

접촉식 시일장치의 밀봉 접촉면 형상에 대한 최적화 설계연구

김청균⁺

(논문접수일 2010. 10. 27, 수정일 2011. 07. 07, 심사완료일 2011. 07. 08)

Optimization Design on the Sealing Surface Profiles of Contacting Seal Units

Chung Kyun Kim⁺

Abstract

In this study, the optimized design profiles between a seal ring and a seal seat of contacting seal units has been proposed based on the FEM computed results. The maximum temperatures, the thermal distortions in axial and radial directions, and maximum contact normal stresses between a seal ring and a seal seat have been analyzed for various contact sealing profiles. The FEM computed results present that the contact area between seal rings and seal seats is very important for a good tribological performance such as low friction heating, low wear, high contact normal stress in a primary sealing components. The seal surface model III in which has a small sealing contact area shows low dilatation of primary sealing components, and high contact stress between a seal ring and a seal seat. This model with small contact surface of a seal ring produces high friction heating and contact stress. But the model III produces very small deformations of contacting sealing surface because of high convection heat transfer by cooling water circulation around the seal ring surface. Thus, the analysis results recommend a short width of a primary sealing unit rather than a big width of contact surfaces of contacting seal units for reducing a leakage and axial deformation of primary seal components.

Key Words : Sealing units(시일장치), Seal ring(시일링), Seal seat(시일시트), Sealing surface(밀봉면), FEM(유한요소해석)

1. 서론

수력터빈은 물이 갖는 위치에너지와 운동에너지를 토크 에너지로 전환하기 위한 기계장치로 터빈 블레이드에 연결된 축을 지지하는 베어링과 회전축을 타고 외부로 누설되는 것을 차단하는 접촉식 시일장치로 구성된다.

순환수에 잠겨있는 시일장치를 통해 누설된 물이 베어링의 윤활 마찰부로 침입하면 베어링은 고장을 일으킨다. 수력터빈에 장착된 시일장치는 대단히 큰 축경으로 인해 낮은 회전속도에서도 높은 마찰열 발생하고, 이로 인해 미끄럼 마찰면의 접촉

거동은 불안정해지고, 누수발생 가능성은 높아진다^(1,2). 수력터빈은 다량의 순환수를 통과시켜 높은 회전토크를 얻을 수 있도록 가능한 회전축 직경을 크게 설계하기 때문에 시일장치의 직경도 따라서 증가하므로 구조물의 강도를 높게 설계해야 한다.

본 연구에서는 시일링과 시일시트의 접촉면 형상을 최적화하여 마찰작용에 의해 발생하는 마찰열과 변형거동을 최소화할 수 있는 방안을 찾고자 한다. 따라서 다양한 접촉면 형상을 갖는 시일링과 시일시트에 대한 거동특성을 FEM으로 해석하고, 그 결과를 비교하여 최적의 접촉면 형상을 고찰하고자 한다.

⁺ 홍익대학교 트리보·메카·에너지기술 연구센터 (ckkim_hongik@nate.com)
주소: 121-791 서울특별시 마포구 상수동 72-1

2. 해석조건 및 해석방법

2.1 해석조건

수력터빈의 외측에 설치된 접촉식 시일장치는 0.2MPa의 수압을 유지한 20°C의 순환수와 접촉하지만, 다른 쪽은 0.15MPa의 수압을 갖는 20°C의 냉각수와 접촉하면서 밀봉작용을 한다. 또한, 내측밀봉장치는 0.15MPa의 압력으로 공급한 20°C의 냉각수에 접촉하고, 다른 쪽은 0.1MPa의 대기압 상태인 25°C의 공기와 접촉한다.

시일장치의 거동특성 해석에 사용한 가정은 다음과 같다.

- 밀봉간극을 통한 누설은 없고, 주시일링 장치에서 발생한 마찰열은 모두 시일링과 시일시트에 의해 균등하게 소산한다.
- 주시일링 장치의 밀봉간극은 0.1 μ m로 완벽하게 접촉하지 않고, 항상 미세한 간극을 유지한다.
- 시일링과 시일시트 사이의 미끄럼 마찰계수는 0.06으로 원활하게 작동하고, 그 이외의 마찰면에서는 0.3으로 높은 건조마찰을 유지한다⁽³⁾.

2.2 해석데이터 및 소재특성

2.2.1 해석데이터

건조마찰 특성을 유지하는 접촉식 시일장치에 대한 FEM 해석에서 회전속의 속도, 밀봉간극, 냉각수 온도 및 압력, 냉각수의 공급속도, 순환수 압력, 스프링 반력 등을 설계변수로 고려하고, FEM 해석⁽⁴⁾에 필요한 데이터는 Table 1과 같다.

Table 1 Analysis parameters

Parameters	Values
Rotating speed, rpm	900
Sealing gap, μ m	0.1
Coolant temperature, °C	20
Coolant pressure, MPa	0.15
Supply speed of a coolant, m/s	3
Water pressure, MPa	0.2
Reaction force of a spring, N	60

Table 2 Physical and thermal properties of SiC material

Properties	Values
Modulus of elasticity, GPa	410
Poisson's ratio	0.17
Density, kg/m ³	3100
Thermal expansion coefficient, 1/K	4.3 \times 10 ⁻⁶
Thermal conductivity, W/m·K	160
Specific heat, J/kg·K	1100

2.2.2 소재특성

시일장치는 마찰력, 표면온도, 강도, 응력과 변형을 등을 충분히 견딜 수 있어야 한다. 또한, 소재는 윤활성, 열전도성, 내마멸성, 저마찰성 등이 우수해야 하고, 동시에 열팽창성이 낮아 마찰온도 상승에 따른 변형거동이 작아야 한다. 소재로 TiC, WC, SiC 등이 있는데, 본 연구에서는 SiC를 선정하였다. SiC는 트라이볼로지 특성이 우수한 소재로 내부식성, 열전도성과 가공성이 우수하다. Table 2는 SiC의 소재특성을 제시하고 있다.

3. 유한요소 해석모델 및 해석이론

3.1 해석모델

Fig. 1은 수력터빈용 펌프의 밀봉을 위한 이중시일장치로 외측 시일장치는 물에 잠겨 냉각수와 직접 접촉하지만, 내측 시일장치는 대기중으로 노출되어 작동한다.

Fig. 1에서 보여준 시일장치에서 발생하는 접촉응력과 변형

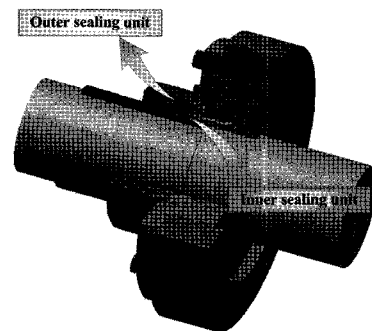


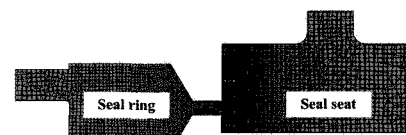
Fig. 1 Double sealing unit with seal ring and seal seat for contact type sealing



(a) FEM model I



(b) FEM model II



(c) FEM model III

Fig. 2 Primary sealing models

거동에 대한 FEM 해석을 수행하기 위해 제시된 시일링과 시일시트의 접촉면 형상과 메쉬는 Fig. 2와 같다. Fig. 2의 유한요소 비선형 FEM을 적용하여 마찰 접촉면에서 발생하는 마찰열과 접촉응력을 예측하고, 시일장치의 내구성과 밀봉특성을 변형거동과 마멸에 연계하여 고찰하고자 한다.

3.2 해석이론

3.2.1 마찰열유속

마찰열은 밀봉간극 사이의 마찰접촉 운동조건에 따라 나타나는 열에너지로, 접촉식 시일장치의 밀봉성과 마멸성, 변형 거동에 직접적으로 영향을 미친다. 마찰열은 소재를 포함한 접촉면의 거동특성, 접촉면의 크기, 마찰접촉 운동속도, 밀봉간극 등에 의해 결정된다. Fig. 2와 같은 유한요소 해석모델의 밀봉 접촉면에서 발생하는 마찰열을 추정하기 위해 필요한 단위면적당의 마찰 열유속 \dot{q} 은 다음의 식으로 표현할 수 있다⁽⁵⁾.

$$\dot{q} = \frac{Q}{A} = \frac{\pi^2 \mu n^2 (r_o^2 + r_i^2)}{1800 h} \quad (1)$$

Fig. 1의 접촉식 시일장치에서 발생하는 마찰열을 열유속식 (1)로 계산하면, 내측밀봉장치는 1162688W/m², 외측밀봉장치는 1385369W/m²로 각각 추정된다.

3.2.2 대류 열전달

마찰열을 순환수인 물이나 공기로 방열할 수 있다면 시일장치의 불균일한 열변형 거동이나 국부적인 접촉응력은 증가되지 않는다. 따라서 대류열전달 h_T 에 의한 방열작용은 마찰 접촉면의 내마멸성이 증가되고, 밀봉성은 향상되므로 시일장치는 안정된 장수명을 유지할 수 있다.

$$h_T = \frac{N_u k}{L} \quad (2)$$

여기서,

$$N_u = \frac{C_f}{2} R_e P_r^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = -0.6 + 4.07 \log_{10}(R_e \sqrt{C_f})$$

$$R_e = \frac{\rho V L}{\mu}$$

따라서 순환수에 의한 마찰면의 대류 열전달 해석은 중요하고, Fig. 2와 같은 유한요소 해석모델에 적용한 방열구역의 대류 열전달 계수는 상기식 (2)로 추정할 수 있다. Fig. 3의 시일장치에 적용한 대류 열전달 조건은 사용조건과 위치에 따라 달

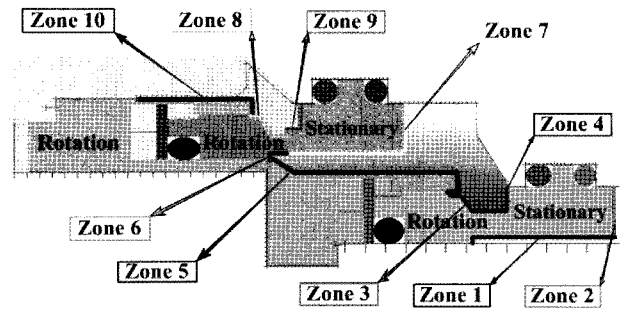


Fig. 3 Convection zone for a FEM analysis of contact sealing

Table 3 Convection coefficient

Zone	h_T
1	87.8343497
2	82.6194499
3	70102.2113215
4	9550.9369880
5	72563.9360168
6	74399.6703692
7	6923.1495636
8	83151.4712943
9	46485.1244892
10	84970.8756854

라지는데, 10개 지역에 대한 대류 열전달 계수 h_T 를 식 (2)로 계산하면 Table 3과 같다.

4. 해석결과 및 고찰

4.1 최고온도해석

마찰표면에서 발생한 마찰열은 시일링과 시일시트에 균등하게 소산하는 것으로 가정하지만, 실제로는 시일링과 시일시트의 형상이 서로 다르기 때문에 마찰열은 균일하게 소산하지 못한다.

Fig. 4는 Fig. 2에서 제시한 3가지의 밀봉 접촉면 형상에 대해 FEM으로 해석한 결과로, 각 모델의 온도분포를 비교한 최고온도 데이터이다. 여기서 시일링에 적용한 작동조건은 속도 900rpm, 마찰계수 0.06, 밀봉간극 0.1 μ m이다⁽⁵⁾.

냉각수와 공기에 의해 방열되는 내측밀봉장치 Fig. 4(a)의 경우는 마찰접촉 면적이 큰 모델 I과 모델 II에서 시일시트의 최고온도 172.6°C와 200°C를 각각 발생한다. 시일링과 시일시트의 상대적인 마찰열은 2배 이상의 불균형을 나타내는 것으로 보아 열변형의 문제점이 발생할 것으로 예상된다. 반면에 마찰면이 작은 모델 III의 경우는 시일시트의 표면에서 71.5°C로 모델 II에 비해 64%나 줄어든 온도를 나타내고, 시일링과 시일

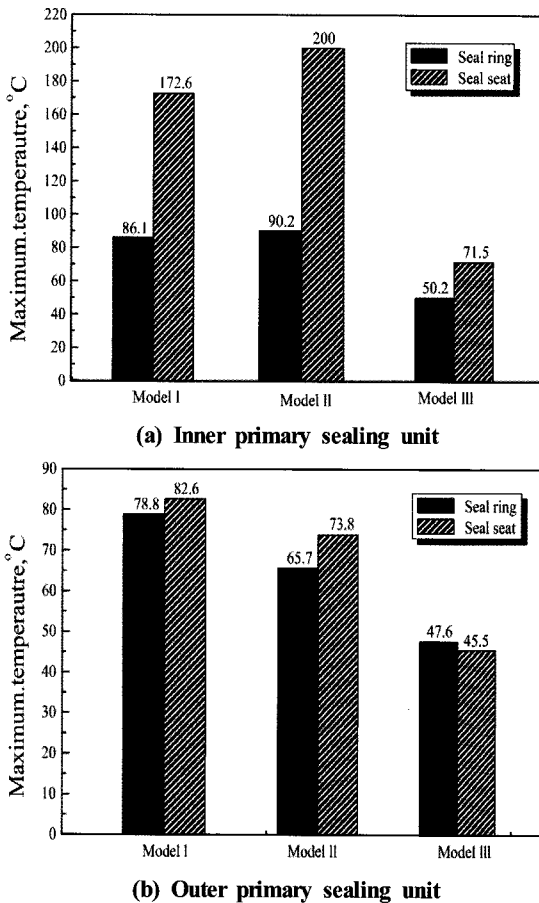


Fig. 4 Maximum temperature between a seal ring and a seal seat

시트의 온도차가 20°C 정도로 시일링과 시일시트 사이의 온도가 잘 소산하는 것으로 판단된다.

Fig. 4(b)는 외측밀봉장치의 시일링과 시일시트에서 발생하는 최고온도를 해석한 결과이다. 마찰면의 한 쪽은 순환수, 그리고 다른 쪽은 냉각수에 의해 각각 방사되는 경우로 모델 I의 시일시트와 시일링에서 82.6°C와 78.8°C의 가장 높은 최고온도를 나타내고, 마찰 접촉면 형상이 유사한 모델 II에서 안정된 73.8°C와 65.7°C로 비교적 균일한 온도분포를 제시한다. 또한, 모델 III의 경우는 시일링과 시일시트의 최고온도가 47.6°C와 45.5°C로 대단히 안정된 최고온도를 제시하는 것으로 보아, 시일링의 마찰 접촉면을 작게 설계하는 것이 우수한 밀봉성능을 나타낼 것으로 예상된다.

결국, 모델 I과 모델 II에서는 정지한 시일시트의 표면에 마찰열이 주로 축적되고, 회전하는 시일링의 표면에는 냉각수에 의해 어느 정도 소산된다는 것을 의미한다. 또한 모델 III의 경우는 시일링의 접촉면 두께가 얇아서 대류에 의한 열전달이 잘 이루어지고, 상대적으로 시일시트의 열용량을 크게 하여 열전도에 의한 소산이 원활하기 때문에 최고온도가 낮게 나타날 수 있다.

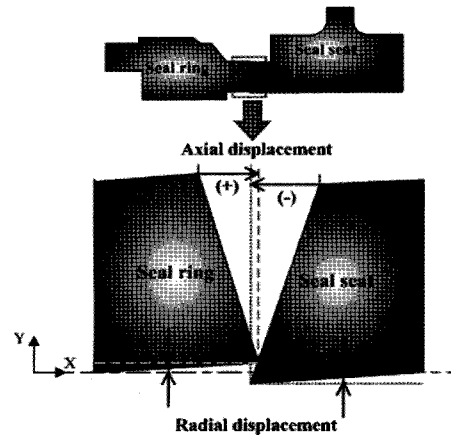


Fig. 5 Axial and radial displacements of deformed sealing components

4.2 변형거동해석

시일장치의 변형거동은 접촉면에서 국부적인 응력을 증가시키고, 마멸발생의 원인으로 작용하여 누설을 촉진하는 것은 물론 시일장치의 수명을 단축하여 고장의 원인으로 작용할 수 있다. 따라서 시일장치에서 발생하는 마찰열은 작게, 생성된 마찰열은 균일하게 소산하도록 설계해야 한다.

따라서 본 연구에서 제시한 3가지의 해석모델에 대한 축방향과 반경방향의 변형 거동량을 정의한 Fig. 5를 기준으로 해석한 FEM 결과를 Figs. 6과 7에서 각각 제시한다.

4.2.1 축방향 변형량

Fig. 6(a)는 시일링과 시일시트의 건조마찰 과정에서 발생한 마찰열이 냉각수와 공기에 의해 소산되는 내측밀봉장치에 대한 해석결과이다. 모델 I의 시일링은 축방향으로 2.42 μ m, 시일시트는 1.49 μ m를 각각 팽창시키고, 모델 II는 3.5 μ m와 2.04 μ m, 그리고 모델 III는 0.17 μ m와 0.17 μ m로 각각 늘어나는 것으로 나타났다. 최대 변위량을 보여준 시일링 모델 II의 3.5 μ m에 비해 모델 III의 시일링 0.17 μ m는 95%나 줄어든 우수한 시일모델이다. 더욱이 해석모델 III는 다른 모델에 비해 시일링과 시일시트의 변형량이 같은 0.17 μ m로 바람직한 거동특성을 보여준다.

또한, Fig. 6(b)는 순환수와 냉각수에 의해 방열되는 외측밀봉장치에 대한 시일링과 시일시트의 축방향 변형량으로 모델 I의 시일링은 1.81 μ m, 시일시트는 0.21 μ m로 시일링에 비해 88%나 줄어든 변형량을 나타내고, 모델 II의 경우는 1.07 μ m와 0.3 μ m, 특히 모델 III의 경우는 0.08 μ m와 0.0003 μ m로 거의 무시할 정도로 크게 줄어든 축방향의 변형량을 각각 제시한다. 이들 해석결과와 내측밀봉장치에 비해 우수한 축방향의 거동량을 보여주지만, 모델 I이나 모델 II의 경우는 아직도 1 μ m 이상으로 마멸이 충분히 진행될 범위에 들어가기 때문에 마멸

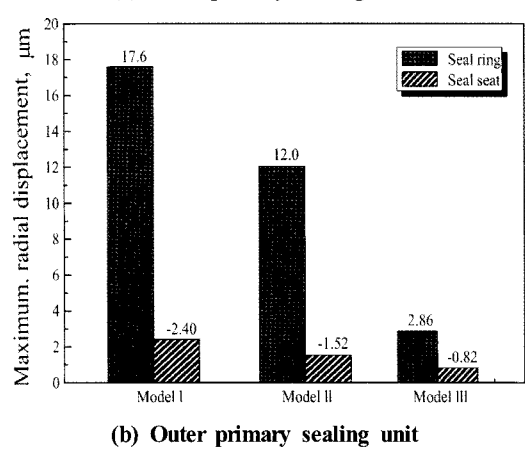
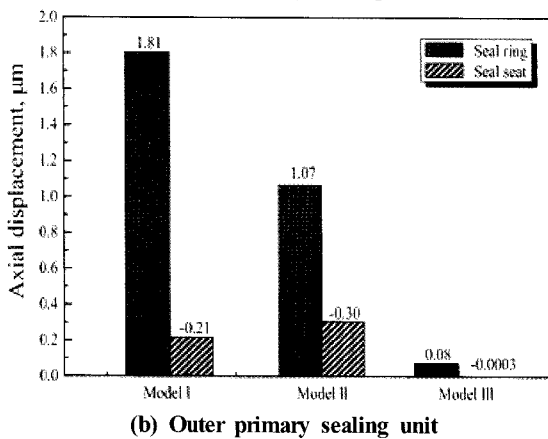
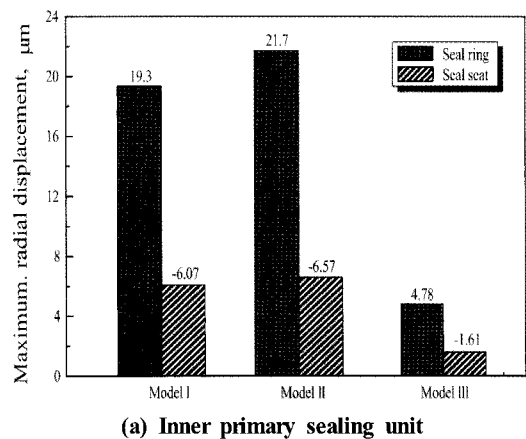
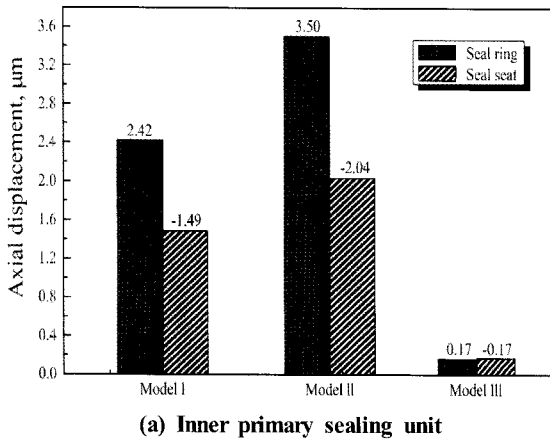


Fig. 6 Axial tilt displacement between a seal ring and a seal seat

Fig. 7 Radial displacements between a seal ring and a seal seat

에 의한 누설 가능성이 상존한다.

따라서 모델 I과 모델 II의 축방향 거동에서 시일링과 시일시트 사이의 큰 변형량이 문제이지만, 불균일성이 비교적 높다는 것도 누수의 원인으로 작용할 수 있다. 반면에 모델 III의 축방향 거동특성을 보면, 변형량이 무시할 정도로 작지만 특히 시일링과 시일시트의 상대적 편차도 대단히 작다는 것이다. 따라서 접촉폭이 작은 모델 III의 축방향 거동량 해석결과를 미루어 추정할 때 누설 차단성은 우수하게 나타날 것이다.

4.2.2 반경방향 변형량

내측밀봉장치의 마찰 접촉면에서 발생한 반경방향의 변형량 결과를 Fig. 7(a)에서 보여준다. 즉, 모델 I의 시일링은 외경측 방향으로 19.3μm 늘어나고, 시일시트는 내경측 방향으로 6.07 μm 줄어드는 현상이 발생하고, 모델 II의 경우는 시일링에서 21.7μm 늘어나고, 시일시트에서 6.57μm 줄어든다. 또한 모델 III의 경우는 시일링에서 4.78μm 늘어나고, 시일시트에서 1.61 μm로 줄어드는 것으로 나타났다. 반경방향으로 최대 변위량을 보여준 시일링 모델 II의 21.7μm에 비해 모델 III의 시일링 4.78μm는 78%나 줄어든 우수한 시일모델로 안정된 변형거동

을 보여준다.

Fig. 7(b)는 순환수와 냉각수에 의해 방열되는 외측밀봉장치에 대한 시일링과 시일시트의 반경방향 변형량 해석결과이다. 모델 I의 시일링은 외경측 방향으로 17.6μm 팽창하고, 시일시트는 내경측 방향으로 2.4μm 수축하며, 이들 사이에는 86%의 큰 차이를 보여준다. 그리고 모델 II의 경우는 시일링에서 12μm 늘어나고, 시일시트에서 1.52μm 줄어든다. 모델 III의 경우는 시일링에서 2.86μm 늘어나고, 시일시트에서 0.82μm 줄어드는 반경방향의 작은 변형량을 제시하고 있다. 이들 결과는 냉각수와 공기에 의해 방열되는 내측밀봉장치에 비해 양호한 결과를 제시하지만, 모델 I이나 모델 II의 경우는 변형 거동량이 12~17μm로 마멸을 일으키는 축방향의 변형량에 많은 영향을 미칠 수 있기 때문에 순환수-냉각수-공기에 의한 대류 열전달 설계조건을 강화할 필요가 있다.

Fig. 7에서 반경방향 거동량은 시일링과 시일시트가 직접 만나지 않고 축방향의 변형 거동량에 영향을 미치는 요소로 작용하므로, 축방향의 변형거동처럼 마멸에 직접적으로 영향을 미치지 않는다. 해석모델 I과 II는 마찰 접촉면의 크기가 모델 III에 비해 크기 때문에 발생하는 마찰열은 높지만, 냉각수나 순환수와 접촉하는 면적이 작아 변형거동성이 나쁘게 나타나

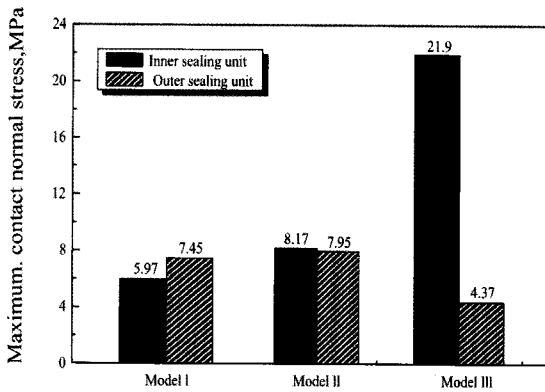


Fig. 8 Maximum contact normal stresses of inner and outer sealing units

는 것에 비해 모델 III은 시일링과 시일시트의 마찰 접촉면이 줄어들므로 마찰열은 작아지고, 방열면적은 넓어서 변형거동 측면에서 유리한 마찰접촉 밀봉구조를 갖고 있다. 따라서 시일링과 시일시트 설계에서 모델 III처럼 접촉면의 크기를 작게 설계하는 것이 좋다.

4.3 최대접촉응력

Fig. 8은 내측 및 외측밀봉장치의 미끄럼마찰 접촉면에서 발생하는 법선방향의 최대접촉응력을 제시하고 있다. 즉, 접촉면이 가장 큰 모델 I의 내측밀봉장치는 5.97MPa, 외측밀봉장치는 7.45MPa로 작은 응력을 나타내고, 모델 II의 경우는 내·외측밀봉장치 모두가 유사한 8.17MPa와 7.95MPa로 각각 계산되었다. 반면에 마찰 접촉면적이 가장 작은 모델 III의 경우는 내측밀봉장치에서 21.9MPa로 가장 높게 나타났지만, 외측밀봉장치는 4.37MPa로 낮게 추정되었다. 이것은 외측밀봉장치에서 발생하는 접촉응력이 작아 누설이 진행되어도 내측밀봉장치에서 최대접촉응력이 2.5~3배로 높게 나타났기 때문이다.

결국, 시일장치에서 널리 사용하는 모델 I이나 모델 II의 경

우는 바람직한 설계모델이 아니고, 모델 III처럼 마찰 접촉면의 크기가 작은 시일링과 열용량이 큰 시일시트 형상을 갖도록 설계하는 것이 바람직한 접촉식 시일장치가 될 것이다.

5. 결론

시일링과 시일시트 사이의 미끄럼 마찰작용으로 축적된 마찰열에 의해 발생하는 온도분포, 열변형 거동, 접촉응력을 서로 다른 형상을 갖는 마찰면 형상에 대해 FEM으로 해석하였다.

많이 사용하는 해석모델 I과 II의 경우처럼 마찰운동 접촉면이 크면 상대적으로 작은 마찰면을 갖는 모델 III에 비해 많은 마찰열을 발생하고 거동량이 증가되면서 마멸에 의한 누수 가능성이 높다. 반면에 마찰 접촉면이 줄어든 모델 III의 경우는 냉각수나 순환수와 접촉하는 형상을 최적으로 설계할 경우 마찰열을 잘 소산하기 때문에 온도가 낮아지고 변형 거동량은 극히 줄어들어 마멸에 의한 위험성은 작아지고 접촉응력은 증가하여 시일장치의 밀봉성을 향상시킨 장점을 제시하고 있다.

참고 문헌

- (1) Metcalfe, R., 1980, "End-face Seal Deformation Effects," *ASLE Trans.*, Vol. 23, No. 5, pp. 393~400.
- (2) Kim, C. K., 1988, "The Effects of Thermoelastic and Wear on the Leakage of Compressible Gases in Shaft seals," *Jour. of the KSME*, Vol. 2, No. 2, pp. 133~139.
- (3) Ii, C. H., 1975, "Thermal Deformation of a Mechanical Face Seal," *ASLE Trans.*, Vol. 19, No. 2, pp. 146~52.
- (4) MARC Analysis Research Corp., 1999, *Ver.7.3*, California, USA.
- (5) Gabriel, R. P., 1980, "Fundamentals of Spiral Groove Noncontacting Face Seals," *ASLE Lubrication Engineering*, Vol. 35, No. 7, pp. 367~375.