

工學碩士 學位論文

油壓 쇠임식 커플링
設計에 관한 研究

*A Study on the Design of Hydraulically
Pressed Coupling*

指導教授 金正烈

2007年 8月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

黃宗碩

工學碩士 學位論文

油壓 쇠임식 커플링
設計에 관한 研究

*A Study on the Design of Hydraulically
Pressed Coupling*

指導教授 金正烈

2007年 8月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

黃宗碩

本 論文을 黃 宗碩의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

委員長 工學博士 全 孝 重 (印)

委 員 工學博士 崔 在 星 (印)

委 員 工學博士 金 正 烈 (印)

2007 年 6 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

黃 宗 碩

本 論 文 을 黃 宗 碩 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함 .

委 員 長 工 學 博 士 全 孝 重 (印)

委 員 工 學 博 士 崔 在 星 (印)

委 員 工 學 博 士 金 正 烈 (印)

2007 年 6 月

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

機 關 시 스템 工 學 科

黃 宗 碩

목 차

<i>List of Tables</i>	iii
<i>List of Figures</i>	iv
<i>Abstract</i>	viii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경 및 필요성	1
1.2 연구의 목표	2
1.3 연구 추진방법	3
제 2 장 커플링의 소재분석 및 설계	4
2.1 유압 죄임식 커플링용 소재 분석 및 개발	5
2.2 유압 죄임식 커플링 설계	9
제 3 장 유한요소법에 의한 커플링 응력해석	15
3.1 DSKS-100 커플링 응력해석	15
3.2 DSKF-100 커플링 응력해석	23
3.3 DSKSR-280 커플링 응력해석	30
3.4 DSKS-300 커플링 응력해석	37
제 4 장 커플링의 제작 및 성능분석	44
4.1 유압 죄임식 커플링의 제작 방법 및 절차	44
4.2 유압 죄임식 커플링의 성능분석	47
4.2.1 성능분석을 위한 요구사항	47
4.2.2 유압 죄임식 커플링의 성능시험	49

제 5 장 결 론	55
참 고 문 헌	56
부 록	58
[A] "DSKF-100" Type (플랜지형 커플링)	62
[B] "DSKS-100" Type (슬리브형 커플링)	68
[C] "DSKSR-280" Type (보강재를 이용한 중공축 슬리브형 커플링)	73
[D] "DSKS-300" Type (보강재가 없는 중공축 슬리브형 커플링)	80

List of Tables

Table 2.1	Specification of materials for coupling	6
Table 2.2	Test results of materials based on prototype couplings	7
Table 2.3	Chemical compositions of alternative materials for coupling [SCM 440 (SCM 4)]	7
Table 2.4	Physical properties & heat treatment of alternative materials, SCM 440 (SCM 4)	8
Table 2.5	Specification of shaft materials (SF 590 A/B)	8
Table 2.6	Safety factor for application loads	9
Table 4.1	Machining tolerance based on shaft diameter	44
Table 4.2	Oil specifications for coupling mounting against ambient temperature	45
Table 4.3	Pressure requirement based on torque	52

List of Figures

Fig. 1.1	Hydraulically Pressed Coupling	1
Fig. 2.1	Sleeve type coupling	4
Fig. 2.2	Flange type coupling	4
Fig. 3.1	Assembly drawing of DSKS-100	15
Fig. 3.2	Equivalent stress of the coupling connecting shafts	17
Fig. 3.3	YZ shear stress of coupling connecting shafts	17
Fig. 3.4	Contact pressure on the both pairs of the contact surfaces	18
Fig. 3.5	Equivalent stress in inner element layer of the outer sleeve	18
Fig. 3.6	Equivalent stress on inner surface of the outer sleeve	19
Fig. 3.7	YZ shear stress of element attached to inner surface of the outer sleeve	19
Fig. 3.8	YZ shear stress on inner surface of the outer sleeve	20
Fig. 3.9	YZ shear stress on the inner sleeve	20
Fig. 3.10	YZ shear stress on the outer surface of the inner sleeve	21
Fig. 3.11	Equivalent stress of inner sleeve and nut	21
Fig. 3.12	Equivalent stress on the outer surface of the inner sleeve	22

Fig. 3.13	Assembly drawing of DSKF-100	23
Fig. 3.14	Equivalent stress of the coupling connecting shafts	24
Fig. 3.15	YZ shear stress of coupling connecting shafts	25
Fig. 3.16	Contact pressure on the both pairs of the contact surfaces	25
Fig. 3.17	Equivalent stress in inner element layer of the outer sleeve	26
Fig. 3.18	Equivalent stress on inner surface of the outer sleeve	26
Fig. 3.19	YZ shear stress of element attached to inner surface of the outer sleeve	27
Fig. 3.20	YZ shear stress on inner surface of the outer sleeve	27
Fig. 3.21	YZ shear stress on the inner sleeve	28
Fig. 3.22	YZ shear stress on the outer surface of the inner sleeve	28
Fig. 3.23	Equivalent stress of inner sleeve and nut	29
Fig. 3.24	Equivalent stress on the outer surface of the inner sleeve	29
Fig. 3.25	Assembly drawing of DSKSR-280	30
Fig. 3.26	Equivalent stress of the coupling connecting shafts	31
Fig. 3.27	YZ shear stress of coupling connecting shafts	32
Fig. 3.28	Contact pressure on the both pairs of the contact surfaces	32

Fig. 3.29	Equivalent stress in inner element layer of the outer sleeve	33
Fig. 3.30	Equivalent stress on inner surface of the outer sleeve	33
Fig. 3.31	YZ shear stress of element attached to inner surface of the outer sleeve	34
Fig. 3.32	YZ shear stress on inner surface of the outer sleeve	34
Fig. 3.33	YZ shear stress on the inner sleeve	35
Fig. 3.34	YZ shear stress on the outer surface of the inner sleeve	35
Fig. 3.35	Equivalent stress of inner sleeve and nut	36
Fig. 3.36	Equivalent stress on the outer surface of the inner sleeve	36
Fig. 3.37	Assembly drawing of DSKS-300	37
Fig. 3.38	Equivalent stress of the coupling connecting shafts	38
Fig. 3.39	YZ shear stress of coupling connecting shafts	39
Fig. 3.40	Contact pressure on the both pairs of the contact surfaces	39
Fig. 3.41	Equivalent stress in inner element layer of the outer sleeve	40
Fig. 3.42	Equivalent stress on inner surface of the outer sleeve	40
Fig. 3.43	YZ shear stress of element attached to inner surface of the outer sleeve	41
Fig. 3.44	YZ shear stress on inner surface of the outer sleeve	41
Fig. 3.45	YZ shear stress on the inner sleeve	42

Fig. 3.46	YZ shear stress on the outer surface of the inner sleeve	42
Fig. 3.47	Equivalent stress of inner sleeve and nut	43
Fig. 3.48	Equivalent stress on the outer surface of the inner sleeve	43
Fig. 4.1	Cross section of the hydraulically pressed coupling	50
Fig. 4.2	Test equipment for dynamic performance	51

*A Study on the Design of Hydraulically
Pressed Coupling*

Jong-Seok Hwang

*Department of Marine System Engineering
Graduate School
Korea Maritime University*

Abstract

The Lamé equation and finite element analyzing program, "ANSYS" for the designing of the hydraulically pressed couplings are applied to calculate and analyze their axial, torsion and bending loads. These are considered as mechanical and geometrical particularities of hydraulically pressed coupling properties to improve their technical performances. The finite element analyzing program "ANSYS" is used to confirm local structural properties instead of Lamé equations. The correlations for geometrical and mechanical properties are estimated for sleeve and flange types of hydraulically pressed couplings under consideration. The correlations for hydraulic and metal properties of the hydraulically pressed coupling are defined for dimensional range from shaft diameter 100 mm to 300 mm. The factors for considering of hydraulically pressed coupling properties are classified into three groups : the first is focused on to define designing, machining and assembling of the outer and inner sleeve,

the second is focused on the defining of hydraulically pressed joints of the interference fit and the third is focused on specific contact pressure on the conjugated surfaces and axis pressing forces for driving up outer sleeve of the coupling. The simplified static test procedures of hydraulically pressed coupling is suggested for the quality assurance of the classification society to get the type approval. There are some suggested modifications to improve properties of hydraulically pressed coupling which includes an eccentric insert in the shaft connections to reduce coupling diameter. The large outer sleeve with short sleeve length is used to reduce stress concentrations for marine large diameter shafts (larger than 1,000 mm) and the oil detergent of sleeve inside is used to increase transferring torque. Moreover, the advanced structural design method presented in the thesis would be a successful standard paradigm for designing a high quality hydraulically pressed couplings.

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 필요성

유압 죄임식 커플링은 선박의 추진축계를 연결하는 필수적인 부품일 뿐만 아니라 두 개 이상의 긴 축을 연결해야 하는 어떠한 장치에도 적용이 가능한 범용 커플링으로 자리매김하고 있으며, 그 수요는 날로 증가하고 있다. 유압 죄임식 커플링에는 **Fig. 1.1(A)**와 같은 슬리브형과 **Fig. 1.1(B)**와 같은 플랜지형이 있는데, 선박의 경우 선내에 설치되는 감속기어장치 출력축, 또는 중간축의 연결에는 주로 플랜지형 커플링을 이용하고, 선외에 설치되는 프로펠러축과 선미축을 연결할 때는 선체저항을 최소화할 수 있도록 고안되어 제작된 슬리브형 커플링을 이용하고 있다. 또한 가변 추진장치의 유압 액추에이터 및 조절장치가 축상에 설치될 경우 유압 액추에이터 작동장치 결합을 위하여 유압 죄임식 슬리브형 커플링을 이용하고 있다.

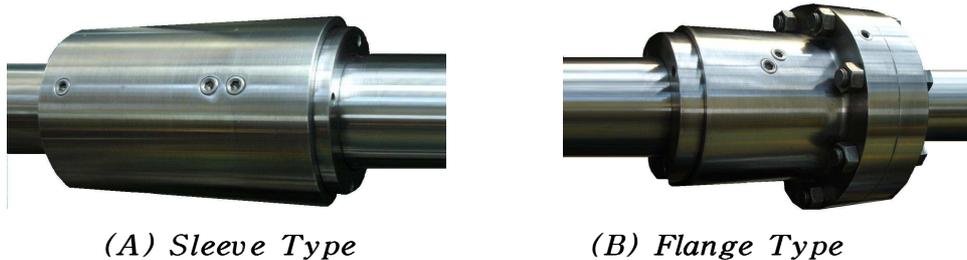


Fig. 1.1 *Hydraulically pressed coupling*

특히 유압 죄임식 커플링은 상선, 군함 및 기타 일반 산업분야에서 널리 사용되고 있다. 그러나 세계시장은 미국 및 유럽 각국의 제작회사에 의하여 독점되고 있으며 그 수요는 점점 증가하는 추세에 있고 전 세계의 전체 조선량 중 35% 이상을 처리하고 있는 국내사정으로 미루어 볼 때 본 커플링의 국산화율을 위한 연구와 개발은 매우 시급한 시점에 와있다. 그리고 본 품목의 성격상 중소기업에서 특성화하여 국내 조선소 및 엔진 제작사와 연계하여 수요를 창출함으로써 기술적인 교류도 용이하게 할 수 있을 것으로 생각한다.

유압 죄임식 커플링의 핵심기술은 내·외경 슬리브의 소재 개발에 있으며, 그 소재의 특징은 특정 압력하에서 신축성 있게 대응하여 양축간의 전달 가능한 토크를 충분히 견딜 수 있는 데 있다. 이러한 소재특성 때문에 미국, 독일 및 스웨덴 등 소재를 독자적으로 개발하여 사용하고 있는 나라는 전 세계적으로 5개국 이내로 알려져 있다. 우리나라에서도 본 유압 죄임식 커플링에 대해서는 소재개발의 어려움과 위험부담으로 인하여 연구개발이 지연되어 왔으나 본 연구를 통하여 이 문제를 해결하고자 한다.^[1~2]

1.2 연구의 목표

유압 죄임식 커플링의 최종 개발목표를 크게 나누면 첫째는 외국 제품에 버금가는 신소재를 개발, 발굴하는데 있고 둘째는 제품의 설계, 제작 및 성능과 신뢰성의 확보 및 검증에 있다.

전자에 대해서는 소재의 물리적, 화학적 시험을 통한 외국제품의 그것과 비교 검토를 통하여 수행될 것이다.

후자에 대해서는 외국제품의 특허사항을 면밀 검토하여 문제점을 회피하고 경우에 따라서는 새로이 특허를 신청, 획득하여 문제를 해결할 것이다.

본 연구의 목표는 소재특성의 분석에 의한 국산 대체 소재의 개발, 독자 설계에 의한 제품 제작기술 확보, 반복시험을 통한 신뢰성의 획득에 있다. 특히 본 유압 죄임식 커플링의 소재 개발은 향후 정밀 제품 소재산업으로 진행되는 과정에서 반드시 극복하여야 할 과제이기도 하다.

1.3 연구 추진방법

유압 죄임식 커플링을 개발하기 위하여 다음과 같이 연구를 추진하였다.

첫째, 새로운 국산 대체 소재를 개발 발굴하였다.

둘째로, 선진국에서 개발된 유압 죄임식 커플링을 견본으로 하여 독자 설계법을 개발하되 특히 침해에 유의하면서 필요에 따라서는 새로운 특징을 갖는 제품 설계법을 개발하였다.

셋째로, 개발된 설계도면에 의하여 완제품을 제작한 다음 표준적인 정적 및 동적 부하시험 등을 거쳐 최종적으로 제품 성능과 신뢰성을 확인하였으며, 아울러 성능과 신뢰성의 보증을 위하여 관련 공인단체의 인증을 획득하였다.

제 2 장 커플링의 소재분석 및 설계

개발 완료한 커플링의 핵심 소재는 다음 **Fig. 2.1, Fig. 2.2**의 ①, ②로 표시되는 원추형 슬리브 및 부싱이다. 이것은 ①, ②가 가지고 있는 소재의 특성이 두 축 ③을 연결하여 주는 핵심이기 때문이다. 따라서 소재의 일반적인 특성인 물리적 또는 화학적 성분을 기준으로 모든 소재의 분석과 시험을 통한 신소재(대체 소재) 개발에 역점을 두었으며, **Fig. 2.1, Fig. 2.2**의 원추형 부싱과 중공축 및 플랜지소재 개발을 병행하여 소재특성에 따른 적용성을 검토하였다. 본 소재의 개발과 신뢰성 확보를 위하여 현재 선진국에서 사용하고 있는 유압 죄임식 커플링을 구입하여 이를 토대로 소재분석을 하고 선진제품의 역설계를 통하여 독자 설계를 완료하였다.

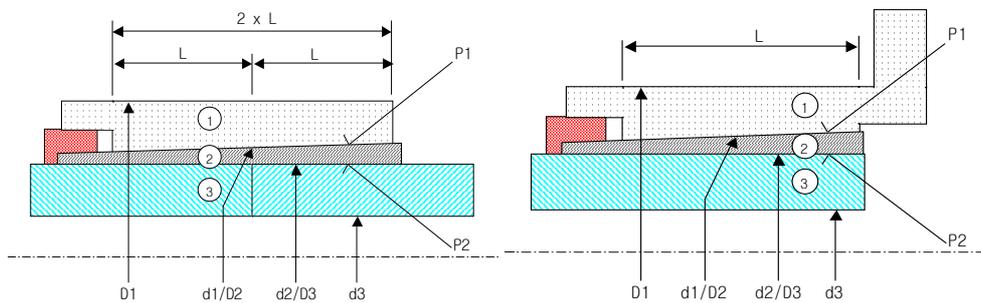


Fig. 2.1 Sleeve type coupling

Fig. 2.2 Flange type coupling

상기 그림에서 각 부분은 다음과 같다.

- ① : 원추형 슬리브
- ② : 원추형 부싱
- ③ : 중공축
- D_1 : ①의 외경 [mm]
- d_1 : ①의 내경 [mm]
- D_2 : ②의 외경 [mm]

- d_2 : ②의 내경 [mm]
- D_3 : ③의 외경 [mm]
- d_3 : ③의 내경 [mm]
- L : 유압 조임시 접촉부의 길이 [mm]
- D_B : 커플링 바로 뒷부분에 있는 축의 외경 [mm]
- d_B : 커플링 바로 뒷부분에 있는 축의 내경 [mm], $d_B = d_3$
- D_N : 너트 외경 [mm]
- D_{BC} : 커플링과 부싱의 접촉 시작점의 부싱 외경 [mm]

이상과 같이 대체소재 발굴과 더불어 소재특성을 반영한 축 직경 100mm의 플랜지형(DSKF-100)과 슬리브형(DSKS-100) 커플링 및 3,000톤급 선박에 실제 적용되는 축 직경 280mm(DSKSR-280) 및 300mm (DSKS-300)의 슬리브형 유압 죄임식 커플링의 독자 설계를 마쳤다. 독자설계에 따라 축 직경 100mm의 플랜지형과 슬리브형 커플링 각 1개씩을 제작하여 성능시험 및 조립시험을 완료하였으며, 이를 바탕으로 한국선급의 형식승인을 획득하였다. 또한 기술 개발 전 국내·외에 본 연구개발품과 관련한 특허 사항의 분석을 통하여 특허 회피 및 향후 산업재산권 보호에 적극 대처 하고자 2건의 특허 등록을 완료하였다.^[3~6]

2.1 유압 죄임식 커플링용 소재 분석 및 개발

슬리브의 내부에 위치하는 원통형의 부싱은 슬리브에 가해진 유압에 의하여 소성 변형되어 동력전달축의 표면과 물리적으로 접합된다. 그러므로 부싱소재는 우수한 연성이 요구됨과 동시에 동력 전달축과의 접합강도 확보를 위한 재료의 기계적 강도도 중요하다. (주)디에스케이에서 파악하여 놓은 기존의 유압 죄임식 커플링 관련 정보를 근거로 하여 소재의 종류, 기계적 성질 및 관련 규격을 **Table 2.1**에 표시 하였다. **Table 2.1**에 제시된 바와 같이, 선진제품의 각 부품의 소재는 DIN 규격을 적용하고 있다. 그러나 본 연구에서는 유압 죄임식 커플링의 종류 및 국산화 설계를 위한 소재의 물성, 소재의 국내 공급현황을 고려하여 KS 규격 적용의 대체소재발굴을 소재의 개발목표로 하였다.

Table 2.1 Specification of materials for coupling^[7~8]

부품명	VA TECH GmbH(독일) 제품					대체소재 개발목표	
	적용규격	소재종류	기계적 성질			적용규격	소재종류
			항복강도 (kgf/mm ²)	인장강도 (kgf/mm ²)	연신율 (%)		
슬리브	DIN 17200	42CrMo4	52	75	14	KS D 3711	SCM440
부싱	DIN 2391/2	St 52	38.7	50 - 64.2	23	KS D 3517	STKM19A
플랜지	DIN 1693	GGG-60	38.7	61.2	-	KS D 4302	GCD 60

기존의 유압 쇄임식 커플링의 중요 부품의 재질은 **Table 2.1**과 같이 조사되었으나, 당사가 확보한 선진국 제품의 분석 결과는 **Table 2.2**와 같았다. 국내에서 건조되는 선박의 추진축의 재질은 **Table 2.5**와 같으며, 이를 바탕으로 제작된 선진국의 제품 소재 분석 결과 국내 KS D 3711, SCM440이 선진국 제품 소재와 거의 유사한 화학성분으로 구성되어 있음을 알 수 있었으며, 선진국 제품의 각 부분별 소재가 일관성 있게 나타난 특성은 축계 소재, 부싱, 슬리브의 각 소재별 물리적 성질인 항복강도가 축계소재, 부싱, 슬리브 순으로 약 100~150 MPa 상향되어 있었음을 알 수 있었다. 이와 같은 물리적 성질을 만족하기 위하여 원추형 슬리브는 열처리한 후에 기계가공을 함으로 부품에 요구되는 기계적 성질을 확보하였다. 슬리브의 재질에 적용되는 일반적인 열처리는 담금질 후 뜨임처리를 한다. 그러나 본 연구에서 개발하고자 하는 유압 쇄임식 커플링은 그 크기가 다양하므로 채용될 슬리브의 크기도 달라진다. 따라서 슬리브의 크기를 고려한 열처리 방법이 선택되어야 할 것이다. 부싱은 가해진 유압에 의해 소성변형 되고, 이에 따라 부싱과 동력전달축이 기계적으로 접합된다. 따라서 부싱소재는 균일하게 변형될 수 있도록 미세조직 제어가 필수적이며, 동력축에 의한 비틀림 발생에 견딜 수 있는 기계적장도도 구비하여야 한다.

Table 2.2 Test results of materials based on prototype couplings

(1) 시험결과

시편 번호	부품 번호	부품명	재질(참고 : 40X)	기계적 성질(측정 평균값)			
				항복 강도 (MPa)	인장 강도 (MPa)	연신율 (%)	단면 수축율 (%)
No.1	774-2549-03	Nut (플랜지)	0.45C-0.49Cr-0.82Ni	535.8	771.8	28.9	65.7
No.2	774-2549-01	Outer Sleeve	0.44C-0.52Cr-0.81Ni	627.5	886.8	24.9	56.8
No.3	774-2550-03	Shaft	0.42C-0.52Cr-0.81Ni	535.1	772.1	29.2	66.0
No.4	774-2550-02	Inner Sleeve	0.44C-0.52Cr-0.80Ni	602.3	869.1	25.0	58.7

(2) 화학성분 분석결과

시편종류 및 관련규격	Chemical composition (wt.%)								비고
	C	Si	P	S	Mn	Cr	Ni	Mo	
No.1	0.45	0.27	0.01	0.02	0.69	0.49	0.82	0.04	
No.2	0.44	0.27	0.01	0.02	0.69	0.52	0.81	0.04	
No.3	0.42	0.27	0.01	0.02	0.68	0.52	0.80	0.04	
No.4	0.44	0.27	0.01	0.02	0.69	0.52	0.80	0.04	

Table 2.3 Chemical compositions of alternative materials for coupling [SCM 440 (SCM 4)]

SCM 440 (SCM 4)	화학성분									
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	
	0.38~ 0.43	0.15~ 0.35	0.60~ 0.85	≤0.030	≤0.030	≤0.30	≤0.25	0.90~ 1.20	0.15~ 0.30	

Table 2.4 Physical properties & heat treatment of alternative materials, SCM 440 (SCM 4)

SCM 440 (SCM 4)	열처리(℃)				기계적 성질					
	불림 (N)	풀림 (A)	담금질 (Q)	뜨임 (T)	항복점 (N/mm ²)	인장강도 (N/mm ²)	연신율 (%)	단면수축율 (%)	충격치 (J/cm ²)	경도 (HB)
	830~880 공냉	약830 노냉	830~880 유냉	520~620 급냉	≥ 834	≥ 980.7	≥ 12	≥ 40	≥ 49	285~352

Table 2.5 Specification of shaft materials (SF 590 A/B)

(SI단위 : SF 590 A/B)

항목 종류	열처리 종류	열처리시의 공시부 지름두께 또는 축방향길이 (mm)	항복점 (N/mm ²)	인장강도 (N/mm ²)	연신률		단면수축률		경도 (HB)	샤르피 충격치	
					14호 시험편		단면수축률			3호 시험편	
					축 방향	접선 방향	축 방향	접선 방향		축 방향	접선 방향
SF 590 A	풀림 불림 뜨임	-	295 이상	590~690	18 이상	14 이상	35 이상	26 이상	167 이상	-	
SF 590 B	담금질	100 미만	360 이상	590~740	19 이상	15 이상	43 이상	34 이상	167 이상	49(5.0) 이상	34(3.5) 이상
		100 이상 250 미만	335 이상		19 이상	14 이상	40 이상	32 이상		49(5.0) 이상	34(3.5) 이상
		250 이상 400 미만	325 이상		18 이상	14 이상	38 이상	30 이상		39(4.0) 이상	29(3.0) 이상

* 풀림 : annealing, 불림 : normalizing, 담금질 : quenching

탄소단강품의 화학적 성질
(KS D 0028의 분석시험에 따른 결과)

화학 성분 (%)				
C	Si	Mn	P	S
0.60 이하	0.15~0.50	0.30~1.20	0.030 이하	0.035 이하

Table 2.6 Safety factor for application loads^[6]

동력원의 형태	기계 구동부하의 종류			비고
	일정한 부하	보통 충격부하	중 충격부하	
동력원의 유형	원심력 펌프 송풍기 경 콘베어 터보 압축기 교반기	피스톤 펌프 소형 피스톤 펌프 절삭기 나무 공작기계 Packeting 기계	프레스 드로우 벤치 플랜 머신 대형피스톤압축기	
전기 모터, 터빈	2.00 ~ 2.50	2.25 ~ 2.50	2.50 ~ 2.75	
다기통 피스톤엔진	2.25 ~ 2.50	2.50 ~ 2.75	2.75 ~ 3.00	
단기통 피스톤엔진	2.75 ~ 3.00	3.00 ~ 3.25	3.25 ~ 4.00	

2.2 유압 쇄임식 커플링 설계

유압 쇄임식 커플링은 주로 슬리브형과 플랜지형이 이용되고 있으며, 설계 수순은 다음과 같다.(Fig. 2.1, 2.2 참조)^[7]

(1) 축 토크

$$T_m = \frac{75 \times 1000 \times 60 \times \text{SHP}}{2\pi N} \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (2.1)$$

여기서, SHP : 축마력 [PS], N : 축의 분당 회전수 [rpm] 이다.

(2) 안전계수를 고려한 원추형 부싱 ②와 중공축 ③ 사이의 접촉압력

$$P_2 = C_{SF} \times \sqrt{P_{21}^2 + P_{22}^2} \quad [\text{kgf}/\text{mm}^2] \quad (2.2)$$

여기서,

C_{SF} : Table 2.6 에서 주어지는 안전계수

P_{21} : 토크 전달을 위하여 필요한 접촉압력

P_{22} : 추력 전달을 위하여 필요한 접촉압력

$$P_{21} = \frac{2 T_m}{\mu \pi D_2^2 L} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (2.3)$$

$$P_{22} = \frac{F_T}{\mu \pi D_2 L} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (2.4)$$

T_m : 식 (2.1)에서 주어지는 정상 최대출력 토크

μ : 마찰계수

F_T : 다음의 식 (2.5)로 주어지는 프로펠러 총추력

$$F_T = \frac{75 \times 60 \times 60 \times \text{EHP}}{1852 V(1-t)} \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (2.5)$$

EHP : 유효마력 [PS], V : 선박의 속도 [knot], t : 추력 감소계수

(3) 부싱 ②와 중공축 ③ 사이에 필요한 간극 δ_{23} 는 다음과 같다. 단, 이때 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②는 일체라고 간주한다.

$$\delta_{23} = \frac{P_2 d_2}{E} \times \left\{ \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D_1}\right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{d_3}{D_3}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_3}{D_3}\right)^2} \right\} + C_R \quad [\text{mm}] \quad (2.6)$$

여기서,

C_R : 원추형 부싱 ②와 중공축 ③사이의 조립 간극(mounting clearance)

E : 종탄성계수

(4) 상기 (3)번의 δ_{23} 가 원추형 부싱 ②의 내경 d_2 와 ③의 외경 D_3 가 동일하게 되어 소멸할 때 원추형 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②의 접촉압력은 다음과 같다.

$$P_{11} = \delta_{23} E \frac{1 - \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2}{2D_2 \left(\frac{d_2}{D_2}\right)} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (2.7)$$

(5) 상기4)번의 P_{11} 으로 인한 원추형 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②의 팽창 δ_1 은

$$\delta_1 = \frac{P_{11} D_2}{E} \times \left\{ \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2} \right\} \quad [\text{mm}] \quad (2.8)$$

(6) 유압 죄임식 커플링 조립시 축상 이동거리는 다음과 같다.

$$l_a = (\delta_1 + 8l_s) r_T \quad [\text{mm}] \quad (2.9)$$

여기서, l_s 는 접촉압력에 의한 면의 압축간극이고, r_T 는 테이퍼 비이다.

(7) 유압 죄임식 커플링이 결합된 상태에서 접촉압력 P_2 에 의해 원추형 슬리브 ①과 원추형 부싱 ② 사이에는 다음과 같은 반경응력이 발생하는데, 이 응력은 접촉압력과 동일하다.

$$P_{12} = \frac{P_2 \left\{ \left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1 \right\}}{\left(\frac{D_1}{d_2}\right)^2 - 1} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (2.10)$$

(8) 따라서 슬리브 ①과 원추형 부싱 ② 사이의 접촉압력

$$P_1 = P_{11} + P_{12} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (2.11)$$

(9) 밀어 올리는 힘은

$$F_{DUP} = \pi d_1 P_1 L \left(\frac{1}{2r_T} + \mu_{DUP} \right) \quad [\text{kgf}] \quad (2.12)$$

μ_{DUP} 는 마찰계수이다.

(10) 밀어 올리는 압력 P_{DUP} 는

$$P_{DUP} = \frac{4F_{DUP}}{\pi(D_N^2 - D_{BC}^2)} \text{ [kgf/mm}^2\text{]} \quad (2.13)$$

(11) 원추형 슬리브 ①의 외경 팽창량 δ_{SL} 은 다음과 같다.

$$\delta_{SL} = \frac{2P_1 d_1 \left(\frac{d_1}{D_1}\right)}{E \left\{1 - \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2\right\}} \text{ [mm]} \quad (2.14)$$

(12) 비틀림 전단응력 $\tau(k)$ 는

$$\tau(k) = k \times \frac{16 T_m}{\pi(D_1^4 - d_3^4)} \text{ [kgf/mm}^2\text{]} \quad (2.15)$$

여기서, $k = d_1, D_1, d_2, D_2, d_3, D_3$ 이다.

(13) 프로펠러 추력에 의한 응력 σ_{TH} 는

$$\sigma_{TH} = -\frac{4F_T}{\pi(D_1^2 - d_3^2)} \text{ [kgf/mm}^2\text{]} \quad (2.16)$$

$$\sigma_y = \sigma_{TH} \quad (2.17)$$

(14) 반경 및 접선응력

각 부분에 있어서 접선방향과 반경방향의 응력은 다음과 같다.

(i) 반경방향 응력 σ_r [kgf/mm²]

$$\begin{aligned} \sigma_r(D_1) &= 0, & \sigma_r(d_1) &= -P_1, & \sigma_r(D_2) &= -P_1 \\ \sigma_r(d_2) &= -P_2, & \sigma_r(D_3) &= -P_2, & \sigma_r(d_3) &= 0 \end{aligned} \quad (2.18)$$

여기서, P_1 은 상기 (8)의 식 (2.11)이고, P_2 는 상기 (2)의 식 (2.2)이다.

(ii) 접선방향 응력 σ_t [kgf/mm²]

$$\begin{aligned}\sigma_t(D_1) &= \frac{2P_1}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1}, & \sigma_t(d_1) &= P_1 \frac{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1} \\ \sigma_t(D_2) &= \frac{2P_2 - P_1 \left\{ \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 + 1 \right\}}{\left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 - 1}, \\ \sigma_t(d_2) &= \frac{P_2 \left\{ \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 + 1 \right\} - 2P_1 \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2}{\left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 - 1} \\ \sigma_t(D_3) &= -P_2 \frac{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 - 1}, & \sigma_t(d_3) &= -2P_2 \frac{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2}{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 - 1}\end{aligned}\tag{2.19}$$

(15) 합성응력 [kgf/mm²]

상기 (14)의 반경방향과 접선방향 응력을 합성한 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_{1,2}(k) = \frac{\sigma_t(k) + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_t(k) - \sigma_{TH}}{2} + \tau^2(k)}\tag{2.20}$$

$$\sigma_V(k) = \left[\frac{\{\sigma_1(k) - \sigma_2(k)\}^2 + \{\sigma_2(k) - \sigma_r(k)\}^2 + \{\sigma_r(k) - \sigma_1(k)\}^2}{2} \right]^{1/2}\tag{2.21}$$

여기서, $k = d_1, D_1, d_2, D_2, d_3, D_3$ 이고, 첨자 1, 2는 (+, -)와 부호동순이며, (+)는 인장응력, (-)는 압축응력을 가리킨다.

(16) 커플링 바로 뒷부분에 있는 축에 미치는 응력, 즉 전단응력 τ_B , 반경방향 응력 σ_{rB} , 접선방향 응력 σ_{tB} 및 추력에 의해 이 부분에 발생하는 응력 σ_{TH} 는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \tau_{oB} &= \frac{16T_m D_B}{\pi(D_B^4 - d_B^4)}, \quad \tau_{iB} = \frac{16T_m d_B}{\pi(D_B^4 - d_B^4)}, \quad \sigma_{roB} = \sigma_r(D_3) \\ \sigma_{riB} &= 0, \quad \sigma_{toB} = \sigma_t(D_3), \quad \sigma_{tiB} = \sigma_t(d_3), \quad \sigma_{TH} = -\frac{4F_T}{\pi(D_B^2 - d_B^2)} \end{aligned} \quad (2.22)$$

여기서, 첨자 o 와 i 는 각각 중공축의 외경부분과 내경부분을 가리킨다.

(17) 굽힘 응력이 발생하는 부분에 있어서 인장부분을 $+\sigma_b$, 압축부분을 $-\sigma_b$ 로 분리하여

$$\sigma_y = \sigma_b + \sigma_{TH} \quad (2.23)$$

라 놓고, 합성응력을 구하면 (15)의 식 (2.20) 과 식 (2.21) 과 같다.

제 3 장 유한요소법에 의한 커플링 응력해석

3.1 DSKS-100 커플링 응력해석

DSKS-100은 본 연구에서 개발대상으로 하는 슬리브형 유압 커플링으로서 그의 조립도는 다음의 Fig. 3.1과 같다.

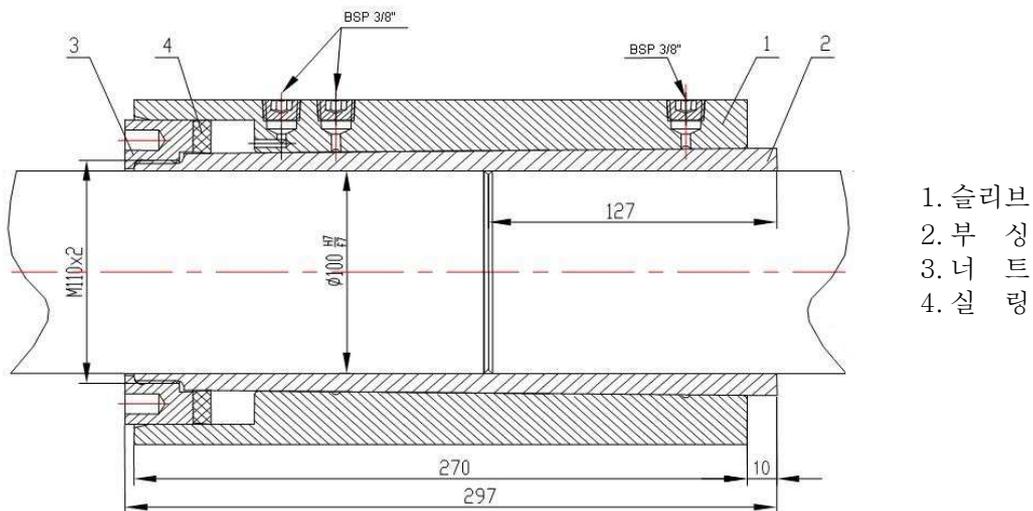


Fig. 3.1 Assembly drawing of DSKS-100

유한요소법에 의한 계산은 커플링의 접촉압력, 합성응력 및 축과 커플링 각 구성부품에 미치는 뒤틀림 변형을 알아보기 위한 방법이다. 유한요소법에 의한 계산은 특정부위를 선정하여 계산하는 메스캐드(MathCAD)에 의한 라메(Lame) 방정식을 이용한 계산방법과는 차이가 있으며, 이것은 오일구멍의 영향을 고려한 최적 접촉압력에 의한 오일구멍의 최적위치 선정을 할 수 있다.

그리고 본 계산은 축과 내부 슬리브의 상호작용의 결과로서 접촉압력과 응력집중을 산정한다. 다음은 정적상태의 췌기 박음으로서 토크 9 000 Nm, 추력

7 200 N을 적용(엔진출력 100% 기준)한다. 합성응력(**Fig. 3.2**)과 YZ 방향 전단응력(**Fig. 3.3**)은 커플링 구성품의 탄성변형에 의해 안전한 상태에 있음을 보여주고 있으며, 안전계수는 대기통 엔진규정에 따라 2.88을 적용하여 설계하였다.

Fig. 3.4는 DSKS-100 커플링의 내·외 슬리브의 조립된 상태의 접촉압력을 보여주고 있다. 접촉압력은 최종 조립시의 오일 압력으로서 0.123 GPa이며, 조립압력 범위는 0.120 ~ 0.125 GPa 이다. 외부슬리브의 내부표면 합성응력은 외부슬리브 소재의 항복강도 $\sigma_y = 0.769$ GPa 범위 내에서 **Fig. 3.5**, **Fig. 3.6**에서 보는 바와 같이 일정하게 전달토크 9 000 Nm에 대해 안전계수 2.88을 적용할 수 있다. 응력분포는 외부슬리브의 오른쪽이 1.05의 응력집중계수가 작용하는 것을 보여주고 있다.

Fig. 3.7와 **Fig. 3.8**은 YZ 방향의 외부 슬리브의 내부표면에 접촉하는 요소의 전단응력 형상과 그래프를 보여주고 있으며, 커플링 끝단 효과에 의해 나타나는 응력집중계수 1.16은 커플링의 안전한 운전 또는 작용에 만족함을 보여준다.

Fig. 3.9과 **Fig. 3.10**에서 보는 바와 같이 YZ 방향의 전단응력은 내부슬리브의 길이를 따라 3부분의 최대값을 갖는 독특한 특성을 갖는다. 그리고 내부슬리브는 외부슬리브보다 길게 제작되어 끝단 접촉부에 의한 최대값은 상기 그래프의 내부에 위치하게 되며, 세번째 최대값은 축의 끝단효과에 기인한 것이다.

Fig. 3.12의 내부 슬리브 바깥표면에 미치는 합성응력도 또한 상기와 같이 4곳의 최대값을 보여주고 있으며, 이 모든 합성응력은 안전계수 적용에서 지탱되어지는 소재특성과 항복강도에 기인한 것이다.

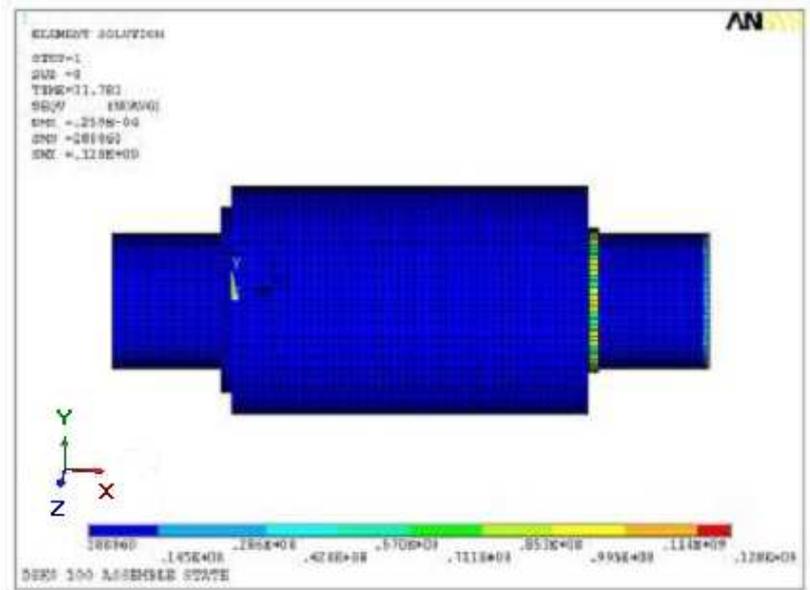


Fig. 3.2 Equivalent stress of the coupling connecting shafts

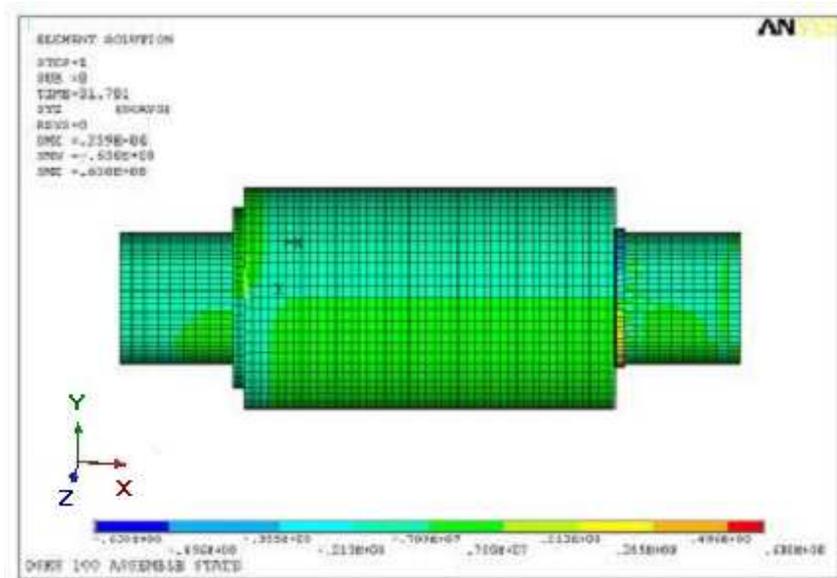


Fig. 3.3 YZ shear stress of coupling connecting shafts

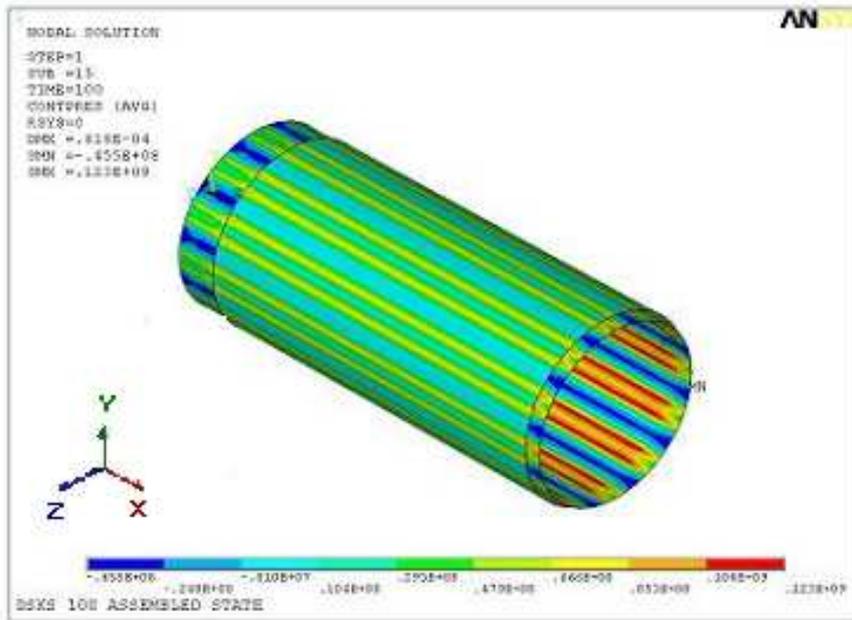


Fig. 3.4 Contact pressure on the both pairs of the contact surfaces

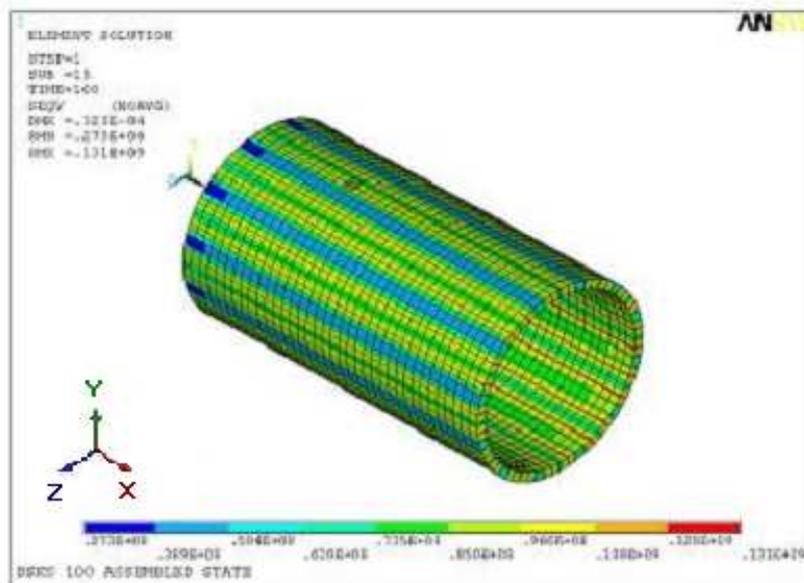


Fig. 3.5 Equivalent stress in inner element layer of the outer sleeve

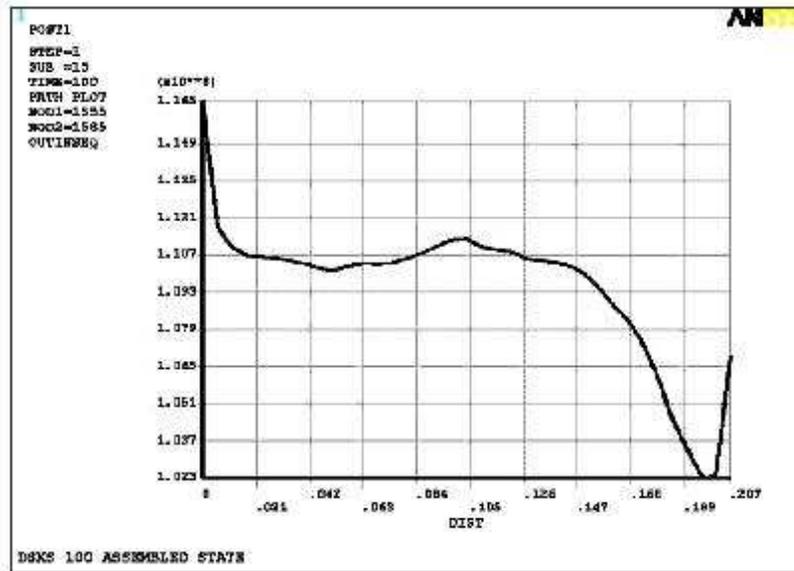


Fig. 3.6 Equivalent stress on inner surface of the outer sleeve

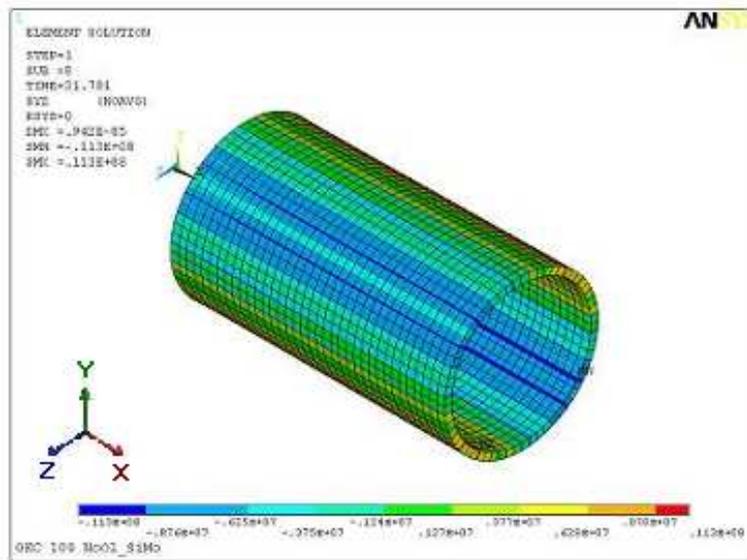


Fig. 3.7 YZ shear stress of element attached to inner surface of the outer sleeve

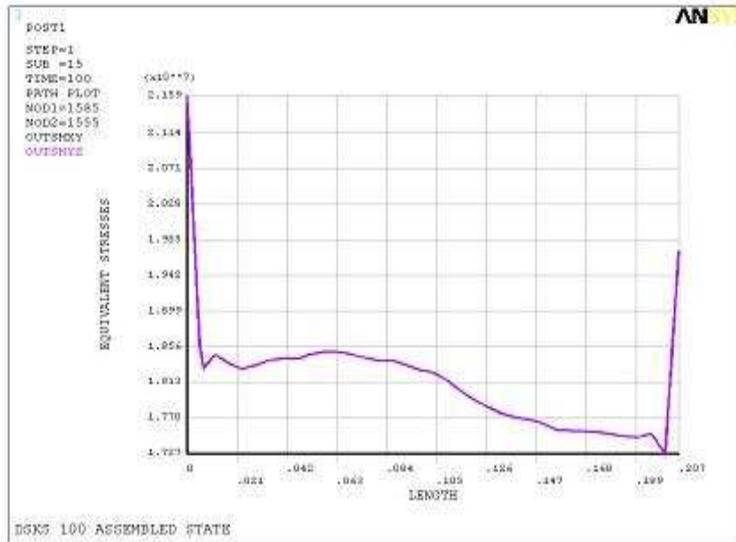


Fig. 3.8 YZ shear stress on inner surface of the outer sleeve

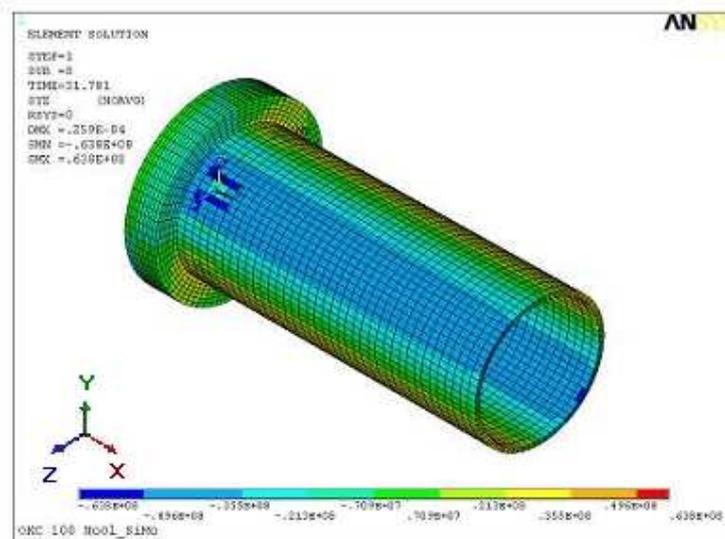


Fig. 3.9 YZ shear stress on the inner sleeve

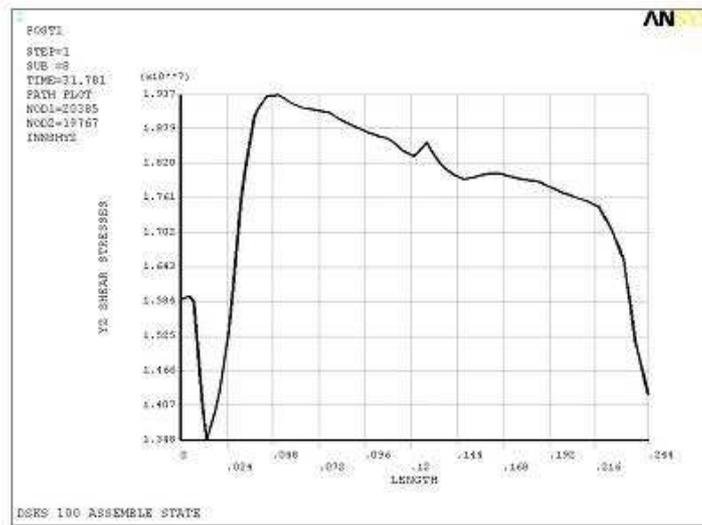


Fig. 3.10 YZ shear stress on the outer surface of the inner sleeve

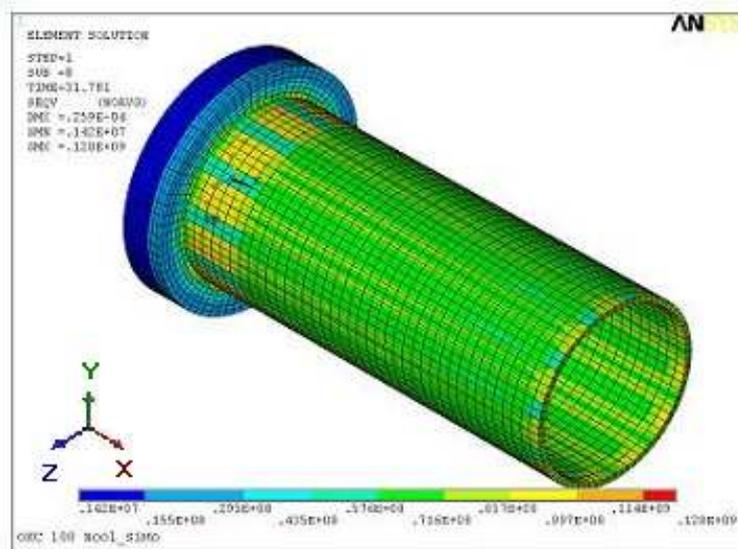


Fig. 3.11 Equivalent stress of inner sleeve and nut

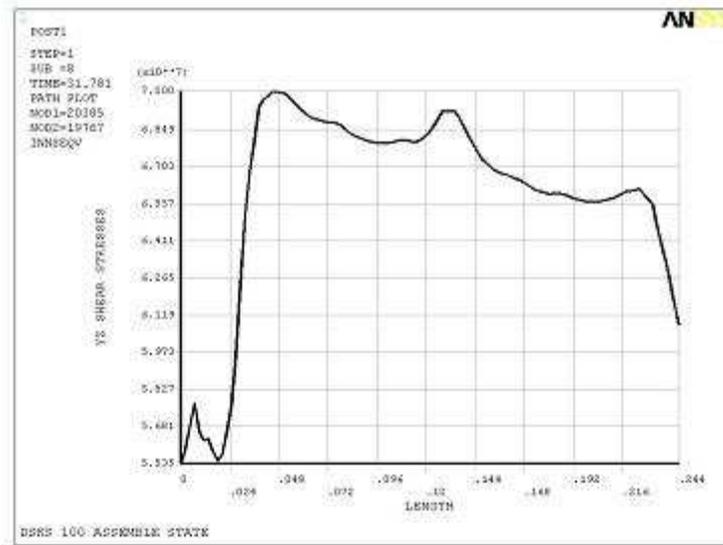


Fig. 3.12 Equivalent stress on the outer surface of the inner sleeve

3.2 DSKF-100 커플링 응력 해석

DSKF-100은 본 연구에서 개발대상으로 하고 있는 또 다른 유압좌임식 커플링으로서 그의 조립도는 다음의 **Fig. 3.13** 과 같다.

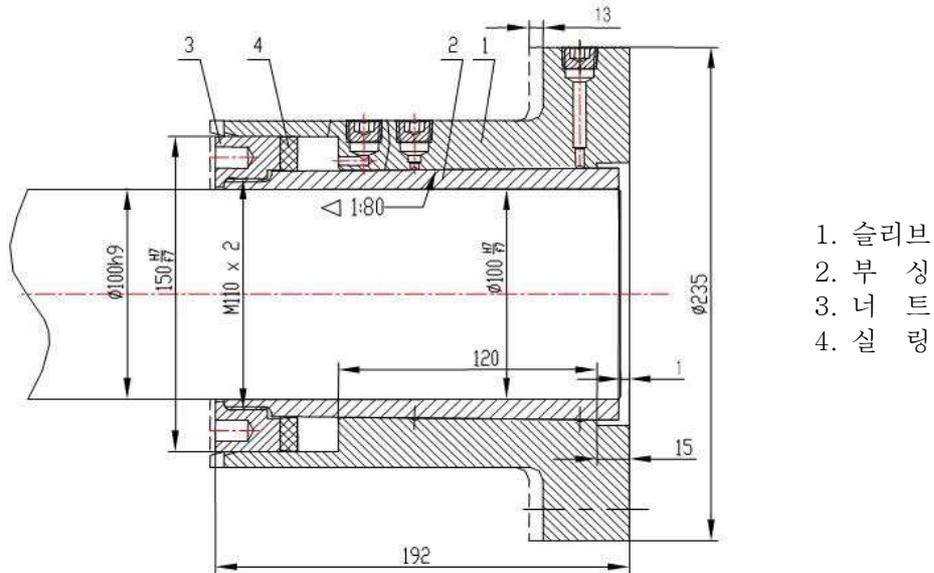


Fig. 3.13 Assembly drawing of DSKF-100

다음은 정적상태의 썩기 박음으로서 토크 9,000 Nm, 추력 7,200 N을 적용 (엔진출력 100%기준)할 경우 합성응력(**Fig. 3.14**)과 YZ방향 전단응력(**Fig. 3.15**)은 커플링 구성품의 탄성변형에 의해 안전한 상태에 있음을 보여주고 있으며, 안전계수는 대기통 엔진규정 2.88을 적용하여 설계 하였다.

Fig. 3.16 은 DSKF-100 커플링의 내·외 슬리브의 조립된 상태의 접촉압력을 보여주고 있다. 접촉압력은 최종 조립시의 오일 압력으로서 10.9 MPa 이며, 조립압력 범위는 0.115 ~ 0.12 GPa 이다.

외부슬리브의 내부표면 합성응력은 외부슬리브 소재의 항복강도 $\sigma_y = 0.769$ GPa 범위 내에서 **Fig. 3.17**, **Fig. 3.18** 에서 보는 바와 같이 일정 전달토크

9,000 Nm에 대하여 안전계수 2.88을 적용할 수 있다. 응력분포는 외부슬리브의 오른쪽이 1.04의 응력집중계수가 작용하는 것을 보여주고 있다.

Fig. 3.19 와 **Fig. 3.20** 은 YZ 방향의 외부 슬리브의 내부표면에 접촉하는 요소의 전단응력 분포상태와 그래프를 보여주고 있으며, 커플링 끝단효과에 의해 나타나는 응력집중계수 1.06 은 커플링의 안전한 운전 또는 작용에 만족함을 보여준다.

Fig. 3.21, **Fig. 3.22** 에서 보는바와 같이 YZ 방향의 전단응력은 부슬리브의 길이를 따라 양 끝단에서 최대값을 갖는 독특한 특성을 갖는다. 그리고 내부 슬리브는 외부 슬리브보다 길게 제작되어 끝단 접촉부의 위치와 최대값은 상기 그래프의 내부에 위치하게 된다.

Fig. 3.24 의 내부 슬리브 바깥표면에 미치는 합성응력 또한 3곳의 최대값을 보여주고 있으며, 이모든 합성응력은 안전계수적용에 지탱되어지는 소재특성과 항복강도에 기인한 것이다.

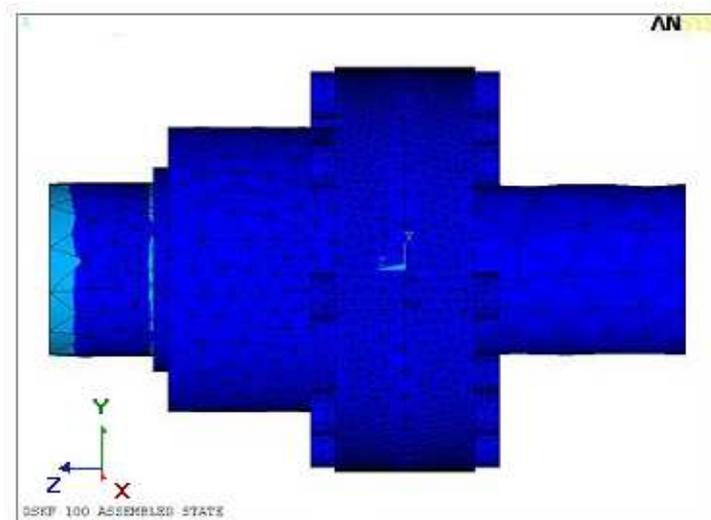


Fig. 3.14 Equivalent stress of the coupling connecting shafts

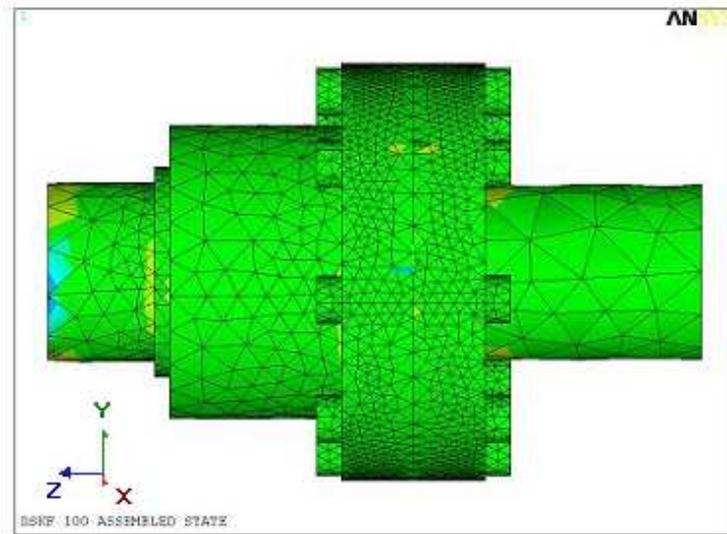


Fig. 3.15 YZ shear stress of coupling connecting shafts

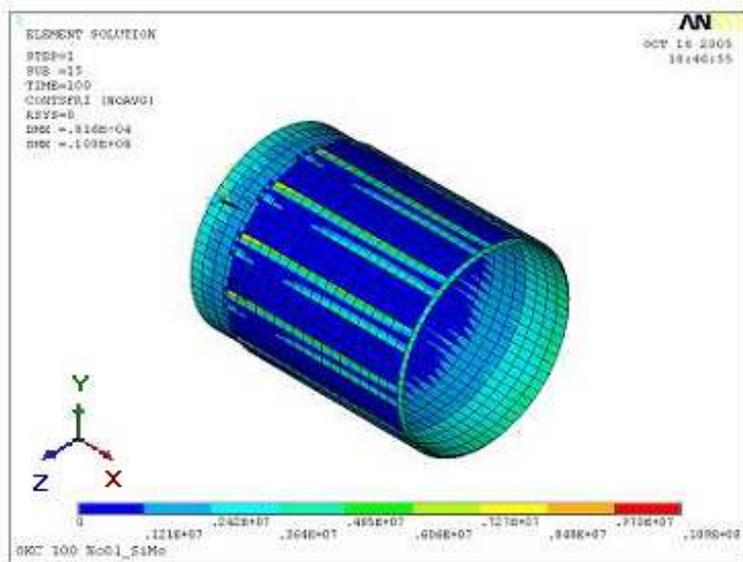


Fig. 3.16 Contact pressure on the both pairs of the contact surfaces

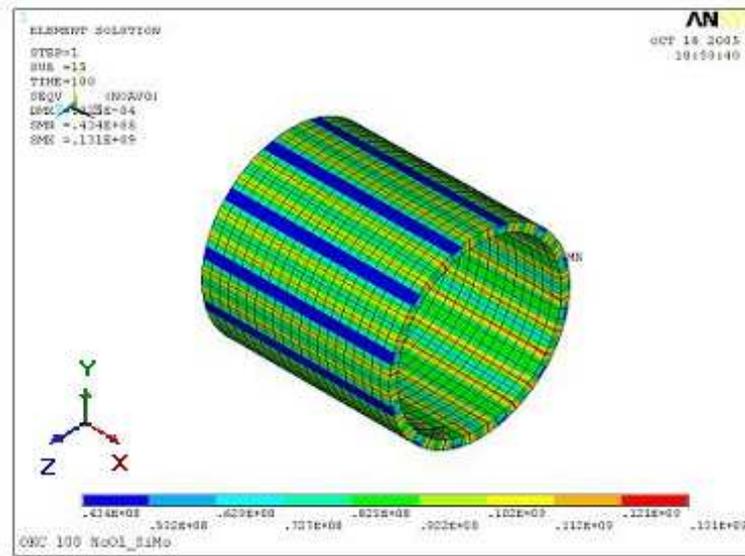


Fig. 3.17 Equivalent stress in inner element layer of the outer sleeve

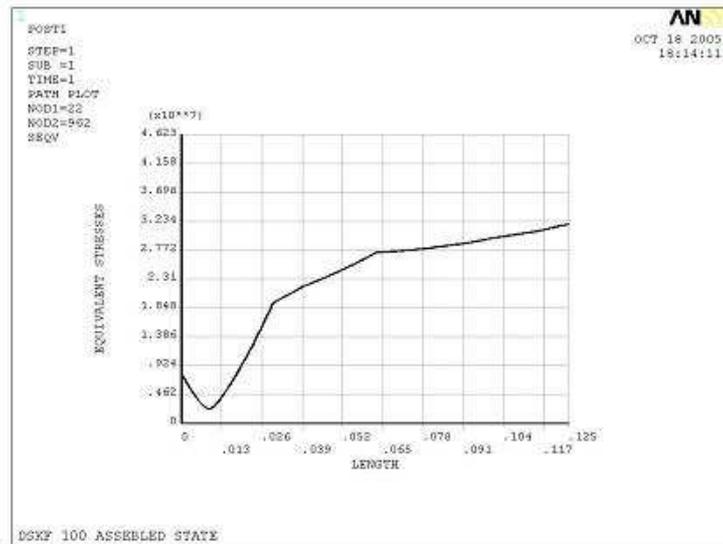


Fig. 3.18 Equivalent stress on inner surface of the outer sleeve

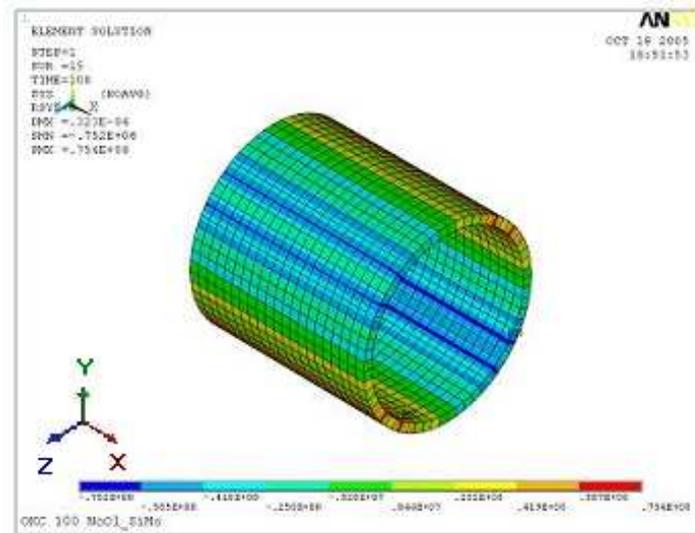


Fig. 3.19 YZ shear stress of element attached to inner surface of the outer sleeve

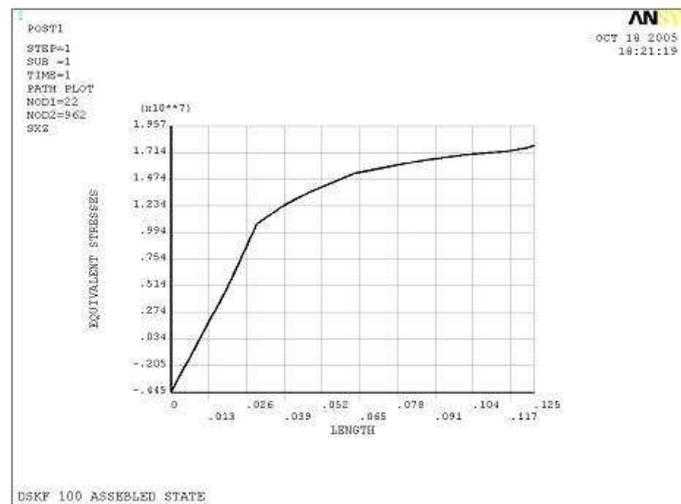


Fig. 3.20 YZ shear stress on inner surface of the outer sleeve

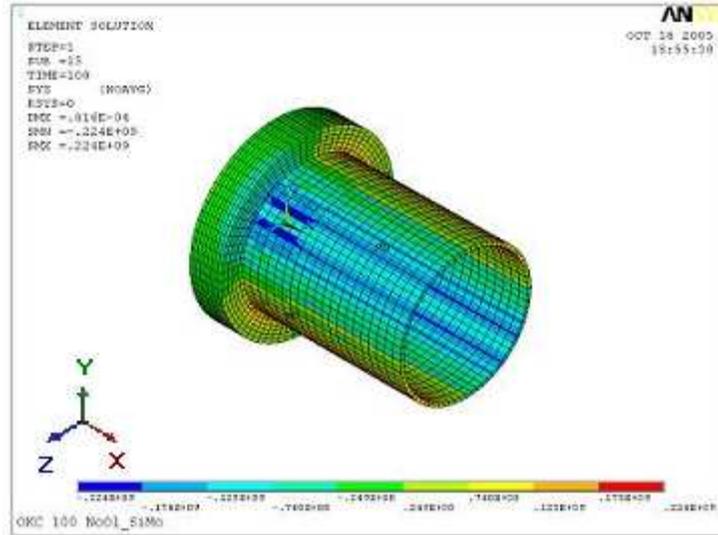


Fig. 3.21 YZ shear stress on the inner sleeve

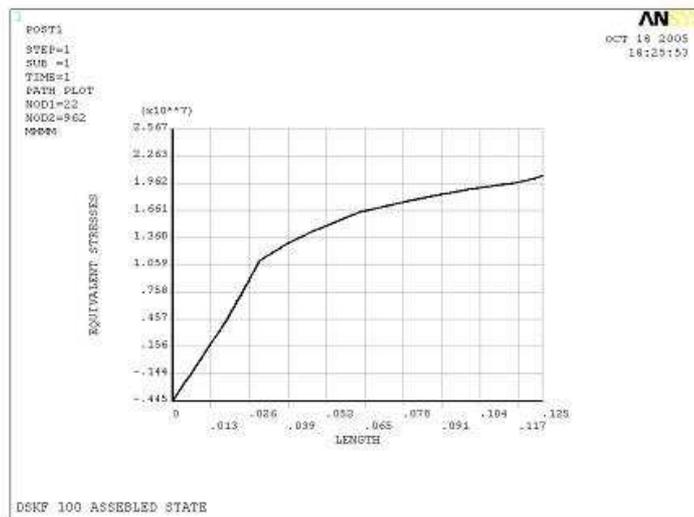


Fig. 3.22 YZ shear stress on the outer surface of the inner sleeve

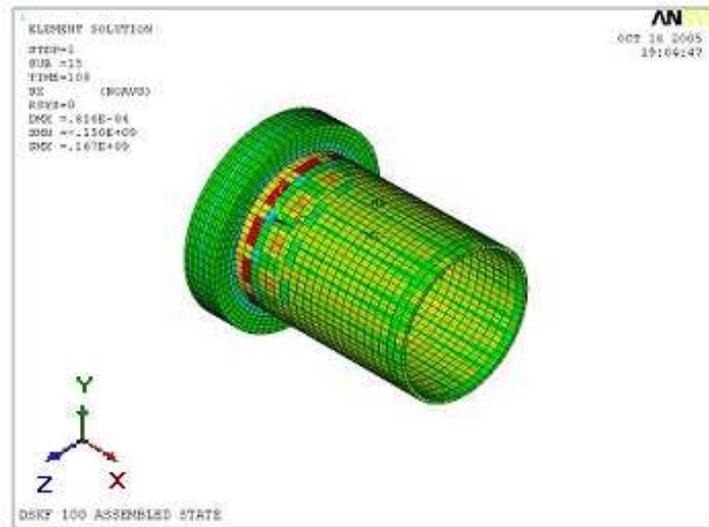


Fig. 3.23 Equivalent stress of inner sleeve and nut

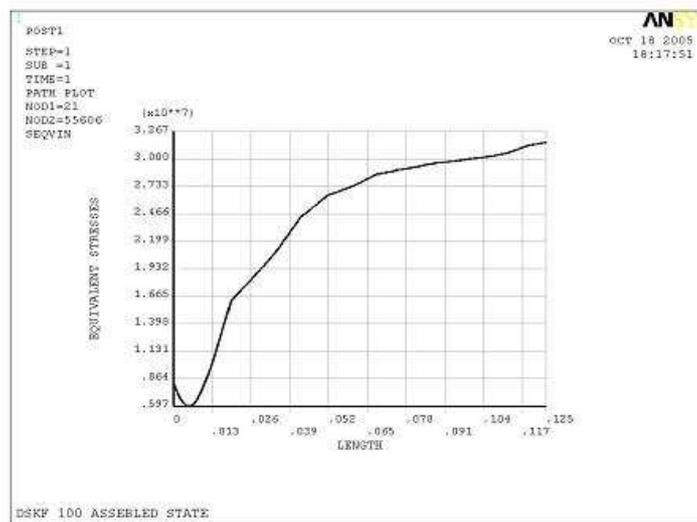


Fig. 3.24 Equivalent stress on the outer surface of the inner sleeve

3.3 DSKSR-280 커플링 응력해석

다음의 Fig. 3.25 는 이 형식의 단면도이다.

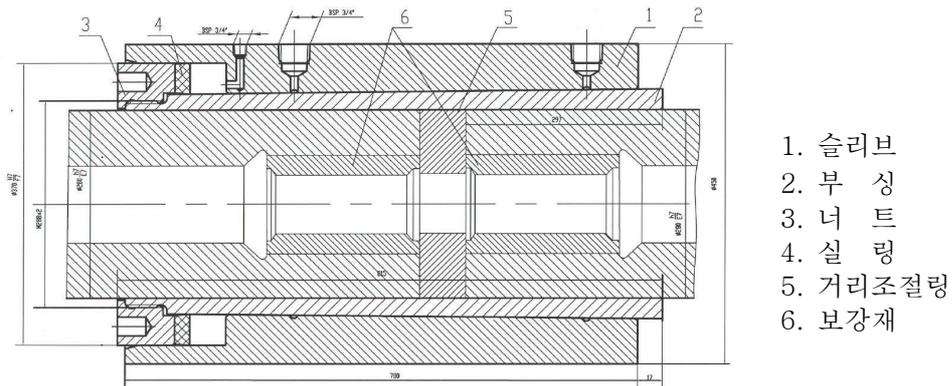


Fig. 3.25 Assembly drawing of DSKSR-280

다음은 정적상태의 썬기 박음으로써, 엔진 최대토크 $T_{\max E} = 213.4 \text{ kNm}$, 프로펠러 추력 $P_t = 324.8 \text{ kN}$ 을 적용(엔진출력 100%기준)할 경우, 합성응력(Fig. 3.26)과 YZ방향 전단응력(Fig. 3.27)은 커플링 구성부품의 탄성변형상태에서 안전함을 보여주고 있으며, 안전계수는 대기통 엔진규정 $S_c = 2.62$ 를 적용하여 설계 하였다.

Fig. 3.28 은 DSKSR-280 커플링의 내·외 슬리브의 조립된 상태의 접촉압력을 보여주고 있다. 접촉압력은 최종 조립시의 오일 압력으로서 0.121 GPa 이며, 조립압력 범위는 $0.12 \sim 0.125 \text{ GPa}$ 이다.

외부슬리브의 내부표면 합성응력은 외부슬리브 소재의 항복강도 $\sigma_y = 0.769 \text{ GPa}$ 범위 내에서 Fig. 3.29, Fig. 3.30 에서 보는바와 같이 전달토크 $T_{\max E} = 213.4 \text{ kNm}$ 에 대하여 안전계수 2.25 를 적용 하였다. 응력분포는 외부슬리브의 오른쪽이 1.12의 응력집중계수가 작용하는 것을 보여주고 있다.

Fig. 3.31, Fig. 3.32 는 YZ 방향의 외부 슬리브의 내부표면에 접촉하는 요

소의 전단응력 상태와 그래프를 보여주고 있으며, 좌·우 커플링 끝단 효과에 의해 나타나는 응력집중계수 1.19와 1.21은 커플링의 안전한 운전 또는 작용에 만족함을 보여준다.

Fig. 3.33 와 **Fig. 3.34** 에서 보는바와 같이 YZ 방향의 전단응력은 내부슬리브의 길이를 따라 높은 전달토크($T_{maxE} = 213.4 \text{ kNm}$)의 영향으로 한쪽 부분이 최대값을 갖는 독특한 특성을 갖는다. 그리고 내부 슬리브의 중앙부가 높게 나타나는 것은 축의 끝단효과에 기인한 것이다.

Fig. 3.35 와 **Fig. 3.36** 의 내부 슬리브 바깥표면에 미치는 합성응력은 두 곳의 낮은 부분과 두 축의 연결부분에서 하나의 최대값을 보여주고 있음을 알 수 있다. 이 모든 합성응력은 안전계수 적용에서 지탱되어지는 SCM 440의 소재특성과 항복강도에 기인한 것이다.

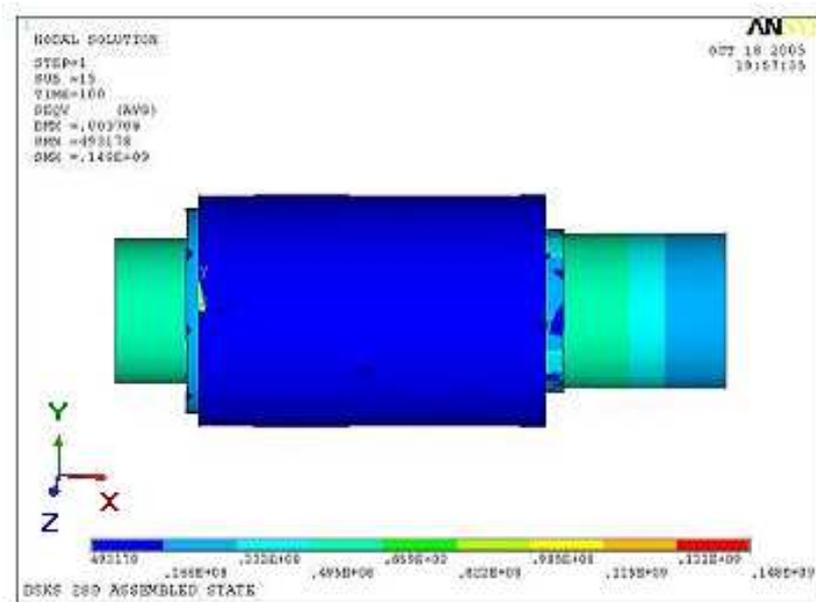


Fig. 3.26 Equivalent stress of the coupling connecting shafts

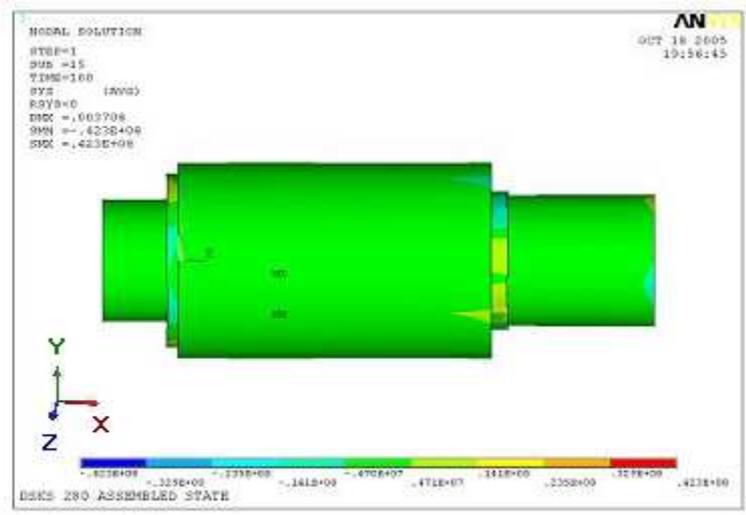


Fig. 3.27 YZ shear stress of coupling connecting shafts

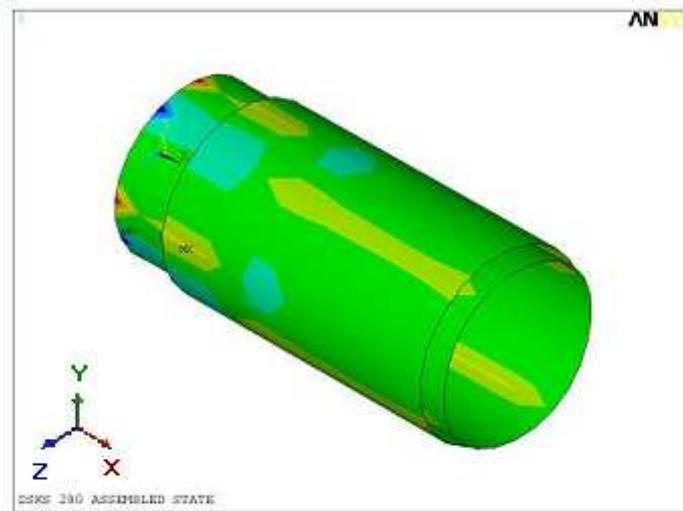


Fig. 3.28 Contact pressure on the both pairs of the contact surfaces

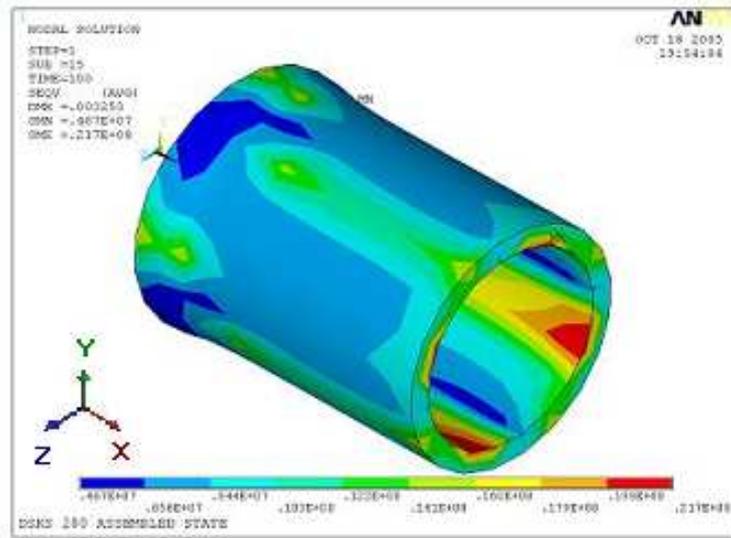


Fig. 3.29 Equivalent stress in inner element layer of the outer sleeve

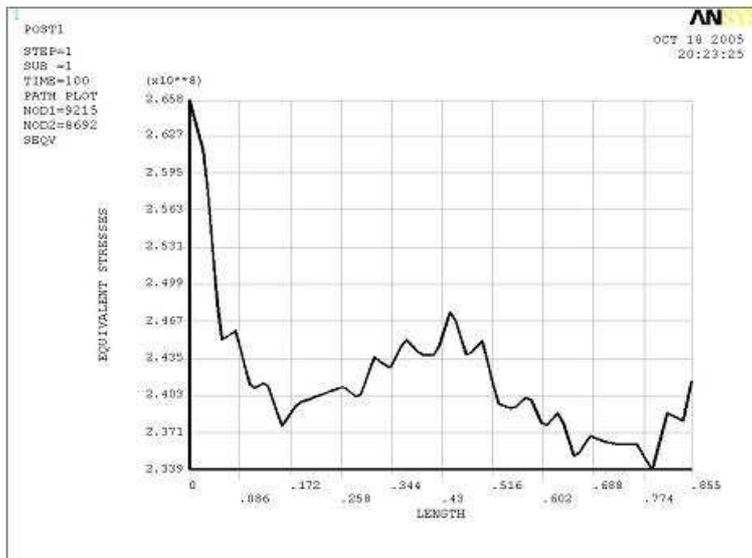


Fig. 3.30 Equivalent stress on inner surface of the outer sleeve

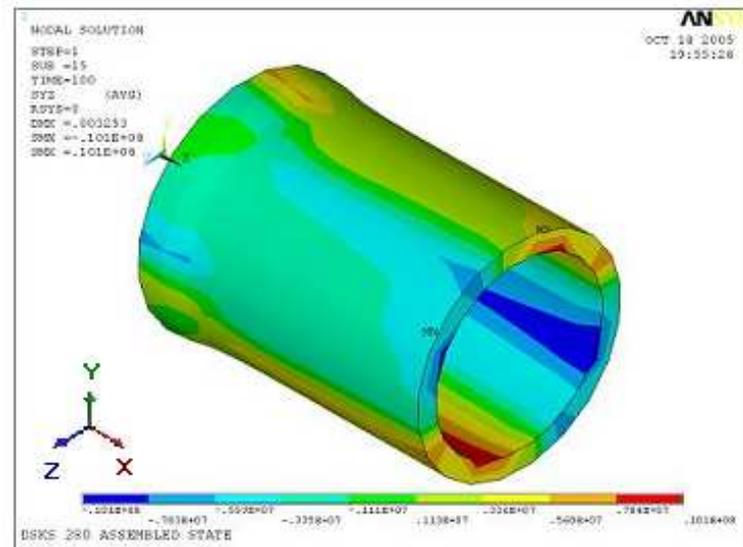


Fig. 3.31 YZ shear stress of element attached to inner surface of the outer sleeve

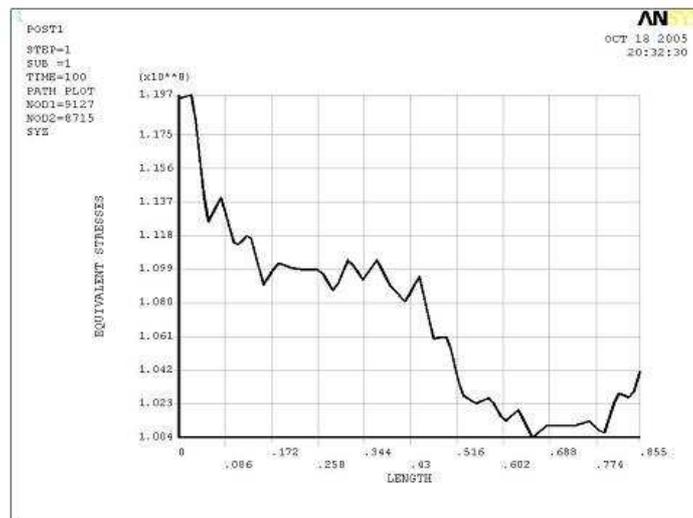


Fig. 3.32 YZ shear stress on inner surface of the outer sleeve

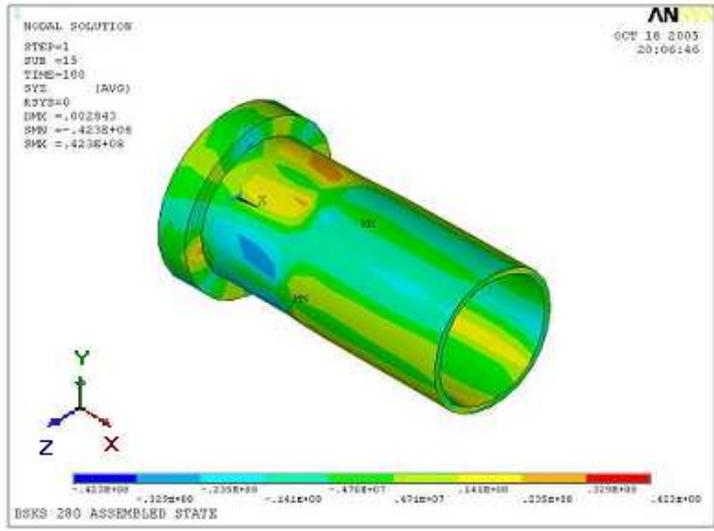


Fig. 3.33 YZ shear stress on the inner sleeve

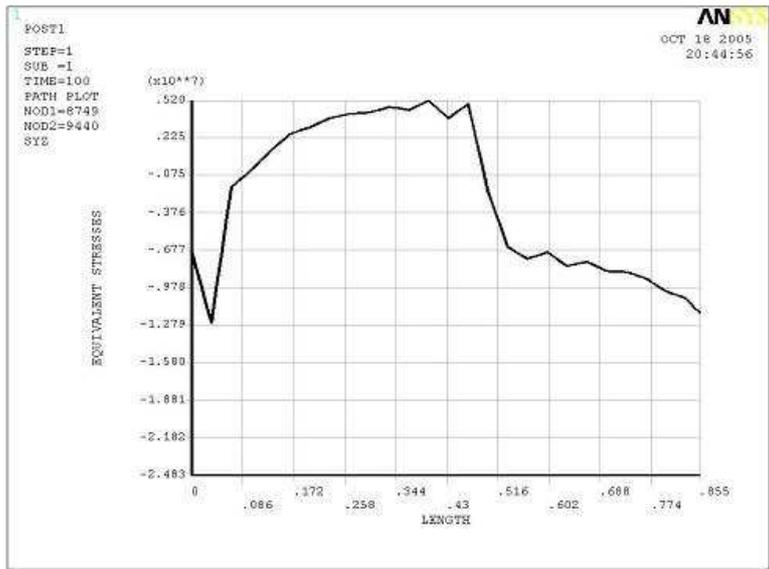


Fig. 3.34 YZ shear stress on the outer surface of the inner sleeve

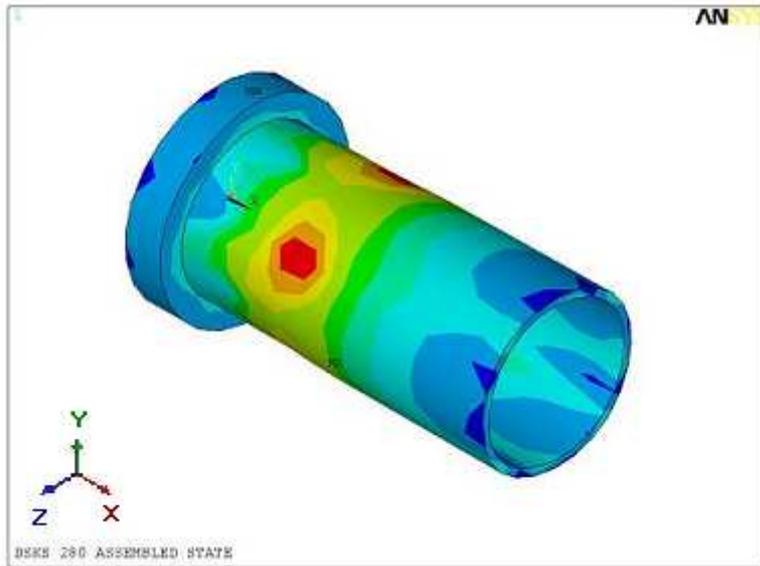


Fig. 3.35 Equivalent stress of inner sleeve and nut

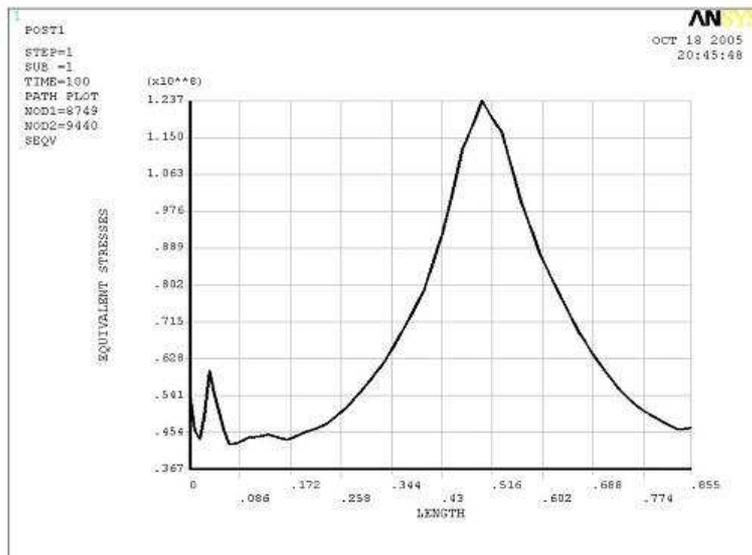


Fig. 3.36 Equivalent stress on the outer surface of the inner sleeve

3.4 DSKS-300 커플링 응력해석

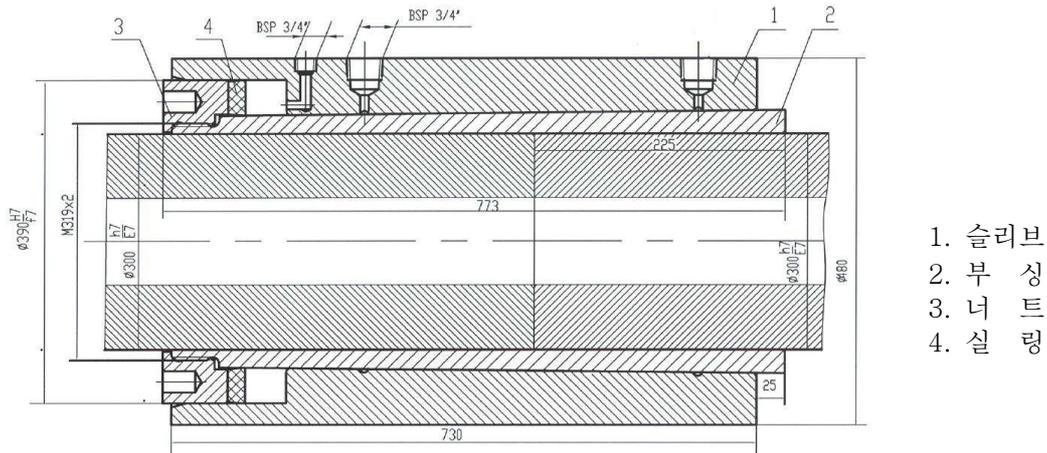


Fig. 3.37 Assembly drawing of DSKS-300

다음은 정적상태의 썪기 박음으로서, 엔진 최대토크 $T_{\max E} = 213.4 \text{ kNm}$, 프로펠러 추력 $P_t = 324.8 \text{ kN}$ 을 적용(엔진출력 100%기준)할 경우, 합성응력(Fig. 3.38)과 YZ방향 전단응력(Fig. 3.39)은 커플링 구성품의 탄성변형에 의해 안전한 상태에 있음을 보여주고 있으며, 안전계수는 대기통 엔진규정 $S_c = 2.62$ 를 적용하여 설계 하였다.

Fig. 3.40 은 DSKS-300 커플링의 내·외 슬리브의 조립된 상태의 접촉압력을 보여주고 있다. 접촉압력은 최종 조립시의 오일 압력으로서 0.126 GPa 이며, 조립압력 범위는 0.12 ~ 0.127 GPa 이다.

외부슬리브의 내부표면 합성응력은 외부슬리브 소재의 항복강도 $\sigma_y = 0.769 \text{ GPa}$ 범위 내에서 Fig. 3.41, Fig. 3.42 에서 보는바와 같이 전달토크 $T_{\max E} = 213.4 \text{ kNm}$ 에 대해 안전계수 2.62 를 적용하였다. 응력분포는 외부슬리브의 오른쪽이 1.089 의 응력집중계수가 작용하는 것을 보여주고 있다.

Fig. 3.43 와 **Fig. 3.44** 는 YZ 방향의 외부 슬리브의 내부표면에 접촉하는 요소의 전단응력 분포상태와 그래프를 보여주고 있으며, 좌·우 커플링 끝단 효과에 의해 나타나는 응력집중계수 1.25와 1.2는 커플링의 안전한 운전 또는 작용에 만족함을 보여준다.

Fig. 3.45 과 **Fig. 3.46** 에서 보는바와 같이 YZ 방향의 전단응력은 내부슬리브의 길이를 따라 높은 전달토크($T_{me} = 213,443 \text{ Nm}$)의 영향으로 한쪽부분이 최대값을 갖는 독특한 특성을 갖는다. 그리고 내부 슬리브의 중앙부가 높게 나타나는 것은 축의 끝단효과에 기인한 것이다. 또한 DSKS-300의 응력분포는 DSKS-100과는 달리 DSKS-300은 중공축으로 구성되어 있고 DSKS-100은 중실 축으로 구성되어 있기 때문에 다르게 나타난 것이다.

Fig. 3.48 의 내부 슬리브 바깥표면에 미치는 합성응력 또한 3곳의 최대값을 보여주고 있으며, 이모든 합성응력은 안전계수 적용에서 지탱되어지는 SCM 440의 소재특성과 항복강도에 기인한 것이다.

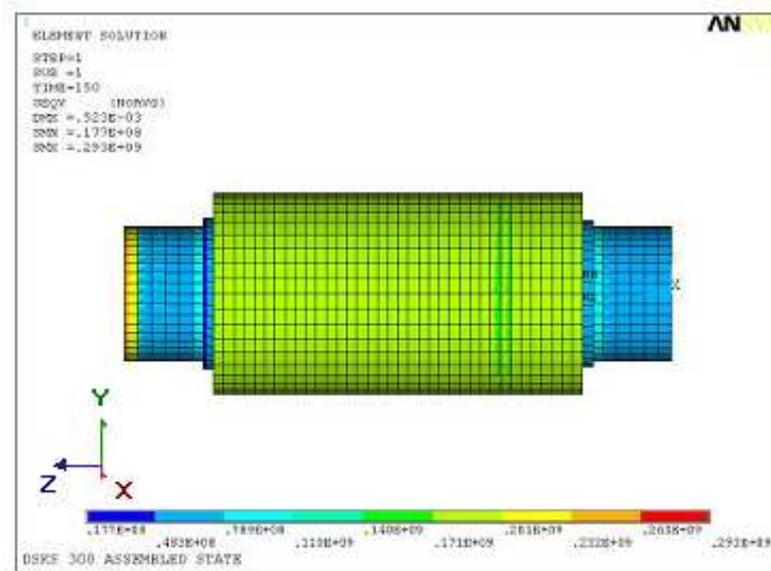


Fig. 3.38 Equivalent stress of the coupling connecting shafts

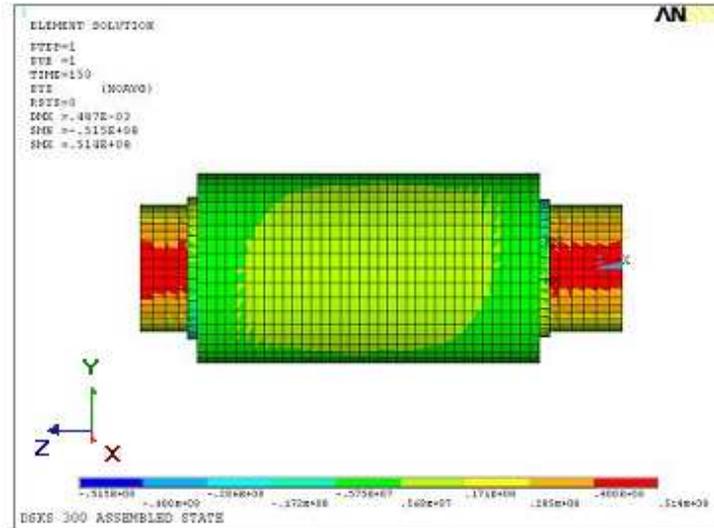


Fig. 3.39 YZ shear stress of coupling connecting shafts

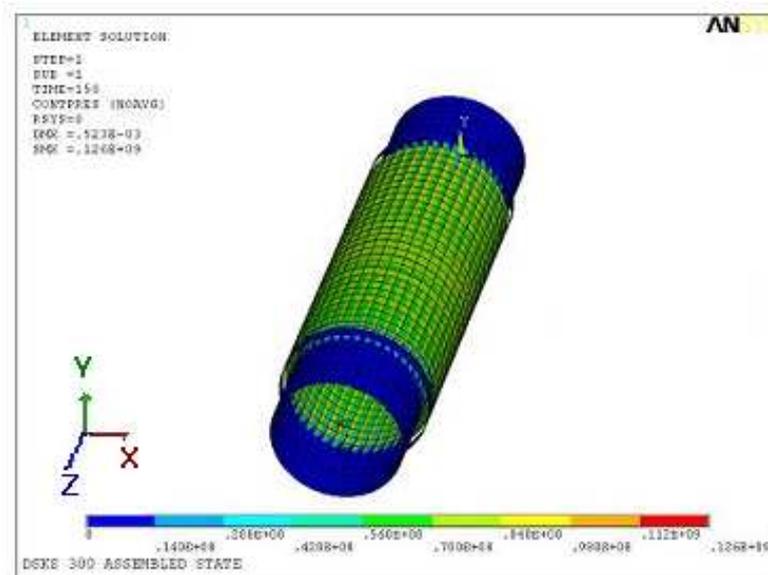


Fig. 3.40 Contact pressure on the both pairs of the contact surfaces

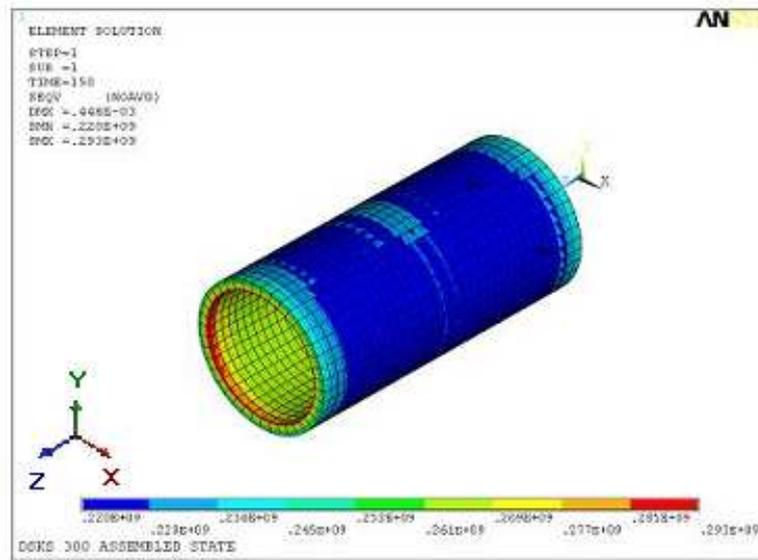


Fig. 3.41 Equivalent stress in inner element layer of the outer sleeve

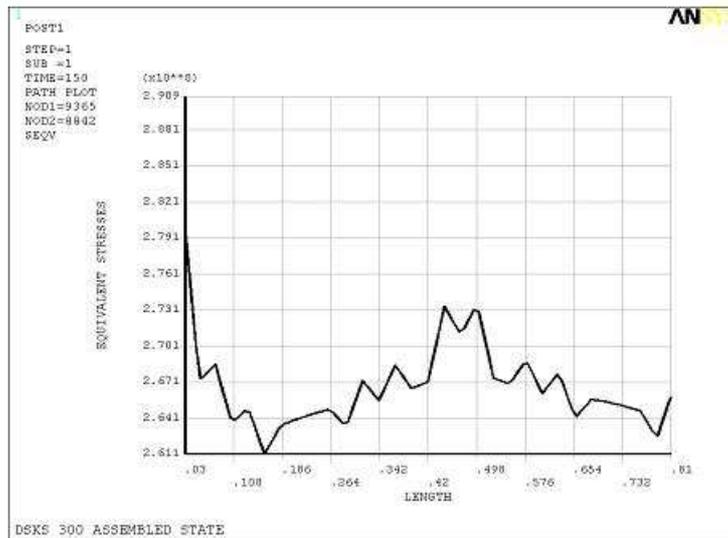


Fig. 3.42 Equivalent stress on inner surface of the outer sleeve

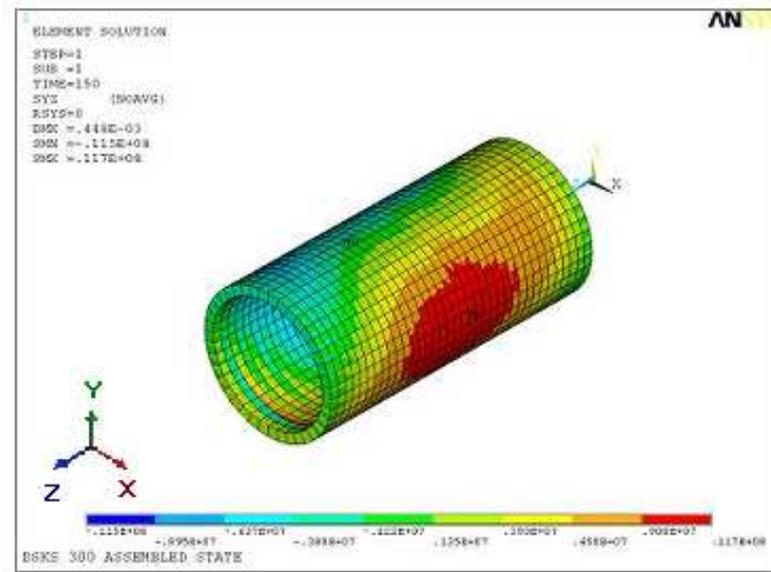


Fig. 3.43 YZ shear stress of element attached to inner surface of the outer sleeve

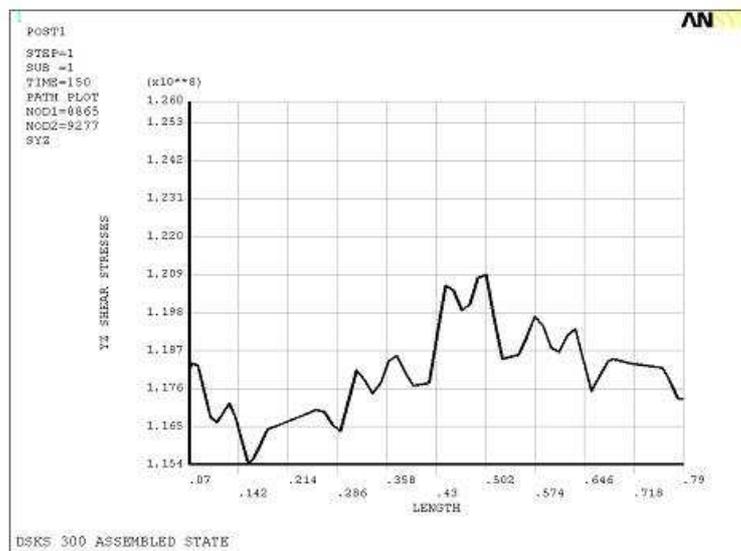


Fig. 3.44 YZ shear stress on inner surface of the outer sleeve

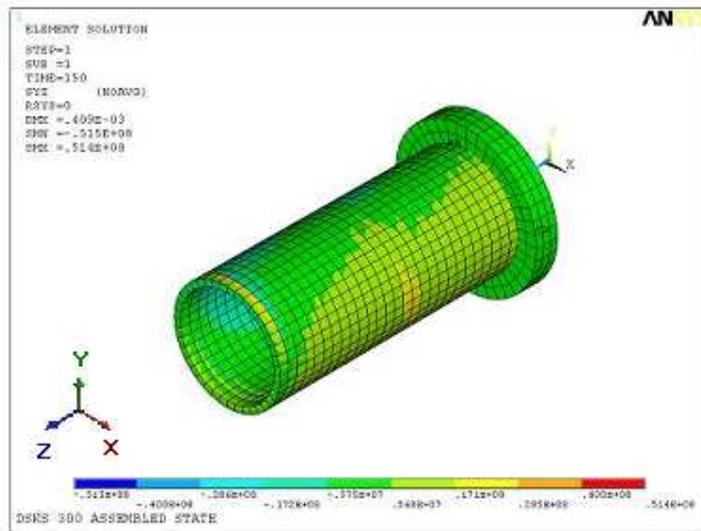


Fig. 3.45 YZ shear stress on the inner sleeve

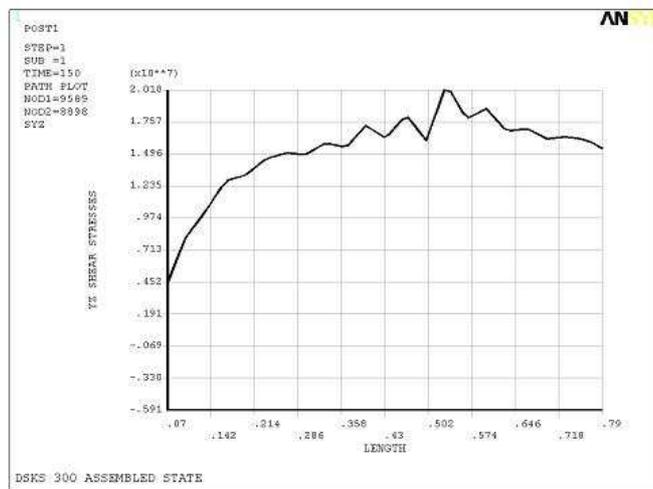


Fig. 3.46 YZ shear stress on the outer surface of the inner sleeve

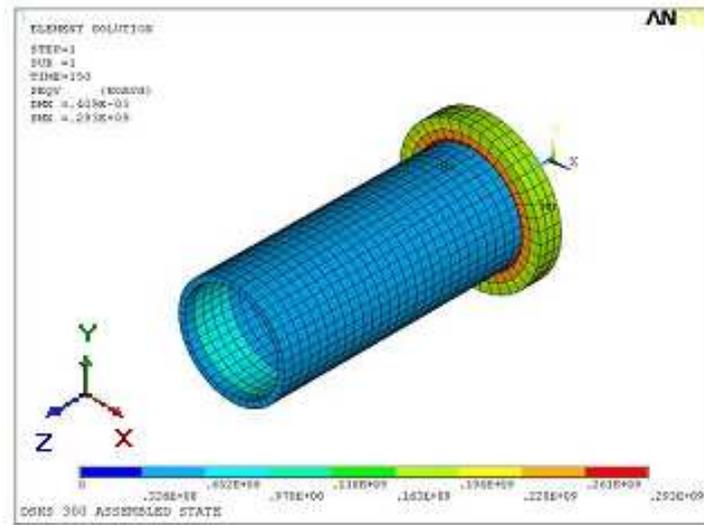


Fig. 3.47 Equivalent stress of inner sleeve and nut

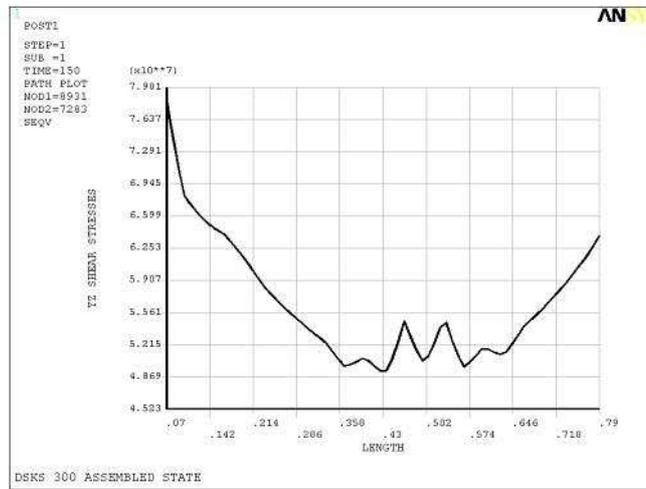


Fig. 3.48 Equivalent stress on the outer surface of the inner sleeve

제 4 장 커플링의 제작 및 성능분석

기존외국제품의 소재특성 및 설계특성을 철저히 분석하여 시제품을 제작하고 분석하였으며, 다음에서 열거하는 평가방법 및 기준을 적용하여 성능분석을 행하였다.

4.1 유압 죄임식 커플링의 제작 방법 및 절차

소재 개발이 완료되면 다음과 같이 부하에 따른 안전계수적용(**Table 2.6**)과 축 직경에 따른 공차적용(**Table 4.1**) 및 커플링 조립 시 대기온도에 따른 오일선정기준(**Table 4.2**) 등을 고려하여 설계입력 자료를 통한 제반 설계과정을 거치고 소프트웨어를 통한 구조해석을 수행하여 만족한 결과를 가지고 다음 절차에 따라 제작에 착수한다.^[6]

Table 4.1 Machining tolerance based on shaft diameter^[6]

축 직경 (d_a , mm)	h7(μm) (이상~이하)	IT7/2 (μm)	IT5 (μm)	비고	$\frac{d_c}{d_a}$	$\frac{d_b}{d_a}$	$\frac{\delta}{d_a}$	$\frac{R}{d_a}$
25~30	0~21	-	-		0.10	0.38	0.6×10^{-3}	1.0×10^{-3}
25~30	-	12.5	11		0.15	0.41	0.8	2.0
30~50	0~25	-	-		0.20	0.45	0.9	4.0
50~80	0~30	15	13		0.25	0.48	1.1	6.0
80~120	0~35	17.5	15		0.30	0.49	1.3	9.0
120~180	0~40	20	18		0.35	0.51	1.5	13.0
180~250	0~46	23	20		0.40	0.54	1.7	18.0
250~315	0~52	26	23		0.45	0.58	1.9	24.0
315~400	0~57	28.5	25		0.50	0.62	2.1	31.0
400~500	0~63	31.5	27		0.55	0.67	2.3	40.0
500~630	0~70	35	29					
630~800	0~80	40	32					
800~1000	0~90	45	35					

d_a : 축 외경

d_b : 중공축 보강재 슬리브 외경

d_c : 중공축 보강재 슬리브 내경

δ : 보강재 외경 d_b 와 중공축 내경 사이의 틈새

R : 보강재 삽입에 따른 커플링 조립 증가치수

Table 4.2 Oil specifications for coupling mounting against ambient temperature^[5~6]

오일 사양	주위온도 (°C)	오일 종류	오일 사양	주위온도 (°C)	오일 종류
SAE 급	0 ~ 8	SAE 10W	ISO-VG 급	-7 ~ 0	AWH 32
	8 ~ 18	SAE 20W		0 ~ 8	AWH 46
	18 ~ 27	SAE 30		8 ~ 15	AWH 68
	24 ~ 32	SAE 40		15 ~ 25	AWH 100
	32 ~ 38	SAE 50		23 ~ 30	AWH 150

1) 설계 검증

설계입력 자료(축 내.외경, 축마력, 유효마력, 축 속도, 추진축 소재, 선박 속도, 안전계수, 기타 필요 선박 제원 등)에 따른 설계프로그램을 통한 응력 해석 및 설계검증을 수행한다.

2) 제작도면 작성

계산된 설계 값에 따라 가공도면을 제작한다.

3) 재질 선정

추진축 소재에 따른 설계 및 응력해석결과를 통한 기본 재질 선정 (포아송비, 종탄성계수, 항복강도, 인장강도 등)을 한다.

(1) 부상(inner sleeve)재질의 항복 강도는 축의 항복강도 보다 100~150 MPa 정도 높은 합금강을 선택한다.

(2) 슬리브(outer sleeve) 재질의 항복강도는 부상(inner sleeve)의 항복강도보다 100~150 MPa 정도 높은 합금강을 선택하며, 탄소성분의 함량이 조금 더 높은 것을 선정 한다.

(3) 너트는 선택한 슬리브와 같은 조건의 재질을 사용한다.

(4) 실링은 높은 유압에도 누설이 일어나지 않도록 합성고무, 또는 폴리클레스 계통을 사용한다.

4) 시뮬레이션

선정된 재질로 제작된 제품에 기본 자료를 입력하여 ANSYS를 통한 시뮬레이션 시행, 제품의 성능을 검증한다.

5) 설계 확정 및 조립 사양서 작성

시뮬레이션 검증 후 설계확정 및 조립사양서 작성

6) 황삭 가공

최종가공 치수에서 열처리 및 정삭 가공여유를 남겨둔 상태로 황삭 가공을 한다.

7) 열처리

소재의 필요요건을 만족시키기 위한 제품열처리 인장/항복강도/재질의 물리적 화학적 분석, 시험편 제작을 통한 재질관리, 열처리 성적서 발행

8) 마무리가공

가공도면에 따른 마무리 가공을 수행한다.

9) 제품검사

치수 및 외관 검사 비파괴 검사, 검사성적서를 작성한다.

10) 조립 및 시험

가공 완료품의 조립사양서에 따른 조립 및 시험, 시험성적서 작성

11) 안전수칙 및 주의사항

- (1) 유압펌프 사용 전 항상 보호 안경을 착용하고 안전수칙을 준수한다.
- (2) 온도에 따른 정확한 유압유를 사용한다.
- (3) 사용 전 장비의 이상 유무 및 제품의 손상이 있는지 확인한다.
- (4) 조립 및 분해시 제품 가까이에서 작업하지 않도록 한다.

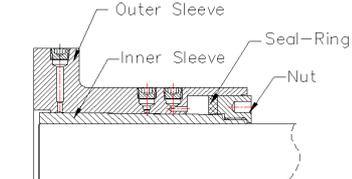
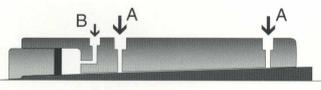
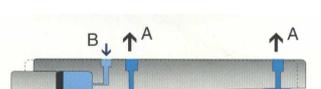
4.2 유압 쇄임식 커플링의 성능분석

4.2.1 성능분석을 위한 요구사항

1) 커플링 성능분석을 위한 정량적 항목^[5~6]

평가항목 (주요성능사항)	단위	전체 항목 에서 차지 하는 비중 (%)	세계최고 수준, 보유국/보유기업 (독일/VA TECH GmbH)	연구 개발전 국내 수준	개발목표치		평가방법		
			성능수준	성능 수준	당해	최종			
1. 커플링 검사	1. 최소표면압력 (슬리브 형)	kgf/mm ²	10	12.24	12.24	12.24	12.24	MIL-S-232 84A(SH), VA TECH ESCHER WYSS 품보기준	
	2. 최소표면압력 (플랜지 형)	kgf/mm ²	10	10.20	10.20	10.20	10.20		
	3. 접촉부표면 거칠기	μm	10	표3.2 축 직경에 따른 허용공차 참조					
	4. 안전계수 적용		10	4.0	3.25	3.5	4.0		
2. 기계적 성질	슬리브 소재	인장강도	kgf/mm ²	5	75		75	75	KS B 0801, 0802
		항복강도	kgf/mm ²	5	52		52	52	
		연신율	%	5	14		14	14	
	부싱 소재	인장강도	kgf/mm ²	5	50		50	50	KS B 0801, 0802
		항복강도	kgf/mm ²	5	32		32	32	
		연신율	%	5	23		23	23	
3. 화학적 성분	슬리브 소재	-	10	42CrMo4	-	대체 소재 개발		KS D 1652	
	부싱 소재	-	20	St52	-	대체 소재 개발		KS D 1652	

2) 유압 쇄임식 커플링의 조립^[5~6]

	<p>(1) 커플링 구성 : 부싱 / 슬리브 / 너트 / 실</p> 			
<p>(1) 커플링 작동 원리 (조립)</p>	<p>(1) 조립하고자하는 커플링을 정 위치에 놓고 구멍 A에는 고압 펌프를 연결하고 구멍 B에는 저압 펌프를 연결한다.</p>			
	<p>(2) 구멍 A의 고압 펌프를 동작시켜 내·외측 슬리브의 금속접촉이 일어나지 않도록 윤활 막을 형성시킨다.</p>			
	<p>(3) 슬리브사이의 윤활막이 충분하여지면 내측 슬리브끝단에서 기름이 밖으로 스며 나온다. 이때 구멍 B펌프를 동작하여 외측 슬리브를 구동시키고 금속접촉을 피하도록 펌프 A도 계속 작동시킨다.</p>			
	<p>(4) 외측 슬리브가 최종조립위치까지 도달하면 펌프 A, B의 동작을 중지하고 A기름을 배출한다. 그리고 구멍 A의 기름이 완전히 배출 될 때까지 B펌프의 압력은 그대로 유지시킨다.</p>			
	<p>(5) 내·외측 사이의 기름(A)이 완전히 배출되고 금속접촉으로 완전하게 접촉하면 일정시간 경과 후 B기름을 배출하고 오일 구멍은 플러그로 밀봉하며 외측 슬리브의 녹 또는 부식방지를 위하여 보호막을 씌워야 한다.</p>			
<p>(2) 유압 유권장 사양</p>	<p>유압 쇄임식 커플링 조립시 조립위치에서의 대기 온도에 따른 적합한 유종을 아래 표를 참조하여 선택 하도록 한다.</p>			
	<p>Temperature range</p>	<p>Viscosity in SAE</p>	<p>Temperature range</p>	<p>Viscosity in AWH</p>
	<p>0 - 8℃</p>	<p>SAE 10W</p>	<p>-7 - 0℃</p>	<p>AWH 32</p>
	<p>8 - 18℃</p>	<p>SAE 20W</p>	<p>0 - 8 ℃</p>	<p>AWH 46</p>
	<p>18 - 27℃</p>	<p>SAE 30</p>	<p>8 - 15 ℃</p>	<p>AWH 68</p>
	<p>24 - 32℃</p>	<p>SAE 40</p>	<p>15 - 25 ℃</p>	<p>AWH 100</p>
<p>32 - 38℃</p>	<p>SAE 50</p>	<p>23 - 30 ℃</p>	<p>AWH 150</p>	

3) 유압 죄임식 커플링의 분해

- (1) 구멍 A에는 고압 펌프를 연결하고 구멍 B에는 저압 펌프를 연결한다.
- (2) 저압 공간에 ~15 MPa 의 압력을 유지한다.
- (3) A 고압 펌프를 통하여 조립시 압력까지 압력을 높여 준다.
- (4) 부상 끝단에 설치된 다이얼 게이지 눈금이 움직일 때까지 압력을 계속하여 높여 준다.
- (5) 저압 공간의 복귀밸브를 신속히 열어준다.
- (6) 슬리브가 부싱을 타고 내려오면서 커플링은 분해되며, 완전히 분해될 때까지 고압펌프는 계속하여 작동시켜야한다.

4.2.2 유압 죄임식 커플링의 성능시험

유압 죄임식 커플링의 물리적 한계시험을 위하여 축 직경 100 mm의 플랜지형(DSKF-100)과 슬리브형(DSKS-100)을 제작하여 다음과 같이 시험하였으며, 자체 시험결과를 바탕으로 한국선급의 형식승인을 획득하였다. 아울러 축 직경이 100 mm 를 초과하는 규격에 대해서는 설계계산서와 소프트웨어에 의한 검정과 더불어 설계도면에 대해 선급의 형식승인을 득하였다.^[9~16]

1) 제품의 치수 검사

(1) 제품 구성 :

DSKS-100 : Inner sleeve/Outer sleeve/Nut/Sealing 각 1 SET

DSKF-100 : Inner sleeve/Outer sleeve/Nut/Sealing 각 1 SET

(2) 제품의 치수검사 및 육안 검사

2) 제품 조립준비 및 조립검사

(1) 제품 세척 및 Dummy shaft의 Scratch 제거

(2) 조립 준비 사항 (**Fig. 4.1** 참조)

① 조립도면 : DSKS0100 / DSKF0100

② 유압 작동유 준비 : 대기온도에 따른 유종선택(상기 2항 사양 참조)

③ 도면 참조하여 축상에 부상 위치표시 및 부상상에 슬리브 위치 표시

- ④ 축에 부싱을 조립 위치까지 조립한다.
- ⑤ 슬리브를 부싱의 조립 위치까지 조립한다.
- ⑥ 너트와 실링을 조립한다.
- ⑦ 조립위치에서의 외경 치수를 측정한다.
- ⑧ P2, P3(Fig 3.1 참조)에 고압펌프를 연결하여 1,000~1,500 bar의 압력으로 유압을 공급함으로써 부싱과 슬리브의 금속 접촉이 일어나지 않도록 윤활막을 형성시킨다.
- ⑨ 슬리브 사이의 윤활막이 충분해지면 부싱 끝단에서 기름이 밖으로 스며 나올 때, P1에 저압 펌프를 연결하여 유압을 공급함으로써 조립 위치까지 밀어 올려준다.
- ⑩ 슬리브가 최종조립위치 까지 도달하면 고압펌프 및 저압펌프의 작동을 멈추고 P2, P3의 기름을 배출한다. P2, P3의 기름이 완전히 배출될 때까지 저압펌프의 압력은 그대로 유지시킨다.
- ⑪ 조립 완료후 슬리브의 외경치수 및 Drive up length, 조립시 압력 등을 점검하여 기록한다.

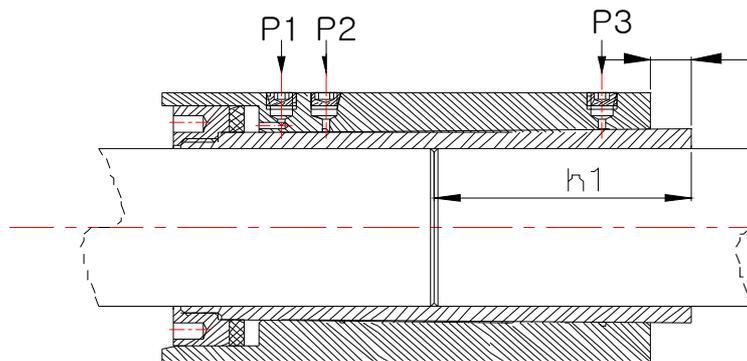


Fig. 4.1 Cross section of the hydraulically pressed coupling

3) 정적시험(static test)

(1) 설비 사양 (**Fig. 4.2** 참조)

* 참고 : 본 설비 사양은 DSKS-100 또는 DSKF-100의 시험 설비 사양임.

- Jack force : 5,000 kgf
- 모터 속도 : 1,700 rpm
- Load mass : 1 kg
- 유압 펌프 : 1,800 kgf/cm² (1대), 500 kgf/cm²(1대)

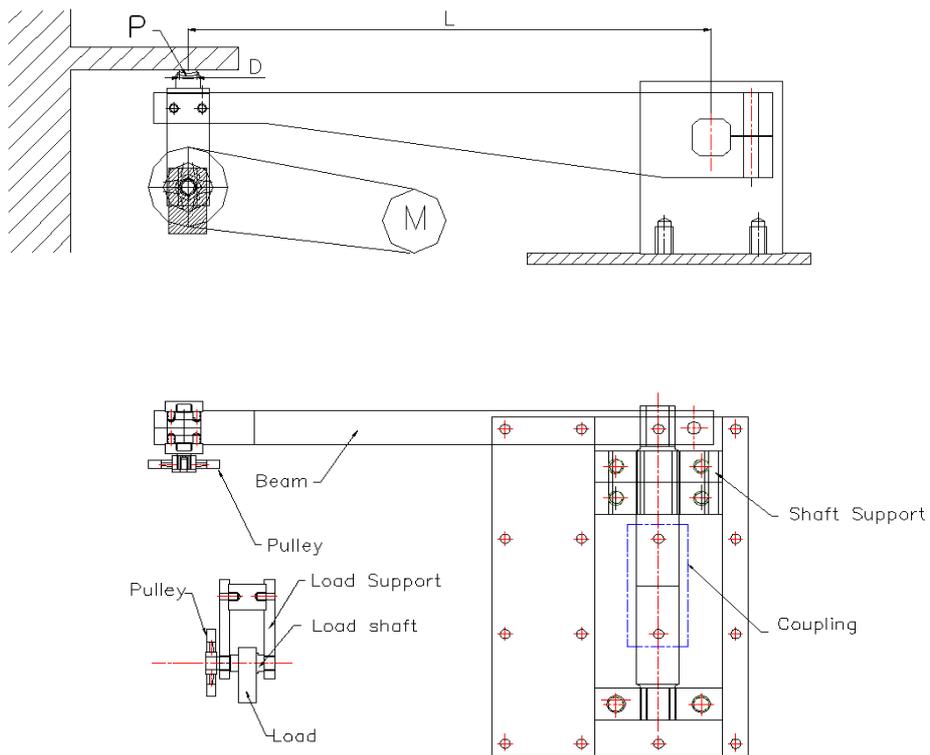


Fig. 4.2 Test equipment for dynamic performance

(2) 시험 절차

① Load Beam의 정해진 위치에 유압잭(A)을 설치한다.

(L=1,025 mm 표시부)

② 토크 및 필요 압력 계산식: (주) 디에스케이 시험 설비 기준임.

D : Bore Diameter [m]

A_D : Area of hydraulic Jack-up [m^2]

L : Distance of side lever(from shaft center to jack-up center)

J_F : Force of jack-up [N]

T : Torque [Nm]

P : Necessary oil pressure [N/m^2]

$$D = 0.058 \text{ m}$$

$$A_D = \frac{\pi D^2}{4} = 2.642 \times 10^{-3} m^2$$

$$L = 1.025 \text{ m}$$

$$J_F = p A_D$$

$$T = J_F L = 26 \text{ kNm}$$

$$P = \frac{T}{A_D L} = \frac{26000}{0.002642 \times 1.025} = 9600.7 \text{ kN/m}^2$$

Table 4.3 Pressure requirement based on torque

Oil pressure [bar]	Torque [Nm]
80	21,665
81 (85%)	22,100
90	24,373
96 (100%)	26,000
100	27,081
110	29,789
120	32,498
130	35,206
140	37,914

- ③ 유압 죄임식 커플링의 움직임의 계측할 수 있는 측정게이지(다이얼 게이지 등)를 설치한다.
- ④ 상기 토크 계산에서 표시된 최대 토크까지 (96 bar, 26,000 Nm) 시험을 위하여 유압잭의 압력을 서서히 올린다.
- ⑤ 최대 토크 압력까지 시험하여 이상이 없으면 Static Test를 종료한다.
- ⑥ Static Test sheet 작성- DSK-HPCT-001

4) 동적시험(dynamic test)

- (1) 커플링 조립 및 Static Test 시험 절차에 따라 준비를 한다.
- (2) 유압잭을 이용하여 최대 토크의 85%까지 도달 할 수 있게 압력을 서서히 올린다(토크에 대한 압력 요구치 참조).
- (3) 가변속도 모터를 이용하여 1,000~1,500 rpm 까지 서서히 올려서 85% Load에서 변동질량의 운동에 대한 영향을 확인하여야한다. 만약 이때 변동 질량 운동에 대한 물리적 한계를 벗어나면 커플링과 축이 분리되는 금속음을 듣게 된다.

* 참고 : 본 동적시험에 대해 각 선급에서 특별히 규정하고 있는 강제규정이 없으므로 일반적으로 정적시험으로서 커플링 시험은 만족을 하고 있다.

5) 물리적 한계 시험

- (1) 제 3항의 Static Test의 1)~5)을 수행하여 이상이 없는 상태에서 물리적으로 유압 죄임식 커플링과 dummy shaft가 분리 될 때까지 압력을 지속적으로 올린다.
- (2) 최대 한계에서 분리될시 상당한 금속음을 내면서 slippage가 일어난다. 이 때 최대 토크를 기록하고 설계에 반영한다.

** 참고 : 본 물리적 한계시험을 각 선급에서 요구하는 강제 규정은 아니며 설계 개선에 대하여 필요성에 따라 본 시험은 수행되어 질 수도 있다.

6) 분해 시험

- (1) 구멍 P2, P3 에는 고압펌프를 연결하고 구멍 P1 에는 저압펌프를 연결한다.
- (2) 저압 공간에 ~15 MPa 의 압력을 유지한다.
- (3) P2, P3 고압 펌프를 통하여 조립시 압력까지 압력을 높여 준다.
- (4) 부상 끝단에 설치된 다이얼 게이지 눈금이 움직일 때까지 압력을 계속하여 높여 준다.
- (5) 저압 공간의 복귀밸브를 신속히 열어준다.
- (6) 슬리브가 부싱을 타고 내려오면서 커플링은 분해되며, 완전히 분해될 때까지 고압펌프는 작동시켜야한다.
- (7) 분해 압력 확인 후 성적서 작성

제 5 장 결 론

추진축 소재에 따른 커플링소재의 물리적 성질과 화학적 성질에 대하여 국내에서 생산 공급되어지는 대체소재를 찾아 확인하였으며, 커플링의 유형별 4가지 형태에 대하여 구조해석과 설계를 행하고 특성을 분석하였다. 본 연구에서 취급한 대상은 다음과 같다.

- 1) 중실 축에 대한 슬리브 커플링(DSKS-100)
- 2) 중실 축에 대한 플랜지 커플링(DSKF-100)
- 3) 중공축에 대한 슬리브커플링(DSKS-300)
- 4) 중공축 내부에 보강재를 삽입한 형태의 슬리브커플링(DSKSR-280)

그 결과 중실축에서의 슬리브형과 플랜지형의 비교에서는 플랜지 끝단부위의 높은 강성(stiffness) 때문에 접촉 면적이 슬리브형에 비하여 절반밖에 되지 않았으나 실제의 커플링 조립압력 즉, 구동압력과 팽창압력은 거의 유사하게 나타났다.

중공축의 슬리브형 커플링에 대하여 중공축내부에 보강재를 삽입한 경우는 축 재질과 비교하여 2~3배의 높은 항복강도를 가지게 되면서 보강재를 사용하지 않은 것과 비교하여 축 직경의 증가 없이 두 축의 결합을 무리 없이 수행 가능하였다. 그리고 원추형 슬리브의 직경 비에 따른 접촉 면적을 달리함으로 전달토크의 감소 없이 1:80의 테이퍼 비에서 커플링 질량을 2~3% 줄일 수 있음을 해석결과 확인 하였다.

축의 직경이 증가하면서(1 m 이상) 커플링 양끝단의 응력집중은 크게 증가하였으며, 이러한 경우 커플링 슬리브의 길이를 비례적으로 줄임으로서 결합부의 응력집중을 방지할 수 있었다.

또한 편심의 물체를 이용하여 토크를 추가적으로 흡수하는 방식과 접촉효율을 증대시킬 수 있는 방법을 채택할 수 있었다.(특허취득)

참 고 문 헌

- [1] 전효중 외 4인, 軸系裝置와 프로펠러, 대진문화사, pp. 1~86, 2006.
- [2] 전효중, 船舶動力傳達裝置, 태화출판사, pp. 370~384, 1986.
- [3] Roy L. Harrington, Marine Engineering, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 601 Pavonia Av, Jersey City, N.J. 1992.
- [4] Catalogues for Controllable Pitch Propeller of Escher Wyss, Germany.
- [5] Catalogues for Controllable Pitch Propeller of KAMEWA, Sweden.
- [6] Catalogues of OVAKO Couplings AB, Sweden.
- [7] Ki-In Kim, A Study on the Design of Propulsion Shafting System for Controllable Pitch Propeller, pp.20~29, 78~84, 99~106, 2002, 한국해양대학교.
- [8] 金奎南, 徐昌敏, 金文生, 材料力學, 淸文閣, pp. 16~65, 80~93, 289~305, 1992.
- [9] MIL-S-23284A(SH), Steel Forgings, Carbon and Alloy, For Shaft, Sleeves, Propeller Nuts, Coupling and Stocks, 15 June 1990.
- [10] MIL-STD-2189(SH), Design Methods for Naval Shipboard Systems, Section 243-1, Part 1, Propulsion Shafting, pp. 1~94, 1994.
- [11] NAVSHIPS 803-2145807, Standard Drawing of Propulsion Shafting & Components, pp. 1C~9C, 1988.

- [12] Lloyd's Register of Shipping, Main Propulsion Shafting, Propeller, Part 5, Chapter 6~7, Sections 1~3, 4, pp. 1~5.
- [13] Bureau Veritas, Rules and Regulations for the Classification of Ships, Part III Machinery Systems, Chapter 17 Propelling and Auxiliary Machinery, Courbevoie - France, pp. 41~59, 1996.
- [14] Det Norske Veritas, Part 4, Chapter 2, Propulsion and Auxiliary Machinery, Section 6-7, pp. 28~39, 1992.
- [15] ABS Rules, Machinery Equipment and System, Part 4 Section 7, Propellers and Propulsion Shafting, pp. 4/7.1~4/7.35, 2000.
- [16] Korean Register of Shipping, 한국선급규칙, 제5편, 3장 축계 및 동력진달장치, pp. 1~5, 1999. 05.

부 록

■ 4 가지 형식에 대해 설계를 수행하였는데, 각 형식의 명칭은 다음과 같다.

- [A] DSKF-100 : 플랜지형 커플링
- [B] DSKS-100 : 슬리브형 커플링
- [C] DSKSR-280 : 보강재를 이용한 중공축 슬리브형 커플링
- [D] DSKS-300 : 보강재가 없는 중공축 슬리브형 커플링

■ 각 형식에 대해 다음과 같은 순서로 계산하였다.

- [1] Initial data
- [2] Interference deformation calculations
- [3] Stress calculation
 - (3.1) Outer sleeve
 - (3.2) Inner sleeve
 - (3.3) Shaft

■ 또한 상기 각 계산을 위한 변수는 다음과 같다.

▶ *Nomenclature for [1] initial data*

- (1.1) c_{SFTISL} : Gap between shaft and inner sleeve [m]
- (1.2) d_{aoISL} : Average outside diameter of the inner sleeve [m]
- (1.3) d_{iHSFT} : Inside diameter of hollow shaft [m]
- (1.4) d_{iISL} : Inside diameter of the inner sleeve [m], $d_{iISL} = d_{oHSFT}$
- (1.5) d_{iNUT} : Inside diameter of the nut [m]
- (1.6) d_{iOSL} : Inside diameter of the outer sleeve [m]
- (1.7) d_{iRSL} : Inside diameter of the reinforcement sleeve [m]

- (1.8) d_{iSFT} : Inside shaft diameter [m]
- (1.9) d_{oHSFT} : Outside diameter of hollow shaft [m]
- (1.10) d_{oNUT} : Outside diameter of the nut [m]
- (1.11) d_{oOSL} : Outside diameter of outer sleeve [m]
- (1.12) d_{oRSL} : Outside diameter of the reinforcement sleeve [m]
- (1.13) d_{oSFT} : Outer shaft diameter [m]
- (1.14) d_{SFT} : Shaft diameter [m]
- (1.15) E_{ISL} : Elasticity modulus of inner sleeve [GPa]
- (1.16) E_{OSL} : Elasticity modulus of outer sleeve [GPa]
- (1.17) E_{RSL} : Elasticity modulus of reinforcement sleeve [GPa]
- (1.18) E_{SFT} : Elasticity modulus of shaft [GPa]
- (1.19) f_{TAP} : Taper factor for conic surfaces
- (1.20) l_{con} : Contact length inside cylindrical surface of the outer sleeve [m]
- (1.21) N_{PROP} : Propeller shaft speed [rpm]
- (1.22) P_{ENG} : Engine power per shaft [kW]
- (1.23) P_{PROP} : Propeller power per shaft [kW]
- (1.24) Q_{PROP} : Propeller thrust [N]
- (1.25) S : Safety coefficient, $S = \frac{T_{\max C}}{T_{\max E}}$
- (1.26) $T_{\max C}$: Maximum torque transmitting to each coupling [N m]
- (1.27) $T_{\max E}$: Maximum engine torque [N m]
- (1.28) t_{ISLW} : Thickness of the inner sleeve wall in the middle [m]
- $$T_{ISLW} = \frac{d_{aoISL} - d_{oHSFT}}{2}$$
- (1.29) ν : Poisson ratio for steel

(1.30) μ_s : Friction coefficient

(1.31) ω : Angular velocity [rad/s]

$$\omega = \frac{2\pi N_{PRO}}{60}$$

► *Nomenclature for [2] interference deformation calculations*

(2.1) p_{con1} : Contact pressure on outside surface of the inner sleeve to transfer T_{maxCL} [Pa]

(2.2) p_{con2} : Contact pressure on the shaft surface to transfer torque [Pa]

(2.3) p_{con3} : Contact pressure on outer surface of inner sleeve to delete gap between sleeve and shaft [Pa]

(2.4) p_{TTL} : Summary pressure on outside surface of inner sleeve

(2.5) c_{1S}, c_{2S} : Size coefficient for sleeve type coupling (sleeves and shafts, respectively)

(2.6) c_{1FS}, c_{2FS} : Size coefficient for flange type coupling (sleeves and shafts, respectively)

(2.7) δ : Summary interference fit under pressure to transfer torque for sleeve type coupling [m]

(2.8) δ_F : Summary interference fit under pressure to transfer torque for flange type coupling [m]

(2.9) l_F : Drive up length for flange type coupling [m]

l_{up} : Drive up length for sleeve type coupling [m]

(2.10) F_{up} : Drive up force [N]

(2.11) p_{up} : Drive up pressure [Pa]

(2.12) e_{odOSL} : Outside diameter expansion of the outer sleeve

► *Nomenclature for [3] stress calculation*

[Stress calculation for outer sleeve]

- (3.1) σ_{isOSL} : Circumference stresses on the inside surface
of outer sleeve
- (3.2) σ_{osOSL} : Circumference stresses on the outside surface
of outer sleeve surface
- (3.3) τ_{isOSL} : Shear stresses on inner surface of outer sleeve
from torque

[Stress calculation for inner sleeve]

- (3.4) σ_{osISL} : Circumference stresses on outer surface of inner sleeve
- (3.5) σ_{rosISL} : Radial stresses on the outer surface of the inner sleeve
- (3.6) τ_{osISL} : Shear stresses on outer surface of inner sleeve
from torque
- (3.7) $\sigma_{eqosISL}$: Equivalent stresses on inner surface of inner sleeve
- (3.8) σ_{isISL} : Circumference stresses on inner surface of inner sleeve

[Stress calculation for shaft]

- (3.9) σ_{osSFT} : Circumference stresses on the outside surface of the shaft
- (3.10) σ_{isSFT} : Circumference stresses on the inside surface of the shaft
- (3.11) σ_{rosSFT} : Radial stresses on the shaft outer surface
- (3.12) τ_{osSFT} : Shear stresses on the shaft outer surface
because of torque transferring
- (3.13) σ_{THSFT} : Shaft stresses from thrust
- (3.14) $\sigma_{eqosSFT}$: Equivalent stresses of outside surface of the shaft

상기 각 커플링에 대한 설계 계산치는 다음과 같다.

[A] "DSKF-100" Type (플랜지형 커플링)

A.1 Initial data

- (A.1.1) $c_{SFTISL} = 35.0 \mu\text{m}$
- (A.1.2) $d_{aoISL} = 0.1180 \text{ m}$
- (A.1.3) $d_{iHSFT} = 0.0 \text{ m}$
- (A.1.4) $d_{iISL} = 0.1000 \text{ m}$ ($d_{iISL} = d_{oHSFT}$)
- (A.1.5) $d_{iNUT} = 0.1155 \text{ m}$
- (A.1.6) $d_{iOSL} = 0.1180 \text{ m}$
- (A.1.7) d_{iRSL} (nil)
- (A.1.8) d_{iSFT} (nil)
- (A.1.9) $d_{oHSFT} = 0.1000 \text{ m}$
- (A.1.10) $d_{oNUT} = 0.1500 \text{ m}$
- (A.1.11) $d_{oOSL} = 0.1650 \text{ m}$
- (A.1.12) d_{oRSL} (nil)
- (A.1.13) d_{oSFT} (nil)
- (A.1.14) $d_{SFT} = 0.1000 \text{ m}$
- (A.1.15) $E_{ISL} = 205.0 \text{ GPa}$
- (A.1.16) $E_{OSL} = 205.0 \text{ GPa}$
- (A.1.17) E_{RSL} (nil)
- (A.1.18) $E_{SFT} = 205.0 \text{ GPa}$
- (A.1.19) $f_{TAP} = 0.0125$
- (A.1.20) $l_{con} = 0.1200 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
(A.1.21) \quad N_{PRO} &= (\text{nil}) \\
(A.1.22) \quad P_{ENG} &= (\text{nil}) \\
(A.1.23) \quad P_{PRO} &= (\text{nil}) \\
(A.1.24) \quad Q_{PRO} &= 12\,762.5 \text{ N} \\
(A.1.25) \quad S &= 2.889 \left(= \frac{T_{\max C}}{T_{\max E}} \right) \\
(A.1.26) \quad T_{\max C} &= 26\,000 \text{ Nm} \\
(A.1.27) \quad T_{\max E} &= 9\,000 \text{ Nm} \\
(A.1.28) \quad t_{ISLW} &= 9.00 \text{ mm} \left(= \frac{d_{aoISL} - d_{oHSFT}}{2} \right) \\
(A.1.29) \quad \nu &= 0.3 \\
(A.1.30) \quad \mu_s &= 0.14 \\
(A.1.31) \quad \omega &= (\text{nil})
\end{aligned}$$

A.2 Interference deformation calculation

$$\begin{aligned}
(A.2.1) \quad p_{con1} &= \frac{2 T_{\max C}}{\pi \mu_s l_{con} d_{aoISL}^2} \\
&= 70.76 \text{ MPa} \\
(A.2.2) \quad p_{con2} &= \frac{2 T_{\max C}}{\pi \mu_s l_{con} d_{oHSFT}^2} \\
&= 98.52 \text{ MPa} \\
(A.2.3) \quad p_{con3} &= \frac{2 E_{ISL} c_{SFTISL} t_{ISLW}}{d_{oHSFT}^2} \\
&= 12.91 \text{ MPa} \\
(A.2.4) \quad p_{TTL} &= p_{con1} + p_{con3}
\end{aligned}$$

$$= 83.67 \text{ MPa}$$

$$(A.2.5) \quad c_{1S} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSL}}\right)^2} - \nu$$

$$= 0.700$$

$$c_{2S} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}}\right)^2} + \nu$$

$$= 3.394$$

$$(A.2.6) \quad d_{iOSLF} = 0.1210 \text{ m}$$

$$d_{oOSLF} = 0.2200 \text{ m}$$

$$c_{1FS} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSLF}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSLF}}\right)^2} - \nu$$

$$= 0.700$$

$$c_{2FS} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSLF}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSLF}}\right)^2} + \nu$$

$$= 2.167$$

$$(A.2.7) \quad \delta = \left(\frac{c_{1S}}{E_{OSL}} + \frac{c_{2S}}{E_{SFT}}\right) \times p_{con2} d_{oHSFT}$$

$$= 0.20 \text{ mm}$$

$$(A.2.8) \quad \delta_F = \left(\frac{c_{1FS}}{E_{OSL}} + \frac{c_{2FS}}{E_{SFT}} \right) \times p_{con2} d_{oHSFT}$$

$$= 0.14 \text{ mm}$$

$$\delta_{FF} = 0.15 \delta_F + 0.85 \delta$$

$$= 0.16 \text{ mm}$$

$$(A.2.9) \quad l_F = (\delta_{FF} + c_{SFTISL}) \times \frac{1}{80}$$

$$= 12.92 \text{ mm}$$

$$(A.2.10) \quad F_{up} = \pi d_{iOSL} p_{TTL} l_{con} \times \left(\frac{f_{TAP}}{2} + 0.0365 \right)$$

$$= 159.1 \text{ kN}$$

$$(A.2.11) \quad p_{up} = \frac{4 F_{up}}{\pi (d_{oNUT}^2 - d_{iNUT}^2)}$$

$$= 22.13 \text{ MPa}$$

$$(A.2.12) \quad e_{odOSL} = \frac{2 p_{TTL} d_{iOSL}^2}{E_{OSL} d_{oOSL} \times \left[1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2 \right]}$$

$$= 0.14 \text{ mm}$$

A.3 Stress calculation

[Stress calculation for outer sleeve]

$$(A.3.1) \quad \sigma_{isOSL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}}\right)^2} \times p_{TTL}$$

$$= 258.90 \text{ MPa}$$

$$(A.3.2) \quad \sigma_{osOSL} = \frac{2p_{TTL}}{\left(\frac{d_{oOSL}}{d_{aoISL}}\right)^2 - 1}$$

$$= 175.20 \text{ MPa}$$

$$(A.3.3) \quad \tau_{isOSL} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{iOSL}}{d_{oOSL}^4 - d_{iISL}^4}$$

$$= 24.37 \text{ MPa}$$

[Stress calculation for inner sleeve]

$$(A.3.4) \quad \sigma_{osISL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{aoISL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{aoISL}}{d_{oOSL}}\right)^2} \times p_{TTL}$$

$$= 258.90 \text{ MPa}$$

$$(A.3.5) \quad \sigma_{rosISL} = p_{TTL}$$

$$= 83.67 \text{ MPa}$$

$$(A.3.6) \quad \tau_{osISL} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{aoISL}}{d_{oOSL}^4 - d_{oHSFT}^4}$$

$$= 24.37 \text{ MPa}$$

$$(A.3.7) \quad \sigma_{eqosISL} = \sqrt{\sigma_{rosISL}^2 + \sigma_{osISL}^2 - \sigma_{rosISL} \sigma_{osISL} + 3\tau_{osISL}^2}$$

$$= 232.70 \text{ MPa}$$

$$(A.3.8) \quad \sigma_{isISL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iISL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iISL}}{d_{oOSL}}\right)^2} \times p_{con2}$$

$$= 212.90 \text{ MPa}$$

[Stress calculation for shaft]

$$(A.3.9) \quad \sigma_{osSFT} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2} \times p_{con2}$$

$$= 98.52 \text{ MPa}$$

$$(A.3.10) \quad \sigma_{isSFT} = \frac{2p_{con2}}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2}$$

$$= 197.00 \text{ MPa}$$

$$(A.3.11) \quad p_{con2} = 98.52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{rosSFT} = p_{con2}$$

$$(A.3.12) \quad \tau_{osSFT} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{oHSFT}}{d_{oHSFT}^2 - d_{iHSFT}^2}$$

$$= 132.40 \text{ MPa}$$

$$(A.3.13) \quad \sigma_{THSFT} = \frac{Q_{PROP}}{\pi (d_{oHSFT}^2 - d_{iHSFT}^2)}$$

$$= 0.41 \text{ MPa}$$

$$(A.3.14) \quad \sigma_{eqosSFT} = \sqrt{\sigma_{rosSFT}^2 + \sigma_{osSFT}^2 - \sigma_{rosSFT}\sigma_{osSFT} + 3\tau_{osSFT}^2}$$

$$= 249.60 \text{ MPa}$$

=====

[B] "DSKS-100" Type (슬리브형 커플링)

B.1 Initial data

$$(B.1.1) \quad c_{SFTISL} = 35.4 \mu\text{m}$$

$$(B.1.2) \quad d_{aoISL} = 0.1180 \text{ m}$$

$$(B.1.3) \quad d_{iHSFT} = 0.0 \text{ m}$$

$$(B.1.4) \quad d_{iISL} = 0.1000 \text{ m} \quad (d_{iISL} = d_{oHSFT})$$

$$(B.1.5) \quad d_{iNUT} = 0.1160 \text{ m}$$

$$(B.1.6) \quad d_{iOSL} = 0.1180 \text{ m}$$

$$(B.1.7) \quad d_{iRSL} \quad (\text{nil})$$

$$(B.1.8) \quad d_{iSFT} \quad (\text{nil})$$

$$(B.1.9) \quad d_{oHSFT} = 0.1000 \text{ m}$$

$$(B.1.10) \quad d_{oNUT} = 0.1500 \text{ m}$$

$$(B.1.11) \quad d_{oOSL} = 0.1700 \text{ m}$$

$$(B.1.12) \quad d_{oRSL} \quad (\text{nil})$$

$$(B.1.13) \quad d_{oSFT} \quad (\text{nil})$$

$$(B.1.14) \quad d_{SFT} = 0.1000 \text{ m}$$

$$(B.1.15) \quad E_{ISL} = 205.0 \text{ GPa}$$

$$(B.1.16) \quad E_{OSL} = 205.0 \text{ GPa}$$

$$(B.1.17) \quad E_{RSL} \quad (\text{nil})$$

$$\begin{aligned}
\text{(B.1.18)} \quad E_{SFT} &= 205.0 \text{ GPa} \\
\text{(B.1.19)} \quad f_{TAP} &= 0.0125 \\
\text{(B.1.20)} \quad l_{con} &= 0.1200 \text{ m} \\
\text{(B.1.21)} \quad N_{PRO} & \text{ (nil)} \\
\text{(B.1.22)} \quad P_{ENG} & \text{ (nil)} \\
\text{(B.1.23)} \quad P_{PRO} & \text{ (nil)} \\
\text{(B.1.24)} \quad Q_{PRO} &= 12\,762.5 \text{ N} \\
\text{(B.1.25)} \quad S &= 2.889 \left(= \frac{T_{\max C}}{T_{\max E}} \right) \\
\text{(B.1.26)} \quad T_{\max C} &= 26\,000 \text{ Nm} \\
\text{(B.1.27)} \quad T_{\max E} &= 9\,000 \text{ Nm} \\
\text{(B.1.28)} \quad t_{ISLW} &= 9.00 \text{ mm} \left(= \frac{d_{aoISL} - d_{oHSFT}}{2} \right) \\
\text{(B.1.29)} \quad \nu &= 0.3 \\
\text{(B.1.30)} \quad \mu_s &= 0.14 \\
\text{(B.1.31)} \quad \omega & \text{ (nil)}
\end{aligned}$$

B.2 Interference deformation calculation

$$\begin{aligned}
\text{(B.2.1)} \quad p_{con1} &= \frac{2T_{\max C}}{\pi \mu_s l_{con} d_{aoISL}^2} \\
&= 70.76 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{(B.2.2)} \quad p_{con2} &= \frac{2T_{\max C}}{\pi \mu_s l_{con} d_{oHSFT}^2} \\
&= 98.52 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

$$(B.2.3) \quad p_{con3} = \frac{2 E_{ISL} c_{SFTISL} t_{ISLW}}{d_{oHSFT}^2}$$

$$= 13.06 \text{ MPa}$$

$$(B.2.4) \quad p_{TTL} = p_{con1} + p_{con3}$$

$$= 83.82 \text{ MPa}$$

$$(B.2.5) \quad c_{1S} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSL}}\right)^2} - \nu$$

$$= 0.700$$

$$c_{2S} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}}\right)^2} + \nu$$

$$= 3.160$$

$$(B.2.6) \quad - \text{ nil } -$$

$$(B.2.7) \quad \delta = \left(\frac{c_{1S}}{E_{OSL}} + \frac{c_{2S}}{E_{SFT}} \right) \times p_{TTL} d_{oHSFT}$$

$$= 0.16 \text{ mm}$$

$$(B.2.8) \quad - \text{ nil } -$$

$$(B.2.9) \quad l_{up} = (\delta + c_{SFTISL}) \times \frac{1}{80}$$

$$= 15.00 \text{ mm}$$

$$(B.2.10) \quad F_{up} = \pi d_{iOSL} p_{TTL} l_{con} \times \left(\frac{f_{TAP}}{2} + 0.0365 \right)$$

$$= 159.4 \text{ kN}$$

$$(B.2.11) \quad p_{up} = \frac{4F_{up}}{\pi (d_{oNUT}^2 - d_{iNUT}^2)}$$

$$= 22.17 \text{ MPa}$$

$$(B.2.12) \quad e_{odOSL} = \frac{2p_{TTL} d_{iOSL}^2}{E_{OSL} d_{oOSL} \times \left[1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2 \right]}$$

$$= 0.13 \text{ mm}$$

B.3 Stress calculation

[Stress calculation for outer sleeve]

$$(B.3.1) \quad \sigma_{isOSL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2} \times p_{TTL}$$

$$= 239.70 \text{ MPa}$$

$$(B.3.2) \quad \sigma_{osOSL} = \frac{2p_{TTL}}{\left(\frac{d_{oOSL}}{d_{aoISL}} \right)^2 - 1}$$

$$= 155.90 \text{ MPa}$$

$$(B.3.3) \quad \tau_{isOSL} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{iOSL}}{d_{oOSL}^4 - d_{iISL}^4}$$

$$= 21.25 \text{ MPa}$$

[Stress calculation for inner sleeve]

$$(B.3.4) \quad \sigma_{osISL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{aoISL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{aoISL}}{d_{oOSL}}\right)^2} \times p_{TTL}$$

$$= 239.70 \text{ MPa}$$

$$(B.3.5) \quad \sigma_{rosISL} = p_{TTL}$$

$$= 83.82 \text{ MPa}$$

$$(B.3.6) \quad \tau_{osISL} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{aoISL}}{d_{oOSL}^4 - d_{oHSFT}^4}$$

$$= 21.25 \text{ MPa}$$

$$(B.3.7) \quad \sigma_{eqosISL} = \sqrt{\sigma_{rosISL}^2 + \sigma_{osISL}^2 - \sigma_{rosISL} \sigma_{osISL} + 3\tau_{osISL}^2}$$

$$= 213.90 \text{ MPa}$$

$$(B.3.8) \quad \sigma_{isISL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iISL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iISL}}{d_{oOSL}}\right)^2} \times p_{con2}$$

$$= 202.80 \text{ MPa}$$

[Stress calculation for shaft]

$$(B.3.9) \quad \sigma_{osSFT} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2} \times p_{con2}$$

$$= 98.52 \text{ MPa}$$

$$(B.3.10) \quad \sigma_{isSFT} = \frac{2p_{con2}}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2}$$

$$= 197.00 \text{ MPa}$$

$$(B.3.11) \quad p_{con2} = 98.52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{rosSFT} = p_{con2}$$

$$(B.3.12) \quad \tau_{osSFT} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{oHSFT}}{d_{oHSFT}^2 - d_{iHSFT}^2}$$

$$= 132.40 \text{ MPa}$$

$$(B.3.13) \quad \sigma_{THSFT} = \frac{Q_{PROP}}{\pi (d_{oHSFT}^2 - d_{iHSFT}^2)}$$

$$= 0.41 \text{ MPa}$$

$$(B.3.14) \quad \sigma_{eqosSFT} = \sqrt{\sigma_{rosSFT}^2 + \sigma_{osSFT}^2 - \sigma_{rosSFT}\sigma_{osSFT} + 3\tau_{osSFT}^2}$$

$$= 249.60 \text{ MPa}$$

=====

[C] "DSKSR-280" Type

(보강재를 이용한 중공축 슬리브형 커플링)

C.1 Initial data

$$(C.1.1) \quad c_{SFTISL} = 104.0 \mu\text{m}$$

$$(C.1.2) \quad d_{aoISL} = 0.2971 \text{ m}$$

- (C.1.3) $d_{iHSFT} = 0.0950 \text{ m}$
- (C.1.4) $d_{iISL} = 0.2800 \text{ m}$ ($d_{iISL} = d_{oHSFT}$)
- (C.1.5) $d_{iNUT} = 0.3100 \text{ m}$
- (C.1.6) $d_{iOSL} = 0.2971 \text{ m}$
- (C.1.7) $d_{iRSL} = 0.0950 \text{ m}$
- (C.1.8) $d_{iSFT} = 0.9500 \text{ m}$
- (C.1.9) $d_{oHSFT} = 0.2800 \text{ m}$
- (C.1.10) $d_{oNUT} = 0.3950 \text{ m}$
- (C.1.11) $d_{oOSL} = 0.4500 \text{ m}$
- (C.1.12) $d_{oRSL} = 0.1400 \text{ m}$
- (C.1.13) $d_{oSFT} = 0.2800 \text{ m}$
- (C.1.14) $d_{SFT} \quad (\text{nil})$
- (C.1.15) $E_{ISL} = 205.0 \text{ GPa}$
- (C.1.16) $E_{OSL} = 205.0 \text{ GPa}$
- (C.1.17) $E_{RSL} = 205.0 \text{ GPa}$
- (C.1.18) $E_{SFT} = 205.0 \text{ GPa}$
- (C.1.19) $f_{TAP} = 0.0125$
- (C.1.20) $l_{con} = 0.2800 \text{ m}$
- (C.1.21) $N_{PRO} = 289.7 \text{ rpm}$
- (C.1.22) $P_{ENG} = 6\,472 \text{ kW}$
- (C.1.23) $P_{PRO} = 6\,213 \text{ kW}$
- (C.1.24) $Q_{PRO} = 324\,762.5 \text{ N}$
- (C.1.25) $S = 2.675 \left(= \frac{T_{\max C}}{T_{\max E}} \right)$
- (C.1.26) $T_{\max C} = 571\,000 \text{ Nm}$

$$(C.1.27) \quad T_{\max E} = 213\,443 \text{ Nm}$$

$$(C.1.28) \quad t_{ISLW} = 8.53 \text{ mm} \quad \left(= \frac{d_{oISL} - d_{oHSFT}}{2} \right)$$

$$(C.1.29) \quad \nu = 0.3$$

$$(C.1.30) \quad \mu_s = 0.14$$

$$(C.1.31) \quad \omega = 30.34 \text{ rad/s}$$

C.2.0 Interference deformation calculation

(C.2.0.1) Value of the reinforcement sleeve interference fit

$$\delta_{RSL} = 0.21 \text{ mm}$$

(C.2.0.2) Geometrical coefficient for reinforcement sleeve

$$\begin{aligned} c_{1RSL} &= \frac{1 + \left(\frac{d_{iRSL}}{d_{oRSL}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iRSL}}{d_{oRSL}} \right)^2} - \nu \\ &= 2.407 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{2RSL} &= \frac{1 + \left(\frac{d_{oRSL}}{d_{oHSFT}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{oRSL}}{d_{oHSFT}} \right)^2} + \nu \\ &= 1.967 \end{aligned}$$

(C.2.0.3) Contact pressure on reinforcing sleeve due to interference

$$\begin{aligned} p_{conRSL} &= \frac{\delta_{RSL}}{d_{oRSL} \times \left(\frac{c_{1RSL}}{E_{SFT}} + \frac{c_{2RSL}}{E_{RSL}} \right)} \\ &= 69.84 \text{ MPa} \end{aligned}$$

C.2 Interference deformation calculation for inner sleeve

$$(C.2.1) \quad p_{con1} = \frac{2 T_{\max C}}{\pi \mu_s l_{con} d_{oISL}^2}$$

$$= 105.10 \text{ MPa}$$

$$(C.2.2) \quad p_{con2} = \frac{2 T_{\max C}}{\pi \mu_s l_{con} d_{oHSFT}^2}$$

$$= 118.30 \text{ MPa}$$

$$(C.2.3) \quad p_{con3} = \frac{2 E_{ISL} c_{SFTISL} t_{ISLW}}{d_{oHSFT}^2}$$

$$= 4.64 \text{ MPa}$$

$$(C.2.4) \quad p_{TTL} = p_{con1} + p_{con3}$$

$$= 109.7 \text{ MPa}$$

$$(C.2.5) \quad c_{1S} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSL}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSL}} \right)^2} - \nu$$

$$= 0.928$$

$$c_{2S} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2} + \nu$$

$$= 2.845$$

$$(C.2.6) \quad - \text{nil} -$$

$$\begin{aligned}
\text{(C.2.7)} \quad \delta &= \left(\frac{c_{1S}}{E_{OSL}} + \frac{c_{2S}}{E_{SFT}} \right) \times p_{con2} d_{oHSFT} \\
&= 0.57 \text{ mm}
\end{aligned}$$

(C.2.8) - blank -

$$\begin{aligned}
\text{(C.2.9)} \quad l_F &= (\delta_{FF} + c_{SFTISL}) \times \frac{1}{80} \\
&= 53.55 \text{ mm}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{(C.2.10)} \quad F_{up} &= \pi d_{iOSL} p_{TTL} \times (2l_{con} + 0.1) \times \left(\frac{f_{TAP}}{2} + 0.014 \right) \\
&= 136.9 \text{ kN}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{(C.2.11)} \quad p_{up} &= \frac{4F_{up}}{\pi (d_{oNUT}^2 - d_{iNUT}^2)} \\
&= 29.07 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{(C.2.12)} \quad e_{odOSL} &= \frac{2p_{TTL} d_{iOSL}^2}{E_{OSL} d_{oOSL} \times \left[1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2 \right]} \\
&= 0.37 \text{ mm}
\end{aligned}$$

C.3 Stress calculation

[Stress calculation for outer sleeve]

$$\begin{aligned}
\text{(C.3.1)} \quad \sigma_{isOSL} &= \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2} \times p_{TTL} \\
&= 279.22 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

$$(C.3.2) \quad \sigma_{osOSL} = \frac{2p_{TTL}}{\left(\frac{d_{oOSL}}{d_{aoISL}}\right)^2 - 1}$$

$$= 169.49 \text{ MPa}$$

$$(C.3.3) \quad \tau_{isOSL} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{iOSL}}{d_{oOSL}^4 - d_{iISL}^4}$$

$$= 24.78 \text{ MPa}$$

[Stress calculation for inner sleeve]

$$(C.3.4) \quad \sigma_{osISL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{aoISL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{aoISL}}{d_{oOSL}}\right)^2} \times p_{TTL}$$

$$= 279.22 \text{ MPa}$$

$$(C.3.5) \quad \sigma_{rosISL} = p_{TTL}$$

$$= 109.72 \text{ MPa}$$

$$(C.3.6) \quad \tau_{osISL} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{aoISL}}{d_{oOSL}^4 - d_{oHSFT}^4}$$

$$= 24.78 \text{ MPa}$$

$$(C.3.7) \quad \sigma_{eqosISL} = \sqrt{\sigma_{rosISL}^2 + \sigma_{osISL}^2 - \sigma_{rosISL} \sigma_{osISL} + 3\tau_{osISL}^2}$$

$$= 247.40 \text{ MPa}$$

$$(C.3.8) \quad \sigma_{isISL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iISL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iISL}}{d_{oOSL}}\right)^2} \times p_{con2}$$

$$= 267.73 \text{ MPa}$$

[Stress calculation for shaft]

$$(C.3.9) \quad \sigma_{osSFT} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2} \times p_{con2}$$

$$= 149.06 \text{ MPa}$$

$$(C.3.10) \quad \sigma_{isSFT} = \frac{2p_{con2}}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2}$$

$$= 267.34 \text{ MPa}$$

$$(C.3.11) \quad p_{con2} = 118.28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{rosSFT} = p_{con2}$$

$$(C.3.12) \quad \tau_{osSFT} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{oHSFT}}{d_{oHSFT}^2 - d_{iHSFT}^2}$$

$$= 134.25 \text{ MPa}$$

$$(C.3.13) \quad \sigma_{THSFT} = \frac{Q_{PROP}}{\pi (d_{oHSFT}^2 - d_{iHSFT}^2)}$$

$$= 1.49 \text{ MPa}$$

$$(C.3.14) \quad \sigma_{eqosSFT} = \sqrt{\sigma_{rosSFT}^2 + \sigma_{osSFT}^2 - \sigma_{rosSFT}\sigma_{osSFT} + 3\tau_{osSFT}^2}$$

$$= 269.54 \text{ MPa}$$

=====

[D] "DSKS-300" Type

(보강재가 없는 중공축 슬리브형 커플링)

D.1 Initial data

- (D.1.1) $c_{SFTISL} = 54.0 \mu\text{m}$
- (D.1.2) $d_{aoISL} = 0.3206 \text{ m}$
- (D.1.3) $d_{iHSFT} = 0.0950 \text{ m}$
- (D.1.4) $d_{iISL} = 0.3000 \text{ m}$ ($d_{iISL} = d_{oHSFT}$)
- (D.1.5) $d_{iNUT} = 0.3190 \text{ m}$
- (D.1.6) $d_{iOSL} = 0.3259 \text{ m}$
- (D.1.7) $d_{iRSL} \quad (\text{nil})$
- (D.1.8) $d_{iSFT} \quad (\text{nil})$
- (D.1.9) $d_{oHSFT} = 0.3000 \text{ m}$
- (D.1.10) $d_{oNUT} = 0.3950 \text{ m}$
- (D.1.11) $d_{oOSL} = 0.4800 \text{ m}$
- (D.1.12) $d_{oRSL} \quad (\text{nil})$
- (D.1.13) $d_{oSFT} \quad (\text{nil})$
- (D.1.14) $d_{SFT} = 0.3000 \text{ m}$
- (D.1.15) $E_{ISL} = 205.0 \text{ GPa}$
- (D.1.16) $E_{OSL} = 205.0 \text{ GPa}$
- (D.1.17) $E_{RSL} \quad (\text{nil})$
- (D.1.18) $E_{SFT} = 205.0 \text{ GPa}$
- (D.1.19) $f_{TAP} = 0.0125$
- (D.1.20) $l_{con} = 0.3000 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
(D.1.21) \quad N_{PRO} &= 289.7 \text{ rpm} \\
(D.1.22) \quad P_{ENG} &= 6\,472 \text{ kW} \\
(D.1.23) \quad P_{PRO} &= 6\,213 \text{ kW} \\
(D.1.24) \quad Q_{PRO} &= 324\,762.5 \text{ N} \\
(D.1.25) \quad S &= 3.2889 \left(= \frac{T_{\max C}}{T_{\max E}} \right) \\
(D.1.26) \quad T_{\max C} &= 702\,000 \text{ Nm} \\
(D.1.27) \quad T_{\max E} &= 213\,443 \text{ Nm} \\
(D.1.28) \quad t_{ISLW} &= 10.30 \text{ mm} \left(= \frac{d_{aoISL} - d_{oHSFT}}{2} \right) \\
(D.1.29) \quad \nu &= 0.3 \\
(D.1.30) \quad \mu_s &= 0.14 \\
(D.1.31) \quad \omega & \quad (\text{nil})
\end{aligned}$$

D.2 Interference deformation calculation

$$\begin{aligned}
(D.2.1) \quad p_{con1} &= \frac{2 T_{\max C}}{\pi \mu_s l_{con} d_{aoISL}^2} \\
&= 103.53 \text{ MPa} \\
(D.2.2) \quad p_{con2} &= \frac{2 T_{\max C}}{\pi \mu_s l_{con} d_{oHSFT}^2} \\
&= 118.23 \text{ MPa} \\
(D.2.3) \quad p_{con3} &= \frac{2 E_{ISL} c_{SFTISL} t_{ISLW}}{d_{oHSFT}^2} \\
&= 2.53 \text{ MPa} \\
(D.2.4) \quad p_{TTL} &= p_{con1} + p_{con3}
\end{aligned}$$

$$= 106.06 \text{ MPa}$$

$$(D.2.5) \quad c_{1S} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{iOSL}}\right)^2} - \nu$$

$$= 0.886$$

$$c_{2S} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}}\right)^2} + \nu$$

$$= 3.010$$

$$(D.2.6) \quad - \text{nil} -$$

$$(D.2.7) \quad \delta = \left(\frac{c_{1S}}{E_{OSL}} + \frac{c_{2S}}{E_{SFT}} \right) \times p_{con2} d_{oHSFT}$$

$$= 0.67 \text{ mm}$$

$$(D.2.8) \quad - \text{nil} -$$

$$(D.2.9) \quad l_{up} = (\delta + c_{SFTISL}) \times \frac{1}{80}$$

$$= 58.20 \text{ mm}$$

$$(D.2.10) \quad F_{up} = 2\pi d_{iOSL} p_{TTL} l_{con} \times \left(\frac{f_{TAP}}{2} + 0.009 \right)$$

$$= 993.44 \text{ kN}$$

$$(D.2.11) \quad p_{up} = \frac{4 F_{up}}{\pi (d_{oNUT}^2 - d_{iNUT}^2)}$$

$$= 23.31 \text{ MPa}$$

$$(D.2.12) \quad e_{odOSL} = \frac{2p_{TTL} d_{iOSL}^2}{E_{OSL} d_{oOSL} \times \left[1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2 \right]}$$

$$= 0.43 \text{ mm}$$

D.3 Stress calculation

[Stress calculation for outer sleeve]

$$(D.3.1) \quad \sigma_{isOSL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iOSL}}{d_{oOSL}} \right)^2} \times p_{TTL}$$

$$= 287.37 \text{ MPa}$$

$$(D.3.2) \quad \sigma_{osOSL} = \frac{2p_{TTL}}{\left(\frac{d_{oOSL}}{d_{aoISL}} \right)^2 - 1}$$

$$= 170.84 \text{ MPa}$$

$$(D.3.3) \quad \tau_{isOSL} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{iOSL}}{d_{oOSL}^4 - d_{iISL}^4}$$

$$= 25.90 \text{ MPa}$$

[Stress calculation for inner sleeve]

$$(D.3.4) \quad \sigma_{osISL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{aoISL}}{d_{oOSL}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{aoISL}}{d_{oOSL}} \right)^2} \times p_{TTL}$$

$$= 27.69 \text{ MPa}$$

$$(D.3.5) \quad \sigma_{rosISL} = p_{TTL}$$

$$= 106.06 \text{ MPa}$$

$$(D.3.6) \quad \tau_{osISL} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{aoISL}}{d_{oOSL}^4 - d_{oHSFT}^4}$$

$$= 25.48 \text{ MPa}$$

$$(D.3.7) \quad \sigma_{eqosISL} = \sqrt{\sigma_{rosISL}^2 + \sigma_{osISL}^2 - \sigma_{rosISL} \sigma_{osISL} + 3\tau_{osISL}^2}$$

$$= 245.97 \text{ MPa}$$

$$(D.3.8) \quad \sigma_{isISL} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iISL}}{d_{oOSL}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iISL}}{d_{oOSL}}\right)^2} \times p_{con2}$$

$$= 269.81 \text{ MPa}$$

[Stress calculation for shaft]

$$(D.3.9) \quad \sigma_{osSFT} = \frac{1 + \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2} \times p_{con2}$$

$$= 144.58 \text{ MPa}$$

$$(D.3.10) \quad \sigma_{isSFT} = \frac{2p_{con2}}{1 - \left(\frac{d_{iHSFT}}{d_{oHSFT}}\right)^2}$$

$$= 262.81 \text{ MPa}$$

$$(D.3.11) \quad p_{con2} = 118.23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{rosSFT} = p_{con2}$$

$$(D.3.12) \quad \tau_{osSFT} = \frac{5.093 T_{\max C} d_{oHSFT}}{d_{oHSFT}^2 - d_{iHSFT}^2}$$

$$= 133.76 \text{ MPa}$$

$$(D.3.13) \quad \sigma_{THSFT} = \frac{Q_{PROP}}{\pi (d_{oHSFT}^2 - d_{iHSFT}^2)}$$

$$= 127.66 \text{ MPa}$$

$$(D.3.14) \quad \sigma_{eqosSFT} = \sqrt{\sigma_{rosSFT}^2 + \sigma_{osSFT}^2 - \sigma_{rosSFT}\sigma_{osSFT} + 3\tau_{osSFT}^2}$$

$$= 267.33 \text{ MPa}$$

=====