

◆ 특집 ◆ 철도차량 인터페이스부의 성능향상 기술

압입축 접촉압력 최소화를 위한 허브 접촉부 형상 최적화

Optimal Shape Design of Hub Edge Contact Profile in a Press-Fitted Shaft

최하영¹, 이동형^{2,✉}, 권석진², 서정원²
Ha-Young Choi¹, Dong-Hyung Lee^{2,✉}, Seok-Jin Kwon², and Jeong-Won Seo²

¹ 동양미래대학교 기계공학부 (Department of Mechanical Engineering, Dongyang Mirae University)
² 한국철도기술연구원 피로손상연구팀 (Fatigue and Fracture Research Team, Korea Railroad Research Institute)
✉ Corresponding author: dhlee@krri.re.kr, Tel: +82-31-460-5246

Manuscript received: 2016.5.5. / Revised: 2016.6.14. / Accepted: 2016.6.14.

The objectives of this paper are to develop a finite element analysis model to analyze press-fitted and bending load conditions in a press-fitted assembly, and propose a hub shape optimization method to minimize contact pressure near the shaft contact edge. Numerical asymmetric-axisymmetric finite element models have been developed to predict contact stress on press-fitted shafts. The global optimization method, genetic algorithm, local optimization method, and sequential quadratic programming were applied to a press-fitted assembly to optimize the hub contact edge geometry. The results showed that the maximum contact pressure with the optimized hub shape decreased more than 60 % compared to conventional hubs and the maximum contact stress affecting fatigue life was reduced about 47 %. Hub shape optimization can be useful to increase the load capability of press fits in terms of wear and fatigue behavior.

KEYWORDS: Press-Fitted Shaft (압입축), Contact pressure (접촉압력), Stress concentration (응력집중), Optimization (최적화)

1. 서론

철도차량 윤축 (Wheelset)은 차축과 차륜이 압입되어 있는 구조이며, 차축과 차륜의 체결부 끝단에 프레팅 (Fretting) 손상이 발생한다. 차축에 발생하는 프레팅 손상에 의해 압입축의 피로강도는 일반 피로강도에 비해 50% 정도 크게 저하된다.¹ 압입축의 피로강도 향상에 관한 연구로는 압입 끝단부 형상의 영향에 대한 연구, 축의 압축 잔류응력 영향에 대한 연구, 프레팅 손상의 영향을 감소

시키기 위한 연구로 크게 3가지로 구분되어 진행되어 왔다.¹ 압축 잔류응력의 영향에 관한 연구는 침탄 또는 고주파 열처리를 통하여 축에 압축 잔류응력을 발생시켜 피로강도를 향상시키는 방법에 대한 것이고, 프레팅 손상의 영향을 감소시키기 위한 연구는 접촉표면 코팅 등을 통하여 프레팅 부식 (Fretting Corrosion)을 방지하거나 저감시키는 방법에 대한 연구이다. 이와 같은 연구는 접촉부 재료 물성 혹은 마찰계수 변화를 통하여 프레팅 손상을 저감시키기 위한 연구이다.

압입 끝단부 형상이 피로수명에 미치는 영향에 대한 연구로는 Peterson과 Wahl²이 광탄성 실험을 통하여 허브 끝단면에 Groove를 만들어 주는 방법이 접촉 끝단면에 응력집중을 완화시켜 피로강도 향상에 효과적이라고 하였다. Nishioka와 Komatsu³는 여러 가지 형상의 압입축 구조에 대하여 피로 시험을 실시한 결과, 축에 돌출되어 있는 (Overhanging) 허브 구조의 압입축이 약 50% 정도 피로한도가 증가된다고 하였다. Kubota 등⁴은 프레팅 피로한도 향상을 위하여 축에 적절한 홈 가공이 효과적이라고 보고하였다. Lee 등⁵은 허브 접촉 끝단에 테이퍼를 적용하여 테이퍼 형상변화에 따른 피로균열 발생수명의 변화에 대하여 해석하였고 적절한 테이퍼가 피로수명 향상에 효과적이라고 하였다. Biron 등⁶은 무게를 최소화하고 접촉부 및 필렛부의 수명을 최대화 하는 돌출 (Overhang) 타입의 압입축 최적화 방법을 제안하였다. 이상과 같은 일련의 압입축 피로강도 향상을 위한 연구는 차축의 피로수명을 증가시키는데 크게 기여를 하였다. 그러나, 축에 홈을 만들 경우 필렛 혹은 홈부위에 균열이 발생하여 피로수명이 저하되는 단점이 발생할 수 있다. 또한, 차축의 경우 주기적으로 유지보수를 실시하여 결함에 대한 비파괴 검사를 수행하고 있으며, 안전에 대한 기준치를 초과할 경우 교환을 하고 있으므로, 유지보수 단계에서 축 또는 허브의 큰 형상의 변화 없이 피로강도를 향상시킬 수 있는 방안에 대한 연구가 필요하다.

따라서, 본 연구에서는 압입축을 대상으로 유한요소해석 및 수치해석을 통하여 피로수명에 직접 영향을 미치는 접촉압력이 최소화되도록 허브의 접촉 끝단 형상을 최적화하였다. 압입된 상태와 굽힘하중이 작용할 경우의 접촉압력 및 접촉응력을 해석할 수 있는 유한요소해석 모델을 구축하였고, 유한요소해석 결과와 근사 최적화방법을 이용하여 압입축 끝단 접촉압력이 최소화되는 허브의 형상을 도출하였다. 최적화된 허브 형상을 적용한 압입축과 기존 축의 접촉압력 및 응력을 비교하여 최적화 결과의 유용성을 검토하였다.

2. 해석방법

2.1 유한요소해석

해석 대상은 프레팅 피로시험을 실시하였던 압입 시험편을 대상으로 하였고, 구조 및 형상은 Fig. 1과 같다. 유한요소해석은 압입 상태와 굽힘하중

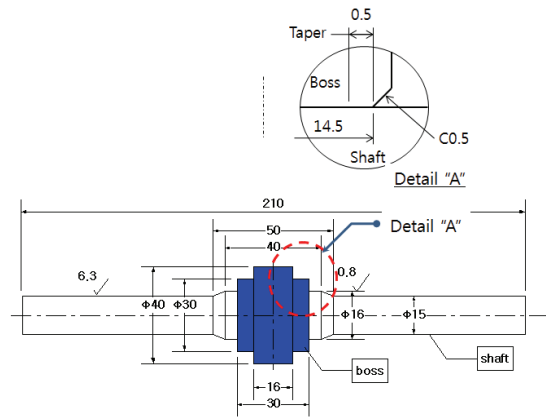


Fig. 1 Geometry of the press-fitted fatigue specimen

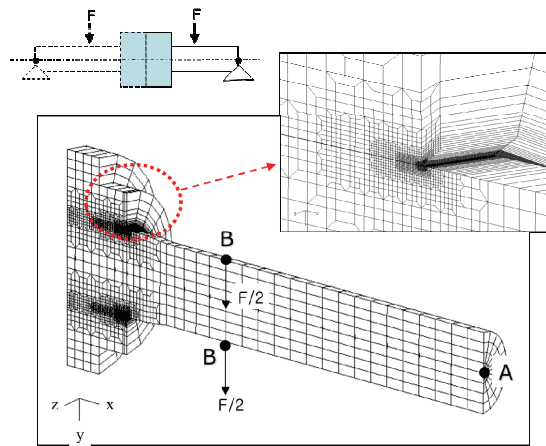


Fig. 2 Finite element model for press-fitted specimen

이 작용할 경우를 해석하기 위하여 비선형 수치해석에 많이 사용되는 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS⁷를 사용하였다.

압입축은 압입을 할 경우 축대칭의 형상이지만, 굽힘하중 작용시 비대칭 변형을 나타내므로 이를 해석할 수 있는 비대칭-축대칭요소 (Bilinear Asymmetric-Axisymmetric Element)⁷를 사용하였다. 프레팅 손상 발생시 접촉영역 끝단에서 응력 분포가 급격히 변화하고, 미세슬립 (Micro-Slip)이 발생하기 때문에 Fig. 2와 같이 접촉 끝단의 최소 요소를 약 0.015 mm로 조밀하게 분할하였다. 접촉면에서의 간섭량 (Shrinkage Allowance)은 시험조건과 동일하게 Lamé의 평균 공칭접촉압력⁸이 90 MPa이 되도록 하였다.

축과 보스의 압입부 접촉영역에는 미끄럼 접촉

요소 (Axisymmetric Slide Line Element)와 Slide Line 으로 접촉을 모델링하였고, 마찰해석은 라그랑지 방법 (Lagrange Multiplier Friction Formulation)과 마찰계수 (μ)는 0.6을 적용하였다. 경계조건은 시험조건과 동일하게 시험편 중앙에 일정한 굽힘응력이 작용하도록 축 끝단 Fig. 2의 A 위치를 고정하고 하중은 시험기 그립 끝단에 해당되는 위치의 회전방향 $\theta = 0^\circ, 180^\circ$ 노드 Fig. 2의 B 위치에 집중하중을 주었고, 축방향 대칭면에 대칭조건을 적용하였다. 탄성계수 (Young's Modulus)는 207,000 MPa, 푸아송비 (Poisson's Ratio)는 0.3을 적용하였다. 굽힘하중은 회전굽힘 피로시험편의 공칭 굽힘응력이 압입축 시험편의 피로한도인 135 MPa이 되도록 적용하였다.

2.2 형상 최적설계 방법

압입된 축에 하중이 작용할 경우 형상 변화에 따른 접촉압력을 유한요소해석으로 계산하고 근사 모델을 구축한 후 최적화하여 허브 끝단 형상 최적화를 수행하였다. 근사 최적화는 직접 실험 혹은 수치해석 등을 통하여 최적화할 때보다 필요한 시간비용을 줄일 수 있는 장점이 있다. 근사모델은 유용성이 입증된 반응표면법 (Response Surface Method, RSM)⁹을 사용하여 생성하였고, 최적화는 전역 최적화 방법 (Global Optimization Method)인 유전자 알고리즘 (Genetic Algorithm, GA)¹⁰과 국소 최적화 방법 (Local Optimization Method)인 순차이차계획 알고리즘 (Sequential Quadratic Programming, SQP)¹¹을 적용하여 결과의 타당성을 비교하였다.

유전자 알고리즘은 유전자 변화를 통해 우수한 형질의 개체가 우수한 후손을 생성한다는 원리를 이용한다. 유전자 알고리즘은 하나의 매개변수 각각을 이용하는 것이 아니라, 매개변수의 군 (Set)을 이용해서 최적화를 실시하고, 세대내의 개체에서 동시에 최적값을 찾아나간다. 이 기법의 장점은 기울기법에 비해 국소 최적화 값에 도달하는 것을 피해 전역 최적화 값에 도달할 확률이 크다. 순차이차계획 알고리즘은 여러 변수를 가지는 비선형 모델을 근사화하여 적절한 해를 도출하며, 계산시간을 감소시킨다. 설계변수들의 미소한 변화에 따른 목적함수와 제약조건의 변화율을 계산하고 최적화방향으로 수렴하는 과정을 반복한다. 이 기법의 장점은 설계 변수 값들의 연속성이 보장됨으로써 정확한 값을 구할 수 있는 것이다.

Fig. 3은 허브 형상 최적화 절차를 나타낸다. 라

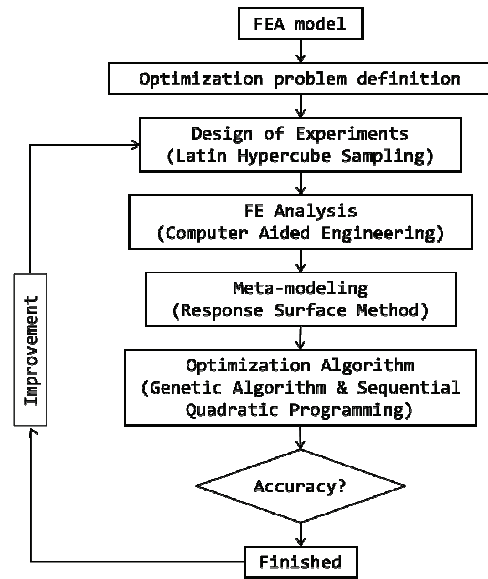


Fig. 3 Workflow of optimization process

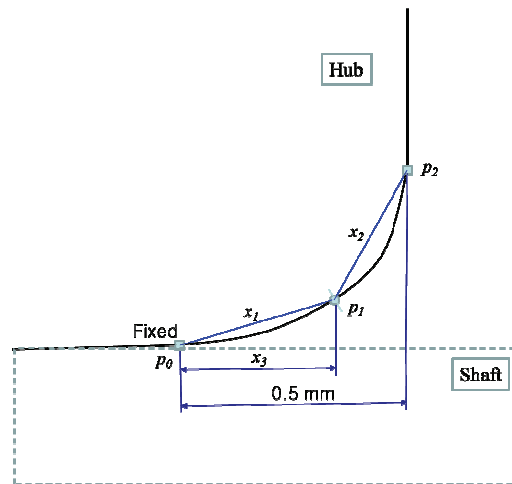


Fig. 4 Design variables of hub edge profile

틴하이퍼큐브 샘플링 (Latin Hypercube Sampling, LHS)¹²에 의해 해석 표본을 추출하고, 접촉형상에 따른 유한요소해석을 수행하여 접촉압력 데이터를 추출한 후, 반응표면법을 이용하여 근사모델을 생성하였다. 생성된 근사식과 최적화 알고리즘을 통해 최적설계를 수행하였다.

허브 형상 최적화의 목적함수로 압입축에서 발생하는 접촉압력을, 설계변수는 Fig. 4와 같이 허브 끝단 형상을 변수화하여 정식화하였다. Fig. 4에서 위치 p_2 는 허브의 끝단이고, 위치 p_0 은 허브 끝단

으로부터 거리가 0.5 mm인 허브 내측 위치이다. 최적화 대상 압입측은 축과 허브 조립부 끝단에서 약 0.2 - 0.3 mm 안에서 피로손상이 발생하기 때문에, 최적화 변수의 허브 내측위치 p_0 가 이 영역이 포함되도록 0.5 mm로 설정하였다.

기존 연구결과⁵에 의하면 허브 접촉부 끝단의 테이퍼 양에 따라 최대 접촉압력의 크기와 위치가 달라지므로 허브 접촉 끝단 기울기를 변수로 정하였고, 다양한 형상을 얻을 수 있도록 두 개의 기울기 x_1, x_2 와, 기울기가 변하는 위치 p_1 의 가로 좌표 x_3 를 설계변수로 정하였다. 설계변수로 결정된 위치 p_1, p_2 와 고정된 위치 p_0 의 3개점을 PCHIP (Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial)¹³을 이용하여 곡선으로 허브 내면 형상을 생성하였다. 위치 p_1 은 위치 p_0 와 위치 p_2 사이에 위치하며, p_1 과 p_0 두 점이 이루는 기울기가 x_1 이고 위치 p_1 과 p_2 두 점이 이루는 기울기가 x_2 이며, 최적화의 최종 정식화는 다음과 같다.

Minimize $F_{\text{contact pressure}}$
 Design variables

$$0.000 \leq x_1 \leq 0.010$$

$$0.010 \leq x_2 \leq 0.015$$

$$0.000 \leq x_3 \leq 0.450$$

반응표면법은 반응변수와 두 개 이상의 요인들 간의 관계를 파악하는데 사용된다. 가장 적합한 응답을 구하기 위한 통계적 방법으로, 몇 개의 결정된 분석값과 결과의 회귀 분석 값을 통하여 특성 모사함수를 입력변수들의 항으로 표시하는 함수의 다항식으로 표현된다. 본 연구의 최적화 문제에 대한 근사화 모델 생성은 공학 분야에서 널리 사용되고 있는 실험계획법인 라틴 하이퍼큐브 샘플링을 이용하였다. 라틴 하이퍼큐브 샘플링은 표본공간 전체에서 표본이 추출되도록 각 확률 변수의 범위를 n 개의 범위로 나눈 다음 각 구간에서 중복되지 않게 n 개를 추출하는 방법이다. 라틴하이퍼큐브 샘플링과 유한요소해석 결과로 반응표면법을 이용하여 근사모델 방정식을 수립하였고, 그 정확도는 Fig. 5와 같이 잘 일치하였다.

3. 결과 및 검토

3.1 유한요소해석결과

Fig. 6은 기존 압입측의 압입 상태 (No Load)와

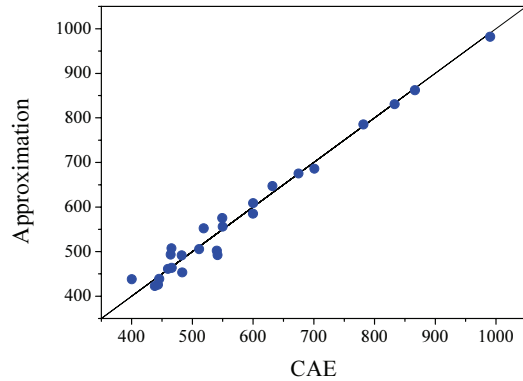


Fig. 5 Accuracy of real CAE and RSM results

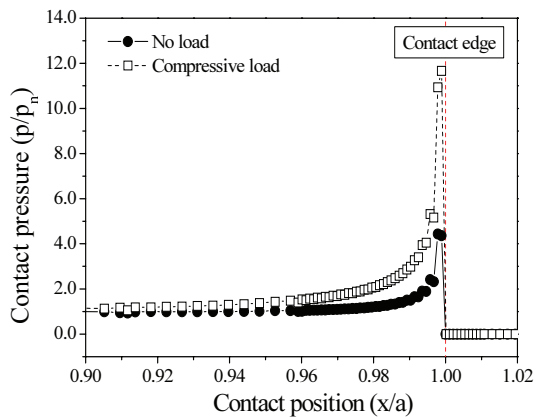


Fig. 6 Contact pressure distributions of press-fitted shaft

압축응력이 작용할 때 축 접촉 끝단에 발생하는 접촉압력 분포를 해석한 결과이다. 그림에서 y축은 공칭 접촉압력 (= 90 MPa)으로, x축은 접촉길이 a (= 14.5 mm)로 나누어 표시하였다. 그림과 같이 압입측에 하중이 작용하지 않은 상태에서도 압입에 의해 접촉 끝단에서 공칭접촉압력의 약4배 정도 큰 접촉압력이 발생한다.

그림과 같이 압입측에 굽힘하중이 작용하여 접촉면에 압축응력이 작용할 경우 압입상태보다 접촉압력은 더욱 증가되며, 공칭접촉압력의 약 11배이다. 따라서 압입측의 경우 접촉끝단에서 큰 접촉압력이 발생하고, 이 부근에서 응력집중이 발생하여 손상의 원인이 됨을 알 수 있다.

3.2 최적화 결과

압입측의 허브 형상 최적화를 유전자 알고리즘과 순차이차계획 알고리즘을 이용하여 수행한 결

Table 1 Optimization results

	Original	Optimization				
		GA	SQP-1	SQP-2	SQP-3	
x_1 ($\times 10^{-3}$ mm)	-	3.41	3.43	3.39	3.38	
x_2 ($\times 10^{-3}$ mm)	-	12.59	12.55	12.45	12.53	
x_3 ($\times 10^{-3}$ mm)	-	269.85	273.39	270.73	267.14	
Contact pressure (MPa)	CAE	1,050	393.5	398.6	399.6	393.3
	Approx.	-	371.8	372.0	371.9	371.9
Initial values ($\times 10^{-3}$ mm)	-	-	x_1 : 2.50 x_2 : 11.25 x_3 : 112.50	x_1 : 5.00 x_2 : 12.50 x_3 : 225.00	x_1 : 7.50 x_2 : 13.85 x_3 : 337.50	

과는 Table 1과 같다.

반응표면법을 이용하여 생성한 근사모델에 유전자 알고리즘을 세대수 100, 인구수 100, 교배율 30%, 변이율 10%로 설정하고 최적화를 수행하였다. SQP 알고리즘은 형상을 최적화시 초기 설계변수의 위치에 따라 많은 영향을 받기 때문에 초기 설계변수를 임의로 설계변수 구간 중간과 중간을 기준으로 전반부와 후반부 3개의 경우로 설정하고 최적설계를 수행하였다.

최적화 형상으로 도출된 압입축의 최대 접촉압력 근사값은 371.9 MPa, 실제 유한요소해석값 393.3 MPa, 오차 6%로 SQP-3로 최적화한 경우가 가장 접촉압력이 작은 값을 도출했다. 최적화 결과는 기존 압입축의 압축응력 작용시 접촉압력 1,050 MPa보다 약 63%를 감소시켰다. 변수의 초기 값을 3개의 경우로 최적화를 수행한 SQP의 결과는 GA로 최적화를 수행한 결과와 거의 유사하였다. 최적화에 소요된 프로그램 가동시간은 SQP를 적용한 경우가 GA를 적용한 경우보다 약 60배 이상 짧았으며, 본 최적설계의 경우에는 SQP로 최적화를 수행하는 것이 효율적이라고 판단된다.

Figs. 7과 8은 기존 압입축과 최적화된 허브 형상 압입축의 압축하중 작용시 축 접촉끝단에 발생하는 접촉응력 (Von Mises)을 해석한 결과이다. 기존 압입축의 경우 축과 허브의 접촉끝단에서 최대 약 1,000 MPa의 높은 응력이 발생한다. 최적화된 압입축의 경우 곡선화된 허브 내면 형상으로 인해 축과 허브 접촉끝단 안쪽 0.25 mm 위치에서 약 530 MPa의 최대 응력이 발생하며, 기존과 비교하여 약 47% 정도 접촉응력이 감소하였다. 이 결과로부터 최적화된 형상의 압입축의 피로수명은 크게 증가하여 손상 저감에 효과적일 것으로 판단된다.

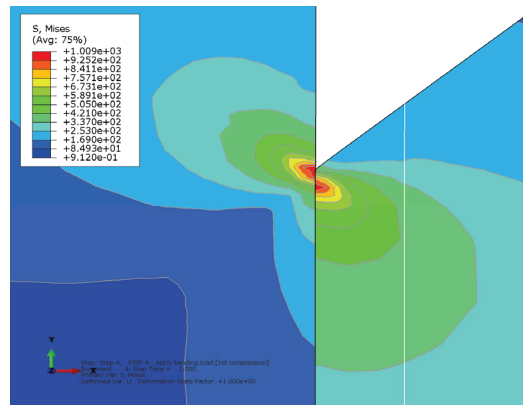


Fig. 7 Contact stress (von Mises) distribution of conventional press-fitted assembly

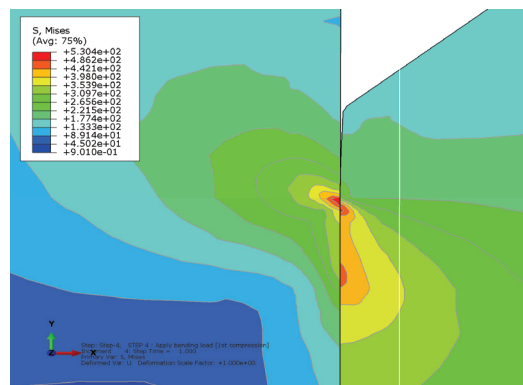


Fig. 8 Contact stress (von Mises) distribution of optimized press-fitted assembly

4. 결론

일반 산업기계에 많이 사용하고 있는 압입축을 대상으로 유한요소해석 모델을 구축하고 근사 최

적화방법을 이용하여 압입축 끝단 접촉압력이 최소화되는 허브 형상 최적설계 방법을 제안하였다.

압입축의 형상을 최적화 하기 위하여 전역 최적화 방법인 유전자 알고리즘과 국소 최적화 방법인 순차이차계획 알고리즘을 적용한 결과 최적값의 차이는 거의 없었으며, 해석시간은 순차이차계획 알고리즘이 훨씬 짧았다.

최적화된 압입축의 접촉압력은 기존과 비교하여 약 60% 이상 감소하였고, 피로수명에 영향을 미치는 접촉응력은 약 47% 감소하였다. 이와 같은 결과로부터 제안한 허브 형상 최적설계 방법이 피로강도 향상에 효과적일 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 한국철도기술연구원 주요사업의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

REFERENCES

- Hirakawa, K., Toyama, K., and Kubota, M., "The Analysis and Prevention of Failure in Railway Axles," *International Journal of Fatigue*, Vol. 20, No. 2, pp. 135-144, 1998.
- Peterson, R. and Wahl, A., "Fatigue of Shafts at Fitted Members with a Related Photoelastic Analysis," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 2, No. 1, pp. 1-11, 1935.
- Nishioka, K. and Komatsu, H., "Researches on Increasing the Fatigue Strength of Press-Fitted Shaft Assembly," *Bull JSME*, Vol. 10, No. 42, pp. 880-889, 1967.
- Kubota, M., Kataoka, S., and Kondo, Y., "Effect of Stress Relief Groove on Fretting Fatigue Strength and Index for the Selection of Optimal Groove Shape," *International Journal of Fatigue*, Vol. 31, No. 3, pp. 439-446, 2009.
- Lee, D. H., Kwon, S. J., Seo, J. W., Kwon, S. T., and You, W. H., "Evaluation of Fatigue Crack Initiation Life according to the Hub Contact Shape in a Press-fitted Shaft," *Proc. of KSPE Spring Conference*, Vol. 20, pp. 1467-1468, 2010.
- Biron, G., Vadean, A., and Tudose, L., "Optimal Design of Interference Fit Assemblies Subjected to Fatigue Loads," *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 47, No. 3, pp. 441-451, 2013.
- Dassault Systèmes Simulia, "Abaqus Analysis User's Manual 6.10," Providence, RI, USA, 2010.
- Ugural, A. C. and Fenster, S. K., "Advanced Strength and Applied Elasticity," Prentice Hall, 4th Ed., 1995.
- Hong, G.-J., Jeon, G.-G., Jo, Y.-S., Choe, D.-H., and Lee, S.-J., "A Study on the Construction of Response Surface for Design Optimization," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 24, No. 6, pp. 1408-1418, 2000.
- Holland, J. H., "Adaptation in Natural and Artificial Systems," Ann Arbor, University of Michigan Press, pp. 89-120, 1975.
- Fletcher, R., "Practical Methods of Optimization," John Wiley and Sons, 2nd Ed., pp. 277-324, 1987.
- Simpson, T. W., Lin, D. K., and Chen, W., "Sampling Strategies for Computer Experiments: Design and Analysis," *International Journal of Reliability and Applications*, Vol. 2, No. 3, pp. 209-240, 2001.
- Fritsch, F. N. and Carlson, R. E., "Monotone Piecewise Cubic Interpolation," *SIAM Journal on Numerical Analysis*, Vol. 17, No. 2, pp. 238-246, 1980.