



저작자표시-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건 하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)



工學碩士 學位論文

低騒音 大型 캐비테이션 터널의
임펠러 軸系시스템 構造設計에 관한 研究

A Study on the Structural Design of Impeller
Shafting System for
Low Noise Large Cavitation Tunnel

指導教授 金 正 烈



2010 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院
機關시스템工學科
全 東 春

工學碩士 學位論文

低騒音 大型 캐비테이션 터널의 임펠러
軸系시스템 構造設計에 관한 研究

A Study on the Structural Design of Impeller Shafting
System for Low Noise Large Cavitation Tunnel

指導教授 金 正 烈



2010 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

全 東 春

本 論文을 全東春의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

委員長 工學博士 崔 在 星 (印)

委 員 工學博士 金 基 寅 (印)

委 員 工學博士 金 正 烈 (印)



2010 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

全 東 春

목 차

List of Tables	ii
List of Figures	iv
Abstract	viii
제 1 장 서론	1
1.1 연구의 배경 및 목적	1
1.2 연구의 내용 및 방법	1
제 2 장 축계 강도 및 축계 부품강도 계산	3
2.1 개요	3
2.2 임펠러 구동 축계시스템의 구성	3
2.3 베어링의 반력 비교	7
2.4 중공축의 구조해석	9
2.5 중실축의 구조해석	12
2.6 축간 연결 볼트의 구조해석	14
제 3 장 임펠러 구동 축계 부품의 구조해석	27
3.1 테일 축 베어링의 구조해석	27
3.2 중간 축 베어링의 구조해석	36
3.3 모터 축 베어링의 구조해석	39
3.4 유압죄임식 및 기어 커플링의 구조해석	49
제 4 장 결론	57
참고문헌	58

List of Tables

Table 2.1 Boundary condition for strength analysis of shafting system	7
Table 2.2 Reaction at tail shaft bearing	8
Table 2.3 Reaction at motor shaft bearing	8
Table 2.4 Reaction at intermediate shaft bearing	8
Table 2.5 Comparison with shaft bearing reaction	9
Table 2.6 Comparison with equivalent stress of hollow shaft	11
Table 2.7 Comparison with equivalent stress of solid shaft	13
Table 2.8 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting tail shaft with impeller shaft	16
Table 2.9 Comparison with equivalent stress of tail shaft & impeller hub, impeller hub & shaft	18
Table 2.10 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting intermediate shaft 3 with 2	20
Table 2.11 Comparison with equivalent stress of intermediate shaft 2 with 3	22
Table 2.12 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting intermediate shaft 2 with 1	24
Table 2.13 Equivalent stress of intermediate shaft 2 and 1	26
Table 3.1 Boundary condition for strength analysis of tail shaft bearing	32

Table 3.2	Calculation result on permission compressive force of tail shaft bearing	35
Table 3.3	Boundary condition for strength analysis of intermediate shaft bearing	38
Table 3.4	Calculation result on permission compressive force of intermediate shaft bearing	39
Table 3.5	Boundary condition for strength analysis of motor shaft bearing	44
Table 3.6	Calculation result on permission compressive force of motor shaft bearing	47
Table 3.7	Calculation result on permission compressive force of motor shaft (thrust) bearing	49
Table 3.8	Boundary condition for strength analysis of sleeve coupling and geared coupling	51
Table 3.9	Equivalent stress & safety factor	54
Table 3.10	Equivalent stress & safety factor of geared coupling	56

List of Figures

Fig. 2.1 Organization of impeller shafting system	4
Fig. 2.2 Arrangement table of impeller shafting system	4
Fig. 2.3 Boundary condition for shaft strength calculation	6
Fig. 2.4 Total displacement of shaft through shaft strength analysis	10
Fig. 2.5 Equivalent stress distribution of hollow shaft	10
Fig. 2.6 Safety factor distribution of hollow shaft	11
Fig. 2.7 Equivalent stress distribution of solid shaft	12
Fig. 2.8 Safety factor distribution of solid shaft	13
Fig. 2.9 Strength analysis model of bolt connecting tail shaft with impeller shaft	15
Fig. 2.10 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting tail shaft with impeller shaft	15
Fig. 2.11 Bolt connecting tail shaft with impeller	16
Fig. 2.12 FEM model of bolt connecting tail shaft with impeller shaft	17
Fig. 2.13 Equivalent stress distribution of bolt connecting tail shaft with impeller shaft	17
Fig. 2.14 Safety factor distribution of bolt connecting tail shaft with impeller shaft	18
Fig. 2.15 Strength analysis model of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3	19

Fig. 2.16	Boundary condition for strength analysis of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3	20
Fig. 2.17	Bolt connecting intermediate shaft 2 with 3	21
Fig. 2.18	Equivalent stress distribution of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3	21
Fig. 2.19	Safety factor distribution of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3	22
Fig. 2.20	Strength analysis model of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3	23
Fig. 2.21	Equivalent stress distribution of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3	24
Fig. 2.22	Equivalent stress distribution of bolt connecting intermediate shaft 2 with 1	25
Fig. 2.23	Safety factor distribution of bolt connecting intermediate shaft 1 with 2	25
		
Fig. 3.1	Model of tail shaft bearing	28
Fig. 3.2	Model of tail upper shaft bearing	28
Fig. 3.3	Model of tail upper shaft bearing	29
Fig. 3.4	Equivalent stress distribution of tail shaft bearing	29
Fig. 3.5	Boundary condition for strength analysis of tail shaft	31
Fig. 3.6	Model of tail shaft bearing	31
Fig. 3.7	Boundary condition for strength analysis of tail shaft bearing	32
Fig. 3.8	Equivalent stress distribution of tail shaft bearing	33

Fig. 3.9	Boundary condition for strength analysis of tail shaft	33
Fig. 3.10	Equivalent stress distribution of tail shaft bearing	34
Fig. 3.11	Equivalent stress distribution of tail shaft bearing	34
Fig. 3.12	Safety factor distribution of tail shaft bearing	35
Fig. 3.13	Model of intermediate shaft bearing	36
Fig. 3.14	Model of intermediate shaft bearing	37
Fig. 3.15	Boundary condition for equivalent stress of intermediate shaft bearing	37
Fig. 3.16	Equivalent stress distribution of intermediate shaft bearing ...	38
Fig. 3.17	Safety factor distribution of intermediate shaft bearing	39
Fig. 3.18	Model of motor shaft bearing	40
Fig. 3.19	Model of motor shaft bearing	41
Fig. 3.20	Equivalent stress distribution of motor shaft bearing	41
Fig. 3.21	Model of motor shaft bearing	43
Fig. 3.22	Meshing result of motor shaft bearing	43
Fig. 3.23	Boundary condition for strength analysis of motor shaft bearing	44
Fig. 3.24	Boundary condition for equivalent stress of motor shaft bearing	45
Fig. 3.25	Boundary condition for strength analysis of motor shaft bearing	45
Fig. 3.26	Equivalent stress distribution of motor shaft bearing	46
Fig. 3.27	Equivalent stress distribution rate of motor shaft bearing	46
Fig. 3.28	Safety factor distribution of motor shaft bearing	47

Fig. 3.29	Boundary condition for equivalent stress of motor shaft bearing	48
Fig. 3.30	Safety factor distribution of motor shaft bearing	48
Fig. 3.31	Model of sleeve coupling	50
Fig. 3.32	Boundary condition for equivalent stress of sleeve coupling	50
Fig. 3.33	Model of sleeve coupling	51
Fig. 3.34	Model of geared coupling	52
Fig. 3.35	Meshing for FEM analysis of sleeve coupling	52
Fig. 3.36	Meshing for FEM analysis of geared coupling	53
Fig. 3.37	Equivalent stress distribution of sleeve coupling	53
Fig. 3.38	Safety factor distribution of sleeve coupling	54
Fig. 3.39	Equivalent stress distribution of geared coupling	55
Fig. 3.40	Safety factor distribution of geared coupling	55

A Study on the Structural Design of Impeller Shafting System for Low Noise Large Cavitation Tunnel

Dong – Chun, Jeon

Department of Marine System Engineering

Graduate School

Korea Maritime University



Abstract

This thesis is focused on the comparison between Numerical Calculation and FEM Analysis by ANSYS by software for Impeller Shafting System of Low Noise Large Cavitation Tunnel. The impeller shafting system are considered buoyancy effect to influence driving shaft in the water that reason why the shaft diameter 800mm above. The shafting are arranged two solid shafts at forward end, three hallow shafts in the water and one hallow shaft on the tail. The bearings are arranged one self aligned journal bearing on the tail shaft and one axial thrust with two journal bearings on the motor shaft. The strength calculation was done by MathCAD.

The structural analysis was done by ANSYS. The reaction forces for bearings which are located motor shaft bearing, intermediate shaft bearing and tail shaft bearing are measured by hydraulic jack.

The final results are as follows :

- (1) The structural analysis which compared design calculation was much higher values because the software supplier need to reduce risk for the structural damages. Therefore most of softwares are consisted strong boundary conditions for more safety designing.
- (2) The actual reaction forces for bearings which compared design calculation values was very much close to calculation data it with the table 3a for comparison data of reaction forces.

Therefore, the design calculation is based on real values for structural designing but the software is focused on the safety designing more than 30% of design calculation and some of critical designing is much higher safety margin to improve risk of structural damages.

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

지금까지 국내에서는 모델 프로펠러 특성 즉 각 선박이 갖는 프로펠러의 캐비테이션 초입속도(cavitation inception speed)를 모형선과 모델 프로펠러 시험단계에서 최적상태로 구성하기 위하여 이것을 시험하기 위한 캐비테이션 터널은 중·소형으로서 추진축계 프로펠러 시스템의 최적설계에 적용하기가 어려움이 많았다. 특히 군용함정의 경우는 프로펠러 캐비테이션이 대잠전투 성능에 많은 영향을 줄 수 있어 초기 모형선 및 모델 프로펠러 설계는 실선적 용조건에 가장 근접한 설계가 요구되어진다. 따라서 지금까지 대부분의 함정 용 추진축계 시스템은 해외 연구기관을 통하여 본 모형선과 모델 프로펠러 특성을 분석하였다. 특히 우리나라는 세계 조선 물량의 1/3 이상을 점유하고 있는 상황에서 가장 핵심기술인 모형선 및 모델 프로펠러 시험, 측정을 해외업체에만 의존할 수 없어 본 저소음 대형 캐비테이션 터널을 구축하게 되었다. 따라서 캐비테이션 터널의 임펠러 축계 시스템에 관하여 그 구조적 특성을 파악할 필요성이 대두되었다.

본 캐비테이션 터널은 모형선 및 모형 프로펠러의 특성에서 발생되어지는 캐비테이션 현상을 보다 정밀하게 관측하고 측정하여 최적의 모형선과 모델 프로펠러 설계를 최적화하여 실선 적용 시 그 오차 범위를 최소화 하는데 그 목적이 있는 것으로 그 규모는 미국에 이어 세계에서 2번째로 큰 것으로서 관찰창에서의 최대 유속이 16 m/s 까지 시험이 가능하도록 한 규모이다.

1.2 연구의 내용 및 방법

본 연구는 한국해양연구원에서 구축한 저소음 대형 캐비테이션 터널(low noise large cavitation tunnel)의 임펠러축계 시스템의 최적설계를 위하여 수치 설계 계산을 수행함에 있다. 그래서 우선 S/W를 이용하여 구조적으로 진

단 가능한 방법을 동원하여 최적화 설계를 수행하여 설계상 오류를 최소화하여 사전에 설계검정을 하고자 한다. 축계는 모터 축, 중간축 3개, 임펠러 축, 그리고 테일 축(tail shaft)로 구성되어 있으며, 지지용 베어링은 임펠러 축 베어링, 중간축 베어링, 모터 축 베어링, 그리고 모터 전·후부 베어링으로 구성하고 있다. 또한 수밀 및 누수 방지를 위하여 2 곳에 수밀장치와 1곳의 스타팅 박스를 두고 있다.

이상의 기본 모델링에 대하여 축계 및 각종 축계부품의 강도계산을 수행하고, 축계 배치계산을 통하여 문제점들을 수정하고 재확인한 후 설치용 축계 정렬계산서를 도출하고자 한다. 이상의 절차에서 나타난 문제점들을 수정 보완하여 최적 모델링을 수립하고 축계진동(비틀림진동, 횡진동, 종진동)을 계산하여 임펠러 축계 시스템에 미치는 제반 영향을 분석하고 설계에 반영하고자 한다.

본 논문에서는 축계 배치계산 및 진동해석은 다루지 않고 임펠러 축계시스템의 구조강도 계산 및 반력계산을 통하여 S/W 적인 해석내용과 비교 검토하고 그 특성을 이해하며 실측치와 비교분석 하고자 한다. 그리고 본 임펠러 축계시스템 설계계산과 해석을 위해서 MathCAD 와 ANSYS를 이용하였으며, 설계의 일반적 규정과 기준은 선급에서 적용하는 선박의 추진축계 시스템 설계계산 절차와 규정에 따라 수행하고자 한다.

제 2 장 축계 강도 및 축계 부품강도 계산

2.1 개요

본 축계 시스템은 캐비테이션 터널에 장착되는 모델로서 기동 시 임펠러에 의한 추력과 토크를 지속적으로 받고 있으며, 물속에 잠겨 있지만 엄청난 자중에 의한 처짐에 저항하고 있는 상태이다. 따라서 유한요소 해석을 위한 하중 경계조건은 최대 추력, 토크 및 자중을 적용하였다. 또한 축과 축 사이의 연결부는 접촉조건을 통해 분리를 방지하고, 축과 연결된 구성품은 축이 자유롭게 회전할 수 있도록 슬립조건을 부여하였다. 또한 테일 축과 임펠러 축 사이에 위치한 임펠러는 상당한 질량을 포함하고 있으나, 형상이 복잡하여 유한요소해석을 수행하는데 있어서 어려움으로 작용한다. 따라서 임펠러와 임펠러 안에 설치된 우레탄 품의 질량을 등가의 질량모델로 치환하여 임펠러가 위치하는 테일 축과 임펠러 축 사이에 설치하였으며, 이로 인한 테일 축과 임펠러 축의 분리는 조인트 기능을 사용하여 구속으로 처리하였다.

2.2 임펠러 구동 축계시스템의 구성

Fig. 2.1 과 같이 본 임펠러 축계시스템은 축 길이 42 m, 임펠러 직경 4.5 m, 임펠러 날개 7장, 스테이터 날개 9장, 테일 축 1개, 중공축 3개, 중실축 2 개, 축 지지용 베어링 3개, 그리고 모터 축 동력전달용 기어 커플링 1개 및 중 실 축 연결용 유압죄임식 커플링 1조 등으로 구성되어 있다. 또한 임펠러 축 계시스템의 배열은 Fig. 2.2 와 같다

(1) 추진축계의 기하학적 특성

b_d : 스태인리스 밀도

d_o : 압축응력 계산을 위한 중공축 외부 직경

d_i : 압축응력 계산을 위한 중공축 내부 직경

$T_{m\alpha}$: 모터 최대 토크

m_{em} : 모터 로터 질량

m_{iem} : 모터 로터 질량 관성

P_{tm} : 임펠러 최대 추력

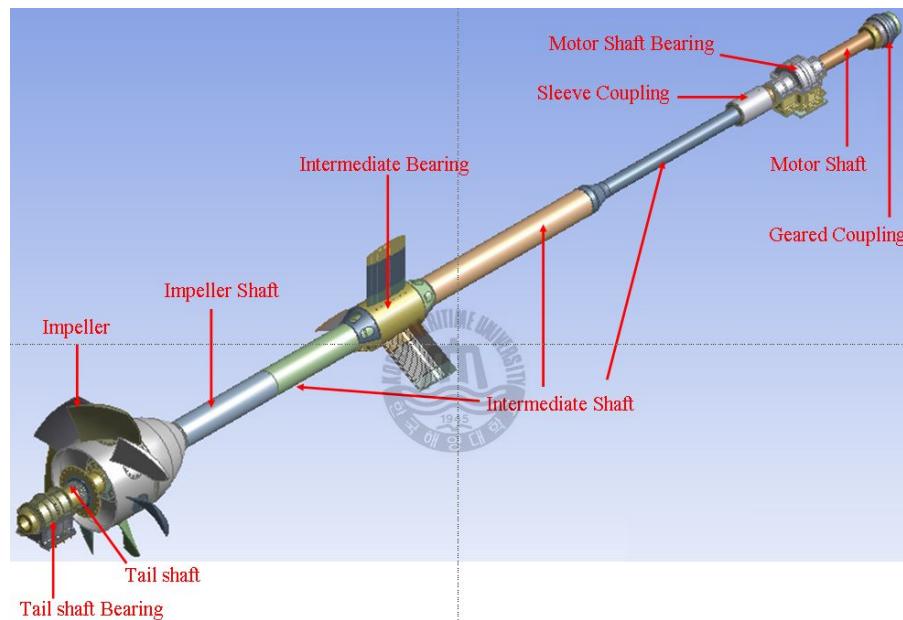


Fig. 2.1 Organization of impeller shafting system

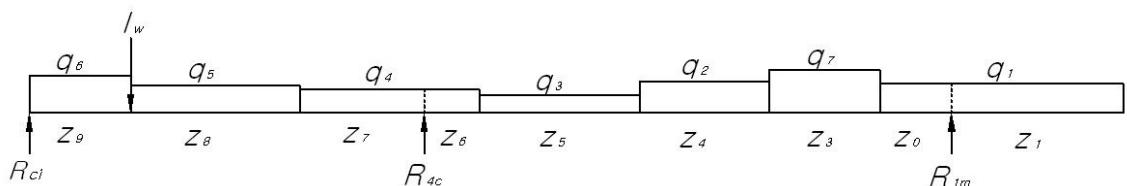


Fig. 2.2 Arrangement table of impeller shafting system

(2) 샤프트의 물성치

탄성계수 : 200 GPa (steel), 193 GPa (stainless)
포아송비 : 0.30 (steel), 0.31 (stainless)
밀도 : 7850 kg/m³ (steel), 7930 kg/m³ (stainless)
인장항복강도 : 834 MPa (SCM440), 295 MPa (SF590A),
235 MPa (SS400), 207 MPa (stainless)

(3) 샤프트의 평균 분포 중량 [N/m]

q_1 : 모터 축

q_2 : 슬리브 커플링

q_7 : 슬리브 커플링을 포함하는 중간축 1

q_3 : 중간축 2

q_4 : 중간축 3

q_5 : 임펠러 축

q_6 : 테일 축



(4) 분포하중을 받는 축의 길이 [m]

z_1 : 모터축 1

z_0 : 모터축 2

z_3 : 슬리브 커플링 축

z_4 : 중간축 1

z_5 : 중간축 2

z_6 : 중간축 3의 우측부분

z_7 : 중간축 3의 좌측부분

z_8 : 임펠러 축

z_9 : 테일축

(5) 구조해석을 위한 경계조건 및 설계일반

본 축계 시스템을 구성하고 있는 축계는 중공축과 중실축의 두 가지 종류로서, 임펠러 축과 중간축 2, 3으로 구성된 중공축, 모터 축과 연결된 중실 축의 강도를 각각 평가하였다. 각각의 축의 강도는 최대 추력과 토크 및 자중을 동시에 받고 있다고 가정하였으며, 축계 강도 해석을 위한 경계조건은 Fig. 2.3 및 Table 2.1 과 같다.

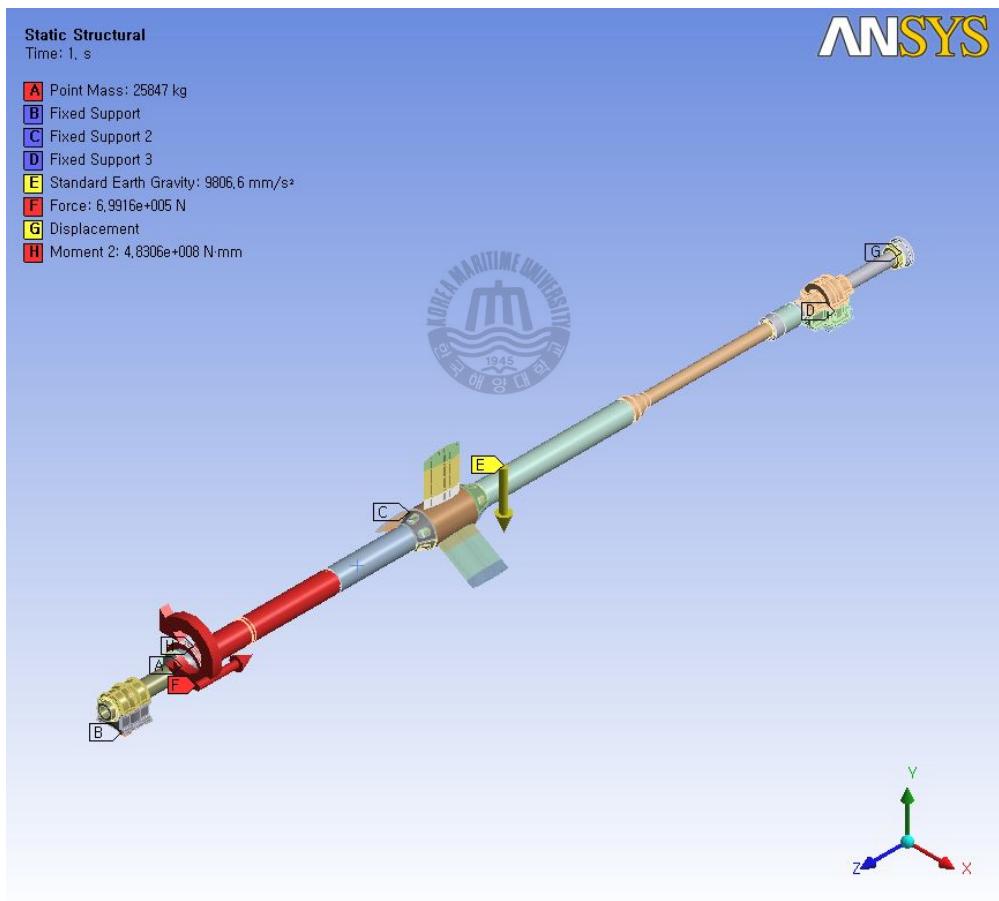


Fig. 2.3 Boundary condition for shaft strength calculation

Table 2.1 Boundary condition for strength analysis of shafting system

항 목	입력 값
추력	699,160 N
토크	503,384.3 kN·m
임펠러 질량	25,847 kg
구속지점	Tail, intermediate and motor shaft bearings
변위구속 (z 축)	Motor shaft bearing

2.3 축계 구성 각 베어링의 반력 비교

Table 2.2는 테일 축 베어링에 발생하는 반력을 이론적으로 계산한 값과 유한요소해석을 통해 계산한 값을 비교하여 나타내고 있다. 이론치는 베어링이 순수하게 축의 하중을 직접적으로 받고 있다는 가정 하에 계산된 값이지만, 유한요소 해석의 경우는 베어링을 지지하는 기초에서 추출한 값으로서 베어링과 축 사이의 슬립조건 및 베어링 주위의 구성품으로 인한 하중 증가로 인해 더 높은 값이 나왔다고 판단된다.

Table 2.3과 Table 2.4는 모터축과 중간축 베어링에 발생하는 반력을 이론적으로 계산한 값과 유한요소해석을 통해 계산된 값을 각각 비교하여 나타내고 있다. 모터축 및 중간축 베어링의 반력 값도 테일축 베어링의 반력 값과 마찬가지로 유한요소 해석의 결과 값이 더 높게 나타나고 있음을 확인할 수 있다.

Table 2.2 Reaction at tail shaft bearing

	Reaction Force [kN]
Numerical Calculation	224.90
FEM Analysis by ANSYS	364.61

Table 2.3 Reaction at motor shaft bearing

	Reaction Force [kN]
Numerical Calculation	123.10
FEM Analysis by ANSYS	220.54

Table 2.4 Reaction at intermediate shaft bearing

	Reaction Force [kN]
Numerical Calculation	183.30
FEM Analysis by ANSYS	278.74

Table 2.5는 수치계산 자료, 유한요소 해석 자료 및 실 계측 자료를 비교 분석한 결과로서 실제 계측값이 수치계산 값과 거의 유사하게 나타나고 있다. 그러나 유한요소 해석 자료와는 총 반력에 있어 다소 차이를 보이고 있는데, 이것은 설계 해석 프로그램 상 강화된 경계조건에서 나타나는 일반적 현상으로 확인되었다. 전반적인 반력 분포는 **Table 2.5**의 반력분석 비교 자료에서 보는 바와 같이 실 계측 자료는 다른 두 개의 자료와 비교하여 테일 축 베어링은 1.0% 이내, 중간축 베어링은 4% 이내, 그리고 모터 축 후부 베어링은 5% 이내에서 분포 반력이 나타남을 볼 수 있다. 이는 전반적으로 선급에서 적용하고 있는 허용범위($\pm 10\%$) 내에서 고른 반력 분포를 보여주고 있다고 판단된다.

Table 2.5 Comparison with shaft bearing reaction

반력 항복	수치계산		유한요소 해석		실 계측		설계추 / 유한요소해석
	결과치 [ton]	비율 (%)	결과치 [ton]	비율 (%)	결과치 [ton]	비율 (%)	
테일 축 배어링	22.90	42.3	37.20	42.2	22.80	42.9	61.3 %
중간축 배어링	18.70	34.5	28.40	32.3	19.96	37.5	70.3 %
모터 축 배어링	12.60	23.2	22.50	25.5	10.45	19.6	46.4 %
반력 합계	54.20	100	88.10	100	35.21	100	



2.4 중공축의 구조해석

여러 가지 하중을 받고 있는 중공축에 발생하는 최대 등가응력을 이론적으로 계산한 결과, 추력에 의한 압축응력과 굽힘 모멘트에 의한 응력, 토크에 의한 전단응력이 결합되어 최종적으로 52.99 MPa의 최대 등가응력이 계산되었다.

다음은 중공축의 이론적인 등가응력 값과 비교하기 위한 유한요소해석의 결과를 보이면 다음과 같다. Fig. 2.4는 경계조건에 따라 수행된 축계 시스템의 전체 변형 형상을 나타내고 있는데, 중공 형태의 중간축과 중실 형태의 중간축이 결합되는 지점에서서 최대 1.545 mm의 처짐이 발생하였다. Fig. 2.5는 유한요소 해석을 통해 계산된 중공형태의 중간축에 발생한 최대 등가응력 분포를 나타내고 있으며, 가장 취약 부위는 임펠러 축과 중간축 3의 연결부임을 확인할 수 있다.

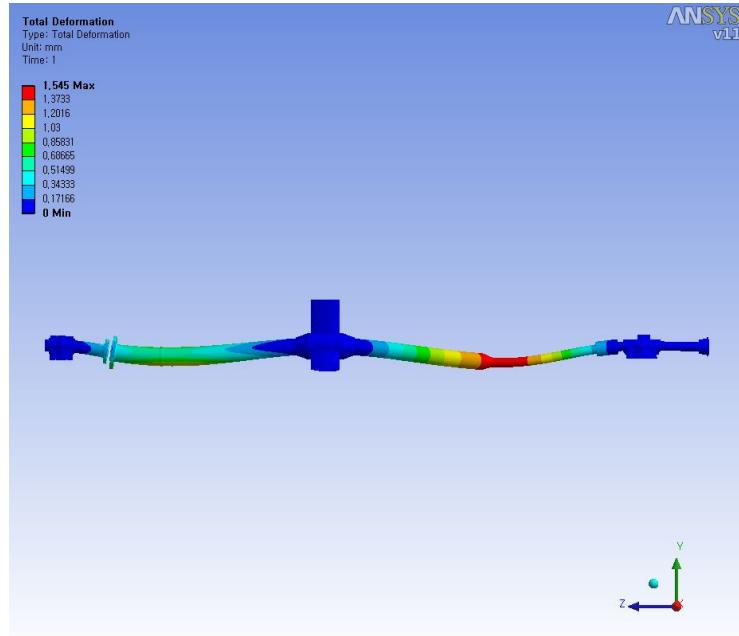


Fig. 2.4 Total displacement of shaft through shaft strength analysis

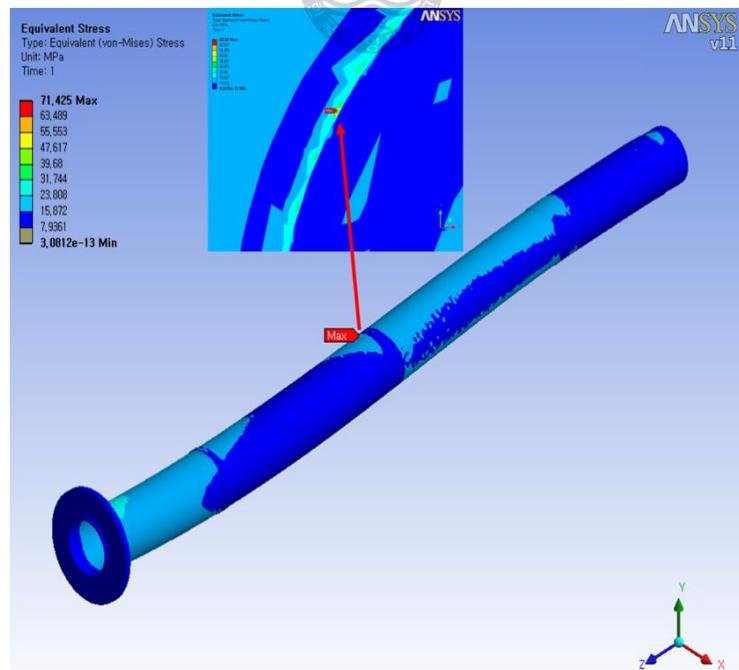


Fig. 2.5 Equivalent stress distribution of hollow shaft

Fig. 2.6 및 **Table 2.6**은 하중을 받고 있는 중공형태의 축에 발생한 최대 등가응력 결과와 안전계수 분포를 이론치와 유한요소 해석치를 비교하여 나타내고 있다. 경계조건의 차이가 있지만 유사한 수치 값을 보이고 있으며, SS400 재질로 구성된 축의 인장항복강도인 235 MPa에 충분히 미치지 못하므로 중공축의 경우는 구조적으로 충분히 안전하다고 판단된다.

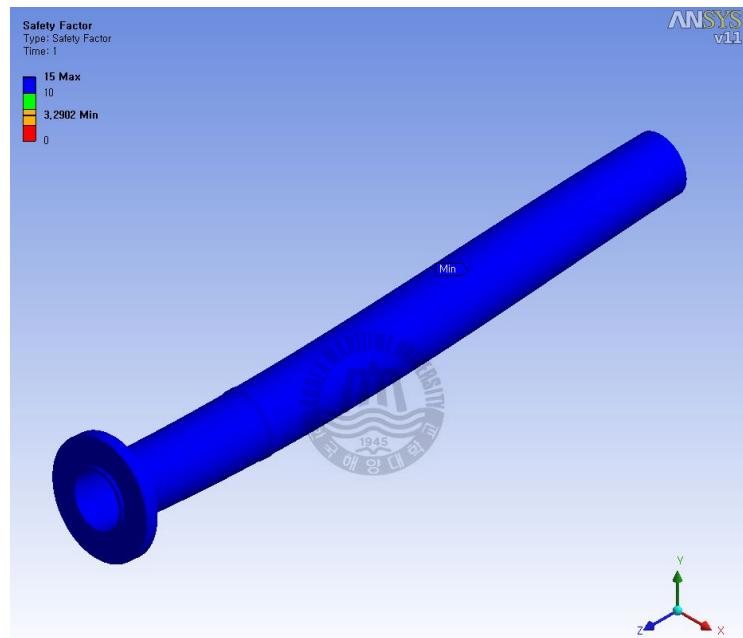


Fig. 2.6 Safety factor distribution of hollow shaft

Table 2.6 Comparison with equivalent stress of hollow shaft

	Equivalent stress [MPa]	Safety factor
Numerical Calculation	52.99	4.44
FEM Analysis by ANSYS	71.43	3.29

2.5 중실축의 구조해석

여러 가지 하중을 받고 있는 중실축에 발생하는 최대 등가응력을 이론적으로 계산하였다. 추력에 의한 압축응력과 굽힘모멘트에 의한 응력, 토크에 의한 전단응력이 결합되어 최종적으로 76.08MPa의 최대 등가응력이 계산되었다.

Fig. 2.7은 유한요소 해석을 통해 계산된 중실형태의 중간축에 발생한 최대 등가응력 분포를 나타내고 있으며, 가장 취약 부위는 중실형태의 중간축 1과 모터축의 연결부임을 확인할 수 있다. Fig. 2.8은 하중을 받고 있는 중실축의 안전계수 분포를 나타내고 있다.

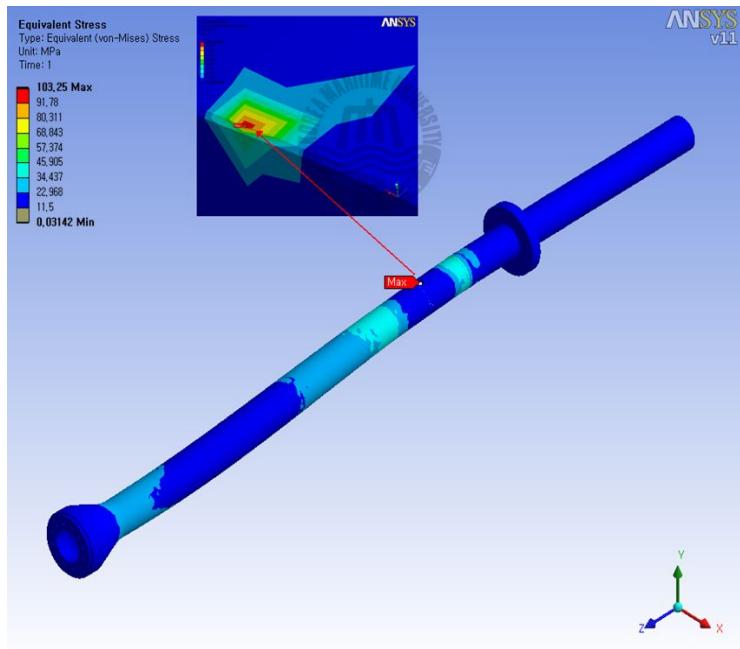


Fig. 2.7 Equivalent stress distribution of solid shaft

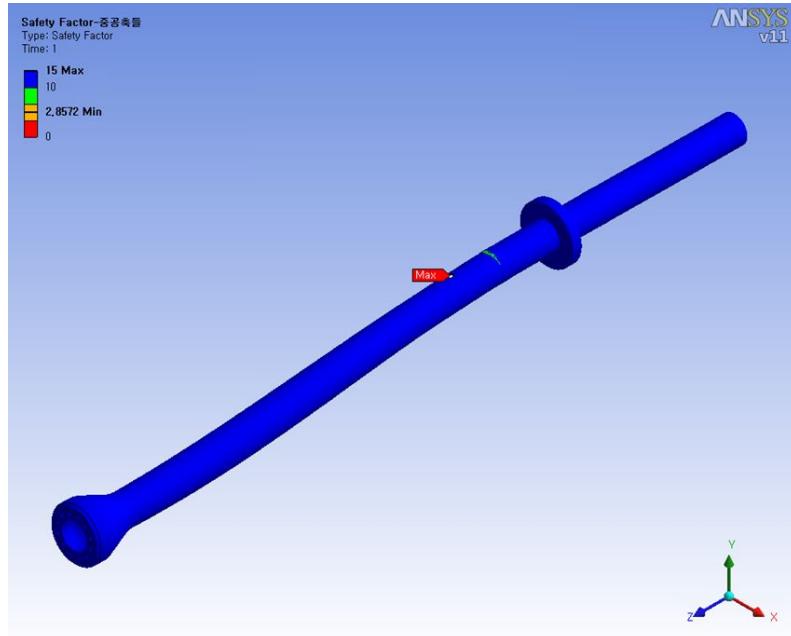


Fig. 2.8 Safety factor distribution of solid shaft



Table 2.7은 하중을 받고 있는 중실형태의 축(중간축과 모터축)에 발생한 최대 등가응력 결과를 이론치와 유한요소 해석치를 비교하여 나타내고 있다. 중실축의 결과는 중공축의 결과와 달리 이론치가 조금 더 높게 나타나고 있는데, 이와 같은 이유는 이론적 계산방법은 항상 추력과 토크를 직접적으로 받고 있다고 가정하였기 때문으로 사료된다. 더욱이 중실축을 구성하는 SF590A 재질은 295 MPa의 높은 인장항복강도를 가지고 있으므로 중공축과 마찬가지로 구조적으로 충분히 안전하다고 판단된다.

Table 2.7 Comparison with equivalent stress of solid shaft

	Equivalent stress [MPa]	Safety factor
Numerical Calculation	76.08	3.88
FEM Analysis by ANSYS	103.25	2.86

2.6 축간 연결 볼트의 구조해석

여기서는 각각의 축을 연결하고 지지하는 볼트와 편의 구조적 강도를 평가하였다. 가장 좌측에 위치한 테일축과 임펠러축을 연결하는 볼트에서부터 중공형태의 중간축 2와 중실형태의 중간축 1을 연결하는 볼트까지 4군데의 결합부에서 발생하는 등가응력을 계산하였다.

테일축과 임펠러 허브를 연결하는 볼트 및 임펠러 허브와 임펠러축을 연결하는 볼트에 발생하는 등가응력은 각각 볼트를 조임으로서 발생하는 초기응력과 축에 작용하는 최대 토크에 의한 비틀림 응력의 결합으로 계산한다.

다음은 테일축과 임펠러 허브, 임펠러 허브와 임펠러축을 연결하는 볼트와 편의 유한요소 해석 결과를 나타내고 있다. Fig. 2.9에 나타난 바와 같이 실제 테일축과 임펠러축은 임펠러 허브를 사이에 두고 연결되어 있는 형태이다. 따라서 이론적인 계산은 독립적으로 수행되었지만, 유한요소해석의 경우는 한번의 해석을 통해 각각의 볼트와 편의 강도를 평가할 수가 있다.

Figs. 2.10~2.12 와 Table 2.8은 테일축과 임펠러 허브, 임펠러 허브와 임펠러축을 연결하는 볼트에 발생하는 등가응력을 계산하기 위한 3차원 유한요소 모델과 경계조건을 보여주고 있으며, Fig. 2.13은 테일 축과 임펠러 축을 연결하는 볼트의 등가응력을 나타내고 있다. 볼트에 발생하는 최대 응력은 순수 비틀림의 경우에 발생하므로 축의 한쪽 끝을 고정한 후 임펠러 허브에 최대 토크를 부여하였다. 또한 볼트와 편의 경우는 크기가 상당히 작기 때문에 정확한 응답을 얻기 위하여 격자 생성을 조밀하게 하였으며, 또한 볼트와 연결되는 축의 연결부도 세밀하게 격자 구성을 하였다. Fig. 2.14는 하중을 받고 있는 중실축의 안전계수 분포를 나타내고 있다.

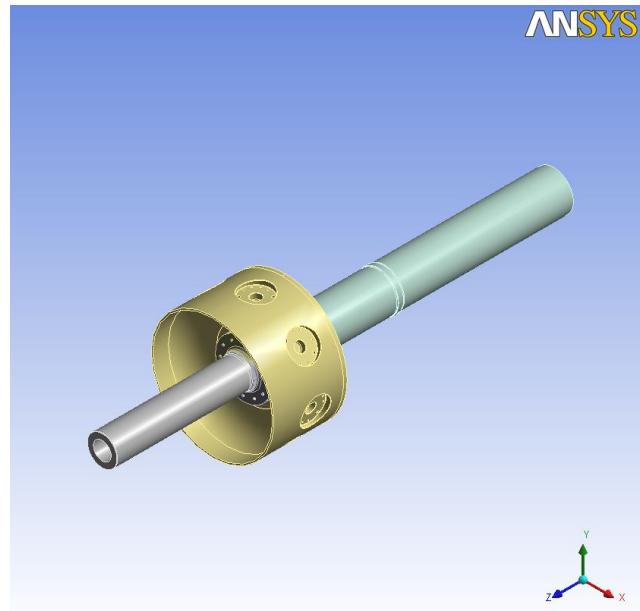


Fig. 2.9 Strength analysis model of bolt connecting tail shaft with impeller shaft

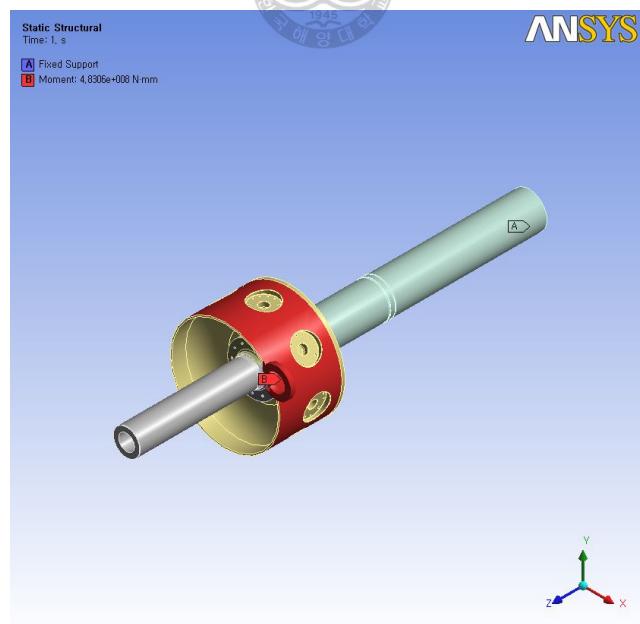


Fig. 2.10 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting tail shaft with impeller shaft

Table 2.8 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting tail shaft with impeller shaft

토크 [kN·m]	변위 경계조건 (fixed)
503.38	Impeller axle

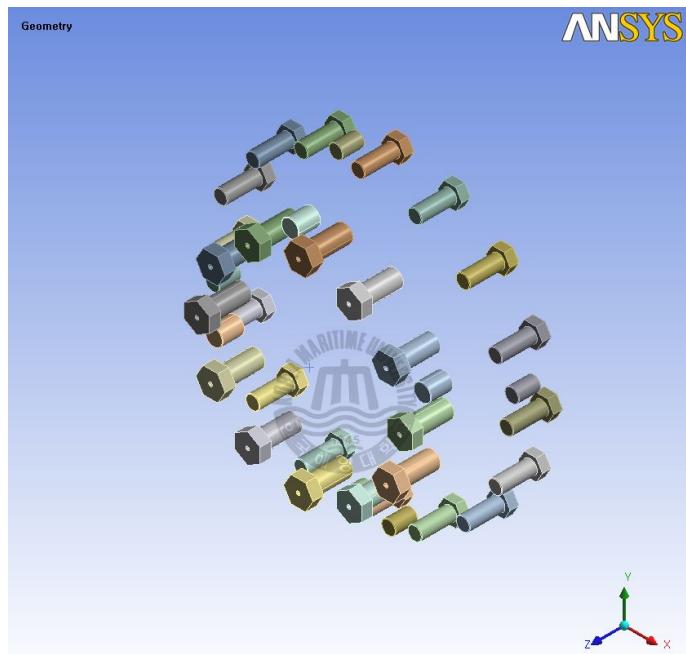


Fig. 2.11 Bolt connecting tail shaft with impeller

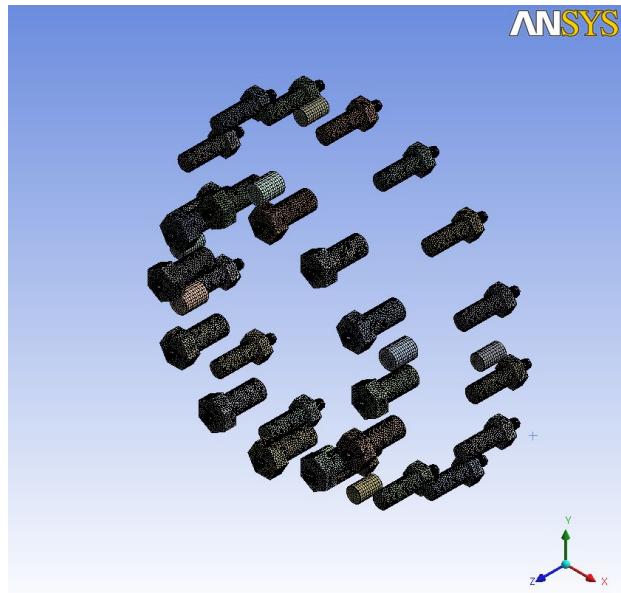


Fig. 2.12 FEM model of bolt connecting tail shaft with impeller shaft

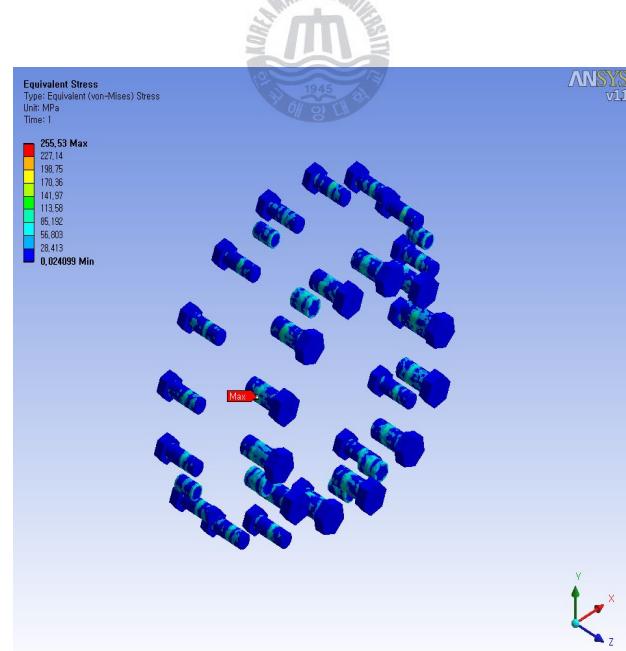


Fig. 2.13 Equivalent stress distribution of bolt connecting tail shaft with impeller shaft

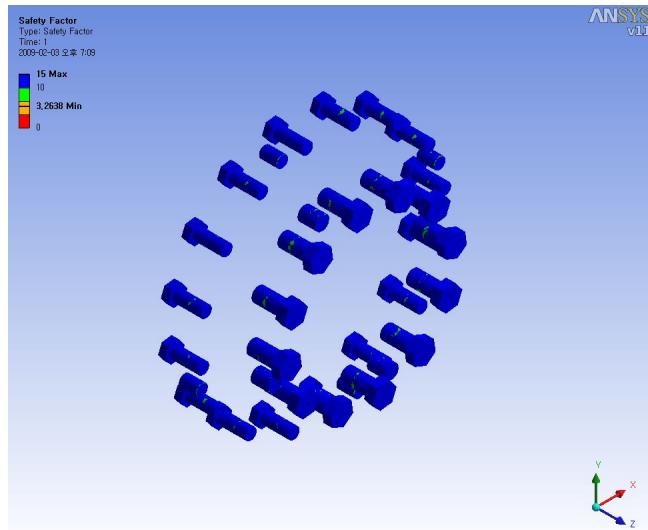


Fig. 2.14 Safety factor distribution of bolt connecting tail shaft with impeller shaft

Table 2.9는 테일축과 임펠러 허브, 임펠러 허브와 임펠러 축을 연결하는 볼트의 등가응력 결과와 안전계수를 비교하여 나타내고 있다. 이론적인 값에 비하여 유한요소 해석 결과의 값이 작게 나오는 이유는 이론치는 12개의 볼트에 걸리는 하중을 계산한데 반하여 유한요소 해석은 16개의 핀과 볼트에 걸리는 하중을 계산하였기 때문이다. 하지만 SCM 440의 재질로 구성된 볼트와 핀의 인장항복강도가 834.0 MPa로서 최대 비틀림을 받는 상황에서도 구조적으로 충분히 안정함을 확인할 수 있다.

Table 2.9 Comparison with equivalent stress of tail shaft & impeller hub, impeller hub & shaft

	Equivalent stress [MPa]	Safety Factor ($\sigma_y = 834.0$ MPa)
Numerical calculation (Tail shaft bolts)	305	2.73
Numerical calculation (Impeller shaft bolts)	303.5	2.75
FEM analysis by ANSYS	255.53	3.26

중공형태의 중간축 2와 3을 연결하는 볼트에 발생하는 등가응력의 계산은 볼트를 조임으로서 발생하는 초기응력과 축에 작용하는 최대 토크에 의한 비틀림 응력의 결합으로 계산한다.

Fig. 2.15, Fig. 2.16 과 Table 2.10은 중공형태의 중간축 3과 2를 연결하는 볼트에 발생하는 등가응력을 계산하기 위한 3차원 유한요소 모델과 경계조건을 나타내고 있다. 볼트에 발생하는 최대 응력은 순수 비틀림의 경우에 발생하므로 중간축3의 한쪽 끝을 고정한 후 중간축 2에 최대 토크를 부여하였다.

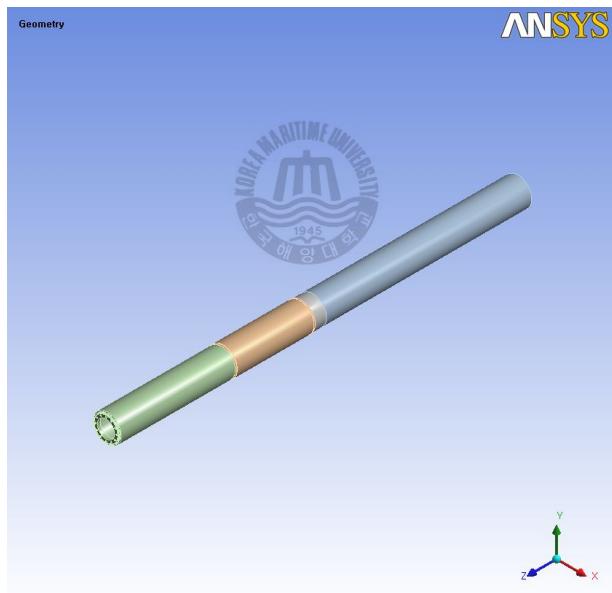


Fig. 2.15 Strength analysis model of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3

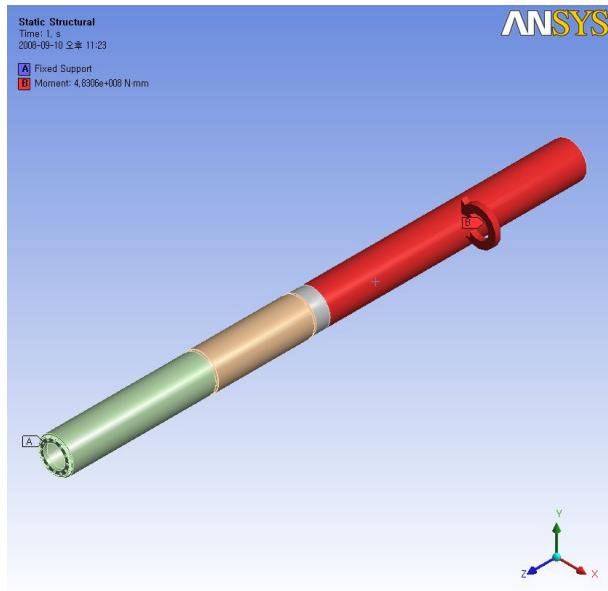


Fig. 2.16 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3

Table 2.10 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting intermediate shaft 3 with 2

토크 [kN·m]	변위 경계조건 (fixed)
503.38	Impeller axle

Fig. 2.17 은 중간축 3과 중간축 2를 연결하는 볼트의 유한요소 모델이며, Figs. 2.18, 2.19 및 Table 2.11 은 중공형태의 중간축 2와 3을 연결하는 볼트의 등가응력 결과와 안전계수의 분포를 비교하여 나타내고 있다. 앞의 경우와 마찬가지로 이론적인 값에 비하여 유한요소 해석 결과의 값이 좀 더 작게 나타남을 확인할 수 있다. 하지만 SCM 440의 재질로 구성된 볼트와 펀의 인장항복강도가 834 MPa로서 최대 비틀림을 받는 상황에서도 구조적으로 충분히 안정함을 확인할 수 있다.

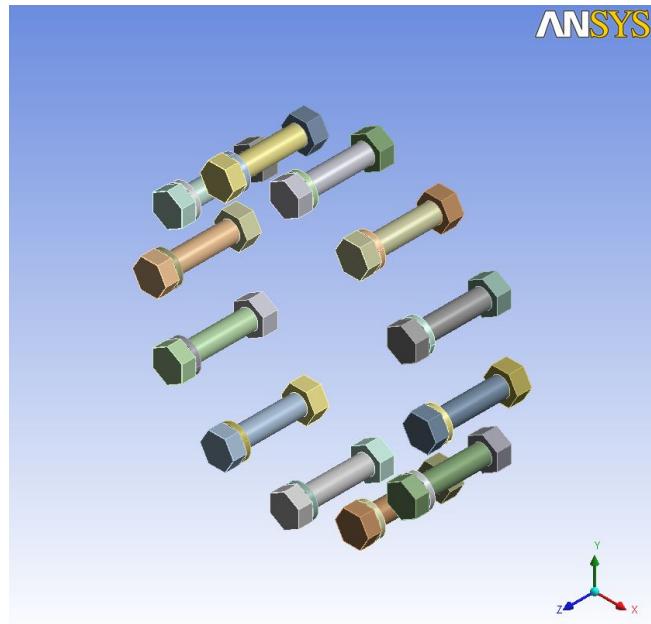


Fig. 2.17 Bolt connecting intermediate shaft 2 with 3

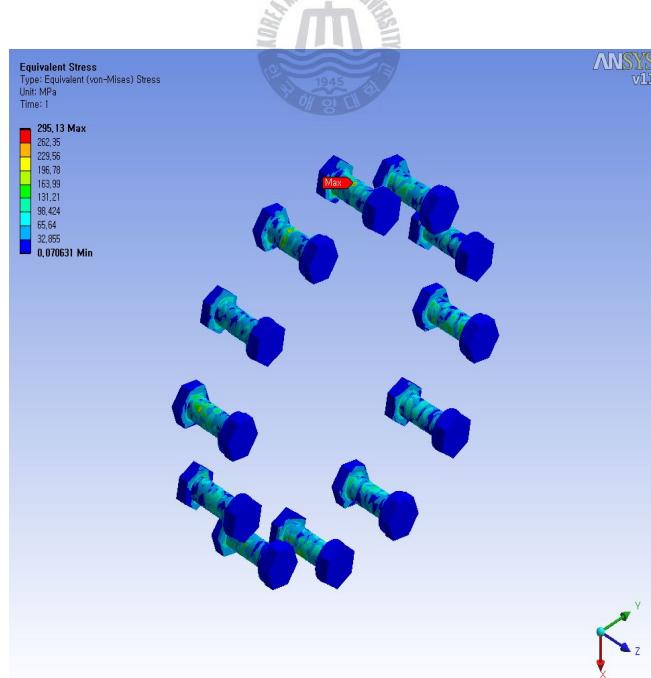


Fig. 2.18 Equivalent stress distribution of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3

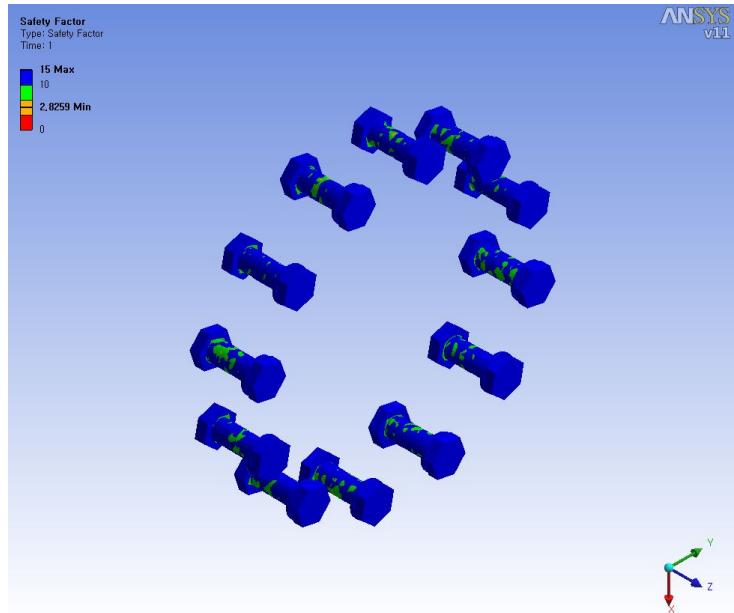


Fig. 2.19 Safety factor distribution of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3

Table 2.11 Comparison with equivalent stress of intermediate shaft 2 with 3

	Equivalent stress [MPa]	Safety Factor ($\sigma_y = 834.0$ MPa)
Numerical calculation	366.0	2.78
FEM analysis by ANSYS	295.1	2.83

중간축 1과 중간축 2를 연결하는 볼트에 발생하는 등가응력의 계산은 볼트를 조임으로서 발생하는 초기응력과 축에 작용하는 최대 토크에 의한 비틀림응력의 결합으로 부록에 나타낸 바와 같이 계산한다.

Fig. 2.20, Fig. 2.21 와 Table 2.12는 중실형태의 중간축 1과 중공형태의 중간축 2를 연결하는 볼트와 펀에 발생하는 등가응력을 계산하기 위한 3차원 유한요소 모델과 경계조건을 나타내고 있다. 볼트와 펀에 발생하는 최대 응력은 순수 비틀림의 경우에 발생하므로 중간축 2의 한쪽 끝을 고정한 후 중간축 1에 최대 토크를 부여하였다.

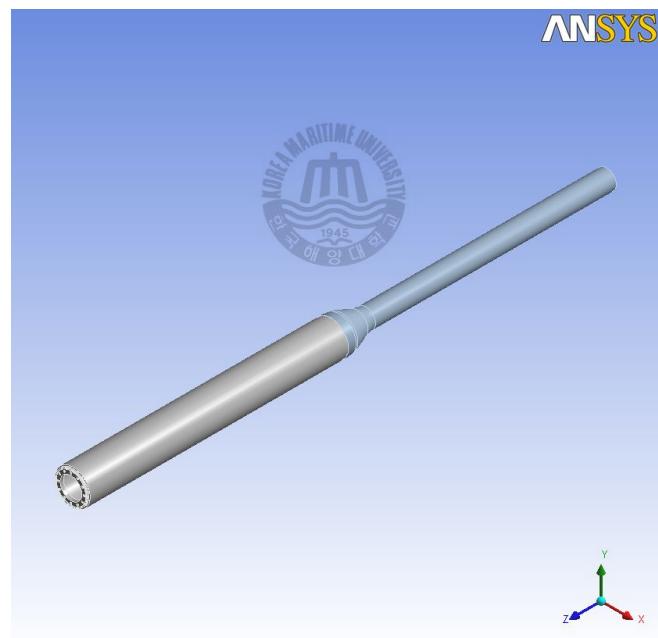


Fig. 2.20 Strength analysis model of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3

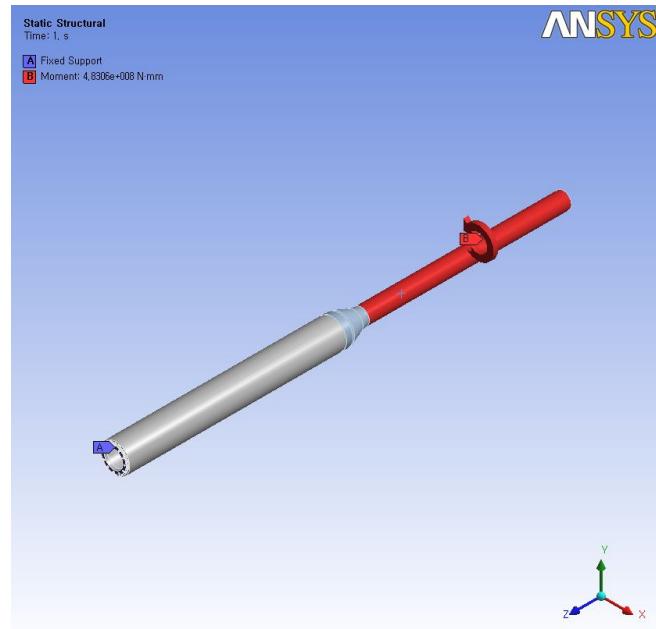


Fig. 2.21 Equivalent stress distribution of bolt connecting intermediate shaft 2 with 3

Table 2.12 Boundary condition for strength analysis of bolt connecting intermediate shaft 2 with 1

토크 [kN·m]	변위 경계조건 (fixed)
503.38	Impeller axle

Fig. 2.22, Fig. 2.23 과 Table 2.13 은 중실형태의 중간축1과 중공형태의 중간축 2를 연결하는 볼트와 펀의 등가응력 결과와 안전계수 분포를 비교하여 나타내고 있는데, 이론치와 해석치가 아주 근사적인 값을 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 앞의 연결부 결과와 마찬가지로 SCM 440의 재질로 구성된 볼트와 펀의 인장항복강도가 834 MPa로서 최대 비틀림을 받는 상황에서도 구조적으로 충분히 안정됨을 확인할 수 있다.

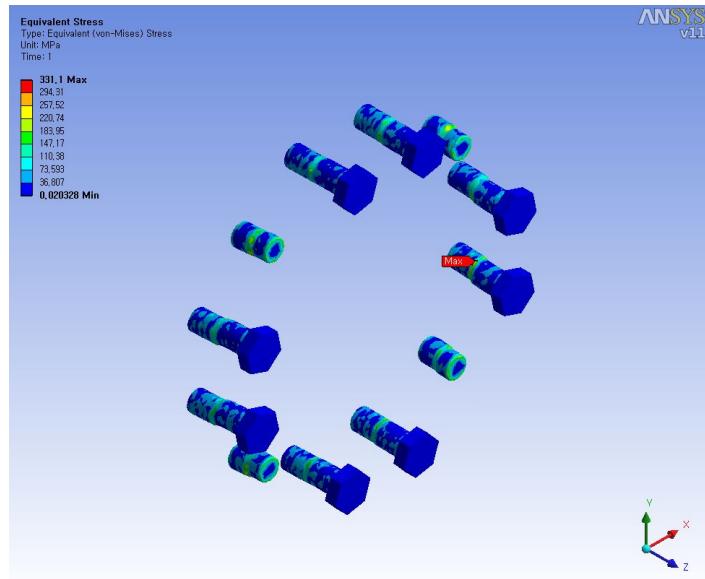


Fig. 2.22 Equivalent stress distribution of bolt connecting intermediate shaft 2 with 1

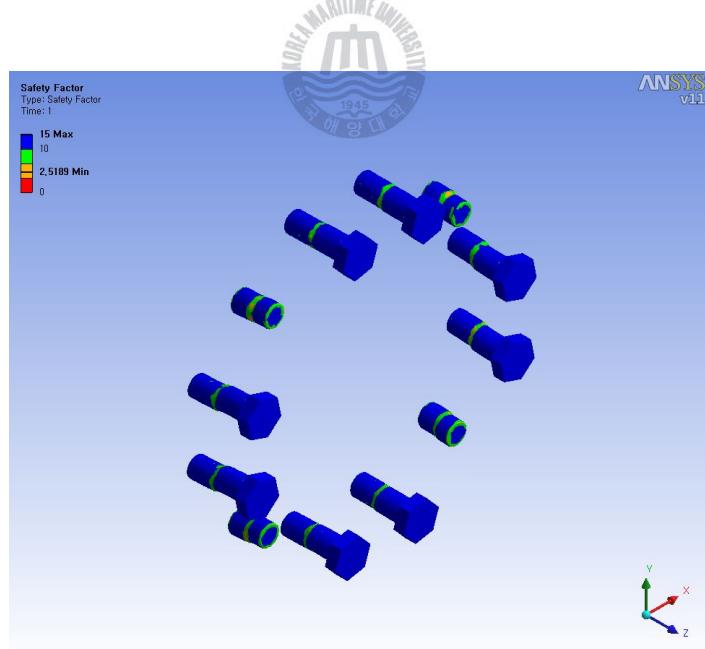


Fig. 2.23 Safety factor distribution of bolt connecting intermediate shaft 1 with 2

Table 2.13 Equivalent stress of intermediate shaft 2 and 1

	Equivalent stress [MPa]	Safety Factor ($\sigma_v = 834.0 \text{ MPa}$)
Numerical calculation	379.3	2.20
FEM analysis by ANSYS	331.1	2.52



제 3 장 임펠러 구동 축계 부품의 구조해석

3.1 테일 축 베어링의 구조해석

이 절에서는 축계를 구성하는 3 가지 베어링 중 테일축 베어링에 대한 구조 강도를 해석적으로 구하고자 한다. Fig. 3.1은 테일축 베어링을 포함하는 전체 조립품(assembly)의 기하학적 모델을 나타내고 있으며, 내부에 포함된 테일축 베어링은 Fig. 3.2, Fig. 3.3에 각각 상부와 하부로 나누어 기하학적 모델을 나타내었다. 테일축 베어링의 구조강도 해석은 축계 강도해석과 동일한 경계조건하에서 진행되었다. 따라서 베어링은 축의 처짐에 의한 굽힘 모멘트에 지배적인 영향을 받게 되며, 축과 베어링 사이의 슬립에 따라 힘의 전달 정도가 달라진다. Fig. 3.4는 테일축 베어링에 작용하는 하중에 의한 베어링의 등가응력 분포를 나타내고 있는데, 임펠러의 무거운 중량에 의한 영향으로 임펠러 쪽 하부에 응력이 집중되고 있는 것을 확인할 수 있다. 하지만 베어링의 선단에서 발생하는 응답으로서 베어링의 표면에는 충분히 낮은 응력분포를 나타내고 있으며 충분한 베어링 강도를 갖고 있다고 판단된다.

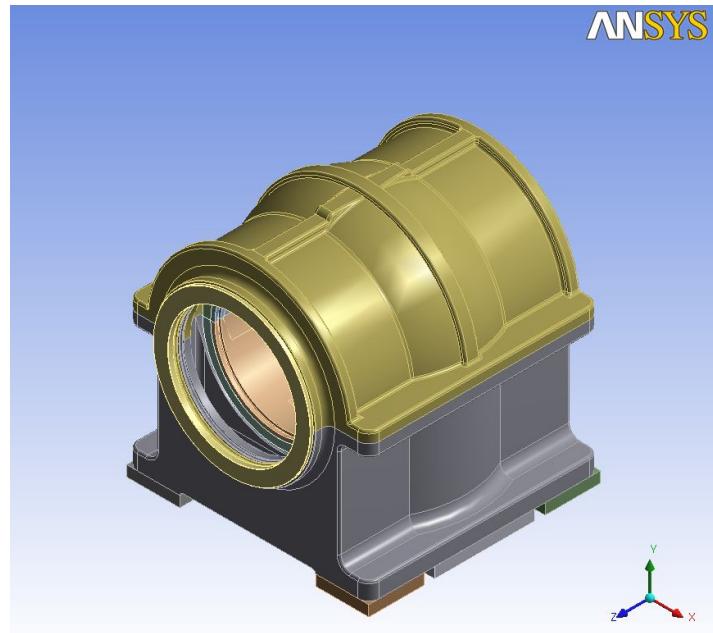


Fig. 3.1 Model of tail shaft bearing

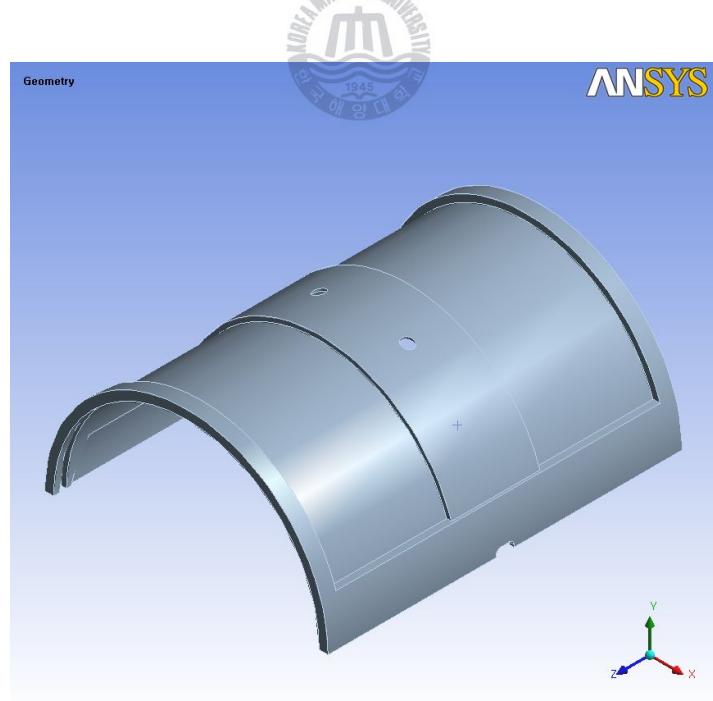


Fig. 3.2 Model of tail upper shaft bearing

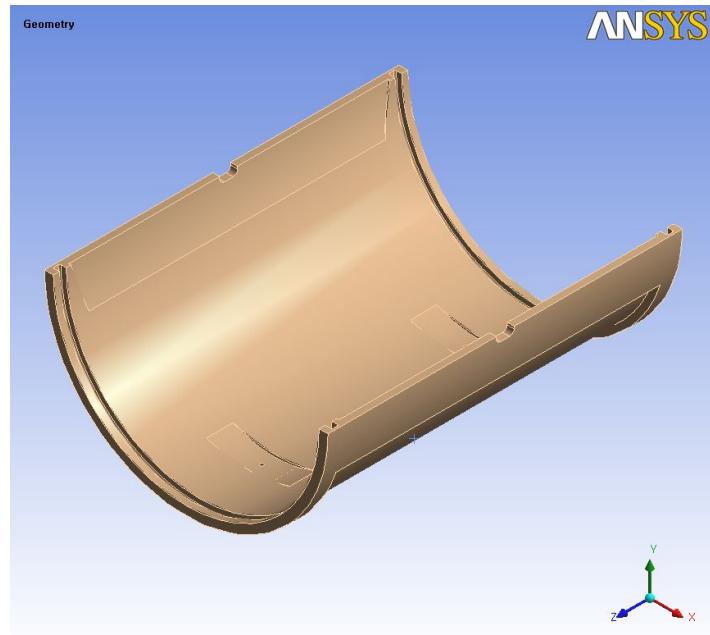


Fig. 3.3 Model of tail upper shaft bearing

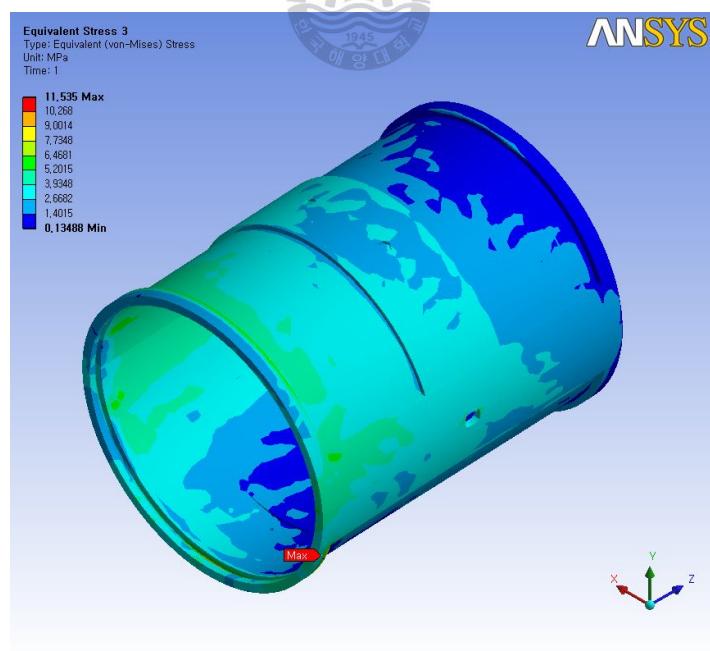


Fig. 3.4 Equivalent stress distribution of tail shaft bearing

앞의 내용은 실제 작동되는 조건하의 전체 축계 시스템 내부에서 발생하는 테일축 베어링에 대한 구조강도 해석에 관한 내용이었고, 다음은 테일축 베어링의 반력이 베어링에 집중된다고 가정하였을 때의 순수한 테일축 베어링의 강도에 대해 검토하고자 한다. Fig. 3.5, Fig. 3.6은 하중이 작용한다고 가정한 하부 테일축 베어링의 구조강도해석을 위한 기하학적 모델, 유한요소 모델을 나타낸 것이고 Fig. 3.7과 Table 3.1은 하중이 작용한다고 가정한 하부 테일축 베어링의 구조강도 해석을 위한 경계조건을 각각 나타내고 있다. 베어링에 작용하는 하중은 앞에서 계산된 테일축 베어링의 반력을 베어링의 표면에 적용하였다. Fig. 3.8, Fig. 3.9는 유한요소해석 결과로서 테일축 베어링의 전체 구성품에 작용하는 등가응력과 등가변형률 분포를 나타내고 있다. 각각의 최대치는 베어링 구성품의 전체 하중이 전달되는 베어링 덮개에서 발생하였지만, 정량적으로 낮은 수치를 나타냄으로서 구조적으로 안전하다고 판단된다. 또한 Fig. 3.10, Fig. 3.11 및 Fig. 3.12는 세부적으로 순수 테일축 베어링의 등가응력 및 등가변형률 분포와 안전계수 분포를 나타내고 있으며, 최대 2.59 MPa 수준의 등가응력과 0.000063 수준의 등가변형률이 발생하므로, 베어링의 강도 측면에서 충분히 안전하다고 판단된다. 또한 Table 3.2는 베어링 허용 면압과 실제 적용 면압관계를 보여주고 있다.

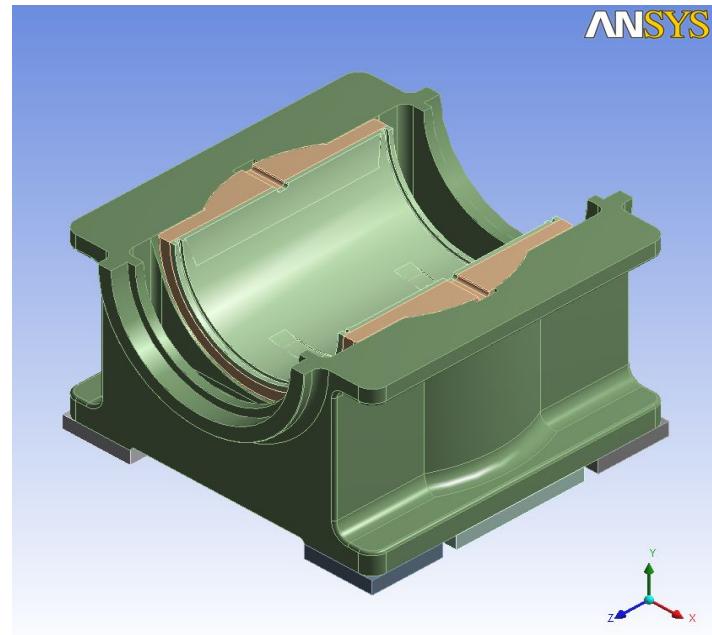


Fig. 3.5 Boundary condition for strength analysis of tail shaft

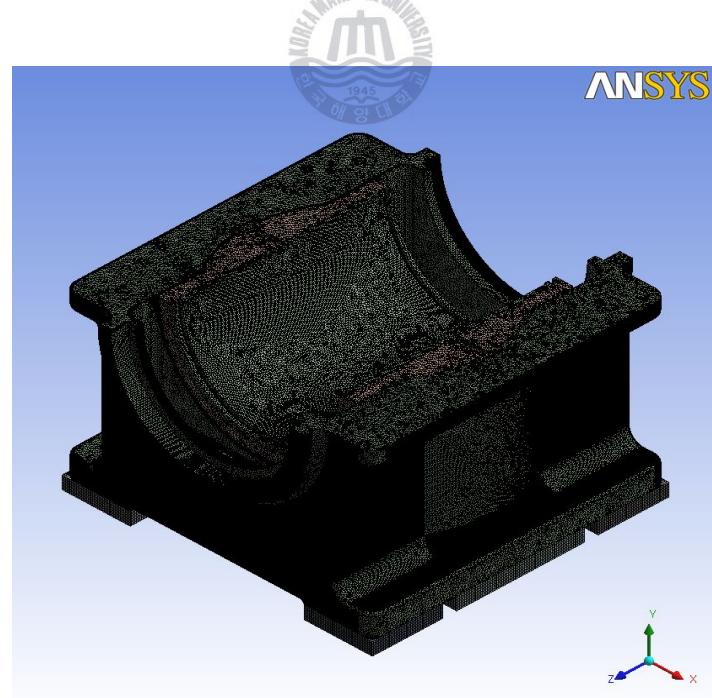


Fig. 3.6 Model of tail shaft bearing

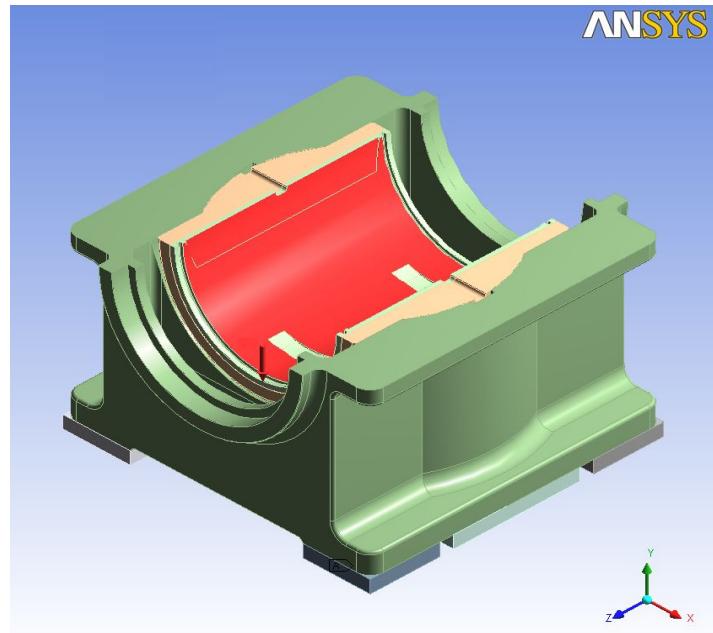


Fig. 3.7 Boundary condition for strength analysis
of tail shaft bearing

Table 3.1 Boundary condition for strength analysis
of tail shaft bearing

수직하중 [kN]	변위 경계조건 (fixed)
224.90	Bottom

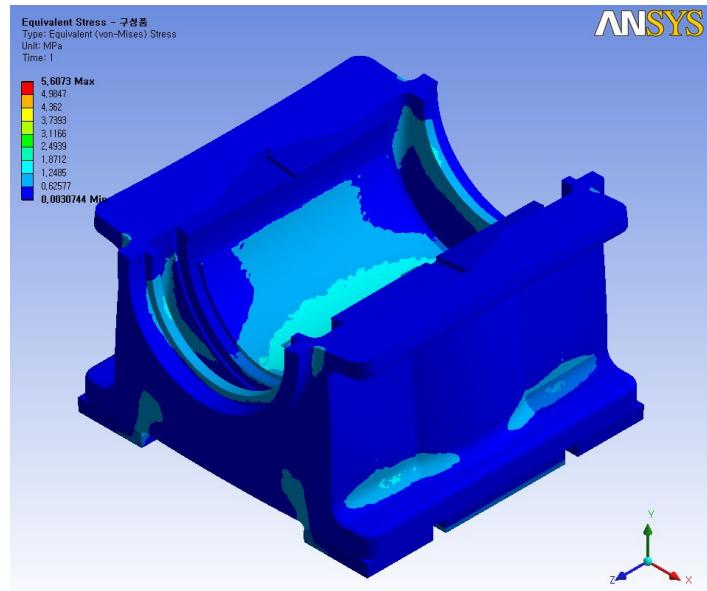


Fig. 3.8 Equivalent stress distribution of tail shaft bearing

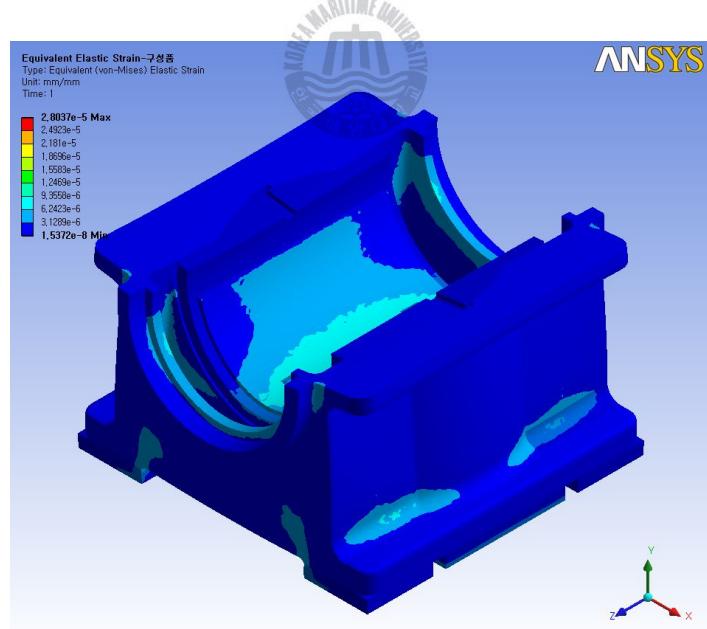


Fig. 3.9 Boundary condition for strength analysis of tail shaft

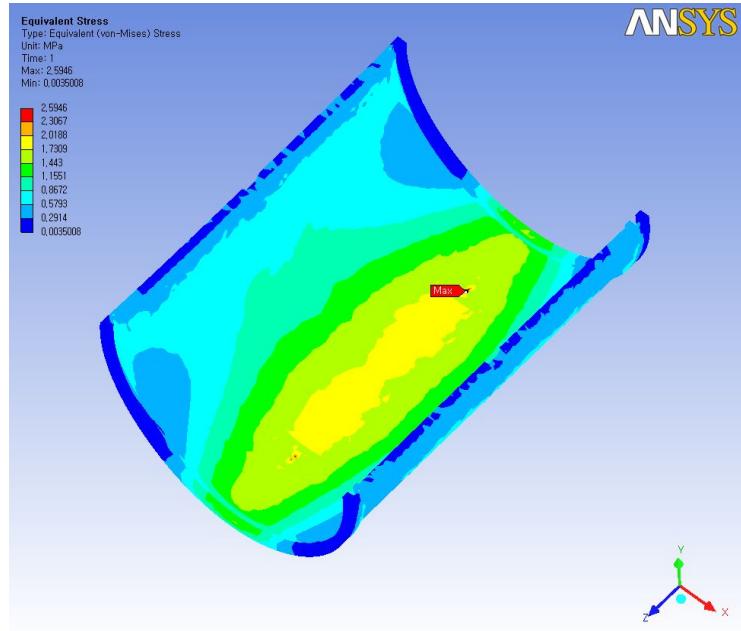


Fig. 3.10 Equivalent stress distribution of tail shaft bearing

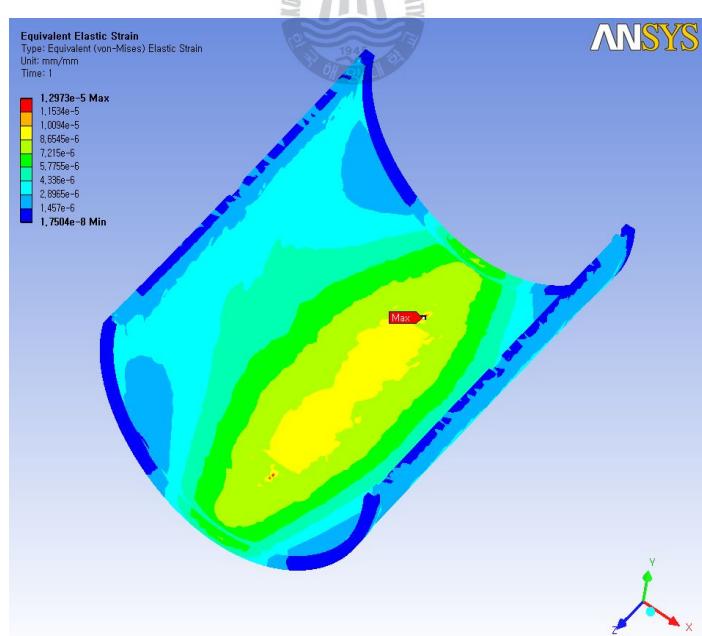


Fig. 3.11 Equivalent stress distribution of tail shaft bearing

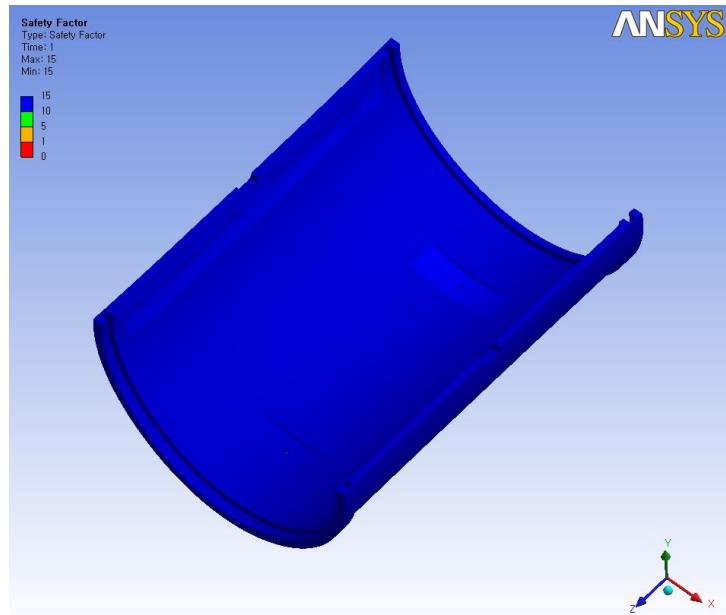


Fig. 3.12 Safety factor distribution of tail shaft bearing



Table 3.2 Calculation result on permission compressive force of tail shaft bearing

설계 기준	FEM analysis by ANSYS (average)
0.59 MPa	0.51 MPa

3.2 중간축 베어링의 구조해석

다음은 축계를 구성하는 3가지의 베어링 중 중간축 베어링에 대한 구조강도 해석에 관한 내용이다. Fig. 3.13은 중간축 베어링을 포함하는 전체 조립품(assembly)의 기하학적 모델을 나타내고 있으며, 내부에 포함된 중간축 베어링은 Fig. 3.14에 나타내었다. Fig. 3.15 및 Table 3.3과 같이 중간축 베어링의 구조강도 해석 역시 축계 강도해석과 동일한 경계조건하에서 진행되었다. Fig. 3.16 및 Fig. 3.17은 유한요소 해석을 수행한 후에 중간축 베어링의 등가응력과 안전계수 분포를 나타내고 있는데, 중간축 베어링의 양쪽 선단부에만 응력이 집중되고 있는 것을 확인할 수 있다. 중간축 베어링은 테일축 베어링에 발생하는 응력 분포와 달리 선단을 제외하곤 거의 하중의 영향을 받고 있지 않음을 알 수 있다. 따라서 국부적인 선단의 낮은 응력 외에 거의 응력이 발생하지 않으므로 충분한 베어링 강도를 갖는다고 판단된다. 그리고 Table 3.4는 중간축 베어링의 허용 면압과 실제 적용 면압관계를 보여주고 있다.

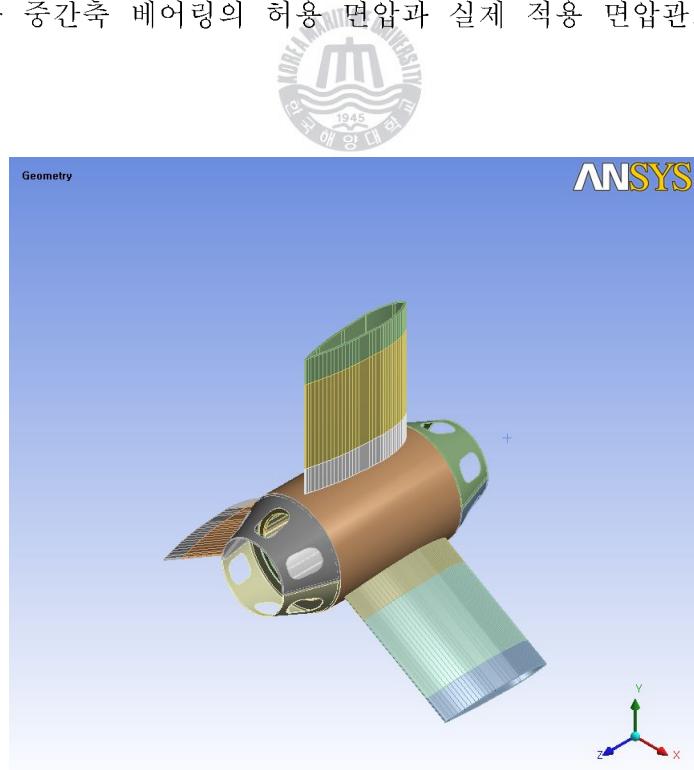


Fig. 3.13 Model of intermediate shaft bearing

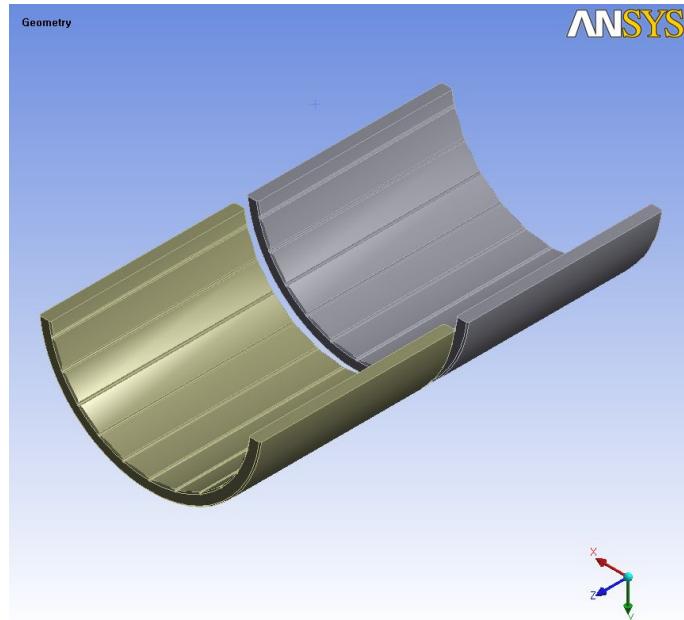


Fig. 3.14 Model of intermediate shaft bearing

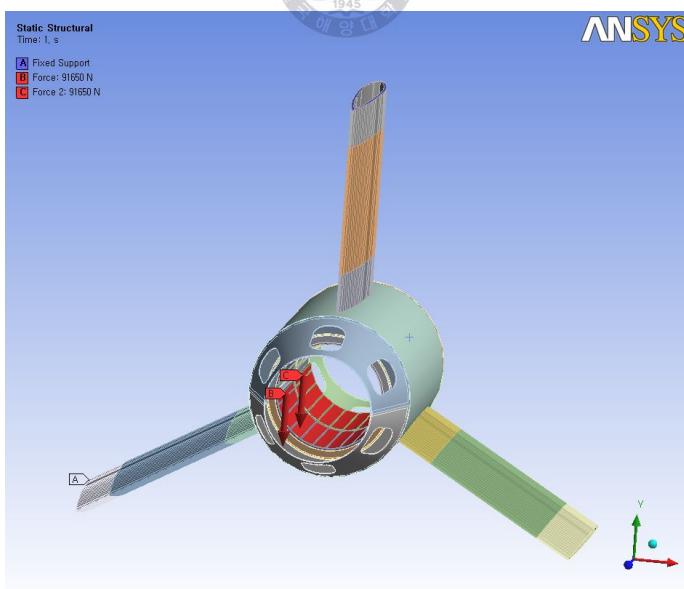


Fig. 3.15 Boundary condition for equivalent stress of intermediate shaft bearing

Table 3.3 Boundary condition for strength analysis of intermediate shaft bearing

수직하중 [kN]	변위 경계조건 (fixed)
183.30	Strut

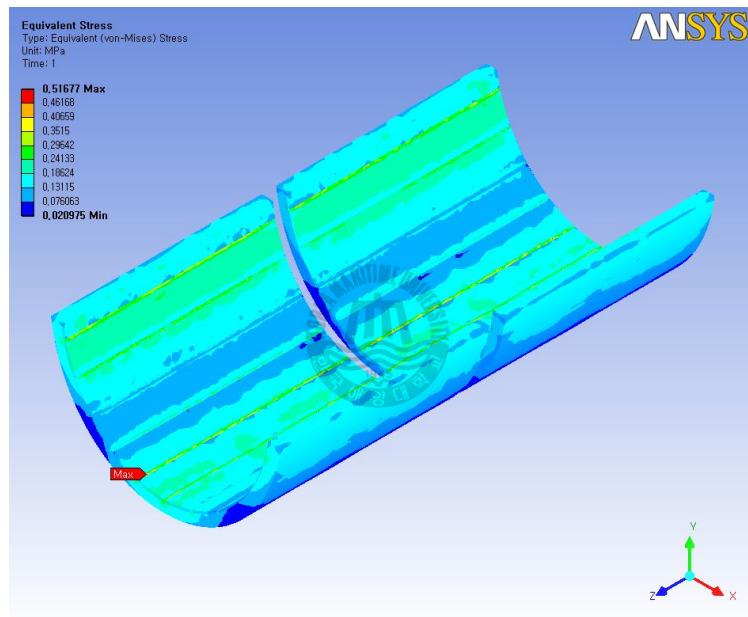


Fig. 3.16 Equivalent stress distribution of intermediate shaft bearing

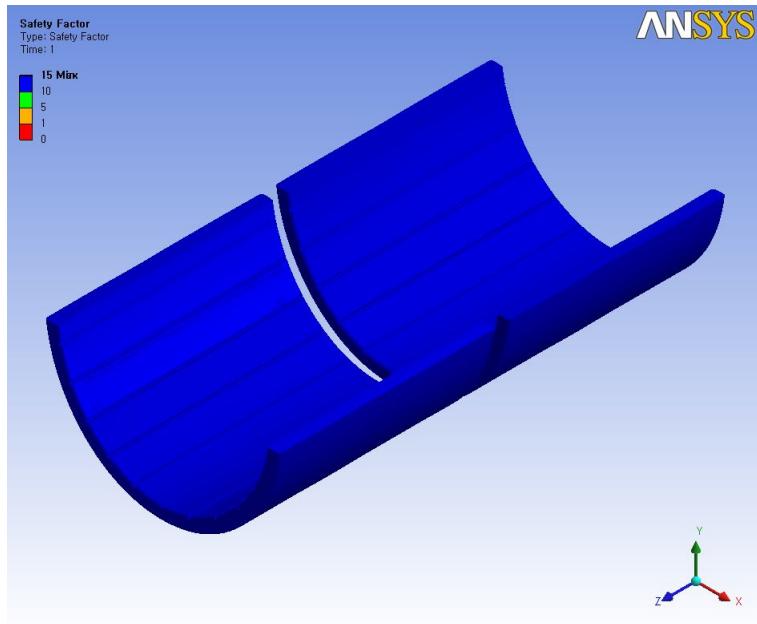


Fig. 3.17 Safety factor distribution of intermediate shaft bearing

Table 3.4 Calculation result on permission compressive force of intermediate shaft bearing

설계 기준	FEM analysis by ANSYS (average)
0.29 MPa	0.23 MPa

3.3 모터 축 베어링의 구조해석

여기서는 축계를 구성하고 있는 3 가지 베어링 중 모터축 베어링에 대한 구조강도 해석에 대해 검토하고자 한다. Fig. 3.18은 모터축 베어링을 포함하는 전체 조립품(assembly)의 기하학적 모델을 나타내고 있으며, 내부에 포함된 중간축 베어링은 Fig. 3.19에 나타내었다. 실제 기하모델의 경우는 볼트체결

이나 윤활을 위한 구멍들이 많이 있으나 강성에 영향을 주지 않는 범위 내에서 균일한 격자 생성 및 국부적인 응력 집중을 피하기 위하여 수정하여 제작하였다. 모터축 베어링의 구조강도 해석 역시 축계 강도해석과 동일한 경계조건 하에서 진행되었다. Fig. 3.20은 유한요소 해석을 수행한 후에 모터축 베어링의 등가응력 분포를 나타내고 있는데, 임펠러 쪽에 위치한 모터축 베어링에만 응력이 집중되고 있는 것을 확인할 수 있다. 이러한 이유는 임펠러 쪽에 위치한 모터축 베어링이 중실축의 자중에 의해 가장 큰 처짐이 발생하는 위치와 근접해 있기 때문이다. 하지만 모터축 베어링 역시 축파의 슬립에 의해 많은 영향을 받고 있지 않으며, 응력분포의 결과 값을 살펴보더라도 강도 측면에서 충분히 여유 있다고 판단된다.

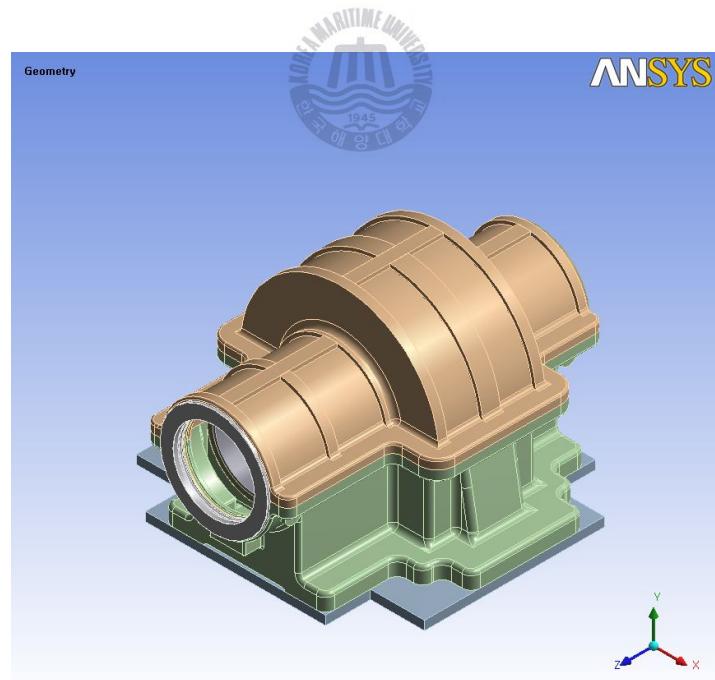


Fig. 3.18 Model of motor shaft bearing

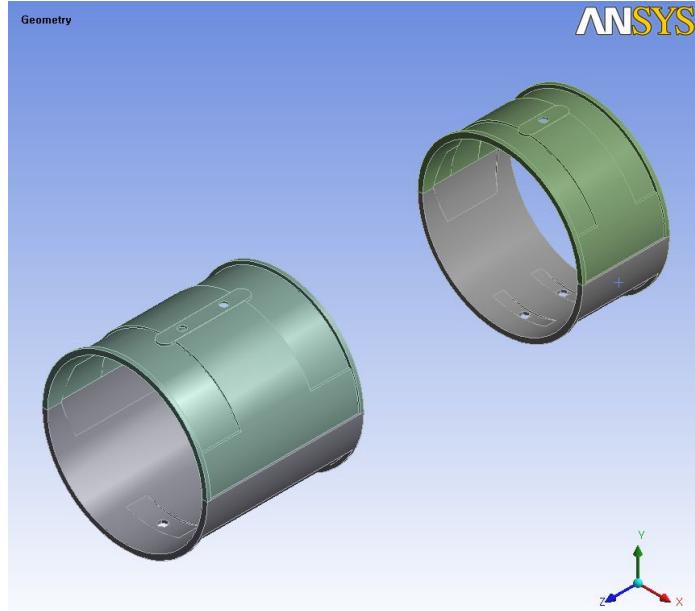


Fig. 3.19 Model of motor shaft bearing

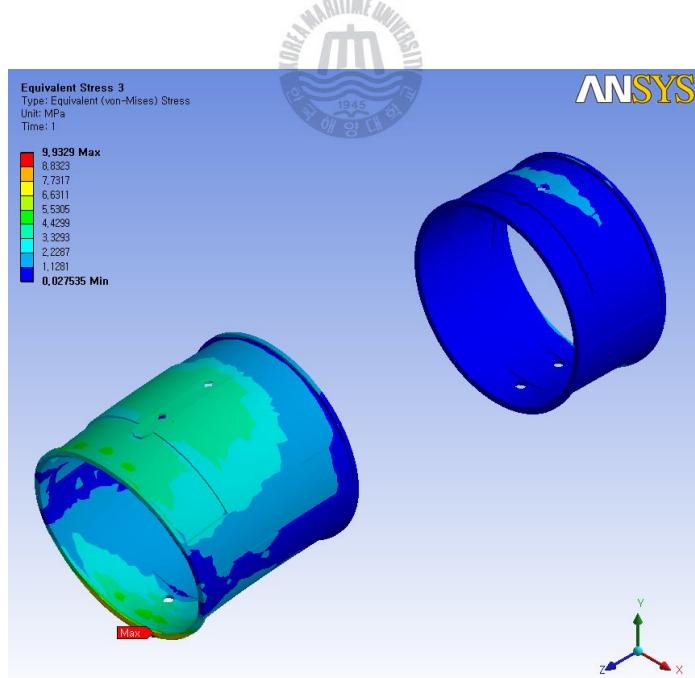


Fig. 3.20 Equivalent stress distribution of motor shaft bearing

본 해석은 모터축 베어링(저널)의 반력이 모터축 베어링(저널)에 작용하는 경우와 동시에 최대 추력이 모터축 베어링(스러스트)에 집중된다고 가정하였을 때의 순수한 모터축 베어링의 강도를 검토하고자 한다. 이를 통하여 실제 작동 조건 하에서는 영향을 거의 받지 않는 모터 방향에 위치한 베어링의 경우도 균일한 하중을 받고 있는 상태가 가능하므로, 각각의 베어링의 강도를 세밀하게 평가할 수가 있다. Fig. 3.21, Fig. 3.22, Fig. 3.23 및 Table 3.5는 하중이 작용한다고 가정한 하부 모터축 베어링의 구조강도해석을 위한 기하학적 모델, 유한요소모델 및 경계조건을 각각 나타내고 있다. 베어링에 작용하는 하중은 앞에서 계산된 모터축 베어링의 반력을 베어링의 면적에 따라 차등적으로 적용하였다. Fig. 3.24, Fig. 3.25는 유한요소해석 결과로서 모터축 베어링의 전체 구성품에 작용하는 등가응력과 등가변형률 분포를 나타내고 있다. 각각의 최대치는 베어링 구성품의 전체 하중이 전달되는 베어링 하부 덤개에서 발생하였지만, 정량적으로 낮은 수치를 나타냄으로서 구조적으로 안전하다고 판단된다. 또한 Fig. 3.26, Fig. 3.27 및 Fig. 3.28은 세부적으로 순수 모터축 베어링(저널)의 구조강도해석 결과를 나타내고 있으며, 최대 1.0 MPa 수준의 등가응력과 0.000025 수준의 등가변형률이 발생하므로, 베어링의 강도 측면에서 충분히 안전하다고 판단된다. 마지막으로 Fig. 3.29 와 Fig. 3.30은 세부적으로 순수 모터축 베어링(스러스트)의 구조강도해석 결과를 나타내고 있으며, 최대 128 MPa 수준의 높은 등가응력이 발생하였으나 얇은 표면을 제외한 내부 금속으로 SS400(항복강도 235 MPa)의 재질로 구성되어 있기 때문에 구조적 강도 측면에서 충분히 안전하다고 판단된다. 그리고 Table 3.6 과 Table 3.7은 모터축 베어링의 허용 면압과 실제 적용 면압의 관계를 보여주고 있다.

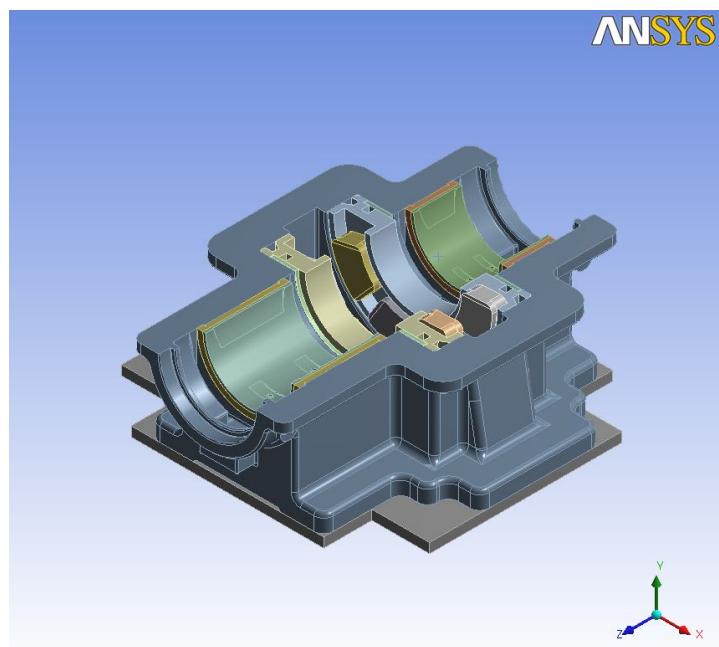


Fig. 3.21 Model of motor shaft bearing

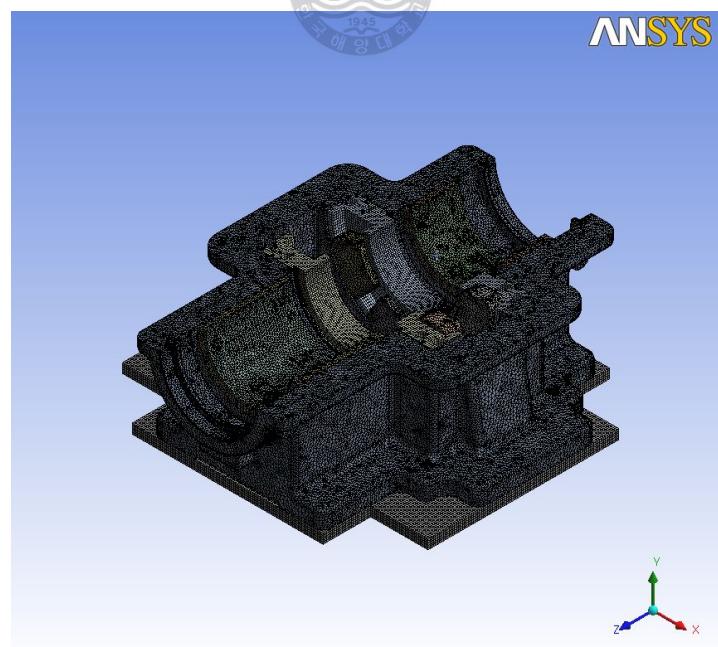


Fig. 3.22 Meshing result of motor shaft bearing

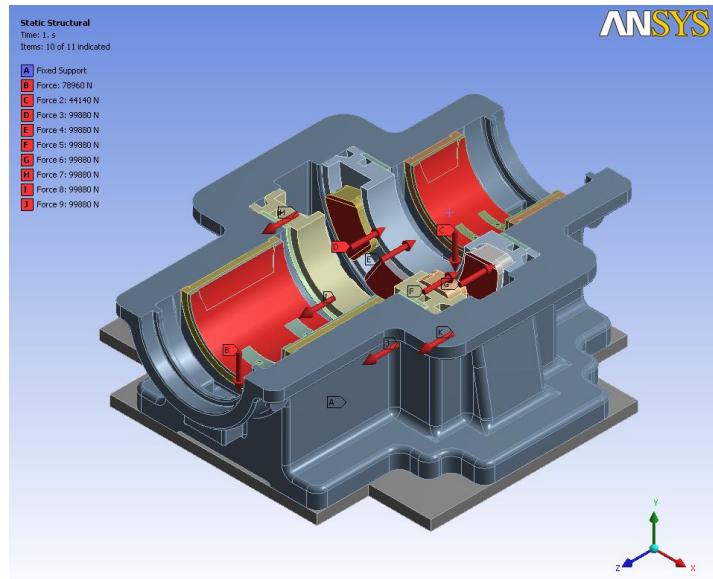


Fig. 3.23 Boundary condition for strength analysis of motor shaft bearing



Table 3.5 Boundary condition for strength analysis of motor shaft bearing

수직하중=베어링1 + 베어링2	123.1 kN
수평하중=Max thrust / thrust bearing	699.2 kN
변위 경계조건 (fixed)	Bottom

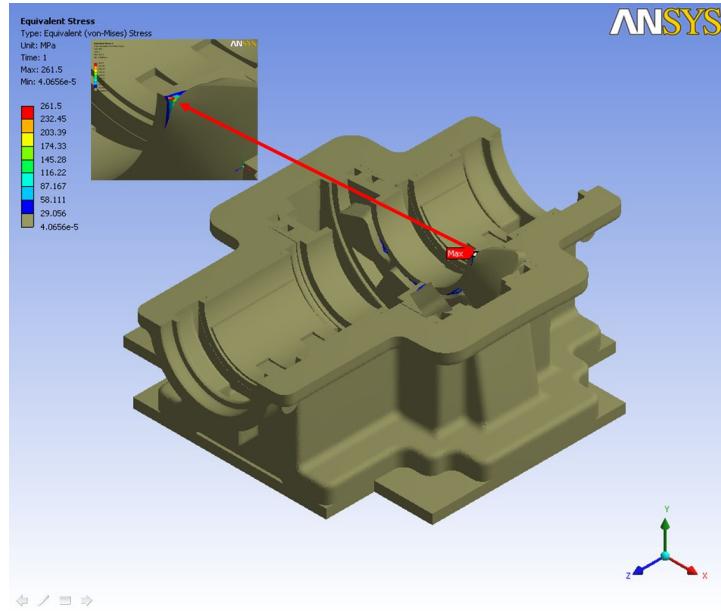


Fig. 3.24 Boundary condition for equivalent stress of motor shaft bearing

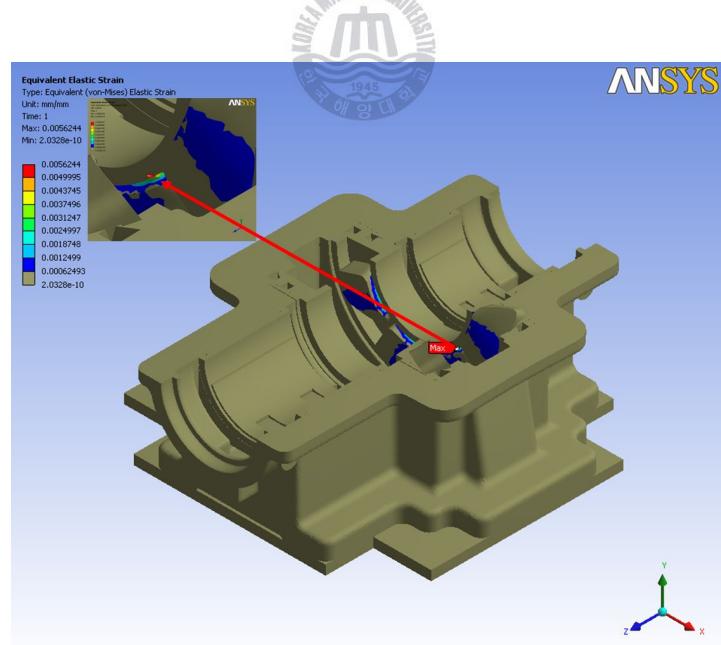


Fig. 3.25 Boundary condition for strength analysis of motor shaft bearing

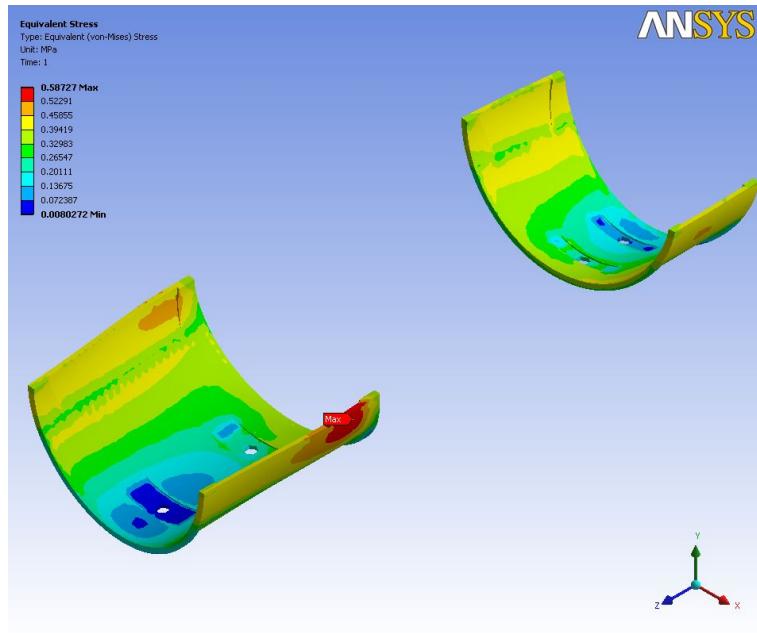


Fig. 3.26 Equivalent stress distribution of motor shaft bearing

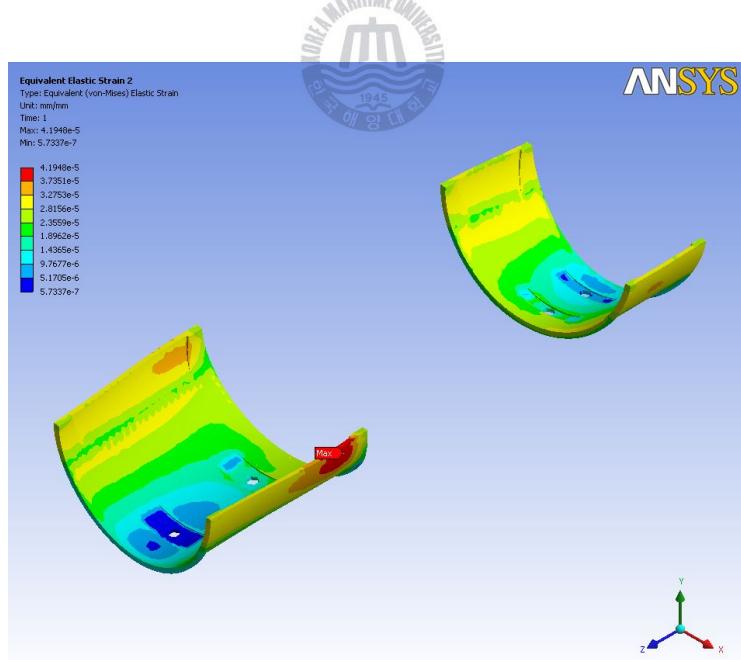


Fig. 3.27 Equivalent stress distribution rate of motor shaft bearing

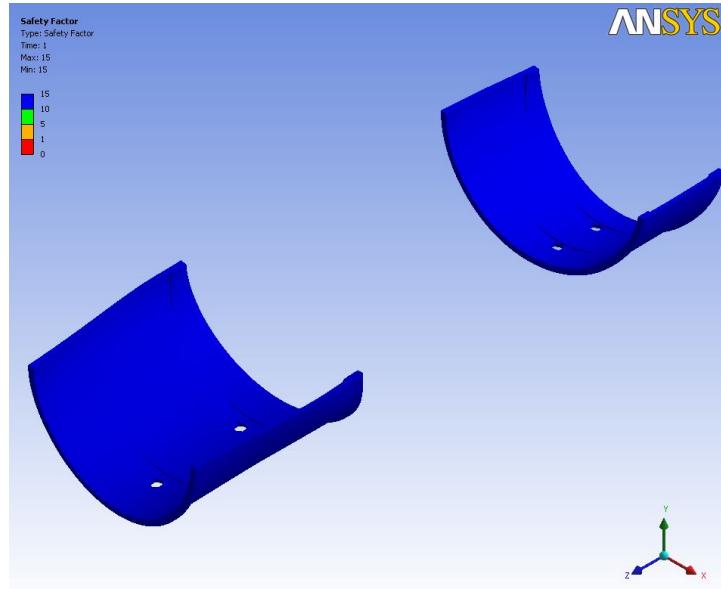


Fig. 3.28 Safety factor distribution of motor shaft bearing

Table 3.6 Calculation result on permission compressive force of motor shaft bearing

설계 기준	FEM analysis by ANSYS (average)
0.69 MPa	0.62 MPa

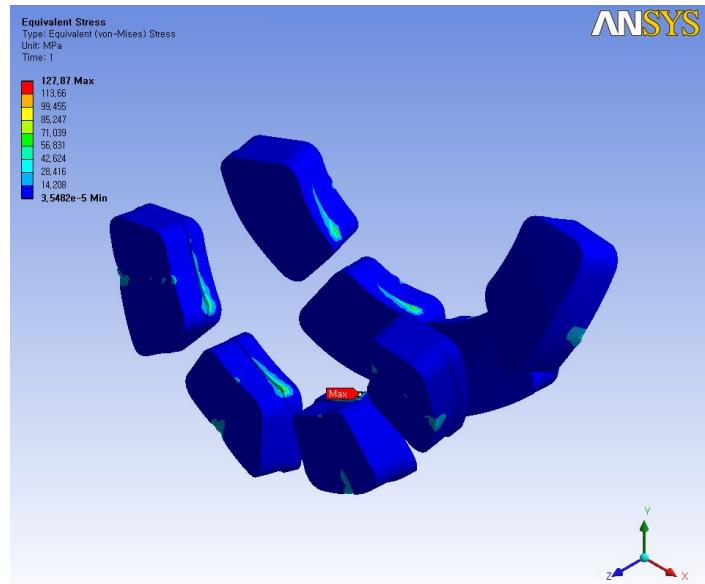


Fig. 3.29 Boundary condition for equivalent stress of motor shaft bearing

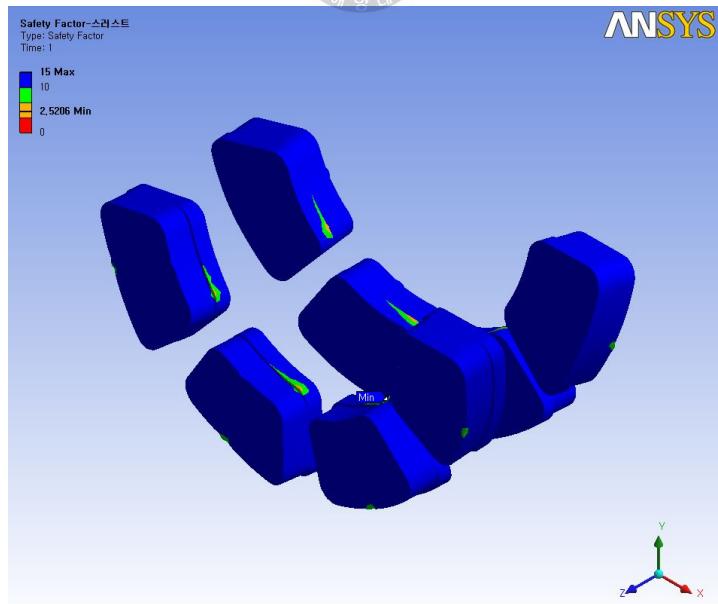


Fig. 3.30 Safety factor distribution of motor shaft bearing

Table 3.7 Calculation result on permission compressive force of motor shaft (thrust) bearing

설계 기준	FEM analysis by ANSYS (average)
1.96 MPa	1.93 MPa

3.4 유압죄임식 및 기어 커플링의 구조해석

커플링은 축의 쳐짐을 막기 위한 굽힘 모멘트와 동력을 전달하기 위하여 비틀림을 받게 된다. 따라서 본 축계 시스템은 중간축과 모터축이 연결되는 부위에 슬리브 커플링, 모터축과 모터가 연결되는 부위에 기어 커플링이 각각 설치되어 있다. 위와 같은 하중조건하에서 커플링의 강도를 평가하기 위하여 자중의 효과, 비틀림, 추력을 적용하여 유한요소해석을 수행하였다. Figs. 3.31~3.36은 굽힘 모멘트의 효과를 적용하기 위하여 축과 함께 해석모델을 구성하였으며, 고정점을 형성하기 위하여 모터 베어링을 하부만 해석모델에 포함시켰다. 슬리브 커플링 모델의 경우는 내부 형상이 복잡하여 원활한 격자 생성을 위하여 여러 개의 체적으로 분할하였으며, 굽힘 모멘트에 의한 효과를 충분히 얻기 위하여 두께 방향의 격자도 세밀하게 생성하였다. Table 3.8은 슬리브와 기어 커플링의 강도해석을 위한 경계조건을 나타내주고 있다. Fig. 3.37, Fig. 3.38 및 Table 3.9는 슬리브 커플링에 발생한 등가응력과 안전계수 분포를 비교하였다.

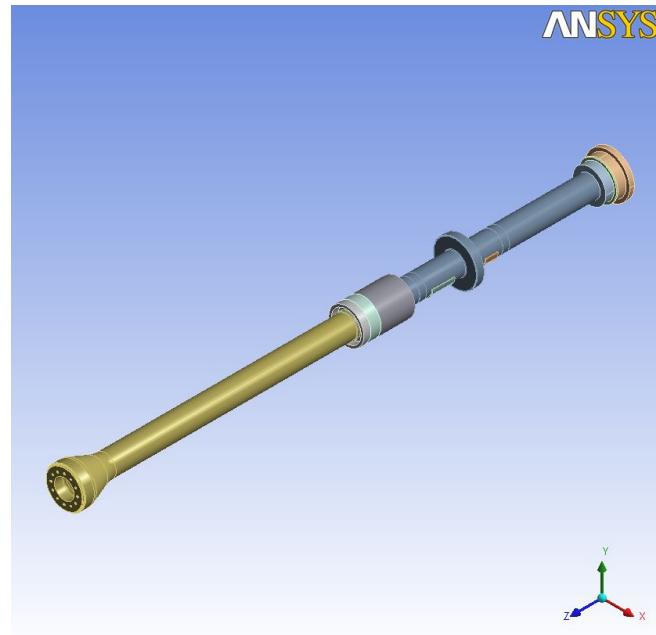


Fig. 3.31 Model of sleeve coupling

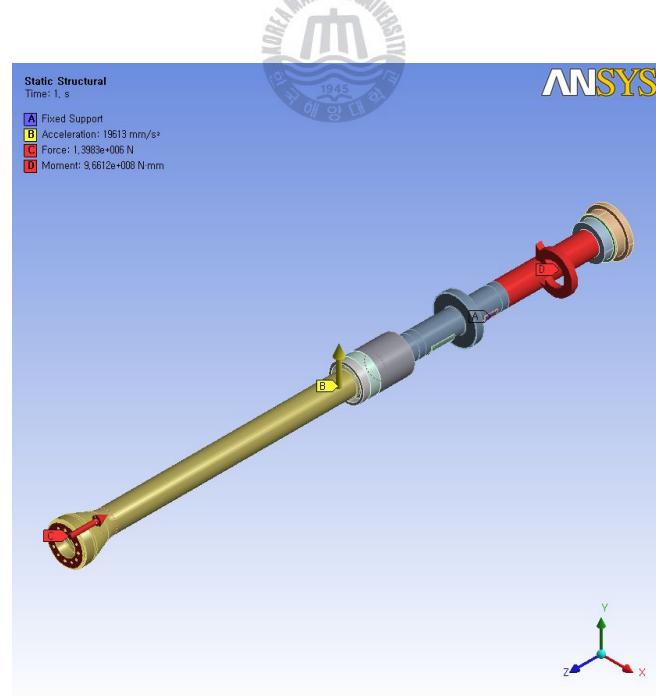


Fig. 3.32 Boundary condition for equivalent stress of sleeve coupling

**Table 3.8 Boundary condition for strength analysis
of sleeve coupling and geared coupling**

추력	699.2 kN
최대 토크	503.4 kN·m

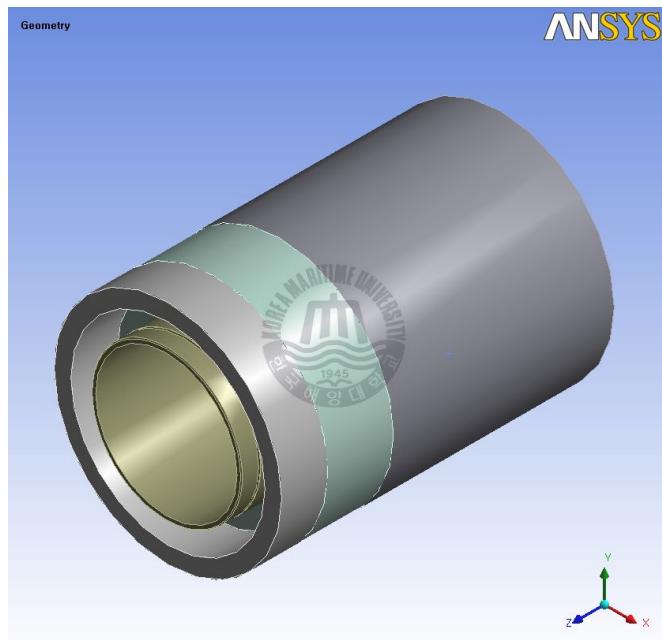


Fig. 3.33 Model of sleeve coupling

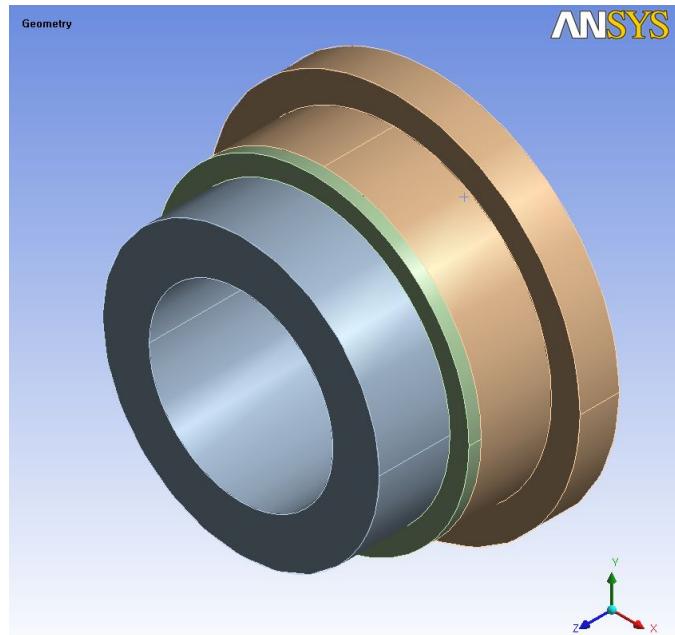


Fig. 3.34 Model of geared coupling

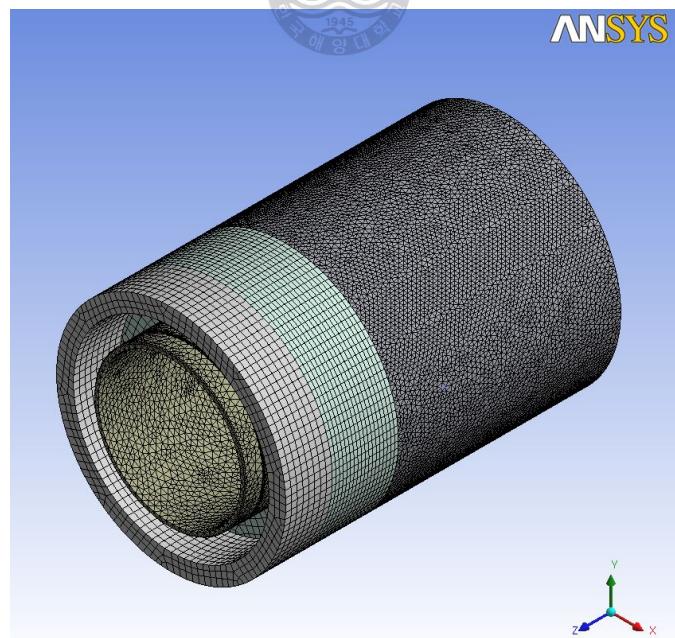


Fig. 3.35 Meshing for FEM analysis of sleeve coupling

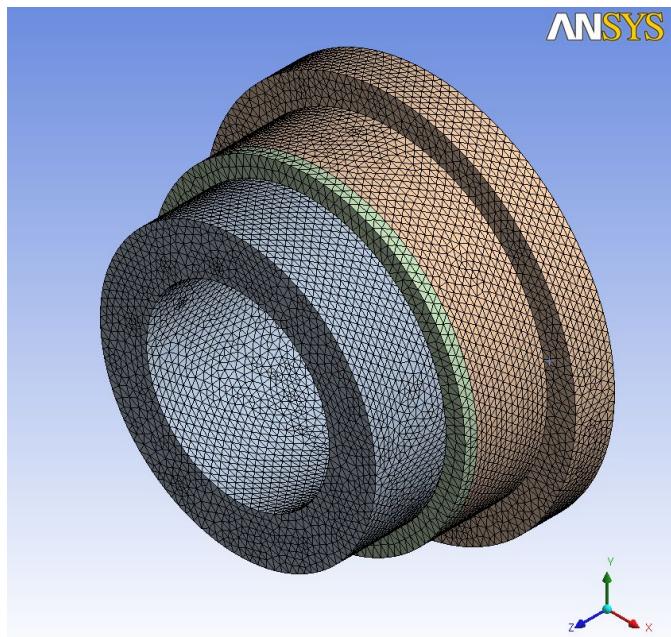


Fig. 3.36 Meshing for FEM analysis of geared coupling

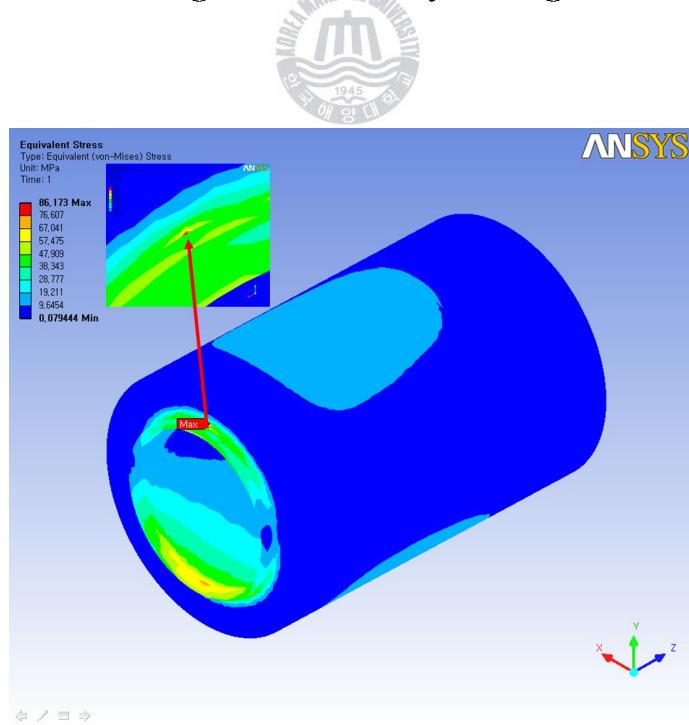


Fig. 3.37 Equivalent stress distribution of sleeve coupling

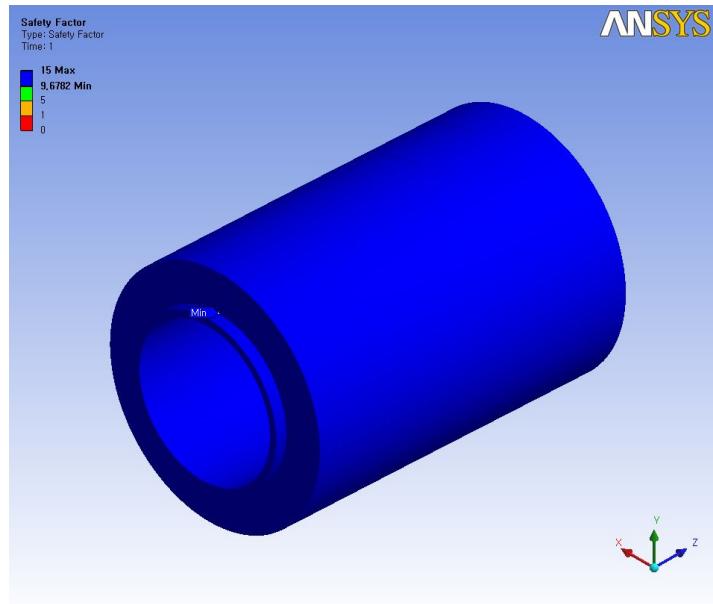


Fig. 3.38 Safety factor distribution of sleeve coupling

Table 3.9 Equivalent stress & safety factor

	Equivalent Stress [MPa]	Safety Factor ($\sigma_y = 834 \text{ MPa}$)
FEM Analysis by ANSYS	86.2	9.68

Fig. 3.39, Fig. 3.40 및 Table 3.10 은 기어 커플링에 발생한 등가응력과 안전계수 분포를 보여주고 있으며, Fig. 3.37, Fig. 3.39의 슬리브 및 기어 커플링에서 보는바와 같이 중실형태인 중간축의 처짐에 의하여 중간축에 가까운 부분이 상대적으로 많은 영향을 받고 있음을 확인할 수 있다. 하지만 안전계수 비교에서 보는바와 같이 커플링의 구조강도상 충분히 안전한 결과를 확인 할 수 있다.

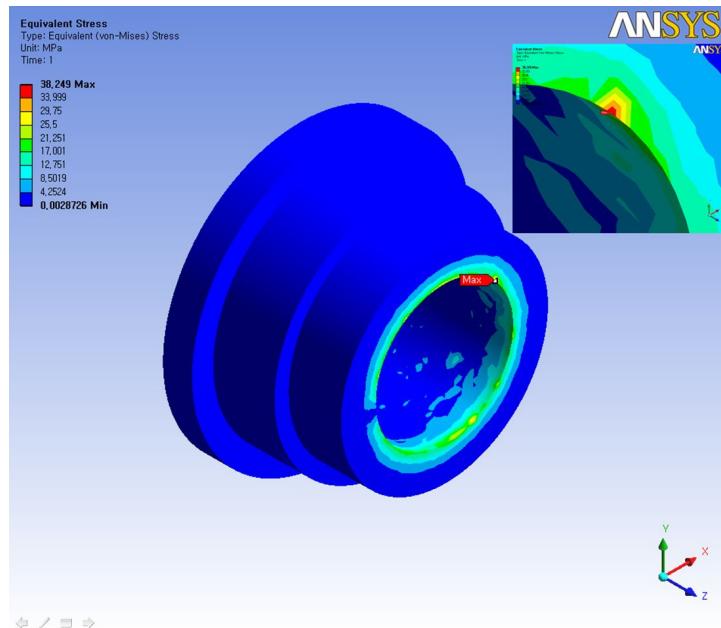


Fig. 3.39 Equivalent stress distribution of geared coupling

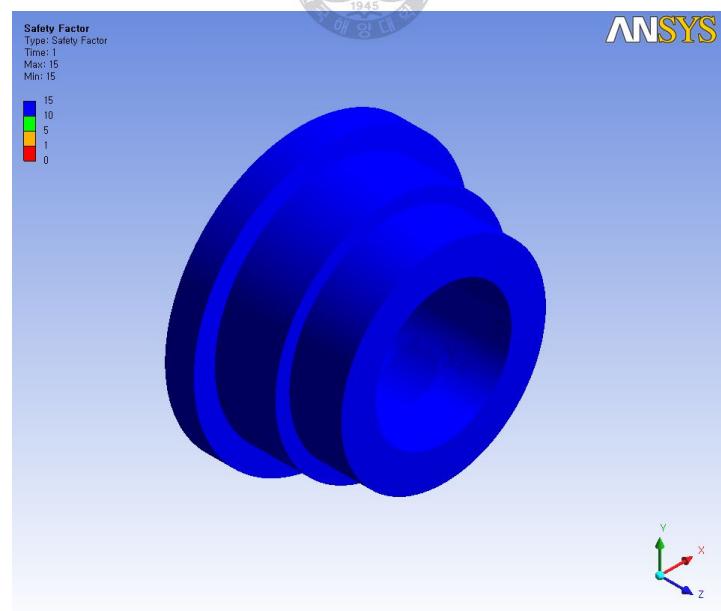


Fig. 3.40 Safety factor distribution of geared coupling

Table 3.10 Equivalent stress & safety factor of geared coupling

	Equivalent Stress [MPa]	Safety Factor ($\sigma_y = 834 \text{ MPa}$)
FEM Analysis by ANSYS	38.2	21.80



제 4 장 결 론

본 논문은 한국해양연구원에서 구축한 저소음 대형 캐비테이션 터널의 임펠러축계 시스템 최적설계를 위하여 수치 설계 계산을 수행하고, ANSYS를 이용하여 유한요소 해석결과를 비교한 후 최적화 설계를 수행하여 설계상오류를 최소화하고, 사전에 설계검정을 하고자 한 것이며 이상의 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 임펠러 축계 시스템 설계와 관련하여 수치계산 결과와 ANSYS를 이용한 유한요소해석의 결과를 비교하여 본 결과 유한요소해석의 결과값이 상대적으로 높게 나타났으며 이는 소프트웨어 제작사에서 위험부담을 줄이는 측면에서 구조적인 경계조건을 강화한 측면이라 판단된다.

(2) 수치계산 결과값을 바탕으로 제작 완료 후 실제 계측값과 비교해본 결과 설계측 값은 수치계산 결과값과 매우 유사함을 알 수 있었다. 실제 계측값은 다른 두 개의 자료와 비교하여 Table 2.5에 나타나 있으며 이는 전반적으로 선급에서 적용하고 있는 허용범위 ($\pm 10\%$) 내에 있다.

(3) 이상의 결과는 임펠러 축계 시스템에 정확한 설계 요소가 반영되었다고 판단되며, 향후 소수력이나 카풀란 터빈 설계 등에도 적용 가능할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- [1] 김기인, “可變 推進器用 推進軸系 시스템 設計에 관한 研究”, 한국해양대학교 대학원, 2002.
- [2] 김기인, “船舶用 可變피치 프로펠러 시스템 構造設計에 관한 研究”, 한국해양대학교 대학원, 2007.
- [3] 류연출, “船舶用 可變피치 프로펠러의 應力 및 振動解析에 관한 研究”, 한국해양대학교 대학원, 2009.
- [4] (주)디에스케이, “가변추진체계 설계 및 허브 유압액츄에이터, 제어·제어 계통제작 기술개발에 관한 연구 최종보고서”, 지식경제부, 2009.
- [5] WARREN C. YOUNG, “Roark's Formulas for Stress and Strain, Sixth Edition”, McGraw-Hill, 1989
- [6] Catalogues for Controllable Pitch Propeller of Escher Wyss Germany.
- [7] 김기인, 송기주, 전동춘, 강선이, 김정렬, 차지협 “가변피치프로펠러의 칼라형과 트러니언형 허브의 비교 연구”, 2009년도 한국마린엔지니어링학회 공동학술대회 논문집, 2009.
- [8] 전효중, 船舶動力傳達裝置, 태화출판사, 1986.
- [9] 전효중, 軸系裝置와 프로펠러 대진출판사, 2000.

- [10] 김기인, 전효중, 김정렬, 가변추진 장치의 이해, 한국박용기관학회지 제25권, 2001.
- [11] 김기인, 전효중, 박명규, 김정렬, “가변추진기 추진축계시스템의 설계”, 한국박용기관학회, 2002년도 춘계학술대회 논문집, 2002.

