

# 금속 링 개스킷이 삽입된 Class 900 플랜지 조인트의 거동에 관한 연구

이민영\*, 정두형\*, 김병탁\*\*,#

\*부경대학교 대학원 기계설계공학과, \*\*부경대학교 기계설계공학과

## A Study on the Behavior of Class 900 Flange Joints with Metal Ring Gaskets

Min-Young Lee\*, Doo-Hyung Jeong\*, Byung-Tak Kim\*\*,#

\*Dept. of Mechanical Design Engineering, Graduate School, Pukyong National Univ.,

\*\*Dept. of Mechanical Design Engineering, Pukyong National Univ.

(Received 31 August 2017; received in revised form 22 November 2017; accepted 4 December 2018)

### ABSTRACT

A flange joint is a pipe connection used to prevent the leakage of high-pressure fluids by inserting a gasket and tightening the bolts. Among several kinds of gaskets available, metal ring type joint gaskets are most widely used in conditions that require high-temperature and high-pressure fluid flow, such as oil pipelines, gas pipes, pumps, valve joints, etc. The purpose of this study is to investigate the contact pressure and stress characteristics closely related to the sealing performance of Class 900 flange joints used in high temperature and high pressure environments. The dimensions of flange joints with five different nominal pipe sizes were determined with reference to those specified in ASME 16.5. The metal ring gaskets inserted in the joints were octagonal and oval gaskets. The bolt tensile forces calculated from the tightening torques were input as the bolt pretension loads in order to determine the contact pressure and stress levels after fastening. Loading was composed of three steps, including the fastening step, and different amounts of applied pressures were used in each analysis to investigate the effect of fluid pressure on the contact force of the joints. A general-purpose software, ANSYS 17.2, was used for the analysis.

**Key Words :** Flange Joint(플랜지 조인트), Metal Ring Gasket(금속 링 개스킷), Contact Pressure(접촉 압력), Bolt Pretension Load(볼트 예장력), Sealing Performance(밀봉 성능)

## 1. 서 론

플랜지 조인트는 개스킷을 삽입한 후 볼트를 체결함으로써 고압 유체의 누설을 방지하는데 사용되

는 파이프 이음방법이다<sup>[1]</sup>. 관내 압력에 따라 여러 가지 형태의 개스킷이 사용되고 있으나, 송유관, 가스관, 펌프, 밸브 조인트 등과 같이 고온, 고압의 유체가 흐르는 경우에는 금속 링 조인트(ring type joint; RTJ) 개스킷이 가장 널리 사용되고 있다<sup>[2-3]</sup>. 이 개스킷은 API 6A 및 ASME B16.20 규격에 따라

# Corresponding Author : [btkim@pknu.ac.kr](mailto:btkim@pknu.ac.kr)

Tel: +82-51-629-6161, Fax: +82-51-629-6150

제작되며, 높은 접촉압력을 갖는 작은 밀봉면적(sealing area)은 대단히 신뢰할 수 있는 결과를 낳을 뿐만 아니라, 매우 큰 하중에도 견딜 수 있도록 설계되므로 높은 좌 응력(seating stress)을 발생시킨다. 또한 금속 링 개스킷의 재료는 삽입되는 플랜지의 재료보다 연해야 하며, 높은 좌 응력으로 인하여 밀봉되는 플랜지면에서 개스킷에 소성유동(plastic flow)이 발생한다. 금속 링 개스킷 중에서 타원형(oval type)과 8각형(octagonal type) 단면을 갖는 개스킷은 표준 홈 치수를 갖는 플랜지에 삽입되어, API 6A에 부합하는 압력을 밀봉하는데 사용된다. 플랜지 조인트의 성능은 여러 가지 인자에 의해서 결정되나 볼트 체결에 의한 접촉부의 압력이 가장 큰 영향을 미친다고 볼 수 있다<sup>4-6</sup>. 즉 체결력이 부족할 경우에는 밀봉성능이 떨어지게 되는 반면, 너무 과다한 경우에는 크랙 발생 등으로 인하여 조인트의 사용수명이 단축된다<sup>7</sup>. 따라서 많은 연구들이 주로 강도와 밀봉성능에 초점을 두고 진행되어 왔으며, 강도 관련 연구<sup>8-10</sup>는 개스킷과 플랜지 사이의 접촉압력 뿐만 아니라 밀봉 성능에 큰 영향을 미치는 볼트 하중의 결정하기 위하여 수행되었다. 밀봉 성능과 관련된 연구<sup>11-13</sup>는 주로 주어진 압력과 온도 환경 하에서 조인트의 액체 누설량을 측정하는 방식으로 진행되어 왔으나, 이는 접촉압력과 밀접한 관계가 있으므로 종종 유한요소법에 의한 응력해석과 병행하여 진행되어 왔다.

본 연구에서는 고온, 고압 환경 하에서 사용되는 Class 900 플랜지 조인트에 대한 거동해석을 통하여 밀봉성능과 밀접한 관련이 있는 접촉압력 및 응력 발생 특성을 파악하고자 한다. 플랜지의 치수는 ASME 16.5에 규정된 값을 사용하였으며, 타원형 및 8각형 개스킷이 삽입된 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 5개의 공칭 파이프 크기(nominal pipe size; NPS)에 사용되는 플랜지 조인트를 대상으로 볼트 체결 토크에 의한 인장력을 계산하고, 이를 예장력(pretension load)으로 입력하여 해석을 진행하였다. 해석에는 범용 소프트웨어 ANSYS 17.2를 사용하였으며, 하중 단계(load step)를 볼트체결 직후, 사용압력 작용 시, 설계압력 작용 시의 3단계로 구성하여 유체의 압력이 조인트의 접촉력에 미치는 영향을 파악하고, 이들 결과를 상호 비교하였다.

## 2. 해석모델 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 여러 종류의 플랜지 조인트 중에서 NPS 8의 조립 형상을 대표적으로 도시한 것이다. 이 조인트에는 12개의 볼트가 사용되며, 플랜지 홈 사이에 금속 링 개스킷을 삽입한 후 볼트를 체결함으로써 고압 유체의 누출을 방지한다.

Table 1은 본 연구에 사용된 플랜지 조인트의 종류를 나타낸 것이다. 전술한 바와 같이 Class 900 플랜지 조인트의 치수, 볼트의 크기 및 개수는 ASME 16.5에 명기되어 있고, 체결 토크는 국내 전문 업체의 자료를 사용하였다.

플랜지와 볼트에 사용된 재료는 스테인리스강 STS304이며, 개스킷의 재료는 스테인리스강 STS347이다. STS304는 가장 널리 사용되는 강종으로 니켈이

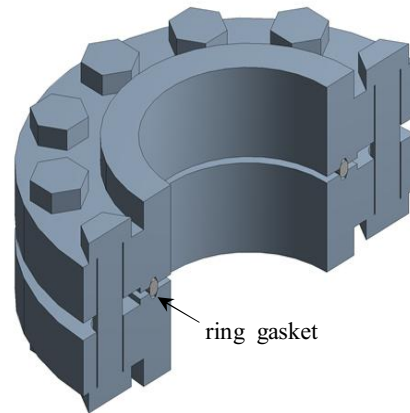


Fig. 1 Geometric shape of the flange joint (NPS 8, oval type)

Table 1 Types of flange joints for the analysis

NPS	Number of bolts	Bolt size	Torque(N·m)
8	12	1½"	915
12	20	1½"	995
16	20	1¾"	1755
20	20	2⅛"	3040
24	20	2⅝"	3920

함유되어 내식성, 내열성이 뛰어나며 저온 강도도 우수하여 부식이 우려되는 부품에 주로 사용되고 있다. 또한 STS347은 내식성이 강한 재료로서 산화되기 쉬운 환경의 고온용 개스킷이나 팽창 조인트(expansion joint) 등에 널리 사용되고 있다. Table 2는 이 두 재료에 대한 물성치를 나타낸 것이다.

Fig. 2는 해석에 사용된 유한요소모델의 전형적인 형상을 확대된 개스킷 모델과 함께 도시한 것이다. 이 모델에는 금속 링 개스킷과 체결 볼트도 포함되어 있으며, 원주 방향으로 기하학적 대칭성을 가지고 있으므로 전체 모델의 1/n(n은 볼트 수)만을 해석 모델로 사용하였다.

Table 2 Material properties of the flange joints

Item	STS304	STS347
Density(kg/m <sup>3</sup> )	7850	8000
Young's modulus(GPa)	193	195
Poisson's ratio	0.29	0.27
Yield strength(MPa)	215	205
Tangent modulus(GPa)	1.8	1.45

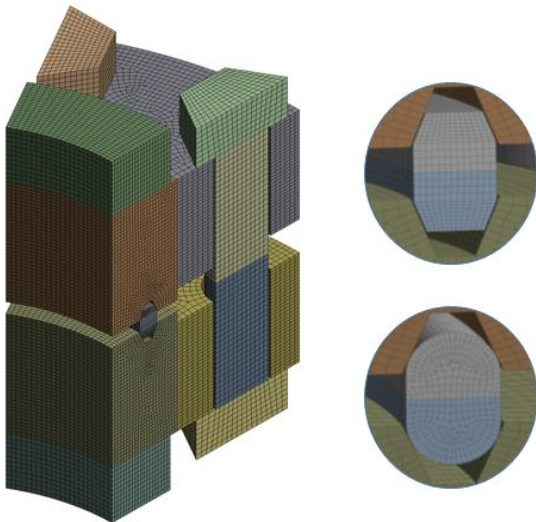


Fig. 2 Typical finite element model of the flange joint

A: 900 8 oval  
Static Structural  
Time: 1. s

- A Frictionless Support
- B Bolt Pretension: 51202 N
- C Bolt Pretension 2: 51202 N
- D Pressure: 0. MPa
- E Displacement

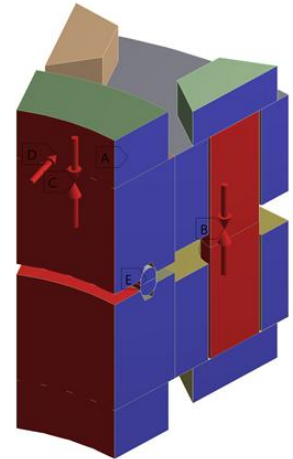


Fig. 3 Boundary conditions applied to the flange joint(NPS 8, oval gasket)

Fig. 3은 타원형 개스킷이 삽입된 NPS 8 조인트의 체결 후 상태를 해석하기 위하여 적용된 경계조건을 대표적으로 도시한 것이다. 이 경우 유체의 압력은 없으며, 다른 조인트에 적용된 조건도 볼트 예장력의 크기만 제외하고 동일하다. 해석 시 접촉 조건과 관련하여 개스킷과 플랜지 홈과의 접촉면에서 마찰은 고려하지 않았으며, 체결나사와 플랜지 사이의 접촉은 체결 후 상대운동이 없으므로 접착(bonded) 조건을 사용하였다. 대칭면에서 변위 구속 조건으로서 ANSYS 프로그램의 무마찰 지지조건(frictionless support)을 적용하여 면에 수직한 방향의 변위를 고정하였고, 볼트 체결 토크에 의해 발생하는 볼트 인장력  $F$ 는 문헌을 참고하여 다음 식을 사용하여 계산하였다<sup>[14]</sup>.

$$F = \frac{T}{0.161p + 0.583\mu_t d + 0.50\mu_h d_m} \quad (1)$$

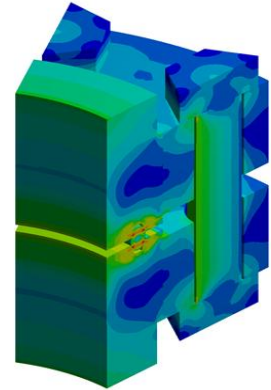
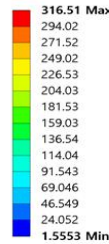
여기서  $T$ 는 체결 토크,  $p$ 는 나사의 피치,  $\mu_t$ 는 볼트와 너트사이의 마찰 계수,  $\mu_h$ 는 볼트 자리면의 마찰 계수,  $d$ 는 볼트의 바깥지름,  $d_m$ 은 볼트 자리면의 평균 지름을 나타낸다.

결정된 볼트의 인장력은 ANSYS의 예상력으로 입력하면, 체결 직후의 조인트의 접촉상태를 파악할 수 있다. 그러나 조인트가 작동유체로부터 압력을 받으면, 접촉압력이나 응력은 초기와는 다른 접촉상태가 될 것임을 예측할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 각 하중에 의한 접촉 거동 특성의 변화를 파악하기 위하여, 하중 단계를 3구간으로 설정하여 체결 직후, 운전압력(6.21 MPa) 작용시, 설계압력(14.17 MPa) 작용시의 조인트 접촉력을 계산하고, 압력에 따른 접촉압력의 변화를 비교, 고찰하였다.

### 3. 해석결과 및 고찰

Fig. 4는 볼트 체결 후 NPS 8 조인트에 발생하는 등가응력을 도시한 것이다. 예상한 바와 같이 개스킷의 수평 중앙단면을 기준으로 상하 대칭형상의 응력분포가 나타남을 알 수 있다. 또한 개스킷 접촉부를 제외하고는 동일한 형상의 응력분포를 나타내고 있으며, 최대응력은 두 모델 모두 개스킷 내부에서 발생하였다. 최대 응력의 크기는 8각형 개스킷의 경우에는 277 MPa, 타원형의 경우에는 317 MPa로서 8각형보다 약 40 MPa 더 큰 값을 나타내었다. 개스킷에 발생하는 응력을 검토하기 위하여 Fig. 5에 체결 완료 후의 응력분포를 나타내었다. 개스킷의 길이 방향의 응력은 거의 일정하게 나타나며, 단면의 둘레 방향을 따라서 접촉 정도에 따

A: 900 8 oval  
All Von-Mises Stress 2  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1



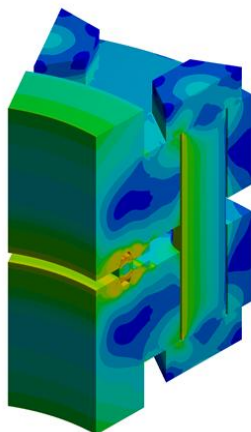
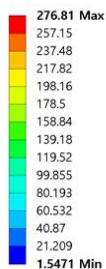
(b) oval gasket

Fig. 4 Stress distributions of NPS 8 flange joints (bolt pretension load only)

라 응력이 큰 쪽으로 변화함을 볼 수 있다. 또한 개스킷 모두 최대 응력이 재료의 항복응력을 초과하므로 볼트 체결로 인해 이미 개스킷에는 일부 소성변형이 발생하였음을 알 수 있다.

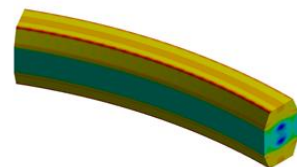
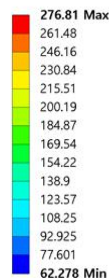
플랜지 조인트가 설치되어 유체로부터 압력을 받을 때의 응력은 체결 후보다 그 수준이 약간 감소하는 것을 제외하고는 동일한 분포 양상을 나타내었다. 또한 개스킷의 응력 또한 체결 완료 후의 응력분포 양상과 동일하게 나타났으며, Fig. 6은 3가지 하중조건에서 개스킷에 발생하는 최대응력의 변

A: Class 900 8 octagonal  
All Von-Mises Stress 2  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1

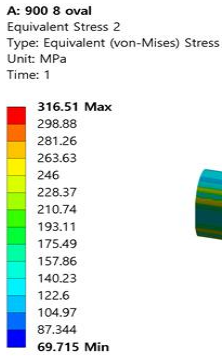


(a) octagonal gasket

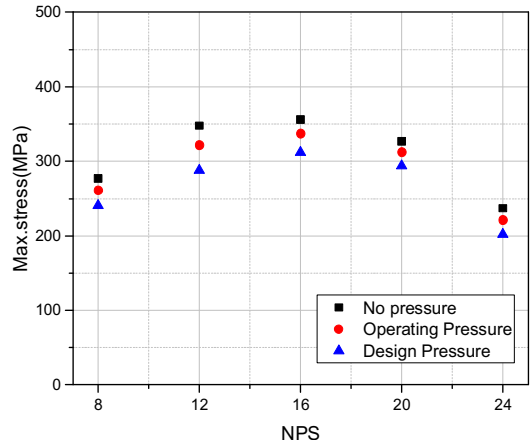
A: Class 900 8 octagonal  
Gasket Equivalent Stress 2  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1



(a) octagonal gasket



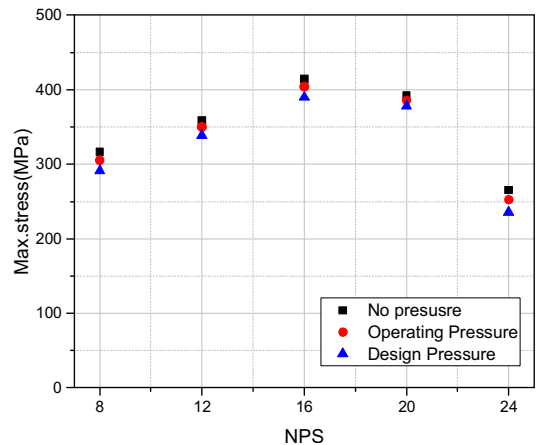
(b) oval gasket



(a) octagonal gasket

Fig. 5 Stress distributions of NPS 8 ring gaskets (bolt pretension load only)

화를 조인트의 크기에 따라 비교하여 도시한 그래프이다. 이 그래프를 살펴보면 조인트에 작용하는 압력이 증가할수록 개스킷의 종류에 상관없이 최대응력은 감소함을 알 수 있다. 이는 볼트 체결력에 의한 개스킷의 압축변형이 유체압력으로 인해 일부 복원됨을 의미하는 것으로, 이 현상은 접촉 면적이 상대적으로 넓은 8각형 개스킷에서 더 두드러지게 나타났다. 주어진 하중에 대하여 8각형 개스킷은 NPT 16 조인트에서 최대응력이 가장 높게 나타나는데, 이는 작은 치수의 두 조인트보다 볼트의 개수 및 체결토크의 증가 효과가 치수의 증가 효과보다 더 크기 때문으로 사료된다. NPT 20 이상의 경우에는 볼트의 개수가 NPT 16과 동일하므로, 체결토크의 증가효과가 치수 증가 효과보다 더 작기 때문에 최대응력은 감소하고 있다. 타원형 개스킷의 경우 접촉 면적이 작을 뿐 아니라 원주방향을 따라 선 접촉 형태로 압축력이 작용하고 있으므로 조인트의 크기에 따른 최대응력의 변화가 8각형 개스킷보다 상대적으로 작게 나타나며, 주어진 하중 조건에서 최대응력은 8각형 개스킷과 마찬가지로 NPT 16 조인트에서 발생하였다. 두 그래프로부터 동일 크기의 플랜지 조인트에 두 종류의 개스킷을 사용하면 접촉면적의 차이로 인해 타원형 개스킷에 더 큰 응력이 발생함을 확인할 수 있다.



(b) oval gasket

Fig. 6 Maximum Stress according to the sizes of flange joints

Fig. 7은 NPT 8의 타원형 개스킷에 발생하는 최대 압축 주응력을 각 하중조건에 따라 나타낸 것이다. 개스킷이 플랜지의 홈과 접촉하여 발생하는 접촉압력은 최대 압축 주응력과 비슷한 값을 가지며, 예상대로 홈의 경사면과 접촉하는 표면에서 가장 큰 주응력이 발생함을 알 수 있다. 또한 개스킷의 안쪽 부분보다는 바깥 부분에서 더 큰 응력이 발생하는데, 이는 체결볼트가 개스킷의 바깥쪽에 위치

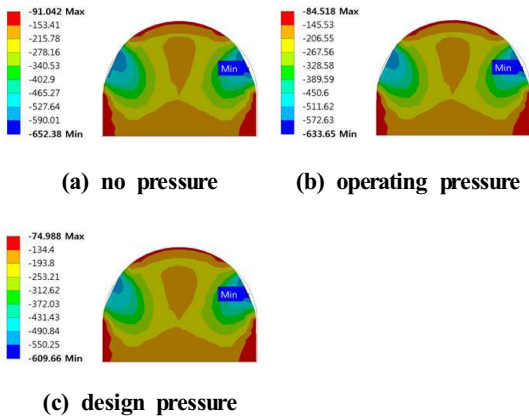


Fig. 7 Principal stress of the oval gasket(NPS 8)

하고 있기 때문이다. 각 하중조건 별 주응력 분포의 양상은 거의 동일하며, 유체의 압력이 증가함에 따라 주응력의 크기는 감소하였고 그 값은 각각 652 MPa, 634 MPa, 610 MPa로 나타났다.

플랜지 조인트의 밀봉 성능은 접촉과 관련된 여러 인자에 의해 결정되나, 그 중에서 접촉압력에 의한 영향이 가장 크다고 볼 수 있다<sup>[13]</sup>. Fig. 8은 볼트 체결 후 NPT 8 조인트의 개스킷에 발생하는 접촉 압력을 대표적으로 도시한 것이다. 두 개스킷 모두 볼트 조임 위치에 큰 영향을 받지 않고 원주 방향으로 일정한 접촉 압력이 발생함을 볼 수 있다. 또한 8각형의 경우 경사면 전체 뿐 만 아니라 초기에 접촉하지 않은 수평, 수직면에서도 재료의

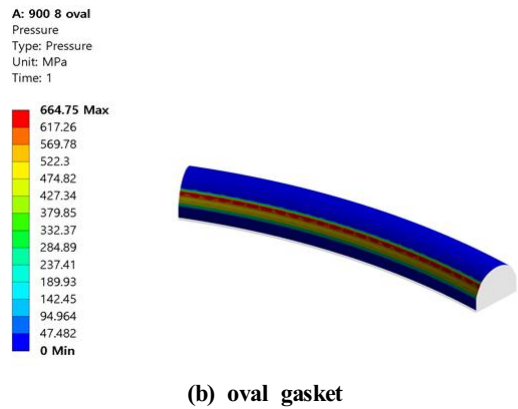
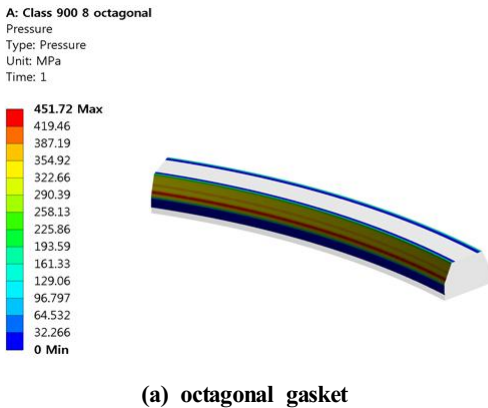


Fig. 8 Contact pressure of NPS 8 ring gaskets (bolt pretension load only)

소성변형으로 인하여 일부 접촉이 발생함을 관찰할 수 있다. 반면 타원형 개스킷은 플랜지 홈의 경사면과 접촉하는 국부적인 부분에서 접촉이 발생하며, 작은 접촉면적으로 인하여 최대 접촉압력은 8각형 개스킷보다 약 1.5배 증가한 665 MPa를 나타내었다. 플랜지 조인트가 유체로부터 압력을 받을 때의 접촉압력은 응력과 마찬가지로 볼트 예장력만을 받는 경우보다 그 크기만 약간 감소할 뿐 분포양상은 동일하게 나타났으며, 각 하중 조건에서 발생하는 최대 접촉압력을 Table 3에 정리하여 나타내었다. 그 결과를 살펴보면, 응력과 마찬가지로 타원형 개스킷에 발생하는 최대 접촉압력이 8각형보다 매우 크게 나타남을 확인할 수 있다. 또한 동일 하중 조건에서 두 개스킷에 발생하는 접촉압력비는 거의 일정하게 나타나며, NPT 16 이하의 조인트에서 약 1.4~1.5배의 값을 갖는 반면 NPT 20 이상의 조인트에서는 그 비가 증가하여 1.8~1.9배의 값을 갖는 것으로 나타났다. 이와 같은 타원형 개스킷의 높은 접촉압력은 조인트의 밀봉에 긍정적 효과를 나타내지만, 압력이 작은 면적에 집중되어 작용함으로써 크립(creeep)이나 피로에 의한 크랙 등으로 사용 수명이 단축될 수도 있다. 이러한 현상은 접촉이 넓은 면적에 안정적으로 이루어지면 감소될 수 있으므로, 조인트의 성능에 영향을 미치는 접촉 안정성을 검토하기 위하여 주어진 하중 조건

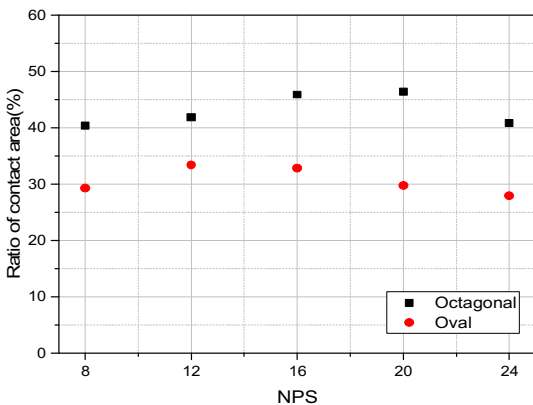


(a) octagonal gasket

**Table 3 Maximum contact pressure of the flange joints (unit : MPa)**

NPS	Gasket type	Loading conditions		
		No pressure	Operating pressure	Design pressure
8	octa.	452	420	400
	oval	665	631	587
12	octa.	487	471	459
	oval	718	678	627
16	octa.	509	493	475
	oval	735	683	610
20	octa.	362	338	310
	oval	705	679	630
24	octa.	375	354	330
	oval	658	627	588

에 대한 개스킷의 접촉 표면적의 비를 Fig. 9에 도시하였다. 개스킷의 원주방향으로 각 단면의 접촉 상태가 동일하므로, 접촉 표면적의 비는 하나의 단면에서 표면의 전 길이와 접촉 길이의 비를 구하면 계산이 가능하다. 예상한 바와 같이 8각형 개스킷의 접촉 표면적의 비가 타원형 개스킷보다 상당히 큰 것을 알 수 있으며, 그 값은 8각형의 경우 40 ~ 46%, 타원형의 경우 28 ~ 33%로 나타났다. 따라서 8각형 개스킷은 타원형보다 더 작은 접촉압력이 발생하지만, 타원형보다 더 넓은 면적에서 안정적인



**Fig. 9 Ratio of contact area for the ring gaskets**

접촉을 하고 있음을 확인할 수 있다. 이와 같은 결과는 추후 ASME B16.20 규격에 명기되지 않는 제품이나 대형 플랜지 조인트의 설계 시 접촉 압력, 접촉 면적, 응력의 수준 등을 기존 제품에 대한 해석 결과와 비교해 봄으로써 좀 더 신뢰할 수 있는 제품을 생산하는데 유용한 자료로 사용될 수 있을 것으로 사료된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 고온, 고압 환경 하에서 사용되는 Class 900 플랜지 조인트의 거동을 유한요소법으로 해석하고, 삽입 개스킷의 종류 및 크기에 따른 발생 응력, 접촉 압력, 접촉 면적 등을 검토한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 볼트 체결로 인해 개스킷에는 일부 소성변형이 발생하며, 최대응력은 전 모델 모두 개스킷 내부에서 발생하였다. 다섯 종류의 조인트에서 최대 응력은 두 개스킷 모두 NPT 16에서 발생하였으며, 타원형 개스킷이 삽입된 경우 더 큰 응력이 발생함을 알 수 있었다.
2. 접촉 압력은 응력과 마찬가지로 개스킷의 원주 방향으로 일정하게 나타나며, 타원형 개스킷에 발생하는 최대 접촉압력이 8각형보다 매우 크게 나타남을 확인할 수 있었다. 또한 동일 하중 조건에서 두 개스킷에 발생하는 접촉압력 비는 거의 일정하게 나타나며, NPT 16 이하의 조인트에서 약 1.4~1.5배의 값을 갖는 반면 NPT 20 이상의 조인트에서는 그 비가 증가하여 1.8~1.9배의 값을 갖는 것으로 나타났다.
3. 접촉 안정성을 검토하기 위한 개스킷의 접촉 표면적의 비를 구한 결과, 8각형 개스킷의 접촉 표면적의 비가 타원형 개스킷보다 상당히 큰 것을 알 수 있었으며, 그 값은 8각형의 경우 40 ~ 46%, 타원형의 경우 28 ~ 33%로 나타났다.

#### 후 기

“이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2017년)에 의하여 연구되었음”

## REFERENCES

1. Kim, T. G., Park, J. H., Park, Y., C., "Fitting Pipe Flange Process Research Using Orbital Forming," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 57-62, 2015.
2. Bertram, F., "Analysis of RTJ gaskets and factors affecting their sealing performance - Part II," Sealing Technology, Vol. 2014, No. 11, pp. 8-13, 2014.
3. Kondo, K. et al., "FEM Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure : Effect of Scatter in Bolt Preloads," ASME 2012 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 147-154, 2012.
4. Yang, X., Nassar, S. A., Wu, Z., "Thermo-Mechanical Behavior of a Stainless Steel Threaded Fitting With a Pre-Compressed Gasket," ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 209-218, 2008.
5. Abid, M., Khan, K. A., Chattha, J. A., "Performance of a Flange Joint using Different Gaskets under Combined Internal Pressure and Thermal Loading, a FEM Approach," Journal of Mechanics Based Design of Structures & Machines, Vol. 36, No. 2, pp. 212-223, 2008.
6. Brown, W., Reeves, D., "Considerations for Selecting the Optimum Bolt Assembly Stresses for Piping Flanges," ASME 2006 Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference, Vol. 2, pp. 137-143, 2006.
7. Gore, P., Sujata, M., Bhaumik, S. K., "Stress Corrosion Cracking of Ring Type Joint of Reactor Pipeline of a Hydrocracker Unit," Journal of Failure Analysis and Prevention, Vol. 14, No. 3, pp. 307-313, 2014.
8. Lee, M. Y. et al., "Behavior Characteristic of a Bolted Flange Assembly subjected to Bolt Pretension Load," Proceedings of the KSMPE Autumn Conference, 2015, p. 136, 2015.
9. Lee, M. Y. et al., "Stress Analysis for the Metal Gasket with Octagonal Cross Section," Proceedings of the KSMPE Spring Conference 2015, p. 56, 2015.
10. Nagata, S., Sawa, T., "Effect of Temperature on Bolt Load and Gasket Load of Bolted Flange Connection with Ring Type Joint Gasket," ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 69-74, 2008.
11. Sawa, T., Takagi, Y., Torii, H., "Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection Under Elevated Temperatures," ASME 2007 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 191-199, 2007.
12. Tenma, K., Kikuchi, T., Sawa, T., Horiuchi, K., "Evaluation of Sealing Performance and FEM Calculations in Bolted Flange Connections With Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure," ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 171-178, 2011.
13. Murali Krishna, M., Shunmugam, M. S., Siva Prasad, N., "A study on the sealing performance of bolted flange joints with gaskets using finite element analysis," International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 84, No. 6, pp. 349-357, 2007.
14. Benhamena, A., Talha, A., Benseddiq, N., Amrouche, A., Mesmacque, G., Benguediab, M., "Effect of clamping force on fretting fatigue behaviour of bolted assemblies: Case of couple steel-aluminium," Materials Science & Engineering A, Vol. 527, No. 23, pp. 6413-6421, 2010.