Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers 22:5 (2013) 774~781

http://dx.doi.org/10.7735/ksmte.2013.22.5.774 ISSN 2233-6036

60 N.m급 플렉서블 디스크 커플링 구조해석 및 최적화

이현규[a], 김병로[b], 김성묵[c], 김종봉[a*]

A Structural Analysis and Optimization of a 60 N.m Class Flexible Disk Coupling

H. K. Lee[a], B. R. Kim[b], S. M. Kim[c], J. B. Kim[a*]

[a] Seoul National Univ. Sci. Tech., Gongneung-2Dong, Nowon-Gu, Republic of Korea
[b] Korea Testing Lab., 723, Haean-Ro, Sangrok-Gu, Ansan-Si, Gyeonggi-Do, Republic of Korea
[c] Sungil Machinery, 12, Sinjung-Dong, Yangcheon-Gu, Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	7	May	2013
Revised	2	July	2013
Accepted	23	July	2013

Keywords:
Flexible disk coupling
Disk
Coupling
Optimization

ABSTRACT

A structural analysis was carried out for a 60 N.m class flexible disk coupling. Flexible disk couplings are used to transmit power between two shafts. When a flexible coupling is used, some amount of misalignments such as angle of deviation and end play can be allowed in assembling the shafts. However, the maximum allowable misalignment should be decided to guarantee the fatigue life. In this study, the effect of the angle of deviation and end play on the maximum stress was investigated. From the analysis results, it was shown that the angle of deviation has a greater effect on the maximum stress than the end play. Furthermore, the dimensions of the disk plate were optimized to realize a better design. From the optimization, the maximum stress could be reduced by up to 5.2%.

1. 서 론

커플링은 축과 축을 반영구적으로 연결하는 기계요소부품으로서, 산업기기나 시설, 의료기계 등에 사용된다. 커플링에는 대표적으로 기계식과 유체식이 있다[1]. 유체식 동력전달장치는 동력전달능력, 효율, 성능이 우수한 장점으로 자동차 산업분야에서 많이 사용되고 있고, 관련된 연구도 많이 진행되고 있다[2-4]. 반면, 소형 기계장치에서는 유체식 동력전달 장치를 적용하기에는 어려움이 있어서 기계식 동력전달 장치가 많이 사용되고 있다. 하지만, 기계식 동력전달장치에 대한 연구는 많이 진행되고 있지 않다. 본 연구에서는 기계식 동력전달장치의 하나인 고정밀 플렉시블 디스크 커플링에 대해 연구를 진행 하고자 한다. 일반적으로 커플링은 양 축심을 완전히 정열 시키기 어려우므로 조립상의 오차로 인해 편각(angle of deviation)이나 축변위(end play) 등의 정열오차가 생기고, 또한 운전 중의 축이나 프레임 등의 휨 현상 등으로 축의 비틀림이 생긴다.

이와 같은 편심, 편각, 축 변위와 같은 축의 정열이 어긋난 것을 어느 정도 허용하면서 동력을 전달하기 위해 플렉시블 커플링이 개발되었다[5-6]. 고정밀 플렉시블 디스크 커플링은 대부분 최첨단 반도체 및 자동화 장비에 부착되는 부품으로 주요시장은 반도체, LCD, LED 관련 장비 및 자동화 장비의 주 생산 국가인 일본, 한국, 대만, 중국 등 아시아이다. 최근에는 반도체 장비시장, CNC

* Corresponding author. Tel.: +82-2-970-6434
Fax: +82-2-979-7032
E-mail address: jbkim@seoultech.ac.kr (Jong-Bong Kim)

공작기계 시장, 소형정밀 로봇 시장이 커지면서 커플링의 필요성이 더욱 부각되고 있다. 본 연구에서는 기계식 동력전달장치중의 하나인 60 N·m급 플렉시블 디스크 커플링에 대해 유한요소해석을 수행하여 플렉시블 디스크 커플링의 주요 부품인 디스크의 안정성을 평가하였다. 또한, 최적화를 통해서 현 모델의 수준을 파악하고 보다 우수한 형상을 제안하였다. 그리고, 플렉시블 디스크 커플링 해석 기술을 정립하여 추후 다른 형태의 디스크 커플링을 개발할 때, 유한요소해석을 이용하여 제품 설계에 응용이 가능하게 하였다.

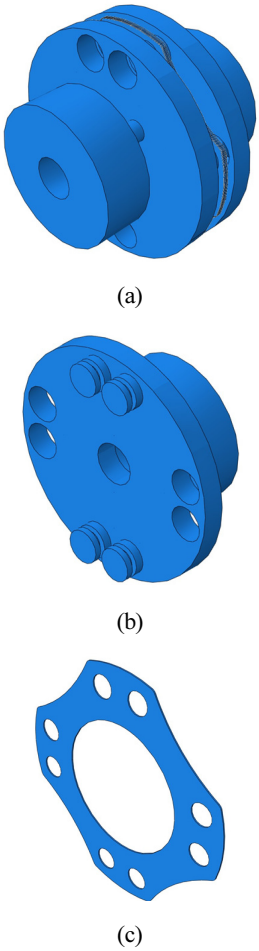


Fig. 1 Three dimensional model of 60 N·m class flexible disk coupling: (a) assembled shape, (b) hub and collar, (c) disk plate

Table 1 Material properties for each part

	Disk	Hub	Collar
Material	SUS301	AL7075	SUM45L
Young's modulus	205 Gpa	71.7 Gpa	200 Gpa
Tensile strength	862 Mpa	691 Mpa	880 Mpa
Yield stress	517 Mpa	635 Mpa	550 Mpa
Poisson ratio	0.29	0.33	0.29

2. 해석 방법 및 모델

본 연구는 범용 해석프로그램인 ABAQUS[7]를 이용하여 해석을 수행되었다. 본 모델의 성능을 평가하기 위해 허용 편각, 축변위를 적용하고 허용 최대토크 60 N·m를 가하여 응력을 분석하였다. 본 제품에서 규정한 제한된 편각은 0.7° 이고, 축변위는 ±0.2 mm 이다. Fig. 1은 해석한 60 N·m급 플렉서블 디스크 커플링의 형상을 보여준다. 해석의 단순화를 위해 허브와 칼라는 일체형으로 모델링하였고, 주요 부품인 디스크는 각각 모델링하여 조립하였다 . 해석은 ABAQUS 정적(implicit) 모듈[7]로 수행하였다. 각 부품의 경계는 접촉처리하여 비선형 해석으로 수행하였고, 접촉으로 인한 수렴성 문제를 개선하기 위해 Stabilize 기능을 사용하여 수렴 안정성을 좋게 하였다. 본 문제에서는 판디스크들간의 접촉, 판디스크와 칼라와의 접촉 등과 같이 접촉면이 많아 수렴성이 좋지 않다. 그래서 Stabilize 기능의 사용이 필요하다. 해석은 탄성으로 수행하였으며, Table 1에 디스크 커플링 각 부품의 물성치를 기술하였다.

정밀기계에서 디스크 커플링을 사용할 때 원동축과 종동축의 축 정열을 정밀하게 맞춘다. 이러한 상황에서는 디스크 커플링의 효율을 극대화 할 수 있고 수명 도 극대화 할 수 있다. Fig. 2(a)는 Fig. 2(b)와 같이 축 정열이 완벽한 상태에서 토크를 가하는 해석을 위한 경계조건을 보여준다, 종동축이 체결되는 위치의 절점(Fig. 2(a)

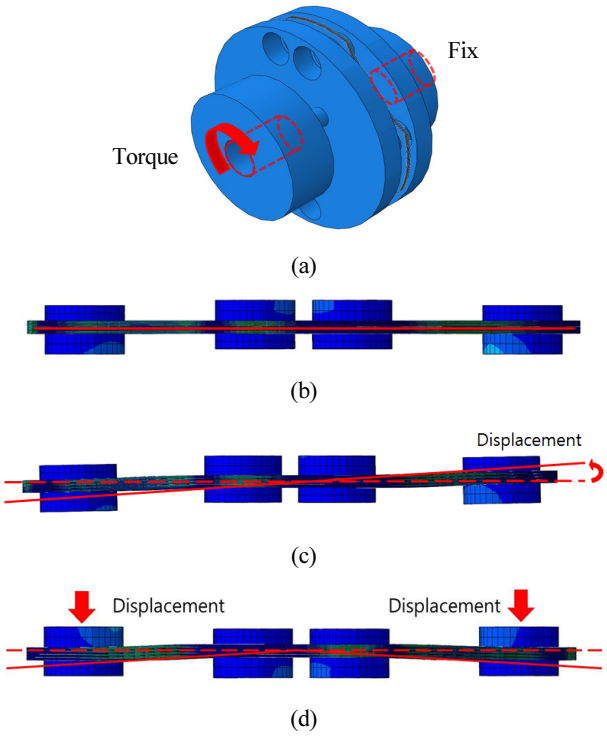


Fig. 2 Schematic illustration of boundary conditions for (a) a rotation angle, (b) without mis-alignment, (c) an angle of deviation, and (d) an end play.

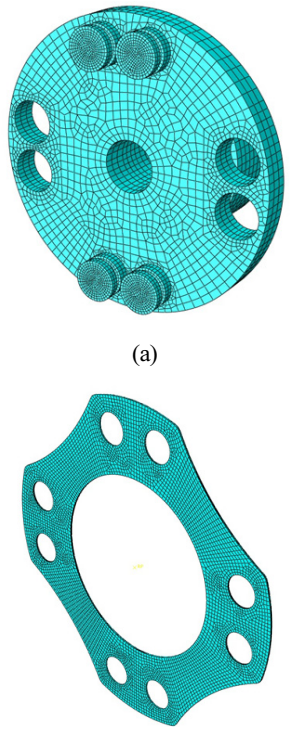
의 오른쪽 점선부분)은 x, y, z,방향 변위 모두를 고정하였고, 원동축이 체결 되는 곳(Fig. 2(a)에서 왼쪽 점선부분)에 토크 경계조건을 부여하였다. 축 정열을 완전하게 하지 못한 상태에서는 편각이나 축변위가 생길 수 있다. Fig. 2(c)는 편각을 가한 상태를 보여준다. 원동축이 체결되는 부위의 모든 절점을 강체(rigid)로 결합 후 편각 방향으로 회전각도 경계조건을 부여하였다. Fig. 2(d)는 축변위 경계조건을 적용한 모습을 보여준다. 편각과 같은 방법으로 원동축이 체결되는 부위의 절점을 강체로 결합한 후 축 방향으로 변위경계조건을 부여하였다. 편각과 축 변위 비정열에 대한 해석에서는 Fig. 2(c) 또는 Fig. 2(d)와 같이 축 정열 오차에 대한 경계조건을 부여한 후 Fig. 2(a)와 같이 토크에 의한 회전각 경계조건을 부여하여 해석하였다. 허용 최대편각인 0.7°와 그보다 작은 0.5°, 0.3°에 대해 해석을 수행하였고, 축 변위는 최대 허용치 0.2 mm와 0.1 mm 에 대해 해석을 수행하였다.

본 연구의 대상 모델은 허브(hub) 2개, 칼라(collar) 8개, 판디스크(disk plate) 4개로 이루어져 있다. 해석의 정확도를 높이기 위해 모든 부품을 육면체 요소를 사용하여 이산화 하였다. 판디스크의 축방향 굽힘을 고려하기 위해 두께 방향으로는 4개의 요소를 사용하였다. Fig. 3은 각 부품별 유한요소 격자를 보여준다. 모델 전체에 격자를 조밀하게 형성하게 되면 긴 해석시간을 소요되기 때문에 관심부분인 판디스크 부분을 다른 부품 대비 조밀하게 형성하였다. 또한, 허브는 응력을 크게 받지 않는 부분이기 때문에 상대적으로 큰 요소로 이산화 하였고, 응력이 크게 걸리고 판디스크와 접촉이 이루어지는 칼라 부분은 상대적으로 작은 요소로 이산화 하였다. 판디스크와 칼라 부분의 요소 크기에 대해 사전해석을 수행하였고, 해석 결과가 안정정으로 되는 요소 크기로 해석을 수행하였다.

3. 해석 결과

3.1 완전정열 결과

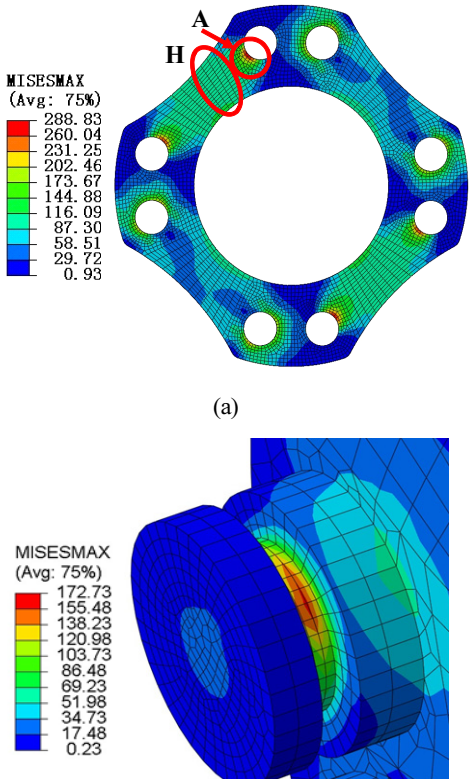
Fig. 4는 축과 축이 완전정열 된 상태에서 최대 토크(60 N·m)가 가해졌을 때 해석결과를 보여준다. 디스크에 걸리는 응력(Fig. 4(a))을 보면, 이웃한 두 개의 구멍 중에서 토크를 받는 앞쪽의 구멍 부분(A)에 큰 응력이 걸리고 뒤에 있는 구멍에는 응력이 크게 걸리지 않음을 알 수 있다. 최대 응력은 289 MPa로 인장강도(862 MPa)의 약 34% 수준이기 때문에 피로파손에 안전하다고 판단이 된다. 디스크의 재료인 SUS301의 내구한도가 인장강도의 0.5[8]라고 볼 때 SUS301의 내구한도는 431 MPa 이라고 볼 수 있기 때문이다. 허브와 칼라에 걸리는 응력(Fig. 4(b))을 보면, 허브에는 큰 응력이 걸리지 않고, 판디스크와 접촉하고 있는 칼라 부분에 큰 응



(a)

(b)

Fig. 3 Element discretization for (a) the hub and collar and (b) the disk plate



(a)

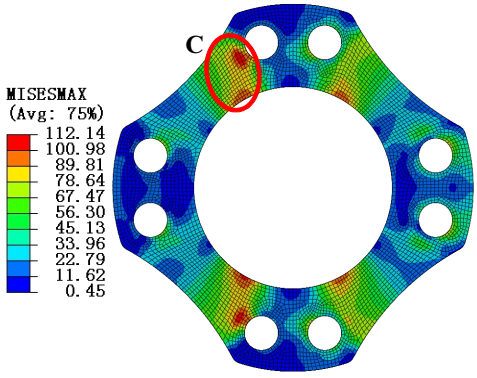
(b)

Fig. 4 Stress distributions on (a) the disk plate and (b) collar (without mis-alignment, torque=60 N.m)

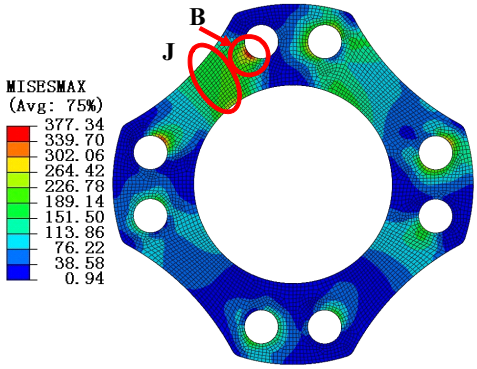
력이 걸림을 알 수 있다. 최대 응력이 173 MPa이고, 이 값은 최대 인장강도 880 MPa의 약 20% 수준이기 때문에 역시 피로파손 관점에서 안전하다고 판단된다. Fig. 4(a)의 H 부분은 구속이 없는 자유면으로 좌굴의 위험이 있어 향후 편각과 축변위 결과와 비교하기 위해 표시하였다.

3.2 편각의 영향

Fig. 5는 축의 체결 시 발생하는 축 정열 오차중의 하나인 편각의 영향을 보여준다. Fig. 5(a)는 편각이 가해진 상태의 결과이고,



(a)



(b)

Fig. 5 Stress distributions on the disk plate in the case of (a) angle of deviation (0.7°) and (b) angle of deviation and torque (60 N.m)

Table 2 Maximum von-Mises stress on the disk plate for various angle of deviation

Angle of deviation	Maximum von-Mises stress (MPa)	
	T=0	T=60 N.m
0o	0	288.8
0.3o	57.7	325.7
0.5o	82.8	351.6
0.7o	112.1	377.3

Fig. 5(b)는 편각이 가해진 상태에서 토크를 가했을 때의 결과이다. 본 커플링의 최대허용 편각 0.7°가 가해진 상태에서 디스크에 걸리는 최대 Von-Mises 응력은 112 MPa이고, 편각이 있는 상태에서 최대 토크(60 N.m)가 가해졌을 때 최대 Von-Mises 응력은 377 MPa이다. 편각만 있는 상태에서는 굽힘에 의해 C 부분에서 최대 응력이 발생하였으며, 편각 후 토크가 가해진 상태에서는 칼라에서 디스크로 힘이 전달되는 B 부분에서 최대 응력이 발생 하였다. 최대대응력 377 MPa은 내구한도 431 MPa보다 작기 때문에 안전하다고 판단할 수 있다. 하지만, 편각이 없는 상태의 응력 289 MPa 보다는 크게 높아졌다. 편각이 더 심해질 경우 응력이 내구한도에 근접하기 때문에 피로 파손에 위험할 수 있음을 알 수 있다. Fig. 5(b)의 J 부분은 좌굴이 발생할 가능성이 있는 부분으로 응력이 190 MPa이다. Fig. 4(a)의 H 부분의 응력이 88 MPa인 것과 비교해 볼 때 좌굴의 가능성이 커졌음을 알 수 있다. 좌굴해석에 필요한 유효 길이와 단면계수를 정확하게 계산할 수 없어 좌굴 가능성에 대한 절대 비교는 불가능하지만, 응력을 이용하여 상대적인 비교는 가능하다.

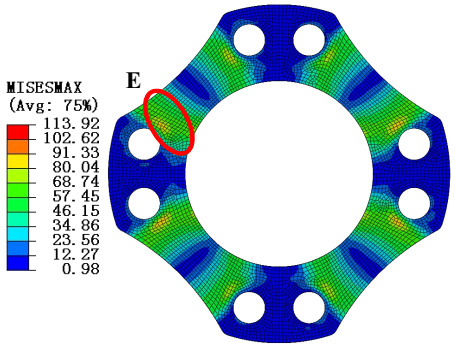
Table 2는 편각 0.7°, 0.5°, 0.3° 인 경우에 대해 최대 토크를 가했을 때를 해석한 결과를 보여준다. 편각이 커질수록 응력이 커지는 것을 알 수 있고, 편각이 디스크의 성능에 큰 영향을 주는 것을 재확인 할 수 있다.

3.3 축 변위의 영향

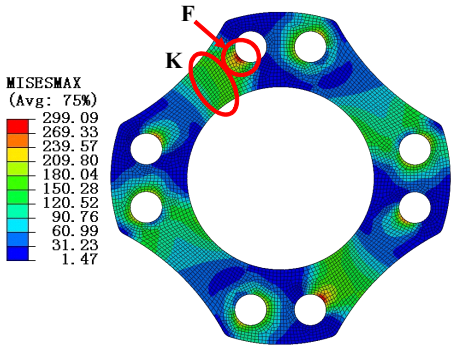
Fig. 6은 축의 정열 오차의 하나인 축 변위가 있는 경우와 축 변위 상태에서 토크가 가해진 경우 결과를 보여준다. Fig. 6(a)는 해석 대상 커플링의 허용 축 변위 0.2 mm가 가해졌을 때 최대 Von-Mises 응력을 보여준다. 축 변위 상태에서 최대응력은 114 Mpa이며, 축 변위 상태에서 허용최대토크(60 N.m)를 가하였을 때는 최대응력이 299 MPa이다. 축 변위만 가해진 상태에서는 굽힘 변형에 의해 E 부분에서 최대응력이 발생 하였으며, 축 변위와 최대토크가 가해진 상태에서는 회전력을 전달해 주는 F 부분에서 최대응력이 발생하였다. 축 변위 정열오차만 있는 경우에는 최대값이 113.9 MPa로 편각만 있는 경우와 비슷한 응력값(112.1 MPa, Fig. 5(a))을 보이지만, 축 변위에 토크가 부여된 경우에는 최대응

Table 3 Maximum von-Mises stress on the disk plate for various end play

Angle of deviation	Maximum von-Mises stress (MPa)	
	T=0	T=60 N.m
0 mm	0	288.8
0.1 mm	64.1	288.9
0.2 mm	113.9	299.1

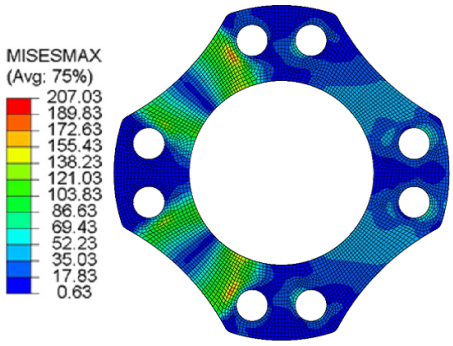


(a)

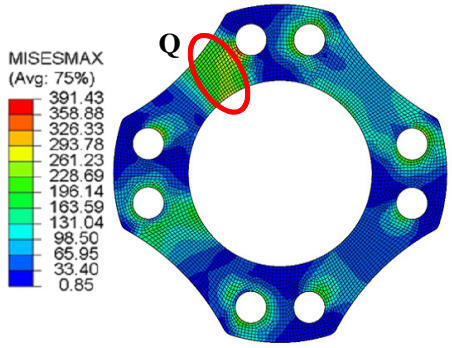


(b)

Fig. 6 Stress distributions in the case of (a) end play (0.2 mm) and (b) end play and torque (60 N.m)



(a)



(b)

Fig. 7 Stress distributions in the case of (a) end play (0.2 mm) and deviation angle (0.7°) and (b) torque (60 N.m)

력이 299.1 MPa로 편각과 토크에 의한 최대응력 377.3 MPa (Fig. 5(b)) 보다 작다. 이것은 축 변위는 대칭으로 변형이 되어 토크가 가해졌을 때 비교적 안정적으로 변형하고, 편각은 비대칭으로 변형되어 토크가 가해졌을 때 불안정하게 변형이 되기 때문으로 사료된다. 또한, Fig. 4(a)의 H부분, Fig. 5(b)의 J부분, 그리고, Fig. 6(b)의 K부분을 비교해 볼 때, 편각이나 축 변위가 있는 경우 H 및 J의 부분이 응력이 증가했음을 알 수 있다. 이것은 토크가 커지거나, 편각 및 축 변위가 커질 경우 좌굴 파손을 유발할 수 있음을 알 수 있다. Fig. 6(b)의 F 부분은 칼라로 고정이 되기 때문에 좌굴보다는 피로에 의해 파손되고, K 부분은 자유면이라 좌굴의 위험이 있기 때문이다.

축 변위의 영향을 분석하기 위해 축 변위가 0.2 mm인 경우와 0.1 mm 경우 최대응력을 Table 3에 기술하였다. 축 변위가 0.1 mm에서 0.2 mm로 증가할 경우 디스크의 최대 Von-Mises 응력이 50 Mpa이 증가하였지만, 축 변위 후 최대 토크(60 N·m)가 가해졌을 경우에는 최대 응력의 차이가 10 MPa이다. 응력에 의한 파손 측면에서는 축 변위 비정열은 크게 영향을 주지 않는 것으로 분석이 된다.

3.4 편각과 축 변위 비정열이 모두 있는 경우

Fig. 7은 허용 편각과 허용 축 변위 비정열이 모두 있는 경우의 해석결과이다. 허용 편각과 허용 축 변위가 동시에 가해 졌을 경우 최대응력은 207 MPa로 비교적 크게 예측이 되었다. 그리고 추가로 최대 토크가 가해졌을 경우 최대응력은 391 MPa이 예측이 되었다. 예상대로 최악의 조건에서 가장 큰 응력이 발생함을 확인 할 수 있다.

4. 판디스크 형상최적화

현재 모델의 형상보다 최적의 형상을 찾기 위해 최적화를 수행하였다. 앞선 해석에서 허브와 칼라는 디스크에 비해 상대적으로 두껍기 때문에 플렉시블 디스크 커플링의 파손에 크게 영향을 주지 않고 변형도 크지 않는 것으로 판단이 되었다(Fig. 4(b)). 그래서 본 연구에서는 디스크 커플링의 성능에 큰 영향을 끼치는 부품인 디스크를 최적화 하였다. 최적화 개념 형상은 서원상[9]이 Hypermesh의 위상최적화 기능을 이용하여 편각과 토크를 가한 상태에서 도출한 결과를 인용하였다. Fig. 8(a)와 (b)는 각각 서원상[9]이 위상최적화를 위해 설정한 초기 영역과 위상최적화 결과를 보여준다. Fig. 8(a)와 같이 초기 영역을 설정하고 4개의 칼라 부분에 편각과 토크

조건을 부여하고 응력이 걸리지 않는 잉여 면적을 제거하는 방법으로 위상최적화를 수행하였다. 편각과 토크가 가해질 경우 가해진 경계조건이 상.하 또는 좌.우 대칭이 아니기 때문에 위상최적화 형상 또한 대칭으로 나오지 않았다(Fig. 8(b)). 이것은 기존 모델의 형상(Fig. 1(c))과도 크게 다르다. 그래서, 형상최적화 기본 형상으로 Fig. 8(a)의 형상을 그대로 활용하지 않고 특징만을 활용하였다. Fig. 8(b)의 V 부분은 칼라에서 가해지는 힘을 지지하기 위해 두껍게 나타나고 있고, R 부분은 편각에 대한 저항을 줄이기 위해 좁게 나타난 것으로 보인다. 이러한 개념을 반영하여 Fig. 8(c)와 같이 기본 형상을 설계하고, 안쪽 공간의 길이 L과 코너 반경 r에 대해서 형상(치수)최적화를 수행하였다. 형상최적화에서 편각은 0.7°를, 토크는 60 N.m를 적용하였다.

최적화의 목적함수는 Fig. 8(c)의 S와 T 부분의 Von-Mises 응력으로 하였다. S 부분에서는 굽힘 파손이 T부분에서는 좌굴파손이 발생할 가능성이 있기 때문이다. S 부분의 형상을 확대해서 Fig. 8(c) 왼쪽에 도시하였다. 판디스크의 최대 응력은 주로 칼라와 판

Table 4 Analysis cases and results for shape optimization

Dimension [mm]		Maximum stress (MPa)	
L	r	Region S	Region T
12.5	3.0	265.7	327.3
	6.0	263.2	254.8
	9.0	258.6	201.7
	12.5	249.7	155.9
14.0	3.0	273.0	494.6
	6.0	273.6	354.2
	9.0	268.2	290.2
	12.0	259.0	230.4
	14.0	256.8	194.8
15.3	3.0	273.3	699.2
	6.0	279.5	484.7
	9.0	271.6	371.9
	12.0	272.1	317.9
	15.3	261.2	237.1

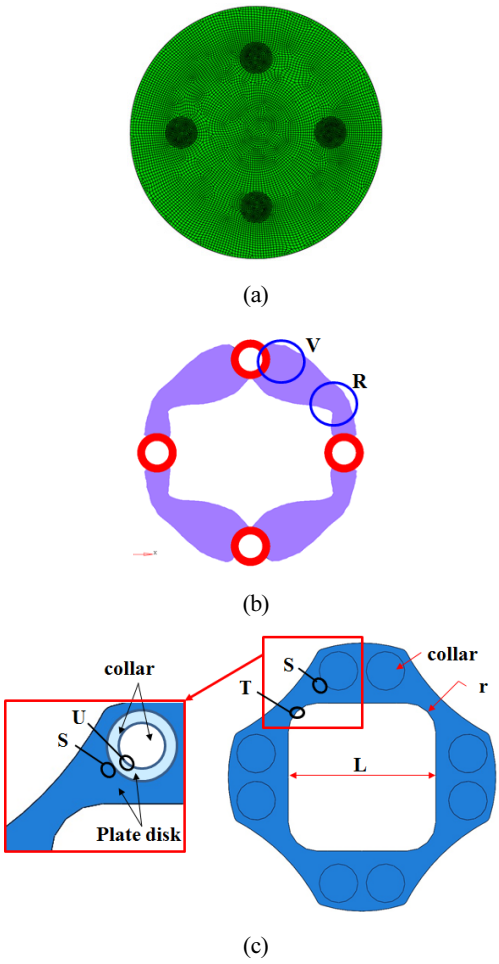


Fig. 8 (a) Initial domain for topology optimization, (b) topology optimization result, (c) basic design for shape optimization and design parameters

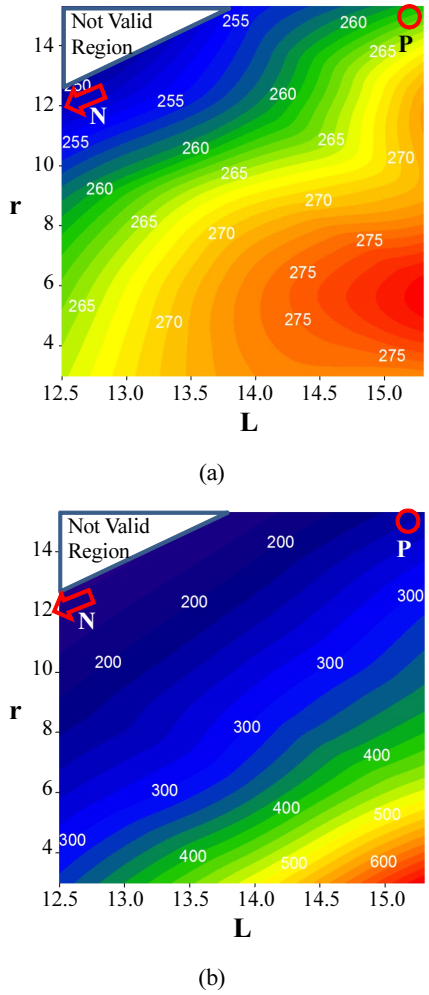


Fig. 9 Optimization results for maximum stress on the (a) region S and (b) region T (see Fig. 8(c))

디스크가 접촉하는 U 부분에서 발생한다. 하지만, U 부분은 칼라에 의해서 덮혀 있고 볼트로 체결되어 있어 파손이 발생하지는 않는다. 주된 파손은 굽힘에 의해 S 부분에서 발생한다. 그래서 S부분의 응력을 최적화 목적함수로 설정하였다. Table 4는 최적화를 위해 해석한 경우와 결과를 보여준다. L이 14.0 mm인 경우에는 r이 140 mm 보다 클 수 없어 15.3 mm 대신에 14.0 mm 까지만 해석하였고, L이 12.5 mm인 경우에는 r이 12.5 mm보다 클 수 없어 12.5 mm까지만 해석하였다.

Fig. 9는 최적화한 결과를 보여준다. Fig. 9의 왼쪽 위 코너 부분은 실제로 존재할 수 없는 영역인데, 최적화 그림으로 표시하면서 나타난 부분이라 무시하였다. Fig. 8(c)에 표시한 S 부분과 T 부분 모두 L이 작아지고 r이 커질수록 응력이 작아진다. 현재 모델이 반지름이 12.5 mm로 거의 최적의 상태임을 알 수 있다. Fig. 9(a)에 보인 S 부분의 응력을 보면, L이 15.3 mm이고 r이 3 mm 일 때 최대응력 약 275 MPa로 최소응력인 약 250 MPa과 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 하지만, Fig. 9(b)에 보인 T 부분의 응력은 L=15.3 mm, r=3 mm 부근에서 급격하게 응력이 커지는 것을 알 수 있다. 이것은 편각에 의한 굽힘 변형이 T 부분에 집중되기 때문으로 사료된다.

현재 모델의 치수는 L=15.3 mm, r=15.3 mm로 Fig. 9에서 'P'로 표시되어 있고, 최대응력은 261 MPa이다. 최적화 결과의 확인과 추가적인 개선을 위해 Fig. 9에 보인 화살표 방향으로 치수를 조정하여 확인 해석을 수행하였다. 확인 해석은 r=12.0 mm 인 원과 r=13.0 mm 인 원 두 가지 경우에 대해 수행하였다. 해석 결과 r=12.0 mm 인 원의 경우가 응력이 작게 예측되었다. Fig. 10은 L=r=12.0 mm 인 원에 대해 확인 해석을 수행한 결과를 보여준다. S 부분의 최대응력이 247.6 MPa로 약 5.2% 감소하였음을 알 수 있다. 현재 모델이 거의 최적화 형상이라 최대응력이 크게 감소하지는 않았지만, 최적화 방향이 맞음을 확인할 수 있다.

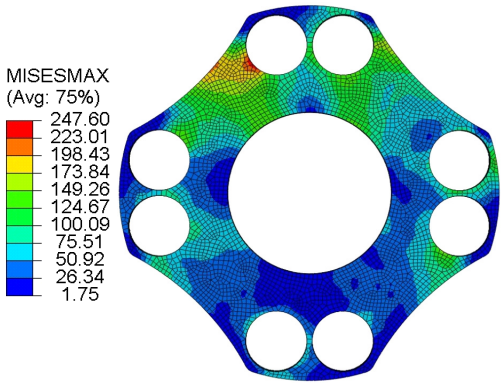


Fig. 10 Verification result for optimum design (L=r=12.0 mm)

5. 결 론

본 연구에서는 60 N.m 급 디스크 커플링에 대해 유한요소해석을 수행하여 편각 및 축 변위 비정열이 판 디스크의 구조안정성에 미치는 영향을 파악하였고, 형상 최적화를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 축이 편각을 가지고 조립이 되었을 경우 구조 안정성이 크게 떨어짐을 알 수 있었다. 또한, 여러 가지 편각에 대한 해석을 통해서 안정성이 보장되는 편각의 범위를 설정할 수 있음을 확인하였다.

(2) 축 변위 비정열이 최대응력에 미치는 영향을 파악하였고, 편각보다는 안정성에 미치는 영향이 작음을 알 수 있었다.

(3) 판디스크에 대한 최적화를 수행하여, 최적화 형상과 방향을 알 수 있었고, 최대응력을 약 5.2 % 감소시킬 수 있었다.

후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

References

[1] Cho, Y. T., Lee, K. Y., LEE, C. H., 2010, Development of flange flexible urethane-key coupling, J. KSMTE, 19:5 667-671.

[2] Seo, H. S., Huh, Y. K., 2005, Theoretical and numerical study on flow characteristics of a fluid coupling, Proc. of KSME, Spring, 2988-2992.

[3] Choi, W., Song, J. H., Kosuge, H., Jang, J. D., Joo, I. S., 2006, A study on prediction of front cover taper angle by finite element method, Proc. of KSME, Fall, 1043-1048.

[4] Yoon, J. W., Kim, C., Jang, J. D., 2005, Analysis of a lock-up clutch considering impact and NVH, Proc. of KSME, Fall, 1677-1682.

[5] Alfares, M. A., Falah, A. H., Elkholy, A. H., 2006, Clearance distribution of misaligned gear coupling teeth considering crowning and geometry variations, Mechanism and Machine Theory, 41 1258-1272.

[6] Khatkhate, A., Gupta, S., Ray, A., Patankar, R., 2008, Anomaly detection in flexible mechanical couplings via

symbolic tome series analysis, Journal of Sound and Vibration, 311 608-622.

[7] ABAQUS, 2007, ABAQUS Version 6.4, Dassault Systemes.

[8] Ugural, A. C., 2002, Mechanical design, McGRAW.Hill. New York, 309.

[9] Seo, W. S., 2013, A Study on Performance Evaluation and Optimization of Flexible Disk Coupling by Finite Element Method, Master Thesis, Seoul National University of Science and Technology, Republic of Korea