

원자로집합체 스테드 볼트 설계 절차

Design Procedure on Stud Bolt for Reactor Vessel Assembly

KAERI

제 출 문

한국원자력연구원장 귀하

본 보고서를 2008년도 중소형원자로기술개발부 “기계설계” 과제의 기술보고서로 제출합니다.

2008. 10. 10.

과 제 명 : 기계설계

주 저 자 : 김 종 욱

공 저 자 : 이 규 만

정 경 훈

김 태 완

박 근 배

김 금 구

요 약 문

원자로용기플랜지는 원자로용기의 상부와 용접되며 스테드 볼트와 함께 원자로덮개의 안착을 위한 다수 스테드 구멍을 제공한다. 또한 원자로덮개와 맞닿는 표면은 냉각재 누설을 방지하기 위해 가스켓 밀봉 역할을 하는 O-ring에 의해 압축된다.

이러한 체결방식은 두 가지 측면에서 매우 중요한 구조적 역할이 요구된다, 첫째는 연결자체의 구조적 건전성의 유지이며, 둘째는 스테드 볼트의 체결력에 의한 압축응력을 받는 O-ring을 통한 누설방지이다.

본 연구에서는 기술기준을 만족하는 스테드 볼트 설계 평가 절차를 개발하였다. 개발된 절차는 차세대 원자로 설계시 기초 자료로 활용 가능할 것이다.

SUMMARY

The reactor pressure vessel flange is welded to the upper part of reactor pressure vessel, and there are stud holes to mount the closure head with stud bolts. The surface mating the closure head is compressed with O-ring, which acts as a sealing gasket to prevent coolant leakage.

Bolted flange connections perform a very important structural role in the design of a reactor pressure vessel. Their importance stems from two important functions: (a) maintenance of the structural integrity of the connection itself, and (b) prevention of leakage through the O-ring preloaded by stud bolts.

In the present study, an evaluation procedure for the design of stud bolt is developed to meet ASME code requirements. The developed design procedure could provide typical references in the development of advanced reactor design in the future.

CONTENTS

Chapter 1	Introduction	1
Chapter 2	Stud Bolt Design	2
2.1	Metric Thread Profile	2
2.2	Designation of Standard Screw Threads	5
Chapter 3	Metric Thread Design	6
3.1	Standard External Screw Thread	6
3.2	Standard Internal Screw Thread	7
3.3	Non-standard External Screw Thread	8
3.4	Non-standard Internal Screw Thread	9
Chapter 4	Decision of Stud Bolt Size	16
4.1	Location of O-ring Installation	16
4.2	Arrangement of Stud Bolt	19
4.3	Bearing Stress Below Washer	21
4.4	Shear Stress of Screw Threads	23
Chapter 5	Conclusions	28
Chapter 6	References	28

목 차

제 1 장 서 론	1
제 2 장 스테드 볼트 설계	2
2.1 미터 나사산 윤곽	2
2.2 표준 나사산 호칭	5
제 3 장 미터 나사산 설계	6
3.1 표준형 수나사산 계산	6
3.2 표준형 암나사산 계산	7
3.3 비표준형 수나사산 계산	8
3.4 비표준형 암나사산 계산	9
제 4 장 스테드 볼트의 사이즈 결정	16
4.1 O-ring의 설치 위치	16
4.2 스테드 볼트의 배치평가	19
4.3 스테드 와셔하의 베어링 응력	21
4.4 나사산 전단응력	23
제 5 장 결 론	28
제 6 장 참 고 문 헌	29

표 목 차

Table 1 General symbols	3
Table 2 Allowance for internal and external threads	11
Table 3 Major diameter tolerances of external thread (T_d)	12
Table 4 Thread data, M Profile	13
Table 5 Pitch diameter tolerance of external thread (T_{d2})	14
Table 6 Pitch diameter tolerance of internal thread (TD_2)	14
Table 7 Minor diameter tolerances of internal thread (TD_1)	15

그 림 목 차

Fig. 1 Basic M Thread Profile	2
Fig. 2 External thread, design M profile with no allowance	4
Fig. 3 Internal thread, design M profile with no allowance	4
Fig. 4 Location of O-ring	16
Fig. 5 A bolted connection with the washer	23

제 1 장 서 론

최근 세계적으로 원자력 에너지의 평화적 활용범위를 전력생산 이외의 분야로 넓히기 위한 노력이 활발하게 이루어지고 있으며 이와 관련하여 새로운 개념의 안전성과 신뢰성이 크게 향상된 중소형 신형원자로의 개발에 대한 관심이 높아지고 있는 실정이다. 본 연구원에서는 원자로 기술의 고도화 및 첨단화를 통한 향후 원자력에너지 활용의 다변화에 대비한 시장의 기술력 선점을 목표로 다목적 활용을 위한 신형 원자로(Advanced Reactor)를 개발하고 있다. 신형 원자로의 주요 구조물 중 하나인 원자로용기는 설계 특성상 주요 기기들을 보호하는 역할을 수행하며, 원자로덮개(reactor closure head)와 함께 원자로냉각재의 압력경계를 형성한다. 두 구조물의 연결부에 대한 압력경계는 원자로용기의 일부인 원자로용기플랜지(reactor vessel flange)와 원자로덮개의 밀봉플랜지(reactor closure head flange) 사이에 O-ring을 설치하고 스테드 볼트(stud bolt)로 체결함으로써 유지된다. 이러한 체결방식은 두 가지 측면에서 매우 중요한 구조적 역할이 요구된다. 첫째는 연결자체의 구조적 건전성의 유지이며, 둘째는 스테드 볼트의 체결력(preload)에 의한 압축응력을 받는 O-ring을 통한 누설방지이다. 일반적으로 원자로용기 상부에 설치되는 스테드 볼트의 전체 개수는 설계압력에 의한 하중을 견딜 수 있도록 배치되어야 하며 내압에 의해 O-ring 접촉면을 통한 누설가능성은 스테드 볼트의 체결력으로 충분히 보장되어야 한다. 특히 원자력발전소에 사용되고 있는 스테드 볼트의 경우 일반 산업용 표준 스테드 볼트에 비해 그 직경이 상당히 크기 때문에 별도의 스테드 볼트 설계를 필요로 한다. 따라서 위의 요구사항을 반영한 스테드 볼트와 O-ring의 배치설계를 위해 KEPIC MNZ, 부록 E[1]와 ASME B1.13M[2]의 요건에 따라 평가되어야 할 것이다.

본 연구에서는 연결부 체결용 스테드 볼트의 설계 요건에 따른 평가 절차를 개발하고, 이를 국내 제작 가능한 사이즈의 신형 원자로에 적용하여 기초 설계자료로 활용하고자 한다.

제 2 장 스테드 볼트 설계

2.1 미터 나사산 윤곽

원자로용기 플랜지와 원자로덮개 플랜지의 체결을 위한 스테드 볼트의 사이즈 별 나사산 (screw thread)은 ASME B1.13M[2]의 요건에 따라 계산되어야 한다. 미터 나사산 (metric screw thread) 윤곽은 Fig. 1과 같으며 일반적인 심벌은 Table 1과 같다. Fig. 2와 3은 각각 수나사(external thread)와 암나사(internal thread)의 윤곽(profile)을 나타낸 것이다.

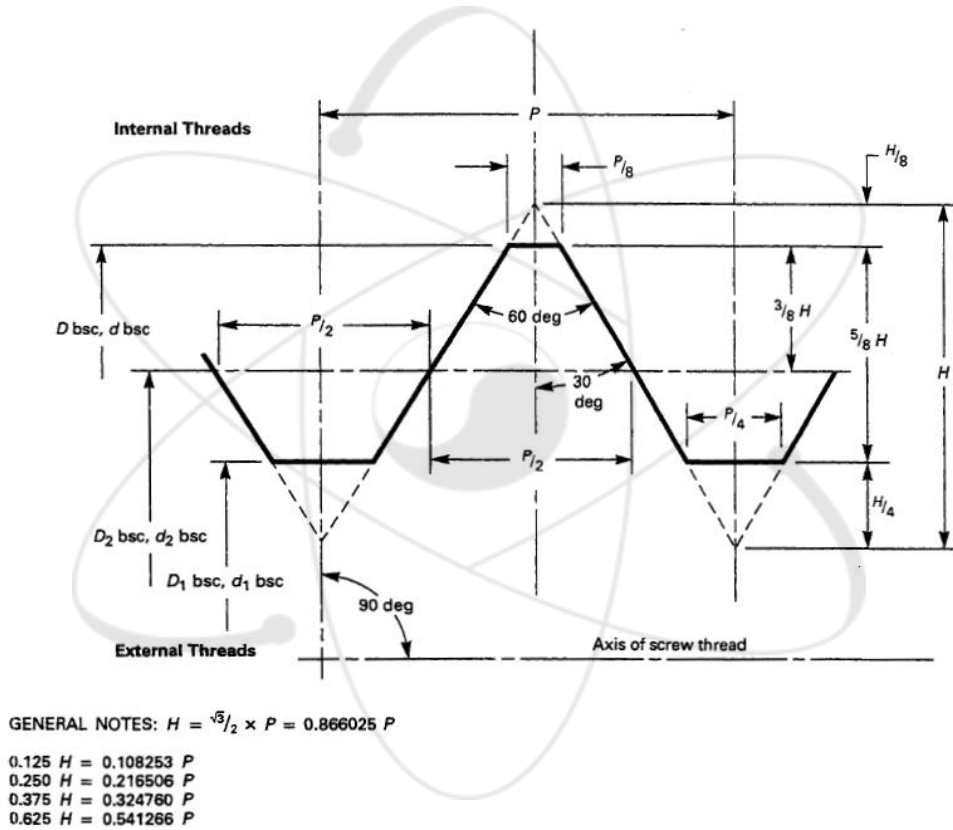


Fig. 1 Basic M Thread Profile (ISO 68-1 Basic Profile)

Table 1 General symbols

Symbol [Note (1)]	Explanation
D	Major diameter internal thread
D_1	Minor diameter internal thread
D_2	Pitch diameter internal thread
d	Major diameter external thread
d_1	Minor diameter external thread
d_2	Pitch diameter external thread
d_3	Rounded form minor diameter external thread
P	Pitch
r	External thread root radius
T	Tolerance
TD_1, TD_2	Tolerance for D_1, D_2
Td_1, Td_2	Tolerance for d_1, d_2
ES	Upper deviation, internal thread [equals the allowance (fundamental deviation) plus the tolerance]. See Fig. 4
EI	Lower deviation, internal thread allowance(fundamental deviation). See Fig. 4
G, H	Letter designations for tolerance positions for lower deviation, internal thread
g, h	Letter designations for tolerance positions for upper deviation, external thread
es	Upper deviation, external thread allowance(fundamental deviation), See Fig. 4
ei	Lower deviation, external thread [equals the allowance (fundamental deviation) plus the tolerance]. See Fig. 4
H	Height of fundamental triangle
LE	Length of engagement
LH	Left hand thread

Note :

(1) Subscripts "bsc," "max." and "min." indicate "basic," "maximum," and "minimum" size, respectively.

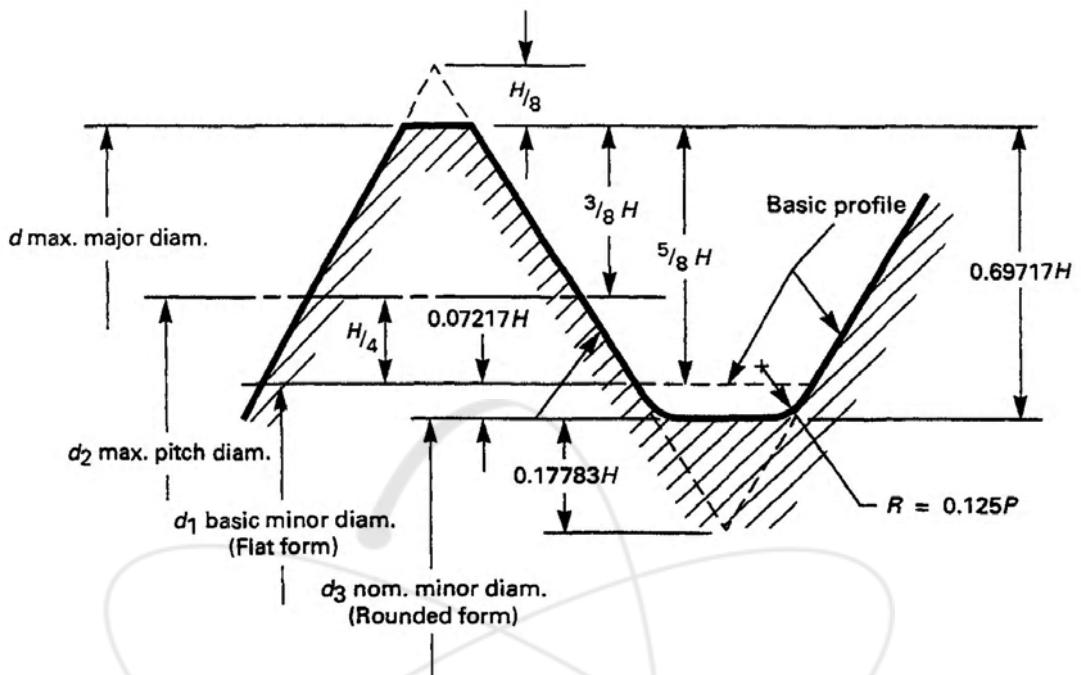


Fig. 2 External thread, design M profile with no allowance(fundamental deviation)
(Flanks at maximum material condition) [2]

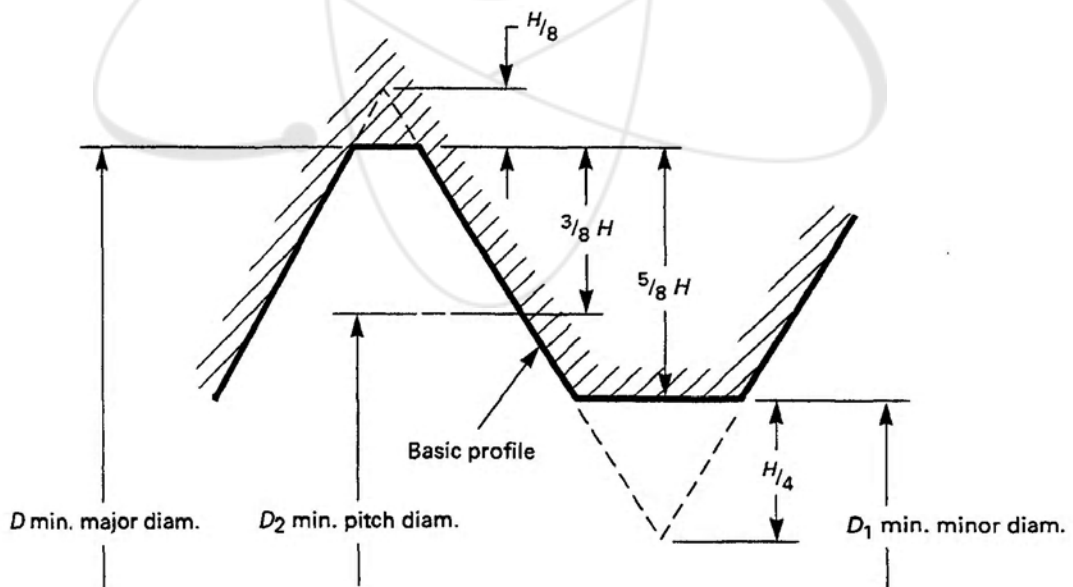


Fig. 3 Internal thread, design M profile with no allowance(fundamental deviation)
(Maximum material condition) [2]

2.2 표준 나사산 호칭

미터 나사산의 표기는 다음과 같이 수나사와 암나사로 구분하여 표기된다.

(1) 암나사 $M200 \times 3 - 6H$

M : Metric thread symbol, ISO 68-1 Metric thread form

200 : Nominal size

3 : Pitch

$6H$: Thread class designation for pitch and minor diameter with identical tolerance class designations

(2) 수나사 $M200 \times 3 - 4g6g$

M : Metric thread symbol, ISO 68-1 Metric thread form

200 : Nominal size

3 : Pitch

$4g$: Thread tolerance class designation for pitch diameter

$6g$: Thread tolerance class designation for major diameter

제 3 장 미터 나사산 설계

3.1 표준형 수나사산 계산

원자로용기 체결을 위한 수나사의 사이즈가 예를 들어 $M200 \times 3 - 4g6g$ 인 경우, 이 수나사는 ASME B1.13M의 Table 14에 명시된 표준형(standard size) 수나사로 다음과 같은 절차에 따라 표기된다.

(1) Maximum external major diameter(d_{\max})

$$= \text{Basic major diameter}(db_{sc}) - \text{allowance}(es)$$

$$= 200.0 - 0.048 = 199.952 \text{ mm} \quad (es \text{ 는 Table 2 참조})$$

여기서 allowance(es)는 절대값(absolute value)이다.

(2) Minimum external major diameter(d_{\min})

$$= \text{Maximum external major diameter}(d_{\max}) - \text{Tolerance}(T_d)$$

$$= 199.952 - 0.375 = 199.577 \text{ mm} \quad (T_d \text{ 는 Table 3 참조})$$

(3) Maximum external pitch diameter($d_{2\max}$)

$$= \text{Maximum external major diameter}(d_{\max}) - 0.6495191P$$

$$= 199.952 - 1.94856 = 198.003 \text{ mm} \quad (0.6495191P \text{ 는 Table 4 참조})$$

(4) Minimum external pitch diameter($d_{2\min}$)

$$= \text{Maximum external pitch diameter}(d_{2\max}) - \text{Tolerance}(T_{d2})$$

$$= 198.003 - 0.16 = 197.843 \text{ mm} \quad (T_{d2} \text{ 는 Table 5 참조})$$

(5) Maximum external minor diameter($d_{1\max}$) (flat form)

$$\begin{aligned} &= \text{Maximum external pitch diameter}(d_{2\max}) - 0.4330127P \\ &= 198.003 - 1.29904 = 196.704 \text{ mm} \quad (0.4330127P \text{는 Table 4 참조}) \end{aligned}$$

(6) Minimum external minor diameter($d_{3\min}$) (round form)

$$\begin{aligned} &= \text{Minimum external pitch diameter}(d_{2\min}) - 0.6160254P \\ &= 197.843 - 1.84808 = 195.995 \text{ mm} \quad (0.4330127P \text{는 Table 4 참조}) \end{aligned}$$

3.2 표준형 암나사산 계산

원자로용기 체결을 위한 암나사의 사이즈가 예를 들어 $M200 \times 3-6H$ 인 경우, 이 암나사는 ASME B1.13M의 Table 15에 명시된 표준형(standard size) 암나사로 다음과 같은 절차에 따라 표기된다.

(1) Minimum internal major diameter(D_{\min})

$$\begin{aligned} &= \text{Basic major diameter}(D_{\text{bsc}}) + \text{allowance}(EI) \\ &= 200.0 + 0.0 = 200.0 \text{ mm} \quad (EI \text{는 Table 2 참조}) \end{aligned}$$

(2) Minimum internal pitch diameter($D_{2\min}$)

$$\begin{aligned} &= \text{Minimum internal major diameter}(D_{\min}) - 0.6495191P \\ &= 200.0 - 1.94856 = 198.051 \text{ mm} \quad (0.6495191P \text{는 Table 4 참조}) \end{aligned}$$

(3) Maximum internal pitch diameter($D_{2\max}$)

$$\begin{aligned} &= \text{Minimum internal pitch diameter}(D_{2\min}) + \text{Tolerance}(TD_2) \\ &= 198.051 + 0.335 = 198.386 \text{ mm} \quad (TD_2 \text{는 Table 6 참조}) \end{aligned}$$

(4) Minimum internal minor diameter($D_{1\min}$)

$$= \text{Minimum internal major diameter}(D_{\min}) - 1.0825318P$$

$$= 200.0 - 3.24760 = 196.752 \text{ mm} \quad (T_{d2} \text{ 는 Table 4 참조})$$

(5) Maximum internal minor diameter($D_{1\max}$)

$$= \text{Minimum internal minor diameter}(D_{1\min}) + \text{Tolerance}(TD_1)$$

$$= 196.752 + 0.5 = 197.252 \text{ mm} \quad (TD_1 \text{ 는 Table 7 참조})$$

(6) Maximum internal major diameter(D_{\max})

$$= \text{Maximum internal pitch diameter}(D_{2\max}) + 0.7938566P$$

$$= 198.386 + 2.38157 = 200.768 \text{ mm} \quad (0.7938566P \text{ 는 Table 4 참조})$$

3.3 비표준형 수나사산 계산

원자로용기 체결을 위한 수나사의 사이즈가 $M220 \times 4 - 4g6g$ 인 경우, 이 수나사는 ASME B1.13M의 Table 14에 명시된 표준형이 아니며 이러한 경우 나사산 호칭은 다음과 같은 절차에 따라 계산되어 표기된다.

(1) Maximum external major diameter(d_{\max})

$$= \text{Basic major diameter}(d_{bsc}) - \text{allowance}(es)$$

$$= 220.0 - 0.060 = 219.940 \text{ mm} \quad (es \text{ 는 Table 2 참조})$$

여기서 allowance(es)는 절대값(absolute value)이다.

(2) Minimum external major diameter(d_{\min})

$$= \text{Maximum external major diameter}(d_{\max}) - \text{Tolerance}(T_d)$$

$$= 219.940 - 0.475 = 219.465 \text{ mm} \quad (T_d \text{는 Table 3 참조})$$

(3) Maximum external pitch diameter($d_{2\max}$)

$$= \text{Maximum external major diameter}(d_{\max}) - 0.6495191P$$

$$= 219.940 - 2.59808 = 217.342 \text{ mm} \quad (0.6495191P \text{는 Table 4 참조})$$

(4) Minimum external pitch diameter($d_{2\min}$)

$$= \text{Maximum external pitch diameter}(d_{2\max}) - \text{Tolerance}(T_{d2})$$

$$= 217.342 - 0.18 = 217.162 \text{ mm} \quad (T_{d2} \text{는 Table 5 참조})$$

(5) Maximum external minor diameter($d_{1\max}$) (flat form)

$$= \text{Maximum external pitch diameter}(d_{2\max}) - 0.4330127P$$

$$= 217.342 - 1.73205 = 215.610 \text{ mm} \quad (0.4330127P \text{는 Table 4 참조})$$

(6) Minimum external minor diameter($d_{3\min}$) (round form)

$$= \text{Minimum external pitch diameter}(d_{2\min}) - 0.6160254P$$

$$= 217.162 - 2.46410 = 214.698 \text{ mm} \quad (0.6160254P \text{는 Table 4 참조})$$

3.4 비표준형 암나사산 계산

원자로용기 체결을 위한 암나사의 사이즈가 $M220 \times 4 - 6H$ 인 경우, 이 암나사는 ASME B1.13M의 Table 15에 명시된 표준형이 아니며 이러한 경우 나사산 호칭은 다음과 같은 절차에 따라 계산되어 표기된다.

(1) Minimum internal major diameter(D_{\min})

$$= \text{Basic major diameter}(D_{bsc}) + \text{allowance}(EI)$$

$$= 220.0 + 0.0 = 220.0 \text{ mm} \quad (EI \text{는 Table 2 참조})$$

(2) Minimum internal pitch diameter($D_{2\min}$)

$$= \text{Minimum internal major diameter}(D_{\min}) - 0.6495191P$$

$$= 220.0 - 2.59808 = 217.402 \text{ mm} \quad (0.6495191P \text{는 Table 4 참조})$$

(3) Maximum internal pitch diameter($D_{2\max}$)

$$= \text{Minimum internal pitch diameter}(D_{2\min}) + \text{Tolerance}(TD_2)$$

$$= 217.402 + 0.375 = 217.777 \text{ mm} \quad (TD_2 \text{는 Table 6 참조})$$

(4) Minimum internal minor diameter($D_{1\min}$)

$$= \text{Minimum internal major diameter}(D_{\min}) - 1.0825318P$$

$$= 220.0 - 4.33013 = 215.670 \text{ mm} \quad (T_{d2} \text{는 Table 4 참조})$$

(5) Maximum internal minor diameter($D_{1\max}$)

$$= \text{Minimum internal minor diameter}(D_{1\min}) + \text{Tolerance}(TD_1)$$

$$= 215.670 + 0.6 = 216.270 \text{ mm} \quad (TD_1 \text{는 Table 7 참조})$$

(6) Maximum internal major diameter(D_{\max})

$$= \text{Maximum internal pitch diameter}(D_{2\max}) + 0.7938566P$$

$$= 217.777 + 3.17543 = 220.952 \text{ mm} \quad (0.7938566P \text{는 Table 4 참조})$$

Table 2 Allowance (Fundamental deviation) for internal and external threads

(ISO 965-1) [2]

Allowance (Fundamental Deviation)						
Pitch, P	Internal Thread, D_2, D_1		External Thread, d, d_2			
	$G,$ EI	$H,$ EI	$e,$ es	$f,$ es	$g,$ es	$h,$ es
0.2	+0.017	0	-0.017	0
0.25	+0.018	0	-0.018	0
0.3	+0.018	0	-0.018	0
0.35	+0.019	0	...	-0.034	-0.019	0
0.4	+0.019	0	...	-0.034	-0.019	0
0.45	+0.020	0	...	-0.035	-0.020	0
0.5	+0.020	0	-0.050	-0.036	-0.020	0
0.6	+0.021	0	-0.053	-0.036	-0.021	0
0.7	+0.022	0	-0.056	-0.038	-0.022	0
0.75	+0.022	0	-0.056	-0.038	-0.022	0
0.8	+0.024	0	-0.060	-0.038	-0.024	0
1	+0.026	0	-0.060	-0.040	-0.026	0
1.25	+0.028	0	-0.063	-0.042	-0.028	0
1.5	+0.032	0	-0.067	-0.045	-0.032	0
1.75	+0.034	0	-0.071	-0.048	-0.034	0
2	+0.038	0	-0.071	-0.052	-0.038	0
2.5	+0.042	0	-0.080	-0.058	-0.042	0
3	+0.048	0	-0.085	-0.063	-0.048	0
3.5	+0.053	0	-0.090	-0.070	-0.053	0
4	+0.060	0	-0.095	-0.075	-0.060	0
4.5	+0.063	0	-0.100	-0.080	-0.063	0
5	+0.071	0	-0.106	-0.085	-0.071	0
5.5	+0.075	0	-0.112	-0.090	-0.075	0
6	+0.080	0	-0.118	-0.095	-0.080	0
8	+0.100	0	-0.140	-0.118	-0.100	0

Table 3 Major diameter tolerances of external thread (T_d) (ISO 965-1) [2]

Pitch, P	Tolerance Grade		
	4	6	8
0.2	0.036	0.056	...
0.25	0.042	0.067	...
0.3	0.048	0.075	...
0.35	0.053	0.085	...
0.4	0.060	0.095	...
0.45	0.063	0.100	...
0.5	0.067	0.106	...
0.6	0.080	0.125	...
0.7	0.090	0.140	...
0.75	0.090	0.140	...
0.8	0.095	0.150	0.236
1	0.112	0.180	0.280
1.25	0.132	0.212	0.335
1.5	0.150	0.236	0.375
1.75	0.170	0.265	0.425
2	0.180	0.280	0.450
2.5	0.212	0.335	0.530
3	0.236	0.375	0.600
3.5	0.265	0.425	0.670
4	0.300	0.475	0.750
4.5	0.315	0.500	0.800
5	0.335	0.530	0.850
5.5	0.355	0.560	0.900
6	0.375	0.600	0.950
8	0.450	0.710	1.180

General Note: All dimensions are in millimeters.

Table 4 Thread data, M Profile [2]

Pitch, P	Truncation of Internal thread root and external crest, $\frac{H}{8}$	Difference between Max. theoretical pitch diam. and Max. minor diam. of external thread, and Min. theoretical pitch diam. and Min. Minor diam. of internal thread, $\frac{H}{2}$	Difference between Min. theoretical pitch diam. and Min. design minor diam. of external thread for $0.125P$ root radius, $0.711325H$	Twice the external thread addendum, $\frac{3}{4}H$	Difference between Max. major and Max. theoretical pitch diam. of internal thread, $\frac{11}{12}H$	Double Height of internal thread, $\frac{5H}{4}$
	$0.1082532P$	$0.4330127P$	$0.6160254P$	$0.6495191P$	$0.7938566P$	$1.0825318P$
0.2	0.02165	0.08660	0.12321	0.12990	0.15877	0.21651
0.25	0.02706	0.10825	0.15401	0.16238	0.19846	0.27063
0.3	0.03248	0.12990	0.18481	0.19486	0.23816	0.32476
0.35	0.03789	0.15155	0.21561	0.22733	0.27785	0.37889
0.4	0.04330	0.17321	0.24641	0.25981	0.31754	0.43301
0.45	0.04871	0.19486	0.27721	0.29228	0.35724	0.48714
0.5	0.05413	0.21651	0.30801	0.32476	0.39693	0.54127
0.6	0.06495	0.25981	0.36962	0.38971	0.47631	0.64952
0.7	0.07578	0.30311	0.43122	0.45466	0.55570	0.75777
0.75	0.08119	0.32476	0.46202	0.48714	0.59539	0.81190
0.8	0.08660	0.34641	0.49282	0.51962	0.63509	0.86603
1	0.10825	0.43301	0.61603	0.64952	0.79386	1.08253
1.25	0.13532	0.54127	0.77003	0.81190	0.99232	1.35316
1.5	0.16238	0.64952	0.92404	0.97428	1.19078	1.62380
1.75	0.18944	0.75777	1.07804	1.13666	1.38925	1.89443
2	0.21651	0.86603	1.23205	1.29904	1.58771	2.16506
2.5	0.27063	1.08253	1.54006	1.62380	1.98464	2.70633
3	0.32476	1.29904	1.84808	1.94856	2.38157	3.24760
3.5	0.37889	1.51554	2.15609	2.27332	2.77850	3.78886
4	0.43301	1.73205	2.46410	2.59808	3.17543	4.33013
4.5	0.48714	1.94856	2.77211	2.92284	3.57235	4.87139
5	0.54127	2.16506	3.08013	3.24760	3.96928	5.41266
5.5	0.59539	2.38157	3.38814	3.57236	4.36621	5.95392
6	0.64952	2.59808	3.69615	3.89711	4.76314	6.49519
8	0.86603	3.46410	4.92820	5.19615	6.35085	8.66025

General Note: All dimensions are in millimeters.

Table 5 Pitch diameter tolerance of external thread (T_{d2}) (ISO 965-1) [2]

Basic Major Diameter, d		Pitch, P	Tolerance Grade						
Over	Up to and incl.		3	4	5	6	7	8	9
90	180	2	0.095	0.118	0.150	0.190	0.236	0.300	0.375
		3	0.112	0.140	0.180	0.224	0.280	0.355	0.450
		4	0.125	0.160	0.200	0.250	0.315	0.400	0.500
		6	0.150	0.190	0.236	0.300	0.375	0.475	0.600
		8	0.170	0.212	0.265	0.335	0.425	0.530	0.670
180	355	3	0.125	0.160	0.200	0.250	0.315	0.400	0.500
		4	0.140	0.180	0.224	0.280	0.355	0.450	0.560
		6	0.160	0.200	0.250	0.315	0.400	0.500	0.630
		8	0.180	0.224	0.280	0.355	0.450	0.560	0.710

General Note: All dimensions are in millimeters.

Table 6 Pitch diameter tolerance of internal thread (TD_2) (ISO 965-1) [2]

Basic Major Diameter, D		Pitch, P	Tolerance Grade				
Over	Up to and incl.		4	5	6	7	8
90	180	2	0.160	0.200	0.250	0.315	0.400
		3	0.190	0.236	0.300	0.375	0.475
		4	0.212	0.265	0.335	0.425	0.530
		6	0.250	0.315	0.400	0.500	0.630
		8	0.280	0.355	0.450	0.560	0.710
180	355	3	0.212	0.265	0.335	0.425	0.530
		4	0.236	0.300	0.375	0.475	0.600
		6	0.265	0.335	0.425	0.530	0.670
		8	0.300	0.375	0.475	0.600	0.750

General Note: All dimensions are in millimeters.

Table 7 Minor diameter tolerances of internal thread (TD_1) (ISO 965-1) [2]

Pitch, P	Tolerance Grade				
	4	5	6	7	8
0.2	0.038
0.25	0.045	0.056
0.3	0.053	0.067	0.085
0.35	0.063	0.080	0.100
0.4	0.071	0.090	0.112
0.45	0.080	0.100	0.125
0.5	0.090	0.112	0.140	0.180	...
0.6	0.100	0.125	0.160	0.200	...
0.7	0.112	0.140	0.180	0.224	...
0.75	0.118	0.150	0.190	0.236	...
0.8	0.125	0.160	0.200	0.250	0.315
1	0.150	0.190	0.236	0.300	0.375
1.25	0.170	0.212	0.265	0.335	0.425
1.5	0.190	0.236	0.300	0.375	0.475
1.75	0.212	0.265	0.335	0.425	0.530
2	0.236	0.300	0.375	0.475	0.600
2.5	0.280	0.355	0.450	0.560	0.710
3	0.315	0.400	0.500	0.630	0.800
3.5	0.355	0.450	0.560	0.710	0.900
4	0.375	0.475	0.600	0.750	0.950
4.5	0.425	0.530	0.670	0.850	1.060
5	0.450	0.560	0.710	0.900	1.120
5.5	0.475	0.600	0.750	0.950	1.180
6	0.500	0.630	0.800	1.000	1.250
8	0.630	0.800	1.000	1.250	1.600

General Note: All dimensions are in millimeters.

제 4 장 스테드 볼트의 사이즈 결정

4.1 O-ring의 설치 위치

스테드 볼트의 배치를 평가하기 위해서는 먼저 원자로용기 플랜지와 원자로덮개의 접촉면을 통한 원자로냉각재의 외부유출을 방지하는 O-ring의 설치 위치를 결정하여야 한다. Fig. 4는 원자로용기 중심으로부터 두 개의 O-ring이 각각 위치한 것을 나타낸 것이다. 여기서 R_1 은 원자로용기 중심으로부터 원자로용기 플랜지 내부 턱까지의 반지름을 의미한다. 원자로용기 플랜지에 위치되는 O-ring의 설치 위치를 결정하기 위해 원자로덮개 플랜지의 최대 직경을 국내 제작성과 일체형 특성을 고려한 적절한 기기 공간배치를 고려하여 6500mm 이내로 설정하였다. 또한 Fig. 4에 주어진 N , N_1 , N_2 , N_3 및 N_4 을 다음과 같이 설정할 경우 원자로덮개와 맞닿는 원자로용기 플랜지 접촉면에서의 베어링응력 평가 결과는 다음과 같다.

$$R_1 = 2672.0mm, \quad N = 60.0mm, \quad N_1 = 40.0mm$$

$$N_2 = 15.0mm, \quad N_3 = 18.0mm, \quad N_4 = 15.0mm$$

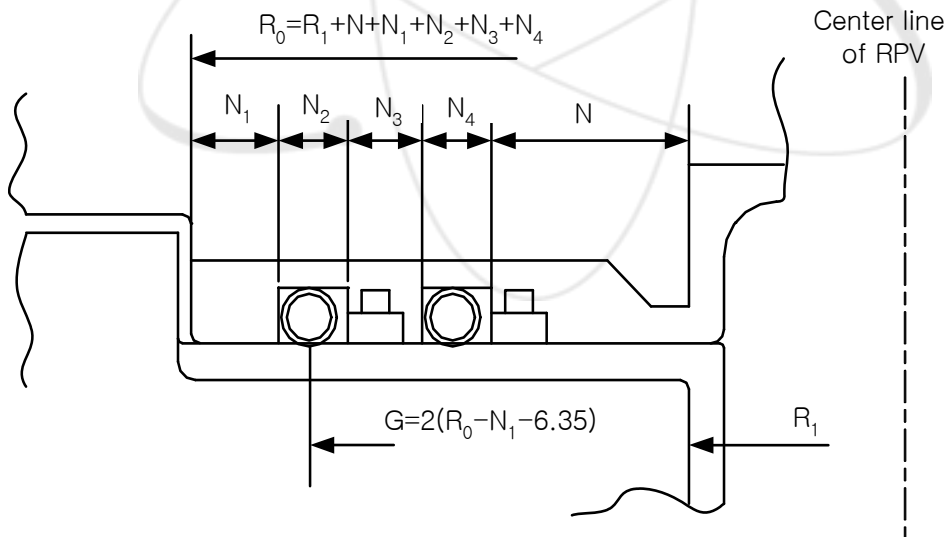


Fig. 4 Location of O-ring

$$\begin{aligned}
R_o &= R_1 + N + N_1 + N_2 + N_3 + N_4 \\
&= 2672.0 + 60.0 + 40.0 + 15.0 + 18.0 + 15.0 \\
&= 2820.0mm
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
G &= 2(R_o - N_1 - 6.35) \\
&= 2(2820.0 - 40.0 - 6.35) = 5547.3mm
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_1 &= \pi R_o^2 - \pi(R_o - N_1)^2 = 2\pi N_1 \left(R_o - \frac{N_1}{2} \right) \\
&= 2\pi \times 40.0 \left(2820.0 - \frac{40.0}{2} \right) \\
&= 703716.8mm^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_2 &= \pi(R_1 + N + N_3 + N_4)^2 - \pi(R_1 + N + N_4)^2 = 2\pi N_3 \left(R_1 + N + N_4 + \frac{N_3}{2} \right) \\
&= 2\pi \times 18.0 \left(2672.0 + 60.0 + 15.0 + \frac{18.0}{2} \right) \\
&= 311696.3mm^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_3 &= \pi(R_1 + N)^2 - \pi R_1^2 = 2\pi N \left(R_1 + \frac{N}{2} \right) \\
&= 2\pi \times 60.0 \left(2672.0 + \frac{60.0}{2} \right) \\
&= 1018630.0mm^2
\end{aligned}$$

원자로덮개와 맞닿는 원자로용기 플랜지 접촉면의 베어링면적(A_B)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 A_B &= A_1 + A_2 + A_3 = 703716.8 + 311696.3 + 1018630.0 \\
 &= 2034043.0 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

스터드 볼트의 설계단면적을 계산하는데 사용되는 플랜지 볼트 하중은 KEPIC MNZ, 부록 E 1210[1]의 요건에 따라 계산되며 다음 식과 같다.

$$W_{m1} = H + H_p = 0.785 G^2 P + (2b \times 3.14 G m P_r)$$

여기서, W_{m1} : 설계압력에 대한 최소요구볼트하중(kN)

H : 개스킷반력면의 지름내의 설계압력으로 발생하는 수압끝하중(kN)

H_p : 밀착연결을 위한 개스킷이나 연결접촉면의 압축하중(kN)

G : 개스킷하중반력이 작용하는 위치의 지름(mm)

b : 유효개스킷폭 또는 이음접촉표면부위의 폭(mm)

m : 표 E 1210-1에서 얻는 개스킷 계수

P_r : 설계압력(kPa)

본 원자로의 경우 자발형 개스킷(self-energizing gasket)인 O-ring을 사용하므로 KEPIC MNZ 부록 E 1210(3)(가)에 따라 $H_p = 0$ 으로 간주한다. 또한 KEPIC MNZ 부록 E 1210(3)(나)에 따라 개스킷장착에 대한 최소요구볼트하중 $W_{m2} = 0$ 이다. 따라서 설계압력에 대한 최소요구볼트하중은 다음 식과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned}
 W_{m1} &= H = 0.785 G^2 P_r \\
 &= 0.785 \times 5547.3^2 \times 17.0 \times 10^3 \\
 &= 410867802.6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

따라서 원자로용기 플랜지 접촉면의 베어링응력(σ_B)은 다음과 같다.

$$\sigma_B = \frac{W_{m1}}{A_B} = \frac{410867802.6}{2034043.0} = 201.9956 \text{ MPa} < S_y = 285.0 \text{ MPa}$$

계산결과 원자로덮개와 맞닿는 원자로용기 플랜지 접촉면의 베어링응력은 KEPIC MNB 3227.1[3] 요건의 원자로용기 모재의 항복강도(S_y)이하로 계산되었으며, 약 30%의 여유도가 있다.

4.2 스테드 볼트의 배치평가

원자로용기와 원자로덮개의 체결을 위한 스테드 볼트의 배치 평가는 제 3장에서 계산한 표준형 수나사산과 비표준형 수나사산 계산결과를 활용하여 스테드 볼트 사이즈 별 maximum external minor diameter로부터 단일 스테드 인장기(single-stud tensioner)를 이용하여 3개씩 설치되는 경우에 대해 스테드 볼트 배치 가능성을 평가하였다. 먼저 볼트의 총설계단면적은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} A_m &= A_{m1} = \frac{W_{m1}}{S_b} \\ &= \frac{410867802.6}{238.0} \\ &= 1726336.305 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

여기서, A_m : A_{m1} 과 A_{m2} 중 큰 값으로 택한 볼트의 총설계단면적(mm^2)

A_{m1} : 설계조건에서 요구되는 응력을 받는 나사의 뿌리나 최소지름의 단면에서의 볼트의 총단면적(= W_{m1}/S_b , mm^2)

A_{m2} : 개스킷장착에 요구되는 응력하의 최소지름의 단면 또는 볼트의 나사뿌리에서의 총단면적(= W_{m2}/S_b , mm^2)

S_b : 설계온도에서의 허용볼트응력(kPa) (KEPIC MDP, 부록 IV)

(1) 수나사 $M200 \times 3 - 4g6g$ 인 경우

Maximum external minor diameter는 196.704 mm 이며, 스테드볼트의 예비장력

(preload) 측정을 위한 공간은 $31.75\text{ mm}(=1.25 \times 25.4)$ 로서 볼트당 면적(A_{bolt})은 다음과 같다.

$$A_{bolt} = \frac{\pi}{4} d_{bolt}^2 = \frac{\pi}{4} \times (196.704^2 - 31.75^2) = 29597.259\text{ mm}^2$$

주어진 공간 내에 스테드볼트를 배치할 경우 요구되는 총 개수는 다음과 같다.

$$\text{No. of bolt} = \frac{A_m}{A_{bolt}} = \frac{1726335.305}{29597.259} = 58.3 \approx 60$$

(2) 수나사 $M210 \times 4 - 4g6g$ 인 경우

Maximum external minor diameter는 205.61 mm 이며, 스테드볼트의 예비장력 (preload) 측정을 위한 공간은 $31.75\text{ mm}(=1.25 \times 25.4)$ 로서 볼트당 면적(A_{bolt})은 다음과 같다.

$$A_{bolt} = \frac{\pi}{4} d_{bolt}^2 = \frac{\pi}{4} \times (205.61^2 - 31.75^2) = 32411.348\text{ mm}^2$$

주어진 공간 내에 스테드볼트를 배치할 경우 요구되는 총 개수는 다음과 같다.

$$\text{No. of bolt} = \frac{A_m}{A_{bolt}} = \frac{1726335.305}{32411.348} = 53.3 \approx 57$$

(3) 수나사 $M220 \times 3 - 4g6g$ 인 경우

Maximum external minor diameter는 216.704 mm 이며, 스테드볼트의 예비장력 (preload) 측정을 위한 공간은 $31.75\text{ mm}(=1.25 \times 25.4)$ 로서 볼트당 면적(A_{bolt})은 다음과 같다.

$$A_{bolt} = \frac{\pi}{4} d_{bolt}^2 = \frac{\pi}{4} \times (216.704^2 - 31.75^2) = 36091.057\text{ mm}^2$$

주어진 공간 내에 스테드볼트를 배치할 경우 요구되는 총 개수는 다음과 같다.

$$No. of bolt = \frac{A_m}{A_{bolt}} = \frac{1726335.305}{36091.057} = 47.8 \approx 51$$

(4) 수나사 $M220 \times 4 - 4g6g$ 인 경우

Maximum external minor diameter는 $215.61 mm$ 이며, 스테드볼트의 예비장력 (preload) 측정을 위한 공간은 $31.75 mm (= 1.25 \times 25.4)$ 로서 볼트당 면적(A_{bolt})은 다음과 같다.

$$A_{bolt} = \frac{\pi}{4} d_{bolt}^2 = \frac{\pi}{4} \times (215.61^2 - 31.75^2) = 35719.602 mm^2$$

주어진 공간 내에 스테드볼트를 배치할 경우 요구되는 총 개수는 다음과 같다.

$$No. of bolt = \frac{A_m}{A_{bolt}} = \frac{1726335.305}{35719.602} = 48.3 \approx 54$$

계산결과 스테드 볼트 사이즈가 작으면 설계압력의 하중을 지지하기 위해서 상대적으로 많은 스테드 볼트의 설치가 필요하였다. 그러나 원자로의 유지보수 측면에서는 작업시간의 단축을 위해서 가능한 설치된 스테드 볼트의 수가 적고 나사산의 피치(pitch)가 클수록 유리하므로 본 계산에는 스테드 볼트 사이즈를 $M220 \times 4 - 4g6g$ 로 선정하고 적정성을 평가하였다.

4.3 스테드 와셔하의 베어링 응력

선정된 스테드 볼트 $M220 \times 4 - 4g6g$ 의 설계압력에 대한 인장력(tensile force : T)은 10% 여유도를 고려하여 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
T &= 1.1 \times \frac{\pi}{4} \times G^2 \times P_r \\
&= 1.1 \times \frac{\pi}{4} \times (5547.3)^2 \times 17 \times 10^3 \\
&= 451954582.9 \text{ N}
\end{aligned}$$

따라서 각 스테드볼트가 담당하는 인장력(T_s)는 다음과 같다.

$$T_s = \frac{T}{\text{No. of bolt}} = \frac{451954582.9}{54} = 8369529.3 \text{ N}$$

원자로덮개 플랜지와 맞닿는 스테드 와셔(washer)의 면적(A_B)은 볼트당 면적(A_b) 이상이어야 하며 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$A_B \geq A_b$$

$$\frac{\pi}{4} \times (d_w^2 - d^2) \geq \frac{\pi}{4} \times d^2 \quad (\text{Fig. 5 참조})$$

$$d_w = \sqrt{2} d \approx 1.5d$$

여기서 d_w : 스테드 와셔의 지름

d : 스테드 볼트의 직경

따라서 본 계산에서 스테드 와셔의 지름(d_w)은 스테드 볼트 직경(d)의 1.5배로 결정하였다. 원자로덮개 플랜지와 맞닿는 스테드 와셔(washer)의 면적(A_B)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
A_B &= \frac{\pi}{4} \times [(220 \times 1.5)^2 - (230^2)] \\
&= 43982.3 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

여기서 원자로덮개에 제공된 스테드 볼트 관통부(hole) 직경은 원자로덮개 관통부를 통한 스테드 볼트 설치시 나사산 손상을 막기 위한 공간으로 230으로 설정하였다. KEPIC

MNB 3227.1에 따라 스테드 와셔하의 베어링응력(σ_B)은 해당온도(360.0℃)에서의 원자로 용기의 항복강도(S_y) 이하로 제한되어야 한다.

$$\sigma_B = \frac{T_s}{A_B} = \frac{8369529.3}{43982.3} = 190.3 \text{ MPa} < S_y = 285.0 \text{ MPa}$$

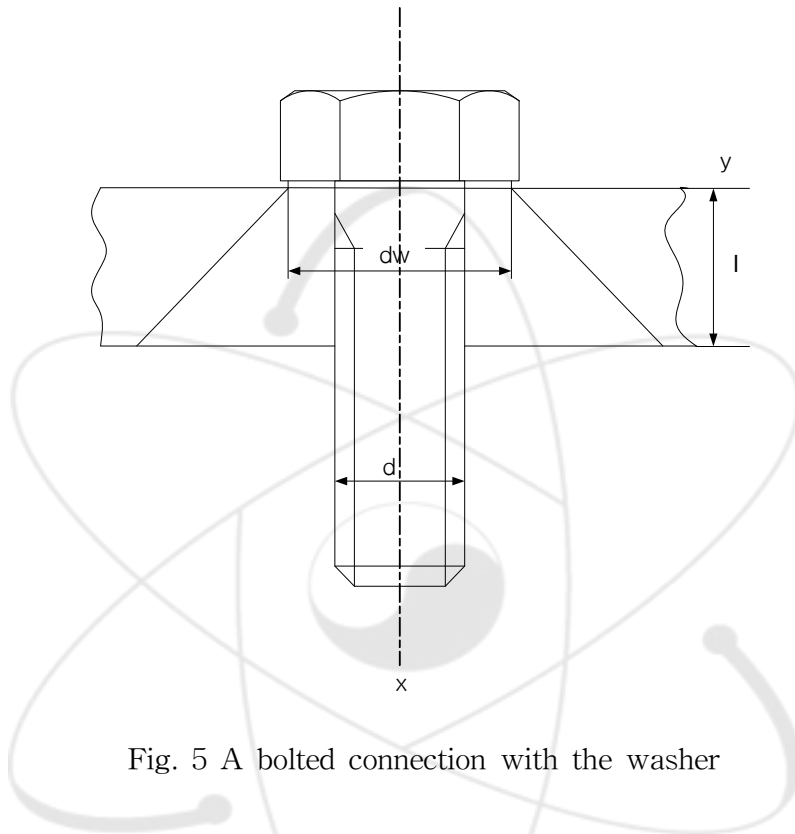


Fig. 5 A bolted connection with the washer

4.4 나사산 전단응력

KEPIC MNB 3227.2의 요건에는 모든 운전하중하에서 발생하는 평균 1차전단응력이 $0.6S_m$ 이하가 되도록 요구하고 있다. 따라서 선정된 스테드 볼트 $M220 \times 4 - 4g6g$ 에 대해 앞에서 계산한 나사산 형상치수를 이용하여 ASME B1.13M, 부록 B[2]에 따라 다음과 같이 요건 만족여부를 평가하였다.

(1) 스테드 볼트와 너트의 체결길이(stud-nut engagement)

수나사에 해당하는 스테드 볼트와 암나사에 해당하는 너트의 체결길이는 다음 식으로부터 계산된다[2].

$$LE = \frac{2S_t A_s}{S_t A S_i} = \frac{2A_s}{A S_i}$$

여기서 S_t : Ultimate tensile strength of material, MPa

$$A_s = 0.7854(d_{bsc} - 0.9382P)^2 : \text{Tensile stress area}(mm^2)$$

$$A S_i = \frac{3.1416}{P} d_{\min} \left[\frac{P}{2} + 0.57735(d_{\min} - D_{2\max}) \right] : \text{Shear area for}$$

internal thread(mm^2)

스터드 볼트와 너트는 같은 재질이며 극한강도(S_t)는 $1000.0 MPa$ 이다[3].

$$\begin{aligned} A_s &= 0.7854(d_{bsc} - 0.9382P)^2 \\ &= 0.7854(220.0 - 0.9382 \times 4)^2 \\ &= 36727.54 mm^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A S_i &= \frac{3.1416}{P} d_{\min} \left[\frac{P}{2} + 0.57735(d_{\min} - D_{2\max}) \right] \\ &= \frac{3.1416}{4} \times 219.465 \left[\frac{4}{2} + 0.57735(219.465 - 217.777) \right] \\ &= 512.72 mm^2 \end{aligned}$$

$$LE = \frac{2 \times 36727.54}{512.72} = 143.27 mm$$

따라서 LE 는 여유도 35%를 고려하여 $220.0 mm$ 로 결정하였다.

$$\begin{aligned}
\text{Stud } AS_s &= \frac{3.1416}{P} LE D_{1\max} \left[\frac{P}{2} + 0.57735(d_{2\min} - D_{1\max}) \right] \\
&= \frac{3.1416}{4} \times 220.0 \times 216.27 \times \left[\frac{4}{2} + 0.57735(217.162 - 216.27) \right] \\
&= 93982.3230 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

$$\tau = \frac{T_s}{AS_s} = \frac{8369529.3}{93982.3230} = 89.1 \text{ MPa} < 0.6S_m = 142.8 \text{ MPa}$$

$$(S_m = 238.0 \text{ MPa @ } 350.0 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\begin{aligned}
\text{Nut } AS_n &= \frac{3.1416}{P} LE d_{\min} \left[\frac{P}{2} + 0.57735(d_{\min} - D_{2\max}) \right] \\
&= \frac{3.1416}{4} \times 220.0 \times 219.465 \left[\frac{4}{2} + 0.57735(219.465 - 217.777) \right] \\
&= 112798.0412 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

$$\tau = \frac{T_s}{A_n} = \frac{8369529.3}{112798.0412} = 74.2 \text{ MPa} < 0.6S_m = 142.8 \text{ MPa}$$

$$(S_m = 238.0 \text{ MPa @ } 350.0 \text{ }^\circ\text{C})$$

계산결과 KEPIC MNB 3227.2의 요건을 만족한다.

(2) 스테드 볼트와 원자로용기 플랜지의 체결길이(stud-vessel engagement)

수나사에 해당하는 스테드 볼트와 암나사에 해당하는 원자로용기 플랜지의 체결길이는 다음 식으로부터 계산된다.

$$LE = \frac{2S_{t,e} A_s}{S_{t,i} AS_i}$$

여기서 $S_{t,e}$: Ultimate tensile strength of external thread, MPa

$S_{t,i}$: Ultimate tensile strength of internal thread, MPa

$A_s = 0.7854(d_{bsc} - 0.9382P)^2$: Tensile stress area(mm^2)

$AS_i = \frac{3.1416}{P}d_{min} \left[\frac{P}{2} + 0.57735(d_{min} - D_{2max}) \right]$: Shear area for

internal thread(mm^2)

스터드 볼트의 극한강도(S_t)는 $1000.0 MPa$ 이며, 원자로용기 플랜지의 극한강도는 $552.0 MPa$ 이다[3].

$$\begin{aligned} A_s &= 0.7854(d_{bsc} - 0.9382P)^2 \\ &= 0.7854(220.0 - 0.9382 \times 4)^2 \\ &= 36727.54 mm^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} AS_i &= \frac{3.1416}{P}d_{min} \left[\frac{P}{2} + 0.57735(d_{min} - D_{2max}) \right] \\ &= \frac{3.1416}{4} \times 219.465 \left[\frac{4}{2} + 0.57735(219.465 - 217.777) \right] \\ &= 512.72 mm^2 \end{aligned}$$

$$LE = \frac{2S_{t,e}A_s}{S_{t,i}AS_i} = \frac{2 \times 1000.0 \times 38013.36}{552.0 \times 512.72} = 259.54 mm^2$$

따라서 LE 는 여유도 20%를 고려하여 $330.0 mm$ 로 결정하였다.

$$\begin{aligned}
\text{Stud } AS_s &= \frac{3.1416}{P} LE D_{1\max} \left[\frac{P}{2} + 0.57735(d_{2\min} - D_{1\max}) \right] \\
&= \frac{3.1416}{4} \times 330.0 \times 216.27 \times \left[\frac{4}{2} + 0.57735(217.162 - 216.27) \right] \\
&= 140973.48 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

$$\tau = \frac{T_s}{AS_s} = \frac{8369529.3}{140973.48} = 59.4 \text{ MPa} < 0.6S_m = 142.8 \text{ MPa}$$

$$(S_m = 238.0 \text{ MPa @ } 350.0 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\begin{aligned}
\text{vessel flange } AS_n &= \frac{3.1416}{P} LE d_{\min} \left[\frac{P}{2} + 0.57735(d_{\min} - D_{2\max}) \right] \\
&= \frac{3.1416}{4} \times 330.0 \times 219.465 \left[\frac{4}{2} + 0.57735(219.465 - 217.777) \right] \\
&= 169197.06 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

$$\tau = \frac{T_s}{A_n} = \frac{8369529.3}{169197.06} = 49.47 \text{ MPa} < 0.6S_m = 142.8 \text{ MPa}$$

$$(S_m = 238.0 \text{ MPa @ } 350.0 \text{ }^\circ\text{C})$$

계산결과 KEPIC MNB 3227.2의 요건을 만족한다.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 국내에서 제작 가능한 원자로용기 사이즈를 고려하여 신형 원자로의 원자로용기와 원자로덮개의 연결부 체결시 압력경계 형성에 필요한 O-ring의 위치 결정 및 스테드 볼트 배치평가를 수행하였다. 스테드 볼트 설계를 위해 코드 요건을 만족하는 평가 절차를 개발하였으며, 개발된 절차는 차세대 원자로 설계시 기초 자료로 활용 가능할 것이다.



제 6 장 참 고 문 헌

1. KEPIC MNZ, 부록 E, 최소볼트단면적, 2005년판, 대한전기협회
2. ASME B1.13M-2001, Metric Screw Threads: M Profile, 2002 edition, The American Society of Mechanical Engineers
3. ASME Code Section II, Part D, Properties, Materials, 2007 edition, The American Society of Mechanical Engineers



서 지 정 보 양 식

수행기관보고서번호		위탁기관보고서번호		표준보고서번호		INIS 주제코드	
KAERI/TR-3636/2008							
제목 / 부제		원자로집합체 스테드 볼트 설계 절차					
주저자 및 부서명		김종욱 (중소형원자로기술개발부)					
연구자 및 부서명		이규만, 정경훈, 김태완, 박근배, 김궁구 (중소형원자로기술개발부)					
출판지	대전	발행기관	한국원자력연구원	발행년	2008년 10월		
페이지	29 p.	도표	있음(O), 없음()	크기	26 Cm.		
참고사항							
공개여부	공개(O), 비공개()		보고서종류	기술보고서			
비밀여부	대외비(), ___ 급비밀						
연구위탁기관				계약번호			
초록		<p>원자로용기플랜지는 원자로용기의 상부와 용접되며 스테드 볼트와 함께 원자로덮개의 안착을 위한 다수 스테드 구멍을 제공한다. 또한 원자로덮개와 맞닿는 표면은 냉각재 누설을 방지하기 위해 가스켓 밀봉 역할을 하는 O-ring에 의해 압축된다.</p> <p>이러한 체결방식은 두 가지 측면에서 매우 중요한 구조적 역할이 요구된다, 첫째는 연결자체의 구조적 건전성의 유지이며, 둘째는 스테드 볼트의 체결력에 의한 압축응력을 받는 O-ring을 통한 누설방지이다.</p> <p>본 연구에서는 기술기준을 만족하는 스테드 볼트 설계 평가 절차를 개발하였다. 개발된 절차는 차세대 원자로 설계시 기초 자료로 활용 가능할 것이다.</p>					
주제명키워드		원자로용기, 원자로덮개, 수나사, 암나사, 스테드 볼트					

BIBLIOGRAPHIC INFORMATION SHEET							
Performing Org. Report No.		Sponsoring Org. Report No.		Standard Report No.		INIS Subject Code	
KAERI/TR-3636/2008							
Title / Subtitle		Design Procedure on Stud Bolt for Reactor Vessel Assembly					
Main Author		Jong-Wook Kim (Small and Medium Reactor Development Division)					
Researcher and Department		Gyu-Mahn Lee, Kyeong-Hoon Jeoung, Tae-Wan Kim, Keun-Bae Park, Keung-Koo Kim (Small and Medium Reactor Development Division)					
Publication Place	Taejon	Publisher	KAERI	Publication Date	Oct., 2008		
Page	29 p.	Ill. & Tab.	Yes(O), No ()	Size	26 Cm.		
Note							
Open	Open(O), Closed()		Report Type	TR			
Classified	Restricted(), ___Class Document						
Sponsoring Org.			Contract No.				
Abstract		<p>The reactor pressure vessel flange is welded to the upper part of reactor pressure vessel, and there are stud holes to mount the closure head with stud bolts. The surface mating the closure head is compressed with O-ring, which acts as a sealing gasket to prevent coolant leakage.</p> <p>Bolted flange connections perform a very important structural role in the design of a reactor pressure vessel. Their importance stems from two important functions: (a) maintenance of the structural integrity of the connection itself, and (b) prevention of leakage through the O-ring preloaded by stud bolts.</p> <p>In the present study, an evaluation procedure for the design of stud bolt is developed to meet ASME code requirements. The developed design procedure could provide typical references in the development of advanced reactor design in the future.</p>					
Subject Keywords		reactor pressure vessel, closure head, external screw thread, internal screw thread, stud bolt					