

6합의 화섬사 제조용 Double Winder 설계
및 제작기술 개발

Development of Technology of Design and Production of
Double Winder for Synthetic yarn of 6 Yarn Doubling

한국기계연구원

과 학 기 술 부

제 출 문

과학기술부 장관 귀하

본 보고서를 “ 6합의 화섬사 제조용 Double Winder 설계 및 제작기술 개발” 의 보고서로 제출합니다.

2002 . 6 .

주관연구기관명	: 한국기계연구원
주관연구책임자	: 김 종 수
연 구 원	: 이 재 경
"	: 성 백 주
"	: 유 찬 수
"	: 박 세 환
참 여 기 업 명	: 최선정공
참여기업책임자	: 박 태 규
연 구 원	: 최 병 호
"	: 강 병 길

보고서 초록

과제관리번호	2000-Jung-4	해당단계 연구기간	'00.06.10~'02.06.09	단계 구분	(총단계)
연구사업명	중 사업명	중점국가연구개발사업			
	세부사업명	중소기업애로기술지원사업			
연구과제명	중 과제명				
	세부(단위)과제명	6합의 화섬사 제조용 Double Winder 설계 및 제작기술 개발			
연구책임자	김 중 수	해당단계 참여연구원수	총 : 8 명 내부 : 5 명 외부 : 3 명	해당단계 연구비	정부 : 247,000 천원 기업 : 73,100 천원 계 : 320,100 천원
연구기관명 및 소속부서명	한국기계연구원, 첨단산업기술연구부		참여기업명	최선정공	
국제공동연구	상대국명 :	상대국연구기관명 :			
위탁연구	연구기관명 :	연구책임자 :			
요약(연구결과를 중심으로 개조식 500자 이내)				보고서 면수	145p
<p>- Twisting spindle 1회전에 2회의 Twisting이 형성되어 Traveller와 Ring 구동의 Winding spindle에 의하여 Doubling되는 구조와 Creel feeding system의 채용으로 고속화와 복합사 품질의 고급화가 가능한 6합의 화섬사 제조용 Double winder 설계/제작</p> <p>- Large package화와 강연에 최적의 조건을 부여할 수 있는 Ne-D 자석식 안정기구, Rotary disk의 경질 Cr plating(SUS304) 및 Yarn 안내의 원활성이 강조된 Yarn guide 배치의 Conical과 Bolster 형태의 Spindle unit 설계/제작</p> <p>- Tensor의 영향, Tension과 Ballooning 분석 등의 Yarn 특성해석을 이론적으로 정립하여 Fuzz ball, Broken pick의 Yarn trouble을 해소하고, Spindle unit의 대용량화와 고속운전시 안정화를 위한 Spinning running tester와 Balancing unit의 설계/제작</p> <p>- Doubling mechanism의 고속화와 대용량화를 위한 Program의 개발 및 적용으로 설계 자립화 추구</p> <ul style="list-style-type: none"> • Tension 제어 Spring 설계용 Program • Spur gear 해석 및 설계용 Program • Traverse cam 해석 및 설계용 Program <p>- 특허(실용신안) 출원</p> <ul style="list-style-type: none"> • 섬유기계용 스핀들의 회전 밸런스 교정용 로터 (실용신안, 출원번호 : 20-2002-18696) • 섬유기계용 벨트 텐션로라(실용신안, 출원번호 : 20-2002-18844) • 복합사 연사장치(발명특허, 출원번호 : 10-2002-34506) 					
색인어 (각 5개 이상)	한 글	복합권사기, 권사 스핀들, 연사 스핀들, 트라버스 장치, 권취 보빈, 6합사			
	영 어	Double winder, Winding spindle, Twisting spindle, Traverse device, Take-up bobbin, 6 doubleing yarn			

요 약 문

I. 제 목

6합의 화섬사 제조용 Double Winder 설계 및 제작기술 개발

II. 연구개발의 목적 및 필요성

○ 기술적 측면

- 최근의 Double winder는 교직물 제직, Twister의 고속화와 Large package화 및 복합사 생산에 의한 섬유 차별화에 유연하게 대처할 수 있도록 3kg와 600m/min의 6합 화섬사 제조용 Double winder에 대한 섬유산업의 요구가 확산되고 있다.
- 이에 대응하고 경쟁력을 확보하기 위해서는 섬유의 물리적 특성과 기구의 안정적 작동을 보장하는 제한조건을 설정하여 최적화할 수 있는 설계 및 제작기술이 핵심이나, 중소기업의 측면에서는 자체해결이 어려운 기술이다.
- 특히 섬유산업의 구조 고도화와 모방설계에 편중되어 많은 한계점이 도출되고 있는 Double winder 설계기술의 자립화를 위해서는 Yarn거동 해석기술, 고속/대용량의 Spindle unit에 대한 설계자동화 기술, Servo 제어 Traverse system 설계기술, 정밀연삭 기술, System simulation기술 및 제작기술 등이 시급한 해결되어야 할 과제이다.

○ 경제·산업적 측면

- 국내 섬유기계산업은 섬유수출 입국을 위한 국가의 기간산업임에도 불구하고 선진국에 비하여 저 성능의 기종 생산에 집중되어 있어 수요산업인 섬유산업의 발전과 조화를 이루지 못하고 있다. 즉 연간 300억불 이상의 방대한 시장을 형성하고 있는 세계 섬유기계시장은 물론, 국내 섬유기계시장을 제대로 장악하지 못하고 있는 실정이다.
- 심화되고 있는 지역 Block화, ISO 9000등 날로 강화되고 있는 국제규제, 품질경쟁력이 강한 선진국과 후발개도국의 풍부한 노동력에 의한 저가의 물량공세로 인하여 치열한 경쟁상태에 있는 섬유산업의 요구확산에 부응하고 경쟁력을 잃어가고 있는 해외시장은 물론 국내시장에서의 경쟁력 강화와 기술집약적 산업구조로의 구축으로 경제적·기술적 고도화를 달성하기 위해서는 6합 화섬사 제조용 Double winder가 시급히 현실화되어야 한다.
- 또한 국내 섬유산업의 고부가가치화 추진과 국경없는 글로벌 경쟁시대로 선진국 섬유기계의 진출여건이 더욱 유리해서 6합 화섬사 제조용 Double winder의 개발을 통한 국내 섬유기계의 경쟁력 강화에 대한 필요성이 그 어느 때 보다도 절실히 지고 있다.

○ 사회·문화적 측면

- 섬유기계산업은 2000년대의 세계 1위의 섬유수출국으로 도약하기 위해 기반산업으로서 중요성이 강조되고 있는 산업이다
- 섬유제조 공정의 단축, 물류비 절감, 제품의 고급화로 밀라노 프로젝트의 완성에 적극 기여할 것임
- 스포츠 레저(낚시용구, 보트), 금속·화학소재(정밀주조), 전기전자, 기계에너지, 섬유(극세섬유, 방음, 내열섬유), 포장, 인쇄산업 등에 응용이 가능

III. 연구개발의 내용 및 범위

최근 고부가가치성 기술분야의 확대와 기술집약형 산업구조로의 전환으로 기업체질 개선이 요구되는 한편 소비경향의 추이, 품질의 고급화에 따른 차별화 직물(교직물 제직, 기능성과 실용성 추구)생산체제의 구축이 당면과제로 부각되고 있는 섬유업계에 고속 Double winder의 대용량화와 복합화에 최적의 조건을 부여할 수 있는 6합 Double winder의 최적설계, 평가기술 및 제작기술의 자립화를 위하여, 선진 모델의 성능을 분석하여 연구개발 방향을 정립하였다. 이를 기초로 Twisting과 Winding구동의 Spindle unit와 전자제어 Traverse system의 국산화 모델을 설정하였다.

요구되는 핵심기술은 Supply와 Take-up package의 Tension/Ballooning과 사층형성에 따른 Yarn 거동해석, 고속/대용량의 Conical과 Bolster 형태의 Spindle unit 구조해석과 최적설계 기술, Feeding yarn의 정확한 제어를 위한 핵심부품(Traverse cam, Spur gear, Tension spring)의 설계자동화 기술, 정밀가공기술, 평가기술 및 제작기술 등이다.

따라서 본 연구개발에는 이러한 기능을 효율성있게 하고, 6합 Double winder의 고속화와 대용량화를 위하여 다음과 같이 수행하였다.

- Double winding system의 기초기술 정립 및 모델설계
 - Double winding 개념 정립
 - Yarn guide 분석(배치, 형상, 재질 등)
 - System설계의 CAD화를 위한 Data 수립
- 고속, 대용량의 Double winder 설계 및 제작기술 개발
 - Spindle unit 설계 및 제작기술
 - Twisting과 Winding spindle(분리형 및 일체형) 채용 Doubling system 설계
 - Yarn guide 배치 및 설계
 - Spindle unit(Bolster/Conical type) 설계 및 동특성 해석
 - Traverse 제어 software 개발
 - 핵심부품 최적설계 및 제작기술
 - 요소부품 최적설계(Blade, Spur gear, Traverse cam, Tension spring 등)
 - 고정밀 연삭기술(Blade, Yarn guide 등)

- Yarn feeding 연구
 - Bobbin 해석(응력, Tension, Hardness)
 - Pirn형상, Traverse속도 및 Spindle 속도
- 성능평가기술
 - Test spec. 작성
 - Yarn 및 직물특성 평가
- Spindle running tester 설계 및 제작
- Balancing unit 설계 및 제작

IV. 연구개발결과

본 연구개발은 2차년도에 걸쳐 수행된 과제로서 주요 연구개발 결과는 다음과 같다.

- Twisting spindle 1회전에 2회의 Twisting이 형성되어 Traveller와 Ring 구동의 Winding spindle에 의하여 Doubling되는 구조와 Creel feeding system의 채용으로 고속화와 복합사 품질의 고급화가 가능한 Doubling formation 및 Servo 제어 Traverse unit의 6합의 화섬사 제조용 Double winder 설계/제작
- Large package화와 강연에 최적의 조건을 부여할 수 있는 Ne-D 자석식 안정기구, Rotary disk의 경질 Cr plating(SUS304) 및 Yarn 안내의 원활성이 강조된 Yarn guide 배치의 Conical과 Bolster 형태의 Spindle unit 설계/제작
- Tensor의 영향, Tension과 Ballooning 분석 등의 Yarn 특성해석을 이론적으로 정립하여 Fuzz ball, Broken pick의 Yarn trouble을 해소하고, Spindle unit의 대용량화와 고속운전시 안정화를 위한 Spinning running tester와 Balancing unit의 설계/제작
- 50~380m/min의 Stroke로 작동하여 최대 $\phi 42$ 까지 Winding작업을 수행할 수 있는 Servo control과 Cylindrical cross-cam에 의한 Traverse system 채용
- Doubling mechanism의 고속화와 대용량화를 위한 Program의 개발 및 적용으로 설계 자립화 추구
 - Tension 제어 Spring 설계용 Program
 - Spur gear 해석 및 설계용 Program
 - Traverse cam 해석 및 설계용 Program
- 특허(실용신안) 출원
 - 섬유기계용 스펀들의 회전 밸런스 교정용 로터
(실용신안, 출원번호 : 20-2002-18696)
 - 섬유기계용 벨트 텐션로라(실용신안, 출원번호 : 20-2002-18844)
 - 복합사 연사장치(발명특허, 출원번호 : 10-2002-34506)

V. 연구개발결과의 활용계획

이상과 같은 연구개발 결과 Double winder의 고속화와 대용량화를 만족시키는 600rpm의 6합 화섬사 제조용 Double winder의 최적설계 및 제작기술을 확립하였다. 특히 주목되는 것은 참여기업인 최선정공에서 제작한 시제품에 대한 기능 및 Yarn 가공상태를 실험 중에 있으나 연구목표에 부합된 성능을 유지할 수 있을 것으로 사료되며, 특히 개발 제품이 더욱 완벽한 상품으로 정립되기 위해서는 이후에도 지속적인 수정과 보완이 있어야 할 것이며 더불어 기업화 정착을 위해서는 대정부 차원에서도 아낌없는 지원이 이루어져야 할 것이다. 또한 자체 설계능력의 확보로 지능형 통합 제직시스템 구축에 기여함은 물론 고성능 Twister, Covering machine등 제직준비기 및 Shuttless loom 등의 섬유기계와 Cam 구동 System을 가진 산업/공작기계에 대한 기술자립과 국제경쟁력 강화에 적극 활용할 것임.

S U M M A R Y

I. Title

Development of Technology of Design and Production of Double Winder for Synthetic Yarn of 6 Yarn Doubling

II. Purpose and Importance of Research and Development

o Technology aspect

- The recently, a double winder is demanded double winder for synthetic yarn of 6 yarn doubling which has 3kg weight capacity and 600m/min production speed for deal flexibility with fiber discriminative as weaving union cloth, speed-up twister, large package and composition cloth.
- For deal with its and secured competitiveness, we will develop design and production technology which can be optimization of security condition for yarn physical properties character and stability working mechanism. But, middle or small company cant develop this technology by itself.
- Especially, for improvement of the structure of the textile machinery industry and independent of double winder design technology from other nation, we develop the several technologies which is yarn behavior analysis technology, design automation technology with high-speed and large capacity of spindle unit, traverse system design controlled by servo, precision grinding technology, system simulation technology and manufacture technology

o Economy and industry aspect

- The domestic textile industry is not harmony fiber industry growth as the nation of exporting fiber in spite of on the basis of industries as concentration low-efficiency textile machine. So, dont grasp not only world market but also domestic market.
- The world is being more and more local blocking and solidifying international standard, ISO 9000. Now, our country misses competitive power. Because of our country competed with other countries. Advanced countries have quality competitive power but a developing country remains a low price product. So, double winder for synthetic yarn of 6 yarn doubling realized as soon as possible for improvement of economic and technically achievement.
- We need to competitive power of the domestic textile machinery from development of technology of design and production of double winder for

synthetic yarn of 6 yarn doubling for realization high-valued the domestic textile machinery and preparation of advanced an advantage country at borderless global competitive of the times.

o Society and culture aspect

- The textile machinery industry is very important industries and key industries for taking-off world best one fabric export country.
- Technology of design and production of double winder for synthetic yarn of 6 yarn doubling contribute to complete Milan Project as contraction of fabric production process, the retrenchment of shipping costs, high class product.
- Can be applied sports leisure(fishing goods, boats), metal and chemical material(precision casting), electrical-electronics, mechanical energy, fabric (nano-fabric, soundproofing, protection against heat fabric), package, printing industries, ...

III. Details and Scope of Research and Development

The recently, fabric trade is required improvement of structure of our company and construction of manufacturing process of fabric distinction. This is the problem which confronts us as change extension high-valued technology aspect and structure of industrial of intensive technology.

This research is proposed scope of research of to analysis performance the advance model for independent of technology from development technology of design and production of double winder for synthetic yarn of 6 yarn doubling. Based on this, we have established localization model of spindle unit with twisting and winding movement and traverse system with electro-controlled.

The required key technology is analysis of yarn behavior as yarn layer supply and tension/ballooning of take-up package, structure analysis of shaped conical and bolster with high-speed and large capacity, design optimization technique, design automation technology of key parts for exact position control of feeding yarn(traverse cam, spur gear, tension spring), precision machining technology, evaluation technology and production technology.

So, this research has done follows for its function efficiency and more high-speed and more high-capacity of 6 yarn doubling winder.

o Establishment of basic technology of double winding system and model design

- Establishment of a concept of double winding
- Analysis of yarn guide (arrangement, shape, material .)
- Founding of data for making CAD of System design

- o Development of high-speed, large-capacity double winder design and production technology
 - Design and production technology of Spindle unit
 - Design of doubling system with Twisting and Winding spindle
 - Design and arrangement of yarn guide
 - Design and dynamic analysis of spindle unit(Bolster/Conical type)
 - Development software of traverse control unit
 - Design optimization and product technology of Key part
 - Design optimization of element parts
(Blade, Spur gear, Traverse cam, Tension spring)
 - High precision grinding technology(Blade, Yarn guide)
 - Research of yarn feeding
 - Analysis of bobbin (Stress, Tension, Hardness)
 - Pirn shape, Traverse speed, Spindle speed
- o Estimation performance technology
 - Making test spec.
 - Estimation of yarn and textile character
- o Design and production technology of Spindle running tester
- o Design and production technology of Balancing unit

IV. Results of Research and Development

This research have done an assignment during two years the main research result of as follows.

- Design and production of double winder for synthetic yarn of 6 yarn doubling making high-speed and can be an advanced high-value synthetic yarn and controlled servo as 2-times twisting by twisting spindle 1-rotation and introduction of creel feeding system with traveler and ring mechanism and doubling mechanism form winding spindle.
- Development and production of making large package and Ne-D magnetic stabilization mechanism, Cr plating rotary disk and high-lubrication yarn guide and Spindle unit Conical and Bolster shaped yarn guide arrangement
- Design of production of spinning running tester and balancing unit for yarn trouble shooting of fuzze ball, broken pick and Making large-capacity stabilization of high-speed running to tensor influence, settlement of a theory of yarn character analysis with tension and ballooning analysis
- Introduction traverse system with servo control and cylindrical cross-cam be able to winding up to 40 to 50-380 m/min stroke

- Development computer program and independent design technology for making high-speed and large capacity of double mechanism
 - Design program of spring for tension control
 - Analysis and design program of spur gear
 - Analysis and design program of traverse cam
- Patent(practical new device) application
 - Rotor used correction of rotational balance of spindle for textile machinery
(Practical new device, Application number : 20-2002-18696)
 - Belt tension roller for textile machinery
(Practical new device, Application number : 20-2002-18844)
 - Twisting unit for conjugated yarn(Patent, Application number : 10-2002-34506)

V. Application Plan of the Results of Research and Development

As the above research result, we build up development of technology of design and production of 600rpm double winder for synthetic yarn of 6 yarn doubling satisfy high-speed and large-capacity of double winder. Especially, performance of production as prototype at the participation company, Che-Sun Precision Industry and yarn manufactured condition is at the help of experiments. But It is satisfied research aim. Especially, developed production is corrected and supplied For more and more settlement completed production. In the addition, nation support this company for settlement technology. And, as secure design capacity contribute intelligence total textile system and high-performance twister, Covering machine, preparation textile machinery and shuttles loom with cam mechanism system.

CONTENTS

Chapter 1. Introduction	13
Paragraph 1. The purpose and necessity of research and development	13
Paragraph 2. Details and range of research and development	14
Chapter 2. Research trend	15
Paragraph 1. Overseas and domestic research trend and view of the future	15
Paragraph 2. Situation of research and results	17
Chapter 3. Contents and Results of the Research & Development	18
Paragraph 1. Specifications Decision of Structure	18
Paragraph 2. Supply Package Analysis	19
Paragraph 3. Design and Analysis of Spindle Unit	26
Paragraph 4. Optimal Design for Core Components	60
Paragraph 5. Control Algorithm for Pirn Shape	96
Paragraph 6. Test and Evaluation for Double Winder	113
Paragraph 7. Conclusion	126
Chapter 4. Reaching Level of Goal and Contribution Rate for the Related Fields	128
Paragraph 1. The Reaching Level for Research & Development Goal	128
Paragraph 2. Contribution Rate for Technology Prosperity	130
Chapter 5. Practical Using Planing of the Research & Development Results	131
Paragraph 1. Practical Using Planing	131
Paragraph 2. Propelling Method for Industrialization	131
Chapter 6. The Collected Abroad Technical Informations in the course of Research & Development	132
Chapter 7. References	133

목 차

제 1 장 연구개발과제의 개요	13
제 1 절 연구개발의 목적 및 필요성	13
제 2 절 연구개발의 내용 및 범위	14
제 2 장 국내외 기술개발 현황	15
제 1 절 국내외 현황 및 향후전망	15
제 2 절 연구결과의 위치	17
제 3 장 연구개발 수행 내용 및 결과	18
제 1 절 구조 및 사양 결정	18
제 2 절 Supply package 해석	19
제 3 절 Spindle unit의 설계 및 해석	26
제 4 절 핵심부품의 최적설계	60
제 5 절 Pim 권취형상 제어 Algorithm	96
제 6 절 Double winder의 실험 및 평가	113
제 7 절 결 론	126
제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도	128
제 1 절 연구개발목표의 달성도	128
제 2 절 기술발전예의 기여도	130
제 5 장 연구개발결과의 활용계획	131
제 1 절 활용계획	131
제 2 절 기업화 추진방안	131
제 6 장 <u>연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보</u>	132
제 7 장 참고문헌	133

제 1 장 연구개발과제의 개요

제 1 절 연구개발의 목적 및 필요성

1. 기술적 측면

최근의 Double winder는 교직물의 제직, Twister의 고속화와 Large package화 및 복합사 생산에 의한 섬유 차별화에 유연하게 대처할 수 있는 3kg와 600m/min의 6합 화섬사 제조용 Double winder에 대한 섬유산업의 요구가 확산되고 있다. 이에 대응하고 경쟁력을 확보하기 위해서는 섬유의 물리적 특성과 기구의 안정적 작동을 보장하는 제한조건을 설정하여 최적화할 수 있는 설계 및 제작기술이 핵심이나, 중소기업의 측면에서는 자체 해결이 어려운 기술이다. 특히 섬유산업의 구조고도화와 모방설계에 편중되어 많은 한계점이 도출되고 있는 Double winder 설계기술의 자립화를 위해서는 Yarn거동 해석기술, 고속/대용량의 Spindle unit에 대한 설계자동화 기술, Servo 제어 Traverse system 설계 기술, 정밀연삭기술, System simulation기술 및 제작기술 등이 시급히 해결할 과제이다.

2. 경제·산업적 측면

국내 섬유기계산업은 섬유수출 입국을 위한 국가의 기간산업임에도 불구하고 선진국에 비하여 저 성능의 기종 생산에 집중되어 있어 수요산업인 섬유산업의 발전과 조화를 이루지 못하고 있어서, 연간 300억불 이상의 방대한 시장을 형성하고 있는 세계 섬유기계 시장은 물론, 국내 섬유기계시장을 제대로 장악하지 못하고 있는 실정이다. 그리고 심화되고 있는 지역 Block화, ISO 9000등 날로 강화되고 있는 국제규제, 품질경쟁력이 강한 선진국과 후발개도국의 풍부한 노동력에 의한 저가의 물량공세로 인하여 치열한 경쟁상태에 있는 섬유산업의 요구확산에 부응하고 경쟁력을 잃어가고 있는 해외시장은 물론 국내시장에서의 경쟁력 강화와 기술집약적 산업구조로의 구축으로 경제적·기술적 고도화를 달성하기 위해서는 6합 화섬사 제조용 Double winder가 시급히 현실화되어야 한다. 또한 국내 섬유산업의 고부가가치화 추진과 국경없는 글로벌 경쟁시대로 선진국 섬유기계의 진출여건이 더욱 유리해서 6합 화섬사 제조용 Double winder의 개발을 통한 국내 섬유기계의 경쟁력 강화에 대한 필요성이 그 어느 때 보다도 절실하여 지고 있다.

3. 사회·문화적 측면

섬유기계산업은 2000년대의 세계 1위의 섬유수출국으로 도약을 위한 기반산업으로 중요성이 강조되고 있는 산업으로서, 섬유제조 공정의 단축, 물류비 절감, 제품의 고급화로 밀라노 프로젝트의 완성에 적극 기여할 것이다. 또한 스포츠 레저(낙시용구, 보트), 금속·화학소재, 전기전자, 기계에너지, 섬유(극세섬유, 방음, 내열섬유), 포장, 인쇄산업 등에 응용이 가능하다.

제 2 절 연구개발의 내용 및 범위

최근 고부가가치성 기술분야의 확대와 기술집약형 산업구조로의 전환으로 기업체질 개선이 요구되는 한편 소비경향의 추이, 품질의 고급화에 따른 차별화 직물(교직물 제직, 기능성과 실용성 추구)생산체재의 구축이 당면과제로 부각되고 있는 섬유업계에 고속 Double winder의 대용량화와 복합화에 최적의 조건을 부여할 수 있는 6합 Double winder의 최적설계, 평가기술 및 제작기술의 자립화를 위하여, 선진 모델의 성능을 분석하여 연구개발 방향을 정립하였다. 이를 기초로 Twisting과 Winding구동의 Spindle unit와 전자제어 Traverse system의 국산화 모델을 설정하였다.

요구되는 핵심기술은 Supply와 Take-up package의 Tension/Ballooning과 사충형성에 따른 Yarn 거동해석, 고속/대용량의 Conical과 Bolster 형태의 Spindle unit 구조해석과 최적설계 기술, Feeding yarn의 정확한 제어를 위한 핵심부품(Traverse cam, Spur gear, Tension spring)의 설계자동화 기술, 정밀가공기술, 평가기술 및 제작기술 등이다. 따라서 본 연구개발에는 이러한 기능을 효율성있게 하고, 6합 Double winder의 고속화와 대용량화를 위하여 다음과 같이 수행하였다.

- Double winding system의 기초기술 정립 및 모델설계
 - Double winding 개념 정립
 - Yarn guide 분석(배치, 형상, 재질 등)
 - System설계의 CAD화를 위한 Data 수립
- 고속, 대용량의 Double winder 설계 및 제작기술 개발
 - Spindle unit 설계 및 제작기술
 - Twisting과 Winding spindle(분리형 및 일체형) 채용 Doubling system 설계
 - Yarn guide 배치 및 설계
 - Spindle unit(Bolster/Conical type) 설계 및 동특성 해석
 - Traverse 제어 software 개발
 - 핵심부품 최적설계 및 제작기술
 - 요소부품 최적설계(Blade, Spur gear, Traverse cam, Tension spring 등)
 - 고정밀 연삭기술(Blade, Yarn guide 등)
 - Rotary disk의 Sheet forming
 - Yarn feeding 연구
 - Bobbin 해석(응력, Tension, Hardness, 힘의 분포)
 - Pirn형상, Traverse속도 및 Spindle 속도
 - Rotary disk의 Yarn 거동해석(Balloon, Yarn 권취량과 Twisting tension)
- 성능평가기술
 - Test spec. 작성
 - Yarn 및 직물특성 평가
- Spindle running tester, Balancing unit 설계 및 제작

제 2 장 국내외 기술개발 현황

제 1 절 국내외 현황 및 향후전망

1. 국외의 현황

Microprocessor의 채용은 거의 보편화 되었고 제어기술의 정밀도와 신뢰성, 그리고 성능의 차별화와 특화가 생존의 조건이었다. Process monitoring과 Data 입출력 기능, 쌍방향 통신도 일반화되어 원격진단 혹은 Telemaintenance와 인터넷을 통한 제조업체의 Software upgrade기술도 현실화되었다.

Double winder에 대한 Computer제어의 채용으로 현저하게 성능 향상이 가능하며, 전장 부품이 고급화한 만큼 그 신뢰성이 중요하게 대두되어 제어부를 중심으로 Sensor, Actuator등 Hardware 부품의 품질 및 신뢰성을 높이기 위해 제조설비, 검사, 시험장비의 중요성이 강조되었다. Soft면에서는 Simulation에 의해 동작의 신뢰성을 확보하고 나아가 인공지능을 활용해서 예방보전, 최적 제적운전 등의 기능향상에 대한 연구도 추진하고 있다. 표 1은 선진국 Double winder의 사양을 비교한 것이다.

Tale.1 Double winder의 사양 비교

항 목	Sauar allma (Germany)	ICBT (France)	Isikawa (Japan)
Tension device	Plate washer에 의한 Weight tension	Over Feed roller	Lip belt
Doubling range	Max. 5합	Max. 6합	Max. 5합
Yarn speed	Max. 550m/min	Max. 650m/min	Max. 600m/min
Yarn stopper	Fiber sensor	Drop wirer	Fiber sensor
Twisting device	Twist ring travellar 20-600TPM	Twist ring travellar 50-600TPM	Twist ring travellar 30-600TPM
Take-up	Flange bobbin, Biconical	Flange bobbin, Biconical	Flange bobbin
Traverse device	Servo motor에 의한 Ball screw system	Servo motor에 의한 Ball screw system	기계식
No .of spindle	Max. 120 Spindle	Max. 120 Spindle	Max.120 Spindle
Driving motor	4P. 5HP	4P. 5HP	4P. 7.5HP

2. 국내의 현황

섬유산업은 우리나라 경제발전을 이끈 중추산업이자 대표적인 수출산업으로서 성장해 왔음은 주지의 사실이다. 이에 반해 국내 섬유기계산업은 섬유기계가 보유하고 있는 기술집약적 특성, 서로 공존할 수 있는 기술의 분업화 부재 및 국제경쟁력을 가지는 기술을 보유하고 있지 못하기 때문에 국내 섬유업계의 요구에 대응하지 못하며, 고기능 섬유기계는 전량 수입품에 의존하고 있다(표 2 참조). 또한 규모의 영세성과 기술의 낙후성을 면하지 못하고 있다. 매년 수입이 수출을 초과하는 만성적 무역수지 적자 품목이었으나, 1990년도에 들어와 직포산업에서는 단순한 직기와 제직준비기의 성능 향상만 가지고는 소기의 목적을 달성할 수 없다는 사실을 인식하였다.

즉, 인력절감 및 원가절감을 통한 생산성 향상으로 가격경쟁력 확보와 수요의 다양화에 대비하기 위해 필수적인 직기와 제직준비기의 자동화, 중간제품과 완제품의 무인반송, CAD, CAM 및 ON-line 생산관리 등의 기술을 통합하는 지능형 통합제직 시스템에 대한 요구가 확산되고 있으나, 섬유기계업계에서는 이에 대응하지 못하고 노동 집약형 Water-jet 직기와 제직준비기의 생산에만 편중되어 있다. 그러므로 직물공장의 자동화에 적합한 첨단 Air-jet 직기, 제직준비기 및 자동화시스템 전량을 일본과 유럽지역으로 부터 필연적으로 수입을 하게될 것이고 향후 급속한전파로 막대한 외화의 낭비가 예상되고 있어 섬유기계의 국제경쟁력 강화가 절실한 실정이다.

Table. 2 국내외 기술수준 비교

제품·기술명	선진국 수준 (Allma, 독일)	국내 수준	기술격차
○ Doubling system설계	100	60	-40
○ Spindle unit 설계/제작	100	60	-40
○ Servo제어 Traverse system설계	100	70	-30
○ Take-up의 대용량화 기술(3kg)	100	80	-20
○ Yarn speed의 고속화 기술(600m/min)	100	60	-40
○ Yarn stopping system	100	90	-10

3. 향후전망

Double winder 단일로서의 기능향상 뿐만 아니라, 그림 1에서와 같이 제직준비 및 제직공장 전체로서 통합시스템화가 이루어져 직포 공정을 통한 통합자동화로 연구가 진행되고 있다. 다품종 소량생산의 적용, 공장 가동율의 향상, 직물품질의 고급화에서 제품의 납기단축에 대응하고 수주에서 발송까지 전체공정에 대해 통합관리가 이루어질 수 있다.

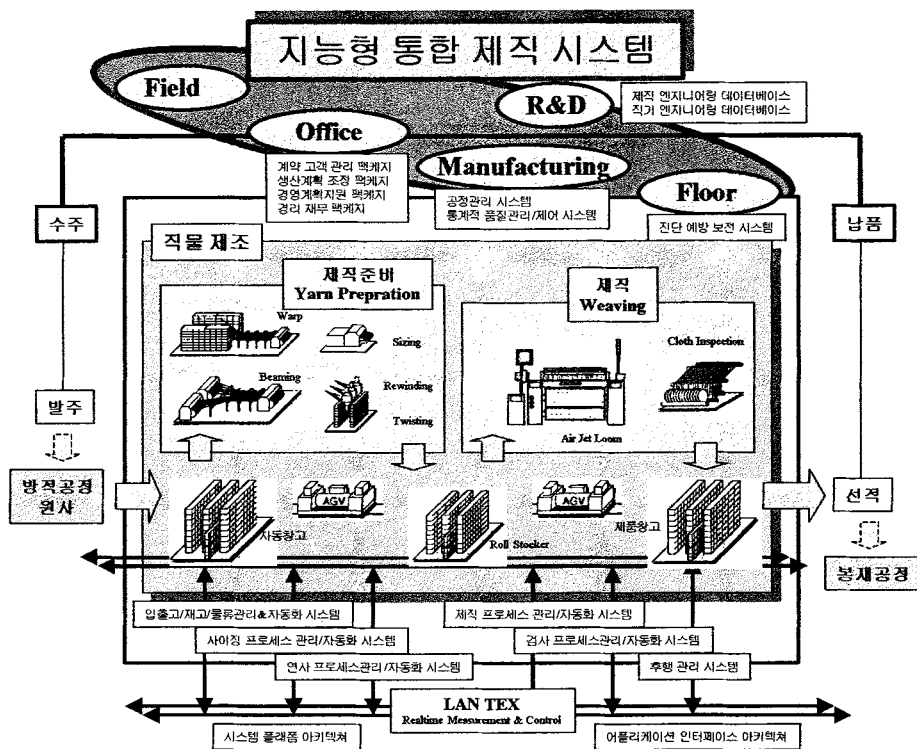


Fig. 1 지능형 통합 제작시스템

제 2 절 연구결과의 위치

최근 국내 섬유기계업체에서 생산하고 있는 Double winder는 Yarn feeding시 Tension과 Balloning의 불규칙성과 Spindle unit의 저속운전 및 모방제작으로 Double winder의 대형화는 물론 고속운전시 안정화와 광범위한 합연사를 제조하기 불가능하였다. 그러나 본 연구의 결과 Supply와 Take-up package의 Tension/Ballooning과 사충형성에 따른 Yarn 거동해석으로 최적의 사충형상과 권취방법 선정 및 고속/대용량의 Yarn doubling을 유도할 수 있는 설계자동화 기술, 정밀가공기술, 평가기술 및 제작기술 등 최적화를 이루어 Doubling의 효율을 향상시켰다. Double winder의 성능향상으로는 첫째 Spindle 1회전에 2회의 Twisting이 형성되는 Twisting spindle과 Traveller와 Ring 구동의 Winding spindle에 의하여 Doubling되는 구조와 Creel feeding system의 채용으로 고속화와 복합사 품질 고급화가 가능하게 하였고, 둘째 Servo 제어 Traverse unit의 채용과 각 장치의 Electronics화로 유연성을 기하게 되어 이것이 제작준비기의 자동화나 직포공장의 FA화의 실현성을 높이고 직포에 대해 성인화가 가능하여 많은 수요창출과 수입대체 효과를 극대화할 수 있으며 제작준비기의 가격/품질경쟁력을 확보할 수 있을 것으로 사료된다.

제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

제 1 절 구조 및 사양 결정

1. 구조

그림 2는 Double winder에서 Yarn에 함연이 가해지는 모습을 나타낸 것으로서 Creel에서 해서되어진 Yarn은 Spring tension 제어장치와 감지장치를 통과하여 Guide roller를 거치게 된다. Guide roller를 거친 Yarn은 한가닥으로 되어 Tension 제어 목적의 Delivery device에 도달하게 됩니다. 그 후 Winding spindle의 하부를 통과하여 Twisting spindle의 Rotary disk로 Feeding된 Yarn은 Traveller와 Ring의 운동으로 함연이 완성되어 권취 Package에 감기게 되는 것이다.

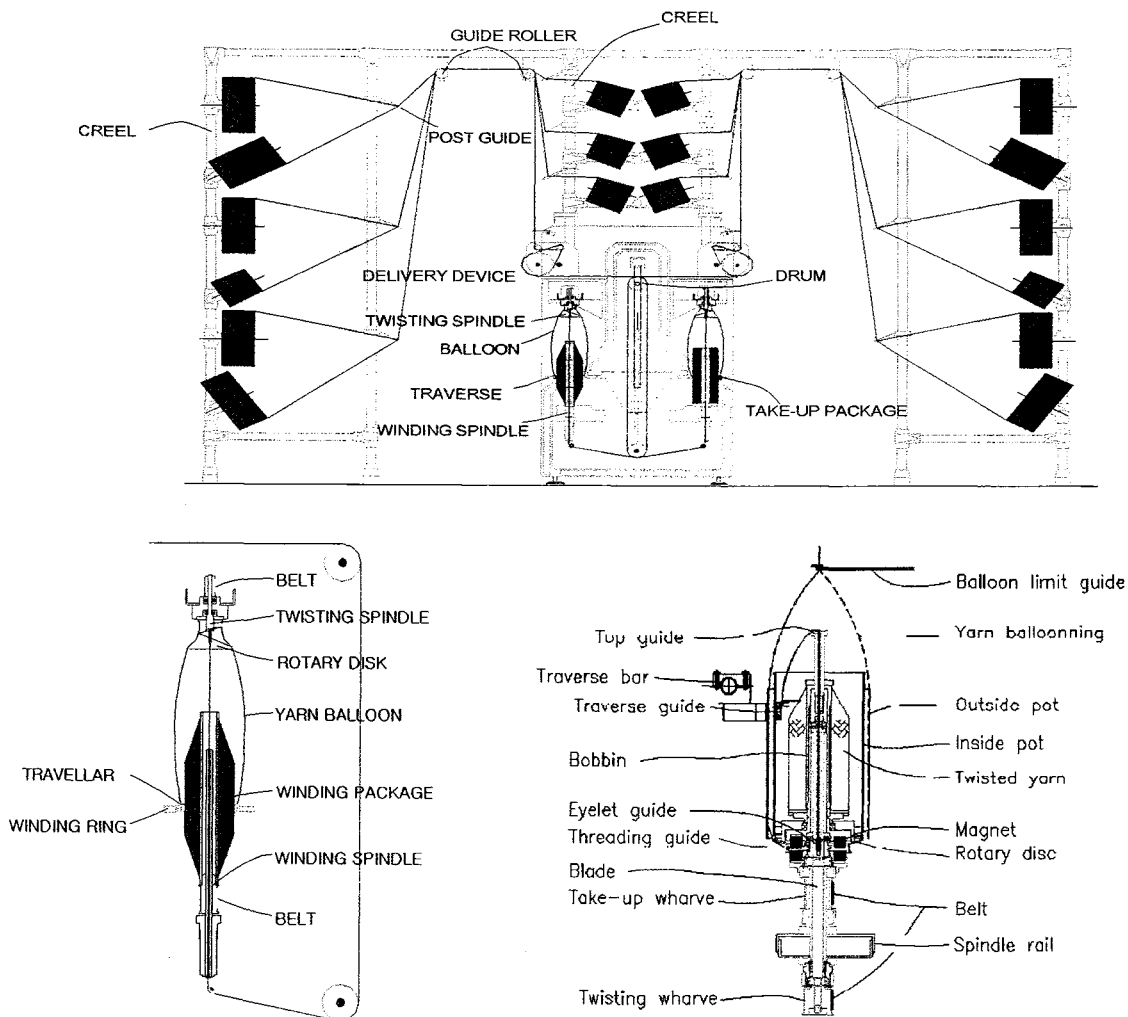


Fig. 2 Double winder와 Spindle unit(분리형, 일체형)

2. 사양

항목		단위	사양
Application yarn		-	Polyester, Filament, Industrial yarn
Supply package feeding		-	6 Creel/1Spindle system
Yarn stopper		-	Fiber sensor
Tension device		-	Spring tensor, Godet roller(Urethane roller, 경질Cr 도금 Roller)
Godet roller speed		m/min	600
Doubling range		ply	Max. 6
Yarn speed		m/min	Max. 500
Spindle unit	Speed	rpm	Max. 15,000
	Number	spindle	분리형 24spindle, 일체형 24spindle
	Gauge	mm	225
	Driving	-	Endless tangential belt
Take-up package	Type	-	Flange, Top taper
	Package	kg	3
Twisting	Type	-	분리형 : Spindle unit(1/1) 일체형 : Spindle unit(1/2)
	Range	TPM	50~500(분리형). 50~2000(일체형)
Traverse unit	Driving	-	Servo motor에 의한 Ball screw system
	Stroke	mm	50-380
Ring diameter		mm	127
Winding diameter		mm	110
Delivery speed		m/min	600
Driving motor		-	5HP

제 2 절 Supply package 해석

1. Supply package tension

Supply package는 현재 Yarn을 보호하고 저장하는 일반적인 방법이나, Package의 내부 압력에 대한 Textile property의 영향 등 제반 문제점의 발생으로 합연공정과 제직공정에서 Supply package의 내부압력 측정은 필수적이다.

Package tension을 측정하기 위하여 Linear elasticity 법칙이 상용되며 Young's modules(E)와 Poisson's ratio(μ)에 의해서 결정되므로 Package를 Compact한 압력용기로 가정하여 Relative radial tension $\sigma_r(r)/q$ 과 Relative tangential tension $\sigma_t(r)/q$ 를 이용하여 2개의 Main value를 계산하면

$$\frac{\sigma_r(r)}{a} = -\frac{1}{2}\left(1 + \frac{A^2}{r^2}\right) \ln \frac{A^2 + r^2}{A^2 + r^2} \quad (3.1)$$

$$\frac{\sigma_t(r)}{a} = 1 + \frac{r^2 - A^2}{2r^2} \ln \frac{A^2 + r^2}{A^2 + r^2} \quad (3.2)$$

여기서 $A^2 = r^2 \frac{1-\mu}{1+\mu}$, r 은 Package의 내경과 외경

식 (3.1)에서 Package에는 항상 Pressure force가 존재하므로 (-)값을 가지고, Tangential force의 경우도 Tensile force가 항상 존재한다.

경도측정기의 실험결과 실험값과 이론값이 상이하므로 Anisotropic을 나타내는 Factor(K)를 이용하여 수정하였으며

$$K = \sqrt{E_t / E_r} \quad (3.3)$$

E_t : Tangential 방향의 Young's modulus

E_r : Radial 방향의 Young's modulus

실험에 의한 상대 Radial tension과 Pattern의 관계, Anisotropic package에 대하여 식 (3.3)으로부터 결정된 Pattern과 비교하여 Package internal tension을 수정하였다.

$$\frac{\sigma_r(r)}{a} = -\frac{r^{2K} + A^{\frac{2}{K}}}{r^{K+1}} \int \frac{r^K}{r^{2K} + A^{\frac{2}{K}}} dr \quad (3.4)$$

따라서 식 (3.2)에 의해 실험식과 이론식을 비교하여 Winding package의 Processibility property에 영향을 미치는 Relative tangential과 Level을 계산하기 위한 Anisotropic factor(K)를 결정하였으며, Relative tangential tension 방정식은 식 (3.5)와 같다.

$$\frac{\sigma_t(r)}{a} = 1 - \frac{r^{2K} - A^{\frac{2}{K}}}{r^{K+1}} K \int_r^{r^2} \frac{r^K}{r^{2K} + A^{\frac{2}{K}}} dr \quad (3.5)$$

그림 3은 Cyindrical package 끝면의 Radial 방향에서 Radial과 Tangential tension을 나타낸 것이다. Radial tension의 증가가 Package 외경에서 0부터 Tube 근처에서 최대가 되고, 반대로 Tangential tension은 Tube 표면으로부터 일정구간에서는 (-)로 되는 것을 보여준다. 따라서 Cauliflower effect라고 부르는 Thread layer의 Bulging이 존재한다는 것을 알 수 있고, 이런 결점은 Package build에서 줄무늬의 원인이 되며 불규칙한 구조를 가진 Package의 Negative 영향력은 Winding 된 Yarn의 신장력 차이를 가져온다.

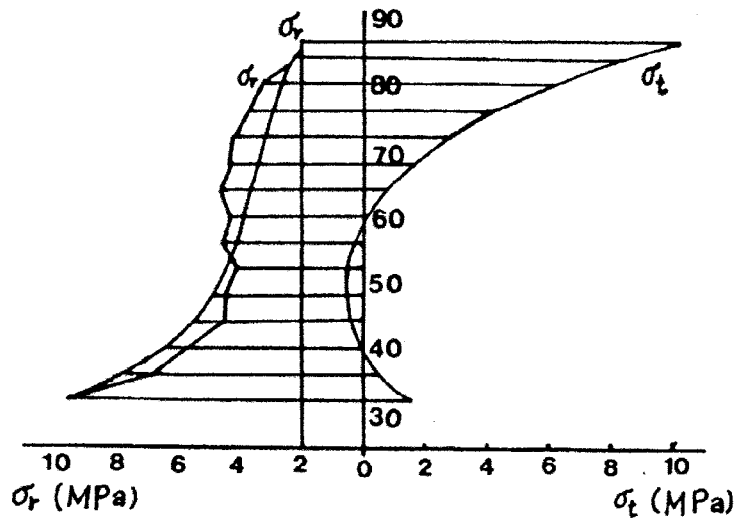


Fig. 3 Cylindrical package에서 Radial/Tangential tension

2. Package의 Hardness testing

고속 Weft insertion system에서는 생산성 증대를 위하여 Package에 대한 Yarn winding의 증가로 Package의 대형화를 요구하게 되었다. 그러므로 Bobbin에 대한 수요가 확산되고 Package 내부의 Tension 연구는 Internal pressure pattern과 관련하여 최대 Package diameter를 결정하므로 Bobbin구조와 Package의 Hardness는 다음의 Parameter에 영향을 준다.

- Package winding시 Yarn tension
- Yarn count
- Yarn의 마찰계수
- Relaxation에 따른 Yarn 수축
- Pressure level과 Winding arm의 Braking

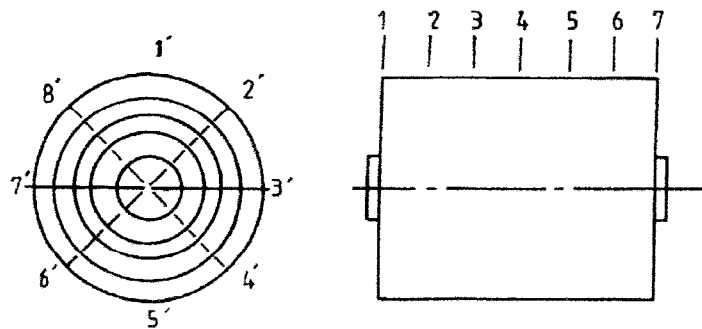


Fig. 4 Distribution of the measuring point

그림 4에 표시된 측정위치에서 Rotor yarn package의 Hardness를 측정하였으며, Package에 대한 Parameter는 Fiber metal이 100% Cotton이고 Fine이 29.8tex였다. 측정 결과는 그림 5로서 Bobbin 축방향에 시간의 함수로 Radial pressure의 Pattern을 나타내었다. Yarn을 저장 후 처음 2주일에 최대 Relaxation이, 그 후 1개월 동안 Package 내부의 Radial pressure는 안정화되었다

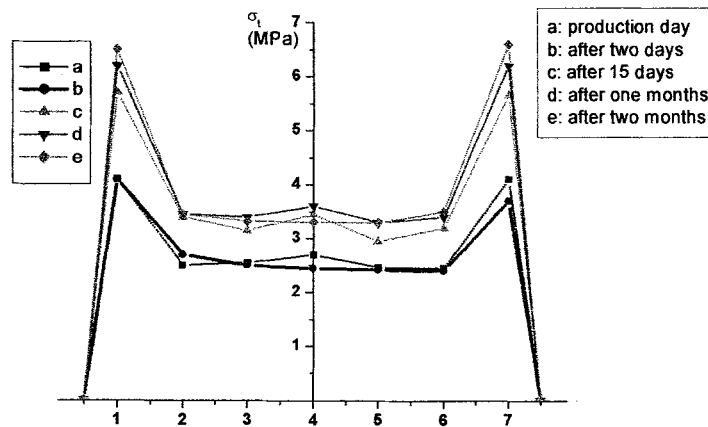


Fig. 5 Radial tension in rotor yarn package

3. Supply package 크기와 Pirn의 Winding tension

Winding시 Supply package크기와 Tension, Double winder의 Tension장치의 기능을 결정하기 위하여 실험해석 하였으며, 실험에 사용한 Yarn은 76D/36F Polyester사를 사용하여 8,500rpm의 속도로써 권취하였다. 이때의 장력 변화는 Digital tension meter(SIMPO, 일본)를 사용하여 3곳에서 측정하였으며 Supply package크기에 대한 효과는 Full, Half, Finish의 3가지로써 5개의 Pirn에 대하여 Yarn tension을 측정하였다. 또한 같은 기계에서 Spindle에 대해서는 같은 방법으로 측정하였다. 측정결과 Pirn winding의 장력은 Supply package크기 변화 효과와는 관계가 없었으며, Supply package위치에 대한 변화는 표 3과 같이 Full, Half, Finish에 따라 평균에서 약 2.5g의 증가하는 경향이 있었다.

Table. 3 Supply Package Effect and Tension of Pirn Winding

Cheese No.	공급 팩키지 크기에서의 장력(gf)		
	Full	Half	Finish
1	33	34	36
2	32	33	34
3	31	33	34
4	33	34	35
5	32	32	34

Pirn winding에서의 각 Spindle에 대한 Tension의 측정 결과는 그림 6에 정리하였다. 초기에 부여된 Tension도, 작업동안 각각의 Spindle은 다양한 Tension의 변화를 나타내고 있다. 이것은 Supply package의 크기 변화의 원인보다도 Tension 장치의 성능 및 기계의 비능율에 기인하는 것으로 생각된다.

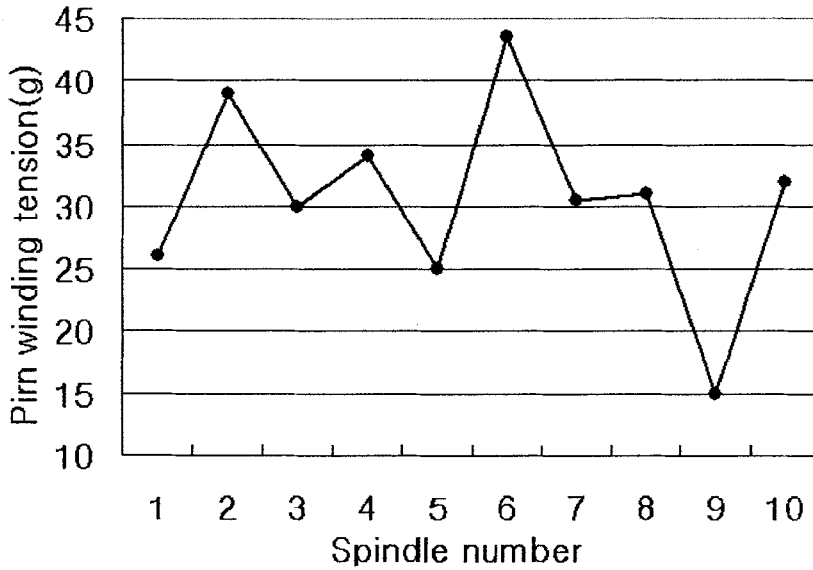


Fig. 6 Spindle tension of pirn winding

따라서 Pirn winding 장력에서 Supply package 크기와 Tension장치의 영향을 분석하기 위하여 Tension장치에 30gf의 장력을 균일하게 설정하고 Full cheese와 Half cheese에 대하여 각각 2 Spindle에 대하여 5번 작업의 경우에 대한 측정값을 표 6에 정리하였다.

Table. 6. Supply package 크기와 Tension장치의 영향

Winding tension (gf)			
Full Cheese		Half Cheese	
Spindle No. 1	Spindle No. 2	Spindle No. 1	Spindle No. 2
29	34	29	34
30	35	30	35
29	34	30	35
27	32	28	33
31	36	31	36

표 6의 결과에서 Supply package 크기에 관계없이 Spindle No. 1보다 Spindle No. 2가 약 5g의 장력이 더 많이 나타났다. 이것은 Tension 장치가 가장 큰 영향을 주는 것이므로 Tension 장치에 대한 고 정밀화가 요구된다.

4. Yarn의 물성과 Winding tension

최근 생산원가를 줄이기 위해 고속화, 신율증가 등으로 제직에서 Multifilament polyester를 많이 사용되고 있으며, Pirn winding시의 Spindle에서의 Tension 변화는 경험적 사고에 의하여 결정되는 실정이다. 따라서 Winding 후의 저장시간 및 Winding시의 Yarn 물성변화는 Tension제어에 주요한 역할을 하고 있으며 Winding parameter는 Polyester 76D/36F로서 5,800rpm의 단일 속도로 Tension 변화를 25g에서 65g까지 10g 단위의 4단계에 대하여 Winding한 Yarn을 1, 2, 4, 6시간씩 저장한 후에 Yarn에 대한 변수, Crimp rigidity, Single thread의 강도, Yarn 절단시의 연신을 등을 조사하였다. 각 저장시간에 대하여 Yarn 길이 5m의 시편 무게로서 Yarn의 변수를 결정하였으며 그림 7에 장력과 변수(Denier)의 관계를 정리하였다. 저장시간에 관계없이 Tension이 증가하면 Denier는 미세하게 되고 저장시간이 4시간이 경과하면 그 이전시간과 다른 변화를 하는 것을 알 수 있다.

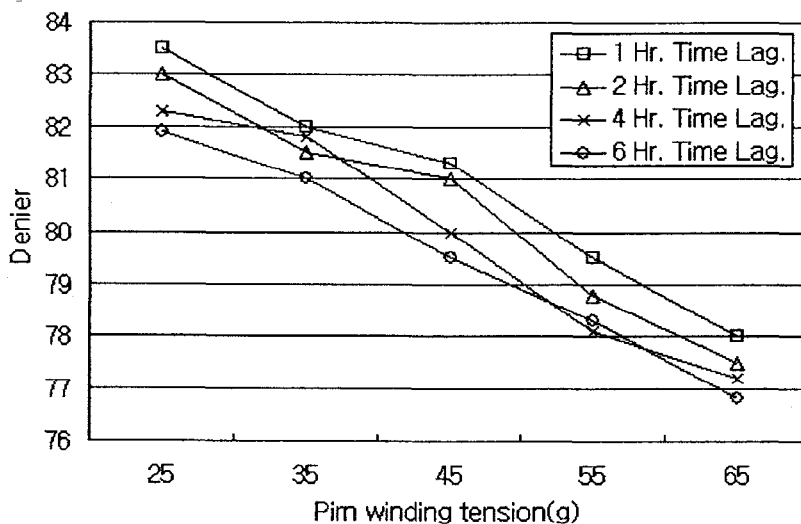


Fig. 7 Tension and denier of pirn winding

Crimp rigidity은 수축을 시험기로 측정하였으며 Tension의 증가에 따라 수축율이 감소하고 있으며, Tension이 35g에서 55g 사이는 급격하게 수축율이 떨어진다. Tension이 35g 초과하거나 저장시간이 2시간을 초과하면 Tension은 Yarn의 강도에 많은 영향을 미친다. 그림 8은 Crimp rigidity와 Tension의 관계를 보여준다.

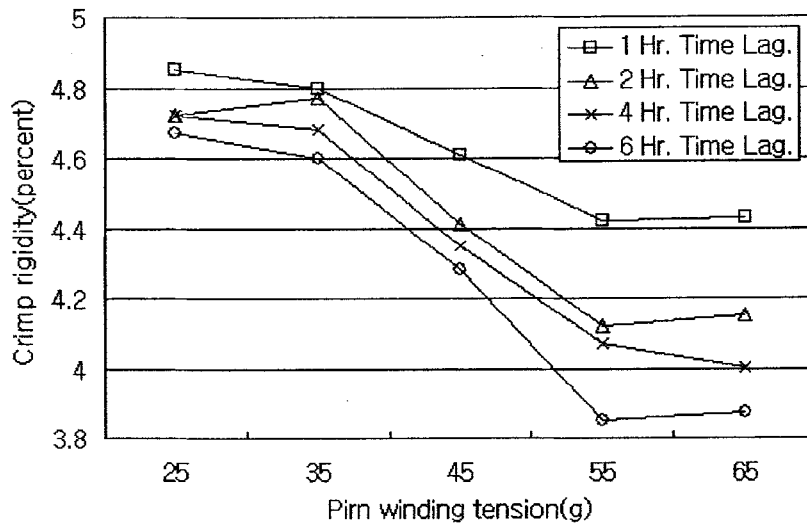


Fig. 8. Tension and crimp rigidity

그림 9는 Tension과 Single thread의 Strength를 나타낸 것으로써 저장시간 4시간까지 Tension에 관계없이 강도는 떨어지고 있으며 장력 45g에서 55g까지 급격한 감소를 보이고 55g 이상일 경우에는 저장시간에 대해서 강도는 반대의 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 또한 6시간 이상 저장에서는 Tension이 변화하더라도 강도가 낮은 상태에서 거의 변함이 없다.

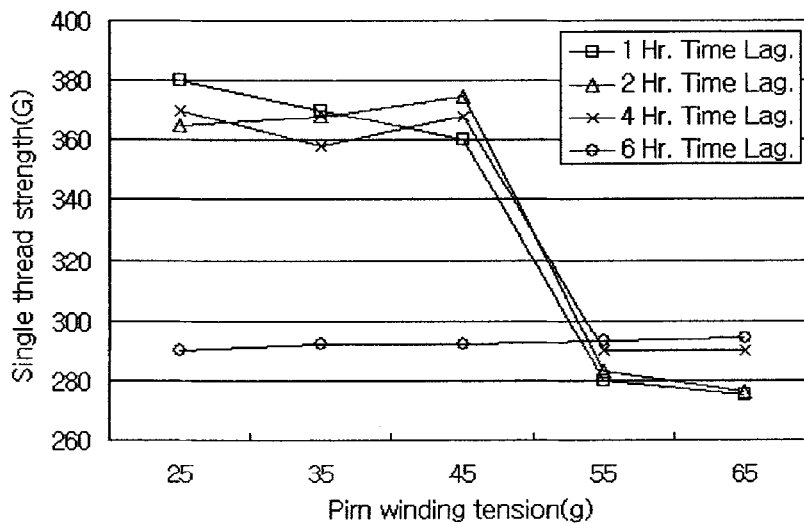


Fig. 9 Tension and single thread의 Strength

그림 10은 Yarn 절단부분에서의 신율과 Tension과의 관계를 나타내는 것으로, Tension이 증가할수록 신율이 떨어지고 55g을 초과하면 급격히 떨어지면서 저장시간이 무의미한 것을 알 수 있다. 따라서 Tension은 35g 이내로 유지하는 것이 좋으며 Pirn winding 한 Cheese의 저장시간은 4시간을 넘지 않고 바로 Weaving process에 사용하는 것이 좋다.

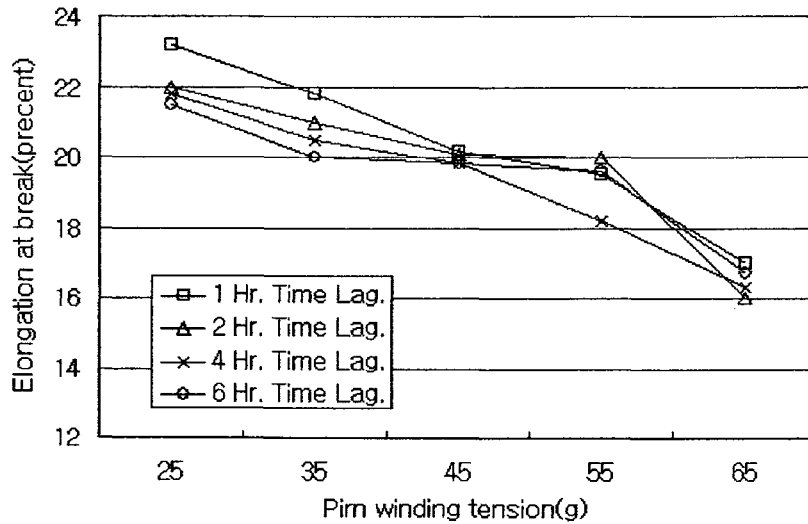


Fig. 10 Tension and elongation

제 3 절 Spindle unit의 설계 및 해석

1. Yarn guide

가. 배치

ICBT(France)의 Twisting spindle의 단점을 보완하여 그림 11과 같이 고속화와 수익성이 좋은 Twisting yarn을 생산하기에 적합한 구조로 Yarn guide의 배치를 선정하였다. Spindle 중공을 통과하는 Yarn이 내면에 접촉함을 방지하기 위하여 중공구경($\phi 10\text{mm}$)보다 적은 구경을 가진 Guide($\phi 8\text{mm}$)를 삽입하는 구조로 되어 있으므로, Yarn이 Spindle 내부와의 마찰에 의해 발생하는 Fuzz ball, Broken pick 등의 현상을 방지하고 Yarn 안내의 원활성을 유지할 수 있다.

나. 설계

그림 12는 Yarn 통과시에 내마모성이 우수한 Yarn guide를 설계하기 위하여 선진제품인 ICBT의 Two-for twister에 사용된 Yarn guide를 X-ray 회절분석기를 사용하여 분석한 결과 ICBT는 SiC성분이 많은 Silicon nitride ceramic(Si_3N_4)로 구성되어 있다. 그림 13

은 Yarn guide 재료의 표면을 촬영한 현미경 사진이며, 경도를 측정된 결과는 1000Hv, 표면거칠기시험에서는 $0.746\mu\text{m}(\text{Ra})$ 이다. 따라서 본 개발 Double winder의 Twisting spindle은 Silicon nitride ceramic으로 그림 9와 그림 10에서 나타난 바와 같이 경도는 1700Hv, 표면 거칠기의 최대값을 $0.70\mu\text{m}(\text{Ra})$ 이하로 하여 설정하였다.

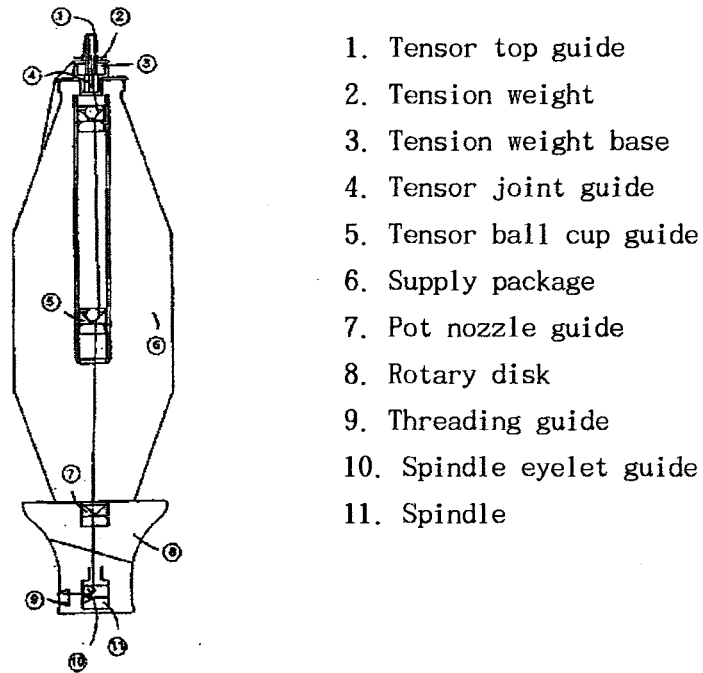


Fig. 11 Yarn guide의 배치

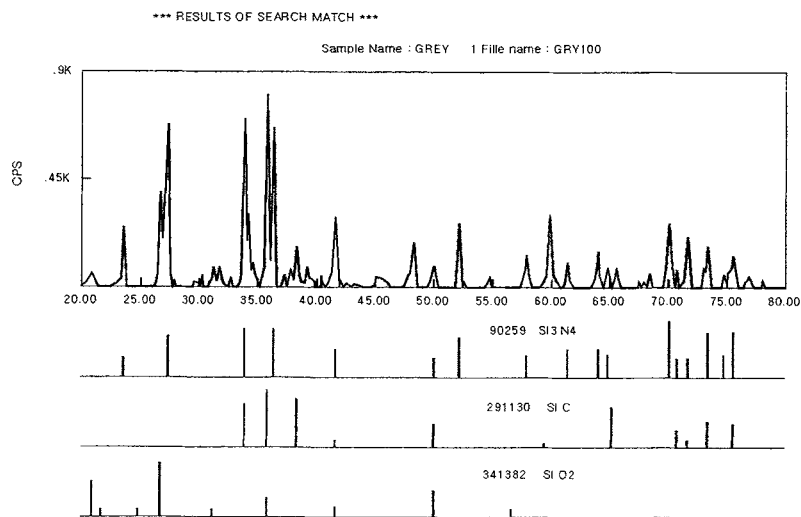


Fig. 12 x-선 회절분석 결과

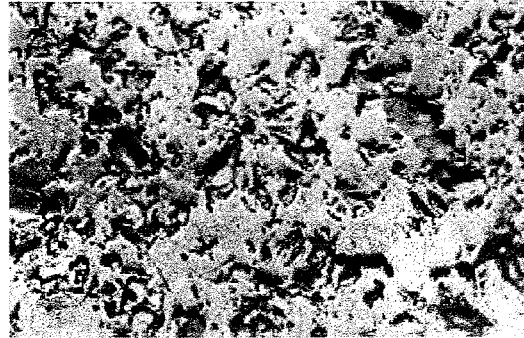


Fig. 13 Yarn과의 접촉표면 SEM 사진(×500)

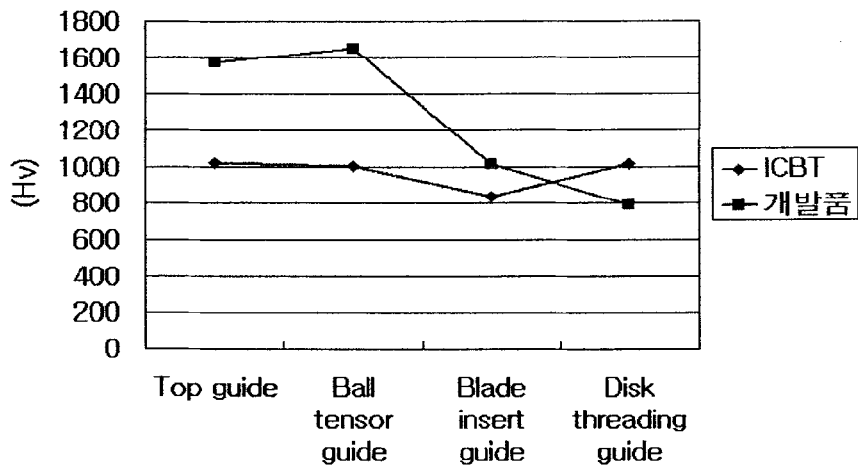


Fig. 14 The result of micro vickers hardness test(1kg)

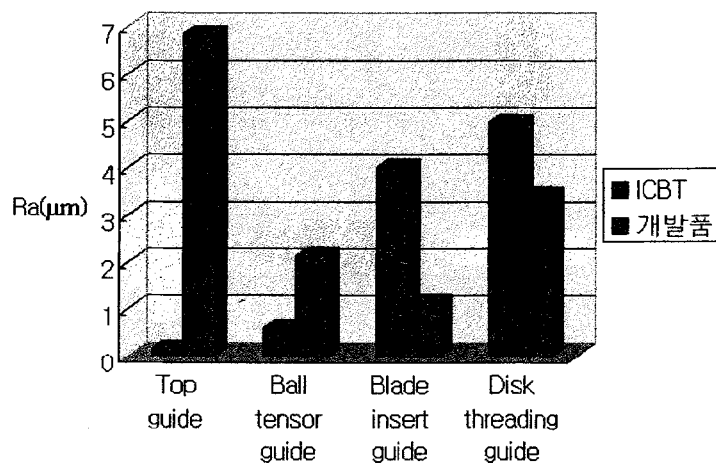


Fig. 15 The result of roughness test

2. Traverse 구동 Magnet

Double winder에서는 Creel에서 해사되어진 Feeding yarn이 합연과정을 거치게 되면 그림 16과 같이 9종류의 사층형성은 Traverse 운동에서 결정된다. 그러므로 상승과 하강 시 일정한 속도로 운동할 수 있는 Traverse 운동을 목적으로 Ne-D 자석을 채용하였다.

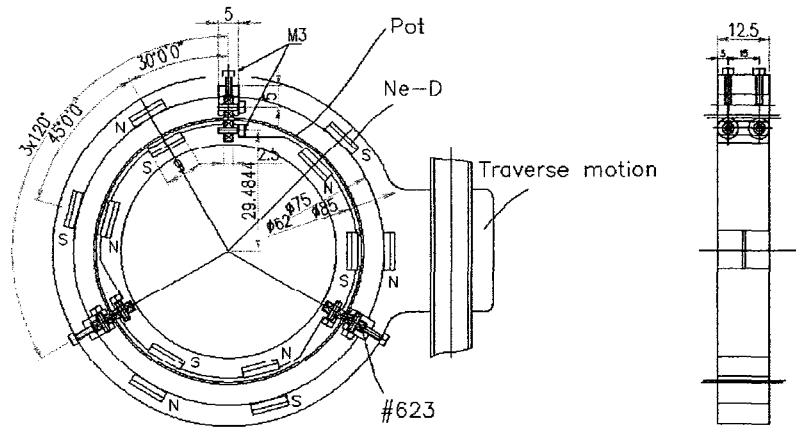


Fig. 16 Traverse 구동 Magnet

가. 영구자석

(1) Nd-Fe-B계 영구자석

최근까지 사용되고 있는 영구자석 중에서 성능이 가장 우수한 재료는 Sm-Co계 영구자석이였으나, Sm 및 Co의 원재료 가격이 매우높고 변동이 심해 상대적으로 자원이 풍부한 Nd원소와 가격이 저렴한 Fe를 기본으로한 Nd-Fe-B계 합금이 상용되고 있다. 이 합금은 Sm-Co계 합금에 비해 매우 저가이면서도 자기적 특성은 Sm-Co계 보다 우수하다.

(2) Nd₂Fe₁₄B의 구조

Nd-Fe-B계 영구자석에서는 Nd₂Fe₁₄B금속간 화합물이 자기적 성질을 나타낸다고 알려져있는데, 이 Nd₂Fe₁₄B상의 자세한 결정구조와 정확한 화학양론비는 처음에 Neutron power diffraction analysis에 의해 규명되어졌으며, 다음에 단결정 X-ray연구에서 확인되었다. 이 금속간화합물은 Er과 Yb의 예외적인 원소를 제외한 대부분의 다른 희토류 원소와 같은 구조를 갖는 a=0.882nm, c=1.224nm의 정방구조이며 공간군은 P4/2mm이다. Nd₂Fe₁₄B의 결정구조는 매우 복잡한 단위격자로 68개 원자로 구성되어 있으며, 이 단위격자는 4개의 unit, 즉 8개의 Nd, 56개의 Fe 및 4개의 B를 포함하며 결정학적으로 6개의 다른 Fe자리와 2개의 희토류 원소자리 및 1개의 B위치를 갖는다. 그리고 모든 Nd와 B는 Z=0와 Z=0.5면에 위치하고 Fe원자는 56개 중에 4개만이 이면에 존재하며, 이들 사이에 다른 Fe원자

들이 끼어들어 3각형의 net를 구성하게 된다. 영구자석을 만들기 위한 잉고트의 실제 합금 조성은 Nd₂Fe₁₄B보다 Nd와 B가 조금 더 많은 Hyperstoichiometry로 하여 제조과정 동안에 발생하는 산화나 입계편석량으로 보정하므로 미세조직에 나타나는 상들은 뛰어난 자기적 특성을 나타내는 정방정의 Nd₂Fe₁₄B와 입계에 Nd-rich상이 형성되면서 입계에 형성되는 B-rich상 및 산화물과 같은 계재물이 존재하게 된다. 입계에 형성된 Nd-rich상은 Nd₂Fe₁₄B가 응고된 후 형성되는 상으로 Nd--Fe계에서 Nd:Fe=28:72인 비율로 640°C에서 공정반응이 일어나는데, Nd-rich상이 이 조성에 가까우므로 용융점이 낮아 소결시 액상소결을 가능하게하여 이론 밀도의 99%까지 얻을수 있게 된다.

(3)Nd₂Fe₁₄B의 자기적 성질

일반적으로 R-(Co, Fe)계로 이루어진 것보다 R-Fe-B계로 이루어진 화합물이 자기 이방성 에너지가 상당히 크므로 영구자석 재료로 매우 유망한데, 그 중에서 Nd₂Fe₁₄B는 3원계의 Magnetic phase로 높은 일축자기결정 이방성을 보유한다. 자기이방성은 Magnetocrystalline anisotropy, Shape anisotropy 및 Strain anisotropy로 분류되는데, Shape anisotropy를 갖는 석출형 자성재료와는 달리 Nd-Fe-B화합물은 Magnetocrystalline anisotropy를 나타낸다. 이 Magnetocrystalline anisotropy는 재료의 고유한 특성으로 특정한 결정방향으로 자화가 우선적으로 일어나는 정도를 말하는데, 이때 이 Energy를 자기이방성 Energy라 하여

$$E_a = K_1 \sin^2 \theta + K_2 \sin^4 \theta$$

로 표시되고는 E_a는 자화용이축으로부터 θ만큼 자화 Vector를 바꾸는데 필요한 단위체 적당 Energy(erg/cm³)을 의미한다. Nd₂Fe₁₄B화합물의 경우는 정방형구조의 C축을 자화용이축으로 하며 Sagawa등에 의해 발표된 바에 따르면 실온에서의 단결정 이방성 상수인 K₁은 4.5MJ/m³, K₂는 0.66MJ/m³ 이다.

나. 설계사양

항 목	사 양	비 고	
재 질	NEOMAX	일본, Sumitomo사 제품	
자석 특징	보자력, iHc	11.1K0e	
	잔류자속밀도, Br	12.5KG	
	최대에너지적, (BH) _{max}	36MG·0e	
	가역투자율, Mr	1.05	
	Curie 온도	312°C	
	Br온도계수	-0.126%/°C	
	밀도	7.4 g/cm ³	

3. Spindle unit의 구조해석

가. Twisting spindle unit

(1) 유한요소 Modelling

Twisting spindle unit의 형상이 다양하여 다양한 결과를 도출하기 위하여 3차원으로 Modelling하고, 유한요소의 선택에 있어서도 ANSYS Solid45 3-D Element를 사용하였다 (그림 17). 요소의 특성은 탄성체 요소로서 3차원 공간상에 8개의 절점들이 하나의 요소를 이룬다. 또한 이 요소는 각 절점에서 X, Y, Z 축 방향의 병진운동을 위한 3개의 자유도를 가진다

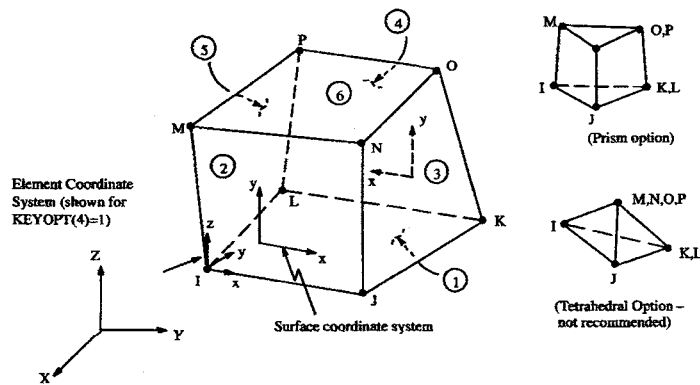


Fig. 17 ANSYS 3D Structural solid

ANSYS Solid45의 요소를 사용하여 Modelling한 결과는 그림 18과 같고 자동 mesh에 의해 생성된 Node와 Element의 갯수는 표 7에 표시되어 있다. 사용된 재질은 2가지 재질이 복합적으로 사용되었는데, 2가지 재질에 대한 물성치는 표 8에 나타나 있으며 그림 19에서 푸른색의 부분이 Steel, 보라색 부분이 Aluminum로 표시되어 있다.

Table. 7 Twisting spindle unit 유한요소 Model의 Node와 Element 수

Element name	Node	Element
ANSYS:Solid45	7652	5126

Table. 8 Steel과 Aluminum의 물성치

Material	종탄성 계수(E)	포아송 비	밀도
Steel	207e9 Pa	0.291	7.75e3 Kg
Aluminum	71e9 Pa	0.334	2.71e3 Kg

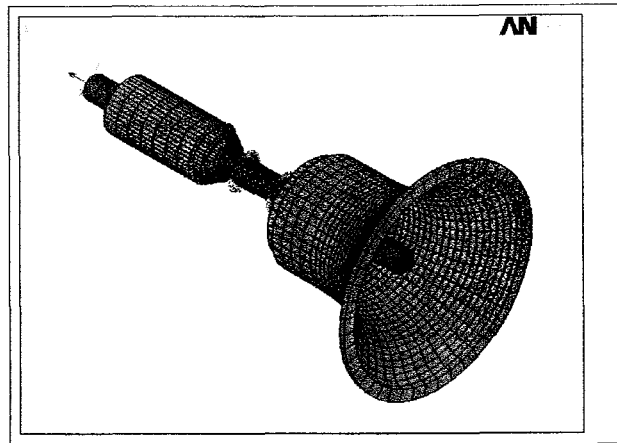


Fig. 18 Twisting spindle unit의 F.E. Model

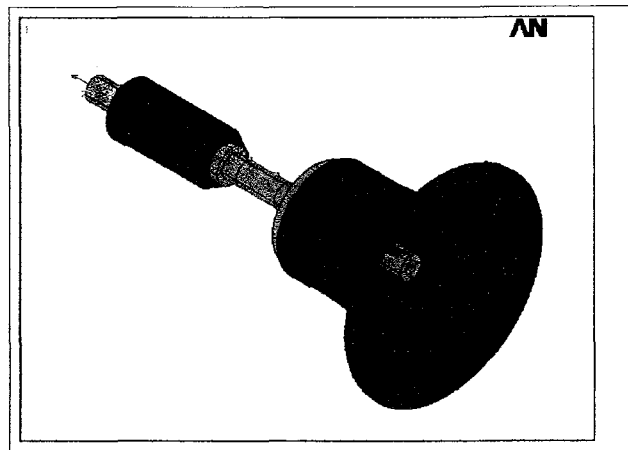


Fig. 19 Twisting spindle unit의 2가지 재질

(2) 고유진동수 해석

운전회전수의 위험속도를 산출하기 위해 Twisting spindle unit의 고유진동수를 해석하였다. ANSYS의 Subspace 방법을 사용하여 해석하였으며, 각각 고유진동수와 고유진동수에 대한 회전수는 표 9에 나타나 있다.

Table. 9 Twisting spindle unit의 고유진동수

Mode	Frequency	rpm	비고
1	1218	11633.12	
2	1373	13113.52	
3	2430	23208.93	
4	3975	37965.23	
5	4969	47458.92	
6	5446	52014.75	

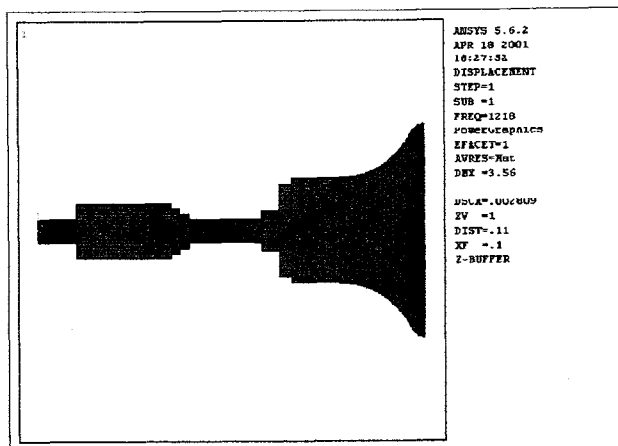
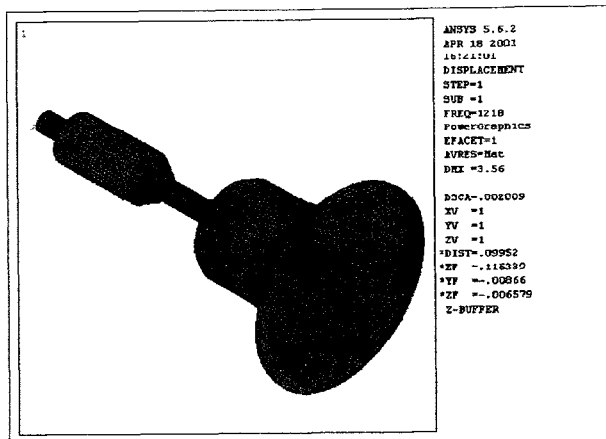
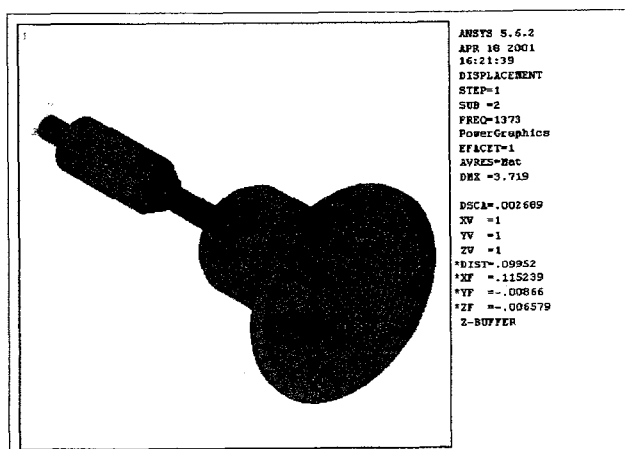


Fig. 20 1st Mode



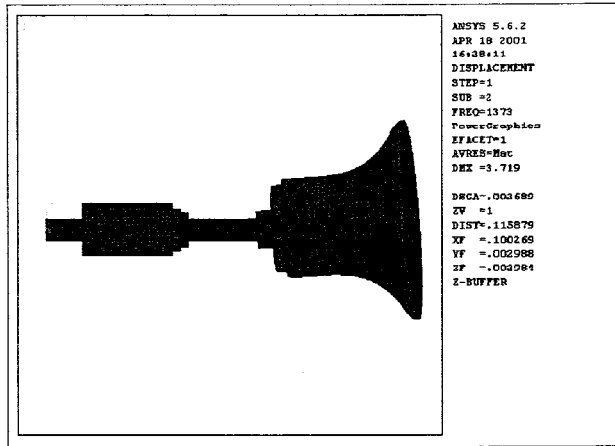


Fig. 21 2nd Mode

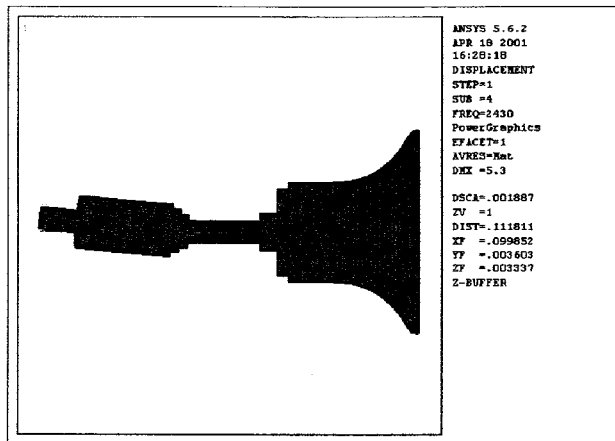
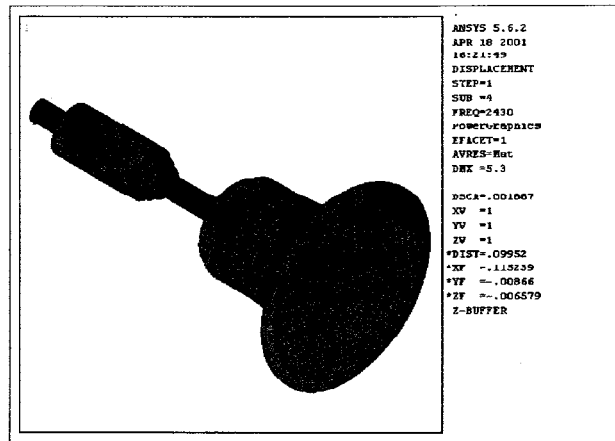


Fig. 22 3rd Mode

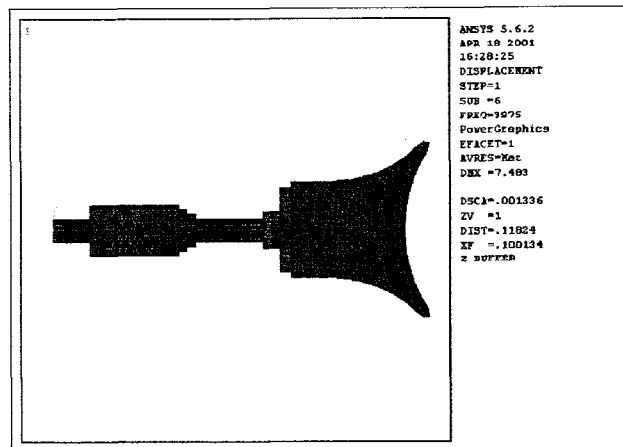
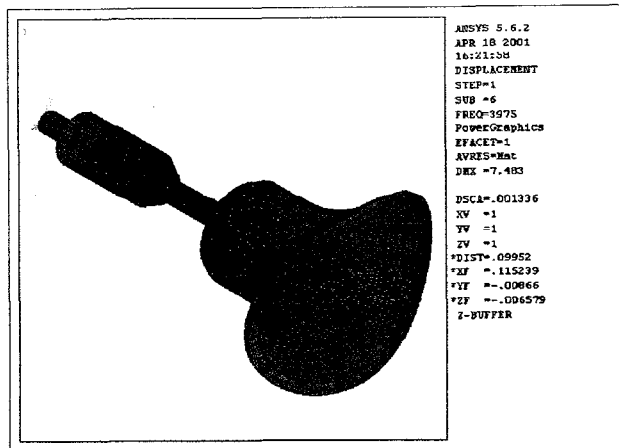
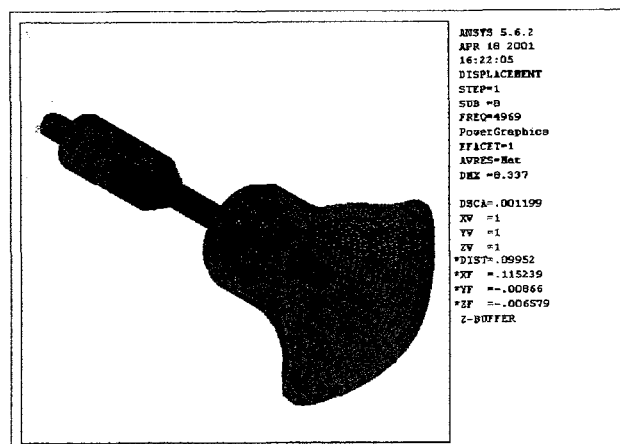


Fig. 23 4th Mode



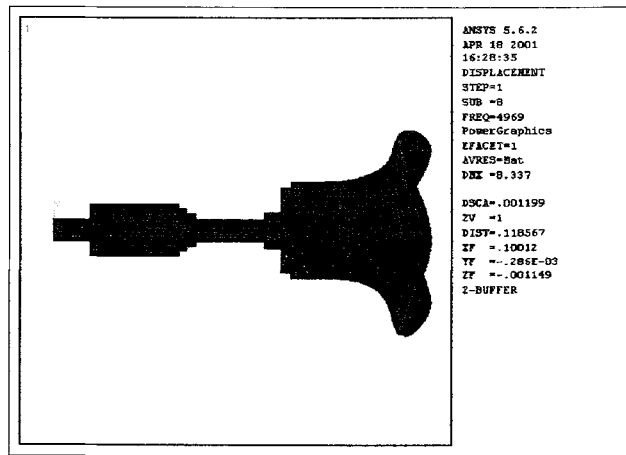


Fig. 24 5th Mode

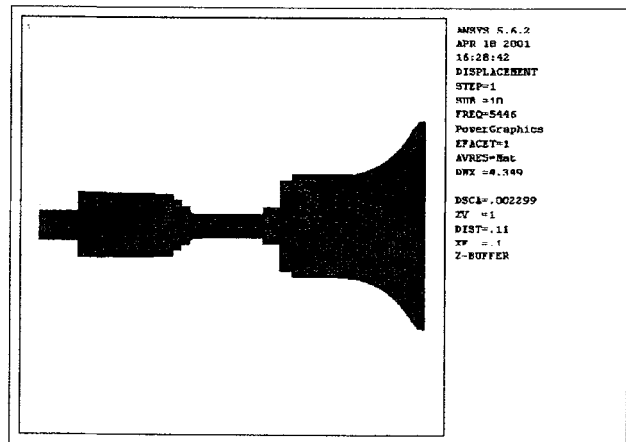
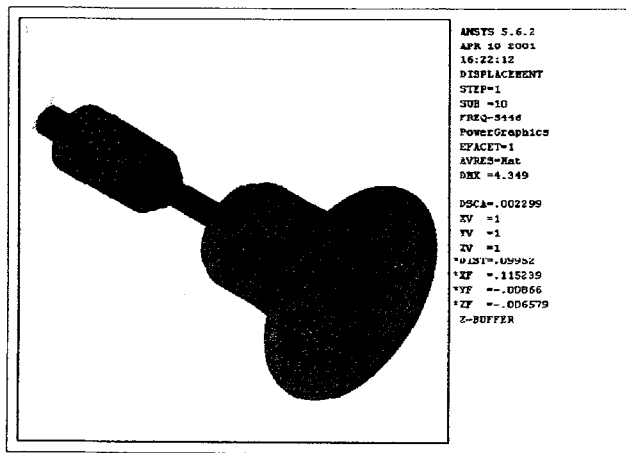


Fig. 25 6th Mode

(3) 회전 관성력에 의한 응력 해석

Twisting spindle unit의 운전 회전수에 따른 회전 관성력에 대한 내구성을 분석하기 위해 회전 관성력에 의한 응력 분포를 해석을 수행하였는데, 외력에 대한 작용은 없기 때문에 회전력으로 발생하는 원심력을 각각의 회전수에 따라 부가하여 해석하였다. 8,000~20,000rpm의 범위 내에서 2,000rpm씩 증가시키면서 해석하였고, 표 10과 같이 응력분포 뿐만 아니라, 축방향과 반경 방향의 변위도 포함시켰다.

Table. 10 회전 관성력에 의한 응력의 해석 결과

회전수 [rpm]	최대 응력 [MPa]	최대 반경 방향 변위[mm]	최대 축 방향 변위[mm]	비고
8,000	5.6	0.004	0.004	
10,000	8.7	0.006	0.007	
12,000	12.6	0.009	0.010	
14,000	17.2	0.012	0.014	
16,000	22.5	0.016	0.018	
18,000	28.4	0.021	0.023	
20,000	35.1	0.025	0.029	

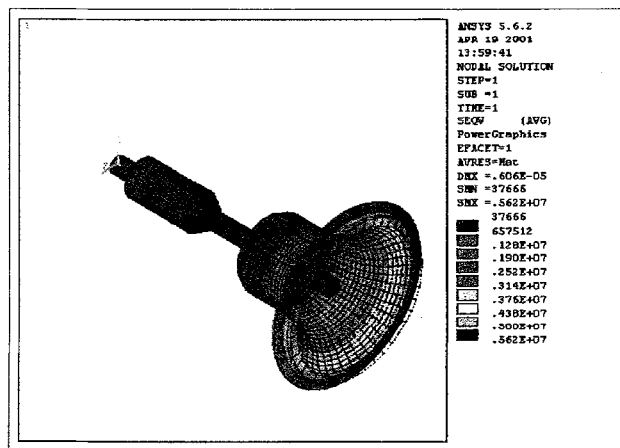


Fig. 26 Stress(8000rpm)

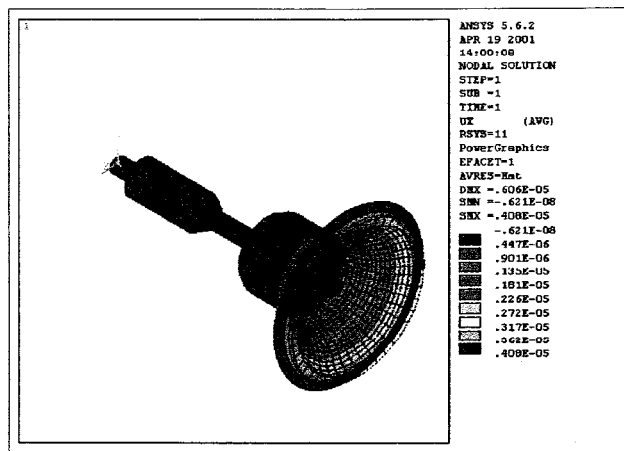


Fig. 27 Radial direction displacement(8000rpm)

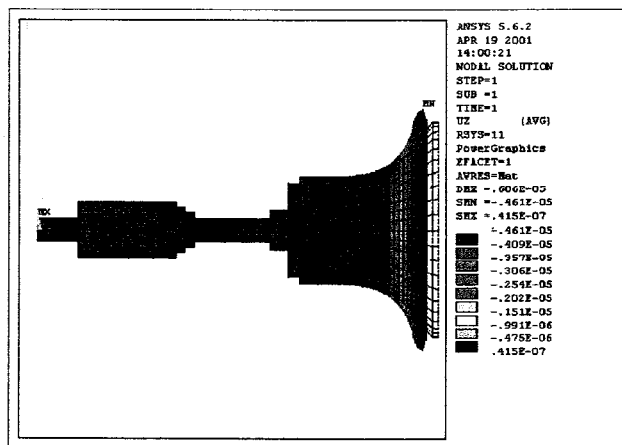


Fig. 28 Longitudinal direction displacement(8000rpm)

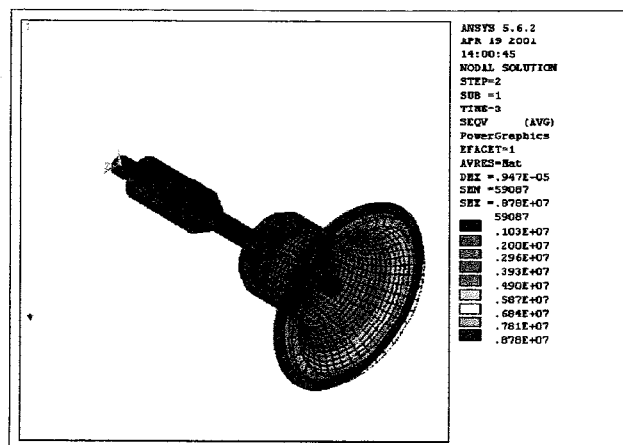


Fig. 29 Stress(10,000rpm)

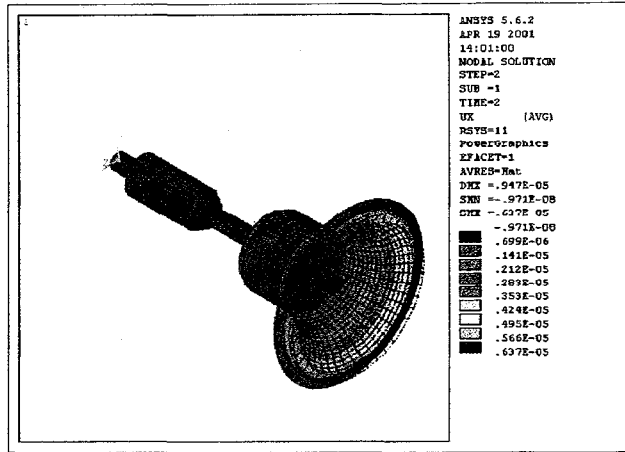


Fig. 30 Radial direction displacement(10,000rpm)

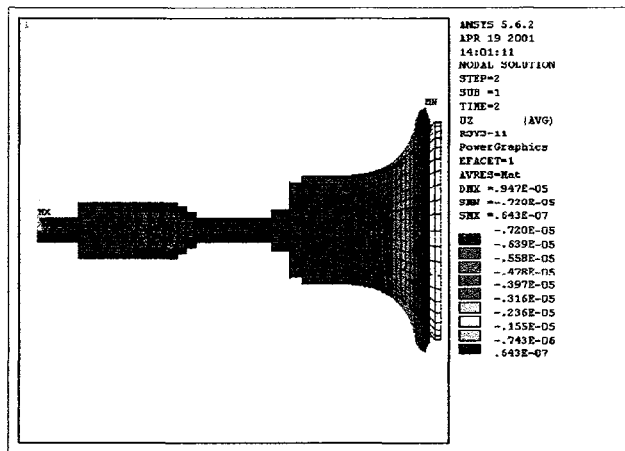


Fig. 31 Longitudinal direction displacement(10,000rpm)

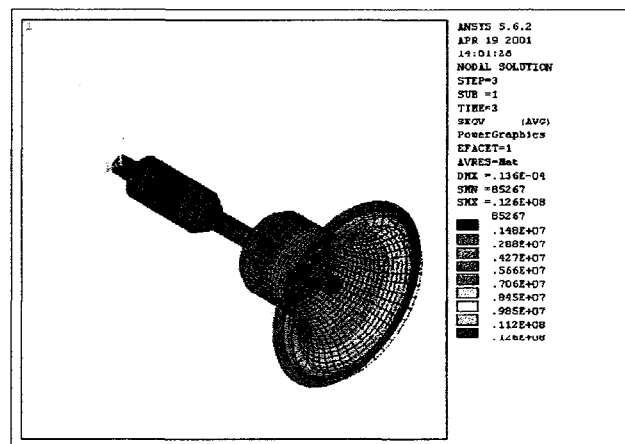


Fig. 32 Stress(12,000rpm)

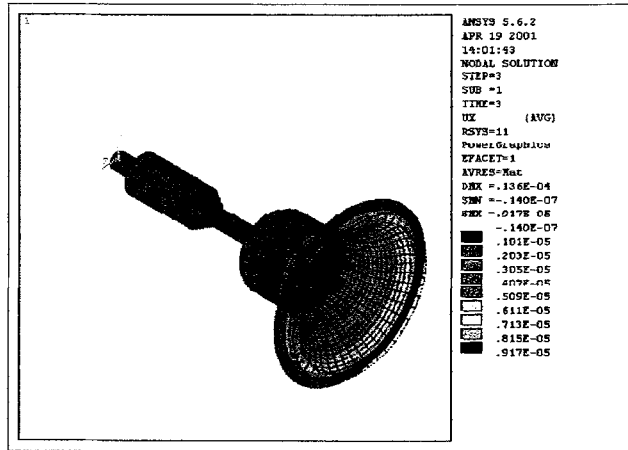


Fig. 33 Radial direction displacement(12,000rpm)

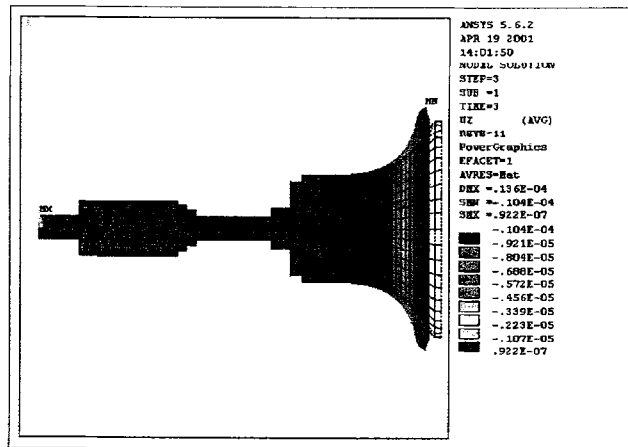


Fig. 34 Longitudinal direction displacement(12,000rpm)

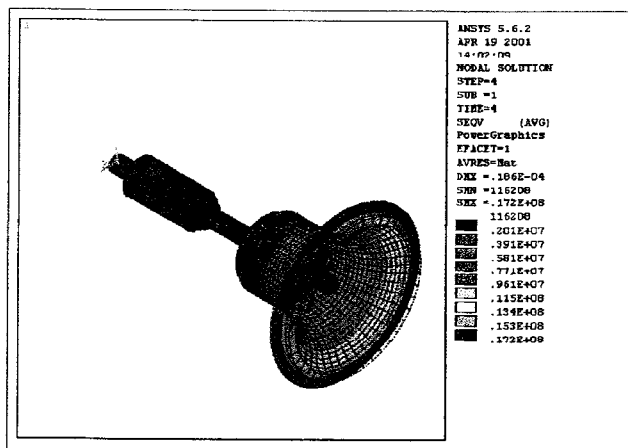


Fig. 35 Stress(14,000rpm)

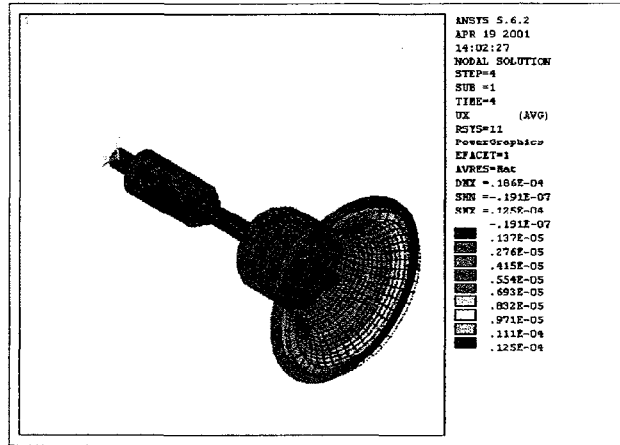


Fig. 36 Radial direction displacement(14,000rpm)

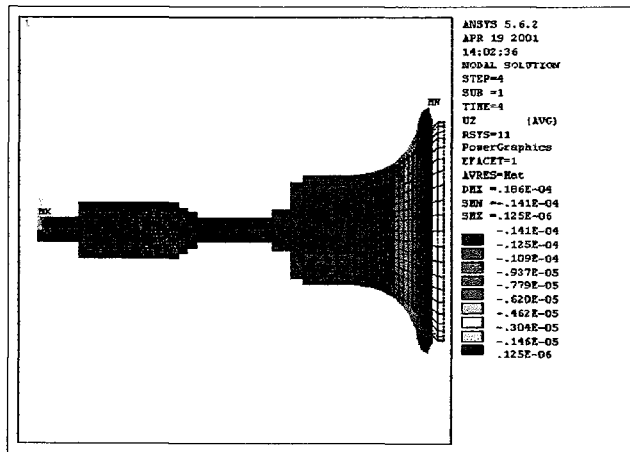


Fig. 37 Longitudinal direction displacement(14,000rpm)

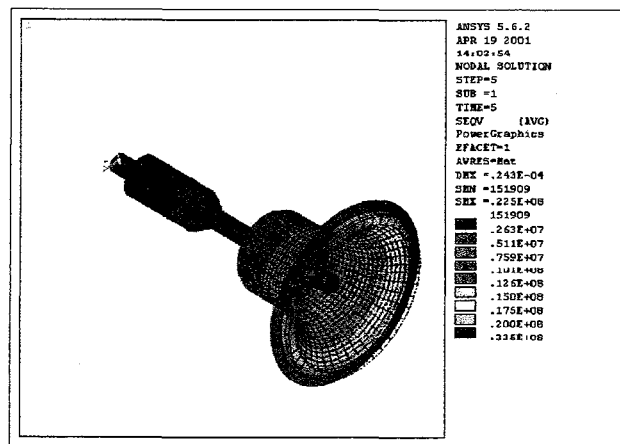


Fig. 38 Stress(16,000rpm)

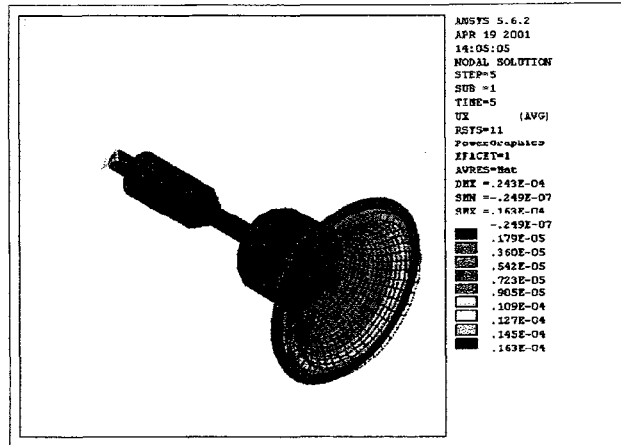


Fig. 39 Radial direction displacement(16,000rpm)

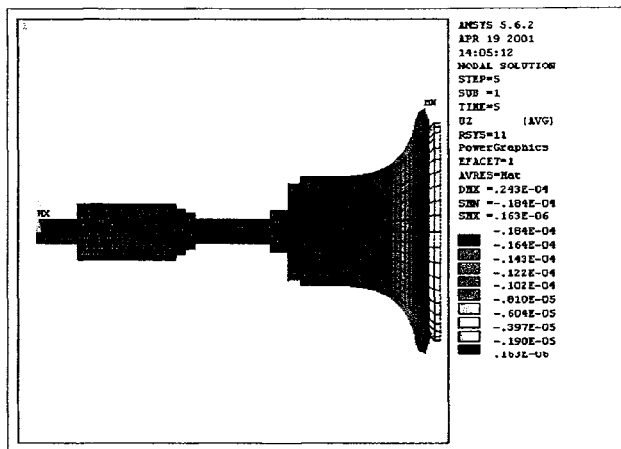


Fig. 40 Longitudinal direction displacement(16,000rpm)

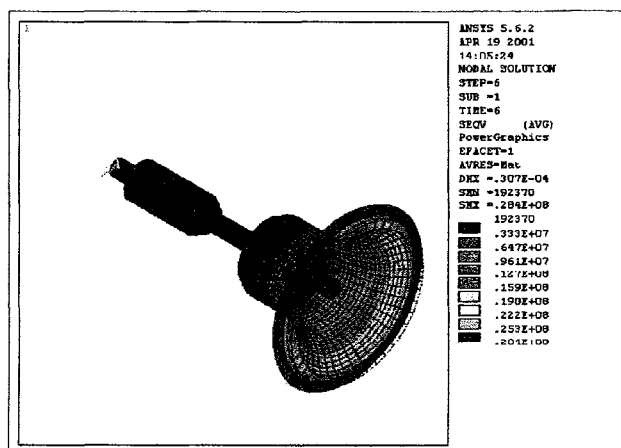


Fig. 41 Stress(18,000rpm)

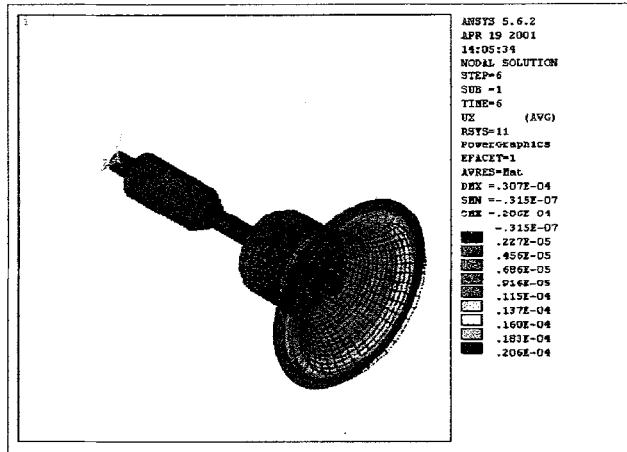


Fig. 42 Radial direction displacement(18,000rpm)

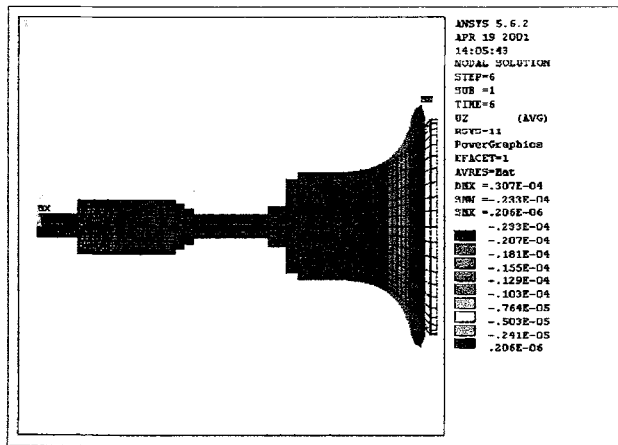


Fig. 43 Longitudinal direction displacement(18,000rpm)

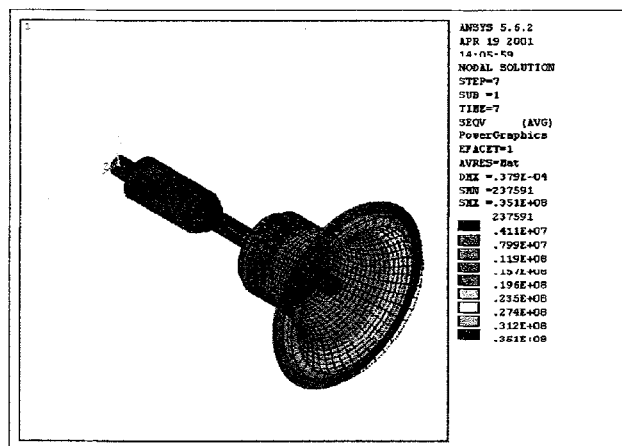


Fig. 44 Stress(20,000rpm)

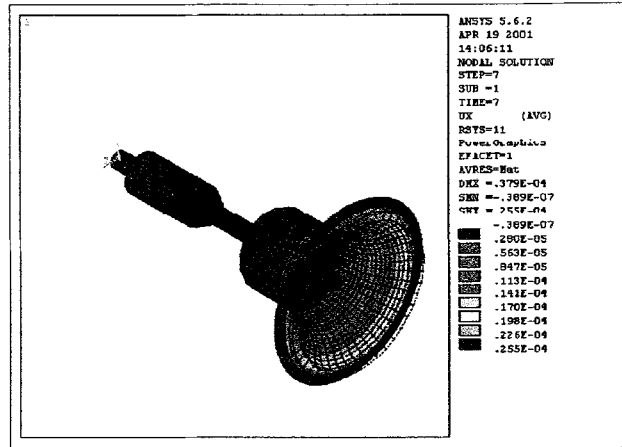


Fig. 45 Radial direction displacement(20,000rpm)

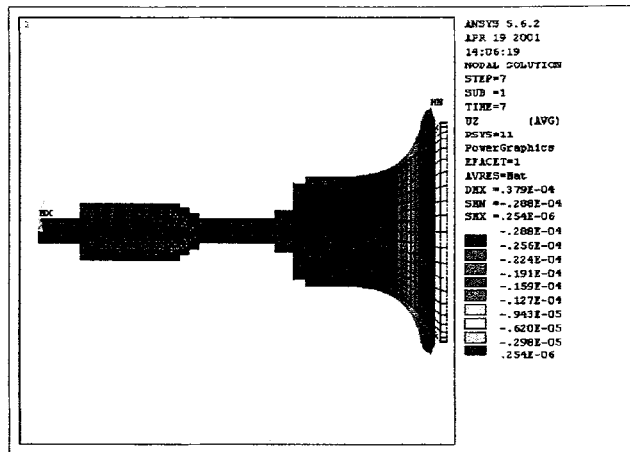


Fig. 46 Longitudinal direction displacement(20,000rpm)

나. Winding spindle unit의 구조해석

(1) 유한요소 Modelling

Winding spindle unit도 Twisting spindle unit와 같이 ANSYS Solid45의 요소를 사용하여 Modelling한 결과는 그림 47와 같으며, 자동 Mesh에 의해 생성된 Node와 Element의 갯수는 표 11에 표시되어 있다. 그리고 강성이 충분히 커서 완전하게 구속한 Bearing의 지지부분의 자세한 그림은 그림 48과 같다.

Table. 11 Winding spindle unit에 대한 유한 요소 모델의 Node와 Element 갯수

Element name	Node	Element
ANSYS : Solid45	15321	12846

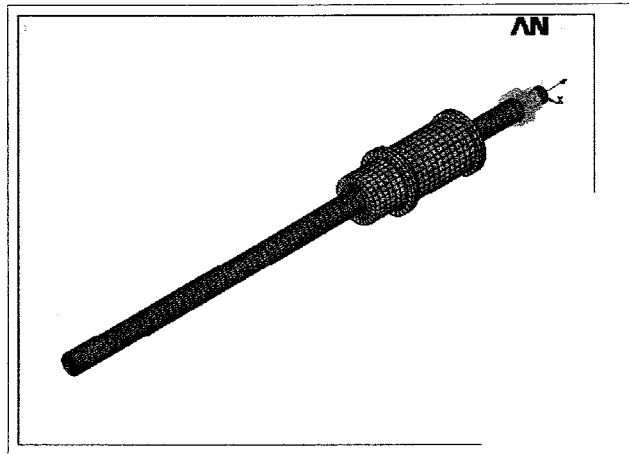


Fig. 47 Winding spindle unit의 F.E. Model

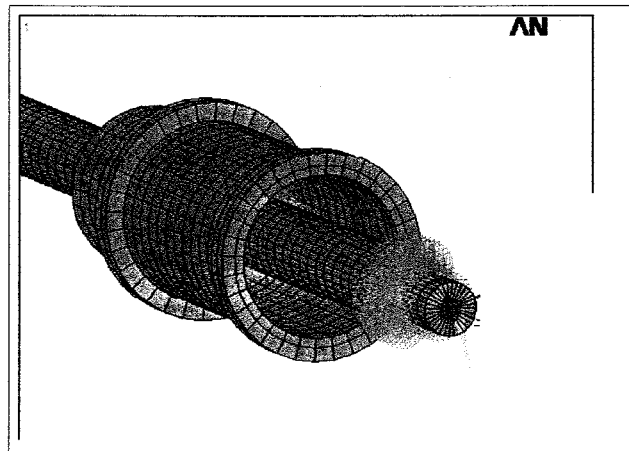


Fig. 48 Bearing 지지부분의 F.E. Model

사용된 재질은 Twisting spindle unit의 Steel부분과 동일하며, 물성치는 표 12에 표시되어 있다.

Table. 12 Steel 재질의 물성치

Material	종탄성 계수(E)	포아송 비	밀도
Steel	207e9 Pa	0.291	7.75e3 Kg

(2) 고유진동수 해석

운전회전수의 위험속도를 산출하기 위해 Winding spindle unit의 고유진동수를 해석하였다. 고유진동수의 해석을 위해서 ANSYS의 Subspace 방법을 사용하여 해석하였으며, 각각 고유진동수와 고유진동수에 대한 회전수는 표 13에 나타나 있다.

Table. 13 Winding spindle unit의 고유진동수

Mode	Frequency	rpm	비고
1	136.9	1,307.5	
3	766	7,317	
5	1720	16,427	
7	2436	23,266	
8	3030	28,939	
10	3362	32,110	

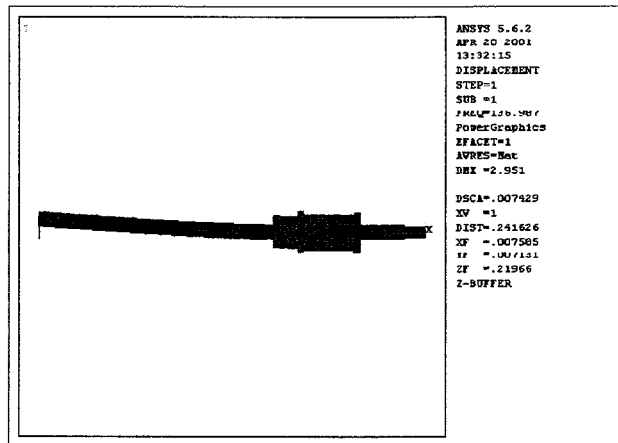
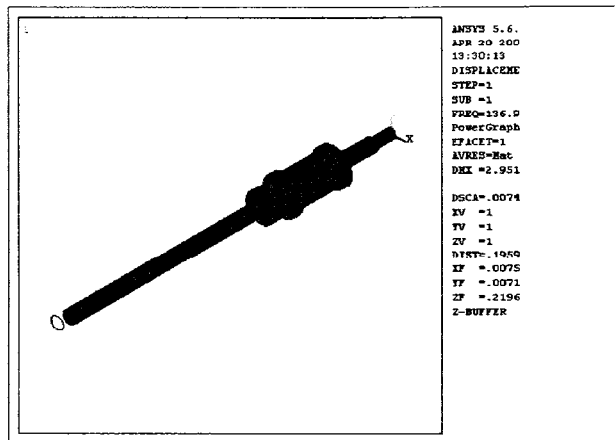


Fig. 49 1st Mode

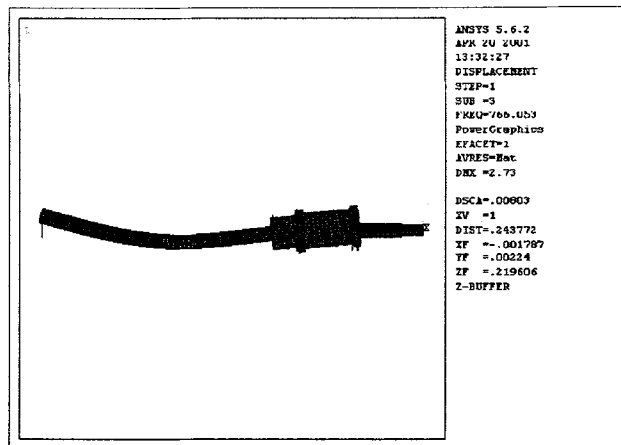
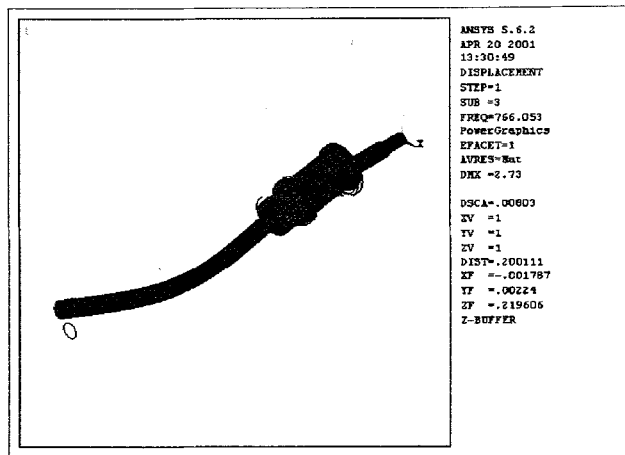
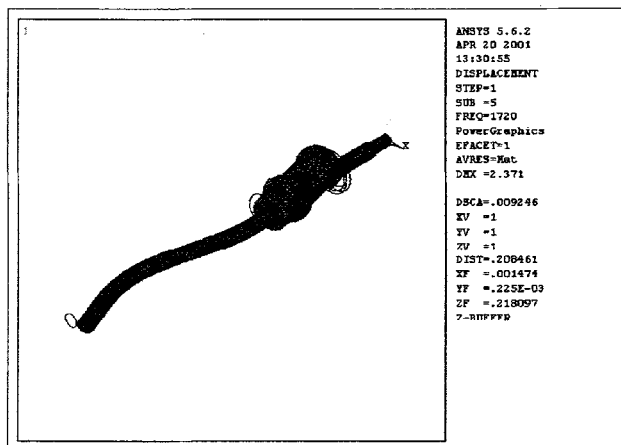


Fig. 50 2nd Mode



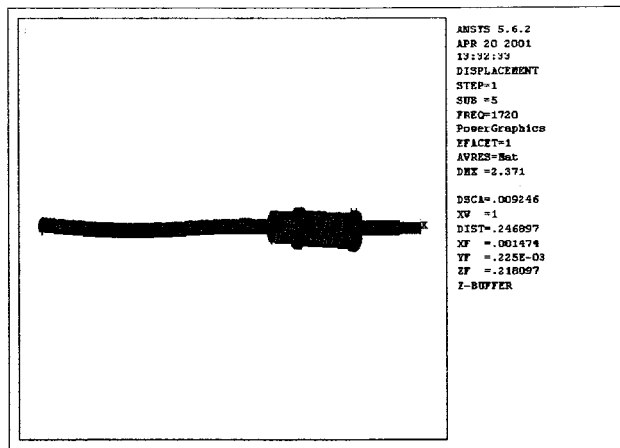


Fig. 51 3rd Mode

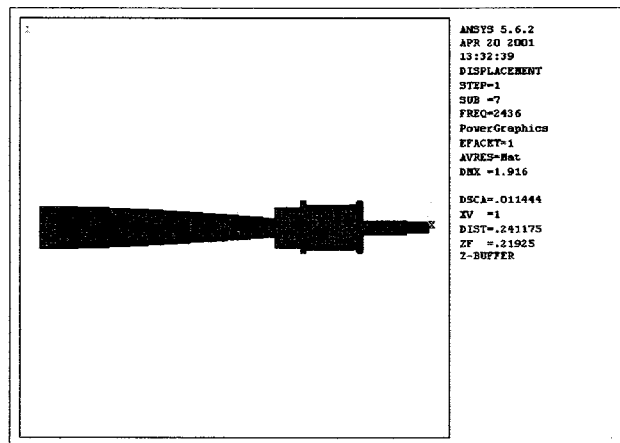
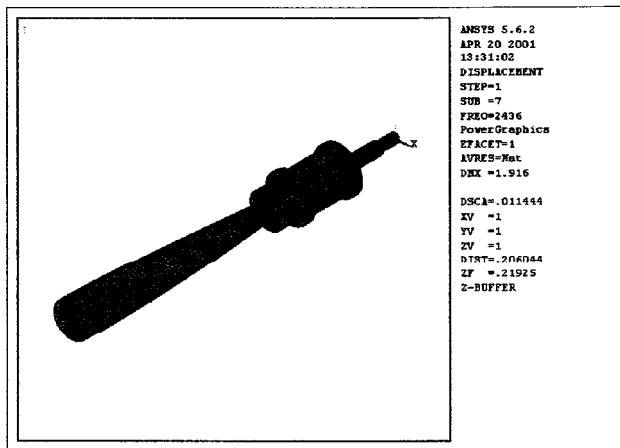


Fig. 52 4th Mode

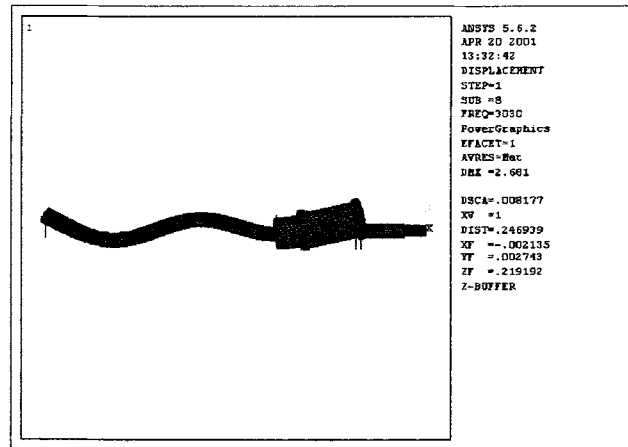
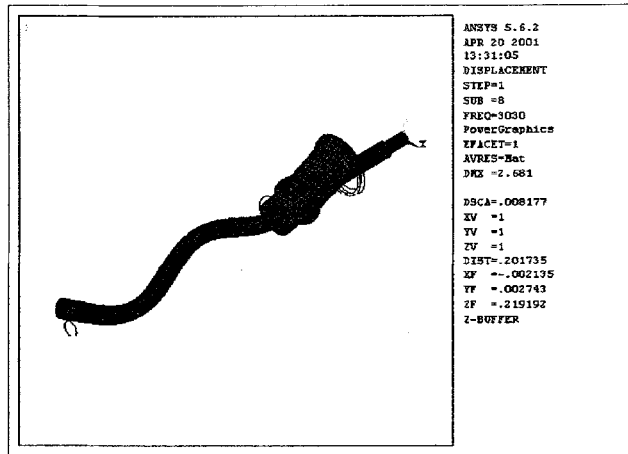
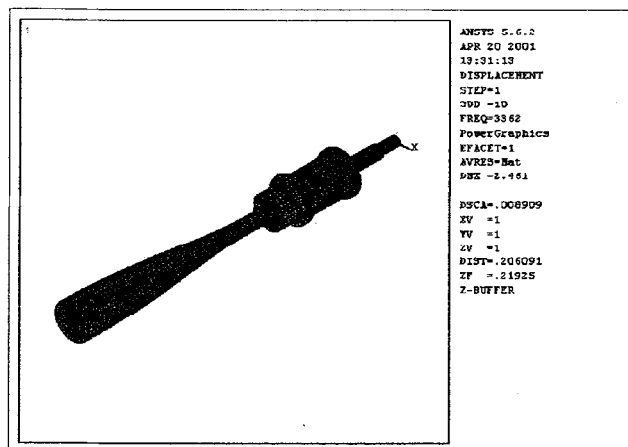


Fig. 53 5th Mode



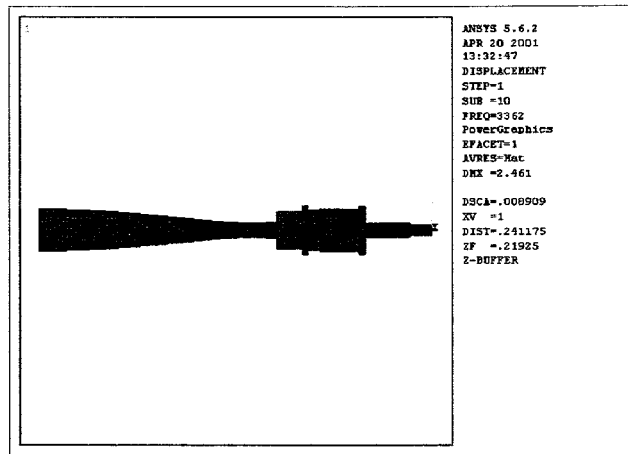


Fig. 54 6th Mode

다. 회전력에 의한 관성 응력 해석

Winding spindle unit의 운전회전수에 따른 회전 관성력에 대한 내구성을 분석하기 위하여 회전 관성력에 의한 응력 분포를 해석하였다. 외력의 작용이 없기 때문에 회전력으로 발생하는 원심력을 각각의 회전수에 부가하여 8,000~20,000rpm의 범위 내에서 2,000rpm씩 증가하면서 해석을 수행하였고, 응력분포 뿐만 아니라 축방향 변위와 반경방향의 변위도 해석 결과에 포함시켰다. 해석 결과는 표 14와 같다.

Table. 14 회전 관성력에 의한 응력 해석 결과

회전수 [rpm]	최대 응력 [MPa]	최대 반경 방향 변위[mm]	최대 축 방향 변위[mm]	비고
8,000	2.7	0.00024	0.00020	
10,000	4.2	0.00037	0.00031	
12,000	6.1	0.00054	0.00045	
14,000	8.3	0.00074	0.00062	
16,000	10.9	0.00096	0.00080	
18,000	13.8	0.00122	0.00100	
20,000	17.1	0.00151	0.00125	

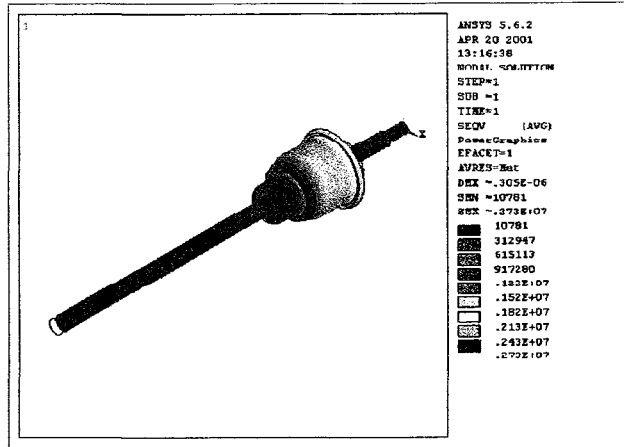


Fig. 55 Stress(8,000rpm)

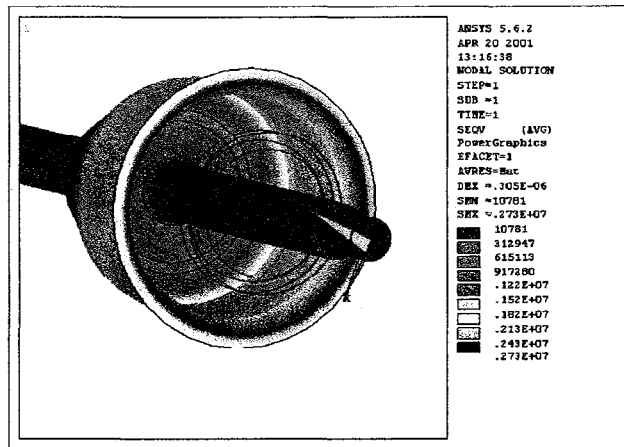


Fig. 56 Maximum stress position(8,000rpm)

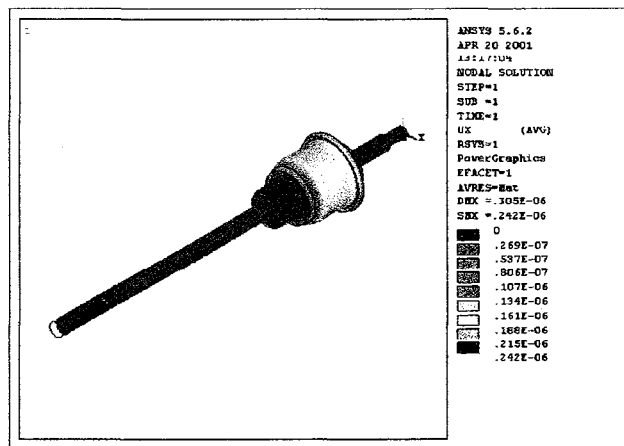


Fig. 57 Radial direction displacement(8,000rpm)

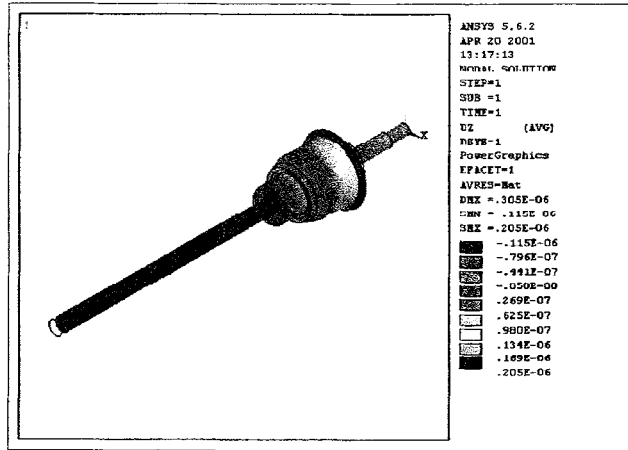


Fig. 58 Longitudinal direction displacement(8,000rpm)

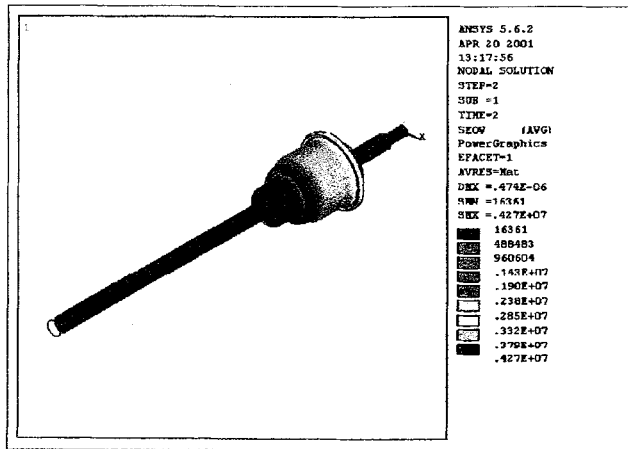


Fig. 59 Stress(10,000rpm)

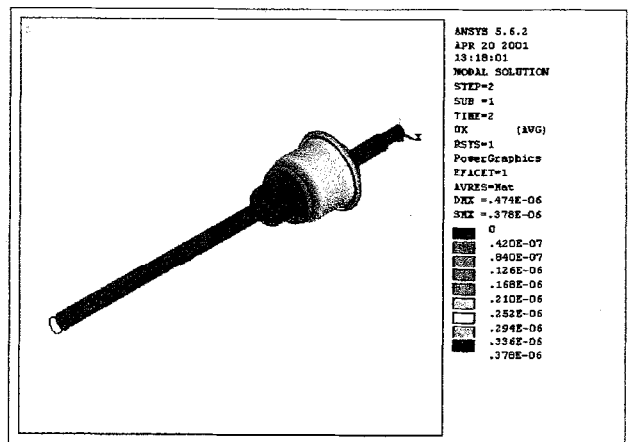


Fig. 60 Radial direction displacement(10,000rpm)

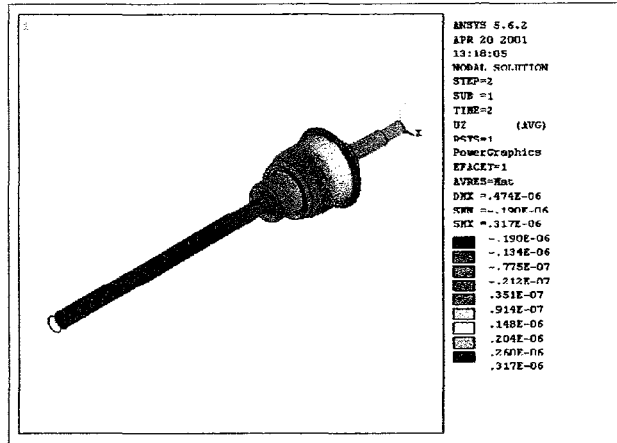


Fig. 61 Longitudinal direction displacement(10,000rpm)

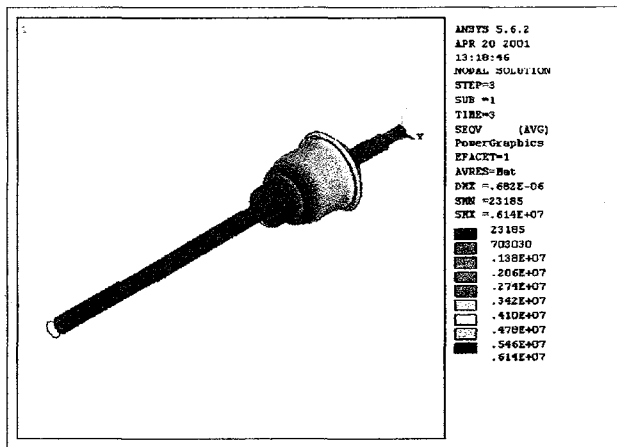


Fig. 62 Stress(12,000rpm)

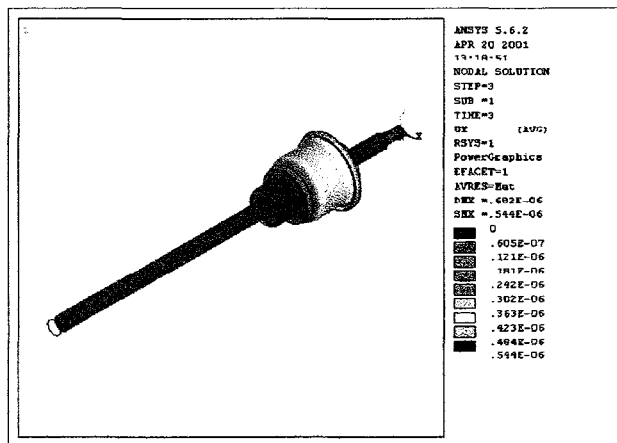


Fig. 63 Radial direction displacement(12,000rpm)

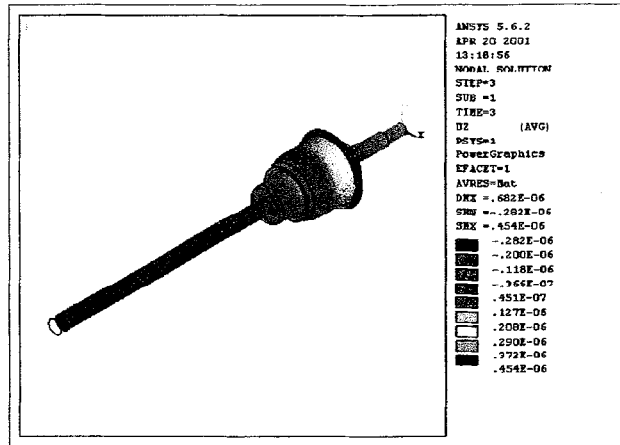


Fig. 64 Longitudinal direction displacement(12,000rpm)

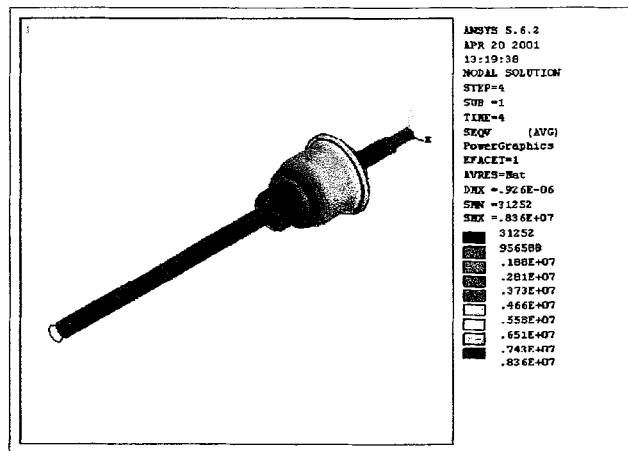


Fig. 65 Stress(14,000rpm)

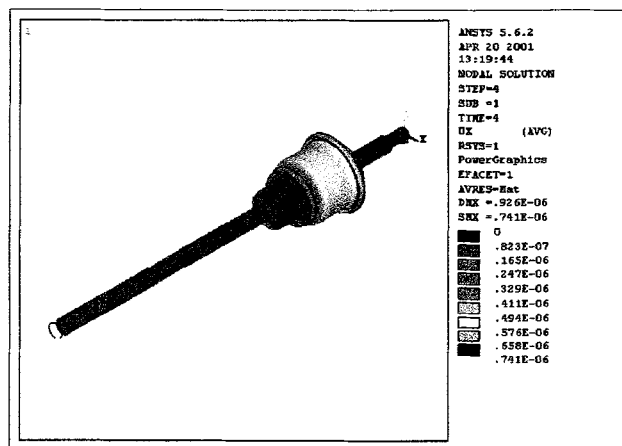


Fig. 66 Radial direction displacement(14,000rpm)

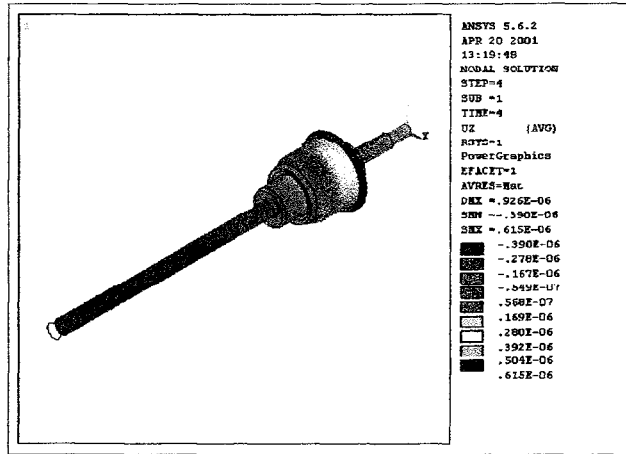


Fig. 67 Longitudinal direction displacement(14,000rpm)

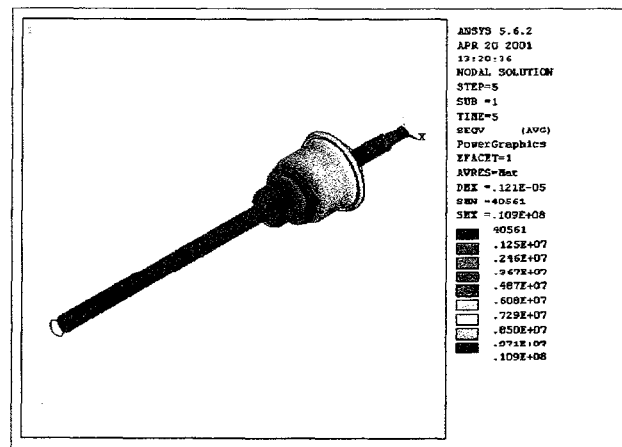


Fig. 68 Stress(16,000rpm)

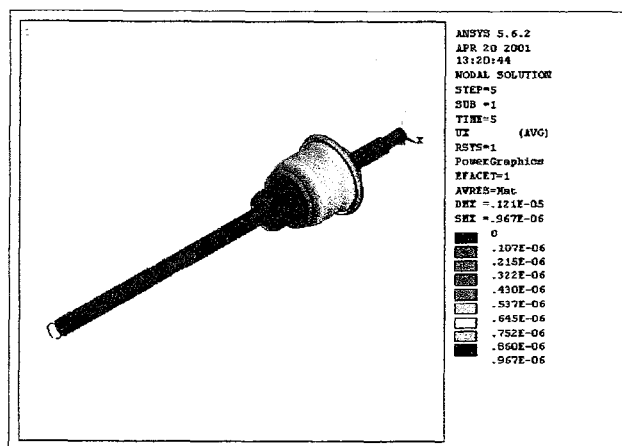


Fig. 69 Radial direction displacement(16,000rpm)

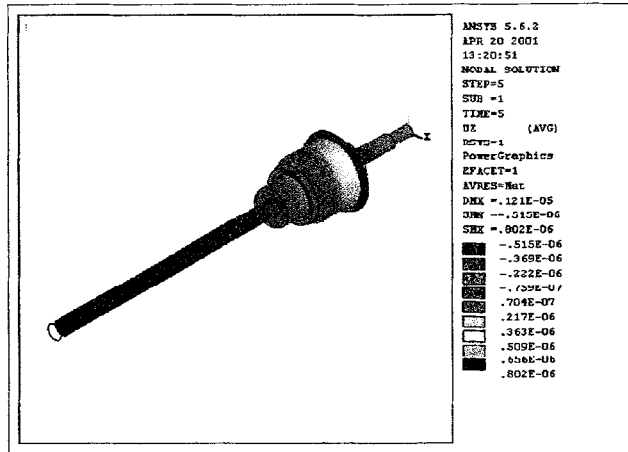


Fig. 70 Longitudinal direction displacement(16,000rpm)

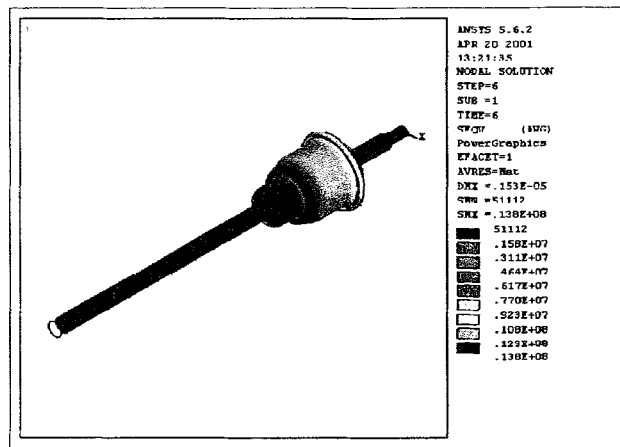


Fig. 71 Stress(18,000rpm)

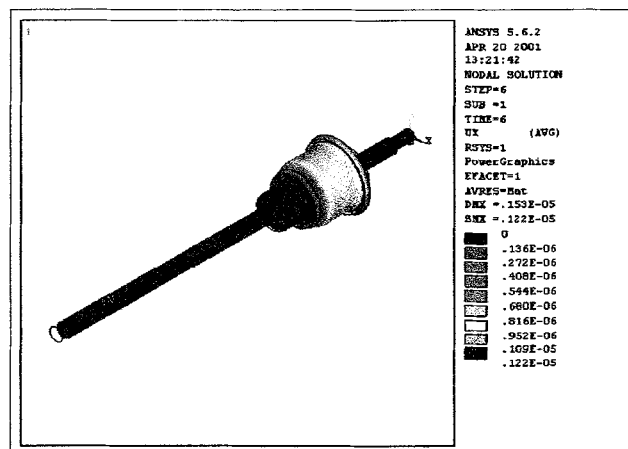


Fig. 72 Radial direction displacement(18,000rpm)

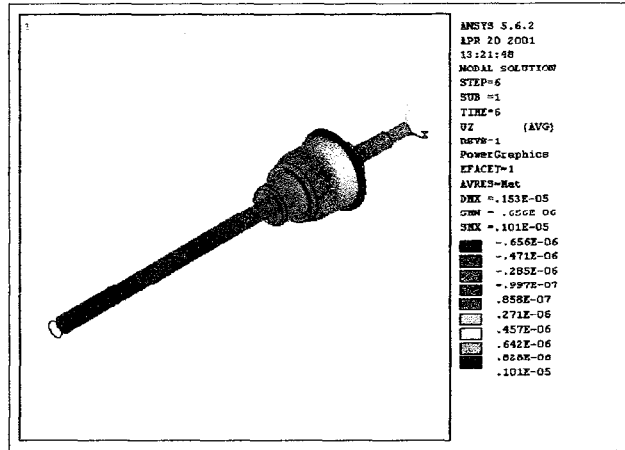


Fig. 73 Longitudinal direction displacement(18,000rpm)

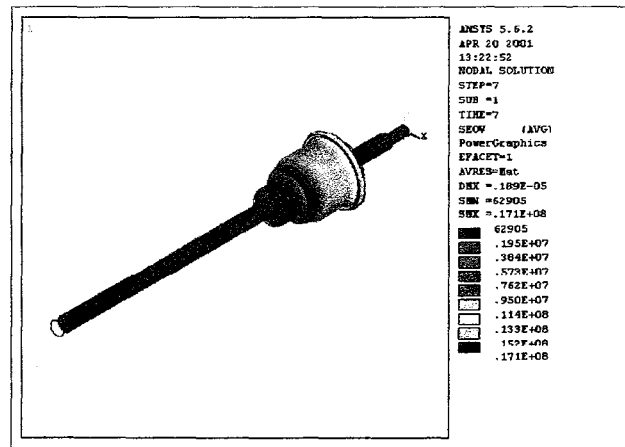


Fig. 74 Stress(20,000rpm)

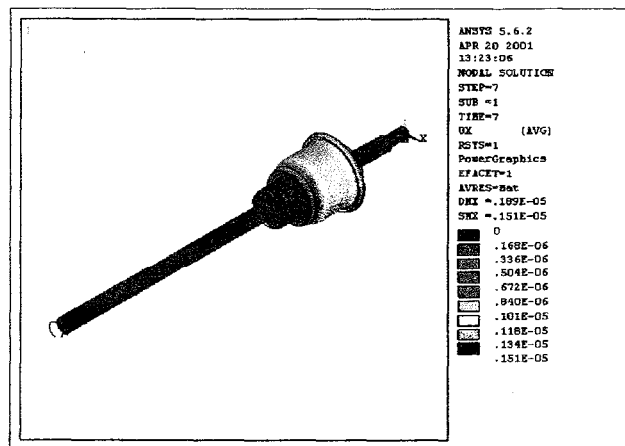


Fig. 75 Radial direction displacement(20,000rpm)

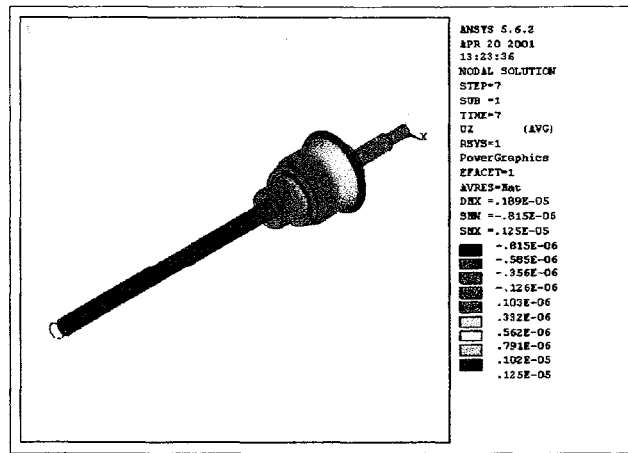


Fig. 76 Longitudinal direction displacement(20,000rpm)

다. 결론

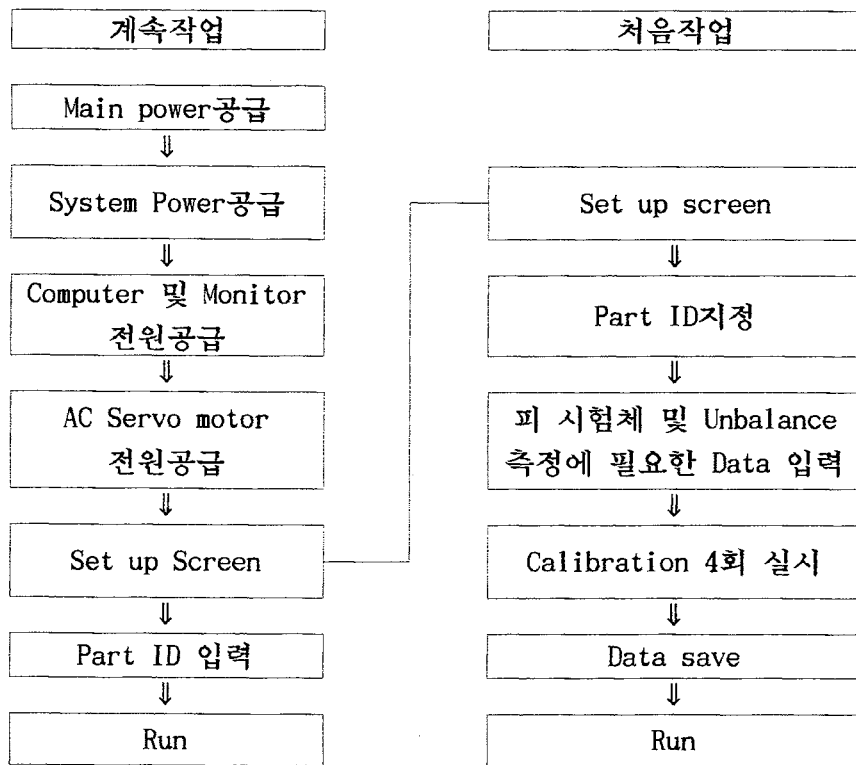
Spindle unit(Twisting, Winding)의 고속 회전시 안전성을 위해서 고유진동수와 회전수에 따른 응력해석을 수행하였다. 고유진동수 해석 결과에 있어서는 실제 운전되는 회전수가 고유주파수 영역만 피해간다면 심하게 진동되는 경우는 없을 것이며, 관성력에 의한 응력해석에 있어서는 최대 20,000rpm에서도 허용응력에 도달하지 않으므로 안전한 것으로 판단된다. 그리고 8,000rpm에서 20,000rpm까지는 거의 선형적으로 최대응력과 최대변형량이 변화하므로 20,000rpm이상에서도 예측이 가능하다. 변형량도 $1e-2\text{mm}$ 이므로 안전한 것으로 판단된다.

4. Balancing unit의 설계 및 제작

Spindle unit에서 Supply package로부터 공급된 Yarn은 Spindle내부를 통하여 Rotary disk의 Threading guide를 거쳐 자동적으로 권취된다. Rotary disk는 원추형으로 성형작업 후 정밀가공 하므로 다른 Process working에 비하여 난이한 작업방법이며, 원추속도는 259km/h 의 고속회전이므로 Twisting시 Ballooning의 불균형과 Yarn cutting 등의 Twisting결점을 동반할 수가 있으므로 엄격한 Dynamic balance의 유지가 필수적이다. 불균형이 회전체에서 발생하는 것은 제작시의 기계 공차 또는 얇은 부분의 비중차에 의해 발생한다. 이와 같은 불균형이 기계의 진동의 원인이 되고 Bearing을 조기 마모와 피로의 원인이 되며 회전 진동소음을 발생시킨다. Rotor에 걸리는 Unbalance의 힘의 정도가 회전속도에 비례하여 증가되는 양을 보면 축 중심에서 25mm 에 12g 의 Unbalance는 회전수가 100rpm 의 경우 약 4.2g 에 지나지 않으나 5000rpm 의 경우는 약 20kg (5,000배)이다. 따라서 Unbalance의 제거방법에는 금속을 삭제하거나 첨가시키는 방법으로 완전히 중화시켜 원형의 Unbalance을 완전히 제거하여야 한다.

Table. 15 Balancing unit의 Specification.

항 목	단위	사 양	비고
Rotor weight	g	50 ~ 5,000	
Max. swing diameter	mm	φ250	
Journal diameter	mm	φ5 ~ φ20	
Distance between support	mm	Max. 395	
Balancing speed	rpm	1,000 ~3,000	
Driving motor	kw	0.2kw Servo motor	
Max. sensitivity	μm	0.5	
Rotor driving device	-	Belt drive system	
Suspension	-	Hard bearing	
Signal processing unit	-	Computerized measuring	
Unbalance transducer	-	Sensor	
Display	-	VGA monitor에 의한 Digital display	
Control Panel	-	Computer system	
Calibration Position	-	2point(LH, RH 동시검출방식)	



(Balancing unit의 Flow-chart)



Fig. 77 Balancing unit

제 4 절 핵심부품의 최적설계

1. Tension spring

Yarn speed의 증가시 Acceleration에 의해 Yarn tension force가 증가하기 때문에 Retardation과 관련된 보상을 위하여 Tensioner의 setting성이 양호하여야 한다. 이것은 Yarn strain을 증가시키므로 Yarn의 Frictional property에 있어서 독립적으로 어떠한 변화에도 적용될 수 있는 요구 Tension을 계속해서 가능하게 하는 장치인 Tensioner를 적절하게 조합하여 사용하면 해결할 수 있다.

Tensioner의 구비조건은 다음과 같으며, 그림 78은 본 개발 Double winder에서 사용하는 Spring tensioner이다.

- Setting의 재생성이 양호하여야 한다.
- Twist impact 혹은 Filament breakage등에 의해 Yarn에 손상을 주지않아야 한다.
- Dynamic loading을 포함한 어떠한 조건에서도 민감하게 작동되어야 한다.

현재 국내에서는 Yarn tension제어에 핵심적인 부품인 Spring은 경험적 사고와 모방생산에 의존하고 있어, Yarn 개개별 제어와 Tension제어의 고 정밀화에 Tension spring은 전량 수입에 의존하고 있는 실정이다.



Fig. 78 Tension spring

가. Spring의 설계이론

(1) Spring의 재질

모든 기계요소들과 마찬가지로 스프링 요소도 재질에 의해 물성치들에 많은 영향을 받는다. 이후 정리될 설계방정식에서도 알 수 있듯이 Wire의 직경에 의해 스프링은 많은 영향을 받게 된다. 이러한 Wire의 직경을 결정하는 요인이 바로 재질이 된다. 재질에 의해 사용 가능한 Wire의 직경의 범위가 결정되며, 표 16에 제시된 SAE규격에 의한 일반적인 Wire 제품을 구할 수 있게 된다. 그러므로 Spring을 설계하는데 가장 중요한 부분을 바로 이 재질을 결정하는데 있다. SAE에서는 재질에 따른 물성치를 제공하고 있으며, 정확한 Wire의 지름이 제시된 철강재료에 한해서 Program에 적용하였다. 사용된 재료는 다음과 같다.

- ① Hard drawn carbon steel spring wire CL1
- ② Hard drawn carbon steel spring wire CL2
- ③ Hard drawn carbon steel valve spring wire
- ④ Special quality hard drawn steel wire
- ⑤ Music wire
- ⑥ Oil tempered carbon steel spring wire CL1
- ⑦ Oil tempered carbon steel spring wire CL2
- ⑧ Oil tempered steel valve spring wire
- ⑨ Chromium vanadium valve spring wire
- ⑩ Chromium silicon steel spring wire
- ⑪ Hard drawn stainless steel wire (18-8)
- ⑫ Hard drawn stainless steel wire (17-7PH)

(2) Spring 파손에 대한 기준

Spring이 하중을 받아 변형을 일으키게 되는 경우에는 다른 기계요소와 마찬가지로 발생하는 응력에 대해 파손의 기준을 가지게 된다. 정하중에 의한 항복파손과 피로하중에 의한 피로파손을 들 수 있다. 먼저, 항복파손에 대한 기준으로 항복강도를 들 수 있는데, 이것은 재료와 용도에 따라 달라진다. 압축과 인장 스프링에 대한 항복응력은 비틀림에 대한 전단응력에 대한 것이므로 전단항복응력(S_{sy})를 사용하게 되며 식 (4.1)은 Compression과 Tension spring에 식 (4.2)는 굽힘응력을 받는 Torson spring에 사용된다.

$$\left. \begin{array}{l} a) \quad S_{sy} = 0.45 S_{ut} \\ b) \quad S_{sy} = 0.50 S_{ut} \\ c) \quad S_{sy} = 0.35 S_{ut} \end{array} \right\} \quad (4.1)$$

$$\left. \begin{array}{l} a) \quad S_y = 0.78 S_{ut} \\ b) \quad S_y = 0.87 S_{ut} \\ c) \quad S_y = 0.61 S_{ut} \end{array} \right\} \quad (4.2)$$

식 (4.2)와 식 (4.3)에서 a)는 냉간인발 탄소강, b)는 경화 또는 담금질된 탄소강과 저 합금강, c)는 SUS와 비철합금에 해당된다. 상기의 재료에서는 a)에는 ①, ②, ③, ④, b)에는 ⑤, ⑥, ⑦, ⑧, ⑨, ⑩, 그리고 c)는 ⑪, ⑫가 각각 해당된다.

피로파손에 대해서는 먼저 무한수명인지 유한수명인지가 결정되어야 한다. 무한수명의 경우에는 내구한도(S_e)가 파손응력이 되는데, 이것은 용도에 따라 Compression과 Tension spring의 경우 식 (4.4)이 되고 Torson spring의 경우 식 (4.5)가 된다.

$$\left. \begin{array}{l} a) \quad S_{se} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot S_e' = 45.0kpsi (310MPa) \\ b) \quad S_{se} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot S_e' = 67.5kpsi (465MPa) \end{array} \right\} \quad (4.4)$$

$$\left. \begin{array}{l} a) \quad S_{se} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot S_e' = 78.0kpsi (573MPa) \\ b) \quad S_{se} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot S_e' = 117.0kpsi (806MPa) \end{array} \right\} \quad (4.5)$$

식 (4.4)와 식 (4.5)에서 a)는 표면에 Peening을 하지 않았을 경우에, b)는 Peening을 하였을 경우에 해당된다. 유한수명의 경우 사용자가 원하는 수명(N)의 입력이 요구된다. 이 수명에 의해 해당수명의 피로응력(S_f)이 계산되는데 식 (4.6)과 같다.

$$S_f = aN^b \quad (4.6)$$

$$\text{여기서, } a = \frac{0.9S_{ut}}{S_e}, \quad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9S_{ut}}{S_e}\right)$$

(3) Compression spring 설계 이론

그림 79은 Compression spring의 일반적인 형태를 나타내며, 설계식은 그림 80과 같이 Spring을 비틀림을 받는 Bar로 가정하여 유도된다.

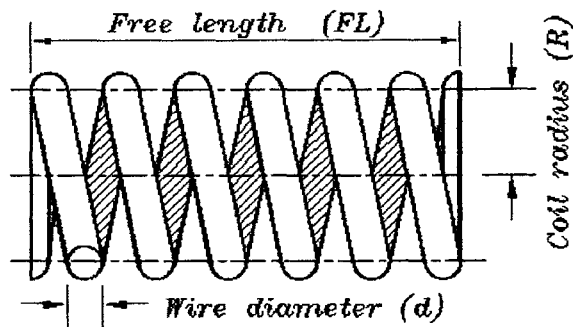


Fig. 79 Typical type of compression spring

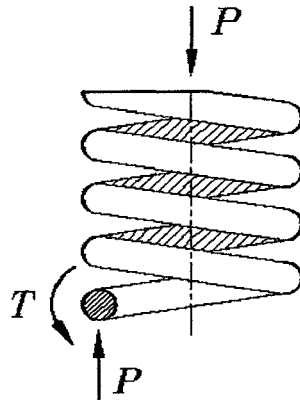


Fig. 80 Axially loaded helical spring and free - body diagram subjected to a direct and a torsional shear

Torque(T)는 하중(P)와 Coil의 반경(R)의 곱과 같다.

$$T = P \times R \quad (4.7)$$

T 에 의해 직접적으로 발생하는 직접 전단응력과 P 에 의해 발생하는 전단응력의 합은 식 (4.8)에서와 같이 Wire에서 발생하는 최대 전단응력이 된다.

$$\tau_{\max} = \frac{Tc}{J} + \frac{P}{A} \quad (4.8)$$

여기서, J : Second polar moment of area ($= \pi d^4/32$)

A : Area of wire section ($= \pi d^2/4$)

c : Distance of neutral axis ($= d/2$)

d : Diameter of wire

이 된다. 다시 식 (4.8)을 정리하면 식 (4.9)과 같다.

$$\tau_{\max} = \frac{16PR}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} \quad (4.9)$$

위 식에 Coil의 곡률을 나타내는 계수로서 Spring index(C)를 식 (4.10)에서 정의한다. 이 식은 Coil의 기하학적인 형태를 결정하며, 설계방정식의 정리에 매우 중요한 역할을 한다.

$$C = 2R/d \quad (4.10)$$

식 (4.10)에서 정의된 전단응력에 Spring index를 대입하고, 전단응력의 중첩원리에 의한 Coil 내벽의 최대 전단응력을 고려하면 식 (4.9)는 식 (4.11)로 정의된다.

$$\tau_{\max} = \frac{16PR}{\pi d^3} \times \left(1 + \frac{0.615}{C}\right) \quad (4.11)$$

식 (4.11)에 두 번째 항에 식 (4.10)의 Spring index를 이용하고 곡률의 영향을 고려하였을 때 식 (4.11)의 첫 번째 항인 직접 전단응력은 식 (4.12)과 같이 정의된다.

$$\tau_{\max} = \frac{16PR}{\pi d^3} \times \frac{4C-1}{4C-4} \quad (4.12)$$

식 (4.12)를 식 (4.11)에 대입하면 Coil 내부에서 발생하는 최대 전단응력이 식 (4.13)과 같이 정의된다.

$$\tau_{\max} = \frac{16PR}{\pi d^3} \times \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right) \quad (4.13)$$

식 (4.13)의 두 번째 항은 Wahl 수정계수(K_w)라고 정의되며, 이 계수는 직접전단 뿐만 아니라 Coil의 곡률에 의한 영향까지도 포함하고 있음을 알고 있다. 식 (4.11)을 Wahl 수정계수를 이용하여 다시 정리하면 식 (4.14)와 같다.

$$\tau_{\max} = \frac{16PRK_w}{\pi d^3} \quad (4.14)$$

식 (4.14)에 대해서 τ 에 대한 응력을 파손응력으로 정의하고 안전율(FS)을 고려하면 식 (4.15)와 같이 정의된다.

$$\frac{\tau}{FS} = \frac{16PRK_w}{\pi d^3} \quad (4.15)$$

식 (4.15)에 식 (4.10)를 대입하면 첫 번째 설계방정식인 식 (4.16)이 유도된다.

$$\tau \pi d^2 = 8PCK_w FS \quad (4.16)$$

다음의 고려사항은 Spring 처짐에 관한 계산으로 Torque에 의한 비틀림 각(θ)은 식 (4.17)과 같이 정의된다.

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (4.17)$$

여기서 L : Length of the wire ($= 2\pi RN_a$)

G : Torsional modulus of elasticity (횡탄성계수)

J : Second polar moment of area

N_a : Number of active coils (유효감김수)

식 (4.17)을 다시 정의하면 식 (4.18)과 같다.

$$\theta = \frac{64PR^2 N_a}{Gd^4} \quad (4.18)$$

식 (4.18)에 의해 정의된 비틀림과 Coil의 반경은 하중에 의한 변형 (δ)이 되고, 또 이러한 하중에 의한 변형은 Spring rate(K)에 의해 식 (4.19)와 같이 정의된다.

$$\delta = P/K \quad (4.19)$$

식 (4.18)에 Coil의 반경을 곱하고 식 (4.19)와 연립하게 되면 Spring rate를 계산할 수 있는 식 (4.20)를 유도할 수 있다.

$$K = Gd^4/64N_aR^3 \quad (4.20)$$

식 (4.20)에 식 (4.10)를 대입하면 2번째 설계방정식인 식 (4.21)을 정리할 수 있다.

$$Gd = 8N_aC^3K \quad (4.21)$$

3번째 설계방정식은 Spring의 압축된 길이(CL)를 정의하는데서 얻을 수 있고, 그 관계는 식 (4.22)가 된다.

$$CL = d(N_a + N_i) \quad (4.22)$$

여기서 N_i : Number of inactive coils

이상과 같이 3개의 설계방정식이 모두 정의되었다. 다시 한번 살펴보면 식 (4.16), 식 (4.21), 식(4.22)가 된다. 이 식들을 다시 정리해보면 각각 식 (4.23)에서 식 (4.25)가 된다.

$$\pi\tau d^2 - 8PCK_wFS = 0 \quad (4.23)$$

$$Gd - 8KN_aC^3 = 0 \quad (4.24)$$

$$(N_a + N_i)d - CL = 0 \quad (4.25)$$

위 식을 토대로 하여 주요한 설계변수를 결정해 보면 다음과 같다.

- ① P (Load)
- ② K (Spring rate)
- ③ FS (Safety factor)
- ④ d (Wire diameter)

⑤ N_a (Number of active coils)

⑥ C (Spring index)

⑦ CL (Compressed length)

그리고 설계방정식을 살펴보면 몇 가지 변수를 더 필요로 하고 있다. 정리해 보면 다음과 같다.

⑧ τ (Shear stress)

⑨ N_i (Number of inactive coils)

⑩ G (Shear modulus)

⑪ K_w (Wahl correction factor)

우선 위에 7가지 변수 중에서 재질에 지대한 영향을 받는 ④ Wire의 직경은 SAE규격에서 자료를 얻어 반복계산을 수행하게 된다. ⑧ τ (전단응력)는 Wire의 직경과 재질에 의한 함수로 표현되는 극한강도(S_{ut})와 파손의 형태에 의해 결정된다. ⑩ N_i (무효감김수)는 Compression spring의 경우 끝단의 형태에 따라서 결정되는데, 몇 가지 일반적으로 제시된 끝단의 형태를 그림 80에 나타내었다.

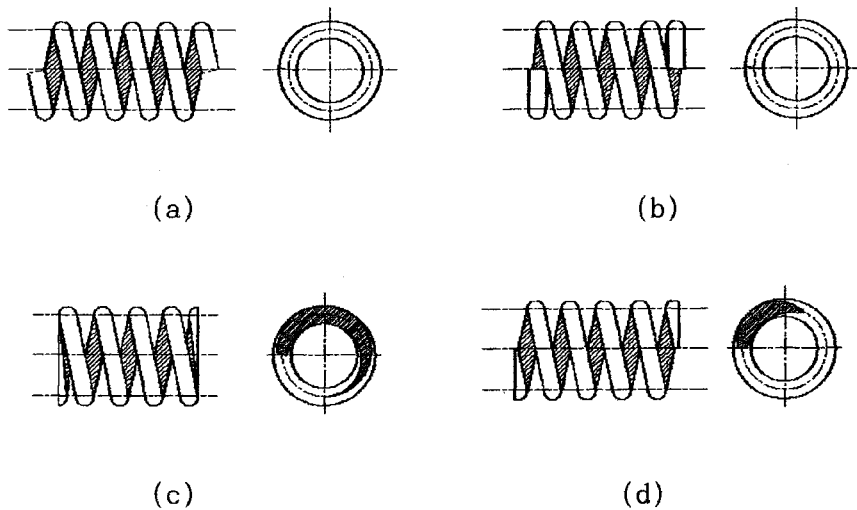


Fig. 81 Type of ends for compression springs

(a) Plain end, (b) Squared (closed) end

(c) Squared and ground end, (d) Plain and ground end

일반적으로 사용되는 Compression spring의 끝단의 형태는 그림 3과 같으며, 그에 따른 무효감김수는 표 17에 나타내었다.

Table. 17 Number of inactive coils

Types of ends	Number of inactive coils
a) plain end	0
b) squared (closed) end	1
c) squared and ground end	2
d) plain and ground end	2

이 값은 Program 상에서는 설계변수로 취급하지 않고, 설계변수의 입력이전에 입력함으로써 결정되도록 하였다. ⑩ G (횡탄성계수)는 재질에 의해 결정되는 물성치이다. ⑪ K_w (Wahl 수정계수)는 식 (4.3)과 식 (4.4)에서 알 수 있듯이 Spring index에 의한 함수이므로 별개의 설계변수가 아니다. 이에 실제로 사용된 설계변수는 다음과 같다.

- ① P (Load)
- ② K (Spring rate)
- ③ FS (Safety factor)
- ④ N_a (Number of active coils)
- ⑤ C (Spring index)
- ⑥ CL (Compressed length)

위의 6가지 변수들과 식 (4.13)에서 식 (4.15)를 완전히 해석한 후에 Compression spring은 몇 가지 고려해야할 값들이 있다. 식 (4.19)에서 정의된 변형과 Spring의 기하학적인 조건중 매우 중요한 자유길이(FL)를 들 수 있다. 자유길이는 Compression spring의 좌굴의 발생에 지대한 영향을 주는 요인이므로 매우 중요하다. 이 값은 여러 가지 방법으로 계산할 수 있으나, 프로그램 상에는 설계자의 입력이 요구된다. 먼저 좌굴안전식을 살펴보면 식 (4.26)과 같다.

$$BUCK = \frac{0.812 \cdot K \cdot FL}{P} \times \left(1 - \sqrt{1 - 6.87 \left(\frac{2 \cdot R}{FL} \right)^2} \right) \quad (4.26)$$

상기의 식 (4.26)에서 계산된 결과 값이 1이하일 경우에 좌굴이 발생한다고 할 수 있다. FL 의 입력범위는 Computer의 연산이 원활이 진행되기 위해서 제공근 안의 값이 '0' 보다는 커야한다는 조건이 생긴다. 이에 자유길이의 입력범위는 식 (4.27)과 같다.

$$FL > 5.2421 R \quad (4.27)$$

작동길이(WL)에 의한 Compression spring의 변형량은 식 (4.28)에서 계산된다.

$$WL = CL + \delta \left(= \frac{P}{K} \right) \quad (4.28)$$

나. Case-Building 기법

(1) 이론적 고찰

거의 모든 종류의 기계요소에 대한 설계자동화 프로그램에 있어서 설계변수의 수(V)는 해당 설계방정식의 수(W)보다 일반적으로 많다. 따라서 대화식 설계자동화 프로그램은 설계자로 하여금 최고 $V - W$ 개의 설계변수에 대한 수치 값을 입력하도록 요구된다. 이에 따라 나머지 미지의 설계변수를 프로그램 내에서 추론하는 것이 요구된다.

과거에는 설계자동화 Program 내에 한정된 수의 가능한 Design case 들을 미리 선정해 놓고 설계자에 의해 입력된 $V - W$ 개의 설계변수들을 조합한 후, 그 중 적합한 설계의 경우를 선택하도록 유도하고 선택된 경우에 해당되는 해석 루틴을 호출하여 나머지 미지의 설계변수를 계산하도록 하였다. 그러나 이러한 방법은 설계변수와 설계방정식의 수에 의해 설계 경우의 수가 급격히 증가하게 되며, 이에 따라 프로그램의 양이 급격히 증가하여 효율적인 CAD 프로그램의 개발을 어렵게 하였다.

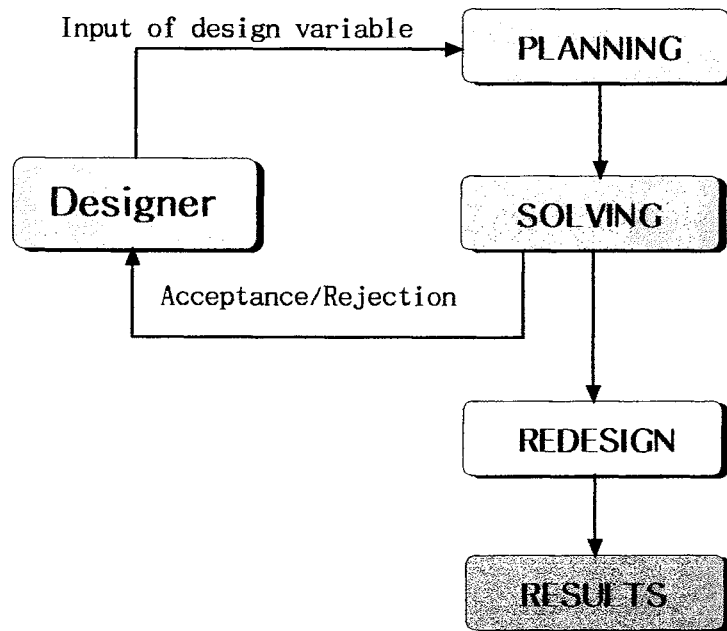


Fig. 82 Basic construction of design automation program
using of case-building system

이러한 문제점을 해결하기 위해 이용된 Case-building 기법은 그림 81에 나타난 것처럼 대화식 설계자동화 프로그램을 만드는 기본으로 사용자가 입력한 하나의 설계변수가 설

계방정식의 해석에 미치는 영향을 분석하여 설계방정식이 완벽하게 해석될 때까지 설계자의 입력을 요구하고 이에 따른 설계방정식을 계산하고 설계자가 만족할 만한 결과를 얻을 때까지 입력과 해석, 그리고 결과 출력을 무한 반복하게 된다.

이론적으로 살펴보면 V 개의 설계변수와 W 개의 설계방정식으로 표현되는 기계류의 설계식은 설계자에 의해 $V-W$ 개의 설계 입력변수가 주어지면 이들 설계변수와 관련 설계방정식의 연관관계에 의해 나머지 W 개의 미지 설계변수는 추론이 가능하다는 단순 이론에 근거하여 Case-building 기법은 시작된다.

이러한 이론은 설계할 기계류 부품의 관련변수 및 방정식 등을 다음과 같이 집합의 개념을 이용하여 보다 논리적으로 표현된다.

$\{X\}$: Set of design variables = $\{x_1, x_2, x_3, \dots, x_V\}$

$\{F\}$: Set of design equations = $\{f_1, f_2, f_3, \dots, f_W\}$

$\{C\}$: Set of design limitation condition

$\{I\}$: Set of input design variables

$\{O\}$: Set of output design variables

$\{D\}$: Set of variables given by designer

$\{U\}$: Set of unknown variables

위와 같이 설계변수와 설계방정식의 집합이 정의되면 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\{I\} \cup \{O\} \subseteq \{X\}$$

$$\{D\} \leftarrow \{I\}$$

$$\{U\} \leftarrow \{O\}$$

또 미지변수를 i 번의 과정을 거쳐 추론하는 함수 S_i 는 아래와 같이 표현된다.

$$S_i : \{D_i\} \leftarrow \{U_i\}$$

$$\{D_i\} \subseteq \{D\}$$

$$\{U_i\} \subseteq \{U\}$$

함수 S_i 에 의해 U_i 가 추론되면 아래와 같이 나타난다.

$$\{D\} \leftarrow \{D\} \cup \{U_i\}, \{U\} \leftarrow \{U\} - \{D_i\}$$

$\{D\}$ 는 차츰 커져가는 반면 $\{U\}$ 는 줄어들게 된다. 이러한 과정을 반복하다 보면 $\{U\}$ 는 ϕ 로 되어 추론이 끝나게 된다. 주어진 제약조건 $\{C\}$ & $\{F\}$ 를 만족하면서 $\{I\}$ 로 부터 $\{O\}$ 를 추론해 가는 일련의 과정을 그림 82의 Planning 루틴이라 하며, 이 루틴이 수행되는 동안 Case-building 기법에 의해 설계변수의 모든 값이 결정되게 된다.

(2) Case-Building 기법의 Spring 설계에 적용

Spring 설계자동화를 위해 Case-building 기법을 적용하여 설계방정식을 해석하는 과정을 살펴본다. 먼저, 정리된 Compression spring의 설계방정식을 살펴보면 식 (4.29)에서 식 (4.31)과 같다.

$$\pi \tau d^2 - 8PCK_wFS = 0 \quad (4.29)$$

$$Gd - 8KN_aC^3 = 0 \quad (4.30)$$

$$(N_a + N_i)d - CL = 0 \quad (4.31)$$

식 (4.29)에서 식 (4.31)까지의 설계방정식을 설계변수로 표현하면 식 (4.32)와 같이 표현된다.

$$\left. \begin{aligned} f_1(P, C, FS) &= 0 \\ f_2(K, N_a, C) &= 0 \\ f_3(N, CL) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.32)$$

식 (4.32)는 각 설계방정식 내의 설계변수 존재여부를 표시하는 '0'과 '1'의 Bit로 구성된 그림 83의 Bit-map (1)로 표현할 수 있다.

	<i>P</i>	<i>K</i>	<i>FS</i>	<i>N</i>	<i>C</i>	<i>CL</i>	Sum
f_1	1	0	1	0	1	0	3
f_2	0	1	0	1	1	0	3
f_3	0	0	0	1	0	1	2
Sum	1	1	1	2	2	1	8

Fig. 83 Bit-map (1)

먼저, *P*에 대한 값을 알고 있다고 가정하면 *P*는 Bit-map에서 지워지고 새로운 Bit-map이 그림 84에 나타난다.

	<i>K</i>	<i>FS</i>	<i>N</i>	<i>C</i>	<i>CL</i>	Sum
f_1	0	1	0	1	0	2
f_2	1	0	1	1	0	3
f_3	0	0	1	0	1	2
Sum	1	1	2	2	1	7

Fig. 84 Bit-map (2)

구축된 Bit-map (2)를 이용하여 추론이 가능한 설계변수들을 검색하게 되는데, 다음의 경우를 만족하는 변수들은 추론이 되어진다.

- ① 방정식에 미지변수가 하나인 경우
- ② 2개의 같은 미지변수가 2개의 방정식에 존재하는 경우
- ③ 3개의 같은 미지변수가 3개의 방정식에 존재하는 경우

Bit-map (2)에서는 위의 조건을 만족하는 설계변수와 설계식이 없어 추론이 불가능하다. 따라서 설계자에게 다른 설계변수를 입력하게 유도한다. 만약, 설계자가 CL 을 선택하여 입력을 한다고 가정한다면 그림 85의 새로운 Bit-map (3)이 형성된다.

	K	FS	N	C	Sum
f_1	0	1	0	1	2
f_2	1	0	1	1	3
f_3	0	0	1	0	1
Sum	1	1	2	2	6

Fig. 85 Bit-map (3)

그림 85의 Bit-map (3)에서 방정식 f_3 의 미지변수의 합이 '1'이 되는 것을 알 수 있다. 이로서 f_3 를 구성하는 모든 설계변수는 계산이 가능해진다. 이때 설계자의 입력이 없이 미지변수(N)를 계산할 수 있게 된다. 이러한 경우 계산가능한 미지변수가 다른 설계방정식에 영향을 주는 지를 추론해 보아야 한다. 그림 86의 Bit-map (4)는 그 결과를 나타낸다.

	K	FS	C	Sum
f_1	0	1	1	2
f_2	1	0	1	2
Sum	1	1	2	4

Fig. 86 Bit-map (4)

그림 86에서는 설계방정식이 2개이고 설계변수가 3개로 아직 해석이 되지 않고 설계자의 입력이 요구된다. 이에 설계자가 FS 를 입력한다면 새로운 Bit-map (5)가 그림 87과 같이 나타난다.

	K	C	Sum
f_1	0	1	1
f_2	1	1	2
Sum	1	2	3

Fig. 87 Bit-map (5)

그림 87에서 나타난 바와 같이 f_1 에서 C 가 계산이 가능하게 되고 아울러 f_2 의 K 도 계산이 가능하다는 것을 알 수 있다. 이상과 같이 순차적으로 설계자의 입력에 의해 3개의 설계방정식이 완벽하게 계산됨을 알 수 있다.

다. 설계자동화 Program(CSPRING Program)

(1) Program의 구성 File

'CSPRING' Program은 5개의 부분으로 구분되어져 있다. 주요 구성된 부분에 대해서는 표 18에 나타내었으며, 해당부분에는 해당화일을 갖고 있다. 해당부분의 해당화일들이 유기적으로 결합하여 전체 프로그램이 된다. 그림 88은 구성 Manu의 구조를 나타내고 있으며, 입력과정에서 Compression spring만이 끝단의 형상에 대한 고려를 할 뿐 재질과 파손기준과 설계 그리고 모든 입력과정의 상태에 대한 Manu는 Compression, Tension, Torsion spring 모두 동일하다.

Table. 18 The main parts of 'CSPRING' program

부 분	주요내용	해당화일(*.CPP)
Main	전체 프로그램 총괄, 기타 그래픽 처리	CSPRING, GRAPHI
Material selecting	재질에 대한 정보를 저장하며 재질선택 유도, 파손기준결정	MATSEL, FAILUR
Design	설계변수 입력과 입력에 따른 추론 수행 및 기타 조건 입력	DESIGC, DESIGE, DESIGO, ENDTYP
Solving	입력과 추론 완료 후 미지변수를 계산	SOLVE1, SOLVE2, SOLVE3
Postprocess	입력과정 확인과 최종결과 출력	POSTP1, POSTP2, POSTP3, INPPRC

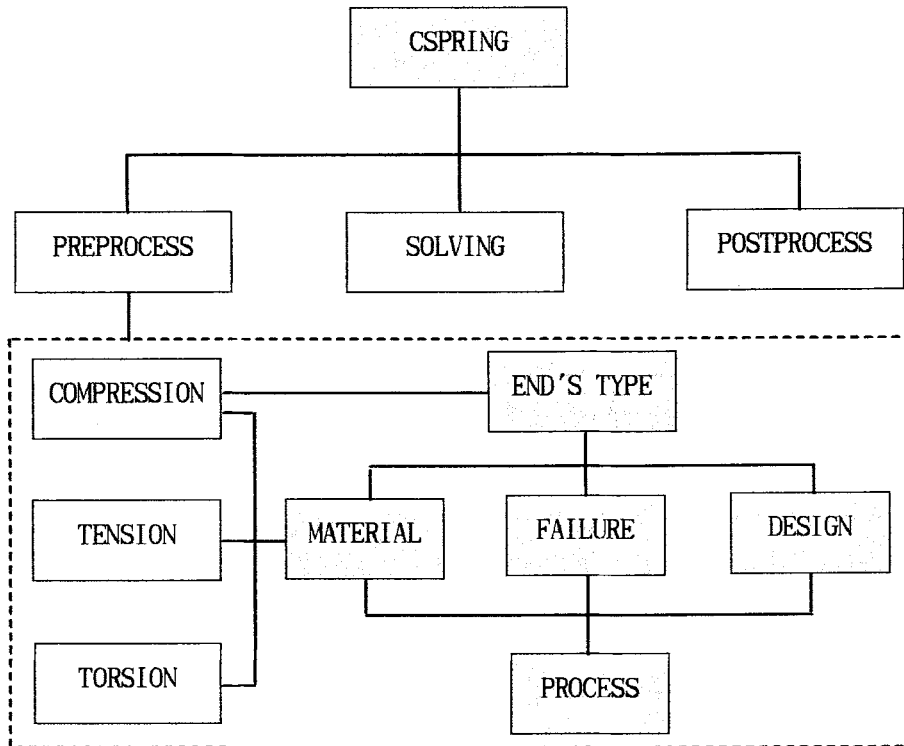


Fig. 88 Diagram for 'CSRING' program's menu

(2) CSRING Program 적용

개발된 "CSRING" Program을 이용하여 Auto tension control creel의 Compression spring 설계 과정을 그림으로 표현하고 있다. 먼저, 그림 89는 Compression spring 설계 과정으로 입력이 요구되는 설계변수를 나타내고 있다. 그림 90은 12가지 재질을 선택하는 화면으로서 선택후 그림 91에서는 선택한 재질의 물성치를 확인할 수 있어서, 재질의 사용여부를 결정할 수 있다. 그림 92는 파손의 기준을 선택하는 화면이며, 그림 93은 압축 스프링에만 있는 부분으로서 끝단의 형상을 결정하게 되는데 끝단의 형상으로 무효감김수가 입력된다. 그림 94는 설계부분의 첫 번째 화면으로 지름에 대한 정보를 입력한다. 그림 95는 설계변수를 입력하는 설계과정으로서 먼저, 하중을 입력하고, 그림 96은 추론과정을 거쳐 두 개의 설계변수가 해석이 완료되지 않고 있음을 알 수 있다. 이에 유효 감김수를 입력하게 되면 그림과 같이 추론이 종료되며 설계방정식의 해석 순서가 결정된다. 그림 97은 설계자의 입력결과에 대한 정보를 나타내는 화면이 된다. 그림 98은 결정된 지름에 의해 결정된 설계변수의 결과를 나타내며, 그림 99부터 그림 110는 최종 설계결과를 나타내고 있다.

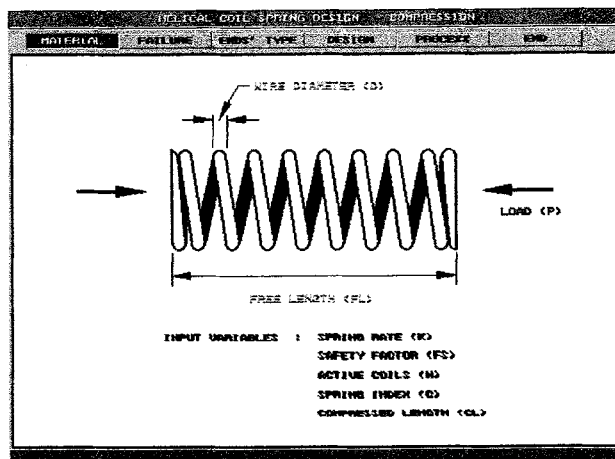


Fig. 89 Initial screen of compression coil spring design

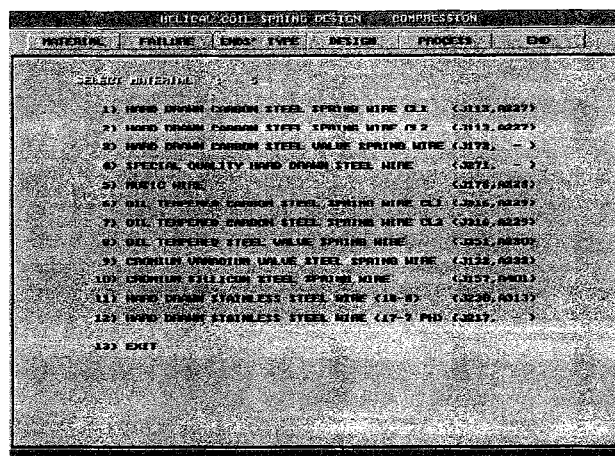


Fig. 90 Screen of material selecting

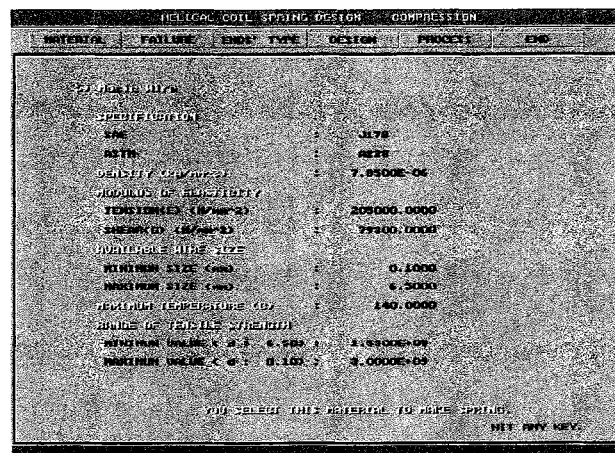


Fig. 91 Screen of material properties

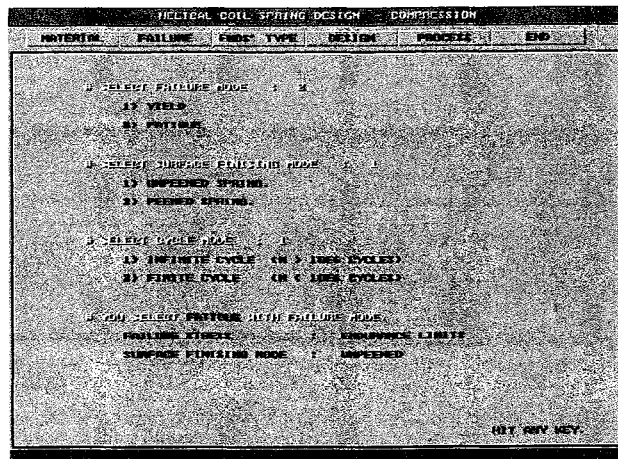


Fig. 92 Screen of failure mode decision

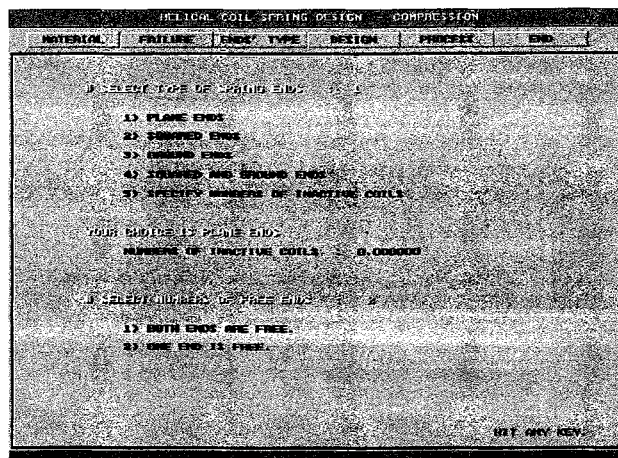


Fig. 93 Screen of end's type selecting

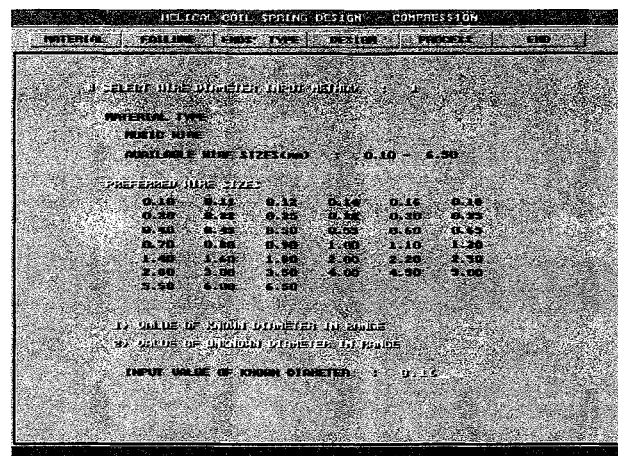


Fig. 94 Screen of wire diameter mode input

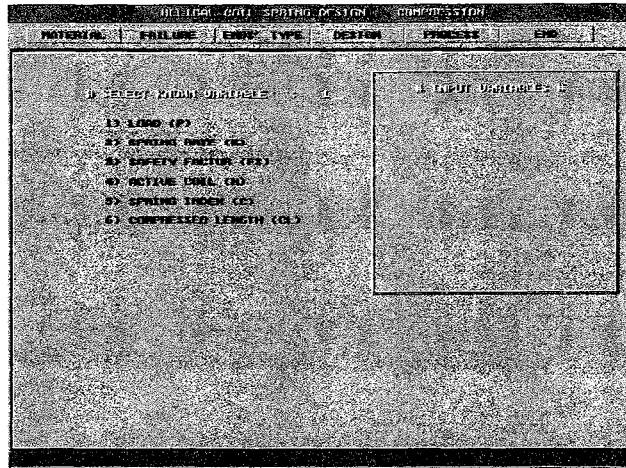


Fig. 95 Screen of design variable input(1)

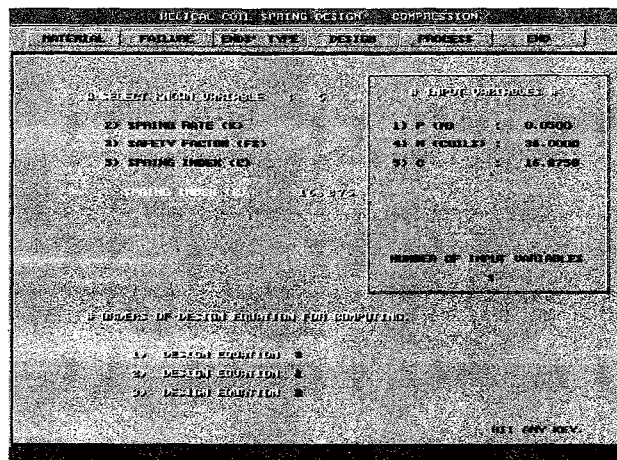


Fig. 96 Screen of design variable input(2)

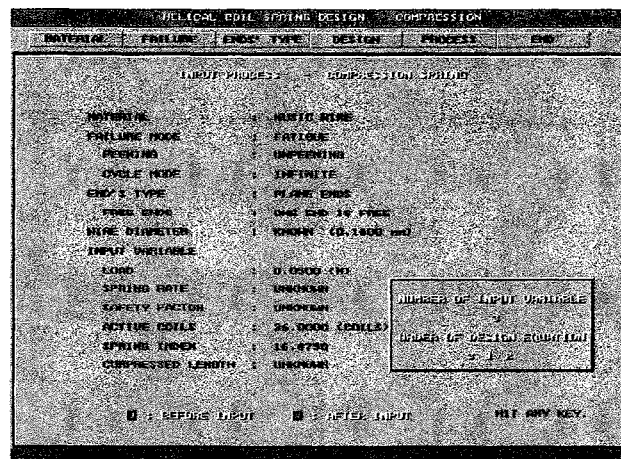


Fig. 97 Screen of input process

HELICAL COIL SPRING DESIGN		COMPRESSION	
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
SPECIFY NAME OF JOBE FILE : 1 234567			
WIRE DIAMETER	:	0.1500	
1) LOAD (N)	:	0.0500	
2) SPRING RATE (N/mm)	:	0.0001	
3) SAFETY FACTOR (FS)	:	1.4000	
4) ACTIVE COILS (N-COILS)	:	20.0000	
5) SPRING INDEX (CI)	:	14.0700	
7) COMPRESS LENGTH (L2,mm)	:	4.7600	
HIT ANY KEY			

Fig. 98 Screen of design output

HELICAL COIL SPRING DESIGN		COMPRESSION	
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES			
MATERIAL	:	PLATE WIRE	
DENSITY	:	7.8500E-06 (N/mm ³)	
TENSILE MODULUS	:	205000.0000 (N/mm ²)	
YIELD MODULUS	:	77000.0000 (N/mm ²)	
DESIGNED END	:	PLATE END (15.0000 COILS)	
FAILURE MODE	:	FAILURE (2.1000E+00 N/mm ²)	
DESIGNED END	:	UNDESIGNED	
CYCLE MODE	:	INFINITE	
END TYPE	:	PLATE END (15.0000 COILS)	
FREE END	:	ONE END IS FREE	
WIRE DIAMETER	:	0.1500 (mm)	
WIRE MODULUS	:	0.0000 (N/mm ²)	
SPRING RATE	:	0.0000 (N/mm)	
SAFETY FACTOR	:	1.4000	
ACTIVE COILS	:	20.0000 (COILS)	
SPRING INDEX	:	14.0700	
COMPRESS LENGTH	:	4.7600 (mm)	
PROPERTIES	:		
WIRE MODULUS	:	1.9500E+06 (N/mm ²)	
FREE LENGTH	:	27.3000 (mm)	
WORKING LENGTH	:	23.5400 (mm)	
DEFLECTION (AT LOAD)	:	1.3215 (mm)	
MAX. STRESS	:	1.4000E+01 (N/mm ²)	
NATURAL FREQUENCY	:	0.1507 (Hz)	
ENERGY (AT LOAD)	:	29.2075 (Joules)	
ENERGY (OF THE COILS)	:	1.4817 (Joules)	
BUCKLING TEST	:	0.0000 (MULTIPLE)	
HIT ANY KEY			

Fig. 99 Screen of final output(Wire diameter:0.15mm, Free length:37mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN		COMPRESSION	
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES			
MATERIAL	:	PLATE WIRE	
DENSITY	:	7.8500E-06 (N/mm ³)	
TENSILE MODULUS	:	205000.0000 (N/mm ²)	
YIELD MODULUS	:	77000.0000 (N/mm ²)	
DESIGNED END	:	PLATE END (15.0000 COILS)	
FAILURE MODE	:	FAILURE (2.1000E+00 N/mm ²)	
DESIGNED END	:	UNDESIGNED	
CYCLE MODE	:	INFINITE	
END TYPE	:	PLATE END (15.0000 COILS)	
FREE END	:	ONE END IS FREE	
WIRE DIAMETER	:	0.2000 (mm)	
WIRE MODULUS	:	0.0000 (N/mm ²)	
SPRING RATE	:	0.0000 (N/mm)	
SAFETY FACTOR	:	1.0875	
ACTIVE COILS	:	20.0000 (COILS)	
SPRING INDEX	:	14.5000	
COMPRESS LENGTH	:	17.0000 (mm)	
PROPERTIES	:		
WIRE MODULUS	:	1.9500E+06 (N/mm ²)	
FREE LENGTH	:	30.0000 (mm)	
WORKING LENGTH	:	28.8000 (mm)	
DEFLECTION (AT LOAD)	:	1.4000 (mm)	
MAX. STRESS	:	0.0000E+00 (N/mm ²)	
NATURAL FREQUENCY	:	0.1553 (Hz)	
ENERGY (AT LOAD)	:	421.8790 (Joules)	
ENERGY (OF THE COILS)	:	26.1467 (Joules)	
BUCKLING TEST	:	0.0000 (MULTIPLE)	
HIT ANY KEY			

Fig. 100 Screen of final output(Wire diameter:0.2mm, Free length:90mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN - COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES			
MATERIAL	MUSIC WIRE		
DENSITY	7.8500E-06 (N/mm ³)		
TENSION MODULUS	205000.0000 (N/mm ²)		
ENERGY MODULUS	75000.0000 (N/mm ²)		
DESIGNED PART			
FAILURE MODE	FATIGUE (S-LINKAGE R/WR-2)		
FEEDING	UNPRESSING		
CYCLE MODE	INFINITE		
END TYPE			
END TYPE	PLANE END (0.0000 COILS)		
FREE END	ONE END IS FREE		
INPUT DATA			
WIRE DIAMETER	0.2500 (0.2500 mm)		
LOAD	0.0000 (N)		
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)		
SAFETY FACTOR	1.5000		
ACTING COILS	20.0000 (COILS)		
SPRING INDEX	10.0000		
COMPRESSION LENGTH	10.0000 (mm)		
PROPERTIES			
COIL MODULUS	1.0000 (N/m)		
FREE LENGTH	40.0000 (mm)		
WORKING LENGTH	30.0000 (mm)		
DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)		
STRESS	0.0000 (N/m ²)		
MAXIMUM FREQUENCY	1.0000 (Hz)		
ENERGY (AT LOAD)	0.0000 (Joules)		
ENERGY (AT INET VOLUME)	0.0000 (Joules)		
BUCKLING TEST	0.0000 (UNABLE)		

Fig. 101 Screen of final output(Wire diameter:0.25mm, Free length:40mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN - COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES			
MATERIAL	MUSIC WIRE		
DENSITY	7.8500E-06 (N/mm ³)		
TENSION MODULUS	205000.0000 (N/mm ²)		
ENERGY MODULUS	75000.0000 (N/mm ²)		
DESIGNED PART			
FAILURE MODE	FATIGUE (S-LINKAGE R/WR-2)		
FEEDING	UNPRESSING		
CYCLE MODE	INFINITE		
END TYPE			
END TYPE	PLANE END (0.0000 COILS)		
FREE END	ONE END IS FREE		
INPUT DATA			
WIRE DIAMETER	0.3000 (0.3000 mm)		
LOAD	0.0000 (N)		
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)		
SAFETY FACTOR	1.5000		
ACTING COILS	20.0000 (COILS)		
SPRING INDEX	10.0000		
COMPRESSION LENGTH	10.0000 (mm)		
PROPERTIES			
COIL MODULUS	1.0000 (N/m)		
FREE LENGTH	40.0000 (mm)		
WORKING LENGTH	30.0000 (mm)		
DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)		
STRESS	0.0000 (N/m ²)		
MAXIMUM FREQUENCY	1.0000 (Hz)		
ENERGY (AT LOAD)	0.0000 (Joules)		
ENERGY (AT INET VOLUME)	0.0000 (Joules)		
BUCKLING TEST	0.0000 (UNABLE)		

Fig. 102 Screen of final output(Wire diameter:0.3mm, Free length:40mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN - COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES			
MATERIAL	MUSIC WIRE		
DENSITY	7.8500E-06 (N/mm ³)		
TENSION MODULUS	205000.0000 (N/mm ²)		
ENERGY MODULUS	75000.0000 (N/mm ²)		
DESIGNED PART			
FAILURE MODE	FATIGUE (S-LINKAGE R/WR-2)		
FEEDING	UNPRESSING		
CYCLE MODE	INFINITE		
END TYPE			
END TYPE	PLANE END (0.0000 COILS)		
FREE END	ONE END IS FREE		
INPUT DATA			
WIRE DIAMETER	0.3000 (0.3000 mm)		
LOAD	0.0000 (N)		
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)		
SAFETY FACTOR	1.5000		
ACTING COILS	20.0000 (COILS)		
SPRING INDEX	10.0000		
COMPRESSION LENGTH	10.0000 (mm)		
PROPERTIES			
COIL MODULUS	1.0000 (N/m)		
FREE LENGTH	40.0000 (mm)		
WORKING LENGTH	30.0000 (mm)		
DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)		
STRESS	0.0000 (N/m ²)		
MAXIMUM FREQUENCY	1.0000 (Hz)		
ENERGY (AT LOAD)	0.0000 (Joules)		
ENERGY (AT INET VOLUME)	0.0000 (Joules)		
BUCKLING TEST	0.0000 (UNABLE)		

Fig. 103 Screen of final output(Wire diameter:0.3mm, Free length: 32mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES			
MATERIAL	STEEL A307	YIELD STRESS	170000.00 (N/mm ²)
DENSITY	7850.0000	TENSILE STRESS	170000.00 (N/mm ²)
TENSION MODULUS	210000.0000	ELONGATION	10.0000 (N/mm ²)
SHEAR MODULUS	79300.0000	FAILURE	18.1000E+08 (N/mm ²)
POISSON'S RATIO	0.3000	PRESTRESS	IMPERMANENT
CYCLE HARDENING	NO	FAILURE MODE	INFINITE
END S TYPE	PCANV ENDS (0.0000 COILS)	END S TYPE	END S TYPE
WIRE DIAMETER	0.2500 (mm)	WIRE DIAMETER	0.2500 (mm)
LOAD	0.0000 (kg)	SPRING RATE	0.0000 (N/mm)
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)	SAFETY FACTOR	20.0000 (COILS)
SAFETY FACTOR	20.0000 (COILS)	ACTIVE COILS	10.0000
ACTIVE COILS	10.0000	SPRING INDEX	10.0000
SPRING INDEX	10.0000	COMPRESSED LENGTH	2.0000 (mm)
COMPRESSED LENGTH	2.0000 (mm)		
GEOMETRIC			
COIL DIAMETER	1.2500 (mm)	FREE LENGTH	32.0000 (mm)
FREE LENGTH	32.0000 (mm)	WRAPPING LENGTH	27.9824 (mm)
WRAPPING LENGTH	27.9824 (mm)	DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)
DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)	WAVE	0.0000 (mm)
WAVE	0.0000 (mm)	NATURAL FREQUENCY	0.6724 (Hz)
NATURAL FREQUENCY	0.6724 (Hz)	ENERGY (AT LOAD)	1.4400 (Nmm)
ENERGY (AT LOAD)	1.4400 (Nmm)	ENERGY (AT UNIT LOADS)	0.0377 (Nmm/N)
ENERGY (AT UNIT LOADS)	0.0377 (Nmm/N)	BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)
BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)		

Fig. 104 Screen of final output(Wire diameter:0.25mm, Free length:32mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES			
MATERIAL	STEEL A307	YIELD STRESS	170000.00 (N/mm ²)
DENSITY	7850.0000	TENSILE STRESS	170000.00 (N/mm ²)
TENSION MODULUS	210000.0000	ELONGATION	10.0000 (N/mm ²)
SHEAR MODULUS	79300.0000	FAILURE	18.1000E+08 (N/mm ²)
POISSON'S RATIO	0.3000	PRESTRESS	IMPERMANENT
CYCLE HARDENING	NO	FAILURE MODE	INFINITE
END S TYPE	PCANV ENDS (0.0000 COILS)	END S TYPE	END S TYPE
WIRE DIAMETER	0.2500 (mm)	WIRE DIAMETER	0.2500 (mm)
LOAD	0.0000 (kg)	SPRING RATE	0.0000 (N/mm)
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)	SAFETY FACTOR	20.0000 (COILS)
SAFETY FACTOR	20.0000 (COILS)	ACTIVE COILS	10.0000
ACTIVE COILS	10.0000	SPRING INDEX	10.0000
SPRING INDEX	10.0000	COMPRESSED LENGTH	2.0000 (mm)
COMPRESSED LENGTH	2.0000 (mm)		
GEOMETRIC			
COIL DIAMETER	1.2500 (mm)	FREE LENGTH	38.0000 (mm)
FREE LENGTH	38.0000 (mm)	WRAPPING LENGTH	27.9824 (mm)
WRAPPING LENGTH	27.9824 (mm)	DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)
DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)	WAVE	0.0000 (mm)
WAVE	0.0000 (mm)	NATURAL FREQUENCY	0.6724 (Hz)
NATURAL FREQUENCY	0.6724 (Hz)	ENERGY (AT LOAD)	1.4400 (Nmm)
ENERGY (AT LOAD)	1.4400 (Nmm)	ENERGY (AT UNIT LOADS)	0.0377 (Nmm/N)
ENERGY (AT UNIT LOADS)	0.0377 (Nmm/N)	BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)
BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)		

Fig. 105 Screen of final output(Wire diameter:0.25mm, Free length:38mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES			
MATERIAL	STEEL A307	YIELD STRESS	170000.00 (N/mm ²)
DENSITY	7850.0000	TENSILE STRESS	170000.00 (N/mm ²)
TENSION MODULUS	210000.0000	ELONGATION	10.0000 (N/mm ²)
SHEAR MODULUS	79300.0000	FAILURE	18.1000E+08 (N/mm ²)
POISSON'S RATIO	0.3000	PRESTRESS	IMPERMANENT
CYCLE HARDENING	NO	FAILURE MODE	INFINITE
END S TYPE	PCANV ENDS (0.0000 COILS)	END S TYPE	END S TYPE
WIRE DIAMETER	0.3000 (mm)	WIRE DIAMETER	0.3000 (mm)
LOAD	0.0000 (kg)	SPRING RATE	0.0000 (N/mm)
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)	SAFETY FACTOR	20.0000 (COILS)
SAFETY FACTOR	20.0000 (COILS)	ACTIVE COILS	10.0000
ACTIVE COILS	10.0000	SPRING INDEX	10.0000
SPRING INDEX	10.0000	COMPRESSED LENGTH	2.0000 (mm)
COMPRESSED LENGTH	2.0000 (mm)		
GEOMETRIC			
COIL DIAMETER	1.2500 (mm)	FREE LENGTH	38.0000 (mm)
FREE LENGTH	38.0000 (mm)	WRAPPING LENGTH	27.9824 (mm)
WRAPPING LENGTH	27.9824 (mm)	DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)
DEFLECTION (AT LOAD)	0.0000 (mm)	WAVE	0.0000 (mm)
WAVE	0.0000 (mm)	NATURAL FREQUENCY	1.0623 (Hz)
NATURAL FREQUENCY	1.0623 (Hz)	ENERGY (AT LOAD)	0.4896 (Nmm)
ENERGY (AT LOAD)	0.4896 (Nmm)	ENERGY (AT UNIT LOADS)	0.0168 (Nmm/N)
ENERGY (AT UNIT LOADS)	0.0168 (Nmm/N)	BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)
BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)		

Fig. 106 Screen of final output(Wire diameter:0.3mm, Free length:38mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN - COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES:			
MATERIAL	MUSIC WIRE		
DENSITY	7.8500E-06 (N/mm ³)		
TENSION MODULUS	20500.0000 (N/mm ²)		
SHEAR MODULUS	79300.0000 (N/mm ²)		
DELTALOG FUP	FATIGUE (7.1000E-05 N/mm ²)		
WEARING	UNWEARING		
CUTLE MODE	INFINITE		
EDGE TYPES:			
ENDS TYPE	PLANE ENDS (0.0000 COILS)		
ENDS FREE	ONE END IS FREE		
LOADS:			
LOAD	0.0500 (N)		
LOADS:			
WIRE DIAMETER	0.2300 (mm)		
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)		
SAFETY FACTOR	0.7878		
RESTING COILS	27.0000 (COILS)		
SPRING INDEX	12.7000		
COMPRESSED LENGTH	0.2800 (mm)		
RESULTS:			
COIL RADIUS	1.3500 (mm)		
FREE LENGTH	43.0000 (mm)		
WORKING LENGTH	48.8933 (mm)		
DEFLECTION (AT LOAD)	0.1047 (mm)		
MAX. STRESS	0.0001 (N/mm ²)		
NATURAL FREQUENCY	0.3276 (Hz)		
ENERGY (AT LOAD)	2.6182 (mNm)		
ENERGY (AT UNIT VOLUME)	0.2162 (N/mm ³)		
BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)		
HIT ANY KEY.			

Fig. 107 Screen of final output(Wire diamete:0.23mm, Free length:43mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN - COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES:			
MATERIAL	MUSIC WIRE		
DENSITY	7.8500E-06 (N/mm ³)		
TENSION MODULUS	20500.0000 (N/mm ²)		
SHEAR MODULUS	79300.0000 (N/mm ²)		
DELTALOG FUP	FATIGUE (7.1000E-05 N/mm ²)		
WEARING	UNWEARING		
CUTLE MODE	INFINITE		
EDGE TYPES:			
ENDS TYPE	PLANE ENDS (0.0000 COILS)		
ENDS FREE	ONE END IS FREE		
LOADS:			
LOAD	0.0500 (N)		
LOADS:			
WIRE DIAMETER	0.2500 (mm)		
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)		
SAFETY FACTOR	12.4307		
RESTING COILS	26.0000 (COILS)		
SPRING INDEX	10.8000		
COMPRESSED LENGTH	9.0000 (mm)		
RESULTS:			
COIL RADIUS	1.3500 (mm)		
FREE LENGTH	43.0000 (mm)		
WORKING LENGTH	48.9414 (mm)		
DEFLECTION (AT LOAD)	0.0286 (mm)		
MAX. STRESS	0.0001 (N/mm ²)		
NATURAL FREQUENCY	0.6794 (Hz)		
ENERGY (AT LOAD)	1.4640 (mNm)		
ENERGY (AT UNIT VOLUME)	0.0777 (N/mm ³)		
BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)		
HIT ANY KEY.			

Fig. 108 Screen of final output(Wire diameter:0.25mm, Free length:43mm)

HELICAL COIL SPRING DESIGN - COMPRESSION			
PREPROCESS	SOLVING	POSTPROCESS	END
MATERIAL PROPERTIES:			
MATERIAL	MUSIC WIRE		
DENSITY	7.8500E-06 (N/mm ³)		
TENSION MODULUS	20500.0000 (N/mm ²)		
SHEAR MODULUS	79300.0000 (N/mm ²)		
DELTALOG FUP	FATIGUE (7.1000E-05 N/mm ²)		
WEARING	UNWEARING		
CUTLE MODE	INFINITE		
EDGE TYPES:			
ENDS TYPE	PLANE ENDS (0.0000 COILS)		
ENDS FREE	ONE END IS FREE		
LOADS:			
LOAD	0.0500 (N)		
LOADS:			
WIRE DIAMETER	0.2500 (mm)		
SPRING RATE	0.0000 (N/mm)		
SAFETY FACTOR	12.4307		
RESTING COILS	26.0000 (COILS)		
SPRING INDEX	10.8000		
COMPRESSED LENGTH	9.0000 (mm)		
RESULTS:			
COIL RADIUS	1.3500 (mm)		
FREE LENGTH	38.0000 (mm)		
WORKING LENGTH	37.8414 (mm)		
DEFLECTION (AT LOAD)	0.0286 (mm)		
MAX. STRESS	0.0001 (N/mm ²)		
NATURAL FREQUENCY	0.6794 (Hz)		
ENERGY (AT LOAD)	1.4640 (mNm)		
ENERGY (AT UNIT VOLUME)	0.0777 (N/mm ³)		
BUCKLING TEST	0.0000 (UNSTABLE)		
HIT ANY KEY.			

Fig. 109 Screen of final output(Wire diameter:0.25mm, Free length:38mm)

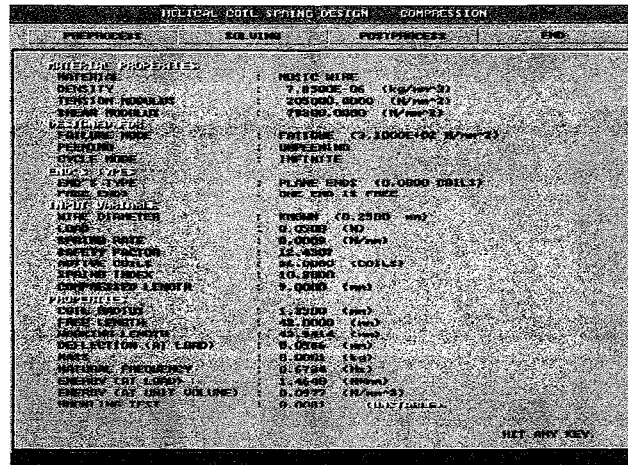


Fig. 110 Screen of final output(Wire diameter:0.25mm, Free length:43mm)

2. Spur gear

Gear는 동력을 전달하고 전환시키는 기계시스템의 핵심 구성요소로서 소형의 시계용으로부터 수만 마력의 동력을 전달하는 대형 감속기용에 이르기까지 그 크기와 종류가 다양하다. Gear는 두 축의 상대위치, 크기 및 치형 가공방법 등에 의해 분류되며, Spur gear, Helical gear, Bevel gear 및 Worm gear 등이 일반적으로 많이 사용된다. 본 연구에서 개발된 설계 Program은 Double winder의 Spur gear를 대상으로 하였다. 설계자의 요구 조건에 적합하게 Program을 활용할 수 있도록 하고 AGMA규격을 미터방식의 모듈 단위로 수정한 다음 설계 방정식을 적용하였다.

본 Program은 AGMA에서 제시한 강도와 마모에 대하여 Spur gear를 해석하여 설계하기 위해 개발된 Computer program이다. Gear에 대한 재원과 데이터를 입력을 하게 되면 Gear tooth에 작용하는 강도와 표면에 작용하는 강도 그리고 피로파괴 이론을 적용하여 수명에 대한 허용 응력을 계산하여 Tooth에 작용하는 강도와 표면에 작용하는 강도와 비교하여 안전 계수를 계산한다. Program은 입력받은 데이터를 기초로 하여 AGMA에서 제시한 식과 표 그리고 그래프로부터 Gear 설계에 필요한 여러 가지 계수를 산출하고 그리고 피로해석에 필요한 계수도 함께 구한다. 해석에 필요한 계수와 기초 데이터로 최종적으로 Gear에 대한 해석을 수행한다. 수행결과로 이의 굽힘 응력과 표면 응력을 계산하여 허용응력과 비교하여 안전계수를 제시함으로써 파손 파괴의 판단을 사용자로 하여금 내릴 수 있게 하여준다.

가. 입력 데이터

그림 111은 한쌍의 Spur gear로서, 잇수가 작은 것이Pinnion이고, 잇수가 큰 것이 Gear이다. Gear 장치에 대한 해석을 하기 위한 자세한 재원은 표 19에 나와 있다.

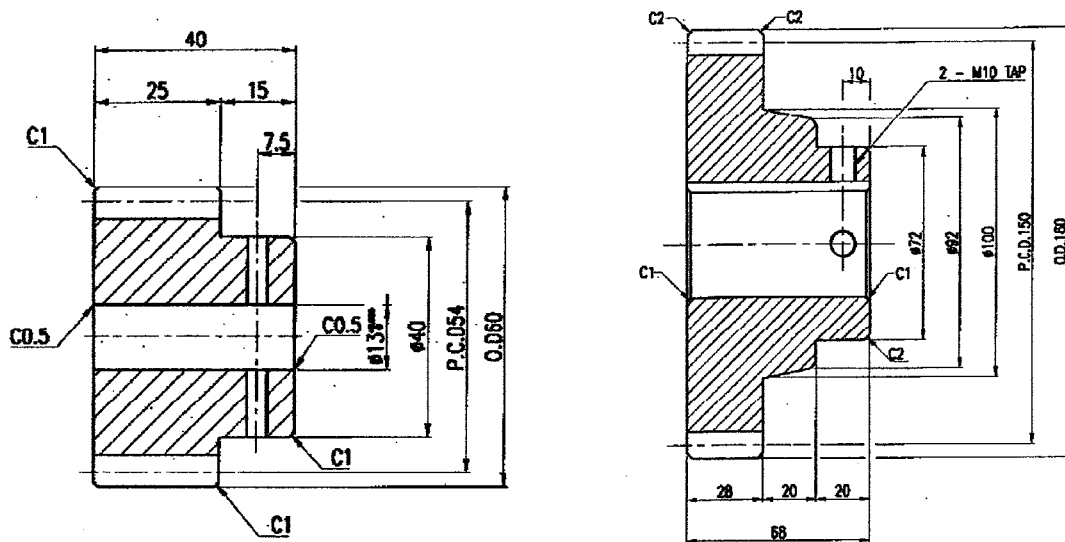


Fig. 111 Pinion and Gear

Table. 19 Gear and pinion detail

항 목	Gear	Pinion
잇수	50	20
모듈	3	3
압력각	20°	20°
Addendum constant	1	1
Dedendum constant	1.4	1.4
Hob tip radius constant	0.35	0.35
Teeth width [mm]	5	-
Face width [mm]	-	-
Material	Steel	Steel
Hardness [BHN]	180	180
Life cycle	1e6	1e6
Reliability	High	High
Transmitted power [kW]	-	25
Pinion speed [RPM]	-	1200
AGMA Quality number	8	8
Load type	Uniform	Uniform
Temperatures [°C]	120	120

나. 실행결과

Welcome to Spur Gear Design Lab.

This program is determine the strength and wear capabilities for spur gears using AGMA standards.

Number of Teeth on Pinion : 20
Number of Teeth on Gear : 50
Normal Pressure Angle : 20.00000
Normal Module : 3.00000
Addendum Constant : 1.00000
Dedendum Constant : 1.40000
Hob Tip Radious Constant : 0.35000
Teeth Width : 5.00000
Face Width : 25.00000
Type of Gear Material : Steel
Type of Pinion Material : Steel
Material Property of Hardness : 180.00000
Life Cycle : 1000000.00000
Type Reliability : High Reliability
Transmitted Power : 25.00000
Pinion Speed : 1200.00000
The AGMA Quality number for the Gears : 8
Type of Load on Driver : Uniform Shock
Type of Load on Driven : Uniform Shock
Approx. Peak Operating Oil Temperature : 120.00000
Condition of support :
Accurate Mounting, Low Bearing Clearances,
Minimum Elastic Deflection, Precision Gears.

***** Analysis Result *****
Transmitted Tangential Load [N] : 397.88736
Pitch Line Velocity [m/s] : 62.83185
Overload Factor for Bending Strength : 1.00000
Dynamic Factor for Bending Strength : 0.30845

Size Factor for Bending Strength	:	1.00000
Load Distribution Factor for Bending Strength	:	1.30000
Geometry Factor for Bending Strength	:	0.26420
Elastic Coefficient	:	191.00000
Overload Factor for Wear	:	1.00000
Size Factor for Wear	:	1.00000
Load Distribution Factor Wear	:	1.30000
Geometry Factor for Wear	:	0.26783
Life Factor for Bending Strength	:	
Temperature Factor for Bending Strength	:	1.14194
Reliability Factor for Bending Strength	:	1.50000
Life Factor for Wear	:	1.14545
Hardness Ratio Factor	:	1.00007
Temperature Factor for Wear	:	1.14194
Reliability Factor for Wear	:	1.25000
Teeth Bending Stress[MPa]	:	84.62917
Teeth Allowable Bending Stress[MPa]	:	122.86027
Surface Wear Stress[MPa]	:	390.22728
Surface Allowable Wear Stress[MPa]	:	486.25326
Safety Factor of Teeth Bending	:	1.45175
Safety Factor of Surface Wear	:	1.24608

3. Traverse cam

가. System의 구조

그림 112는 Traverse cam 시스템의 구조를 개략적으로 도시한 것이다. System에 입력되는 축은 Differential shaft이며, 이 축에 2개의 Pinion gear가 결합되어 있다. 각각의 Pinion에는 Spur gear가 연결되어 감속이 발생하는데 감속비가 서로 다르게 발생되도록 설계되어 있다. System에는 2개의 Cylinder cam이 있는데 최대변위가 170mm인 주변위 Cam과 5mm의 변위를 발생시키는 보조변위 Cam이 구성되어 있다. 주변위 Cam은 Gear 시스템으로 연결되어 25/83으로 감속되며, 보조변위 Cam은 다른 Gear 시스템으로 연결되면서 28/80으로 감속된다. 2개의 Cam의 회전비는 보조변위 Cam의 1회전에 대해 주변위 Cam은 0.8606 회전이 발생하도록 설정되어 있다. 또한 보조변위 Cam에 의한 변위로 주변위 Cam의 위치를 증폭시키도록 연결되어 있어, 주변위 Cam에 의한 전체 시스템의 Traverse 변위가 회전에 따라 같은 위치에 중복되지 않고 Random하게 발생한다. 이는 Double winder에서 Yarn이 같은 위치에서 반복되지 않고 감긴 상태가 균질성을 보장하도록 설정되어 있는 것이다.

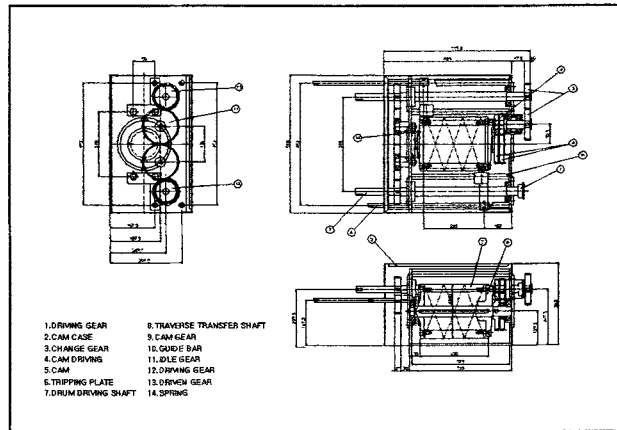


Fig. 112 Structure of traverse cam unit

나. 변위선도 설계

Traverse cam은 병진 운동용 원통 Cam으로 $0^\circ \sim 180^\circ$ 동안 직선 상승 운동을, $180^\circ \sim 360^\circ$ 동안 직선 하강 운동을 한다. 변위선도 설계에 필요한 데이터는 표 20, 생성된 변위선도 그래프는 그림 113과 같다.

Table. 20 Traverse cam의 기존 변위선도 설계 데이터

구간	캠의 회전각도	곡선 종류	운동 종류	상승크기	비고
1	$0^\circ \sim 180^\circ$	직선(1차 다항함수)	Rise	130mm	
2	$180^\circ \sim 360^\circ$	직선(1차 다항함수)	Return	-130mm	

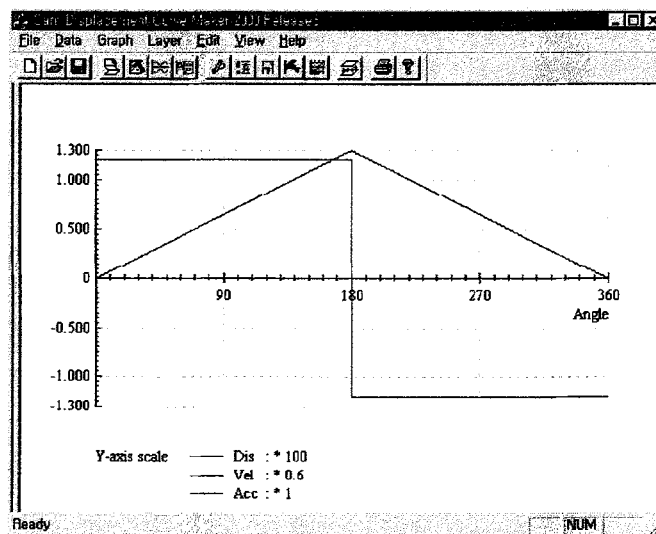


Fig. 113 Traverse cam의 기존 변위선도

그림 113은 Traverse cam의 기존 변위선도를 나타내는데 0° 와 180° 에서 꼭지점이 발생하므로, 변위선도의 1차 도함수인 속도선도 역시 0° 와 180° 에서 급격하게 변화하는 것을 알 수 있다. 이와 같은 변위선도를 사용하여 Traverse cam을 설계하게 되면 0° 와 180° 에서 변위의 급격한 변화로 인하여 Traverse cam의 종동절이 상승 운동 또는 하강 운동을 하다가 멈출 수 있는 시간적인 여유 없이 급격하게 반대방향으로 운동하게 되므로, Traverse cam은 물론 Cam의 구동장치를 비롯하여 전체적인 시스템에 영향을 미치게 된다. 따라서 0° 와 180° 에서의 변위선도를 0° 와 180° 부분에 1차 다항식 함수를 사용하는 것이 아니라, System의 운동에 최소한의 영향을 미치는 범위에서 2차 다항식 함수를 사용하여 연결하게 되면 변위곡선은 2구간에서 5개의 구간으로 세분화되어 나누어진다. 표 21은 Traverse cam의 수정된 변위선도의 설계 데이터, 그림 114는 수정된 변위선도에 의해 설계된 변위선도 그래프를 나타낸다.

Table. 21 수정된 Traverse cam 변위선도의 설계 데이터

구간	Cam의 회전각도	곡선 종류	운동 종류	상승크기
1	$0^\circ \sim 180^\circ$	곡선(2차 다항함수)	Rise	5.9mm
2	$15^\circ \sim 165^\circ$	직선(1차 다항함수)	Rise	118.2mm
3	$165^\circ \sim 195^\circ$	곡선(2차 다항함수)	Rise-Return	5.9mm, -5.9mm
4	$195^\circ \sim 345^\circ$	직선(1차 다항함수)	Return	-118.2mm
5	$345^\circ \sim 360^\circ$	곡선(2차 다항함수)	Return	-5.9mm

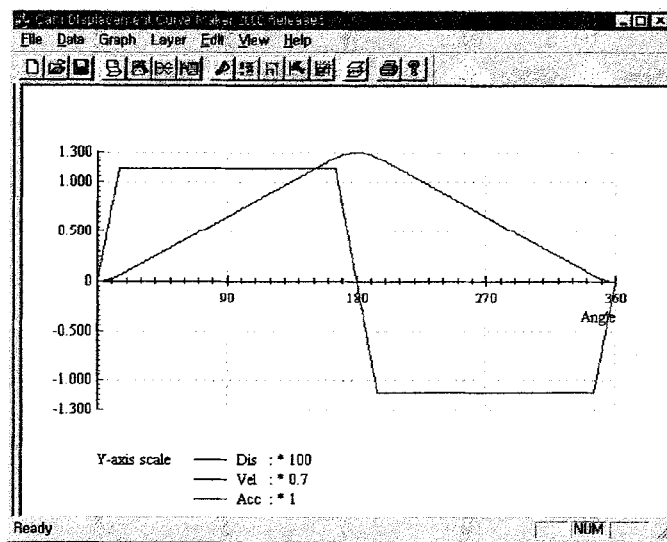


Fig. 114 Traverse cam의 수정된 변위선도

그림 114는 그림 113과 비교해 볼 때 변위 선도 그래프가 0° 와 180° 부분에서 부드러운 곡선으로 연결되어 있고, 이에 따라 속도 그래프가 연속적인 그래프로 변한 것을 알 수 있다. 그림 114의 변위선도 그래프는 그림 113에 비해 속도 그래프가 수정됨으로 인하여 급격하게 변하는 부분이 없으므로 System이 안정하다.

나. 병진운동용 롤러 종동절을 가진 Cylindrical cam의 형상 설계

수정된 변위선도를 사용하여 병진운동용 롤러 종동절을 가진 Cylindrical cam인 Traverse cam의 형상을 설계하였다. 형상설계 방법은 상대속도법으로 Cam의 회전속도와 종동절의 회전속도를 계산하고 상대속도를 계산하고 상대속도와 접촉점과의 관계가 평행하다는 조건에 의한 방법으로, 다른 방법에 비해 정확하고 수식의 전개가 간단하다는 장점이 있다. Cam의 속도와 종동절의 속도를 같은 기준점에서 계산하기 위해 Cam과 종동절의 System에 몇 개의 국소 좌표계를 이용하고, 계속해서 국소 좌표계를 이용하여 최종적인 접촉점을 해석하게 된다.

(1) 병진운동용 롤러 종동절을 가진 Cylindrical cam

그림 115는 병진운동용 롤러 종동절을 가진 원통 Cam에 대한 도식도이다. Cam은 원통 모양을 하고 있으며 회전운동을 한다. 종동절은 Cam의 회전축을 따라 병진운동을 한다. Cylindrical cam의 옆면에 종동절의 Roller를 안내하기 위해 설계된 홈을 안내홈이라고 하며 홈의 옆면을 Rib라고 한다. Cylindrical cam은 종동절의 운동에 의해 결정되는데 본 연구에서는 종동절이 왕복 운동뿐만 아니라 Cam의 회전각이 360° 의 주기를 넘어서는 Cam의 설계도 역시 가능하다.

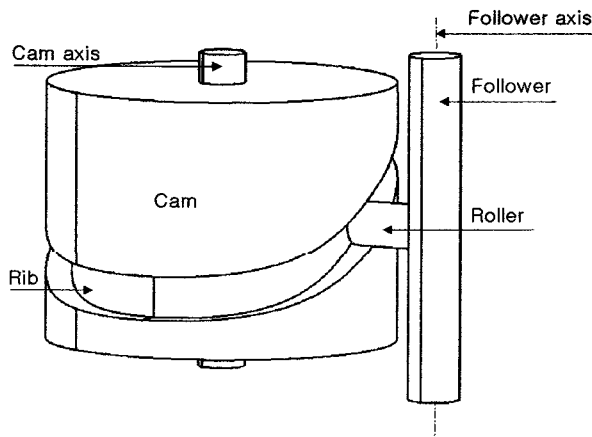


Fig. 115 Common feature of cylindrical cam and translating follower

(2) 형상 설계

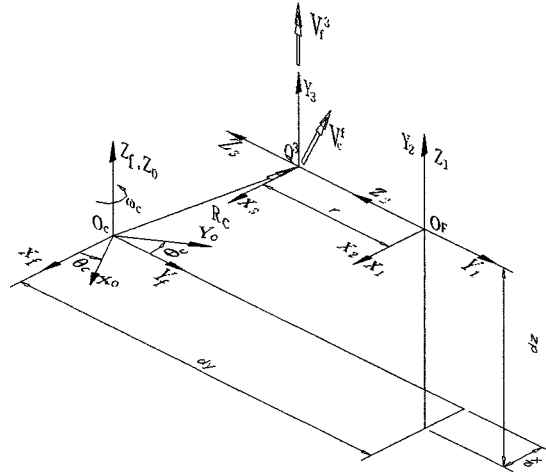


Fig. 116 Coordinate systems and velocities of cylindrical cam with translating follower]

그림 116은 Cam의 회전중심을 O_c , 종동절의 이동중심을 O_f , Roller의 접촉점 Q^3 , Cam 회전중심에서 종동절 이동중심까지의 거리를 dx, dy, dz Roller 길이 r , Cam의 각속도 ω_c , Cam의 회전각도 θ_c 정의하였다. 그림 116에서 도시된 병진운동용 Roller 종동절을 가진 좌표계 System은 5개의 좌표계로 구성하였다. 0-좌표계는 캠의 회전각도를 θ_c 만큼 회전된 좌표축 X_0, Y_0, Z_0 f-좌표계는 Cam의 회전중심 좌표축 X_f, Y_f, Z_f 1-좌표계는 f-좌표계를 dx, dy, dz 만큼 이동한 종동절의 이동 중심 좌표축 X_1, Y_1, Z_1 , 2-좌표계는 1-좌표계의 X 축을 90° 회전된 좌표축 X_2, Y_2, Z_2 3-좌표계는 2-좌표계를 롤러 r 만큼 이동한 좌표축 X_3, Y_3, Z_3 로 정의하였다. 정의된 좌표계를 회전 및 이동 변환행렬로 표현한 행렬식으로 정의하여 다음과 같다. M_f^0 는 Z_0 축을 중심으로 $-\theta_c$ 회전변환행렬을 나타내며, M_1^f 는 f-좌표계에서 1-좌표계까지 dx, dy, dz 만큼 이동변환행렬, M_2^1 는 X_1 축을 중심으로 90° 회전변환행렬, M_3^2 는 2-좌표계에서 3-좌표계까지 r 만큼 이동변환행렬을 나타낸다. 각각의 이동변환 행렬은 식 (4.33)부터 식 (4.36)에 나타나 있다.

$$M_f^0 = \begin{bmatrix} \cos \theta_c & \sin \theta_c & 0 & 0 \\ -\sin \theta_c & \cos \theta_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

$$M_1^f = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & dx \\ 0 & 1 & 0 & dy \\ 0 & 0 & 1 & dz \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

$$M_2^1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

$$M_3^2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

식 (4.33)부터 식 (4.36)를 이용하여 종동절의 Roller 접촉점 Q^3 를 0-좌표계로 변환하여 나타내면 식 (4.37)과 같은 접촉점 C^0 을 정의할 수 있다.

$$C^0 = M_3^0 Q^3 = M_f^0 M_1^f M_2^1 M_3^2 Q^3 \quad (4.37)$$

그림 116에서 Cam 회전중심에서 종동절 Roller 중심까지의 위치 벡터 R_c , Cam의 각속도 ω_c 를 이용하여 f-좌표계에서 Cam의 회전에 의해서 발생하는 속도 V_c^f 를 정의하면 다음과 같다. V_j^i 은 i좌표계에서 j속도성분 값을 의미한다.

$$R_c = dx\hat{i} + (dy - r)\hat{j} + dz\hat{k} \quad (4.38)$$

$$\omega = -\omega_c\hat{k} \quad (4.39)$$

$$V_c^f = R_c\omega = \begin{bmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & -\omega_c \\ dx & dy - r & dz \end{bmatrix} = (dy - r)\omega_c\hat{i} - dx\omega_c\hat{j} \quad (4.40)$$

3-좌표계에서 종동절의 운동에 의해서 발생하는 속도 V_f^3 은 그림 114와 같이 3-좌표계의 Y_3 축 성분만 존재하므로, 변위선도로 부터의 각속도 ω 롤러의 길이 r , Cam의 각속도 ω_c 로 정의하여 나타내면 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$V_f^3 = r\omega|\omega_c| \quad (4.41)$$

식 (4.40)을 식 (4.41)의 3-좌표계 축과 동일하게 표시하기 위해 좌표변환을 하여 V_c^3 을 정의한다. 상대속도 성분은 방위에만 관련되므로 그림 116에서 정의한 좌표계를 행렬로 표현하면 다음과 같다.

A_f^3 는 X_3 축을 중심으로 -90° 회전 변환행렬이다.

$$A_f^3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

$$V_c^3 = A_f^3 V_c^f \quad (4.43)$$

식 (4.42), 식 (4.43)으로 부터 3번 좌표계의 상대속도 V_f^3 를 정의한다.

$$V_f^3 = V_f^3 - V_c^3 \quad (4.44)$$

식 (4.44)로 부터 계산된 상대속도를 이용하여 종동절 Roller에서의 접촉각을 계산하기 위하여 종동절의 Roller를 도시화하면 그림 117과 같다.

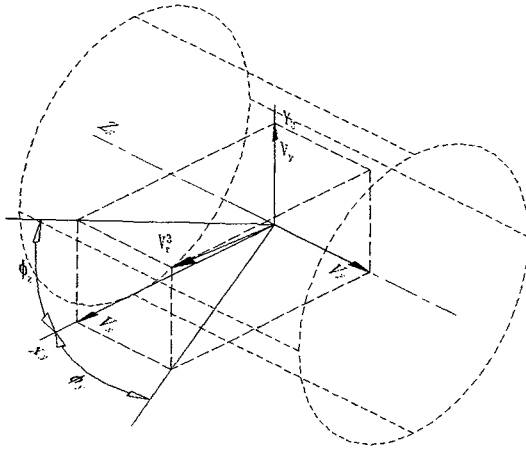


Fig. 117 Relative velocities on roller of cylindrical cam with translating follower

그림 117에서 ϕ_y 와 ϕ_z 는 접촉점을 이루는 접촉각을 나타낸다. 이것은 그림 117에서와 보는 것과 같이 3-좌표계에서 정의한 각도이다.

$$\phi_y = \tan^{-1} \left[\frac{V_z^3}{V_x^3} \right] \quad (4.44)$$

$$\phi_z = \tan^{-1} \left[-\frac{V_y^3}{V_x^3} \right] \quad (4.45)$$

Cam과 종동철의 Roller가 접촉 상태를 유지하기 위해서는 3-좌표계의 원점과 상대속도 V_r 에서 상대속도가 이루는 평면에서 상대속도와 접촉점에서의 접선은 평행해야 한다. 그러므로 접촉점은 3-좌표계 원점에서 상대속도에 수직인 선이 Roller의 표면과 만나게 되는 두 점에 해당한다. 따라서, 롤러의 반경 r_r 이라 정의하고, 3-좌표계에서 Roller 접촉점 Q^3 을 정의하면 다음과 같다.

$$Q_x^3 = r_r \cos(\phi_z \pm 90) \quad (4.46)$$

$$Q_y^3 = r_r \sin(\phi_z \pm 90) \quad (4.47)$$

$$Q_z^3 = r_r \cos(\phi_z \pm 90) \tan(\phi_y) \quad (4.48)$$

식 (4.46), 식 (4.47), 식 (4.48)에 구한 식을 0-좌표계에서 접촉점을 구하기 위해서 식 (4.37)에 대입하여 접촉점을 구하면 Cam 전체 형상 좌표 C^0 를 구할 수 있다.

다. 기존 변위선도와 수정된 변위선도에 의한 Traverse cam 형상 비교

(1) 기존 변위선도에 의해 설계된 Cylindrical cam

기존 변위선도에 의한 Cylindrical cam을 위한 데이터는 표 22와 같다. 그리고 기존의 변위선도는 그래프는 그림 117과 같다. 그리고 그림 118은 표 22의 설계 데이터에 Program에 입력하는 장면이다. 그림 119부터 그림 121은 기존 변위선도를 사용하여 설계한 Cam의 형상 설계 결과를 보여주고 있다.

Table. 22 Traverse cam의 설계 데이터

항목	설계 데이터	비고
Cylindrical cam radius	109	
Cylindrical cam height	180	
Cylindrical cam base height	10	
Distance between cam axis and follower axis	119	
Follower roller radius	15	
Follower roller height	27	
Cam rotational direction	CCW	
Reciprocation motion	Reciprocation	

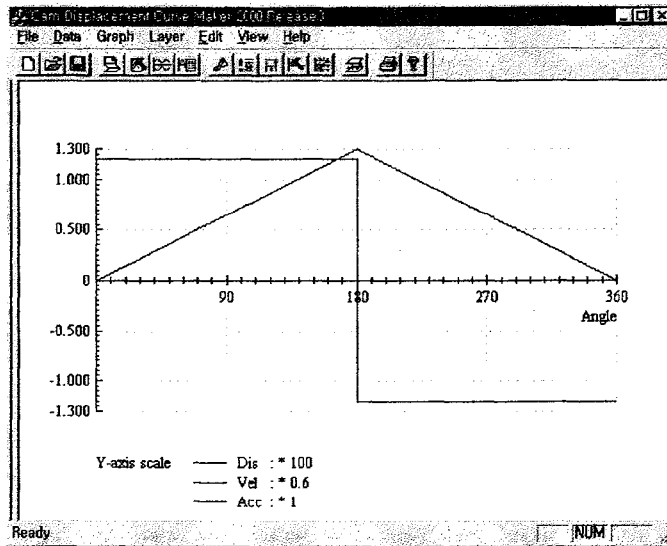


Fig. 117 Traverse cam의 기존 변위선도

Cylindrical Cam Data Input		OK	
Cam Displacement File	D:\YKimm\WTraverseCamDesign보고	Search	Cancel
Cylindrical Cam Radius	109	Design	
Cylindrical Cam Height	180	Open	
Cylindrical Cam Base Height	10	Save	
Distance Between Cam Axis and Follower Axis	119		
Follower Roller Radius	15		
Follower Roller Height	27		
Cam Rotational Direction	CCW		
Reciprocation Motion	Reciprocation		

Fig. 118 설계 데이터 입력

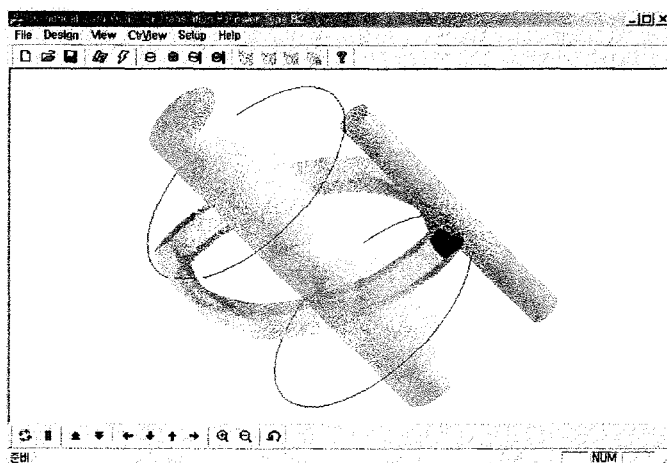


Fig. 119 기존 변위선도의 형상설계 결과

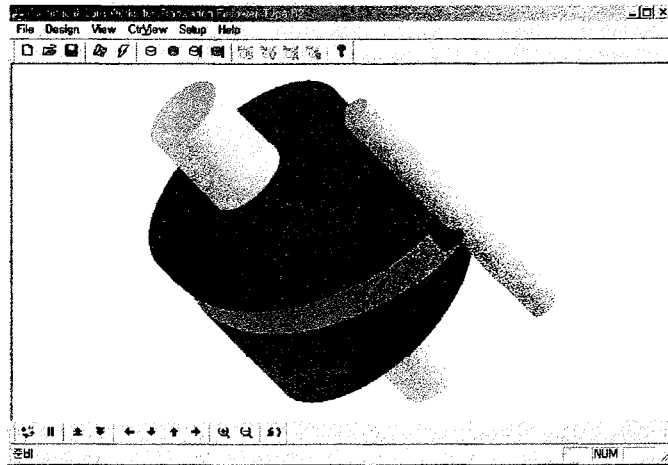


Fig. 120 기존 변위선도의 형상설계 결과

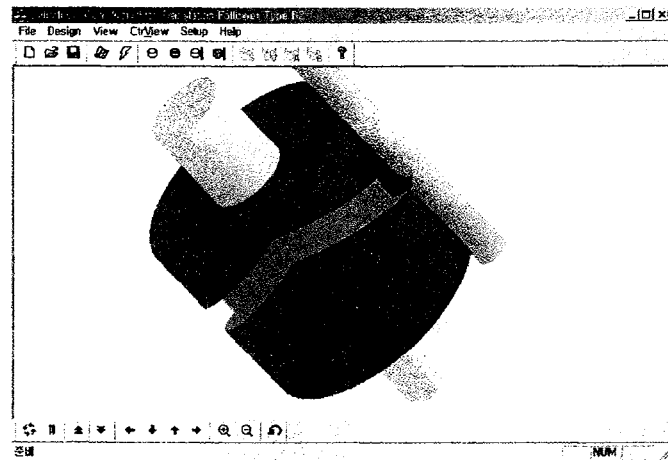


Fig. 121 기존 변위선도의 형상설계 결과

그림 119는 종동절의 Roller와 접촉하는 점을 선으로 상세히 표현한 것이고, 그림 120은 3차원 형상을 보여 준다. 그리고 그림 121은 Simulation하는 모습을 보여주고 있는데 그림 121에서 보는 Cam의 표면에 뾰족하게 각져있는 홈을 볼 수 있다. 이것은 변위선도의 꼭지점이 있을 때 발생하게 되는데, 종동절의 Roller가 이 지점에 이르게 되면 정확하게 동작하지 않고 종동절 Roller는 Cam에 충격을 가하게 되고 Cam은 역으로 Roller를 포함한 종동절에 충격을 가하게 된다. 따라서 전체적으로 System이 불안정하게 된다.

(2) 수정된 변위선도에 의해 설계된 Cylindrical cam

수정된 변위 선도에 의한 원통캠의 설계 데이터는 표 22와 동일하며 변위선도 그래프는 그림 122과 같다.

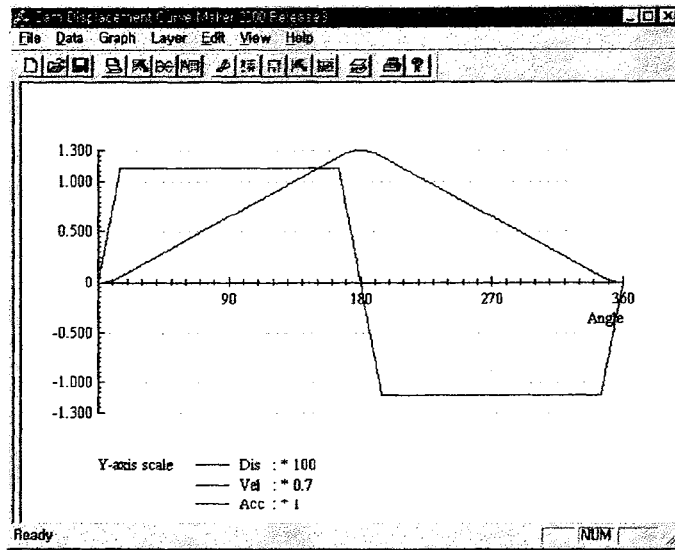


Fig. 122 Traverse cam의 수정된 변위선도

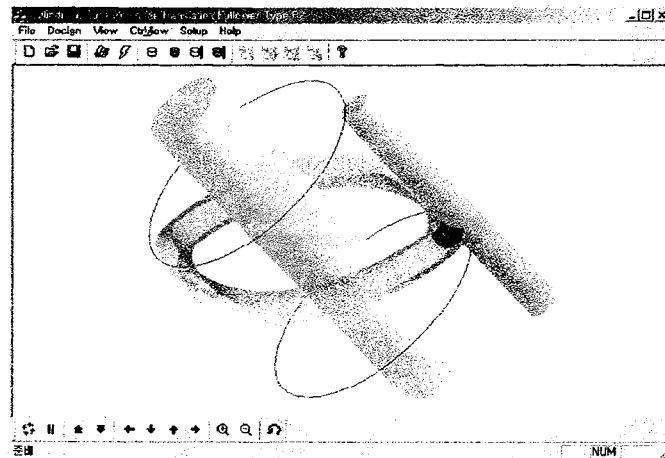


Fig. 123 수정된 변위선도에 의한 형상 설계 결과

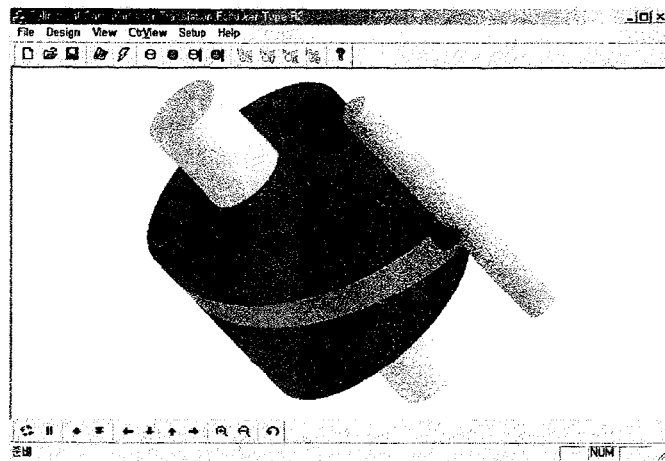


Fig. 124 수정된 변위선도에 의한 형상 설계 결과

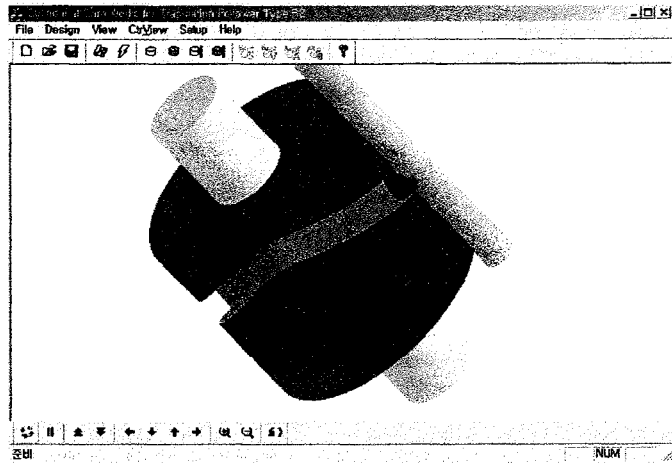


Fig. 125 수정된 변위선도에 의한 형상 설계 결과

그림 123부터 그림 125는 수정된 변위선도를 사용하여 설계한 Cam의 형상설계 결과를 보여주고 있다. 그림 123은 종동철 Roller와 Cam의 접촉점을 선으로 연결하여 자세하게 보여주고 있으며, 그림 124는 3차원의 완전한 모습으로 표현하고 있다. 그림 125는 Simulation 과정을 보여주고 있는데 그림 120과 비교하여 보면 Cylindrical cam의 안내 홈의 뾰족한 부분이 부드러운 곡선으로 연결된 것을 알 수 있다. 그림 120의 기존의 변위선도에 비해 종동철이 유연하게 운동할 수 있으므로 System이 안정화되었다.

제 5 절 Pirn 권취형상 제어 Algorithm

그림 126에 보인 Alternate pirn의 권취형상을 얻기 위한 기구학적 제어 알고리즘을 제시한다. 먼저 Yarn 종류, Yarn speed, Yarn 변수, Yarn 밀도, 권취형상의 기하학적 형상치수와 Yarn layer의 각도, Bobbin 직경, Traverse의 초기위치와 상·하한점, Traverse pitch값 등의 입력 Data가 부여되면, 요구하는 Pirn 형상을 권취하는 데 필요한 총 작업 시간과 각각의 Traverse에서의 Traverse의 stroke, Traverse 속도, Bobbin 회전속도 등의 제어 목표값을 계산한다. 그리고 최종 권취형상인 만관시 Bobbin직경도 계산한다.

1. 총 작업시간과 Winding yarn의 총 길이 결정

입력 데이터에서 Yarn speed v_y 와 총중량 W 및 Yarn의 Denier D_n 가 주어지면, 총 작업시간 T_w 와 감긴 Yarn의 총 길이, L 은 다음과 같이 구한다. 먼저 일정한 Yarn speed로 Bobbin에 실을 감는 경우, 총작업시간 동안에 감긴 실의 총길이 L 은 다음과 같이 표현된다.

$$L = v_y \cdot T_w \quad (5.1)$$

여기서, T_w = 총 작업시간

한편, Denier의 정의(1 Denier = 9000 m 길이의 Yarn 무게가 1g)로부터 길이 L인 Yarn의 총 중량은 다음과 같이 계산된다.

$$W = \frac{L}{9000} \times \frac{D_n}{1000} \quad (5.2)$$

여기서, D_n = Yarn의 Denier

식 (5.1)을 식 (5.2)에 대입하면 다음의 관계식을 얻는다.

$$W = \frac{v_y T_w}{9000} \times \frac{D_n}{1000} \text{ (kg)} \quad (5.3)$$

그러므로 식 (5.3)에서 일정한 Yarn speed v_y 로 총중량 W의 Yarn을 권취하는데 소요되는 총 작업시간 T_w 은 다음과 같이 계산된다.

$$T_w = 9 \times 10^6 \frac{W}{D_n v_y} \text{ (sec)} \quad (5.4)$$

이제 식 (5.4)를 식 (5.1)에 대입하면 권취된 Yarn의 총길이 L은 다음과 같이 계산된다.

$$T_w = 9 \times 10^6 \frac{W}{D_n} \text{ (m)} \quad (5.5)$$

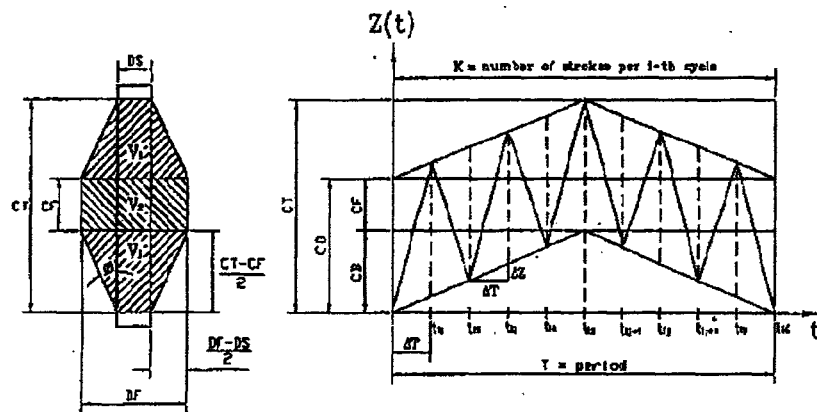


Fig. 126. Alternate pirn and its traverse changes in winding

2. 만권시의 Pirn 형상 결정

Yarn 중량 W 와 Yarn layer의 각도 ϕ , Bobbin 직경 DS 및 Traverse의 최대 Stroke CT 와 Traverse의 Pitch값 p 및 Yarn의 밀도 ρ 가 입력값으로 주어지면, 만권시 Bobbin 직경 DF 와 만권부의 Traverse 길이 CF 를 구할 수 있다. DF 를 결정하기 위해서는 먼저 Yarn의 단면 직경을 계산해야 한다.

가. Yarn의 단면직경 계산

그림 127에서 Yarn의 단면직경의 d 이고, 길이가 L , 밀도가 ρ 인 실의 무게, W 는 다음 식과 같다.

$$W = \rho \times \frac{\pi d^2}{4} \times L(\text{kg}) \tag{5.6}$$

식 (5.5)와 식 (5.6)으로부터 L 을 소거하면 Yarn의 단면직경 d 는 다음과 같이 계산된다.

$$d = \sqrt{\frac{4 D_n}{9000 \times 10000 \times \rho \pi}} = \frac{1}{1500} \sqrt{\frac{D_n}{\rho \pi}} \quad (\text{m}) \tag{5.7}$$

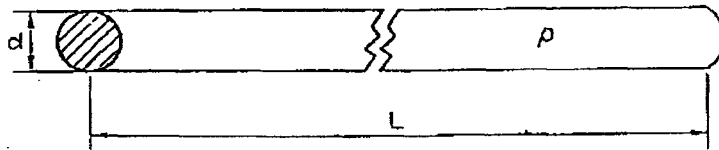


Fig. 127. Geometric parameters of a fiber

나. 만권시 Bobbin의 직경(DF)

그림 128에서 만권시 Bobbin의 부피를 제외한 Winding yarn만의 총 부피, V 는 다음과 같다.

$$V = 2 V_1 + V_2 - V_b \tag{5.8}$$

여기서, V_b 는 Bobbin의 부피이다.

위 식 (5.8)에서 V_1 , V_2 및 V_b 는 각각 다음과 같이 구해진다. 먼저 V_1 는 그림 129와 그림 130으로 부터 다음의 적분식으로 구할 수 있다.

$$V_1 = \int_0^{\frac{CT-CF}{2}} \pi r^2 dz \quad (5.9)$$

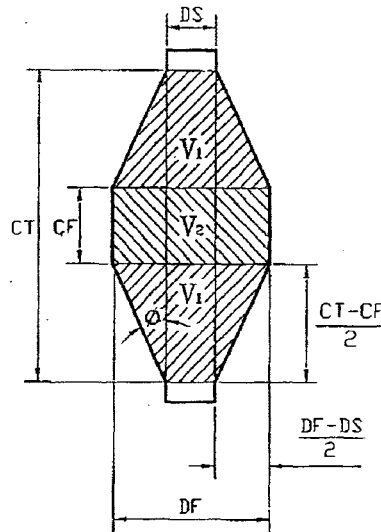


Fig. 129. Dimensional parameters of alternate pin

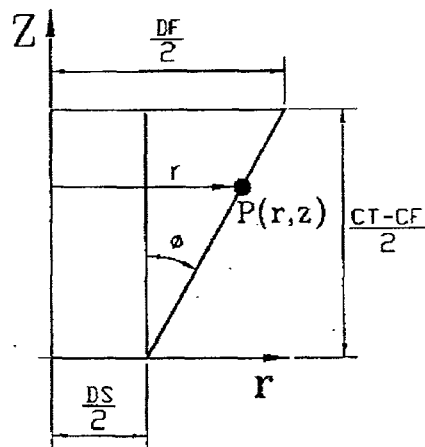


Fig. 130. Definition of cone Angle

그런데 r 과 z 는 그림 130에서 관권의 극좌표를 나타내므로 다음의 관계를 가진다.

$$\frac{r - \frac{DS}{2}}{z} = \tan \phi \quad (5.10)$$

식 (5.10)을 z 에 관하여 정리하면 다음과 같다.

$$z = \frac{r}{\tan \phi} - \frac{DS}{2 \tan \phi} \quad (5.11)$$

식 (5.11)의 양변의 시간도함수를 구하면 다음과 같다.

$$dz = \frac{1}{\tan \phi} dr \quad (5.12)$$

그러므로 식 (5.9)의 dz 는 식 (5.12)를 이용하여 dr 로 치환할 수 있다. 식 (5.9)의 적분은 다음과 같이 계산된다. $z \rightarrow 0$ 일 때 $r \rightarrow DS/2$ 이고, $z \rightarrow CT - CF/2$ 일 때, $r \rightarrow DF/2$ 이므로 식 (5.9)의 적분은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} V_1 &= \int_0^{\frac{CT-CF}{2}} \pi r^2 dz = \int_{\frac{DS}{2}}^{\frac{DF}{2}} \pi r^2 \frac{1}{\tan \phi} dr = \frac{1}{\tan \phi} \int_{\frac{DS}{2}}^{\frac{DF}{2}} \pi r^2 dr \\ &= \frac{1}{\tan \phi} \left[\frac{\pi r^3}{3} \right]_{\frac{DS}{2}}^{\frac{DF}{2}} = \frac{\pi}{3 \tan \phi} \left[\frac{(DF)^3}{8} - \frac{(DS)^3}{8} \right] \\ \therefore V_1 &= \frac{\pi}{24 \tan \phi} [(DF)^3 - (DS)^3] \quad (5.13) \end{aligned}$$

또한, V_2 는 그림 131에서 다음과 같이 구해진다.

$$V_2 = \pi \left(\frac{DF}{2} \right)^2 \times CF \quad (5.14)$$

여기서, CF 는 그림 130의 기하학적 관계로부터 다음과 같이 주어진다.

$$\tan \phi = \frac{DF - DS}{CT - CF}$$

$$CT - CF = \frac{DF - DS}{\tan \phi}$$

$$\therefore CF = CT - \frac{DF - DS}{\tan \phi} \quad (5.15)$$

$$\begin{aligned} \therefore V_2 &= \pi \left(\frac{DF}{2} \right)^2 \left[CT - \frac{DF - DS}{\tan \phi} \right] \\ &= \frac{\pi}{4} (DF)^2 \left[CT + \frac{DS}{\tan \phi} \right] - \frac{\pi (DF)^3}{4 \tan \phi} \quad (5.16) \end{aligned}$$

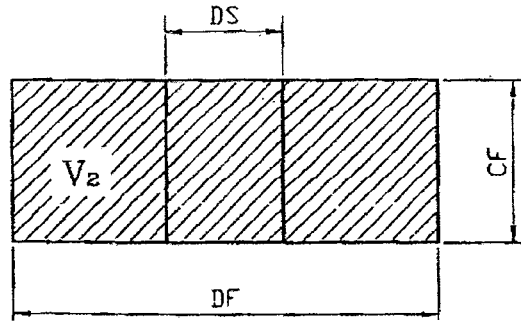


Fig. 131. Final traverse section of the fully packaged alternate pin

그리고 Bobbin의 부피 \$V_b\$는 그림 131에서 부터 다음과 같이 구한다.

$$V_b = \frac{\pi}{4}(DS)^2 CT \quad (5.17)$$

식 (5.13), 식 (5.16) 및 식 (5.17)를 식 (5.8)에 대입하면 만추시 Bobbin의 총 부피, \$V\$는 다음과 같이 계산된다.

$$V = 2 V_1 + V_2 - V_{\bar{b}} \left[\frac{\pi}{24 \tan \phi} \{ (DF)^3 - (DS)^3 \} \right] + \left[\frac{\pi}{4} (DF)^2 \left\{ CT + \frac{DS}{\tan \phi} \right\} - \frac{\pi (DF)^3}{4 \tan \phi} \right] \left[\frac{\pi}{4} (DS)^2 CT \right] \quad (5.18)$$

한편 그림 132에서와 같이 단면직경 \$d\$인 Yarn이 Traverse coil pitch \$p\$로 권취되어 만추시 부피가 \$V\$였다면, \$V\$는 다음과 같이 계산된다.

$$V = g \times p \times d \times L \quad (5.19)$$

여기서, \$g\$는 Volume compensation factor이다. 식 (5.19)에서 \$L\$은 총 작업시간 \$T_w\$ 동안 Bobbin에 감긴 Yarn의 총 길이로서 식 (5.5)에서 구한 값이다. 그러므로 식 (5.19)를 식 (5.18)에 대입하여 \$V\$를 소거하면 다음과 같이 \$DF\$에 관한 3차 방정식이 된다.

$$\frac{\pi}{12 \tan \phi} \{ (DF)^3 - (DS)^3 \} + \frac{\pi}{4} (DF)^2 \left\{ CT + \frac{DS}{\tan \phi} \right\} - \frac{\pi (DF)^3}{4 \tan \phi} - \frac{\pi}{4} (DS)^2 CT - gpdL = 0 \quad (5.20)$$

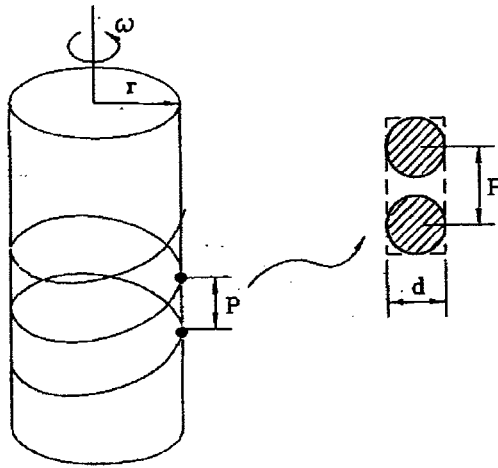


Fig. 132. Traverse pitch in pirn winding

그러므로 식 (5.19)을 식 (5.18)에 대입하여 V 를 소거하면 다음과 같이 DF 에 관한 3차 방정식이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{12 \tan \phi} \{ (DF)^3 - (DS)^3 \} + \frac{\pi}{4} (DF)^2 \left\{ CT + \frac{DS}{\tan \phi} \right\} \\ - \frac{\pi (DF)^3}{4 \tan \phi} - \frac{\pi}{4} (DS)^2 CT - gpdL = 0 \end{aligned} \quad (5.20)$$

식 (5.20)을 풀면 DF 를 구할 수 있다. 그런데 일반적으로 3차 방정식은 완전해가 없으므로 여기서는 Newton-Rapshon 방법을 사용하여 근사해를 구하기로 한다. Newton-Rapshon 방법을 사용하기 위하여, 먼저 식 (5.20) 구하고자 하는 미지수 DF 를 x 라고 두고, 다음의 식 (5.21)과 같이 고쳐 쓰기로 한다.

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{12 \tan \phi} (x^3 - DS^3) + \frac{\pi}{4} \left(CT + \frac{DS}{\tan \phi} \right) x^2 \\ - \frac{\pi x^3}{4 \tan \phi} - \frac{\pi}{4} DS^2 CT - gpdL = 0 \end{aligned}$$

즉,

$$\begin{aligned} \frac{-2\pi x^3}{12 \tan \phi} + \frac{\pi}{4 \tan \phi} (\tan \phi CT + DS) x^2 \\ - \frac{\pi DS^3}{12 \tan \phi} - \frac{\pi DS^2 CT}{4} - gpdL = 0 \end{aligned} \quad (5.21)$$

식 (5.21)의 양변을 $(-\pi/12 \tan \phi)$ 로 나누고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$2x^3 - 3(CT \cdot \tan \phi + DS)x^2 + DS^3 + 3CT \cdot DS^2 \tan \phi + \frac{12gpdL}{\pi} \tan \phi = 0 \quad (5.22)$$

여기서 식 (5.22)는 다음의 함수식 $f(x) = 0$ 로 나타내기로 한다.

$$f(x) = x^3 + ax^2 + \beta = 0 \quad \text{with } x_{\min} < x < x_{\max} \quad (5.23)$$

식 (5.22)에서

$$a = -\frac{3}{2}(CT \tan \phi + DS)$$

$$\beta = \frac{1}{2}DS^2 + \frac{3}{2}CT \cdot DS^2 \tan \phi + \frac{6gpdL}{\pi} \tan \phi$$

이다. 식 (5.23)을 풀어서 x 를 구하기 위해서는 x 의 상·하근값이 지정되어야 한다. 그림 133에서 x 의 하근값은 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$x_{\min} = (DF)_{\min} = DS \quad (5.24)$$

마찬가지로 x 의 상근값은 다음과 같이 구할 수 있다. 먼저, Yarn layer의 각도는 기하학적 정의로부터 다음 관계식을 구할 수 있다.

$$\tan \phi = \frac{\frac{(DF)_{\max}}{2} - \frac{DS}{2}}{\frac{CT}{2}} \quad (5.25)$$

식 (5.25)에서 x 의 상근값은 다음과 같이 구해진다.

$$x_{\max} = (DF)_{\max} = CT \tan \phi + DS \quad (5.26)$$

위 조건식을 이용하여 식 (5.23)의 $f(x) = 0$ 을 풀어서 x 를 구하면 만추시의 Bobbin 직경 DF를 구한다.

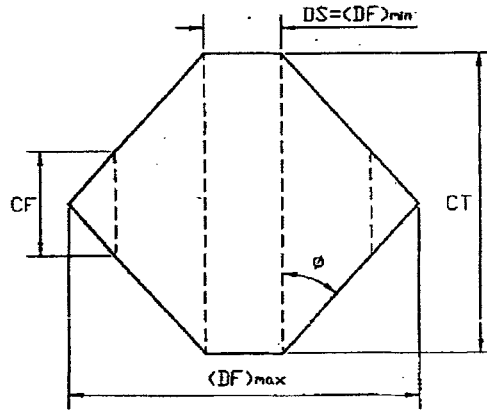


Fig. 133. Minimum and maximum bobbin diameters in pirn winding

다. 만권부의 Traverse 길이(CF)

먼저 Yarn layer의 각도 ϕ 는 그림 128 또는 그림 129에서 권취형상의 기하학적 관계로부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tan \phi = \frac{DF - DS}{CT - CF} \quad (5.27)$$

그러므로 만권부의 Traverse 길이 CF는 위 식 (5.27)로 부터 다음과 같이 구해진다.

$$CF = CT - \frac{DF - DS}{\tan \phi} \quad (5.28)$$

여기서 DF는 만추시 Bobbin 직경이다.

3 Traverse 속도

Traverse 속도는 권취작업 중의 권취형상 유지와 권취후 Yarn의 해사성 등에 큰 영향을 미치는 요소이므로 그 속도값을 적절히 결정해 주어야 한다. Traverse 속도를 결정할 때 먼저 유의해야할 점은 다음과 같다.

- Traverse 속도는 가능한 한 느린 속도값으로 결정해야 한다. 그 이유는 Traverse 속도가 빠르면 Yarn의 해사성은 양호해지는 반면 권취작업 중에 권취형상 유지가 곤란하기 때문이다. 특히, Traverse 행정의 방향이 변하는 가장자리 부근의 권취형상이 나빠진다.
- Traverse 속도는 가능한 한 Traverse 속도가 지나치게 빠르면, Traverse 구동 motor에 과대한 부하가 걸려 고장이 발생할 수도 있다.

- Traverse 상승 및 하강 행정시의 속도차이가 지나치게 크면 Traverse guide에 진동이 발생하여 불량한 권취형상과 Tension 변화가 심하게 발생할 수 있으며, Broken pick 등 작업에 차질이 발생될 수 있다.

이러한 이유 때문에 Traverse 속도는 일반적인 경우에 권취작업의 Traverse coil pitch와 Yarn speed로부터 산출하여 결정한다. 그러므로 적절한 Traverse coil pitch를 선택하는 것은 매우 중요하다. 적절한 Traverse coil pitch는 yarn 종류와 권취현상에 따라 차이가 있으나 Denier 값의 크기에 따라 권장하는 값은 다음 표 23과 같다.

Table. 23 Recommended traverse coil pitch

Denier	Recommended traverse coil pitch ($\times 10^{-3}m$)
Below 75d	0.5 ~ 1.5
75d - 300d	0.7 ~ 2.0
Above 300d	1.0 ~ 3.0

Traverse coil pitch가 결정된 다음 Traverse 속도를 결정하는 방법은 다음과 같다. 먼저 그림 134(a)에서 단위 Coil pitch P 만큼 Traverse하는데 소요되는 시간을 Δt 라 하면, Traverse 속도 v_T 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$v_T = \frac{P}{\Delta t} \tag{5.29}$$

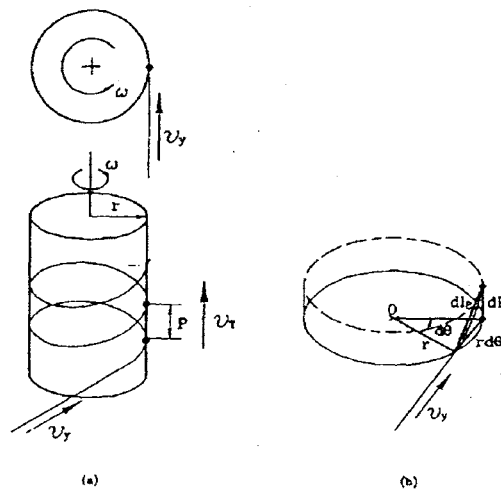


Fig. 134 Traversing pitch in constant yarn speed winding

또한, Yarn speed v_y 가 일정하다면, Δt 시간 동안 단위 Coil pitch당 Bobbin에 권취되는 Yarn의 길이 l_P 는 다음 식과 같다.

$$l_P = v_y \Delta t \quad (5.30)$$

식 (5.29)와 식 (5.30)으로 부터 미소 시간 증분 dt 에 대한 미소 Traverse coil pitch 증분과 Yarn의 길이 증분에 관한 관계는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$dP = v_T dt \quad (5.31)$$

$$d l_P = v_y dt \quad (5.32)$$

또한 그림 134(b)에서와 같이 Bobbin의 미소 회전각변위 증분 $d\theta$ 동안의 Traverse coil 및 증분 dP 와 Yarn의 길이 증분 $d l_P$ 와의 관계는 다음 식과 같다.

$$(d l_P)^2 = (rd\theta)^2 + (dP)^2 \quad (5.33)$$

식 (5.31)과 식 (5.32)를 식 (5.33)에 대입하고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$d\theta = \frac{\sqrt{v_y^2 - v_T^2}}{r} dt \quad (5.34)$$

식 (5.34)의 양변을 단위 Coil pitch당 걸린 시간 Δt 와 회전각도 2π 구간에 대하여 정적분하여 Δt 를 구한다.

$$\int_0^{2\pi} d\theta = \int_0^{\Delta t} \frac{\sqrt{v_y^2 - v_T^2}}{r} dt \quad 2\pi = \frac{\sqrt{v_y^2 - v_T^2}}{r} \Delta t$$

$$\therefore \Delta t = \frac{2\pi r}{\sqrt{v_y^2 - v_T^2}} \quad (5.35)$$

식 (5.35)에 구한 Δt 를 식 (5.29)에 대입하면 Traverse 속도는 다음 식과 같이 구해진다.

$$v_T = \frac{P v_y}{2\pi r} \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{P}{2\pi r}\right)^2}} \quad (5.36)$$

그런데, 일반적으로 $P/2\pi r \ll 1$ 이므로, $(P/2\pi r)^2 \approx 0$ 으로 간주하면 Traverse 속도는 근사적으로 다음과 같이 사용할 수 있다.

$$v_T \doteq \frac{P v_y}{2\pi r} \quad (5.37)$$

4 Bobbin의 회전속도

Yarn speed v_y 가 일정하게 제어되어야 하는 경우는 그림 134에서와 같이 Bobbin의 회전속도 ω 는 다음 관계식을 만족시키도록 결정된다.

$$\omega = \frac{v_y}{r} \quad (5.38)$$

여기서 r 은 Bobbin의 회전반경으로서 매 Traverse마다 증가되면서 변화되는 값이다.

5. Winding algorithm

Alternate pirn의 권취형상과 Cycle당 Traverse 행정의 변화는 그림 126에서 보여주고 있는데, 1 cycle당 Traverse stroke $K = 10$ 개의 행정이 이루어지는 경우이다.

가. Yarn의 위치벡터

i 번째 Cycle의 j 번째의 Traverse stroke에서의 Yarn의 위치벡터 $\vec{P}_{ij}(t)$ 는 그림 135로 부터 다음과 같이 주어진다.

$$\vec{P}_{ij}(\tau) = r_{ij} \cos \omega_{ij} \hat{i} + r_{ij} \sin \omega_{ij} \hat{j} + Z_{ij} \hat{k} \quad (0 \leq \tau \leq t_{ij}) \quad (5.39)$$

여기서, $i = 1, 2, 3, \dots, N$ ($N = \text{total Number of Cycles}$)

$j = 1, 2, 3, \dots, K$ (Per Each i -ch Cycle)

또한, i 번째 Cycle의 j 번째 Traverse stroke의 시간상한 t_{ij} 은 다음과 같다.

$$t_{ij} = \{(i-1) \times K + j\} \times \Delta T \quad (5.40)$$

위에서 Traverse stroke의 시간 간격 ΔT 는 다음과 같다.

$$\Delta T = \frac{T}{K} \quad (5.41)$$

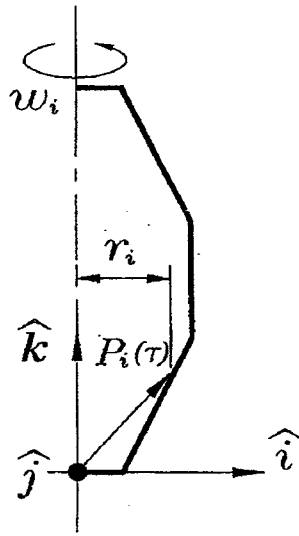


Fig. 135 Position vector of the depart point of yarn at i-th traverse

나. Bobbin 반경, Bobbin 회전속도 및 Traverse 속도

그림 135에서 Bobbin 형상 치수들은 다음의 기하학적 관계를 가진다.

$$CD = \frac{CT + CF}{2} \quad (5.42)$$

$$CB = \frac{CT - CF}{2} \quad (5.43)$$

그림 135에서와 같이 임의의 시간 t에서 Yarn의 Traverse stroke의 위치좌표를 $Z(t)$ 라 두고, $Z(t=0)$ 과 $Z(t=\Delta T)$ 사이의 높이 증분을 ΔZ 라 두면, ΔZ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta Z = \frac{2CB}{K_3} \quad (5.44)$$

i-th Cycle의 j-th Stroke에서의 Bobbin speed 제어는 다음과 같이 이루어진다.

(1) Traverse가 Upward stroke일 때

(a) $j < \frac{K}{2}$ 인 경우 (즉 $j = 1, 3, 5, \dots, \frac{K}{2}$)

Traverse height $Z_{ij}(\tau)$ 는 다음과 같다.

$$Z_{ij}(\tau) = Z_{sj} + v_{Tij}\tau \quad (5.45)$$

Traverse stroke의 Starting position Z_{sj} 은 다음과 같다.

$$Z_{sj} = (j-1) \times \Delta Z \quad (5.46)$$

r_{ij} 는 다음과 같이 결정된다.

$$m = 1 \text{ to } j+1/2 \text{ 만약 } CD + (2m-3)\Delta Z < Z_{ij} < CD + (2m-1)\Delta Z$$

$$\text{단 } CD + (2m-3)\Delta Z = Z_{sj} \text{ 만약 } (2m-3) \leq 0 \text{ 이면}$$

$$r_{mj}^* = \left\{ \frac{j+1}{2} - m \right\} \times 2d = 1, 3, 5, \dots, K/2 \quad (5.47)$$

$$r_j^* = r_{mj}^* \quad (5.48)$$

최종적으로 Bobbin 회전반경은 식 (5.59), Traverse speed v_{Tij} 는 식 (5.50) 그리고 Bobbin speed ω_{ij} 는 식 (5.51)과 같이 된다.

$$r_{ij} = \frac{DS}{2} + i \times r_j^* \quad (5.49)$$

$$v_{Tij} = \frac{P v_y}{2\pi r_{ij}} \quad (5.50)$$

$$\omega_{ij} = \frac{v_y}{r_{ij}} \quad (5.51)$$

(b) $j > \frac{K}{2}$ 인 경우 (즉, $j = \frac{K}{2} + 2, \frac{K}{2} + 4, \dots, K-1$)

Traverse height $Z_{ij}(\tau)$ 는 식 (5.52), Traverse stroke의 Starting position Z_{sj} 는 식 (5.53)과 같다.

$$Z_{ij}(\tau) = Z_{sj} - v_{Tij}\tau \quad (5.52)$$

$$Z_{sj} = \left(\frac{K}{2} - \frac{j-1}{2} \right) \times 2\Delta Z \quad (5.53)$$

r_{ij} 는 다음과 같이 결정된다.

$m = 1$ to $\frac{K-2}{4}$, 만약 $Z_{sj} + 2(m-1)\Delta Z < Z_{ij} < Z_{sj} + 2m\Delta Z$ 이면

$$r_{mj}^* = \left(\frac{K}{2} + 1\right)d - \left(j - \frac{K}{2} - 2\right)d + 2(m-1)d \quad (5.54)$$

$$r_j^* = r_{mj}^* \quad (5.55)$$

만약 $CD + \Delta Z < Z_{ij}$ 이면 $R_{cj} = r_j^*$ 가 "j-th"의 Stroke이다. 그리고 $N = 1$ 에서 $\left(\frac{K-2}{4} - m + 1\right)$ 이다. 만약 $CD + (2N-1)\Delta Z < Z_{ij} < CD + (2N+1)\Delta Z$ 이면

$$r_j^* = R_{cj} - 2Nd \quad (5.56)$$

최종적으로 Bobbin 회전반경은 식 (5.57), Traverse Speed v_{Tij} 는 식 (5.58) 그리고 Bobbin Speed ω_{ij} 는 식 (5.59)와 같다.

$$r_{ij} = \frac{DS}{2} + i \times r_j^* \quad (5.57)$$

$$v_{Tij} = \frac{P v_y}{2\pi r_{ij}} \quad (5.58)$$

$$\omega_{ij} = \frac{v_y}{r_{ij}} \quad (5.59)$$

(2) Traverse가 Downward stroke일 때

(a) $j < \frac{K}{2}$ 인 경우 (즉 $j = 1, 3, 5, \dots, \frac{K}{2}$)

Traverse height $Z_{ij}(\tau)$ 는 다음과 같다.

$$Z_{ij}(\tau) = Z_{sj} - v_{Tij}\tau \quad (5.60)$$

Traverse stroke의 Starting position Z_{sj} 은 다음과 같다.

$$Z_{sj} = CD + (j-1) \times \Delta Z \quad (5.61)$$

r_{ij} 은 다음과 같이 결정된다.

$m = 1$ 에서 $\frac{1}{2}$ 에서, 만약 $Z_{sj} - 2m\Delta z < Z_{ij} < Z_{sj} - 2(m-1)\Delta Z$ 이면 식 (5.62)와 식 (5.63)과 같다.

$$r_{mj}^* = md \quad (5.62)$$

$$r_j^* = r_{mj}^* \quad (5.63)$$

$j\Delta Z < Z_{ij} < CD + \Delta Z$ 이면 식 (5.64)와 식 (5.65)가 된다.

$$r_{mj}^* = md \quad (5.64)$$

$$r_j^* = r_{mj}^* \quad (5.65)$$

최종적으로 Bobbin 회전반경은 식 (5.66), Traverse speed v_{Tij} 는 식 (5.67) 그리고 Bobbin speed ω_{ij} 는 식 (5.68)과 같다.

$$r_{ij} = \frac{DS}{2} + i \times r_j^* \quad (5.66)$$

$$v_{Tij} = \frac{P v_y}{2\pi r_{ij}} \quad (5.67)$$

$$\omega_{ij} = \frac{v_y}{r_{ij}} \quad (5.68)$$

(b) $j > \frac{K}{2}$ 인 경우 (즉, $j = \frac{K}{2} + 2, \frac{K}{2} + 4, \dots, K-1$)

Traverse height $Z_{ij}(\tau)$ 는

$$Z_{ij}(\tau) = Z_{sj} - v_{Tij}\tau \quad (5.69)$$

Traverse stroke의 Starting position Z_{sj} 은 다음과 같다.

$$Z_{sj} = CT - (j - \frac{K}{2} - 1) \times \Delta Z \quad (5.70)$$

r_{ij} 는 다음과 같이 결정된다.

$m = 1$ 에서 $\frac{1}{2}$ 에서, 만약 $Z_{sj} - 2m\Delta z < Z_{ij} < Z_{sj} - 2(m-1)\Delta z$ 이면 식 (5.71)과 식 (5.72)와 같다.

$$r_{mj}^* = \left\{ \left(j - \frac{K}{2} \right) + 2(m-1) \right\} d \quad (5.71)$$

$$r_j^* = r_{mj}^* \quad (5.72)$$

$\frac{K-1}{2} \Delta z < Z_{ij} < CD + \Delta z$ 이면 식 (5.73)과 식 (5.74)가 된다

$$r_{mj}^* = \left\{ \left(j - \frac{K}{2} \right) + 2(m-1) \right\} d \quad (5.73)$$

$$r_j^* = r_{mj}^* \quad (5.74)$$

최종적으로 Bobbin 회전반경은 식 (5.75), Traverse speed v_{Tij} 는 식 (5.76) 그리고 Bobbin speed ω_{ij} 는 식 (5.77)과 같다.

$$r_{ij} = \frac{DS}{2} + i \times r_j^* \quad (5.75)$$

$$v_{Tij} = \frac{P v_y}{2\pi r_{ij}} \quad (5.76)$$

$$\omega_{ij} = \frac{v_y}{r_{ij}} \quad (5.77)$$

제 6 절 Double winder의 실험 및 평가

1. Double winder의 제작

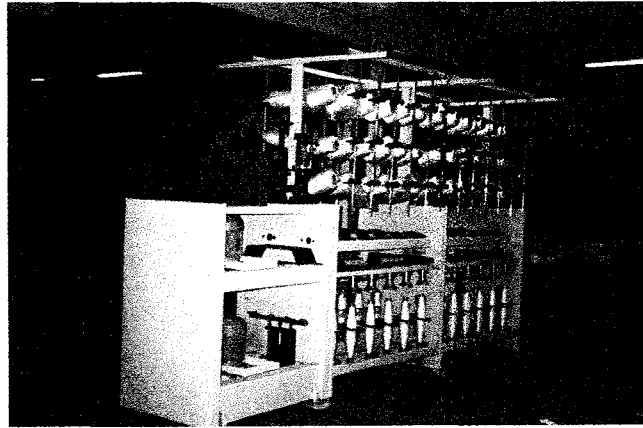
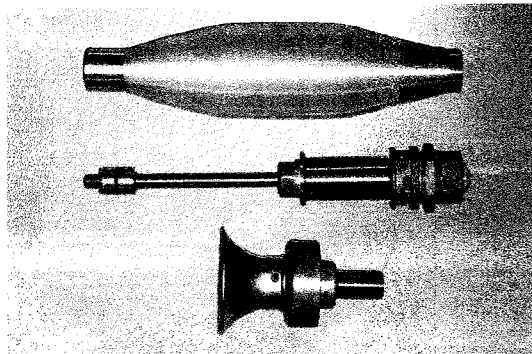
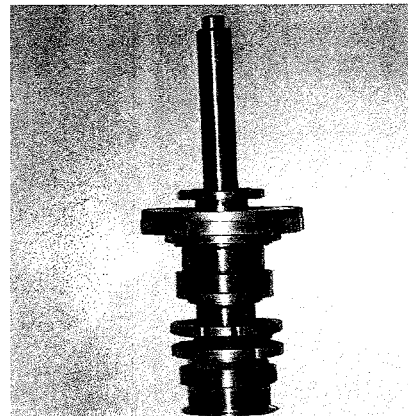
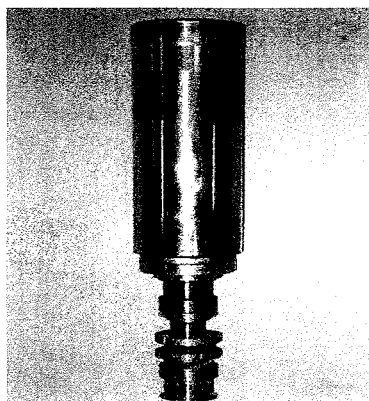


Fig. 136 Double winder



(a) 분리형



(b) 일체형

Fig. 137 Spindle unit

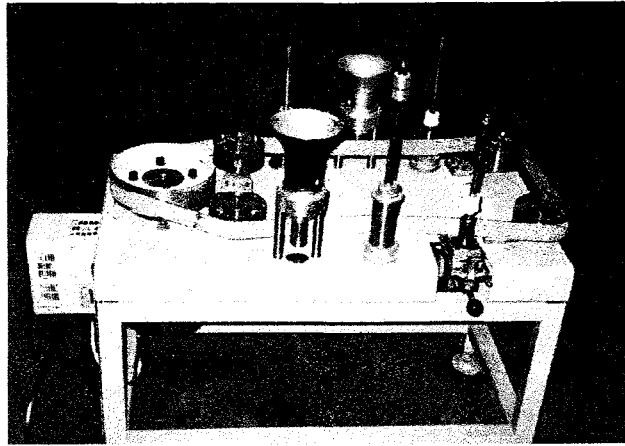


Fig. 138 Spindle running tester(22,000rpm)

2. 회전수와 꼬임계수(TPM)

가. 회전수 측정

○ Test 조건

- Spindle revolution : 10,000rpm,
- No. of Spindle : 100 ea,
- Belt : 38x 3t(mm),
- Wharve : $\phi 30$ mm,
- Tension roller : $\phi 90$ mm.
- Driving pulley : $\phi 285$ mm.
- T/M : 1000,
- Belt tension : 1,8 ~ 2kgf
(Belt tension Gauge)
- Supply package : 3kg
- Motor power : 5HP
- Machine length : 17m
- Belt 회전방향 : 반시계 방향
- Spindle 회전방향 : 시계방향
- Twisting direction : Z사 (우사)
- 측정위치 : 각 Spindle
- 허용 회전수 편차 : $\pm 2\%$

○ 측정 결과

구 분	No. of frame									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tension 조정량(mm)	+7		+5				+2.5			
Spindle revolution	9,900		9,930				9,985			

구 분	No. of frame									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Tension 조정량(mm)	0					+1.5				
Spindle revolution	10,000					9,994				

나. 꼬임계수
(연사조건)

- Testing Yarn: Polyester 150D/72F
Wool like 135D/60F
Filament 75D/36F
Rayon 100D/36F
- 꼬임 측정 방법 : Direct counting method (KSK 0421)
- 측정기 : 검연기 (일본 Asano machine MFG. Co.,)
- 측정 방법 : 동일무게에 Winding된 Bobbin의 내측, 중간, 외측의 각 1m
- 꼬임방향 : "S", "Z" Twisting changable
- Machine model : 개발품

(1) Polyester 150D/72F

점 검 항 목	작 업 조 건
꼬임방향	"S", "Z"
Spindle 회전수	11,000 rpm
Balloon height	470mm
초기 지연각	55°
Take-up tension	15~18g
Ballooning tension	60~63g
Winding angle	20°
Hardness	85 ~ 88°
Tension adjustment	Ball & Washer tensor
조건설정 후 시운전시간	20분

요구 T/M	측정 T/M		T/M 변화량	
	S-Twist	Z-Twist	S-Twist	Z-Twist
785	781.4	775.7	-3.6	-9.3
1500	1492.5	1482.8	-7.5	-17.2
2000	1990	1976	-10	-24
2500	2487.5	2470	-12.5	-30
3300	3283.5	3260.4	-16.5	-39.6
3,900	3880.5	3853.2	-19.5	-46.8

(2) Wool like 35D/60F

점검 항목	작업 조건
꼬임방향	"S", "Z"
Spindle 회전수	11,000 rpm
Balloon height	450mm
초기 지연각	600°
Take-up tension	15~18g
Ballooning tension	43.2~45.9g
Winding angle	20°
Hardness	65 ~ 70°
Tension adjustment	Ball & Washer tensor
조건설정 후 시운전시간	20분

요구 T/M	측정 T/M		T/M 변화량	
	S-Twist	Z-Twist	S-Twist	Z-Twist
785	782.1	777.3	-2.9	-7.7
1500	1494.7	1486.5	-5.3	-13.5
2000	1992.8	1977.4	-7.2	-22.6
2500	2489	2473.1	-11	-26.9
3300	3286.2	3265.3	-13.8	-34.7
3,900	3883	3855.9	-17	-44.1

(3) Filament 75D/36F

점 검 항 목	작 업 조 건
꼬임방향	"S", "Z"
Spindle 회전수	11,000 rpm
Balloon height	440mm
초기 지연각	550°
Take-up tension	15~18g
Ballooning tension	38~40g
Winding angle	20°
Hardness	83 ~ 86°
Tension adjustment	Ball & Washer tensor(small)
조건설정 후 시운전시간	20분

요구연수	측정연수		연수 변화량	
	S-Twist	Z-Twist	S-Twist	Z-Twist
785	780	772.3	-5	-12.7
1500	1490.3	1480.1	-9.7	-19.9
2000	1988.4	1975.3	-11.6	-24.7
2500	2486.8	2467.9	-13.2	-32.1
3300	3281.6	3259.2	-18.4	-40.8
3,900	3878.8	3852.9	-21.2	-47.1

(4) Rayon 100D/36, 2합

점 검 항 목	작 업 조 건
꼬임방향	"S", "Z"
Spindle 회전수	11,000 rpm
Balloon height	450mm
초기 지연각	700°
Take-up tension	15~18g
Ballooning tension	40~45g
Winding angle	20°
Hardness	83 ~ 86°
Tension adjustment	Ball & Ring tensor
조건설정 후 시운전시간	20분

요구 T/M	측정 T/M		T/M 변화량	
	S-Twist	Z-Twist	S-Twist	Z-Twist
785	778	770.8	-7	-14.2
1500	1487.3	1475.5	-12.7	-24.5
2000	1983.6	1970.3	-16.4	-29.7
2500	2479.1	2462.1	-20.9	-37.9
3300	3275.2	3253.8	-24.8	-46.2
3,900	3869.4	3845.3	-30.6	-54.7

3. Winding 실험

Winding 실험은 표 24의 각 조건에 따라 수행하였으며 Digital tension meter(SIMPO, 일본)로 Yarn의 장력을 측정하였으며, 그때의 Spindle의 속도와 Traverse 속도 관계를 측정하였다. 그림 139는 Winding할 때의 시간에 대하여 Tension 변동, Spindle과 Traverse와의 속도관계를 정리하였다. Tension 50g으로 설정하였을 때 시작점에서 Tension이 약간 적게 나타난 것은 처음 시작할 때에 기계조건이 정상상태로 도달하기까지의 문제로 생각된다. 중간 상태에서의 Tension이 높게 측정된 것은 진동 등 주위의 환경과 기계 및 매듭 등 Yarn의 불균일에 의한 것으로 판단된다. Traverse 속도는 거의 일정한 상태를 유지하였으나, Spindle 속도는 시간이 지남에 따라 비례적으로 감소하였다. 이것은 Pirn 직경이 커짐에 따라 Tension과 원주 속도를 일정하게 하기 위하여 Spindle 속도를 자동으로 제어한 것이다. 그림 140은 그림 139와 동일한 Tension은 변화가 거의 없음이 나타나고, 또한 Spindle 속도의 미소한 불균일은 진동, Yarn상태 등의 주위 환경에 의한 기계 오차라 생각된다. 반면 Traverse의 속도변화는 완만하게 감소하였다.

Table. 24 Test specification of winding

항 목	Yarn	비고
Yarn의 종류	Polyester	
Yarn count (denier)	300	
Yarn weight(kg)	0.5	
Yarn speed(m/min)	600	
Traverse stroke(mm)	240	
Traverse 하한점	10	
Yarn layer의 Angle(degree)	20	
Bobbin 직경(mm)	42	
Pirn 형상	2	
Yarn weight 보상	5	
실험시간(min)	23	
만취 Bobbin직경(mm)설정/측경	69/63, 69/67	
Tension(g)	50, 30	

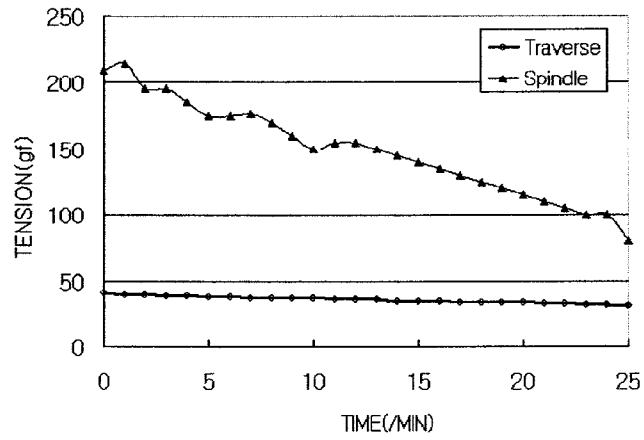
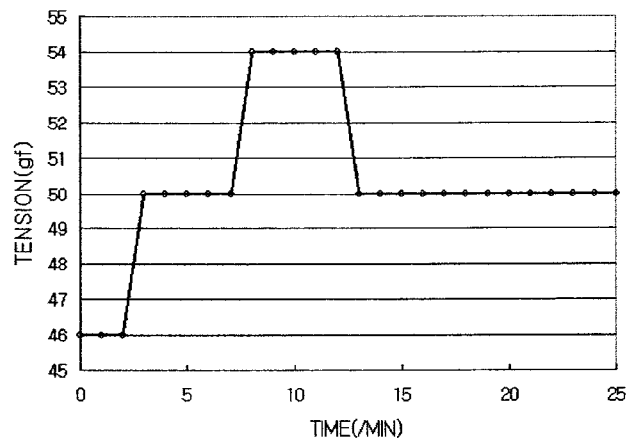
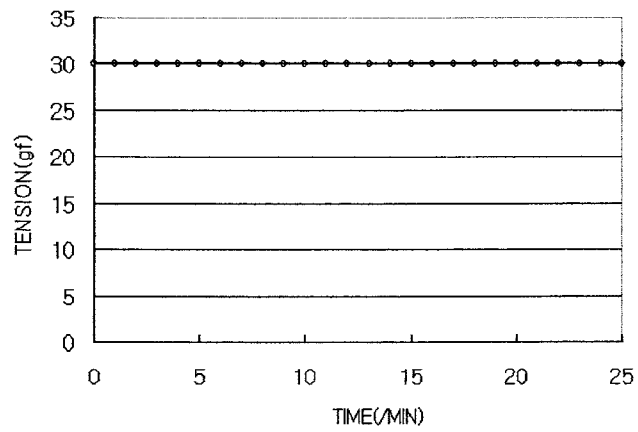


Fig. 139. Various tension and speed for take type at yarn speed 6000, Tension 50g



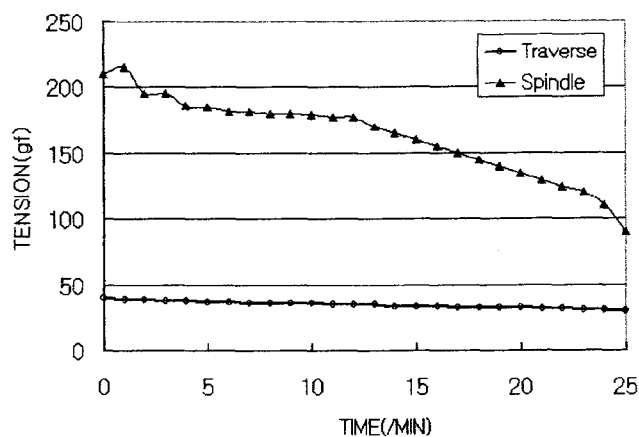


Fig. 140. Various tension and speed for take type at yarn speed 6000, Tension 30g

4. Blade의 마모실험

가. 시편

본 실험에 사용한 마모시편은 본 개발품에 사용되고 있는 Spindle unit의 구성품인 Blade 재료SUJ2를 사용하였으며 재료는 $\phi 35\text{mm}$ 봉재를 기계가공한 후 사용조건에 따라서 고주파 열처리 등 후처리를 하고 연삭하였다. 이때의 표면경도는 기계적인 성질에 맞게 하였으며 표면거칠기는 $R_{\text{max}}=14/\mu\text{m}$ 이내로 가공하였다. 재료의 화학적 조성 및 기계적 성질은 표 25와 표 26에 나타내었으며, 형상 및 치수는 그림 141과 같다.

Table. 23 Chemical composition of specimen(wt %)

Material	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
SUJ2	0.09~ 1.10	0.15~ 0.35	0.05 ↓	0.025 ↓	0.025 ↓	1.30~ 1.60	-	-

Table.24 Mechanical properties of specimen

Material	Yield strength (kgf/mm ²)	Tensile strength (kgf/mm ²)	Elongation (%)	Hardness (HV)
SUJ2	38.1	66.75	35.66	HB201 ↓

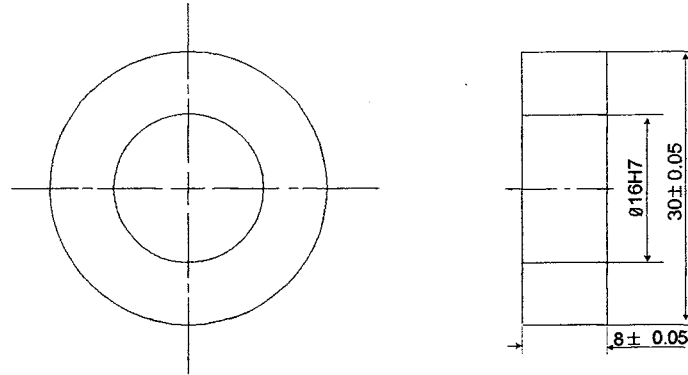


Fig.141 Specimen configuration

나. 실험장치

본 실험에 사용한 시험기는 그림 142와 같은 Amsler type 마모시험기(Shimadzu model: type2)로써 구조는 주철재 Frame상에 Pulley 축, 하측 시험편 회전축, 상측 시험편 회전축과 부하장치, 회전수지시장치 및 주유탱크 등이 있으며 능력은 압축하중 30-300kgf, 회전수는 800rpm이다. 또한 미끄럼 Gear비의 변화에 의해 시험편 표면의 Sliding ratio를 변화시킬 수 있도록 되어 있다.

다. 실험방법

실험은 상측과 하측 시편을 동일한 재료를 조합하여 사용하였다. 실험조건은 시험기의 속도 800rpm, 하중조건은 40kg($\sigma=49.72\text{kgf/mm}^2$)을 압축하중으로 하였다. Sliding ratio 9.09%, 0%에 대하여 무윤활 건식 및 윤활상태로 하였으며, 사용한 윤활유는 SHEEL/Getriebe OEL HD75W-90이다. 시편은 상측시편, 하측시편으로 하여 마모량은 실험초기의 무게와 소정의 마모거리(회전수)로 실험한 후 시편의 무게를 정밀도가 10^{-4}gr 인 전자저울(Swiss Metter사 Model H-8)을 사용하여 측정하고 실험전후의 무게의 차이를 마모량으로 하였다. 시편의 무게측정에는 표면의 이물질을 제거하고 깨끗이 하기위하여 마모실험 전 후에 3-5분간 초음파 세척을 한후에 건조시킨 후에 측정하였다. 마모시험후의 시험편의 관찰은 금속현미경과 주사전자현미경(SEM)으로 관찰하였으며, 로커웰경도기와 비커스경도기(Micro-Vickers hardness tester, Japan Mitutoyo사, Model MK-1)을 이용하여 하중 25, 시간 15초로 하여 표면으로부터의 경도값을 비교하였다.

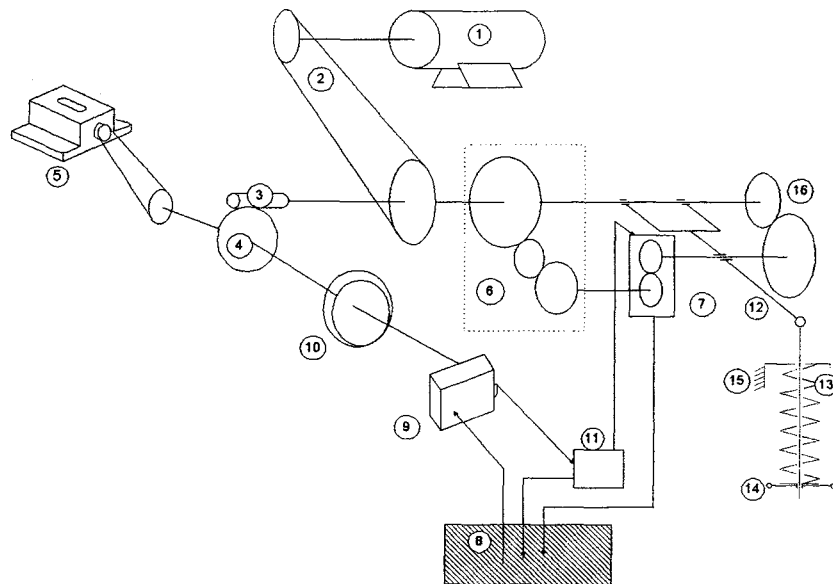
라. 실험결과 및 고찰

(1) 마모거리와 마모량

그림 143는 SUJ2 재료를 상측과 하측 시편으로 하여 압축하중 40kg으로 Sliding ratio 9.09%, 0% 건식상태에서 실험한 결과이다. 마모량은 상, 하측 시편의 무게를 합한 것으로 표시하였다. Sliding ratio 9.09%에서는 80×10^4 까지는 일정한 율로 증가하다가, 그 이

후에는 급격하게 증가하는 경향을 보이며, Sliding ratio 0%에서의 마모량은 40×10^4 까지 미세하게 증가하다가, 60×10^4 에서는 약간 감소한 후에 다시 급격한 증가를 나타내었고 마모량은 약 반으로 줄어들었다. 따라서 건식마모 실험에서 마모거리가 증가할수록 Sliding ratio이 클수록 마모량이 증가하는 것을 알 수 있으며, 마모량의 증감은 같은 조건에서 Sliding ratio와 그 주기에 따라서 변화한다.

그림 144은 Oil중에서 Sliding ratio 0%, 압축하중 $P=40\text{Kg}$ 으로 하여 Blade의 재료인 SUJ2에 대한 마모실험결과를 나타낸 것으로이다. SUJ2는 마모거리 11×10^5 까지 마모량은 차이가 있으나 일정한 율로 증가한 후 마모량이 일정한 정체상태가 나타난 것으로 보아 초기마모단계는 11×10^5 마모거리까지인 것으로 생각된다. 그림 144의 건식마모 조건과 비교하면 마모량은 약 20%정도 증가한 것을 알 수 있으며, 초기마모의 단계까지의 마모거리도 길어진 것을 알 수 있다. 그러므로 Blade의 운동조건은 일정한 압력 하에서 정밀한 회전을 할 수 있도록 기계적인 조건을 마련해야 할 것이다.



1	Motor	6	Gear box	11	Valve
2	V - velt pullet	7	Specimen	12	Weight level
3	Pulley shaft	8	Oil tank	13	Coil spring
4	Worm & wormgear	9	Trochoid pump	14	Handle
5	Counter	10	Clutch	15	Weight gage
Ultrasonic cleaner		Electronic balance		16	Sliding gear

Fig. 142 Schematic diagram of wear testing machine

(2) 마모거리와 경도

그림 146는 그림 144에서 마모실험한 시편의 표면으로부터 중앙으로의 경도변화를 나타내었다. 실험전의 경도변화는 전구간에서 일정한 반면에, 실험한 시편은 표면에서 경도가 높게 나타났다. 마모거리가 짧은 것 보다도 길어질수록 내부까지 경도가 높은 것을 알 수 있는데, 이것은 실험의 초기마찰열과 압축하중에 의한 조직의 균질화와 내부 응력 증가에 의한 것으로 생각된다. 또한 마모거리가 증가함에 따라 경도변화도 미세하게 증가하였으나, 큰 차이는 없었다. 그림 147은 그림 145에서 마모실험한 시편의 표면경도를 나타내는 것으로, 마모거리에 따른 경도의 큰 변화는 없었으며 재료의 종류에 따라 일정한 값을 보였다. Oil중에서 마모는 마찰계수가 일정하며 마모분과 마찰열이 Oil에 의해 제거된 것으로 보이며, 건식마모에서 마찰열과 마모분에 의한 전단력이 거의 작용하지 않은 것으로 생각된다.

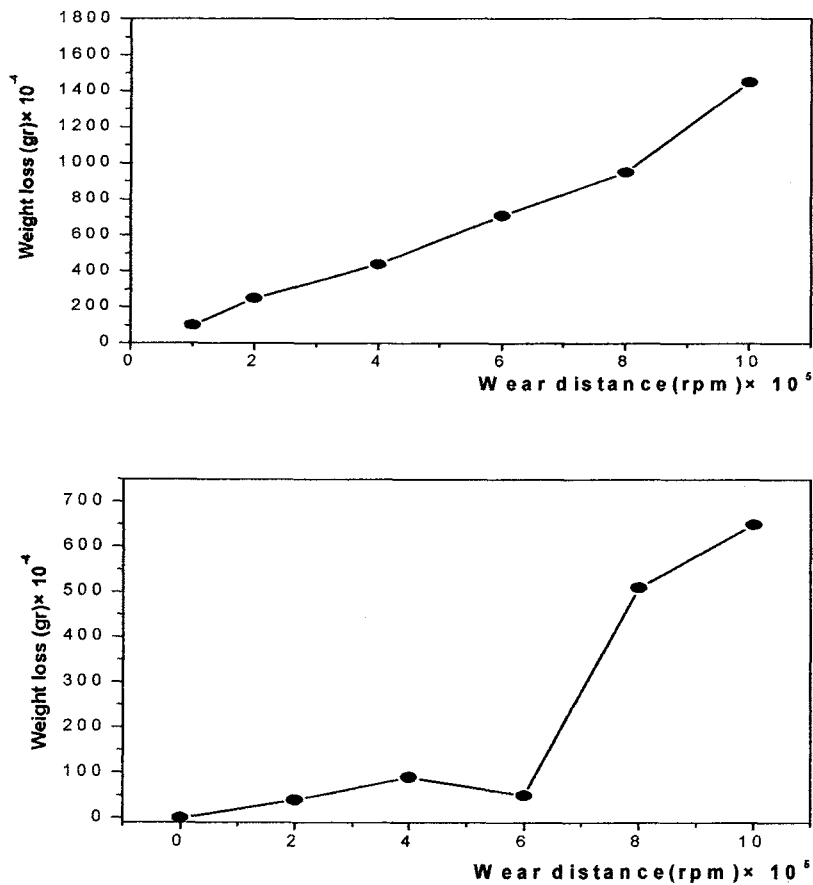


Fig. 144 Relationship between wear distance and weight loss(dry, P=40Kg)

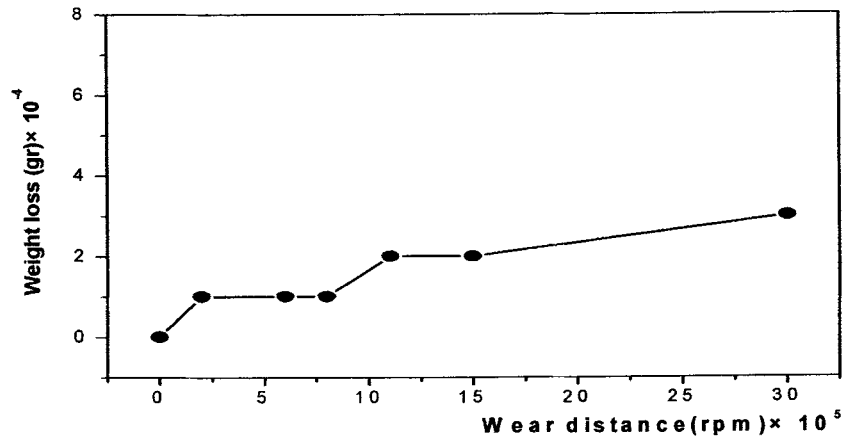


Fig. 145 Relationship between wear distance and weigh loss(oil, P=40Kg)

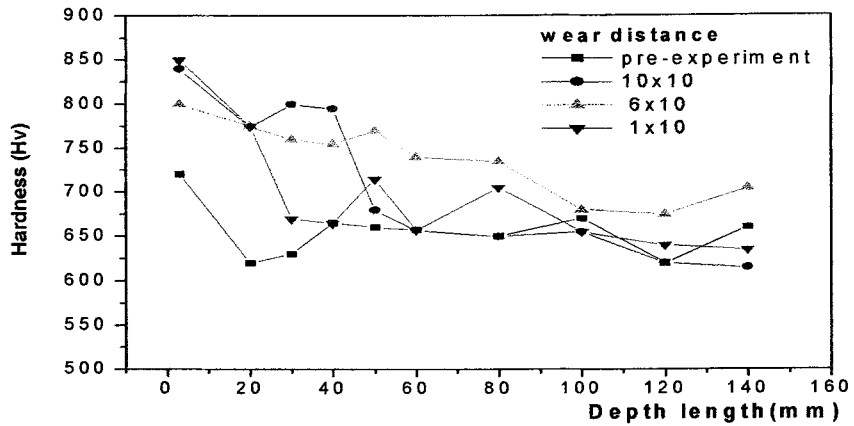


Fig. 146 Relationship between wear distance and hardness(sliding ratio 0%, dry, P=40Kg)

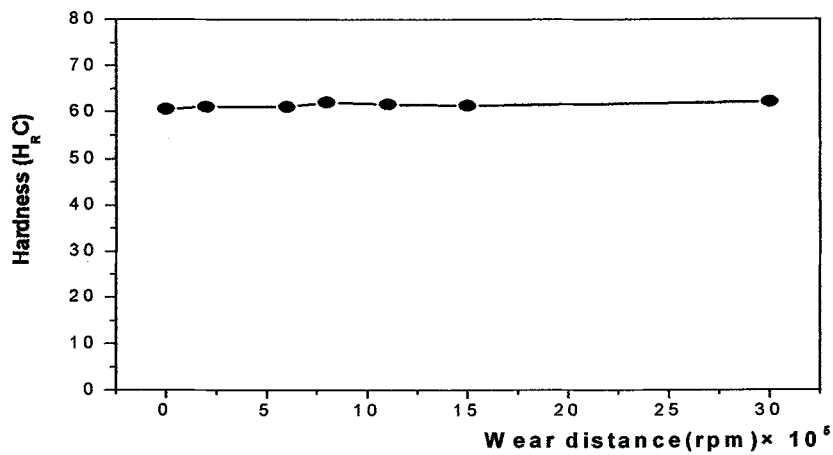
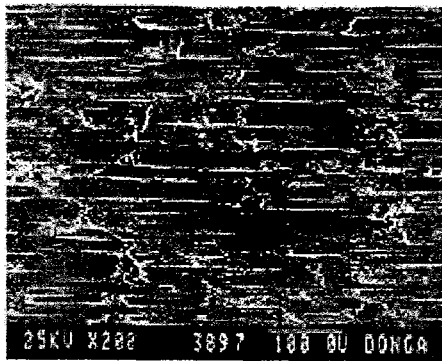


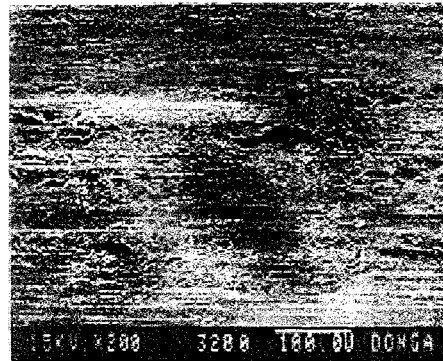
Fig. 147 Relationship between wear distance and hardness(sliding ratio 0%, oil, P=40Kg)

(3) 마모시편의 현미경 관찰

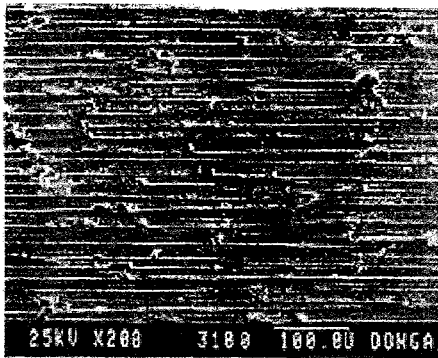
그림 148은 SUJ2 재료를 상측과 하측 시편으로 하여 압축하중 40kg으로 Sliding ratio 9.09%, 0% 건식상태에서 실험한 시편의 표면을 찍은 사진이다. Sliding ratio의 차이에 의하여 마모면의 표면이 차이가 발생하며, 마모거리가 증가할수록 표면이 거칠어 지면서 명확한 흠집을 관찰할 수 있다. 이러한 흠집은 압축하중과 회전미끄럼에 의하여 발생한 전단력의 부분적인 결속과 함께 마모초기에 연삭 입자의 요철부분이 없어지며, 마모분에 의한 것으로 생각된다. 또한 마모면상에 3,000rpm의 짧은 마모거리에서 적갈색의 산화물이 8,000~10,000rpm에서는 흑색의 산화물이 있었으며 그 이후는 색의 변화가 없이 금속광택을 나타내었지만 응착 마모, 기계적 마모로 인하여 마모면에는 굵은 자국이 나타났다. 이는 마모 초기단계에서는 미세한 마모분이 즉시 산화하여 적갈색의 산화철분이 되어 마모면의 요철부위에 덮여 표면의 금속접착을 방지한 것으로 생각되며 흑색의 산화물은 마모면의 온도상승으로 인한 산화반응 속도가 빨라진 것으로서 마모면의 보호피막 작용을 마모량이 적은 것으로 생각된다. Quinn은 "The effect of hot-spot-temperatures on the unlubricated wear of steel"에서 적갈색의 산화물은 Fe_2O_3 , 흑색의 산화물은 Fe_2O_4 가 주성분이라고 보고하였다.



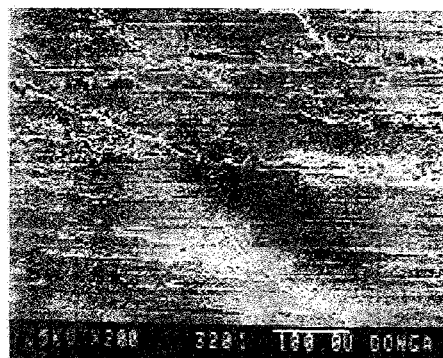
1×10^4 rpm



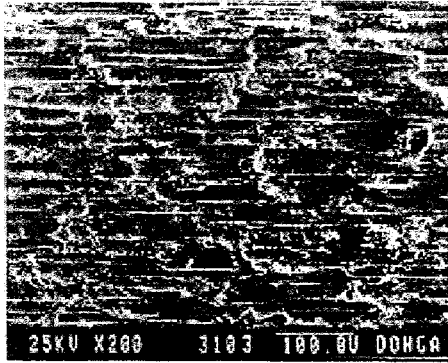
1×10^4 rpm



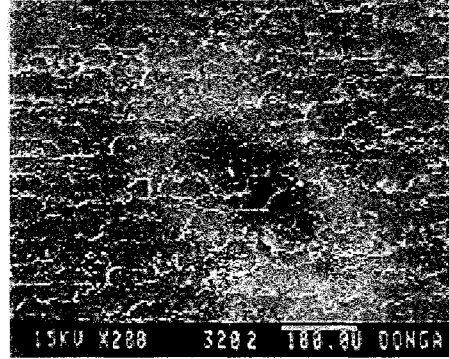
6×10^4 rpm



6×10^4 rpm



10×10^4 rpm



10×10^4 rpm

Fig.1486 Wear surface of SUJ2 specimen(dry, P=40Kg)

마. 결론

- 건식, Oil중에서의 마모실험에서 마모거리에 대한 마모량은 일정한 주기성을 가지며 단계적으로 증가하고, Oil중에서 마모량은 건식에서의 약 20% 정도로 적게 나타났다.
- 건식, Oil중에서 각 재료에 대한 마모는 초기마모 후 정상마모가 진행되는 것을 알 수 있고 Oil중에서는 건식조건에서 보다 마모거리가 늘어남을 알 수 있다.
- 경도시험에서는 건식조건에서 초기경도가 증가하였으며 이는 마모분의 산화와 마찰열에 의한 것으로 생각되며, Oil중에서는 마모거리에 관계없이 일정하였다.
- 시험편의 현미경 관찰에서는 건식마모 실험에서는 Sliding ratio가 낮으면 마모분의 영향을 받고 미끄럼율이 높으면 마모분과 하중에 의한 전단력의 작용으로 뚜렷한 끌힘자국을 관찰할 수 있으나, Oil중에서는 마모거리가 증가함에 따라 정상마모 상태인 마모면의 광택과 깨끗함을 관찰할 수 있었다.
- 따라서 Spindle unit에서는 정밀한 가공으로 표면거칠기의 정도를 향상시켜서, Oil중에서 Sliding ratio가 적게 구동할 수 있도록 하며 접촉응력을 일정하여야 한다.

제 7 절 결론

본 연구개발은 2차년도에 걸쳐 수행된 과제로서 주요 연구개발 결과는 다음과 같다.

- Twisting spindle 1회전에 2회의 Twisting이 형성되어 Traveller와 Ring 구동의 Twinding spindle에 의하여 Doubling되는 구조와 Creel feeding system의 채용으로 고속화와 복합사 품질의 고급화가 가능한 Doubling formation 및 Servo 제어 Traverse unit의 6합의 화섬사 제조용 Double winder 설계/제작

- Large package화와 강연에 최적의 조건을 부여할 수 있는 Ne-D 자석식 안정기구, Rotary disk의 경질 Cr plating(SUS304) 및 Yarn 안내의 원활성이 강조된 Yarn guide 배치의 Conical과 Bolster 형태의 Spindle unit 설계/제작
- Tensor의 영향, Tension과 Ballooning 분석 등의 Yarn 특성해석을 이론적으로 정립하여 Fuzz ball, Broken pick의 Yarn trouble을 해소하고, Spindle unit의 대응량화와 고속운전시 안정화를 위한 Spinning running tester와 Balancing unit의 설계/제작
- 50~380m/min의 Stroke로 작동하여 최대 $\phi 42$ 까지 Winding작업을 수행할 수 있는 Servo control과 Cylindrical cross-cam에 의한 Traverse system 채용
- Doubling mechanism의 고속화와 대응량화를 위한 Program의 개발 및 적용으로 설계 자립화 추구
 - Tension 제어 Spring 설계용 Program
 - Spur gear 해석 및 설계용 Program
 - Traverse cam 해석 및 설계용 Program
- 특허(실용신안) 출원
 - 섬유기계용 스피들의 회전 밸런스 교정용 로터
(실용신안, 출원번호 : 20-2002-18696)
 - 섬유기계용 벨트 텐션로라(실용신안, 출원번호 : 20-2002-18844)
 - 복합사 연사장치(발명특허, 출원번호 : 10-2002-34506)

이상으로 본 연구결과 6합용 3kg과 18,000rpm의 고속 Double winder의 최적설계 및 제작기술을 확립하였다. 이는 과학기술부, 참여기업, 연구기관이 헌신적인 협동체제를 구축한데 기인된다고 볼 수 있다. 또한 자체 설계능력의 확보로 Doffing system이 부착된 Computerized double winder의 국산화 개발에 기여함은 물론 고성능 Twister, Covering machine등 제작준비기 및 Shuttless loom에 대한 기술자립과 국제경쟁력 강화에 적극 활용할 것임.

제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

제 1 절 연구개발목표 달성도

1. 연도별 연구개발 목표

○ 최종목표

물성이 서로 다른 여러 가닥의 실에 꼬임을 주어 한 가닥의 Yarn을 형성하는 Double winder 설계 및 제작기술 개발

- Spindle revolution : 15,000rpm, - Twisting range : 50~500tpm
- Take-up package : 3kg, - Yarn speed : 600m/min
- Traverse system : Servo control, - Driving motor : 5HP
- No. of spindle : 48spindle(24spindle×2), - Doubling : Max. 6 yarn

○ 연도별 개발목표

- 1차년도(2001)
 - 6합 화섬사 제조용 Double winding mechanism설계
 - Yarn거동해석 및 Spindle unit 설계해석 기술 확립
 - Spindle unit 설계/제작(3kg, 18,000rpm)
- 2차년도(2002)
 - Traverse unit 설계/제작(Servo제어, 50~380mm)
 - Simulation program 및 성능평가 기술 개발
 - Double winder 제작(6합, 600m/min, 48spindle)

2. 평가의 착안점

구 분	평 가 의 착 안 점 및 척 도
1차년도 (2000)	<ul style="list-style-type: none"> ◦ Spindle unit에 대한 구조해석과 Feeding yarn의 특성해석에 대한 이론적 및 실험적 방법의 타당성 ◦ 3kg, 18,000rpm용 Spindle unit의 Model 최적성
2차년도 (2001)	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 600m/min의 Yarn speed와 380mm Traverse stroke 구조의 Traverse unit에 대한 적합성 ◦ 성능평가의 신뢰성과 결과의 정확성 ◦ 선진제품과 비교측정 평가
최종평가	6합용 Double winder의 고속화와 대용량화에 대한 적합성 유무

3. 연구개발목표의달성도

연구개발 목표	연구개발 내용 및 범위	연구수행 내용	달성도 (%)
6합 화섬사 제조용 Double winding mechanism의 기초기술정립 및 Spindle unit 설계 /제작	- 6합 화섬사 제조용 Double winding mechanism설계	- Double winding개념 정립 - Yarn guide 분석(배치, 형상, 재질 등)	100
	- Yarn 거동해석 및 Spindle unit설계 해석	- Supply package의 내부압력 분석 (Tension, Hardness) - Feeding yarn의 장력, Ballooning 해석/분석 - ANSYS의 Subspace방법 적용 고유 진동수 해석 - ANSYS를 사용한 Spindle의 응력, 변위해석 - Doubling parameter 분석	100
	- Spindle unit설계 및 제작(3kg, 18,000rpm)	- Yarn doubling process 선정 - Spindle unit 치수결정/Modelling - Spindle unit 제작 - Balancing tester 제작 - Spindle running tester 제작	100
6합 화섬사 제조용 Double winder의 완성품 정립	- Traverse unit설계 /제작(Servo제어, 50~380mm)	- Winding algorithm 연구 - Cylindrical cam/Servo제어 구동 Traverse unit제작 - 핵심부품 설계/해석용 CAD program (Tension spring, Spur gear, Traverse cam)	100
	- Simulation program 및 성능 평가 기술	- 최적 Doubling process 선정 - Blade의 피로/마모 해석 - Yarn 특성실험 · 회전수, 꼬임계수 · Pirn 형상, Traverse 속도, Spindle 속도 분석	100
	- Double winder제작	- 완성품 정립	100

※ 현재 완성품의 양산화를 목적으로 지속적인 Yarn 특성실험을 통하여 도출된 부분을 수정/보완하여 연사능율의 극대화를 추진 중에 있음

제 2 절 기술발전에의 기여도

- 6합 화섬사 제조용 Double winder의 설계 및 제작기술 확립
- Double winder의 설계 및 제작기술의 자립화로 경쟁국과 대등한 위치 확보
- 핵심부품의 최적설계를 위한 해석 및 평가기술 정립
- 6합 화섬사 제조용 Double winder의 독자 모델 개발로 섬유기계 선진화의 가속화 유도
- 국산 Double winder의 자급도 향상 및 수출주도 산업으로 발전
- 특화된 직물로 패션산업의 재구축
- 논문게재
 - “상대속도를 이용한 병진운동용 롤러 종동절을 가진 원통캠의 형상설계에 관한 연구”, 한국정밀공학회 추계학술대회, 2001.
 - “상대속도에 의한 형상설계법과 개선된 변위선도에 의한 연사기용 Traverse Cam의 안정성에 관한 연구”, 한국기계연구원, 제31집, 2001
- 특허(실용신안) 출원
 - 섬유기계용 스프링들의 회전 밸런스 교정용 로터 (실용신안, 출원번호 : 20-2002-18696)
 - 섬유기계용 벨트 텐션로라(실용신안, 출원번호 : 20-2002-18844)
 - 복합사 연사장치(발명특허, 출원번호 : 10-2002-34506)

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

제 1 절 활용계획

- Double winder에 대한 자체 설계능력 확보로 Doffing system이 부착된 Computerized double winder의 국산화 개발
- 핵심부품 국산화 개발 및 지원
- 고성능 Twister, Covering machine등 제직준비기 및 Shuttless loom에 대한 기술 자립과 국제경쟁력 강화에 활용

제 2 절 기업화 추진 방안

(단위 : 억원)

구 분		사 업 화 계 획(최선정공)		
		2003 년	2004 년	2005 년
사 업 화 품 목		6합의 화섬사 제조용 Double winder		
투 자 계 획	인 건 비	1.5	3.6	5
	재료비 및 설비투자비	30	50	90
	경 상 운 영 비	10	25	30
	계	41.5	78.6	125
생 산 계 획		40	60	120
판매계획 (억 원)	내 수	17	17	30.6
	수 출	30	60	135
	계	47	77	165.6

- 2003년 하반기중 양산을 위한 금형 및 치공구의 설계·제작 완료와 특허의 신청을 마무리하여 충분한 시장성숙에 따른 섬유업계에 판매를 추진하고 성능 및 가격의 차별화로 폭발적인 수요가 창출될 동남아, 중국 등의 개발도상국으로의 수출확대는 물론 KORTX, ITMA에 출품하여 선진국들과의 경쟁을 시도할 것임.

제 6 장 연구개발과정에서의 수집한 해외과학 기술 정보

- ITMA Asia의 카탈로그, 출판인덱스, CD-ROM
- International Textile Machinery Sipment Statistics
- Textile and Machinery Magazine
 - A.T.A , 8-9. 2001
 - International Textile Bulletin, 4, 5. 2001
 - Nonwovens Industrial Textiles, 3. 2001
 - Textile Asia, 9. 2001
 - Industrie Textile, 9-10. 2001
- Textile Machinery Buyers Guide, Germany, 1999/2000
- 섬유기계 Maker의 동향

최근 1, 2년 동안에 선진국의 Maker간 재편성이 심화되고 있다. 1997년의 Asia 경제위기 이후로 세계적으로 섬유기계시장은 침체되어 있기 때문에, 한정된 시장으로 기술개발 능력·판매능력·재무구조의 격차에 의하여 메이커들 간의 치열한 경쟁상태에서 승패가 명확하게 나타나고 있으며, 조직과 제품품질의 강화를 목적으로 한 업무제휴, 매수, 합병이 특히 Europe의 Maker들 사이에서 활발하게 전개되고 있다. Spinning분야에서처럼 유사한 기종의 Maker를 매수하여 기종의 다양화를 기하는 경우와, Non-woven fabric·염색가공분야에서 나타나는 바와 같이 서로 다른 공정의 Maker가 제휴하여 일괄라인을 형성하여 그룹화 하는 경우와 같은 2가지의 큰 경향을 나타낸다.

- Rieter-Scragg의 퇴진(Man-made filament & fiber processing machinery)
- Barmag이 Saurer그룹에 매수(Man-made filament & fiber processing machinery)
- Vouk가 Marzolie에 흡수(Cotton spinning machinery)
- SKF의 섬유기계부분이 Saurer그룹의 Tex parts에 승계(Spinning machine의 Draft part, Spindle)
- Zellweger 와 Luwa가 합병하여 Zellweger-Luwa(원면, Yarn시험기기류, 공조부분)
- Picanol이 Guenne를 매수(Shuttleless loom)
- Sulzer가 Nuovo-Pignone를 매수(Shuttleless loom)
- ITEMA group이 Sulzer, Somet Vamatex(Shuttleless loom)와 Savio(제작준비기) 흡수
- Toyoda자동직기가 Nissan테크시스를 흡수(Water-jet loom 부분)
- DSG(Germany), NSC(France), Fehter(Austria)를 중심의 3 Group으로 편성(Non-woven fabric)

그 외에 제조비용 절감을 위하여 공장을 부지의 가격이 저렴하여 경쟁력을 향상시킬 수 있는 지역(East Europe, India 등)으로 이전하고 있는 Maker도 있다

제 7 장 참고문헌

1. J. J. Burwell. Jr. C.D strong, "On the Empirical Law of Adhesive Wear", J.App.phys ., 23-1, pp18-25, 1952
2. W.Hirst and J.K. Lamcaster, " Surface Film Formation and Metallic Wear", J.App. Phys., 27-9, pp1057-1062, 1956
3. F.P.Bowden and D. Tabor, "Friction and Lubrication of solids", Clarendon Press, Oxford, Part I, 1950 pp90-121; Part II, 1964, p52-86
4. NAMP.Suh, "The Delamination Theory of Wear", Wear, vol 25, pp114-124, 1973
5. Instraction manual on use of the shimadzu, mishhara metal abrasion testing machine type, 2, 5, Jul, 1968
6. Shigly J. E., "Theory of Machines and Mechanisms," McGraw-Hill. 1980
7. Burden, R. L. and Fairs, J. D., "Numerical Analysis", 3rd Ed, Prindle, Weber & Schmidt, MA : Boston. 1985
8. A. Ormerod, "Moden Preparation and Weaving Machinery", 1987
9. 일본섬유기계학회, "섬유공학(III)" : 絲의 製造 · 性能 및 物性", 1987
10. S. Shintaku, T. Yamamoto, "Tension Generated in Hard-Twist Filament Yarn by Two-for One Twister", 1988
11. J. Trauter, K. Gotz, R. Vialon, "Influence of Yarn Twist on the Properties and Weavability of Sized Warp Yarn", Melliand Textilberichte, 70, No1, 1989
12. R. Lorenz, "Volkman : Linking, Twisting and Winding", Textile World, No4, pp67-70. 1989
13. Shigly J. E., and Mischke C. R., "Mechanical Engineering Design," McGraw-Hill. 1989
14. R. Asbach, "Bobbin Conveyor for Two-for One Twisting Machines", Spinning/ Twisting/Winding Year Book(CTI), pp54-55, 1990
15. Toshiyasu. Kinari, Akihiro. Hojo, Sukenori. Shintaku, Nobuo. Iwaki, "Effect of Tensile Strain Rates and Twist Number on Stress-Strain Curves of Twisted Polyester Filament Yarn", 일본섬유기계학회지, Vol14, No11, 1991
16. Martin G. H., "Kinematics and Dynamics of Machines," McGraw-Hill. 1992
17. Norton R. L., "Design of Machinery," McGraw-Hill. 1992
18. Erdman. A. G, Sandor. G. N, "Mechanism Design", Vol1, Prentice-Hall Comp, 1991
19. Rao. S. S, "Mechanical Vibration", 2nd Edition, Addison Wesley, 1992
20. Sukenori. Shintaku, Juhachi. Oda, Hiroyuki. Yamazati, Hideki. Banba, "The Flow Around the Rotating Pirn and Power Loss", 일본섬유기계학회지, Vol145, No1, 1992
21. Norton, R. L, " design of Machinery", McGraw-Hill Comp, 1992

22. H.S. Yan and H.H. Chen, "Geometry Design of Globoidal Cams With Generalized Meshing Turret-Rollers," Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 118, pp. 243~249. 1996
23. D.M. Tsay and H.M. Wei, "A general approach to the determination of planar and spatial cam profiles," Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 118, pp. 259-265. 1996
24. S. K. Kang, K. F. Ehmann and C. Lin, "A CAD approach to helical groove machining Part2: Numerical Evaluation and sensitivity analysis", Int. J. Mach. Tools Manufacture, Vol.37, No.1, pp.101-117, 1997

특정연구개발사업 연구결과 활용계획서

사업명	중사업명	중점국가연구개발사업		
	세부사업명	중소기업애로기술지원사업		
과제명	6합의 화섬사 제조용 Double Winder 설계 및 제작기술 개발			
연구기관	한국기계연구원	연구책임자	김 중 수	
총연구기간	2000년. 6월. 10일. ~ 2002년. 5월. 9일. (24개월)			
총 연구비 (단위 : 천원)	정부출연금	민간부담금	합계	
	247,000	73,100	320,100	
기술분야				
참여기업	최선정공			
공동연구기관				
위탁연구기관				
연구결과활용 (해당항목에(√) 표시)	1. 기업화 (√)	2. 기술이전()	3. 후속연구추진()	4. 타사업에 활용()
	5. 선행 및 기초연구()	6. 기타목적활용(교육연구)()	7. 활용중단(미활용)()	8. 기타()
<p>특정연구개발사업 처리규정 제 31조(연구개발결과의 보고) 제 2항에 의거 연구결과 활용계획서를 제출합니다.</p> <p>첨부 : 1. 연구결과 활용계획서 1부. 2. 기술요약서 1부</p> <p style="text-align: right;">2002 년 6 월 일</p> <p style="text-align: right;">연구책임자 : 김 중 수 연구기관장 : 황 해 웅</p> <p style="text-align: right;">과학기술부장관 귀하</p>				



[첨부1]

연구결과 활용계획서

1. 연구목표 및 내용

○ 연구개발의 최종목표

물성이 서로 다른 여러 가닥의 실에 꼬임을 주어 한 가닥의 실을 형성하는 Double winder 설계 및 제작기술 개발

- Spindle revolution : 15,000rpm, - Twisting range : 50~500tpm
- Take-up package : 3kg, - Yarn speed : 600m/min
- Traverse system : Servo control. - Driving motor : 5HP
- No. of spindle : 48spindle, - Doubling : Max. 6 yarn

○ 주요 연구내용

- Double winding system의 기초기술 정립 및 모델설계
 - Double winding 개념 정립
 - Yarn guide 분석(배치, 형상, 재질 등)
- 고속, 대용량의 Double winder 설계 및 제작기술 개발
 - Spindle unit 설계 및 제작기술
 - Twisting과 Winding spindle(분리형 및 일체형) 채용 Doubling system 설계
 - Yarn guide 배치 및 설계
 - Spindle unit(Bolster/Conical type) 설계 및 동특성 해석
 - 핵심부품 최적설계 및 제작기술(Blade, Spur gear, Traverse cam, Tension spring 등)
 - Yarn feeding 연구(Bobbin 해석, Pim형상, Traverse속도, Spindle 속도)
- 성능평가기술(Test spec. 작성, Yarn 및 직물특성 평가)
- Spindle running tester, Balancing unit 설계 및 제작

2. 연구수행결과 현황(연구종료시점까지)

가. 특허(실용신안) 등 자료목록

발명명칭	특허공고번호 출원(등록)번호	공고일자 출원(등록)일자	발명자 (출원인)	출원국	비고
발명특허	10-2002-34506	2002. 6. 20	한국기계연구원 최 병 호		
실용신안	20-2002-18696	2002. 6. 20	"		
실용신안	20-2002-18844	2002. 6. 21	"		

나. 프로그램 등록목록

프로그램 명칭	등록번호	등록일자	개발자	비고

다. 노하우 내역

- Spindle unit의 구조설계 기술
- Tenson 제어 Spring 설계용 Program
- Traverse cam 해석 및 설계용 Program

라. 발생품 및 시작품 내역

- Double winder 48spindle
 - 분리형 Spindle unit : 24spindle
 - 일체형 Spindle unit : 24spindle

마. 논문게재 및 발표 실적

○ 논문게재 실적(필요시 별지사용)

학술지 명칭	제목	게재연월일	호	발행기관	국명	SCI게재 여부
한국기계연구원 논문집	상대속도에 의한 형상 설계법과 개선된 변위 선도에 의한 연사기용 Traverse Cam의 안정 성에 관한 연구	2001년 12월	31	한국기계연구원	한국	-
계 : 1 건						

○ 학술회의 발표 실적(필요시 별지사용)

학술회의 명칭	제목	개재연월일	호	발행기관	국명
한국정밀공학회 추계학술대회	상대속도를 이용한 병진운 동용 롤러 중동절을 가진 원통캠의 형상설계에 관한 연구	2001년 10월 26일		한국정밀공학회	
계 : 1 건					

3. 연구성과

- 현재 완성품의 양산화를 목적으로 지속적인 Yarn 특성실험을 통하여 도출된 부분을 수정/보완하여 연사능율의 극대화를 추진 중에 있음
- 2002년 하반기중 양산을 위한 금형 및 치공구의 설계·제작 완료와 특허의 신청을 마무리하여 충분한 시장성숙에 따른 섬유업계에 판매를 추진계획 중임

4. 기술이전 및 연구결과 활용계획

가. 당해연도 활용계획

- 2002. 12 : 양산을 위한 금형과 치공구 설계 제작
양산화를 위한 설비 보완 확충

나. 활용방법

- 참여업체인 최선정공은 섬유기계의 핵심부품, Two-for one twister, Covering M/C 등 제직준비기계 전문생산 업체로서 한국기계연구원과 상호간의 인적교류와 정보교류의 활성화를 통하여 단기간 내에 사업화를 완료할 예정 임.

다. 차년도이후 활용계획

- 2003. 1 : 충분한 시장성숙에 따른 섬유업계에 판매를 추진하고 성능 및 가격의 차별화로 폭발적인 수요가 창출될 동남아, 중국 등의 개발도상국으로서의 수출확대는 물론 KORTX, ITMA에 출품하여 선진국들과의 경쟁을 시도할 것 임.

5. 기대효과

○ 기술적 측면

- Double winder의 대용량화 및 고속화로 제직공정 자동화 기반 구축
- 6합 화섬사 제조용 Double winder의 설계 및 제작기술 확립
- Double winder의 설계 및 제작기술의 자립화로 경쟁국과 대등한 위치 확보
- 6합 화섬사 제조용 Double winder의 독자 모델 개발로 섬유기계 선진화의 가속화 유도
- Double winder 핵심운동부의 성능평가 기술 확립

○ 경제·산업적 측면

- 광범위한 직물 적용(니트, 교직물, 혼방사, 어망사, Tire code)으로 생산원가 절감 및 고부가가치 제품생산.
- 국산 Double winder의 자급도 향상 및 수출주도 산업으로 발전
- 특화된 직물로 패션산업의 재구축
- 매출액 증가

(단위 : 백만원)

구분 \ 년도	2003년	2004년	2005년	2006년
예상매출액	4,700	7,700	16,560	16,560

- 수입대체 및 수출증대

(단위 : 백만원)

구분 \ 년도	2003년	2004년	2005년	2006년
수입대체	1,700	1,700	3,060	3,060
수출증대	3,000	6,000	13,500	13,500

6. 문제점 및 건의사항(연구성과의 제고를 위한 제도·규정 및 연구관리 등의 개선점을 기재)

[첨부2]

기술 요약서

■ 기술의 명칭

- Spindle unit의 구조설계 기술
- Tenson 제어 Spring 설계용 Program
- Traverse cam 해석 및 설계용 Program

■ 기술을 도출한 과제현황

과제관리번호	2000-Jung-4			
과제명	6합의 화섬사 제조용 Double Winder 설계 및 제작기술 개발			
사업명	중점국가연구개발사업			
세부사업명	중소기업애로기술지원사업			
연구기관	한국기계연구원	기관유형	연구소	
참여기관(기업)	최선정공			
총연구기간	2000. 6. 1~ 2002. 6. 9			
총연구비	정부(247,000)천원 민간(73,100)천원 합계(320,100)천원			
연구책임자 1	성명	김 종 수	주민번호	
	근무기관 부서	한국기계연구원 첨단산업기술연구부	E-mail	kjs642@kimm.re.kr
	직위/직급	책임연구원	전화번호	042-868-7171
연구책임자 2	성명		주민번호	
	근무기관 부서		E-mail	
	직위/직급		전화번호	
실무연락책임자	성명	김 종 수	소속/부서	첨단산업기술연구부
	직위/직급	책임연구원	E-mail	kjs642@kimm.re.kr
	전화번호	042-868-7171	FAX	042-868-7431
	주소	(305-343) 대전시 유성구 장동 171번지		

■ 기술의 주요내용

[기술의 개요]

- Spindle unit 구조설계 기술 : Twisting spindle 1회전에 2회의 Twisting이 형성되며, Traveller와 Ring 구동의 Winding spindle에 의하여 Doubling되는 구조로 고속화와 6합의 복합사 제조에 최적인 conical과 Bolster 형태의 Spindle unit 설계
- 핵심 부품의 설계자동화 Program
 - Tension 제어 Spring 설계용 program
 - Traverse cam 해석 및 설계용 program

<기술적 특징>

(1) Spindle unit 구조설계 기술

- Supply package의 Tension해석 기술
- 분리형 Spindle unit 설계(하부 Yarn 공급, Take-up package : 3kg, Rotary dick와 Blade의 Bolt 체결, Taper 방식의 Centering guide 채용, Blade와 Wharve의 Key point 방식 조립, Key형 Bobbin cap, Side throw분활 형상의 Eyelet guide, Needle와 Ball bearing지지, Rubber packing의 Blade 완충장치)
- 일체형 Spindle unit 설계(상부 Yarn 공급, Two-for-one twisting system, Eyelet guide의 Side throw 분활 형상, Ball bearing, Rubber packing의 Blade 완충장치)

(2) Case-bulding 기법을 이용한 Tension 제어 Spring 설계용 CAD program

(3) 상대속도법을 이용한 Traverse cam 해석 및 설계용 CAD program

[용도 · 이용분야]

- (1) 섬유기계의 고속화 설계
- (2) Cam 구동 공작 및 산업기계의 최적화
- (3) 핵심부품의 국산화 개발(Coil spring, Spindle unit, Driving cam)

■ **기술이전 조건**

이전형태	<input checked="" type="checkbox"/> 유상 <input type="checkbox"/> 무상	최저기술료	천원
이전방식	<input type="checkbox"/> 소유권이전 <input type="checkbox"/> 전용실시권 <input type="checkbox"/> 통상실시권 <input checked="" type="checkbox"/> 협의결정 <input type="checkbox"/> 기타()		
이전 소요기간	1 년 개월	실용화예상시기	2003 년도
기술이전시 선행요건	없음		

- * 기술이전시 선행요건 : 기술이전을 위한 사전준비사항(필수 설비 및 장비, 전문가 확보 등)을 기술
- * 실용화예상시기 : 기술을 활용한 대표적인 제품이 최초로 생산이 시작되는 시기를 기재

■ **기술의 개발단계 및 수준**

[기술의 완성도] (1개씩 선택(✓로 표시)하여 주십시오)

	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] (1개씩 선택(✓로 표시)하여 주십시오)

	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 있는 단계
	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] (1개씩 선택(✓로 표시)하여 주십시오)

	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

■ 본 기술과 관련하여 추가로 확보되었거나 개발중인 기술 : 없음

[기술개요]

기술명	
개발단계	<input type="checkbox"/> 연구개발 계획 <input type="checkbox"/> 연구개발 중 <input type="checkbox"/> 연구개발 완료
기술개요	

[기술을 도출한 과제현황]

과제관리번호			
과제명			
사업명			
세부사업명			
연구기관		기관유형	
참여기관(기업)			
총연구기간			
총연구비	합계 : ()백만원 - 정부 : ()백만원 민간 : ()백만원		
연구책임자	소속		성명
	전화번호		E-mail
연구개발 주요내용			

주 의

1. 이 보고서는 과학기술부에서 시행한 특정연구개발사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 과학기술부에서 시행한 특정연구개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.