Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers 27:3 (2018) 167~174

https://doi.org/10.7735/ksmte.2018.27.3.167

J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng.
ISSN 2508-5107(Online)

Best Paper of This Month

볼트결합 구조의 부재 강성 연구

정현수[a*], 한혜선[a], 조재욱[a], 박성우[a]

Study on Member Stiffness of Bolt Joint Structure

Hyun Su Jung[a*], Hye Sun Han[a], Jae Uk Jo[a], Sung Woo Park[a]

[a] *ISR Mechanical R&D Lab, LIGNex1 Co., Ltd., 207, Mabuk-ro, Giheung-gu, Yongin, Gyeonggi-do, 16911, Korea*

ARTICLE INFO

Article history:

Received	13	March	2018
Revised	23	April	2018
Accepted	27	April	2018

Keywords:
Bolted joint
Member stiffness
FEA
Contact

ABSTRACT

Bolt joints are applied especially in equipment with severe temperature change during the operating. A change in the initial axial force of the bolt due to the dissimilar material of the members causes the performance deterioration of the equipment. The variation in the bolt axial force is influenced by the member stiffness. Many have studied the method of calculating the member stiffness in a bolt–nut joint. The studies have shown the same result for calculating the member stiffness in bolt joints. Bolts of sizes M4 to M8, and the thickness and material of various members were considered in the case study. Through finite element analysis, the analytical solution of member stiffness is calculated. An equivalent pressure cone model is used to calculate the theoretical solution. The analytical result and theoretical solution were almost equal. Additionally, we proposed a formula to calculate the member stiffness relatively easily in various cases.

1. 서 론

볼트를 이용한 결합구조는 많은 기계구조물에서 일반적으로 사용되는 기계적 연결이다. 볼트는 체결력이 강하고 유지보수가 편리하여 대형 초소형 전자기기, 목재 적층 복합재까지 광범위하게 사용되고 있다[1-3]. 볼트 결합구조는 볼트 체결된 부재를 압축하면서 볼트에 인장하중 즉, 축력이 발생한다. 볼트의 축력으로 부재의 압축하중이 발생하여 결합구조를 형성한다. 과다한 축력은 볼트의 파손, 가스켓과 부재의 파손을 발생시킨다. 반대로 부족한 축력은 진동상태에서 풀림이 발생하기도 하며, 기밀을 요하는 장치에서 누설을 발생시키기도 한다. 볼트 결합구조가 적용된 기계구조물은 다양한 온도에서 운용되며, 특히 항공, 위성, 군용과 같은 구조물은 극심한 온도변화를 겪게 된다. 온도변화가 발생하면 볼트와 부재간의 이종재질로 인한 볼트의 축력 변화가 발생하게 되어 구조물의 성능 저하의 원인이 된다. 온도 변화에 따른 볼트의 축력 변화를 예측하기 위해서는 볼트의 강성과 부재의 강성을 구별하는 것이 중요하다. 이를 위하여 유한요소해석을 사용할 수도 있다. 하지만 기계구조물에 적용된 모든 볼트를 계산할 경우, 많은 접촉해석의 불연속성 때문에 상당한 계산 시간이 필요하다. 따라서 유한요소해석 대신 사용할 수 있는 단순화 된 공식을 사용하는 것이 더 적절할 것이다. 볼트의 강성은 단순한 막대 형태로 가정하여 쉽게 계산되지만, 부재의 강성은 볼트의 강성 계산 보다 많이 복잡하다.

몇몇 저자는 볼트-너트조인트에서 부재 강성 및 압력 분포를 결정하기 위한 이론 및 실험적 방법을 제안했다. Shigley는 볼트지름과 동일한 내경과, 볼트지름의 3배의 외경을 갖는 중공 원통형상으로 부재의 강성을 산정하는 방법을 제안하였다[4]. Gould와

* Corresponding author. Tel.: +82-31-288-9468
Fax: +82-31-288-9122
E-mail address: Hyunsu.Jung@lignex1.com (Hyun Su Jung).

Mikic은 유한요소해석(FEA)을 사용하여 부재 간의 압력 분포를 분석하고 부재가 분리되는 반경이 있음을 확인했다[5]. 유한요소모델은 축대칭 모델을 사용하고 볼트는 균일한 분포하중으로 대체하여 다양한 부제의 두께에 대해 수행되었다. Osman 등은 특정 피로 하중에서 최적의 볼트 직경을 계산하기위한 설계 방법을 연구하였다[6]. 그 결과 외부 직경이 볼트 직경의 1.5배인 중공 원통을 사용하여 압축 면적을 결정하고 부재의 강성을 결정할 것을 제안했습니다. 이후 Shigley and Mitchell과 Shigley and Mischke는 등압절단원추 모델을 제안하였고, 원추 각이 30°와 45°로 고정 되었다는 가성을 바탕으로 부재의 강성을 계산하는 간단한 방법을 제안했다[7,8]. Wileman은 부재의 강성을 재질에 따른 특정 변수를 갖는 간단한 지수함수로 제안하였다[9]. Lehnhoff와 Mckay는 많은 경우의 2차원 유한요소해석을 수행하여 부재의 두께, 재료 및 볼트 지름의 영향성에 대해 연구하였으며, 부재의 강성을 계산할 수 있는 2차 함수를 제안하였다[10]. Pedersen은 유한요소해석을 통해 산출된 부재의 탄성에너지를 이용하여 보다 더 정확하게 부재의 강성을 계산하였다[11]. 이를 통해 부재의 강성에 대한 단순화 된 새로운 실용적인 공식을 제안하였다. Nassar와 Haidar은 부재의 강성을 표현할 수 있는 2차원 유한요소 모델을 제안하였으며, 시험을 통해 모델의 유용성을 확인하였다[12,13]. 기존 연구에서는 볼트-너트조인트를 중심으로 수행 되었다. 또한 문헌 검토에서 제시된 대부분의 유한요소모델은 다양한 가정으로 인해 계산된 결과에 다소 차이를 보이고 있다. 본 연구에서는 상대적으로 연구가 부족한 볼트조인트 결합구조에서 부재의 강성 계산방법을 연구하였다. 부재의 강성을 계산하기위한 3차원 유한요소모델을 작성하여 온도변화에 따른 축력 변화를 해석하였다. 축력 변화량을 이용하여 부재 강성의 해석해를 구하였으며, 등압절단원추 모델을 이용하여 부재 강성의 이론해를 구하였다. 또한 부재 강성을 기하학 및 재료 특성으로 간단하지만 비교적 정확한 강성을 계산할 수 있는 방법을 도출하였다.

2. 본 론

2.1 부재의 강성

본 연구에서는 유한요소해석을 통해 부재 강성의 해석해 $k_{m,\,FEA}$을 산출하고, 또한 등압절단원추 모델을 사용하여 부재 강성의 이론해 $k_{m,\,Theory}$를 구하였다. 볼트조인트 구조는 Fig. 1과 같이 스프링 시스템으로 단순화 할 수 있다. 볼트는 적정한 토크로 체결이 이루어졌을 때, 부재에 대하여 압축력을 작용시키는 상태가 된다. 볼트는 늘어난 만큼의 포텐셜 에너지를 저장하고 있는 강성 k_b인 인장 스프링으로 가정할 수 있으며, 부재는 압축된 만큼의 포텐셜

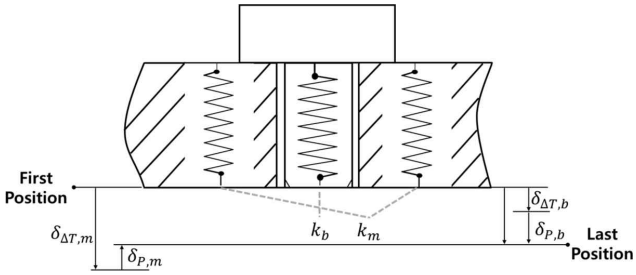


Fig. 1 Typical bolted joint

에너지를 저장하고 있는 강성 k_m인 압축 스프링으로 가정 할 수 있다. 볼트조인트 구조가 온도 변화 환경에 노출되었을 때 적합조건은 식 (1)과 같다.

$$\delta_{\triangle T,b} + \delta_{P,b} = \delta_{\triangle T,m} - \delta_{P,m} \tag{1}$$

$\delta_{P,b}, \delta_{P,m}$는 볼트 축력에 대한 연신율, $\delta_{\triangle T,b}, \delta_{\triangle T,m}$는 온도 변화로 인한 볼트와 부재의 연신율이다.

$$\alpha_b L \triangle T + \frac{\triangle P}{k_b} = \alpha_m L \triangle T - \frac{\triangle P}{k_m} \tag{2}$$

여기서 α_b, α_m는 볼트와 부재의 열팽창계수이며, $\triangle T, \triangle P$는 온도와 축력의 변화를 의미 한다. 위 식을 바탕으로 부재의 강성을 식 (3)같이 나타낼 수 있다.

$$k_m = \frac{\triangle P}{(\alpha_m - \alpha_b)\triangle TL - \dfrac{\triangle P}{k_b}} \tag{3}$$

식 (3)으로 유한요소해석을 통해 산출된 온도변화에 따른 볼트의 축력변화를 이용하여 부재의 강성 $k_{m,\,FEA}$을 산출할 수 있다.

등압절단원추 모델을 사용하여 부재 강성의 이론해 $k_{m,\,Theory}$을 계산하였다. 이 모델은 Fig. 2와 같이 절단원추 형태로 볼트의 중심축 방향으로 압축이 균일하다는 가정을 전제로 한다[6,7]. βd는 볼트 헤드 접촉면의 등가지름이다. 볼트의 축력에 의해서 절단원추의 미소 변위량은 식 (4)와 같다.

$$d\delta_m = \frac{Pdz}{E_m A_m} \tag{4}$$

식 (4)에서 P는 볼트의 축력이며, 부재의 미소면적 A_m은 식 (5)와 같다.

$$A_m = \pi\left[\left(z\tan\gamma + \frac{\beta d}{2}\right)^2 - \left(\frac{\alpha d}{2}\right)^2\right] \tag{5}$$

$$= \pi\left[\left(z\tan\gamma + \frac{\beta d + \alpha d}{2}\right)\left(z\tan\gamma + \frac{\beta d - \alpha d}{2}\right)\right]$$

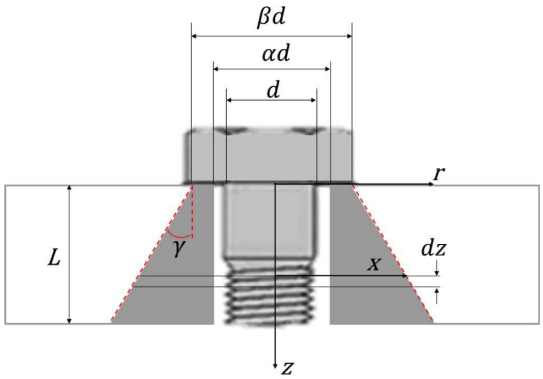


Fig. 2 Equivalent pressure-cone-envelope

식 (5)를 식 (4) 대입하고 좌변을 적분하면,

$$d\delta_m = \frac{P}{\pi E_m}\int_0^L \frac{dz}{\left[\left(z\tan\gamma+\frac{\beta d+\alpha d}{2}\right)\left(z\tan\gamma+\frac{\beta d-\alpha d}{2}\right)\right]} \tag{6}$$

$$\delta_m = \frac{P}{\pi E_m \alpha\, d\tan\gamma} ln\left[\frac{(2L\tan\gamma+\beta d-\alpha d)(\beta d+\alpha d)}{(2L\tan\gamma+\gamma\beta+\alpha d)(\beta d-\alpha d)}\right] \tag{7}$$

그러므로 부재의 강성k_m은 아래식과 같다.

$$k_m = \frac{P}{\delta_m} = \frac{\pi E_m \alpha\, d\tan\gamma}{\ln\left[\frac{(2L\tan\gamma+\beta d-\alpha d)(\beta d+\alpha d)}{(2L\tan\gamma+\beta d+\alpha d)(\beta d-\alpha d)}\right]} \tag{8}$$

Ito는 원추 각 γ°(Angle of pressure cone)가 부재의 물성에 따라 변한다는 것을 확인하였다[14]. 본 연구에서는 유한요소해석을 통해 산출된 볼트의 축력변화와 식 (3)을 이용하여 부재 강성의 해석해 $k_{m,\,FEA}$을 구하였으며, 또한 유한요소해석을 통해 산출된 γ°와 식 (8)을 이용하여 부재 강성의 이론해 $k_{m,\,Theory}$를 계산하였다.

2.2 유한요소모델

Fig. 3는 해석에 적용한 유한요소모델이며, 치수와 일부를 확대하여 적용된 요소(Element)를 보여준다. 볼트의 축력이 부재의 강성을 형성할 때 외부의 간섭을 최소화하기 위하여 부재와 본판(tapped thread plate)의 폭을 충분한 크기로(w=3L) 설정하였다. α, β는 각각 1.1과 1.5가 적용되었다. 부재의 두께 H_m은 $1d \sim 5d$로 변화해서 해석을 수행하였으며, 본판의 두께 H_T는 H_m과 동일하게 모델링 하였다. 볼트의 피치는 KS규격을 참고하여 모델링 하고, 볼트 크기는 총 4가지(M4, M5, M6, M8)를 적용하였다. 상용 프로그램 ANSYS를 사용하여 해석을 수행하였으며, 모델은 볼트(Bolt), 부재(Member Plate), 본판(Tapped Thread Plate)으로 총 3개의 파트로 구성되었다. 적용된 물성은 선형 탄성 및 등방성으로 것으로 가정되었으며, 종류 및 물성은 Table 1에 정리하였다. 효율적인 해석을 위해 나사산을 별도로 모델링 하여 Bonded 접촉조건을 적용하는 방식을 사용하였다. 이와 같은 모델은 나사산에서 발생하는 응력집중현상이 왜곡될 수도 있다. 하지만 본 연구에서는 볼트의 축력변화에 관심을 두기 때문에 이와 같이 모델링 하는 것이 가능할 것으로 판단된다. 모델의 신뢰성을 확인하고 요소크기를 정하기 위하여, 식 (9) 볼트 잠금 토크-축력 관계식을 사용했다.

$$Torque = Pd\left[\frac{p}{2\pi d}+\frac{r_t\mu_t}{d\cos\theta}+\frac{r_b\mu_b}{d}\right] \tag{9}$$

위에서 p는 볼트의 피치를 θ는 나사산의 각도, r_t는 나사산의 유효반지름, r_b는 볼트헤드의 반지름, 마지막으로 μ_t, μ_b 는 나사산과 볼트헤드 접촉부의 마찰계수를 의미한다. 해석에 적용된 토크(Torque)는 볼트 축력이 ISO에 규정된 나사강도 등급 5.8의 허용하중의 60%에 해당하는 토크를 적용하였다. 볼트 잠금 해석결과와 식 (9)을 이용한 이론해의 비교를 통해 요소크기는 최소 0.1 mm ~ 최대 1.3 mm로 정하였으며, Fig. 4는 해석결과와 이론해를 비교한 결과로서, 최대오차가 3% 미만으로 확인되었다. 기존 논문에서 유한요소모델을 작성할 때 마찰을 '0'으로 가정하거나[10], 볼트를 균등분포하중으로 적용하거나[5] 또는 볼트 샹크의 모델링을 생략[12,13]하는 등 다양한 가정을 포함하고 있었다. 하지만 본 연구에서는 3차원 모델로 볼트의 나사산과 모든 접촉조건을 모델링하여 볼트의 체결과정까지 모사하여 해석의 정확도를 높였다. 모든 접촉조건은 마찰계수가 적용된 분리 가능한 조건이며, 시험을 통해 측정된 부재와 본판 사이의 마찰계수 0.2와 나사산과 볼트헤드 접

Table 1 Mechanical properties of materials

Material	Modulus of elasticity [N/mm^2]	Poisson's ratio	Coefficient of thermal expansion [C^{-1}]	Density [kg/mm^3]	Part
Magnesium alloy[Ma]	45,000	0.35	2.6E-05	1800	Member plate
Aluminum alloy[Al]	7,100	0.33	2.3E-05	2770	
Copper alloy[Cu]	110,000	0.34	1.8E-05	8300	
Stainless steel{STS}	193,000	0.31	1.7E-05	7750	
Structural steel	200,000	0.3	1.2E-05	7850	Tapped thread plate

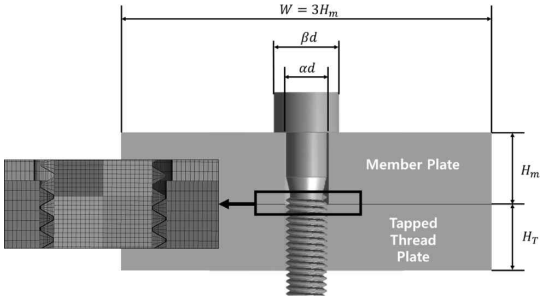


Fig. 3 Finite element model

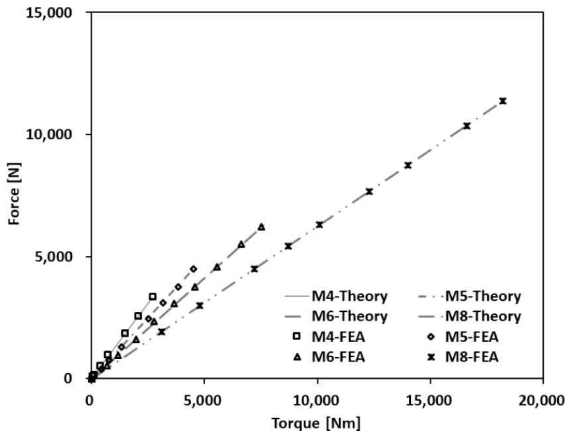


Fig. 4 Comparison of force-torque (Eq. (8) vs FEA)

촉부 마찰계수 0.1을 적용하였다.

본 논문에서는 온도 변화에 따른 볼트 축력 변화를 이용하여 부

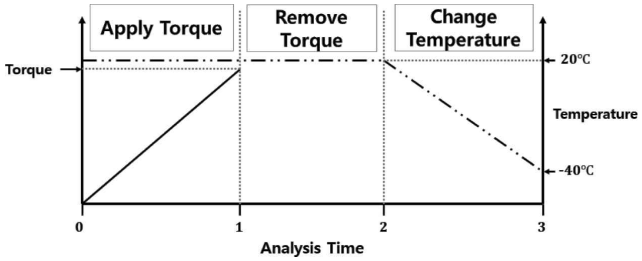


Fig. 5 Analysis process

재 의 강성을 산출하였다. 해석과정은 볼트에 일정 축력이 작용하도록 볼트머리에 토크를 부여하고 토크를 제거한 후, 온도변화를 적용하여 최종적으로 축력이 감소하는 양을 확인하였다. 각 단계는 정적 증분 방식으로 해석하였다. Fig. 5은 해석과정에 따라 적용된 경계조건을 도식화 한 것이다.

3. 해 석 결 과

많은 수의 모델을 유한요소해석을 하였다. Table 2는 유한요소해석을 통해 구한 부재의 강성$k_{m,FEA}$을 정리한 것이다. 부재의 강성은 부재의 탄성계수가 클수록 커짐을 알 수 있다. 이것이 탄성계수가 종종 부재의 강성이라고 불리는 이유이다. 또한 볼트의 크기가 커질수록 부재의 강성 또한 커지는 것을 확인 할 수 있다.

해석결과에서 부재의 접촉부 압력분포 영역을 이용하여, 원추각 γ°를 구하였다. Fig. 6은 볼트의 크기가 M5이면서 부재 두께

Table 2 FEA results of member stiffness

Geometry			$k_{m,FEA}$ (MN/mm)	Geometry			$k_{m,FEA}$ (MN/mm)
Bolt diameter, (mm)	Material of member	Thickness of member (mm)		Bolt diameter, (mm)	Material of member	Thickness of member (mm)	
M4	Magnesium alloy	4	0.3941	M6	Magnesium alloy	6	0.5588
		8	0.3154			12	0.4667
		12	0.2871			18	0.4395
		16	0.2724			24	0.4267
		20	0.2655			30	0.4160
	Aluminum alloy	4	0.4771		Aluminum alloy	6	0.6816
		8	0.3903			12	0.5717
		12	0.3577			18	0.5387
		16	0.3407			24	0.5213
		20	0.3335			30	0.5096
	Copper alloy	4	0.5772		Copper alloy	6	0.7953
		8	0.4791			12	0.6763
		12	0.4424			18	0.6413
		16	0.4260			24	0.6195
		20	0.4165			30	0.6083
	Stainless steel	4	0.7015		Stainless steel	6	1.0515
		8	0.5956			12	0.9094
		12	0.5575			18	0.8523
		16	0.5303			24	0.8112
		20	0.5246			30	0.8062

Table 2 FEA results of member stiffness (continued)

Geometry			$k_{m,FEA}$ (MN/mm)	Geometry			$k_{m,FEA}$ (MN/mm)
Bolt diameter, (mm)	Material of member	Thickness of member (mm)		Bolt diameter, (mm)	Material of member	Thickness of member (mm)	
M5	Magnesium alloy	5	0.4691	M8	Magnesium alloy	8	0.7540
		10	0.3908			16	0.6262
		15	0.3579			24	0.5898
		20	0.3442			32	0.5727
		25	0.3371			40	0.5574
	Aluminum alloy	5	0.5864		Aluminum alloy	8	0.9191
		10	0.4980			16	0.7813
		15	0.4618			24	0.7276
		20	0.4509			32	0.7042
		25	0.4406			40	0.6911
	Copper alloy	5	0.7127		Copper alloy	8	1.1162
		10	0.6122			16	0.9236
		15	0.5783			24	0.8655
		20	0.5660			32	0.8363
		25	0.5538			40	0.8152
	Stainless steel	5	0.8652		Stainless steel	8	1.4153
		10	0.7664			16	1.2308
		15	0.7456			24	1.1603
		20	0.7454			32	1.0986
		25	0.7261			40	1.0961

가 10 mm인 경우의 접촉압력분포와 예를 들어서 보여준다. 원추각 γ°와 식 (8)를 이용하여 부재 강성 $k_{m,Theory}$를 구하였다. Table 3는 산출된 γ°와 $k_{m,Theory}$ 그리고 유한요소해석을 통해 산출된 부재의 강성$k_{m,FEA}$과 차이를 정리한 것이다. γ°를 30°, 45°로 가정하고 부재의 강성으로 산출하는 기존 논문과는 다소 차이를 보인다.

γ°는 부재의 두께와 재질에 따라 변화하는 것을 확인할 수 있다. 부재의 탄성계수가 높아지면 γ°는 오히려 감소하는 경향이 있으며, 부재의 두께가 두꺼워 질수록 γ°는 증가하는 경향이 있다. 하지만 이러한 특성은 부재의 재질에 따라 조금씩 차이를 보이고 있다. 이론해와 해석해의 차이는 0.02%~8.27%로 나왔으며, 두 결과가 거의 일치함을 확인할 수 있다.

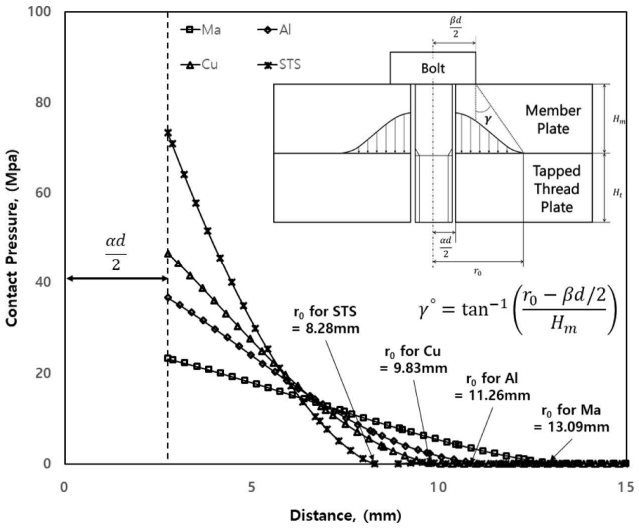


Fig. 6 Pressure distribution on member plate

본 연구의 또 다른 목적은 부재의 강성을 쉽게 산출할 수 있도록 단순화 하는 것이다. 이를 통해 볼트조인트로 조립되어 넓은 범위의 온도 조건에서 운용되는 장비의 설계 문제에 적용이 가능할 것이다. 재료와 기하 구조의 모든 가능한 조합에 대해 유한요소해석 수행은 불가능 하므로, 설계 문제에 적용 가능하도록 단순화시키기 위하여 부재의 강성을 무차원화 하였다. 강성비(K)를 통해 부재의 강성을 무차원화 하였으며, 특성 길이로 볼트 직경 d로 선택하였다. 부재 재료의 탄성계수 E_m도 무차원화에 포함하여 식 (10)과 같이 강성비(K)를 정의하였다.

$$K = \frac{k_m}{E_m d} \tag{10}$$

Fig. 7은 무차원화된 길이비(d/L)에 따른 γ°의 변화를 보여준다.γ°의 변화는 거의 선형으로 보이며, 그 특성은 부재의 재질에 영향을 받는다. 이러한 사항을 바탕으로 γ°는 길이비에 대한 1차 함수로 나타내고, 함수의 특성이 부재의 탄성계수에 의존한다는 가정으로 식 (11)과 같이 나타내었다.

$$\gamma^\circ = f\left(\frac{d}{L}, E_m\right) = g(E_m)\frac{d}{L} + q(E_m) \tag{11}$$

Fig. 8는 부재의 탄성계수에 따른 $g(E_m)$과 $q(E_m)$의 변화를 보여

Table 3 Measured γ°, Theoretical results of member stiffness difference of theoretical versus FEA member stiffness

Geometry			γ°	$k_{m,Theory}$ (MN/mm)	Difference (%)	Geometry			γ°	$k_{m,Theory}$ (MN/mm)	Difference (%)
Bolt diameter, d (mm)	Material of member	Thickness of member L (mm)				Bolt diameter, d (mm)	Material of member	Thickness of member L (mm)			
M4	Magnesium alloy	4	32.2	0.3811	3.28	M6	Magnesium alloy	6	31	0.5565	0.42
		8	33.6	0.3108	1.47			12	33.2	0.4611	1.21
		12	34	0.2854	0.57			18	33.7	0.4243	3.45
		16	34.2	0.2724	0.02			24	34	0.4060	4.84
		20	34.4	0.2651	0.15			30	34.2	0.3951	5.03
	Aluminum alloy	4	22.2	0.4774	0.06		Aluminum alloy	6	21	0.6954	2.03
		8	25.5	0.3894	0.23			12	25.3	0.5805	1.55
		12	26.7	0.3590	0.38			18	26.8	0.5403	0.29
		16	27.3	0.3432	0.75			24	27.5	0.5184	0.57
		20	27.9	0.3363	0.85			30	28	0.5062	0.67
	Copper alloy	4	12.7	0.5762	0.17		Copper alloy	6	10.5	0.8090	1.72
		8	18.2	0.4777	0.29			12	16.7	0.6796	0.50
		12	20.6	0.4506	1.87			18	18.7	0.6290	1.92
		16	22	0.4394	3.13			24	19.8	0.6044	2.44
		20	22.8	0.4315	3.62			30	20.4	0.5875	3.42
	Stainless steel	4	3	0.7237	3.16		Stainless steel	6	2	1.0396	1.13
		8	10.1	0.6087	2.20			12	8.5	0.8458	7.00
		12	12.5	0.5626	0.91			18	11.2	0.7904	7.26
		16	14	0.5452	2.80			24	12.4	0.7525	7.23
		20	15	0.5364	2.24			30	13.6	0.7476	7.26
M5	Magnesium alloy	5	31.6	0.4700	0.21	M8	Magnesium alloy	8	32.03	0.7594	0.71
		10	33.4	0.3864	1.14			16	33.5	0.6199	1.01
		15	33.9	0.3557	0.60			24	34.3	0.5760	2.33
		20	34.2	0.3405	1.08			32	34.66	0.5527	3.49
		25	34.4	0.3314	1.72			40	34.83	0.5376	3.55
	Aluminum alloy	5	22	0.5938	1.26		Aluminum alloy	8	21.83	0.9462	2.95
		10	25.6	0.4881	1.98			16	25.9	0.7880	0.86
		15	27.3	0.4576	0.91			24	27	0.7251	0.34
		20	28	0.4394	2.57			32	27.9	0.7006	0.52
		25	28.7	0.4323	1.90			40	28.23	0.6804	1.55
	Copper alloy	5	12.7	0.7202	1.05		Copper alloy	8	13.07	1.1647	4.35
		10	18.4	0.6013	1.78			16	19.1	0.9853	6.69
		15	20.6	0.5633	2.59			24	20.6	0.9013	4.14
		20	22	0.5492	2.97			32	21.5	0.8620	3.08
		25	22.6	0.5352	3.36			40	22.4	0.8496	4.22
	Stainless steel	5	3.2	0.9122	5.43		Stainless steel	8	2.61	1.4235	0.58
		10	10.1	0.7609	0.72			16	9.34	1.1748	4.55
		15	12.7	0.7101	4.76			24	11.6	1.0758	7.29
		20	14.5	0.6985	6.29			32	12.86	1.0283	6.40
		25	15.5	0.6875	5.39			40	13.76	1.0054	8.27

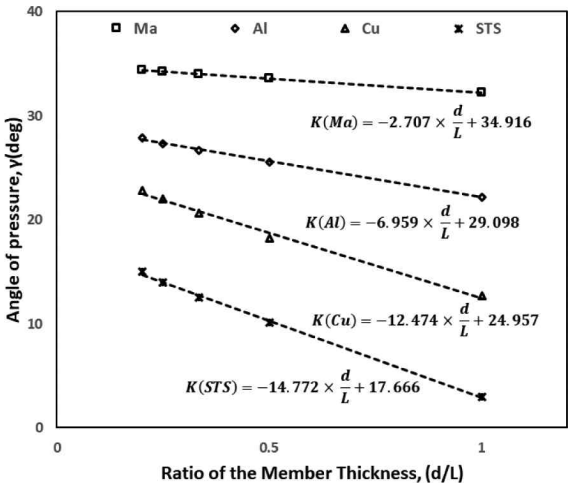
*Difference % = $\dfrac{k_{m,FEA} - k_{m,Theory}}{k_{m,FEA}}$

준다. 각각은 탄성계수에 대해 로그함수로 정의하여, 식 (12), (13)과 같다.

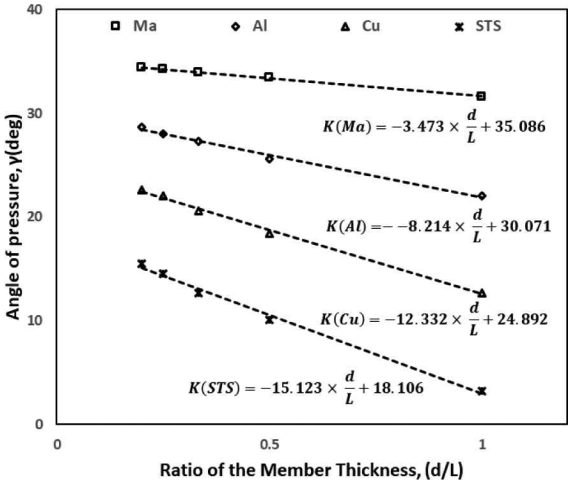
$$g(E_m) = -7.743\ln(E_m) + 185.83 \tag{12}$$

$$q(E_m) = -12.43\ln(E_m) + 340.14 \tag{13}$$

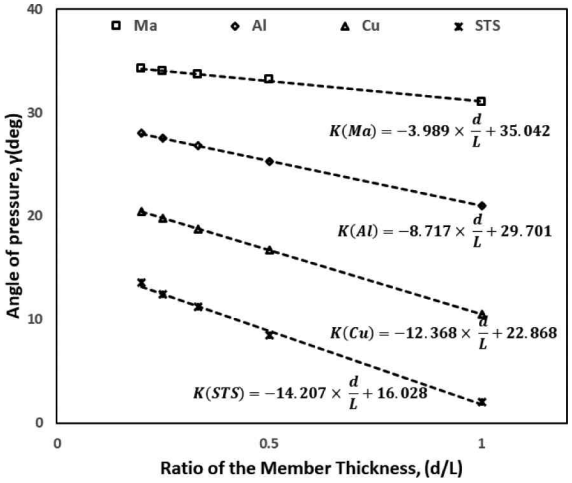
이 결과로부터 식 (11), (12), (13)으로 원추 각 γ°을 산출하고 식 (8)을 이용하여, 다양한 두께 및 부재 재료에 대한 부재의 강성을 예측할 수 있다. Fig. 9은 본 연구에서 유한요소해석과 이론식을 통해 산출된 부재의 강성비와 제안된 식을 통해 산출된 강성비를 비교한 것이다. 본 연구에서 제안하는 방법을 통해 산출된 부재 강



(a) M4

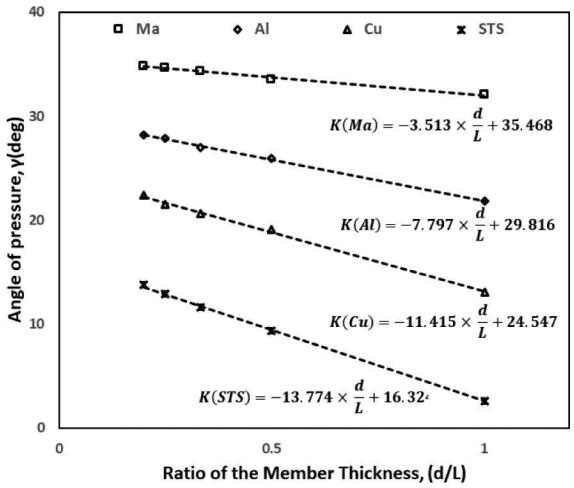


(b) M5



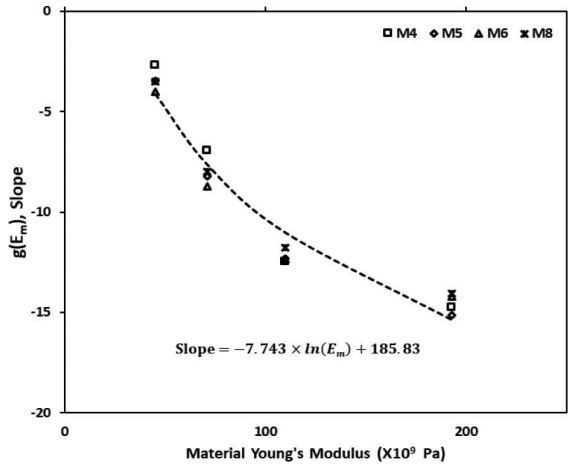
(c) M6

Fig. 7 Angle of pressure cone according to d/L ratio

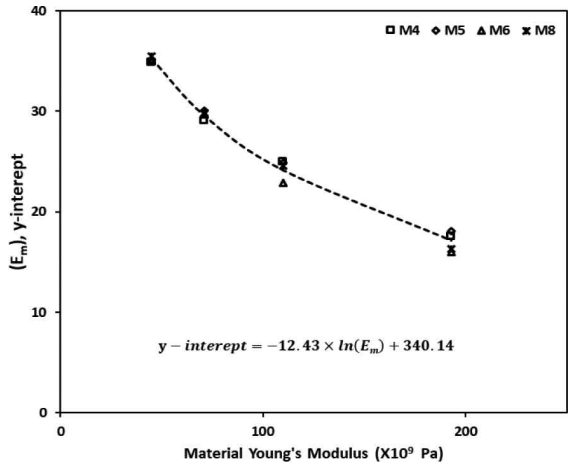


(d) M8

Fig. 7 Angle of pressure cone according to d/L ratio (continued)



(a) Slop



(b) y-interept

Fig. 8 Properties of Eq. (11) according to material young's modulus

성은 이론해와 해석결과에서 모두 최대 9%로 일부 차이를 보이고 있지만 이는 부재의 포아송비에 따른 영향으로 판단된다. 하지만 그림에서 보듯이 제안된 식이 앞에서 유한요소해석과 이론적 접근 방법으로 산출된 값과 거의 일치하는 것으로 파악된다. 본 연구에서 제안된 식을 통해 볼트조인트 구조에서 간편하지만 비교적 정확한 부재의 강성을 일반적인 설계 과정에서도 산출할 수 있게 되었다.

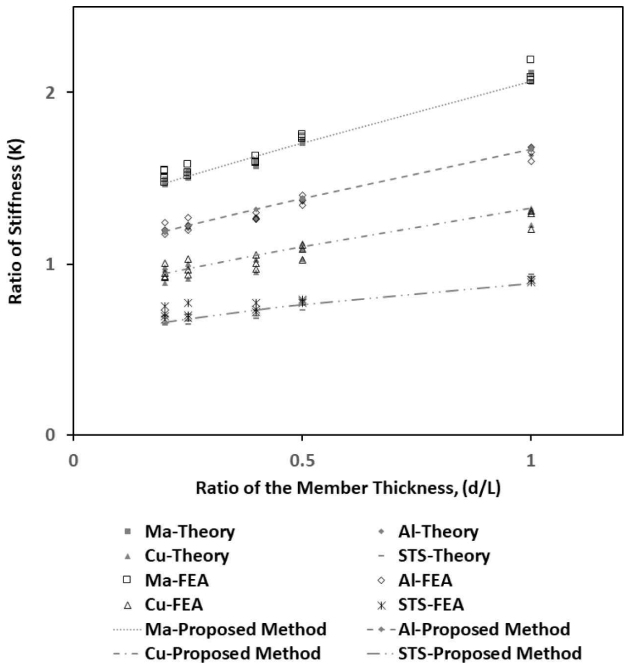


Fig. 9 Comparison of present study's member stiffness with analytical and theoretical solution

4. 결 론

볼트의 크기 M4, M5, M6, M8이 적용된 볼트조인트 구조에서 부재의 두께와 재질이 부재의 강성에 영향성을 확인하였다. 부재의 강 성은 3차원 유한요소모델을 이용한 해석해와 절단원추모델을 사용한 이론해로 각각 산출하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 부재의 강성은 부재의 탄성계수와 볼트의 크기가 커질수록, 커지는 반면, 부재의 두께가 증가할수록 감소하는 경향을 보였다.

(2) 원추각 γ° 는 부재의 탄성계수가 높아지면 감소하고, 부재의 두께가 두꺼워질수록 증가하는 경향을 보였으며, 그 정도는 부재의 재질에 따라 달라짐을 확인하였다.

(3) 원추각 γ° 과 절단원추모델을 통해 산출된 부재 강성의 이론해와 해석해의 차이는 0.02%~8.27%로 나왔으며, 두 결과가 거의 일치함을 확인하였다.

(4) 볼트조인트 구조에서 부재의 재료와 두께의 모든 가능한 조합에 대한 부재의 강성을 산출하기 위해, 원추각 γ° 를 길이비(d/L)와 부재의 탄성계수의 1차 함수로 단순화하였다. 단순화 된 식을 통해 산출된 부재 강성은 이론해와 해석결과에서 모두 최대 9%로 일부 차이를 보였다.

본 연구에서 제안된 식을 이용하여 볼트조인트가 적용된 장비의 일반적인 설계과정과 특히 넓은 온도조건에서 운용하는 장비의 설계과정에서 간편하지만 비교적 정확한 부재의 강성을 산출할 수 있을 것이다.

References

[1] Bickford, J. H., 2007, Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints 4th Edition, CRC Press, New York.

[2] Cho, H. K., 2017, Design Optimization of Bolted Connection with Wood Laminated Composite Beams Subjected to Distributed Loads, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 25:6 462-470.

[3] Seo, Y. R., Park, K., Kim, S. K., Ra, S. W., 2011, Vibration Analysis for a Feeding Unit of Vision Inspection System of Precision Screws, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 4:8 446-451.

[4] Shigley, J. E., 1977, Mechanical Engineering Design 3rd Edition, McGraw-Hill, New York.

[5] Gould, H. H., Mikic, B. B., 1972, Areas of Contact and Pressure Distribution on Bolted Joints, ASME J. Eng. Ind., 94:3 864-870.

[6] Osman, M. O. M., Mansour, W. M., Dukkipati, R. V., 1977, On the Design of Bolted Connections with Gaskets Subjected to Fatigue Loading, ASME J. Eng. Ind., 99:2 388-393.

[7] Shigley, J. E., Mitchell, L. D., 1983, Mechanical Engineering Design 4rd Edition, McGraw-Hill, New York.

[8] Shigley, J. E., Mischke, C. R., 1989, Mechanical Engineering Design 5rd Edition, McGraw-Hill, New York.

[9] Wileman, M., Choudhury, M., Green, I., 1991, Computaion of Member Stiffness in Bolted Connections, ASME J. Mech. Des., 113:4 432-437.

[10] Lehnhoff, T. F., Kwang, I. K., McKay, M. L., 1994, Member Stiffness and Contact Pressure Distribution of Bolted Joints, ASME J. Mech. Des., 116:2 550-557.

[11] Pedersen, N. L., Pedersen, P., 2008, On prestress stiffness analysis of bolt-plate contact assemblies, Arch. Appl. Mech., 78:2 75-88.

[12] Nassar, S. A., Abboud, A., 2009, An Improved Stiffness Model for Bolted Joints, ASME J. Mech. Des., 131:12 1210011-1210011.

[13] Haidar, N., Obeed, S., Jawad, M., 2011, Mathematical representation of Bolted-Joint Stiffness: A New Suggested Model, J. Mech. Sci. Tech., 22:11 2827-2834.

[14] Ito, Y., Toyoda, J., Nagata, S., 1979, Interface Pressure Distribution in a Bolt-Flange Assembly, ASME J. Mech. Des., 101:2 330-337.