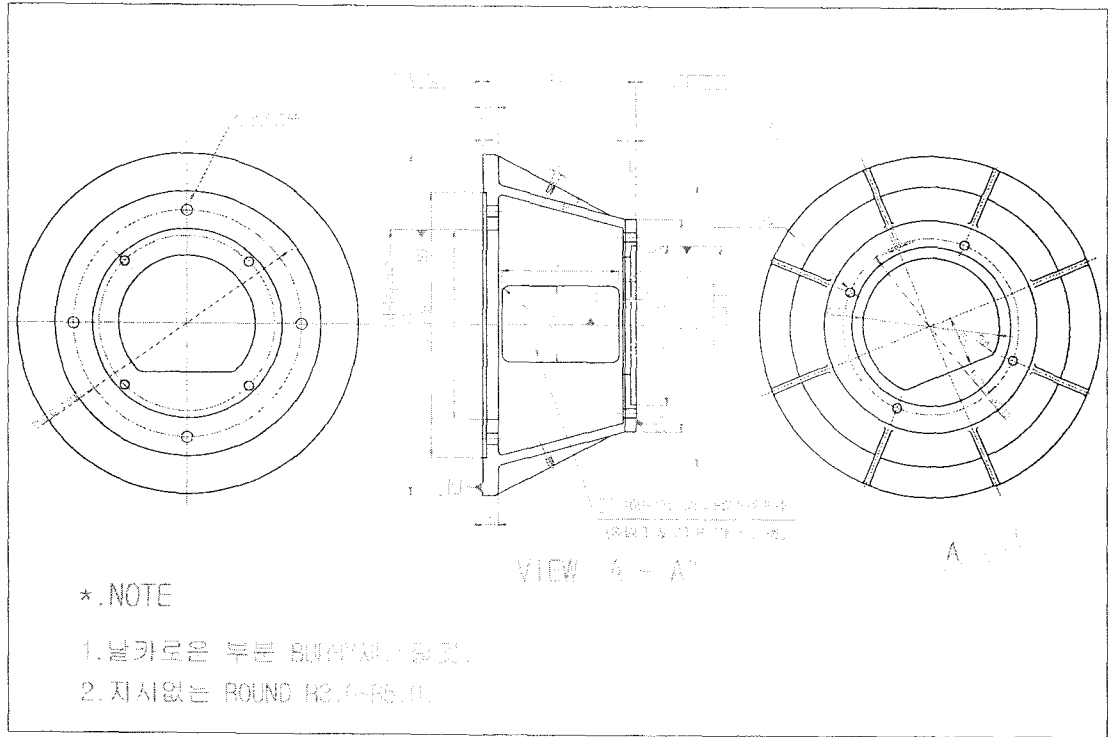
민수용 원심펌프 - 증속기 - Input Gear



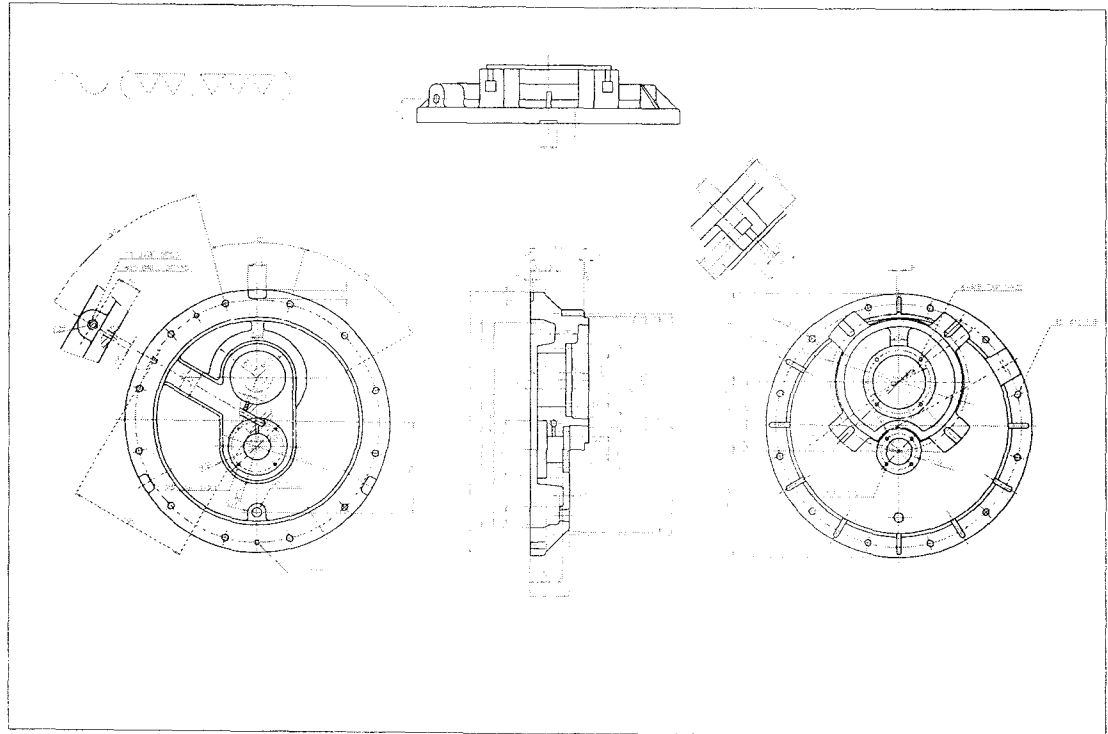
민수용 원심펌프 - 증속기 - Pinion Shaft



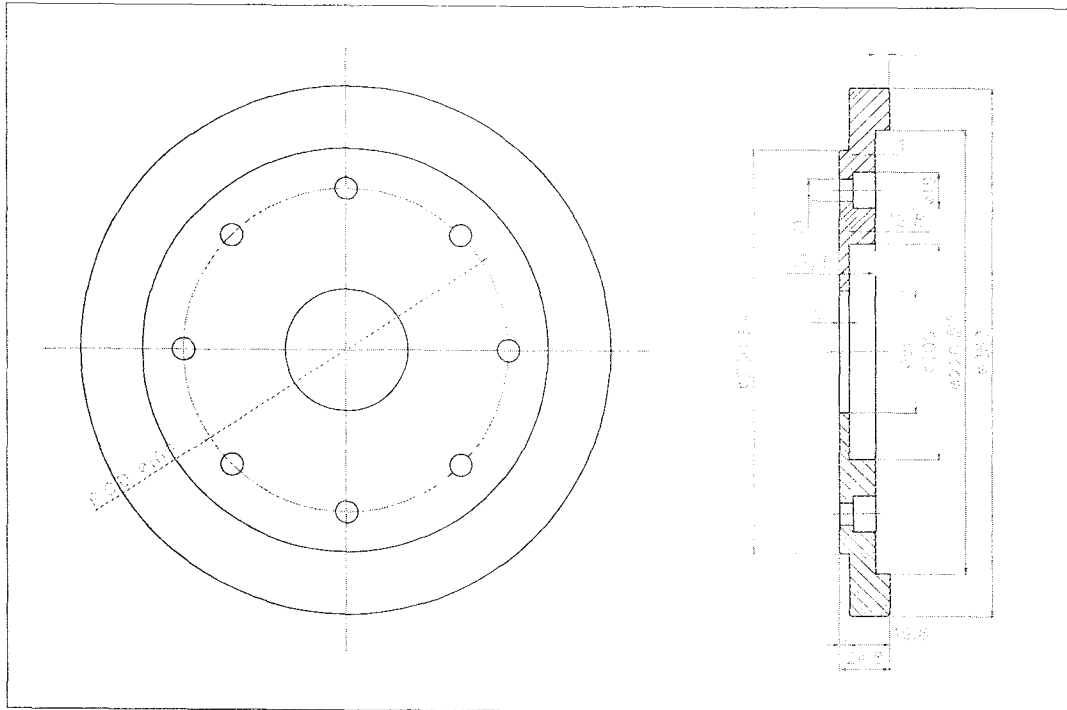
민수용 원심펌프 - 증속기 - Driving Shaft



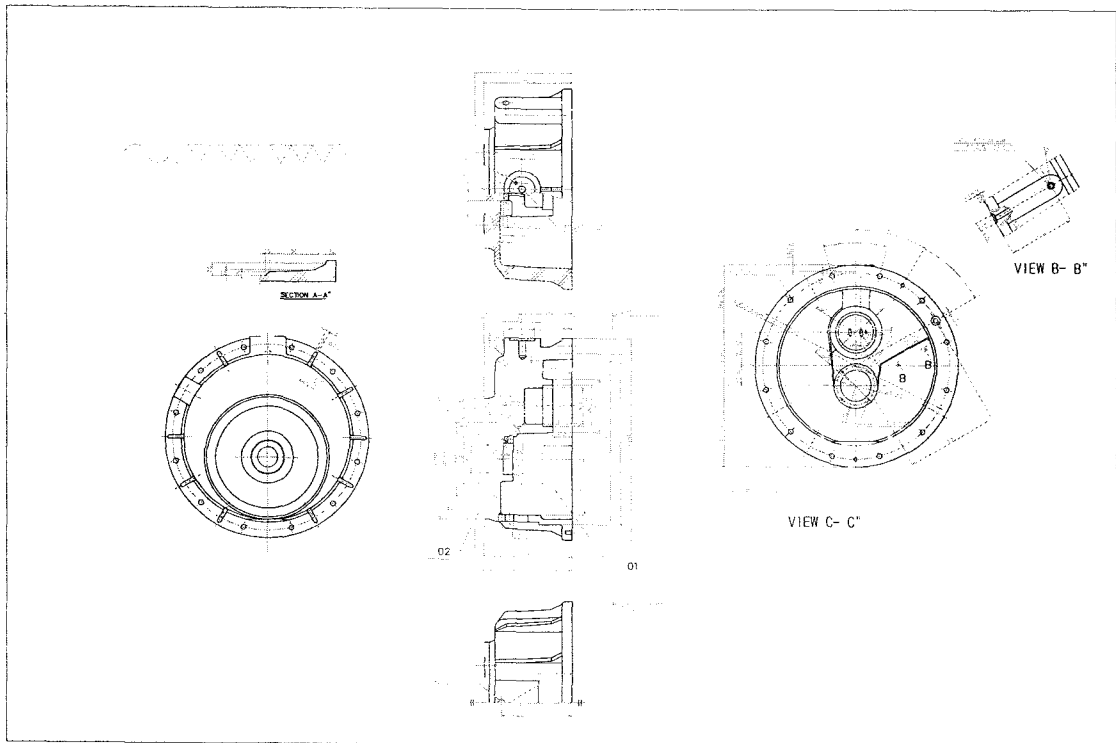
민수용 원심펌프 - 증속기 - Motor Bracket



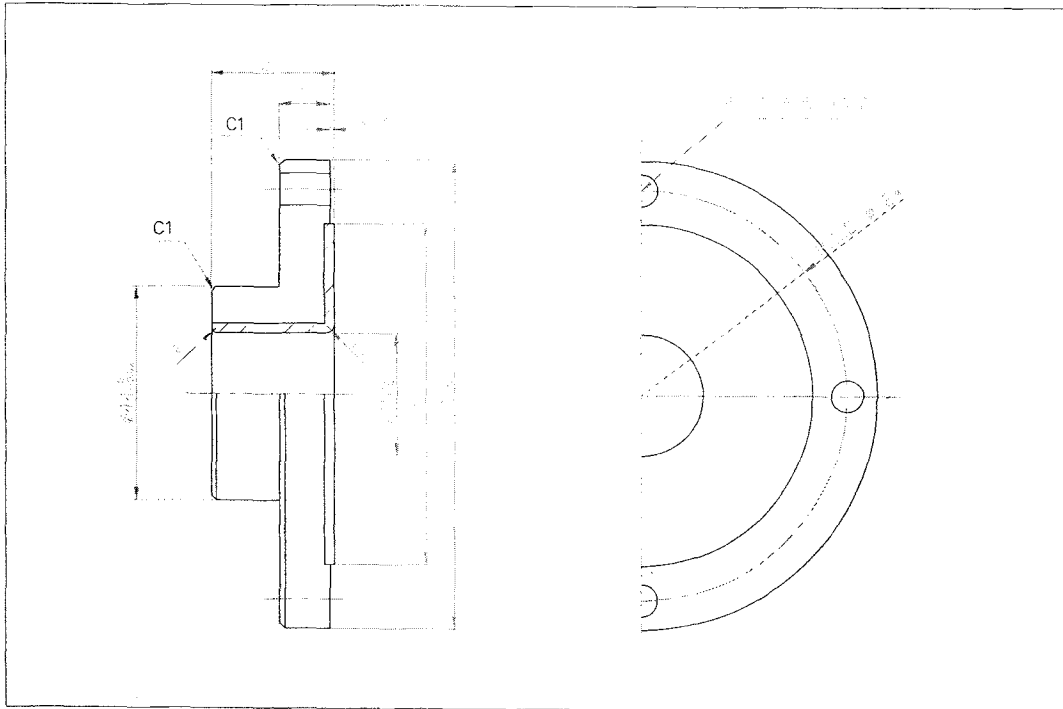
민수용 원심펌프 - 증속기 - Upper Casing



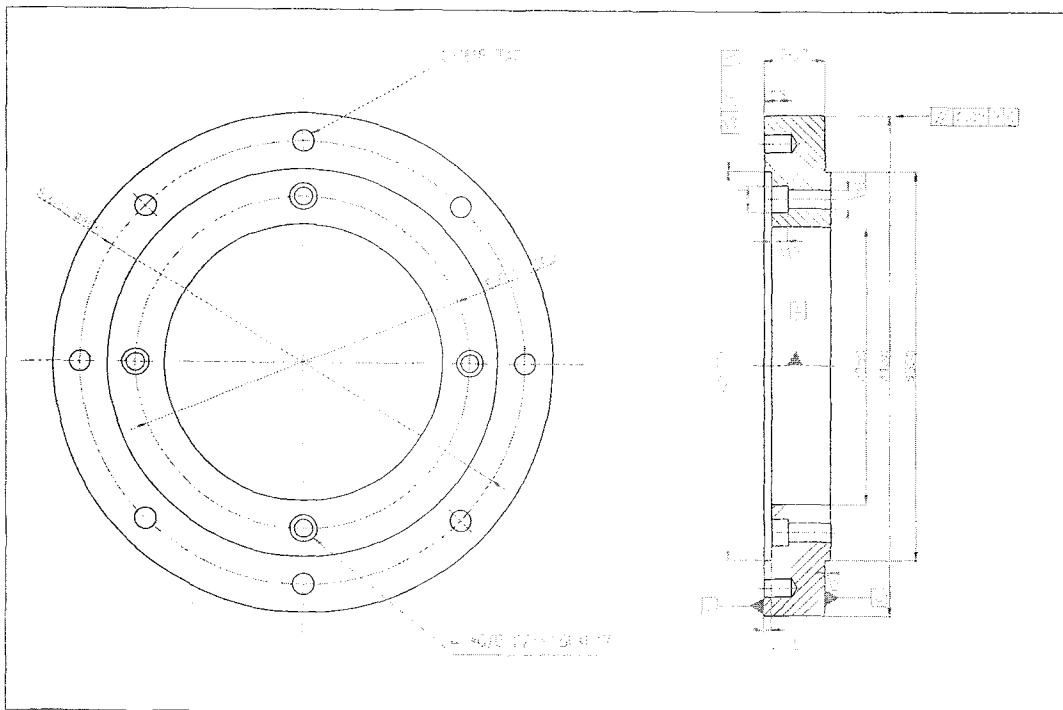
민수용 원심펌프 - 증속기 - Middle Casing



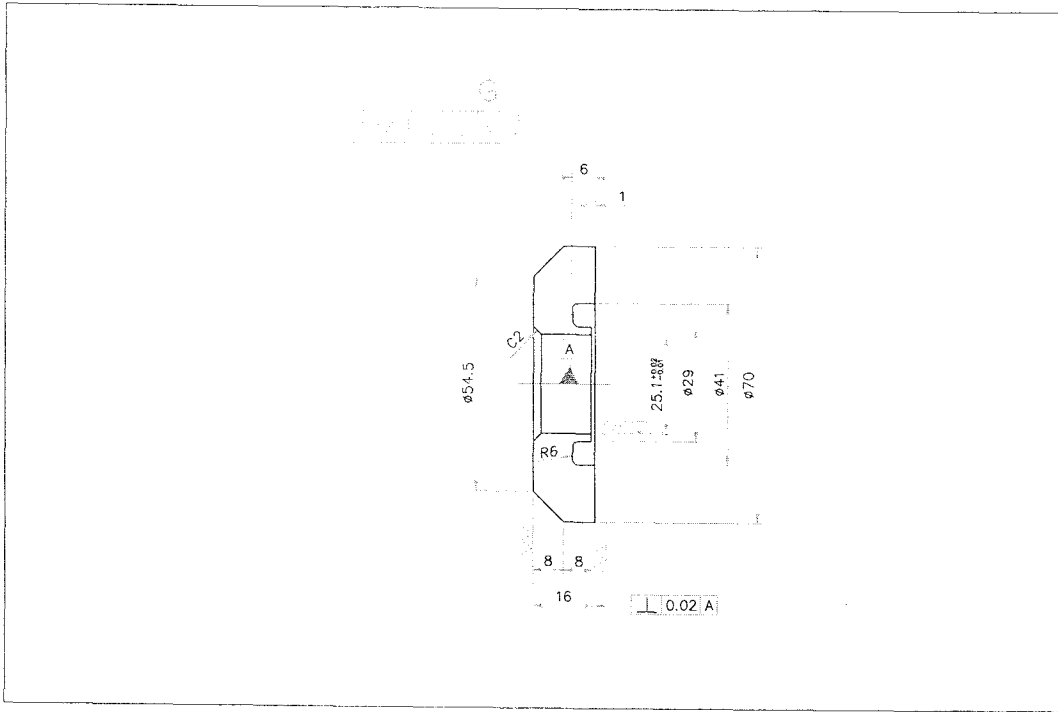
민수용 원심펌프 - 증속기 - Lower Casing



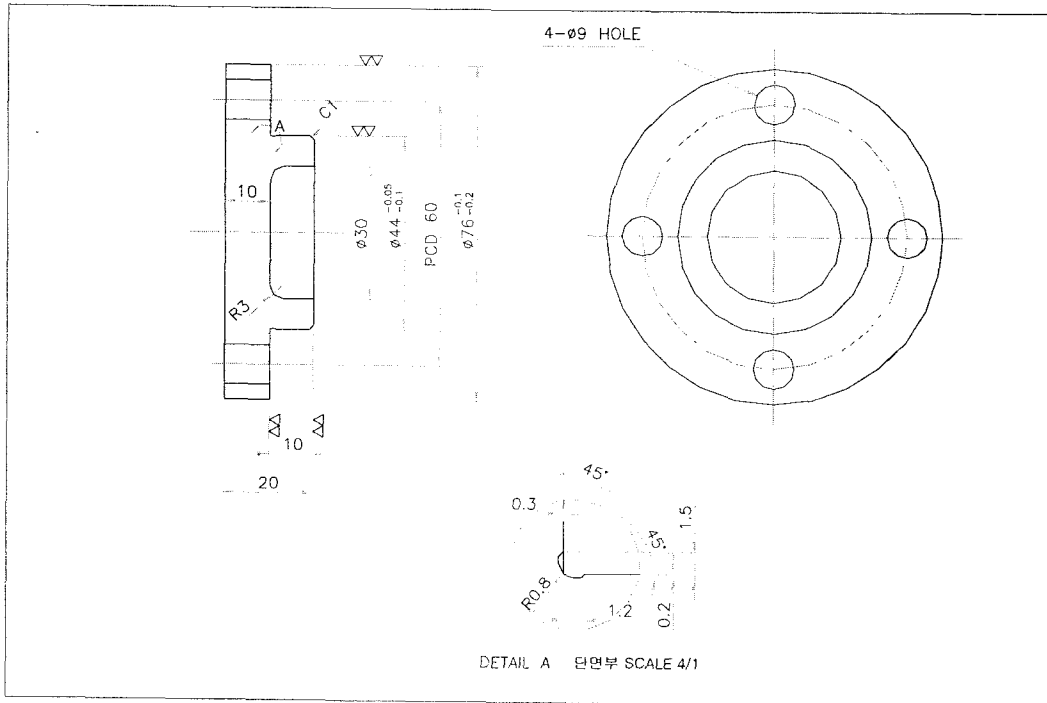
민수용 원심펌프 - 증속기 - Metal Bearing



민수용 원심펌프 - 증속기 - Upper Plate

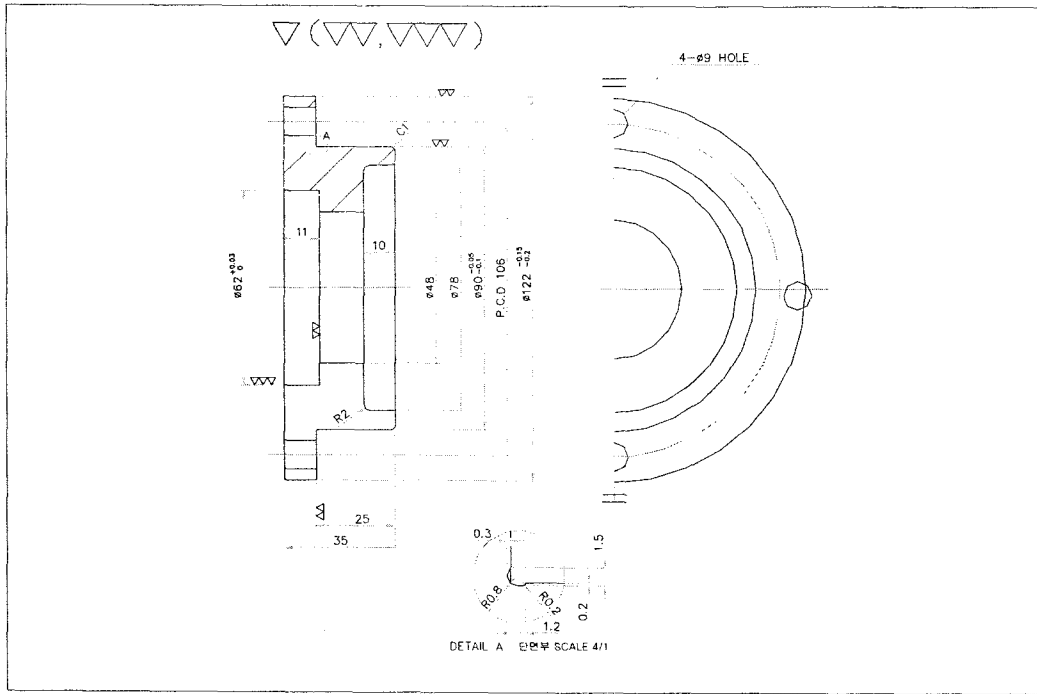


민수용 원심펌프 - 증속기 - Thrust Collar

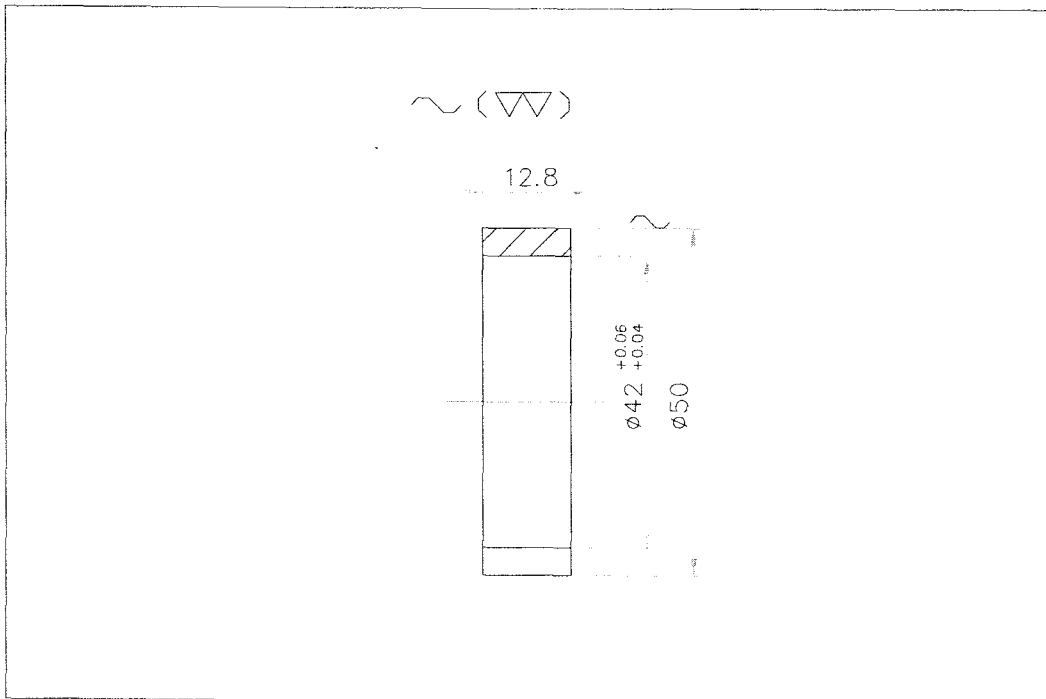


민수용 원심펌프 - 증속기 - Bearing Cover

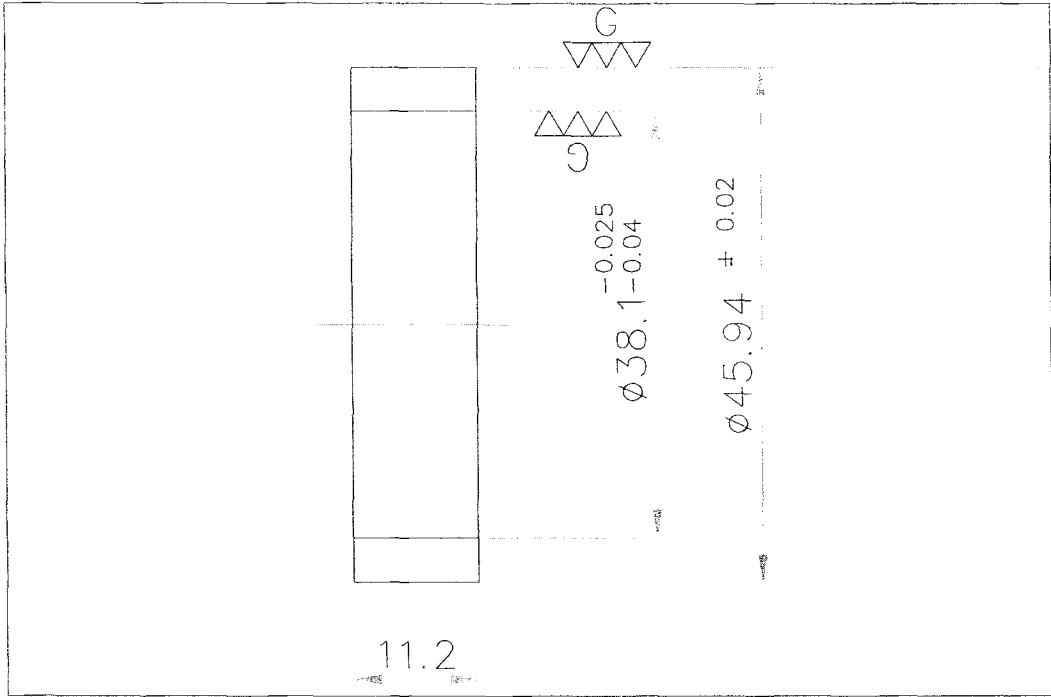




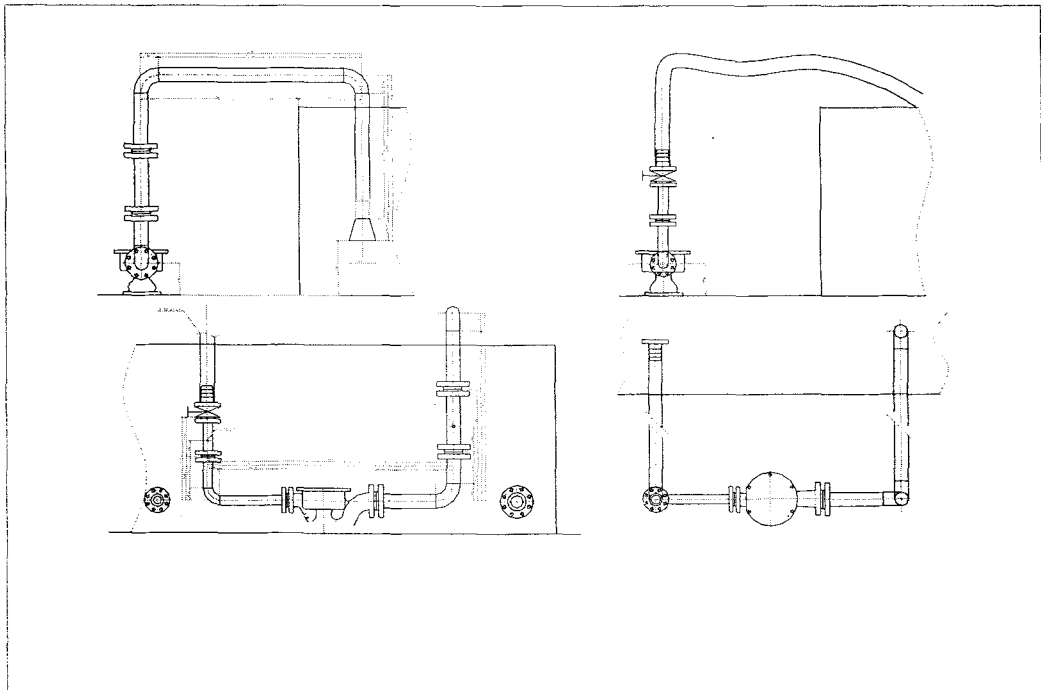
민수용 원심펌프 - 증속기 - Bearing Housing



민수용 원심펌프 - 증속기 - Upper Bearing Collar



민수용 원심펌프 - 증속기 - Lower Bearing Collar



민수용 원심펌프 - 시운전용 배관

## 제 4 장 목표 달성도 및 관련분야에의 기여도

### 제 1 절 목표 달성도

1. 1차 연도 목표 달성도 (1999. 8. ~ 2000. 8.)

연구 목표	내 용
기존공정을 개선한 미세결정 주조공정 기술개발	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 미세결정 주조를 위하여 보유장비를 개조.</li> <li>- 미세기공 분율 제어를 위한 공정조건 확보</li> </ul>
신공정에 적합한 소재선정 및 특성개선을 위한 결함제거 공정 개발	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 초내열 합금의 특성을 비교하여 특성이 우수한 CM247LC합금을 선정하였음</li> <li>- 기존공정 및 신공정에서 microvoid가 발생됨을 확인하였으며 이를 제거하기 위한 HIP공정 개발 중</li> </ul>
기존 국방과학연구소 개발 모델을 이용한 신공정 주조시험	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 개조한 장비를 이용하여 신 공정에 의한 주조실험을 수행한 결과 결정립이 미세한 주조조직을 얻을 수 있었음.</li> </ul>
Vane pump 설계	<p><u>민수용 베인 펌프</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- 수입품 샘플 구입(JAPAN) 및 성능실험 수행</li> <li>- 시제품 설계도 완성</li> <li>- 바다, 플레이트 주물금형 제작</li> <li>- 캠링, 로터 재질별 열처리 방법 및 경도 선정</li> </ul> <p><u>군수용 베인 펌프</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- 러시아산 베인 펌프 자료 분석</li> <li>- 기본설계 : 베인 펌프 사이징, 군수용이므로 최소 크기로 설계</li> <li>- 상세 설계 : 일부부품 상세설계 및 도면작업 진행 중 (차기년도 계속)</li> </ul>
Pre-pump 설계	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 기본설계완료</li> <li>- 러시아산 베인 펌프의 Pre-Pump 성능시험 준비</li> <li>- 볼베어링 장착한 러시아산 베인 펌프의 로터다이나믹 해석 수행</li> </ul>
원심펌프(민수용)설계	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 두 가지 모델에 대하여 Impeller의 수력 설계</li> <li>- 두 가지 형상의 임펠러에 대하여 상세 설계를 진행 중</li> </ul>

2. 2차 연도 목표 달성도 (2000. 8. ~ 2001. 7.)

연구 목표	내용
· 미세결정 공정 적용 일체형 터빈로터, 노즐의 1차 시제품 주조	균일하고 미세한 입자를 가지는 일체형 터빈 로터 및 노즐의 1차 시제품 주조. 더욱 미세하고 균일한 입자분포를 위해 몰드의 접종방안을 강구중임.
· HIP 공정 적용에 의한 시제품 결합 제거	HIP 공정 조건을 설정하는데 필수적인 초내열합금의 $v'$ solvus, 국부용융온도 등을 고온 열분석 실험을 통해 완료한 상태이며, HIP 공정에 대한 세부적인 조건을 확보.
· Pre-Pump Impeller 제작	- Pre-Pump 시제품 3조 제작 - Inducer, Impeller, Diffuser, 등 - 브레이징 용접 공정 확보(Impeller)
· Vane Pump Casing 주조	- Vane Pump Casing 류 3조 제작 - 주조품을 가공품으로 제작 (현 단계에서 주조는 과다 비용 소요)
· Vane Pump 로터 가공	- Vane Pump Cartridge 3조 제작 (베인, 캠링, 로터, Pressure Disk, 축) - 핵심부품 제작 공정 검토 (베인, 캠링, 로터)
· Vane Pump 성능시험 장치 제작	- 성능시험 기법 - 성능시험 장치 설계 및 제작 (업체선정 중, 6월 중 발주 예정)
· 터빈 성능시험 장치 확보	- 기존 보유장치 보완 (동력계 냉각장치 수정 중)
- 성능 시험기 제작 - Y25V #21 수입품 성능시험 - 시제품 설계도 작성 - 가공 JIG 설계제작 - 동판 플레이트 원자재 개발 - 플레이트 주물금형 제작 - 동판 플레이트 금형 제작 - 시제품 가공 - 성능시험 DATA 분석	- 150HP 성능시험기 제작 - 압력, 유량, 맥동 성능시험 - 설계도, 공정도 작성 - M.C.T 가공 파렛트 제작 - 소결 동판 샘플 제작 - 주물 금형 제작 중 - 파인 블랭킹 금형제작 - 동판 플레이트, 캠링 가공 - 효율, 소음 발생원인 확보
· 성능시험용 시제품의 설계 및 제작	펌프의 부품설계 및 목/금형완료 부품 가공중 임

연구 목표	내용
1차 시제품 분석 및 보완을 통한 2차 시제품 제작	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 1차 Casting Trial 시제품에 대해 형광침투 탐상검사 및 방사선 투과검사를 실시하여 주조결함발생여부에 대한 분석을 실시하고 이를 제어할 수 있는 정밀주조공정 Parameter를 Setup 하였음</li> <li>- 세라믹코어의 Crack 발생 현상을 세라믹 코어의 제조기술개발(제작방법개선/함침을 통한 강도향상)로 제어하였음</li> </ul>

3. 3차 연도 목표 달성도 (2001. 8. ~ 2002. 7.)

연구 목표	내용
<u>미세결정 주조기술</u> ○ 미세결정 일체형 터빈로터 및 노즐의 제조공정 확립	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 일체형 터빈 로터와 노즐 주조를 위한 주조 방안 설정 완료</li> <li>- 미세 결정립을 가진 터빈 로터 및 노즐의 시제품 제조 완료</li> <li>- 미세결정 주조 부품의 인장시험(상온, 고온)으로 미세결정 공정의 우수한 기계적 특성 확인.</li> <li>- 각 주조 조건(진동, 접종, 진동+접종)에 따른 미세수축공 결함 크기 분포에 대한 DB 구축</li> </ul>
<u>군수용 복합형 베인 펌프</u> ○ 국산화 개발 및 적용 (2단계 시험개발 포함)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 복합형 베인 펌프 설계기법 정립</li> <li>- 시제품 제작</li> <li>- 단품 성능시험</li> <li>- 복합형 베인 펌프 성능시험(1차)</li> </ul>
<u>민수용 베인 펌프</u> ○ 민수용 고압 베인 펌프 개발	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 고압 베인 펌프 설계</li> <li>- 시제품 제작</li> <li>- 성능시험, 내구시험(실차 장착)</li> </ul>
<u>민수용 원심펌프</u> ○ 민수용 고속 원심펌프 개발	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 고속 원심펌프 설계</li> <li>- 시제품 제작(증속기 포함)</li> <li>- 성능시험</li> </ul>

4. 4차 연도 목표 달성도 (2002. 8. ~ 2003. 7.)

연구 목표	내용
<p><u>미세결정 주조기술</u>                      o Microcast 공정의 참여 기업에 이전                      o 양산을 위한 주조 조건 연구                      o 개발 소재의 고온 저주기 피로특성 분석</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 기업 공정 조건에 따른 결정립 미세화 일체형 로터 및 동 기술 적용 APU 부품의 시제품 각 1조 제작 완료</li> <li>- 변형률 조건에 따른 피로 수명 거동</li> <li>- Strain fatigue parameter 결정 (Coffin-Manson &amp; Basquin 방정식)</li> <li>- 고온 피로 균열 생성에 대한 연구</li> <li>- CM247LC 소재의 고온 피로 파단 거동 분석</li> </ul>
<p><u>군수용 복합형 베인펌프</u>                      1. 펌프부 성능시험, 성능평가 및 문제점 개선                      2. 목표성능 확보                      3. 펌프설계 및 제작기술 기업 이전</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>1.1 성능시험 장치 보완                             <ul style="list-style-type: none"> <li>-구동모터 교체 및 장치구성</li> <li>-동력측정 장비 구입 및 설치</li> </ul> </li> <li>1.2 단품시험                             <ul style="list-style-type: none"> <li>-pre-pump : 목표성능 달성</li> <li>-손실 미케니즘 분석 완료</li> </ul> </li> <li>2.1 펌프부(pre-pump+베인펌프)                             <ul style="list-style-type: none"> <li>-수력 성능시험 : 목표성능 달성</li> <li>-내구 및 신뢰성 시험 : 일부수행</li> </ul> </li> <li>3.1 개발기술 이전 :                             <ul style="list-style-type: none"> <li>-원심펌프 : 업체선정</li> <li>-베인펌프 : 영화산업(참여기업) 선정</li> </ul> </li> </ul>
<p><u>민수용 베인 펌프</u>                      1. 성능향상                      2. 내구성능 확보                      3. 양산 준비</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>1.1 베인 인발 원자재 개발 완료</li> <li>1.2 캠링 표면경도 개선</li> <li>1.3 스플라인 조립공차 개선</li> <li>2.1 Field Test, 문제점 분석, 보완</li> <li>3.1 양산용 Jig &amp; Fixture 개발</li> <li>3.2 정삭 프로그램 개발 완료</li> <li>3.3 정삭 프로그램에 의한 황삭 프로그램 개발 완료</li> </ul>
<p><u>민수용 원심펌프</u>                      1. 목표성능 확보                      2. 펌프부품의 신뢰성확보</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>1.1 단품 성능시험</li> <li>1.2 펌프시스템 수력성능 시험                             <ul style="list-style-type: none"> <li>2.1 기어부 축계베어링 윤활강화                                     <ul style="list-style-type: none"> <li>-메탈베어링부 오일공급 hole변경</li> </ul> </li> <li>2.2 수냉식 열교환기 설치검토</li> <li>2.3 스러스트베어링 및 메탈베어링 미케니컬셀등 부품의 내구성능 파악</li> </ul> </li> </ul>

4. 5차 연도 목표 달성도 (2003. 7. ~ 2004. 8.)

연구 목표	내용
<p><u>미세결정 주조기술</u> 결정립 미세화 공정의 기업 이전에서 나타난 문제점 보완 및 양산기술 확립</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 공정변수 (용탕온도, 몰드 예열온도)에 따른 결정립 변화 양상 DB화</li> <li>- 현장의 양산공정에 적용 가능한 주조 공정변수 효과 확인</li> <li>- 개발공정의 실용화 및 양산공정 조건의 현장 적용 (한국로스트왁스)</li> <li>- 미세결정 주조 부품의 기계적 특성 평가 완료 (고온 LCF시험)</li> </ul>
<p><u>군수용 복합형 베인펌프</u></p> <p>1. 내구성 및 신뢰성 확보 2. 군수용 복합형 베인펌프 설계 및 제작기술 확립</p>	<p>1.1 펌프부 3차 성능시험(4차 시제품)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- 내구성 : 목표(20분) 확보</li> <li>- 신뢰성 : 3조 시제품 성능확인</li> </ul> <p>2.1 베인, 원심펌프 설계기법 확립 2.2 제작기술 확립 2.3 타 사양에 즉시 활용 가능하도록 기법정리</p>
<p><u>민수용 베인 펌프</u></p> <p>1 소요시장 조사 2 인트라 기술 타제품에 적용 가능여부 조사 3 인트라 펌프 양산 체계 구축(일부)</p>	<p>1.1 인트라 베인펌프 수입물동량 상세조사 2.1 차량용 핸들펌프에 장착가능여부 연구 3.1 실차 평가 및 품질 확보 3.2 품질 인증 마크 획득 3.3 양산 설비 검토 3.4 측정 검사 설비 확보</p>
<p><u>민수용 원심펌프</u></p> <p>1. 민수용 원심펌프의 상품화 개발완료</p>	<p>1.1 부품의 신뢰성시험 - M/Seal, 메탈베어링 추가 시험 1.2 펌프의 동작유체변경시험 - 석유류 적용시험 1.3 상품화관련 설계 변경 - 플러싱구조 변경 - 작업성개선 1.4 최종 성능시험 - 성능확인</p>

## 제 2 절 관련 분야에의 기여도

### 1. 미세결정 주조기술 개발의 경우

미세한 결정립의 일체형 터빈로터 제조를 위해 개발된 미세결정 주조기술은 일체형 터빈 로터뿐만 아니라 기존에 생산되고 있는 고부가가치 정밀주조 부품에 있어서 결정립 미세화를 통한 기계적 특성 향상→부품의 수명 향상→수출 부품에 있어서 국제 경쟁력 제고 등 기존에 개발되고 생산중인 부품에 있어서 기업의 경제적 손실 없이 특성향상을 이룰 수 있으므로 국내 생산 중인 정밀주조 부품의 특성을 향상시키는데 일조 하리라 본다.

### 2. 군수용 복합형 베인 펌프 개발의 경우

군수용 복합형 베인 펌프의 국산화 개발은 군용 체계개발 시 체계부품으로 적기 적용이 가능할 것이다. 그리고 관련 각종 군수장비의 국산화 개발을 촉진시킬 것으로 전망된다. 군수용 복합형 베인 펌프의 국산화 개발을 통하여 얻어진 기술들은 고속, 고압화 되고 있는 민수용 베인 펌프의 개발에 적극 활용될 것이다.

### 3. 민수용 고압 베인 펌프 개발의 경우

본 연구를 통해 확보된 기술로 제품의 종류를 시리즈별로 완성하여 국내시장의 수입대체는 물론 세계시장에 진출하여 기술 우위를 점하고자 한다. 그리고 낙후된 국내의 베인 펌프 개발 수준은 향상시키는데 일조 하리라 본다.

### 4. 민수용 고속 원심펌프 개발의 경우

본 연구는 소 유양 고압(고양정)을 달성하는 방법으로서 증속펌프를 도입하였으며, 이에 사용할 수 있는 임펠러의 설계 및 제작을 하였고 이를 평가하기 위하여 시제품 펌프를 제작하였다.

본 개발 펌프는 비교회전수가 낮아 기존의 원심펌프의 이론을 직접 적용할 수 없었으며, 원심형의 Radial Impeller를 채용하였다. 이는 기존의 펌프사용영역에서 그 사용범위를 확장할 수 있는 가능성을 제시한 것으로 현재 상업적으로의 이용은 활발하나 그 이론이 잘 정립되어 있지 않은 볼텍스 펌프 등의 슬러지 이송펌프의 성능개선에 도움을 줄 수 있으리라 판단된다. 또한 증속을 위해 증속기어를 도입함으로써 이에 사용한 기어의 설계 및 윤활 냉각장치 등의 기술은 자동차 및 공작기계의 동력전달 장치에 응용 가능하다고 생각된다. 미케니컬 씰은 펌프류의 축봉장치에 많이 적용되고 있는 기술로 씰의 소재선정 및 제작 설치를 위한 구조 등은 국내에도 많은 기술을 확보하고 있으나, 주요한 사용처인 펌프업계에서는 일반 모타



를 적용한 회전수가 3600rpm 이하인 펌프의 개발 및 생산에 주력한 관계로 고속회전의 펌프에 적용 가능한 미케니컬 씰의 개발은 보편화되어 있지 않다. 따라서 본 연구에 사용된 씰의 개발은 국내의 고속, 고압 씰의 개발 및 생산에 일조 하리라 본다.

## 제 5 장 연구개발 결과의 활용계획

### 제 1 절 미세결정 주조기술

본 연구에서 미세결정 주조기술을 개발하고자 하는 가장 큰 목적은 일체형 터빈로터 제조시 허브(hub) 부분의 결정립을 미세화 시켜 고온 LCF 특성을 증가시킴과 아울러 특성 데이터의 편차를 줄임으로서 부품의 고온 수명평가를 가능하게 하는데 있다. 이 같은 결정립 미세화 기술은 일반적인 정밀주조 공정라인에 매우 간편하게 미세화 공정을 하나 도입함으로써 각종 고온에 사용되는 터빈 로터의 국산화와 품질 향상에 크게 이바지 할 것으로 판단되며 이로 인한 외산의 수입대체에도 큰 영향을 줄 것으로 판단된다. 특히 국내에서 개발되고 있거나 기 개발된 소형 터빈 조립체의 성능과 수명개선, 그리고 APU 등 각종 국산화가 추진 중인 터보 부품류의 국산화와 성능개선에도 많은 영향을 줄 것으로 보인다. 기존에 미국 등에서 개발된 결정립 미세화 공정의 경우 미세화 정도가 매우 우수하지만 결정립 미세화 공정 중 도입되는 미세수축공 분율이 크게 증가하여 후처리로 HIP 공정이 필수로 추가되어야 하며, 결국 부품 개발 및 생산에 드는 비용이 크게 증가하는 단점이 있었다. 반면에 본 연구에서 개발 중인 결정립 미세화 공정은 기존 미국 등에서 개발된 공정에 비해서 결정립 미세화 정도는 부족하지만 상당히 미세하고 균일한 결정립 크기를 보이며, 고온 기계적 특성 또한 상당히 우수한 것을 확인하였다. 아울러 본 연구에서 개발 중인 결정립 미세화 공정의 가장 큰 특징은 고온 피로특성을 저하시키는 주조 결함인 미세수축공 결함의 분율을 일반적인 정밀주조 공정에 비해 오히려 20% 정도 감소시킬 수 있다는 데 있다. 이 같은 기술개발 결과를 토대로 본 연구에서는 총 연구기간을 2단계로 나누어 초기 1단계 3년간(현 단계)은 관련 기술 개발 및 시제품 제작, 문제점 분석을 통해 기업으로의 관련 기술을 이전하기 전에 기술개발을 마무리하고, 최종 2단계 2년의 기간을 통해 개발된 기술을 기업으로 이전하여 양산시 발생할 수 있는 문제점 등을 보완한 뒤에 기업에서 양산체제를 구축하여 실용화 하고자 하였다.

### 제 2 절 고성능 펌프 개발

군수용 복합형 베인 펌프 개발의 경우는 고속으로 작동되는 원심펌프와 베인 펌프의 설계기술은 군수뿐만 아니라, 최근 들어 자동차용, 산업용 유압펌프의 고속화, 경량화, 고압화의 요구에 충분히 확대되어 적용될 수 있다. 또한 본 연구의 개발품에 적용되었던 제작기술 및 제작공정은 산업용 베인 펌프 개발에 적용되어 고

성능 국산품의 개발을 앞당겨 수입대체는 물론 세계 일류의 제품을 생산하는데 도움이 될 것으로 예상된다.

민수용 고속 베인 펌프 개발의 경우는 고압용 인트라형 베인 펌프의 전체적인 시장 점유율에 대응한 210 kgf/cm<sup>2</sup>급의 국산품 개발로 국내시장 소비자의 구매 욕구에 충족할 것으로 판단된다. 본 기술을 바탕으로 지금까지 수입에 의존하던 산업용 베인 펌프를 시리즈별로 완성하여 국내소요는 물론이고, 안정된 설비로 양산을 하면 세계적인 기업들과 경쟁에서 우위를 점할 수 있을 것으로 예상된다.

민수용 고속 원심펌프 개발의 경우도 회전수 14000rpm 이상, 토출압 60kgf/cm<sup>2</sup>, 유량 4.5m<sup>3</sup>/hr급의 원심 펌프에 대한 수력설계 및 시제품설계, 제작 등의 일련의 개발기술을 확보함으로써, 본 기술을 응용, 확대하여 현재 전량 수입에 의존하는 석유 화학프로세스 공정에 사용되는 고속 원심펌프를 국산화 제품으로 수입 대체할 수 있는 기반을 마련하였다고 본다. 따라서 추후 양산 및 제품의 시판을 위해서 필수적인 제품의 장기운전에 따른 내구성능(신뢰성) 및 사용유체에 대한 적응성 검토를 추가한 후 상용화 할 경우, 연간 2500만불 규모의 국내시장에 대한 상당량의(약 10-20% 수준) 대체시장을 확보할 수 있으며, 개발된 요소기술을 이용 상 기 펌프의 리모델링 작업에 활용하여 유지보수 시장에의 활용도 가능하다.

## 제 6 장 참고문헌

### 미세결정 구조기술 개발 분야:

1. M. Woulds and H. Benson : Proc. of 5th Inter. Symp. on Superalloys, TMS (1984) 3
2. J.R. Brinegar, L.F. Norris, L. Rozenberg : Proc. of 5th Inter. Symp. on Superalloys, TMS (1984) 23
3. B.A. Ewing and K.A. Green : Proc. of 5th Inter. Symp. on Superalloys, TMS (1984) 33
4. M. Kaufman : Proc. of 5th Inter. Symp. on Superalloys, TMS (1984) 43
5. J.R. Brinegar, K.R. Chamberlain, J.J. Vresics, and W. J. DePue : US Patent 4832112 (1989)
6. J. Campbell : Int. Met. Rev., 2 (1981) 71
7. M. Schwarz, A. Karma, K. Eckler, and D.M. Herlach : **73** (1994) 1380
8. W.R. Freeman Jr. : Superalloys II, C.T. Sims et al.(Ed.), John Wiley & Sons, New York (1987) 411
9. E.W. Ross, C.T. Sims : 111p, in Ref. 8
10. C.T. Sims : JOM, Oct. (1966) 1119
11. K. Harris, G.L. Erichson, and R.E. Schwer : ASM Metals Handbook, 10th ed., **1** (1990) 995
12. W.R. Sun, J.H. Lee, S.M. Seo, S.J. Choe, and Z.Q. Hu : Mat. Sci & Eng. **A271** (1999) 143
13. C.Y. Jo, J.H. Lee, D.H. Kim, S.M. Seo, and S.J. Choe : J. Kor. Inst. Met. & Mater., **37** (1999) 1350
14. P.S. Kotval, J.D. Venables, and R.W. Calder : Metall. Trans., **3** (1972) 453
15. J.M. Dahl, W.F. Danesi, and R.G. Dunn : Metall. Trans., **4** (1973) 1087
16. Q.Z. Chen, C.N. Jones, D.M. Knowles : Scr. Mater., **47** (2002) 669
17. B.J. Pearcey and R.W. Smashey : Trans. TMS of AIME, **239** (1967) 451
18. U. Martin, M. Jerenz, W. Muhle, and H. Oettel : Mater. Sci. & Eng., **A319-321** (2001) 388
19. W.H. Jiang, X.D. Yao, H.R. Guan, and Z.Q. Hu : Met. Mater. Trans., **30A** (1999) 513
20. A. Gustafson and M. Hattestrand : Mater. Sci. Eng., **A333** (2002) 279

21. M. Konter, E. Kats, and N. Hofmann, Proc. of the 9th Int. Symp. on Superalloys, T.M. Pollock, et al.(Ed.), TMS (2000) 189
22. Q.Z. Chen, N. Jones, and D.M. Knowles : Acta Mater., **50** (2002) 1095
23. S.M. Seo, I.S. Kim, Y.S. Yoo, C.Y. Jo, C.N. Jones : Proc. of the 8th Int. Fatigue Congress, **4** (2002) 2409
24. N.S. Stoloff : 61p, in Ref. 8
25. R.P. Dalal, C.R. Thomas, and L.E. Dardi : Proc. of the 5th Int. Symp. on Superalloys, TMS (1984) 185
26. R.A. MacKay and R.D. Maier : Metall. Trans., **13A** (1982) 1747
27. D. Siebörger, H. Knake and U. Glatzel: Mater. Sci. Eng., **A298** (2001) 26
28. M. McLean: *Directionally Solidified Materials For High Temperature Service (The Materials Society, England, 1993).*
29. H. Itoga, K. Tokaji, M. Nakajima and H.-N. Ko: Int. J. Fatigue, **25** (2003) 379
30. A. Atrens, W. Hoffelner, T.W. Duerig and J.E. Allison: Scripta Metall., **17** (1983) 601
31. Y. Murakami, M. Takada and T. Toriyama: Int. J. Fatigue, **16** (1998) 661
32. S.K. Jha and K.S. Ravi Chandran: Scripta Metall., **48** (2003) 1207
33. S.J. Kim, M. Hagiwara, Y. Kawabe and S.S. Kim: Mat. Sci. Eng., **A334** (2002) 73
34. D.F. Neal and P.A. Blenkinsop: Acta Metall., **24** (1976) 59
35. J.M. Hyzak and I.M. Bernstein: Metall. Trans., **13A** (1982) 33
36. J.M. Hyzak and I.M. Bernstein: Metall. Trans., **13A** (1982) 45
37. Q.Z. Chen, N. Jones, D.M. Knowles: Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., **26** (2003) 185

군수용 복합형 베인 펌프 개발 분야 :

1. Karassik I J, Carter R, “Centrifugal Pump” , McGraw Hill, 1960
2. 효성중공업, “효성펌프 편람”
3. 大町昌義, “うず巻ポンプの設計, パワ-社, 昭和46
4. Karassik I J, Krutzsch W C, Fraser W H, Messina J P, “Pump Handbook” , 2nd Ed., McGraw-Hill, 1986
5. Stepanoff A J, “Centrifugal and Axial Flow Pumps” , 2nd Ed., John Wiley &

Sons, 1957

6. Wiesner F J, "A review of slip factors for centrifugal impeller", Trans ASME J. of Eng. for Power, Vol.89, 1967
7. 今市憲作, 村上芳則, 鶴崎 展, "パソコンによるポンプ設計の基礎"
8. Church A H, "Centrifugal Pumps and Blowers", R.E. Krieger Publishing, 1972
9. Lazarkiewicz S, Troskolanski A T, "Impeller Pumps", Pergamon Press, 1965
- 10 Val S. Lobanoff, Rebert R. Ross, "Centrifugal Pumps Design & Application", Gulf Publishing Company, 1985
11. Fan Y. Chen, "Mechanic and Design of Cam Mechanics", Pergammon Press, 1980
12. Harold A. Rothbart, "CAMS Design, Dynamics, and Accuracy", Jhon Willy & Sons, INC., 1956
13. J. Rees Jones, "Cams and Cam Mechanics", Mechanical Engineering Publication Ltd., 1978

민수용 고속 원심펌프 개발 분야 :

1. Centrifugal Pumps Design & Application , Robert R.Ross et al, Gulf Publishing Company
2. Fluid Mechanics , Frank M.White , MaGraw-Hill Book Company
3. Sundyne pump Catalog, MV 322
4. Centrifugal Pumps, H.H.ANDERSON , Elsevier Advanced Technology, 3rd ED
5. Pumping Manual, T. C. Dickenson, Elsevier Advanced Technology, 9th Edition.
6. Seals and Sealing Handbook, M. Brown, Elsevier Advanced Technology, 4th Edition
7. 標準 機械設計 圖表便覽, 小栗富士雄 - 小栗達男 共著, 大光書林, 改新 增補4版

## 특정연구개발사업 연구결과 활용계획서

사업명	중사업명			
	세부사업명	민군겸용 기술개발 사업		
과제명		고온·고효율 소형 터보부품 개발		
연구기관	한국기계연구원	연구책임자	조 창 용	
총연구기간		1999년. 8월. 25일. ~ 2004년. 7월. 31일. ( 4년 11개월)		
총 연구비 (단위 : 천원)	정부출연금	민간부담금	합계	
	2,360,000	686,500	3,046,500	
기술분야		소재		
참여기업		한국로스트왁스(주), 금정공업(주), 영화산업(주)		
공동연구기관		한국로스트왁스(주), 금정공업(주)		
위탁연구기관				
연구결과활용 (해당항목에(√) 표시)	1. 기업화 ( )	2. 기술이전( √ )	3. 후속연구추진( )	4. 타사업에 활용( )
	5. 선행 및 기초연구( )	6. 기타목적활용 (교육,연구)( )	7. 활용중단(미활용)( )	8. 기타( )

특정연구개발사업 처리규정 제 31조(연구개발결과의 보고) 제 2항에 의거 연구결과 활용계획서를 제출합니다.

첨부 : 1. 연구결과 활용계획서 1부.  
2. 기술요약서 1부

2004 년 9 월 30 일

연구책임자 : 조      창      용  
연구기관장 : 박      화      영



과학기술부장관 귀하

# 연구결과 활용계획서

## 1. 연구목표 및 내용

고온에서 단시간 사용되는 터보부품(Integral Turbine Wheel, Turbine Nozzle)의 제조공정기술 개선, 확보에 의해 국산 터보부품의 수명 향상(수명연장 또는 반복사용가능:1,100°C에서 80,000rpm) 및 국내에서 사용되는 일체형 터빈로터 제조기술의 향상과 국산화대체, 관련 배인형 (원심형 Pre-Pump 포함 : 토출압 15gpm, 3000psid), 민수용 배인펌프 (토출압 : 210kgf/cm<sup>2</sup>) 및 원심형(민수용) 펌프의 국산화 개발과 적용

## 2. 연구수행결과 현황

### 가. 특허(실용신안) 등 자료목록

발명명칭	특허공고번호 출원 번호	공고일자 출원 일자	발명자 (출원인)	출원국	비고
진동을 이용한 합금의 구조방법 및 장치	10-2002-0032269	2002. 6. 10.	서성문, 조창용, 김인수, 안영근, 김학민	한국	

### 나. 프로그램 등록목록

프로그램 명칭	등록번호	등록일자	개발자	비고

### 다. 노하우 내역

- 균일하고 미세한 결정립 크기를 가지는 일체형 터빈 로터를 포함한 터빈 부품의 진공 정밀주조 기술
- 낮은 밀도의 미세기공 분율을 갖으며, 기존 일반적인 정밀주조 공정에 비해 상대적으로 우수한 고온 인장 특성 및 저주기 피로 특성을 가지는 미세 결정립 정밀주조 공정 기술
- 비속도가 작은 원심형 예압펌프의 설계기술
- 고속 배인 펌프의 설계기법
- 원심형 예압펌프를 포함한 소형 고효율의 민수용 복합펌프 제조기술
- 고압 배인펌프의 핵심 부품인 캠링, C-plate의 설계 및 제작기술을 포함한 고효율의 Intra 배인펌프 제조기술
- 고압, 저유량, 고속 운전에 적합한 Barske형 원심 임펠러 설계기술 및 이를 활용한 고속 원심펌프 제조기술



라. 발생품 및 시제품 내역

- 미세결정 주조기술을 이용한 일체형 터빈로터 시제품
- 미세결정 주조기술을 이용하여 주조한 노즐 시제품
- 군수용 복합형 베인펌프 :  
토출압 210 kgf/cm<sup>2</sup>, 유량 30.2 l/min, 회전수 18,873 rpm
- 민수용 고압 베인펌프 :  
토출압 210 kgf/cm<sup>2</sup>, 유량 65cc/rev, 회전수 600~2700rpm
- 민수용 고속 원심펌프 :  
토출압 60 kgf/cm<sup>2</sup>, 유량 4.5 m<sup>3</sup>/hr, 회전수 14000 rpm

마. 논문게재 및 발표 실적

○ 논문게재 실적(필요시 별지사용)

학술지 명칭	제목	게재연월일	호	발행기관	국명	SCI게재 여부
대한금속재료학회지	초내열합금 CM247LC의 미세조직 및 인장특성에 미치는 진동 및 접충처리의 영향	2002년 12월	vol.40 no.12	대한금속재료학회 pp.1259-1270	한국	×
Materials Science Forum	Low Cycle Fatigue and Fracture Behavior of Nickel-base Superalloy CM247LC at 760°C	2004년 3월	vol. 449-452	Trans. Tech. Pub. pp.561-564	미국	○
계: 2건						

○ 학술회의 발표 실적(필요시 별지사용)

학술회의 명칭	제목	게재연월일	호	발행기관	국명
대한금속재료학회	정밀주조 공정변수에 따른 초내열합금 CM247LC의 응고 미세조직	2004년 4월		대한금속재료학회	한국
대한금속재료학회	니켈계 초내열합금 CM247LC의 고온 LCF 거동	2002년 10월		대한금속재료학회	한국
대한금속재료학회	Mar-M247LC 합금의 미세조직 및 기계적 특성에 미치는 정밀주조 공정변수의 영향	2002년 4월		대한금속재료학회	한국
계: 3건					

3. 연구성과

○ 미세결정 주조기술

본 연구를 통해 개발된 미세결정 주조기술은 초내열 합금의 정밀주조 공정시 주형의 접충 처리를 통해 표면만을 미세화 시키는 기존의 기술에 진동처리를

도입함으로써 표면뿐만 아니라 주조품의 내부까지 미세화 시키는 기술이다. 본 연구에서 개발된 기술은 국내에서 정밀주조를 통해 초내열 합금 부품을 생산하는 공동연구기관 겸 참여기업인 한국로스트왁스(주)에 핵심 기술을 이전하였다. 기술 이전의 내용은 크게 공정기술 및 시험 평가 기술 등으로 나눌 수 있다. 먼저 공정기술 부분에서는 진동 처리를 통한 결정립 미세화 공정 조건 즉, 진동 처리 시 적정 진폭 및 주파수 결정, 공정 순서, 기업의 양산 조건에 맞는 진동처리 장비 제조 등의 내용들에 대한 기술을 이전하였다. 시험평가 기술 부분에서는 개발된 부품의 고온 저주기 피로 시험법 및 결과 분석 방법 등을 포함한 상온 및 고온 기계적 특성 평가 방법, 미세결정 주조기술로 개발된 터빈 로터의 성능시험 방법 등에 대한 정보를 기업 측에 기술 이전하였다. 정밀주조를 통해 제조되는 부품들은 대부분 형상이 복잡하고 소량 다품종인 경우가 많다. 따라서 본 연구에서는 일체형 터빈로터뿐만 아니라 기타 APU 엔진에 사용되는 터빈 블리스크 등 타 부품의 정밀주조에 본 기술이 응용 가능하도록 기업 측에 기술을 이전하였다.

○ 군수용 복합형 베인펌프

- 비속도가 작은 원심형 예압 펌프의 설계기술을 확립
- 고속 베인 펌프의 설계기법을 확보
- 군수 적용에 적합한 소형, 경량의 시제품의 제작을 완료
- 부분품 및 복합형 베인펌프의 시제품에 대한 성능시험을 통하여 목표성능을 만족하는 복합형 베인펌프를 개발

○ 민수용 고압 베인펌프

- 토출압 210kg/cm<sup>2</sup>, 유량 65cc/rev, 회전수 2,700, 효율 90%의 성능을 갖는 Intra 베인 펌프의 완제품을 개발
- 고압 베인 펌프의 핵심부품인 캠링, C-plate의 설계 및 제작기술을 확보

○ 민수용 고속 원심펌프

- 고압, 저유량, 고속운전에 적합한 Barske형 원심 임펠러 설계기술 확보
- 펌프 구동용 14,000rpm 이상의 증속기를 개발
- 목표사양인 회전수 14,000, 토출압 60kg/cm<sup>2</sup>, 유량 4.5m<sup>3</sup>/hr의 성능을 만족하는 고속 원심펌프 시제품을 개발

4. 기술이전 및 연구결과 활용계획

가. 당해연도 활용계획

<미세결정 주조기술>

본 연구를 통해 개발된 미세결정 주조기술은 공동 연구기관인 한국로스트왁스(주)로 기술 이전하여 균일하며 우수한 고온 기계적 특성이 요구하는 가스 터빈 부품 제조에 활용할 계획이다. 진공정밀주조로 제조되는 가스 터빈 부품의 경우 대부분 소형, 소량에 다품종이기 때문에 본 과제를 통해 개발한 일체

형 터빈로터 뿐만 아니라 노즐, APU 엔진의 터빈 블리스크, 터보차저 등의 부품 제조에 활용할 계획이다.

<민수용 고압 베인펌프>

민수용 고압 베인펌프의 경우 개발된 기술은 참여기업인 영화산업(주)에서 이미 실차 테스트가 완료된 상태이며 개발된 기술을 토대로 각 시리즈 별로 베인펌프 모델 개발에 착수할 예정이며 새로운 모델 개발시 본 연구를 통해 축적된 기술이 활용될 예정이다.

<민수용 고속 원심펌프>

민수용 고속 원심펌프는 화학 플랜트에 주로 사용되는 펌프로 공동 연구기관인 금정공업(주)과의 공동연구를 통해 개발된 기술은 기업에 이전되어 아래의 표에 보인 바와 같이 방폭 규정 적용, 표준 규격 확정, 성능시험 및 공인 인증을 한 후 양산체제 구축에 돌입할 계획이다.

내 용	기 간					
	사업종료	3 Month	6 Month	9 Month	12 Month	
방폭규정 적용	----->					NEMA 등급
표준규격 확정	----->					API(미국펌프협회) 규정
표준품 성능시험	----->					
공인인증서 발급	----->					KT, CE
양산체제 구축	----->					

나. 차년도 이후 활용계획

<미세결정 주조기술>

- 미세결정 주조기술의 타 니켈계 초내열 합금의 적용 및 가능성 타진 및 주입 온도, 주형예열온도에 따른 결정립 미세화 정도에 대한 DB 화.
- 각종 고온용 임펠러 및 터빈 휠 등의 수입 대체

<군수용 복합형 베인펌프>

- 군수요 시 적극대응을 위한 설계기법 전산화

<민수용 고압 베인펌프>

- 대 중국 수출 선 조사, 상세 시장 분석
- 양산화 준비

<민수용 고속 원심펌프>

- 제품의 양산 및 석유화학 프로세스 분야 시장 진입
- 고압연료용 펌프를 위한 설계변경  
(항공기/선박/자동차용 고압연료펌프)

5. 기대효과

<미세결정 주조기술>

- 미세결정 주조기술의 확립으로 국내에서 소개되지 않은 공정의 도입과 기업이전 -> 기업의 기술경쟁력 향상
- 각종 고온용 임펠러의 국산화와 수입 대체 및 성능개선

<군수용 복합형 베인펌프>

- 군용 체계 부품의 국산화 및 적기 공급으로 체계 개발 용이
- 군수용 부품의 수명 향상과 국산 부품의 신뢰성 향상
- 각종 군수장비의 국산화 개발 촉진
- 군수용 복합형 베인펌프 개발 기술을 민수용 소형 고속펌프 개발
- 국내에서 개발된 소형 터빈 조립체의 성능과 수명 개선

<민수용 고압 베인펌프>

- 수입에 의존하던 산업용 베인펌프의 수입대체, 안정된 설비로 양산시 세계적인 기업들과 경쟁에서 우위를 점할 수 있을 것으로 예상

<민수용 고속 원심펌프>

- 상품화 후 국내시장의 약 10~20%(최대 500만불) 정도의 매출 및 수입 대체 효과가 기대됨.

※ 실용화에 따른 예상매출액 예측

(단위 : 백만원)

구 분	1차년도	2차년도	3차년도	4차년도	5차년도	계
예상매출액	4,000	5,000	6,000	8,000	10,000	33,000
기술료율	40%	40%	40%	40%	40%	

· 실용화할 경우의 수익예측 (수익은 총수입에서 총비용을 공제한 금액)

(단위 : 백만원)

구분 \ 연도	1차년도	2차년도	3차년도	4차년도	5차년도
낙관적예측	2,000	2,000	2,000	2,000	2,500
현실적예측	1,400	1,600	1,600	1,800	2,000
비관적예측	1,000	1,000	1,000	1,000	1,400

· 실용화에 따른 수입대체 예측

(단위 : 백만원)

구분 \ 연도	1차년도	2차년도	3차년도	4차년도	5차년도
낙관적예측	4,000	6,000	6,000	8,000	10,000
현실적예측	3,000	4,000	4,500	6,000	7,000
비관적예측	2,000	3,000	3,000	5,000	5,000

· 실용화에 따른 수출 예측

(단위 : 백만원)

구분 \ 연도	1차년도	2차년도	3차년도	4차년도	5차년도
낙관적예측	3,000	4,000	5,000	6,000	8,000
현실적예측	1,000	1,000	1,500	2,000	3,000
비관적예측	500	500	1,000	1,000	2,000

6. 문제점 및 건의사항

# 기술 요약서

## ■ 기술의 명칭

- 정밀주조 공정으로 제조되는 터빈 부품의 결정립 미세화 주조 기술
- 복합형(원심형+배인형) 배인펌프 설계기술
- 고압 배인펌프 설계 및 제작기술
- 고속·고온·고압 원심펌프 설계기술

## ■ 기술을 도출한 과제현황

과제관리번호	M1021000005			
과제명	고온 고효율 소형 터보부품 개발			
사업명				
세부사업명	민군겸용 기술개발 사업			
연구기관	한국기계연구원	기관유형	정부 출연연	
참여기관(기업)	한국로스트왁스(주), 금정공업(주), 영화산업(주)			
총연구기간	1999. 8. 25. ~ 2004. 7. 31.			
총연구비	정부 (2,360,000)천원    민간 (686,500)천원    합계 (3,046,500)천원			
연구책임자 1	성명	조창용	주민번호	
	근무기관 부서	한국기계연구원 내열재료그룹	E-mail	cyj20@kmail.kimm.re.kr
	직위/직급	그룹장/책임연구원	전화번호	055-280-3320
연구책임자 2	성명		주민번호	
	근무기관 부서		E-mail	
	직위/직급		전화번호	
실무연락책임자	성명	서성문	소속/부서	한국기계연구원/내열재료 그룹
	직위/직급	선임연구원	E-mail	castme@kmail.kimm.re.kr
	전화번호	055-280-3325	FAX	055-280-3498
	주소	(641-010) 창원시 상남동 66번지 한국기계연구원		

■ 기술의 주요내용

**[기술의 개요]**

미세결정 주조기술

가스터빈 부품 중 일체형으로 제조되는 터빈 휠 혹은 로터의 경우 내부 디스크 부분의 결정립을 감소시킴으로서 고온 피로특성이 향상되고 아울러 피로 데이터의 편차가 감소하여 수명 평가가 가능하다. 따라서 이 같은 터빈 휠의 디스크 부분 결정립 미세화를 위해 기존의 주조 방법으로 미세화가 어려운 부분을 집중+진동 주조 기술을 통해 해결.

군수용 복합형 베인펌프 개발기술

군용을 목적으로 안정된 수력성능을 발휘하기 위하여 주 펌프인 베인펌프 전단에 캐비테이션을 억제시키는 원심형 예압펌프를 갖는다. 소형화를 위하여 고속 운전이 요구되며 고압화와 경량화를 위하여 고강도 저중량 소재의 적용이 요구된다. 특히 베인펌프의 고속화는 베인과 캠링의 내마모성이 탁월한 소재 및 코팅기술이 필요하다.

민수용 고압 베인펌프 개발기술

토출압 210 kgf/cm<sup>2</sup>, 유량 65cc/rev, 회전수 600~2700rpm의 성능을 구현하기 위하여 이중 베인으로 구성되는 인트라 베인 펌프의 개발이 필요하다. 인트라 베인펌프는 베인의 마모가 적고 용적효율을 높게 유지할 수 있는 특징이 있다.

민수용 고속 원심펌프 개발기술

회전수14,300rpm, 토출압 60.3kg/cm<sup>2</sup>, 유량 4.7m<sup>3</sup>/hr 사양의 고속·고온·고압 원심펌프의 개발로 이에 적용된 주요기술로는 증속기 설계기술, 고 비속도용 임펠러 설계기술, 고압 적용 가능한 미케니컬 씰 설계기술 고속 기어부위에서의 베어링 윤활기술 및 오일 냉각기술 등이 있다.

**<기술적 특징>**

- (1) 미세결정 주조기술 : 주조결합 경감, 양산 공정에 적용 용이성, 우수한 피로특성
- (1) 군수용 복합형 베인펌프 : 고압, 고속, 경량, 소형
- (2) 민수용 고압 베인펌프 : 고압, 누설최소화 기술로 용적효율 향상
- (3) 민수용 고속 원심펌프 : 고속·고온·고압, 고 비속도용 임펠러채택

**[용도·이용분야]**

- (1) 미세결정 주조기술
  - 가스터빈 부품의 일체형 터빈 로터, 휠, 블리스크
  - 우수한 피로특성을 요하는 터빈 부품의 정밀주조
- (1) 군수용 복합형 베인펌프
  - 각종 군용 유압 동력발생 장치
  - 차량용 소형 고속 파워 스티어링 유압펌프
- (2) 민수용 고압 베인펌프
  - 차량용 파워 스티어링 유압펌프
  - 선박용 유압 동력발생 장치
- (3) 민수용 고속 원심펌프
  - 석유화학프로세스용 펌프
  - 고압 연료펌프(자동차, 항공기, 선박)





■ 기술의 개발단계 및 수준

[기술의 완성도]

	① 기초, 탐색연구단계 : 특정용도를 위해 필요한 신 지식을 얻거나 기술적 가능성을 탐색하는 단계
	② 응용연구단계 : 기술적 가능성의 실증, 잠재적 실용화 가능성의 입증 등 실험실적 확인 단계
	③ 개발연구단계 : Prototype의 제작, Pilot Plant Test 등을 행하는 단계
√	④ 기업화 준비단계 : 기업화에 필요한 양산화 기술 및 주변 기술까지도 확보하는 단계
	⑤ 상품화 완료단계

[기술의 수명주기]

	① 기술개념 정립기 : 기술의 잠재적 가능성만 있는 단계
	② 기술실험기 : 기술개발에 성공했으나 아직 실용성, 경제성 등이 확실치 않은 단계
	③ 기술적용 시작기: 최초의 기술개발국에서만 활용되고 있는 단계
	④ 기술적용 성장기: 기술개발국 및 일부 선진국에서 활용되고 있는단계
√	⑤ 기술적용 성숙기: 선진국사이에서 활발한 기술이전이 일어나며, 기술의 표준화가 되어가는 단계
	⑥ 기술적용 쇠퇴기: 선진국에서 개도국으로 기술이전이 활발하게 일어나고, 선진국에서는 기술의 가치가 저하되나, 개도국에서는 아직 시장의 가치가 높은 기술

[기술발전 과정상의 기술수준]

	① 외국기술의 모방단계 : 이미 외국에서 개발된 기술의 복제, reverse Eng.
	② 외국기술의 소화·흡수단계 : 국내시장구조나 특성에 적합하게 적응시킴
√	③ 외국기술의 개선·개량단계 : 성능이나 기능을 개선시킴
	④ 신기술의 혁신·발명단계 : 국내 최초로 개발