

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2015.39.11.1183>

ISSN 1226-4873(Print)  
2288-5226(Online)

## MW급 풍력발전기 동력전달용 테이퍼 연결장치 설계에 관한 연구

강종훈\* · 배준우\* · 온한용\* · 권용철\*\*\*

\* 중원대학교 메카트로닉스학과, \*\* 경남테크노파크

### Tapered Joint Design for Power Transmission of MW-grade Wind Turbine

JongHun Kang\*, JunWoo Bae\*, Hanyong On\* and Yongchul Kwon\*\*\*

\* Mechatronics Dept., Jungwon Univ.

\*\* Kyeongnam Technopark

(Received May 19, 2015 ; Revised July 23, 2015 ; Accepted August 11, 2015)

**Key Words:** Tapered Joint(테이퍼 연결), Axisymmetric Plane Strain(축대칭 평면변형률), Power Transmission(동력전달), Stress Analysis(응력해석), Finite Element Method(유한요소법)

**초록:** 본 연구는 풍력발전기용 동력 전달부품의 테이퍼 연결장치 설계에 관한 것이다. 요구되는 전달토크의 크기, 동력을 전달하는 축의 직경, 테이퍼 링의 접촉면적 그리고 압축 면압을 부과하기 위한 볼트의 체결력 등이 테이퍼 연결장치 설계의 주요 변수이다. 테이퍼 연결의 계산은 축대칭 평면 변형률 조건의 복합링 구조로 가정하여 응력과 변형량을 계산 하였다. 축에 작용하는 면압은 요구 전달동력을 이용하여 계산하였고, 보강링에 작용하는 면압은 축과 허브의 변형량 일치 조건을 이용하여 계산하는 방법을 제안하였다. 복합링의 수식으로 구한 반경방향의 변형량으로 테이퍼 각도를 고려한 축방향 슬립거리를 계산하였다. 수식으로 구한 응력과 상대슬립거리의 타당성을 검증하기 위하여 유한요소해석을 수행하였으며 축방향의 하중이 발생하는 테이퍼면에서 원주방향의 응력이 최대 10% 수준의 오차를 보이고 있으나 그 외 응력분포와 상대슬립거리는 수식적인 방법과 해석적인 방법이 일치함을 확인하였다.

**Abstract:** This study focuses on the design of the tapered joints of a wind power turbine. The main variables of the tapered joint are the transmitted torque, shaft diameter, contact area of the tapered ring, and tightening torque of the bolts, which applies a compressive pressure from the hub to the shaft. The stress distribution of the taper fit was calculated under axisymmetric plane strain conditions because of the small taper angle. The axial displacement of the clamp can be calculated from the radial elastic deformation and the taper angle. The stress field of each ring is obtained from the cylinder stress equation. To verify the accuracy of the calculation, finite element (FE) analysis was performed, and the results of the calculation and FE analysis were compared. The hoop stress of the tapered surface showed a discrepancy of approximately 10, but the trends of the stress distributions of each component and the relative movement obtained by FE analysis were in good agreement with the analytical calculation results.

### 1. 서론

테이퍼 연결(Tapered joint)구조는 회전 동력을 전달하기 위하여 연결하는 부품으로 키나 코트와 같은 회전방지용 부재를 사용하지 않기 때문에 응력집중이나 그로 인한 부품의 변형 등이 발생되지 않고 설

치와 분해가 용이한 장점이 있어 동력전달계통에 많이 적용되고 있다. 풍력발전기의 동력전달계통에도 메인샤프트(Main shaft)와 증속기의 연결과 증속기와 발전기 사이에 위치한 고속커플링을 조립하기 위하여 Fig. 1과 같은 테이퍼 연결 장치가 부착된다.

테이퍼 연결장치의 일반적인 구조는 Fig. 2와 같이 동력전달을 위한 축(Shaft), 축에 반경방향 면압을 부과하기 위한 테이퍼 형상의 허브(Tapered hub)와 클

† Corresponding Author, [yckwon@gntp.or.kr](mailto:yckwon@gntp.or.kr)

램프(Clamp)로 구성된다. 테이퍼 연결은 볼트의 축방향 체결하중에 의한 허브의 반경방향 변형량과 반경방향 면압의 크기가 달라짐에 따라 전달토크의 크기가 결정되며, 볼트 체결토크의 크기에 따라 테이퍼형상 부품의 이송거리가 달라진다.

Fig. 2의 허브와 클램프 사이의 틈이 좁아 허브의 이송거리가 짧을 경우 충분한 면압을 생성하지 못하여 전달토크를 만족시킬 수 없다. 만약 거리가 너무 긴 경우 토크렌치로 소정의 체결토크로 볼트를 체결하였을 때 허브와 클램프의 플랜지가 접촉하지 않아 모든 볼트에 균일한 축력을 얻기 어렵다. 따라서 고하중을 전달하는 풍력용 테이퍼 연결장치는 규정된 조립토크에서 허브와 클램프의 플랜지가 접하도록 설계된다. 본 연구에서는 정격전달토크가 20kNm인 2MW급 풍력발전기의 파워트레인에 사용되는 테이퍼 연결장치에 대하여 안전계수를 고려하여 60kNm의 동력을 전달시킬 수 있는 테이퍼 연결장치를 설계하고자 하였다.

테이퍼 연결장치의 전달토크 계산은 쿨롱마찰과 토크의 정의에 의하여 계산이 가능하다. 이때 반경

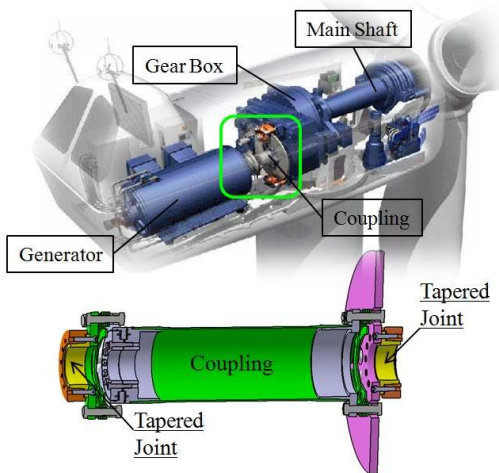


Fig. 1 Tapered joint of wind turbine coupling

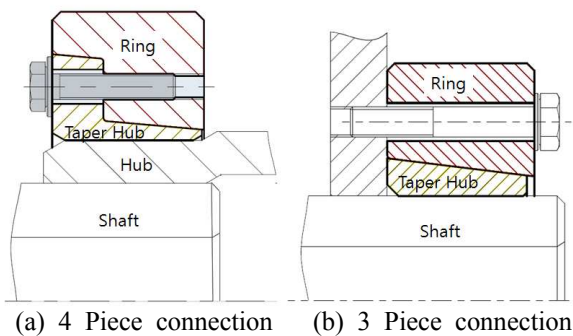


Fig. 2 Typical structure of tapered joint

방향의 면압을 생성하기 위한 볼트 체결에 의한 축방향 하중 또는 평형방정식을 이용하여 계산이 가능하다.<sup>(1-5)</sup> 테이퍼 연결장치는 산업계에서 널리 사용되고 있으나 체결 시 발생하는 각 부품 응력과 변형량에 연구는 아직 미흡한 실정이며, 주로 Lamé's의 수식으로 알려진 평면변형률 조건에서 원형관의 복합링 응력해석을 원용하여 이해하려는 연구가 이루어지고 있다.<sup>(6-8)</sup>

본 연구에서는 Fig. 2(b)와 같이 3개의 원형링이 중첩되는 형태로서 2중 구조 복합링의 응력과 변형량의 수식을 이용하였다.<sup>(9-11)</sup> 이때 테이퍼 연결로 인해 발생하는 테이퍼 면과 축에 부과되는 면압을 반경방향 변형량으로 부터 구하는 방법을 제안하고 검증하고자 하였다. 각각의 링에 작용하는 면압을 이용하여 Lamé's 수식으로 부터 응력과 변형량 및 축방향 이송거리를 계산하였다. 수식적인 접근법의 정합성 검증을 위해 유한요소해석 계산치와 비교분석하였다.

## 2. 테이퍼 연결장치의 설계

### 2.1 토크 전달을 위한 볼트 체결력

테이퍼 연결장치가 소정의 토크를 전달하기 위해서는 Fig. 3의 테이퍼 허브를 클램프와 축에 압착시켜 부품 사이에 면압이 발생되어야 한다. 테이퍼 허브를 압축시키는 방법은 볼트의 체결력을 이용하는 것이 일반적이며, 요구되는 토크의 전달을 위한 축에 작용해야 하는 면압  $P_1$ 와 축에 작용하는 수직방향 하중은 식 (1), (2)와 같이 각각 표시할 수 있다.

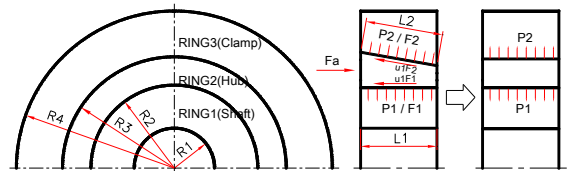


Fig. 3 Structural shape of the tapered fit assembly and simplified shrinkage fit

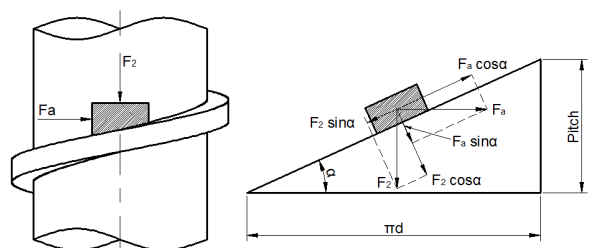


Fig. 4 Force diagram on tapered surface

$$P_1 = \frac{T}{2\mu\pi r_2^2 L_1} \quad (1)$$

$$F_1 = \frac{T}{\mu r_2} \quad (2)$$

축에 작용하는 수직방향 하중을 생성시키기 위한 축방향 하중의 계산은 Fig. 4에 도시된 나사역학으로부터 평형방정식을 이용하면 식 (3)과 식 (4)와 같이 계산할 수 있다.

$$F_a = F_2 \frac{\tan\rho + \tan\alpha}{1 - \tan\rho \tan\alpha} \quad (3)$$

$$F_a = F_2 \tan(\alpha + \rho) \quad (4)$$

여기서 마찰계수  $\mu = \tan\rho$ 이며 마찰각으로 표현된다.

2.2 Tapered Ring의 응력 및 반경방향 변형량

볼트를 이용한 체결력이 부과되었을 때 각각의 부재에 작용하는 응력은 Fig. 5와 같이 원형관이 중첩되어 있다고 가정하여 축대칭 평면변형률 조건으로 각 부재의 반경방향과 원주방향의 응력을 계산할 수 있다.

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i)}{r_o^2 - r_i^2} \frac{1}{r^2} \quad (5)$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i)}{r_o^2 - r_i^2} \frac{1}{r^2} \quad (6)$$

본 연구에서는 내측의 링은 동력을 전달하는 축임으로 내부 압력  $P_o$ 가 작용하지 않기 때문에 각각의 링에 대한 방향별 응력 및 변형량을 아래와 같이 구할 수 있다.

Ring1(Shaft)에 작용하는 반경방향과 원주방향의 응력과 반경방향 변형량은

$$\sigma_{r1} = -P_1 \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2}\right) \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta1} = -P_1 \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2}\right) \quad (8)$$

와 같고, 축대칭 평면변형률 조건에서 축 외경의 반경 방향의 변형량은 식 (9)와 같다.

$$U_{r1O} = \frac{-P_1 r_2 (1 + \nu)}{E} \left[ (1 - \nu) \left( \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \right) - \nu \right] \quad (9)$$

Ring 2(Hub) 내경과 외경에 작용하는 반경방향응력은 식 (10), 식 (11)과 같다.

$$\sigma_{r2} = \frac{P_1 r_2^2 - P_2 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} + \frac{r_2^2 r_3^2 (P_2 - P_1)}{r_3^2 - r_2^2} \frac{1}{r^2} \quad (10)$$

$$\sigma_{\theta2} = \frac{P_1 r_2^2 - P_2 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} - \frac{r_2^2 r_3^2 (P_2 - P_1)}{r_3^2 - r_2^2} \frac{1}{r^2} \quad (11)$$

Ring 2의 내경 반경방향 변형량은

$$U_{r2i} = \frac{r_2 (1 + \nu)}{E} \left[ P_1 \left( (1 - \nu) \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \nu \right) - (1 - \nu) \left( \frac{2P_2 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \right) \right] \quad (12)$$

과 같고 외경 반경방향 변형량은 식 (13)과 같다.

$$U_{r2O} = \frac{r_3}{E} \left[ \frac{2P_1 (1 - \nu^2) r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - P_2 (1 + \nu) \left( (1 - \nu) \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - \nu \right) \right] \quad (13)$$

Ring 3(Clamp) 내경과 외경에 작용하는 반경방향 및 원주방향의 응력은 식 (14), (15)와 같다.

$$\sigma_{r3} = \frac{P_2 r_3^2}{r_4^2 - r_3^2} \left(1 - \frac{r_4^2}{r^2}\right) \quad (14)$$

$$\sigma_{\theta3} = \frac{P_2 r_3^2}{r_4^2 - r_3^2} \left(1 + \frac{r_4^2}{r^2}\right) \quad (15)$$

클램프 내경 반경방향 변형량은 식(16)과 같다.

$$U_{r3i} = \frac{P_2 r_3 (1 + \nu)}{E} \cdot \left( (1 - \nu) \frac{r_4^2 + r_3^2}{r_4^2 - r_3^2} + \nu \right) \quad (16)$$

2.3 Tapered Joint의 면압과 상대슬립거리

Fig. 3과 Fig. 4에서 볼트의 축력에 의하여 테이퍼면에 면압이 생성된다. 초기에는 허브와 축 사이에는 조립을 위한 간극이 존재하므로 초기에는 허브만 변형하다가 축과 접촉하면서 테이퍼면과 축의 접촉면에서 면압  $P_1$ ,  $P_2$ 가 각각 나타나게 된다.

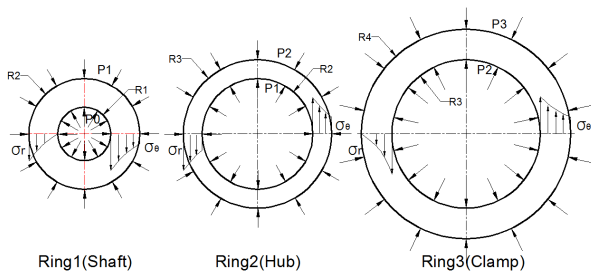


Fig. 5 Stress distribution in separate ring

각 면에 작용하는 면압  $P_1, P_2$ 에 의하여 반경방향으로 축의 외경에는  $U_{r10}$ 변위가, 허브의 내경에는  $U_{r2i}$ 가 생성되며, 두면은 접하여 변형됨으로  $U_{r10}$ 와  $U_{r2i}$ 는 동일하다. 따라서 식 (9)와 식 (12)가 동일함으로  $P_1, P_2$ 와의 증분 $\Delta P$ 는 식 (17)과 같이 나타낼 수 있으며, 면압  $P_1, P_2$ 의 관계는 식 (18)과 같다.

$$\Delta P = \frac{U_{r2i} E(r_3^2 - r_2^2)}{2r_2 r_3^2 (1 - \nu^2)} \quad (17)$$

$$P_2 = P_1 + \frac{U_{r10} E(r_3^2 - r_2^2)}{2r_2 r_3^2 (1 - \nu^2)} \quad (18)$$

볼트의 체결에 따른 허브와 테이퍼면의 슬립거리는 각 부재에 작용하는 면압  $P_1, P_2$ 에 의해서 반경방향으로 발생한다. 반경방향 변형량에 의해 나타나는 부재간의 간극을 체결전 조립공차와 허브 외경과 클램프의 내경의 반경방향 변형량을 이용하여 식 (19)와 같이, 테이퍼 면을 따라 발생하게 되는 상대 슬립거리를 식 (20)과 같이 각각 표현할 수 있다.

$$U_r = U_{r20} + U_{r3i} + \Delta C/2 \quad (19)$$

$$\delta = U_r / \tan \theta \quad (20)$$

2.4 Tapered Joint의 설계

테이퍼 연결장치의 설계는 풍력발전기에 연결되는 연결부 치수와 요구되는 전달토크를 전달 할 수 있도록 앞 절에서 제시한 수식을 이용하여 설계된다.

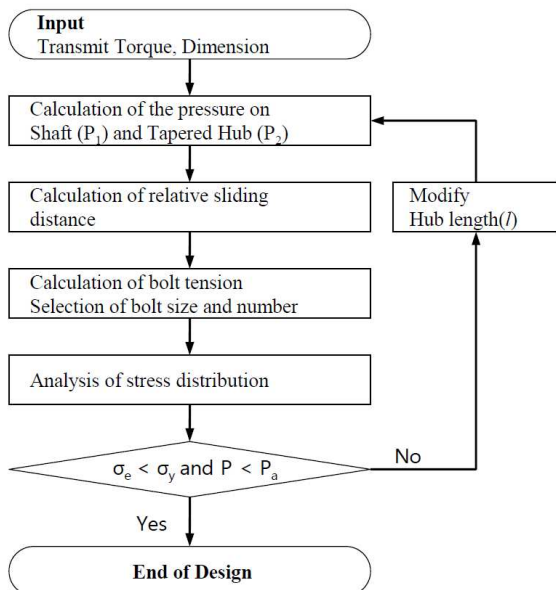


Fig. 6 Design procedure of tapered joint

요구 되는 전달토크와 축의 직경으로부터 축에 작용하는 면압  $P_1$ 을 식 (1)을 이용하여 계산한다. 축과 허브 사이의 조립공차 만큼 허브가 수축되기 위한 압력 증감량  $\Delta P$ 를 식 (17)로부터 계산하여 테이퍼면에 작용하는 면압  $P_2$ 를 식 (18)을 이용하여 구한다. 축과 테이퍼면에 작용하는 면압에 의한 허브와 링의 상대 슬립거리를 식 (20)에 따라 계산할 수 있다. 각 부재에 가해지는 응력을 식 (5) ~ 식 (15)를 이용하여 계산하고 소재의 항복응력을 넘지 않으면 안정적인 구조로 판정할 수 있다. 테이퍼 연결 장치 설계순서를 Fig. 6에 도시하였다.

Table 1 Dimensions of tapered joint

Sym.	Description	Value		
	Taper	1:10	1:5	Unit
T	Transmit torque	60		kNm
$d_1$	Shaft inner diameter	20		mm
$d_2$	Shaft outer diameter	130		mm
$d_{31}$	Taper small end diameter	145.6	141	mm
$d_{32}$	Taper large end diameter	154.6	159	mm
$d_3$	Taper average diameter	150		mm
$d_4$	Clamp ring outer diameter	230		mm
$\alpha$	Taper angle	0.0498	0.0987	rad
L	Contact length	90		mm
$\Delta C$	Assembly clearance	0.079		mm
$\mu_1$	Shaft friction coefficient	0.15		
$\mu_2$	Taper friction coefficient	0.08		
$\nu$	Possion's ratio	0.3		
E	Young's modulus	210		GPa

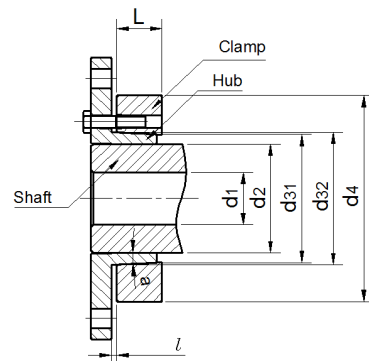


Fig. 7 Dimension of tapered joint

**Table 2** Calculated design value of tapered joint

Sym.	Description	Value		
		Taper		Unit
$P_1$	Pressure on shaft	167.4	167.4	MPa
$P_2$	Pressure on taper	183.3	183.3	MPa
$\Delta P$	Pressure loss	15.9	15.9	MPa
$F_a$	Axial Force for assembly	1,014	1,402	kN
$U_{r3i}$	Clamp inside deformation	0.173	0.173	mm
$U_{r2O}$	Hub outside deformation	-0.065	-0.065	mm
$\delta$	Relative sliding movement	5.57	2.81	mm

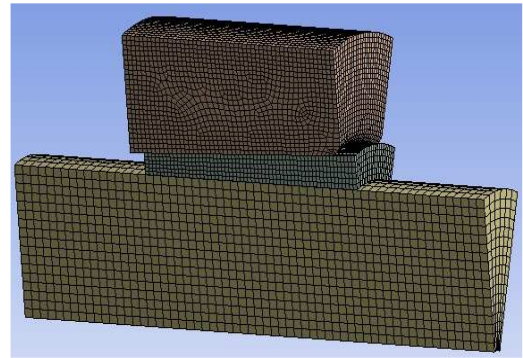
테이퍼 연결장치 설계에 필요한 치수를 Fig. 7에 도시하였고 각 위치별 치수와 전달동력 및 기계적 성질에 대한 값을 Table 1에 나타내었다. Fig. 6에 도시된 설계 순서에 따라 계산된 허브의 외경에 작용하는 면압  $P_2$ 와 축에 작용하는 면압  $P_1$ , 조립 공차에 따른 면압 감소량  $\Delta P$ , 조립을 위한 축방향 하중 및 각 부재별 반경방향 하중과 상대 슬딩거리를 Table 2에 나타내었다.

### 3. 유한요소해석을 통한 검증

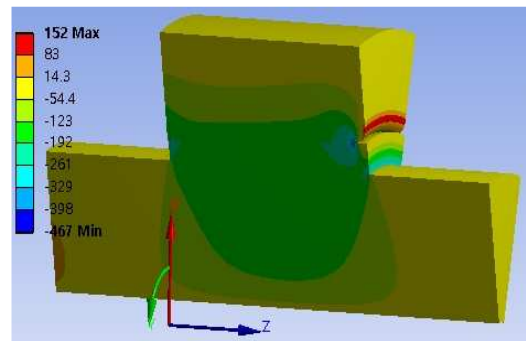
수치적으로 구한 각 링의 응력과 축방향 이송거리의 타당성을 확인하기 위하여 상용 해석 프로그램인 ANSYS 15를 이용하여 유한요소해석을 실시하였다. 유한요소해석은 1/12 Model로 Symmetry condition을 이용하여 수행하였다.

볼트의 체결에 면압의 생성은 수식으로 구한 이송거리 5.57mm 만큼 클램프의 이동시켜 경계조건을 형성하였다. 허브와 축의 마찰계수는 선반 가공면으로 0.15,<sup>(1-2)</sup> 테이퍼면은 연마 가공된 면으로 이송을 용이하게 하기 위하여 윤활제를 도포하여 0.08로 하였다. 유한요소해석을 위한 물성치는 Table 1과 동일한 값을 사용하였다.

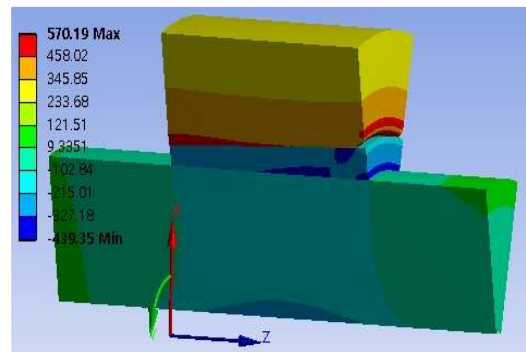
유한요소해석을 통하여 구한 반경방향과 원주방향의 응력을 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서와 같이 테이퍼 각도에 의해서 각 위치별 응력이 미소한 차이를 보이고 있어 계산에 의한 응력과 비교하기 위하여 평균화된 응력을 계산할 필요가 있다. 이를 위하여 Fig. 8에서 각 부품을 Z방향으로 8등분하여 양끝단을 제외한 7개의 등분면에서 위치별 응력의 분포와 평균화된 값을 비교하였다. 7구간으로 분할하여



(a) Mesh system(Before deformation)

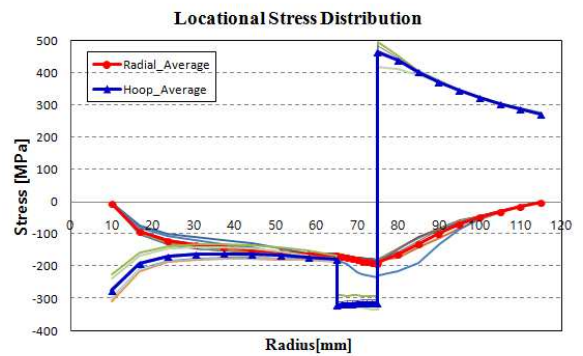


(b) Radial Stress



(c) Hoop Stress

**Fig. 8** Stress distribution of 1/10 tapered joint



**Fig. 9** Locational and averaged stress distribution of 1/10 tapered joint

구한 반경방향응력, 원주방향응력 및 평균화된 응력을 Fig. 9에 나타내었다.

4. 고찰

1/10테이퍼와 1/5 테이퍼 연결장치에서 60kNm의 토크를 전달하기 위해 축에 작용해야 하는 면압( $P_1$ ) 과 그 면압을 생성하기 위한 축방향 하중( $F_b$ ) 및 Taper부의 면압( $P_2$ )를 각각 계산하고 그 값을 이용하여 각 부품에 작용하는 응력을 계산하였다. 수치적으로 구한 결과와 유한요소해석으로 계산된 평균화된 응력 결과치를 정량적으로 비교분석하여 Fig. 10(a), Fig. 10(b)와 Table 3에 나타내었다.

Fig. 10에서 보는 바와 같이 클램프에 동일한 슬롯 거리를 부과하였을 때 수식으로 구한 응력과 유한요소해석에서 구한 결과치와 유사한 응력분포를 나타냄을 확인할 수 있다. 전달토크에 직접적으로 영향을 미치는 축의 외경과 허브의 내, 외경 및 클램프 내경에 작용하는 반경방향과 원주방향 응력을 수식과 유한요소해석에 대하여 비교하기 위하여 1/10 테이퍼에 대하여 Table 3과 같이 정리하였다.

1/10 테이퍼의 경우 반경방향의 응력은 각 부위별로 미소한 차이만 발생되고 있는 것을 확인할 수 있으나, 원주방향의 응력은 허브의 내, 외경에서 10% 수준의 차이를 나타내고 있다. 또한 클램프 내측에서도 허브와 동일하게 원주방향 응력에서 2.3% 수준의 오차를 보이고 있다. 이는 수치적으로 구한 응력은 테이퍼를 삽입함에 따라 발생하는 축방향 응력이 무시되어 나타나는 결과라고 판단된다.

또한 각 부재가 접하는 부위에 생성된 반력으로부터 구한 면압의 크기와 5.57mm의 변형을 생성시키기 위해 요구하는 축방향 하중을 수치적인 방법과 해석적인 방법에 대하여 비교하면 Table 4와 같으며, 매우 근사한 값을 나타냄을 확인할 수 있다.

수식적인 방법과 해석적인 방법으로 구한 결과가 위치별로 차이를 나타내고 있으나 평균적인 응력 값과 응력분포를 판단하는 것에는 문제가 없음을 Fig. 10과 Table 3 및 Table 4에서 확인할 수 있다. 따라서 제안된 수식적인 접근법으로 테이퍼 연결장치의 전달동력과 볼트 설계 및 응력 등의 설계 값을 예측할 수 있음을 확인하였다.

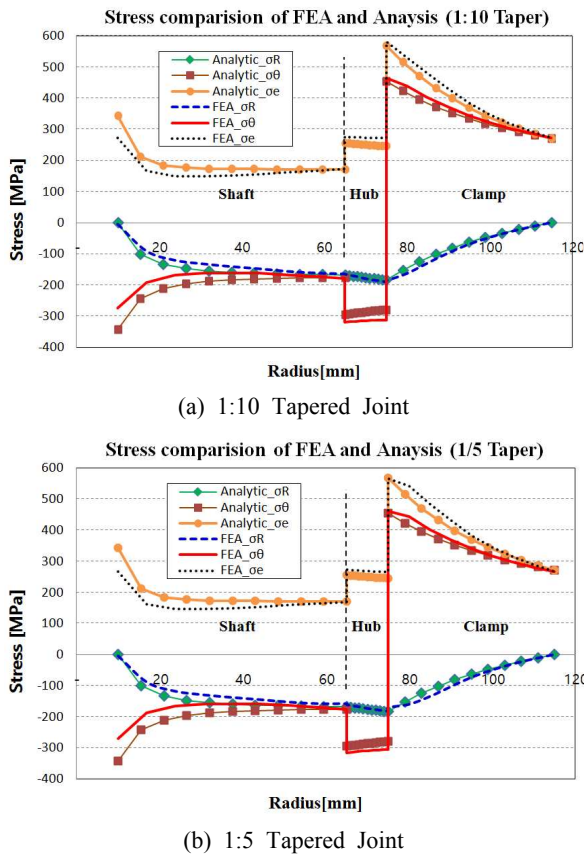


Fig. 10 Stress distribution comparison of analytic method and FEA

Table 3 Pressure and force comparison of analytic method and FEA of 1/10 tapered joint

Symbol	Location	Analysis [MPa]	FEA [MPa]	Gap [MPa]
$\sigma_{r1O}(r = r_2)$	Shaft outer	-167.4	-164.8	2.6
$\sigma_{\theta1O}(r = r_2)$	Shaft outer	-175.5	-179.5	4.0
$\sigma_{r2i}(r = r_2)$	Hub inner	-167.4	-165.1	2.3
$\sigma_{\theta2i}(r = r_2)$	Hub inner	-295.0	-319.2	24.2
$\sigma_{r2O}(r = r_3)$	Hub outer	-183.3	-190.3	7.0
$\sigma_{\theta2O}(r = r_3)$	Hub outer	-279.2	-312.1	32.9
$\sigma_{r3i}(r = r_3)$	Clamp inner	-183.3	-186.9	3.6
$\sigma_{\theta3i}(r = r_3)$	Clamp inner	454.6	465.3	10.7

Table 4 Stress Comparison of analytic method and FEA of 1/10 tapered joint

Symbol	Description	Analysis [MPa]	FEA [MPa]	Gap [MPa]
$P_1$	Pressure on shaft	167.4	167.8	0.4
$P_2$	Pressure on taper	183.3	184.9	1.6
$\Delta P$	Pressure loss	15.9	17.1	1.2
$F_a$	Axial force[mm]	1,014	1,021	7.0
T	Torque [kNm]	60	60.1	0.1

## 5. 결 론

테이퍼 연결장치의 부품에 작용하는 응력과 면압 및 축방향 변형량을 계산하는 방법을 제안하고 유한요소해석을 통하여 정량적으로 비교분석 함으로써 다음의 결과를 얻었다.

(1) 1/10테이퍼와 1/5 테이퍼 연결장치에 대하여 복합 링의 평면 변형률 수식을 이용하여 계산한 응력과 유한요소해석을 통하여 구한 결과를 평균화 시켜 비교한 결과 유사한 응력분포와 차이를 나타냄을 확인하였다.

(2) 1/10 테이퍼에 대하여 수직계산과 해석결과의 차이를 비교하면 허브의 경우 최대 10.5% 차이를 보이나, 클램프의 경우는 위치별로 2.3% 이내이며, 축의 경우 허브와 접하는 부위에서는 2.2% 이내로 유한요소해석 결과와 근소한 차이를 나타내고 있다.

(3) 이송거리 5.57mm조건에서 수직적으로 구한 면압과 유한요소해석에서 구한 면압은 1% 미만의 차이를 나타내고 있으며, 5.57mm를 이송시키기 위한 볼트 축력 또한 1% 미만의 차이를 보이고 있다.

(4) 허브에 작용하는 원주방향의 응력에서 차이를 보이고 있고, 각 부재에 나타나는 응력이 위치별로 편차가 있지만 최대 상당응력이 580MPa로 항복강도 이하의 응력상태를 보이고 있어 제안된 수치적인 방법을 통하여 테이퍼 연결장치의 설계가 가능함을 검증하였다.

## 후 기

본 연구는 “에너지기술평가원”의 “에너지기술개발사업”으로 수행된 연구결과입니다.

## 참고문헌 (References)

- (1) "Flexible Couplings -Keyless Fits," 1991, ANSI/AGMA 9003-A91.
- (2) "Interference Fits - Calculation and rules", 2001, DIN 7190-2.
- (3) Hamrock, B.J. and Jacobson, B.O., 1999,

"Fundamentals of Machine Elements," 3rd Edition, McGraw-Hill.

- (4) Calistrat, M. M., 1980, "Hydraulically Fitted Hubs, Theory and Practice," *Proceedings of the Ninth Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University, pp. 1~10.
- (5) Mancuso, J. R. and Jones, R., 2001, "Coupling Interface Connection," *Proceedings of the 30th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University, pp. 9~22.
- (6) Bozkay, D. and Mueftue, S., 2003, "Mechanics of the Tapered Interference Fit in Dental Implants," *Journal of Biomechanics*, Vol. 36, pp. 1649~1658.
- (7) Xiong, L., Shang, P. and Xu, Y., 2013, "Exact Solution of Stress and Radial Displacement of Elastic Tapered Interference Fit," *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 423~426, pp. 1438~1443.
- (8) Zhao, X. and Shang, P., 2014, "Exact Solution of Stresses of Tapered Interference Fit," *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 556~562, pp. 4284~4287
- (9) Majzoobi, G.H. and Ghomi, A., 2006, "Optimization of Compound Pressure Cylinders," *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, Vol. 15, Issue 1~2, pp. 135~14
- (10) Miraje, A. A. and Patil, S. A., 2012, "Optimum Thickness of Three-Layer Shrink Fitted Compound Cylinder for Uniform Stress Distribution," *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, Vol. 3, Issue 2, pp. 591~605
- (11) Kelly, P., 2013, Solid Mechanics Lecture Notes Part II, The University of Auckland. pp. 66~76.
- (12) Jung, S.M. and Han, D.C., 1983, "Standard of Machine Design," Chapter 2 Screw, bolt, Dongmyeongsa, pp. 91~98. (in Korean)