한국정밀공학회지 제 30 권 11 호 pp. 1171-1177
J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 30, No. 11, pp. 1171-1177
ISSN 1225-9071(Print), ISSN 2287-8769(Online)

http://dx.doi.org/10.7736/KSPE.2013.30.11.1171

유한요소해석을 이용한 디스크 커플링의 토크전달 능력에 대한 연구

A Study on the Torque Transmitting Capability of a Disk Coupling by Finite Element Analysis

서원상 [1], 김성묵 [2], 김종봉 [3,✉]
Won Sang Seo[1], Sung Muk Kim[2], and Jong-Bong Kim[3,✉]

1 LG 전자 연구소 (LG Electronics Research Center)
2 ㈜성일기공 (Sungil Machinery Co.)
3 서울과학기술대학교 기계자동차공학과 (Dept. Mech. Automotive Enging. Seoul National University of science and technology)
✉ Corresponding author: jbkim@seoultech.ac.kr, Tel: +82-2-970-6434

Manuscript received: 2013.7.3 / Revised: 2013.9.16 / Accepted: 2013.10.7

In this study, the torque transmitting capability of a flexible disk coupling was investigated. Flexible disc coupling is used to transmit power between two axes, and there exist mis-alignments such as angle of deviation and end play between two shafts. A disk is an important part in the flexible disk coupling because the disk has to transmit power between two mis-aligned shafts. To investigate the effect of mis-alignment on load carrying capacity, finite element analyses were carried out. Analyses were carried out for two types of disk; i.e., circular and square disks. The rotational and bending stiffness of disk plates was predicted to investigate the effect of mis-alignment on stress. As a result, it was shown that the mis-alignment can cause severe decrease in load-carrying capacity. And, the square disk showed better performance than the circular disk.

Key Words: Flexible Coupling (플렉시블 커플링), Disc (디스크), Mis-alignment (비정렬), FEM (유한요소법)

1. 서론

커플링(Coupling)은 원동축과 종동축을 연결하여 동력을 전달하는 기계요소로써, 축을 연결하는 축이음의 일종이고 과부하가 전달될 때 기계장치를 보호하는 역할을 한다. 동력전달장치에는 대표적으로 기계식과 유체식이 있다.[1] 유체식 동력전달장치는 동력전달능력, 효율, 성능이 우수한 장점으로 자동차산업분야에서 많이 사용되고 이에 관련된 연구는 많이 진행되고 있다.[2,3] 반면, 소형 기계장치에서는 유체식 동력전달장치를 적용하기에는 어려움이 있기 때문에 기계식 동력전달장치가 많이 사용되고 있지만 기계식 동력전달장치에 대한 연구는 유체식 동력전달장치와 다르게 많이 진행되고 있지 않다. 본 연구에서는 기계식 동력전달장치의 종류중의 하나인 고정밀 플렉시블 디스크 커플링에 대해서 연구를 진행하고자 한다.[4,5]

커플링은 원동축과 종동축 사이에 설치되며 두 축이 정렬(Align)이 되었을 때 안전하게 동력을 전달한다. 그러나 양쪽의 축을 연결할 경우 축 정렬이 맞지 않는 경우가 발생하고, 또한 고속 회전하는 경우에도 축 정렬을 유지하는데 어려움이 있다. 편심, 편각(Deviation angle), 축변위(End play)와 같이 축의 정렬이 어긋난(Mis-alignment) 경우에도 동

Fig. 1 Kinds of flexible coupling

력을 전달하고자 Fig. 1과 같이 다양한 종류의 플렉시블 커플링이 개발되어 있다.[6] 하지만 플렉시블 커플링도 비정렬 정도가 커지면 동력전달 능력이 감소하기 때문에 축의 비정렬 문제를 완벽하게 해결할 수가 없다. 또한 두 축이 비정렬로 연결이 되었을 때 어느정도 동력 전달능력이 감소하는지에 대한 연구가 많이 진행되지 않았다.

본 연구에서는 축의 정렬이 어긋난 경우의 커플링 동력전달 성능의 변화에 대해서 분석하였다. 디스크 커플링 구조해석 모델을 구성하였고, 편각 및 축변위 정렬 오차에 따른 응력을 관찰하여 동력전달 능력을 간접적으로 분석하였다. 그리고 적용이 검토되고 있는 두 가지 디스크 형상에 대해 해석을 수행하여 우수성을 비교하였다. 원형 디스크는 기존에 사용하던 모델이고, 사각형 디스크는 경량화와 함께 향후 적용이 검토되고 있는 모델이다.

2. 유한요소해석

2.1 해석 모델

해석 모델로는 현재 국내 기업에서 생산 중이며, 각종 반도체제조업체에서 가장 많이 소요되는 제품 중 하나인 SDWA-31C 모델[7]을 선정하였다. 해석은 범용 해석프로그램인 Abaqus[8]를 이용하여 정적 내연적(Static Implicit)으로 수행하였고, 다수의 부품을 조립하여 접촉을 고려하여 수행하였다. 정적 해석을 수행했으며, 다수의 접촉면의 접촉으로 인한 수렴성 문제를 해결하기 위해 Stabilize기능을 적용하였다.

Fig. 2에 해석한 플렉시블 디스크 커플링(SDWA-31C)의 전체적인 형상을 제시하였다. 해석한 커플링은 허브(Hub, ①), 판 디스크 (Plate disk, ②), 중간판(Middle Plate, ③), 그리고 컬러(Collar,

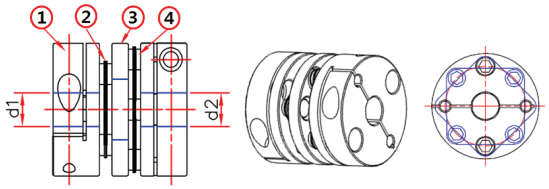


Fig. 2 Assembled shape of flexible disk coupling (SDWA-31C)

④)의 네 가지의 부품으로 구성되어 있다. d_1과 d_2는 사용자가 원하는 내경으로 가공하여 축에 연결하는 치수이다.

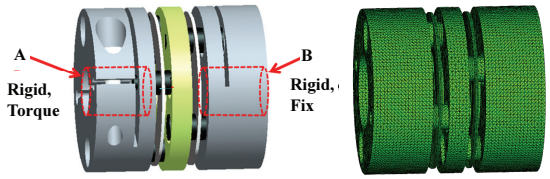
2.2 경계 조건 및 소재 물성

본 연구의 대상 디스크 커플링에서 주요 설계 부품은 판 디스크이다. 컬러나 허브와 같은 부품은 디스크에 비해 두껍기 때문에 응력이 크게 걸리지 않고 파손도 되지 않는다. 이에 비해 판 디스크는 축의 비정렬을 허용하면서 토크를 전달해야 하기 때문에 강성 및 형상 설계가 중요하고 실제로 파손이 많이 발생하는 부분이다. 판 디스크에 대한 해석을 정확하게 하기 위해 다음의 두 단계로 해석을 진행하였다.

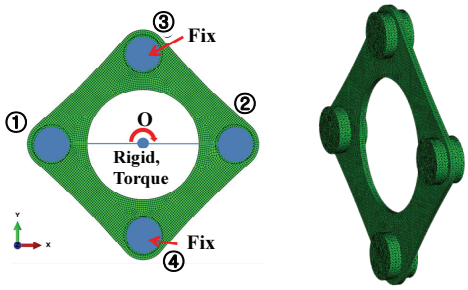
(1) 전체 모델에 대한 해석과 판 디스크와 컬러만의 단순화한 모델에 대한 해석을 수행하여 그 차이를 비교하였다.

(2) 단순모델 해석 결과가 전체모델 해석 결과와 큰 차이가 없는 것을 확인하고, 단순 모델에 대한 해석을 수행하였다. 이와 같이 하여 판 디스크에 대한 보다 정확한 해석을 수행할 수 있었다. 전체 모델에는 많은 수의 접촉면이 있기 때문에, 접촉 오차가 전체 결과에 영향을 줄 가능성이 있기 때문이다. 또한, 전체 모델로 해석을 수행한 결과, 여러 가지 편각 조건에서 해석의 수렴성에 문제가 있었다. 수렴된 결과를 얻을 수 없는 조건이 있어서 모든 경우를 전체 모델로 해석하는 것은 불가능 하였다. 이것은 접촉 면이 많고, 특히 중간판은 양쪽에서 판 디스크와의 접촉에 의해서만 지지 되기 때문에 수렴성 문제가 있는 것으로 판단이 된다.

플렉서블 디스크 커플링의 성능은 축의 비정렬 규격 한도 내에서 피로파괴 없이 얼마의 토크를 전달할 수 있는가로 판단한다. 그렇기 때문에, 규정된 최대 편각과 축변위의 비정렬 상태에서 정격

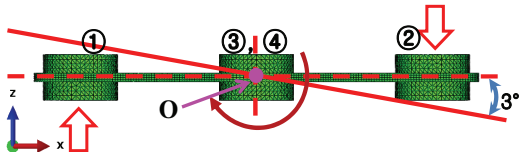


(a) A full model

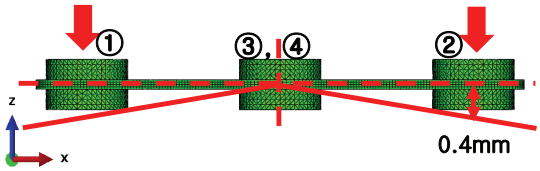


(b) A simplified model

Fig. 3 Boundary condition



(a) Deviation angle



(b) End play

Fig. 4 Boundary condition

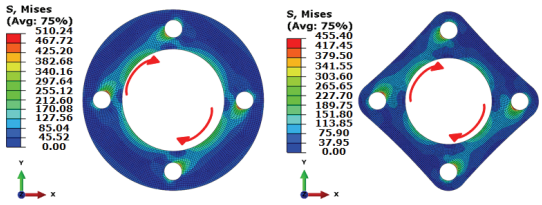
토크가 가해졌을 때 최대응력을 계산하는 방법으로 판 디스크의 안정성을 분석하였다.

Fig. 3은 전체 모델과 단순모델 해석결과를 비교하기 위한 해석모델과 경계조건을 보여준다. 결과 비교를 위한 해석은 정렬 불량이 없는 경우에 수행하였다. Fig. 3(a)는 정렬 불량이 없는 완전하게 정렬된 경우 최대토크조건 해석에 대한 경계조건이다. Fig. 3(a)의 왼쪽 허브의 축 연결부분을 강체로 묶고 (Rigid tie), 축을 기준으로 A 부분에 강제회전 변위 조건을 적용하였다. 반대편의 오른쪽 허브의 축 연결부분 B에는 x, y, z 방향의 모든 변위를 구속하였다. Fig. 3(b)는 단순모델로 해석하기 위한 경계조건이다. 첫째로, 디스크의 중앙에 생성한 가상의 노드와 컬러 ①, ②부분의 모든 절점을 강체로 묶고, 기준점으로 생성한 가상의 중앙 절점에 화살표방향으로 회전하도록 강제회전 변위조건을 적용하였다. 그리고, 컬러 ③, ④부분의 모든 절점은 모든 변위를 구속하였다.

비정렬 조건에 대한 해석은 편각과 축변위에 대해서 단순모델로 수행하였다. 편각은 축이 일직선으로 만나지 않고 기울어져 만날 때, 일직선에서 벗어난 각도를 의미하고, 축변위는 두 축이 조립되었을 때 축방향으로 힘이 가해져 있어서 커플링이 축방향으로 변형이 있는 상태를 의미한다. 편각과 축변위 비정렬 외에 축의 중심이 어긋난 비정렬이 있을 수 있다. 하지만, 이 경우도 축을 조립한 후에는 축이 변형하여 편각 비정렬 상태로 된다. 그렇기 때문에 비정렬 관련된 해석은 편각과 축변위에 대한 해석으로 충분하다. Fig. 4는 편각과 축변위를 부여하는 경계조건을 보여준다. 편각과 축변위에 대한 해석은 단순모델에 편각과 축변위를 토크를 가하기 전에 각각 추가적으로 부여하여 해석을 수행했다. 편각 경계조건 (Fig. 4(a))은 강체로 묶은 축 중심에 생성한 가상의 절점에 y축에 대한 회전각으로 부여하였다. 컬러 ①과 ②를 강체로 묶고 기준점을 점 O (Fig. 3(b), Fig. 4(a))로 설정한 후, 점 O에 회전각 경계조건을 부여하면 컬러 ①과 ②는 Fig. 4(a)의 화살표 방향으로 회전하게 된다. 축변위 경계조건(Fig. 4(b))도 강체로 묶은 가상의 점에 z 방향 변위를 Fig. 4(b)와 같이 부여하였다.

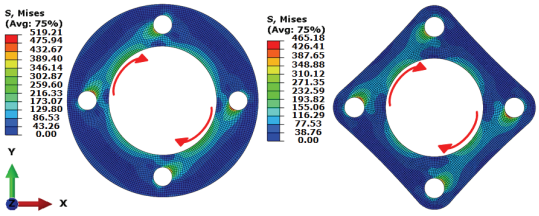
허브는 응력 집중이 크지 않아 비교적 큰 요소로 이산화 하였고, 응력집중이 발생하고 주 관심부분인 컬러 접촉부와 판 디스크는 충분히 작은 요소로 이산화하였다. 컬러 접촉부는 원주 방향으로 40개의 요소를 사용하였고, 판디스크는 굽힘을 고려하기 위해 두께방향으로 4개의 요소를 이용하였다. 이것보다 2배 많은 요소로 격자를 생성하여 해석한 결과와 비교하여 차이가 매우 작음을 확인하였고, 해석 효율성을 위해 보다 적은 수의 요소를 이용하여 모든 해석을 수행하였다.

디스크 커플링의 물성은 현재 생산되고 있는 판스프링의 소재에 대해 인장시험을 수행하여 구하였다. 각 소재별로 3번의 시험결과를 통해 소재들의 항복강도와 인장강도의 평균값을 이용하였다. 허브는 재료 데이터를 제공하고 있는 MATWEb[9]에서 조사하여 이용하였다. 허브의 재료는 Al7075이고 인장강도는 524 MPa, 항복강도는 462 MPa이다.



(a) (b)

Fig. 5 Stress distributions on (a) a circular disk and (b) a square disk (full model analysis)



(a) (b)

Fig. 6 Stress distributions on (a) circular disk and (b) square disk (simplified model analysis)

디스크의 재료는 SUS303이고 인장강도는 808 MPa, 항복강도는 690 MPa이다.

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 전체모델(Full model) 해석

플렉시블 디스크 커플링의 주요 부품인 디스크를 디스크 형상에 따라 성능 차이를 확인하기 위해서 최대토크를 가한 상태에 대해 유한요소해석을 수행했다. 첫째로 디스크 커플링 전체모델에 대해 수행했다. 예상했던 것처럼 디스크에서 응력이 집중되는 것을 확인했으며, 동력을 전달할 경우 디스크 커플링의 디스크가 중요한 역할을 하고 디스크의 설계에 따라 디스크 커플링의 성능이 좌우된다고 판단된다.

전체모델에 최대토크 6 N.m이 가해졌을 때 해석결과를 Fig. 5에서 확인할 수 있다. Fig. 5(a)의 원형디스크의 경우 최대응력은 510 MPa, Fig. 5(b)의 사각디스크의 경우는 최대응력이 455 MPa이다. 최대토크일 때의 응력값을 비교한 결과 원형디스크를 사용하는 커플링보다 사각디스크를 사용하는 커플링의 최대응력이 작았으며, 최대토크로 운전할 경우 사각디스크 커플링의 성능이 원형디스크 커플링보다 좋은 것으로 판단된다.

3.2 단순모델(Simplified model) 해석

해석의 효율성을 위해 디스크 커플링 전체모델을 단순하게 모델링하여 해석을 수행하였다. 디스크 커플링의 허브와 중간 허브를 제거한 단순화된 모델에 대한 해석 결과는 Fig. 6에서 확인할 수 있다. Fig. 6은 완전정렬 상태에서 최대토크 6 N.m이 가해졌을 때 원형디스크의 해석결과이다. 원형디스크와 사각디스크 모두 최대응력이 걸리는 부분과 디스크의 전체적인 응력분포가 전체모델 결과와 동일한 것을 확인 할 수 있다. 경량화로 인하여 사각디스크의 성능이 저하된다는 예상과 다르게 최대토크 조건에서 원형디스크의 최대응력이 사각디스크보다 약 50 MPa 더 높게 나와 사각디스크의 성능이 더 좋게 평가되었다.

전체모델과 단순모델의 해석결과를 비교한 결과 단순모델의 최대응력이 전체모델의 최대응력보다 약 10 Mpa 높게 나왔다. 이 결과 단순모델이 전체모델에 비해 악조건이며, 자유도가 높은 전체모델로 해석을 하는 것보다 해석효율을 위해 단순모델로 연구를 진행해도 문제없다고 판단되어 이후 비정렬 조건 해석에은 단순모델로 수행하였다.

3.3 편각 및 축변위 해석 결과

각종 장비의 고속화에 따른 관성 및 진동 그리고 정렬이 되지 않은 축을 연결할 경우에 발생하는 편각을 고려하여 디스크 커플링 해석을 수행했다. 편각 및 축변위 해석은 Fig. 3(b)에 보인 단순모델에 대해서 수행하였고, 경계조건은 Fig. 4와 같이 부여하였다.

Fig. 7은 편각 경계조건을 부여했을 때 변형된 디스크 형상을 앞면과 측면에서 본 모습을 보여준다. Fig. 8(a)는 원형디스크에 편각 3°를 가했을 때 디스크에 걸리는 응력분포를 보여준다. 편각에 의해 굽힘이 발생하였으며 이 결과 컬러 주변에서 최대응력이 발생하고 최대 응력값은 339 MPa이다. 편각 조건만으로 디스크에 응력이 크게 상승하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 8(b)는 편각 3°부여 후 최대토크 6 N.m를 추가적으로 가했을 때의 응력분포를 보여주고 있고, 응력분포가 편각 3° 조건만 있을 때의 응력분포와 다른 것을 알 수 있다. 편각 3°와 최대토크 6 N.m일 때의 원형디스크의 최대응력은 630 MPa이다. Fig. 9(a), (b)는 각각 편각 3°, 편각 3°와 최대토크 6 N.m일 때의 사각디스크의 해석 결과이다. 원형디스크와 같이 편각 3°일 때

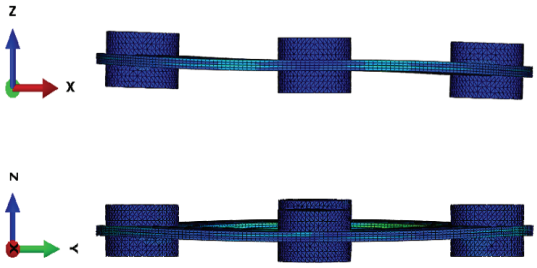
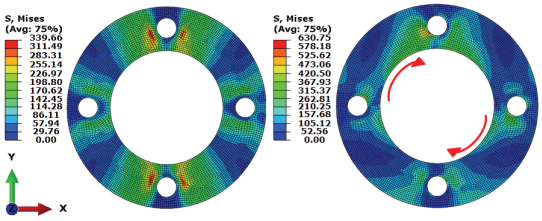
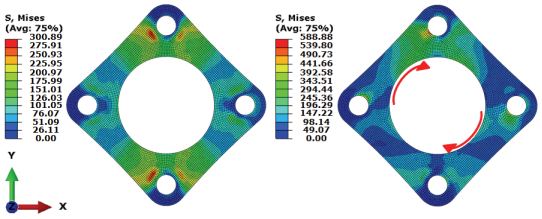


Fig. 7 Deformed shape after imposing 3° of angle of deviation



(a) (b)

Fig. 8 Stress distribution after imposing (a) 3° angle of deviation and (b) 3° angle of deviation and 6 N.m torque (circular disk)



(a) (b)

Fig. 9 Stress distribution after imposing (a) 3° angle of deviation, (b) 3° angle of deviation and 6 N.m torque (square disk)

최대응력이 300 MPa이고, 편각 3°와 최대토크 6 N.m일 때 사각디스크의 최대응력은 589 MPa이다. 비정렬 조건 중 하나인 편각에 대해서 해석한 결과 원형디스크, 사각디스크 모두 편각 조건만으로도 300 MPa 이상의 응력이 걸렸으며, 편각 3°와 최대토크 6 N.m에서 원형디스크가 사각디스크보다 약 40 MPa이 더 걸린다.

Fig. 10과 Fig. 11은 원형 디스크와 사각디스크에 축변위와 토크가 가해졌을 때 응력분포를 각각 보여준다. 축변위가 가해졌을 경우 응력이 좌.우 그리고 상·하 대칭이고, 토크가 추가적으로 가해

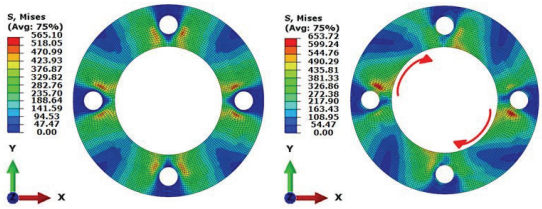


Fig. 10 Stress distribution after imposing (a) 0.4 mm end play and (b) 0.4 mm end play and 6 N.m torque (circular disk)

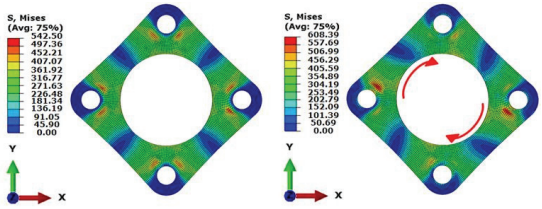


Fig. 11 Stress distribution after imposing (a) 0.4 mm end play and (b) 0.4 mm end play and 6 N.m torque (square disk)

졌을 때는 중심에 대한 원점 대칭형태로 바뀌었음을 알 수 있다. 두 축을 커플링을 이용하여 조립할 때 축방향 비정렬로 인해 축방향으로 힘이 가해지는 경우가 있다. 이럴 경우 토크를 전달하기 전에 Fig. 10(a)와 Fig. 11(a)와 같이 응력이 분포된다고 볼 수 있다. Figs. 8~11의 결과를 Table 1에 정리하였다. 토크가 가해지기 전 축변위 오차에 의한 응력은 편각에 의한 응력보다 매우 크다(235~240 MPa 차이). 굽힘이 많이 발생했기 때문으로 사료된다. 하지만, 6 N.m의 토크까지 가해진 경우에는 응력 차이가 약 20 MPa로 크지 않다. 이것은 축변위 오차의 경우 상·하 또는 좌.우 대칭으로 변형되고, 편각 오차의 경우 대칭이 아니기 때문에 회전 토크가 가해졌을 때 변형이 불안정하여 좌굴 변형모드로 변형이 되기 때문으로 사료된다. 최대응력을 비교해 볼 때, 3도 편각이 있는 경우 완전정렬의 경우보다 응력이 약 120 MPa 크게 예측이 되었고, 0.4 mm 축변위가 있는 경우에는 약 140 MPa 크게 예측이 되었다. 편각이나 축변위 오차가 있는 경우 응력이 크게 증가하여 파손이 발생할 가능성이 커짐을 알 수 있다.

3.4 회전 및 굽힘 강성 평가

3.1~3.3절의 해석 결과를 통해서 경량화된 사각

Table 1 Maximum von-Mises stress of disk plate

[Unit : end play(mm), Torque(N.m), Stress(MPa)]

Conditions		Circular disk		Square disk	
		T=0	T=6	T=0	T=6
Angle of deviation	0°	-	519.2	-	465.1
	3°	339.6	630.7	300.8	588.8
End play	0	-	519.2	-	465.1
	0.4	565.1	653.7	542.5	608.4

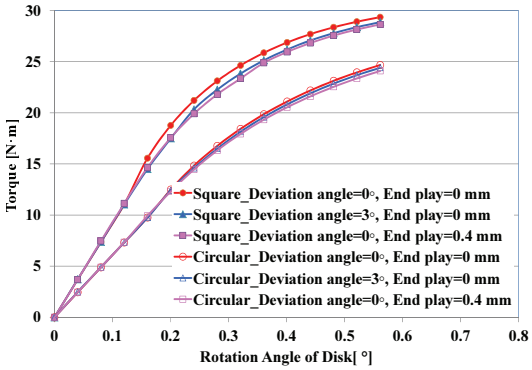


Fig. 12 Torque-rotation angle relation for angle of deviation and end play

디스크가 원형디스크보다 성능이 좋게 평가되었다. 본 절에서는 디스크의 형상에 따른 디스크의 회전 강성과 굽힘강성을 해석을 통해서 분석했다. 또한 편각과 축변위 비정렬이 회전 강성에 미치는 영향을 분석하였다.

Fig. 12는 편각 및 축변위에 따른 토크-회전각을 보여준다. 디스크의 회전강성은 편각 및 축변위에 관계없이 비슷하고 디스크의 형상에 따라서만 강성에 차이가 있는 것을 알 수 있다. 작은 차이기는 하지만, 편각이나 축변위가 있는 경우에는 회전 강성이 빨리 작아짐을 알 수 있다. 이것은 좌굴이 빨리 발생하기 때문으로 사료된다. 특히, 축변위 보다는 편각이 있는 경우에 곡선이 가장 아래에 있는 것을 알 수 있다. 응력의 경우에는 축변위가 있는 경우 더 크게 예측이 되었지만, 좌굴의 경우에는 편각이 있는 경우 더 위험함을 알 수 있다.

디스크의 굽힘 강성을 평가하기 위해 Fig. 13과 같이 모델을 구성하고 해석을 수행하였다. 이웃한 두 개의 컬러 부분은 고정하고 나머지 두 개의 컬러에 그림과 같이 변위를 주어 굽힘 변형을 주었고 반력을 측정하여 강성을 평가하였다. Fig. 14는

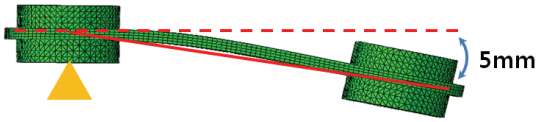


Fig. 13 Model for bending stiffness analysis

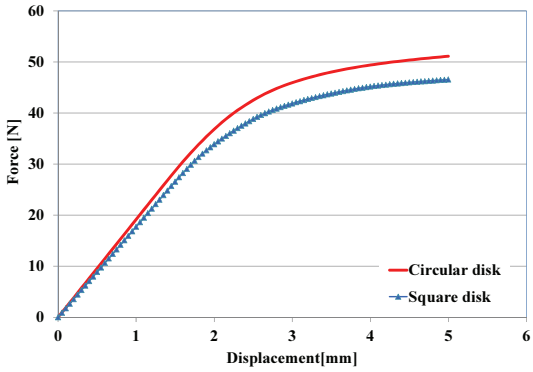


Fig. 14 Comparison of force-displacement relation in bending stiffness analysis

해석 결과를 보여준다. 회전강성과 달리 굽힘강성은 원형 디스크가 큼을 알 수 있다. 이 현상이 편각 발생시 응력의 크기에 영향을 주는 것으로 판단할 수 있다. 사각 디스크보다 원형 디스크에서 굽힘 강성이 크기 때문에 같은 편각을 주기 위해서 큰 힘이 필요하다. 그렇기 때문에, Fig. 8(a)에서와 같이 컬러 부분에 큰 응력이 발생했다고 판단할 수 있다. 결과적으로 편각 발생시 응력을 줄이기 위해서는 굽힘 강성을 줄여야 함을 알 수 있다. 또한 좌굴의 경우에는 원형디스크가 사각디스크보다 유리함을 알 수 있다. Fig. 12의 회전강성 그래프에서도, 회전각 0.2도 이상에서 편각이 미치는 영향이 원형 디스크보다 사각디스크에서 크게 나타남을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 디스크 커플링에 대해서 연구를 수행하였다. 디스크 커플링 성능에 영향을 끼치는 인자들을 파악하기 위하여 유한요소해석을 수행하였으며 본 연구에서 얻어진 결과는 다음과 같다.

(1) 플렉시블 디스크 커플링의 전체 모델과 단순화한 모델에 대해 해석한 결과 단순모델에서의 최대응력이 전체모델에서의 최대응력보다 약

10Mpa 높게 나왔고 이는 비슷한 수준으로 판단되었다. 그래서 해석효율을 위해 디스크 커플링 성능평가를 단순모델로 수행할 수 있음을 알 수 있었다.

(2) 편각이나 축변위 비정렬 오차에 의해서 응력이 크게 증가함을 알 수 있었고, 그렇기 때문에 정렬 오차가 발생할 경우 토크전달 성능이 크게 떨어짐을 알 수 있었다.

(3) 디스크 형상에 따라 성능을 비교한 결과 비정렬과 최대토크 조건 모두에서 경량화된 사각디스크가 원형디스크 보다 최대응력이 작고 비틀림 강성이 크기 때문에 성능이 더 좋게 평가되었다. 다만, 굽힘 강성은 사각디스크가 다소 작기 때문에 좌굴 파손에는 다소 불리할 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Cho, Y. T., Lee, K. Y., and Lee, C. H., “Development of Flange Flexible Urethane-key Coupling,” J. of Korean Soc. of Machine Tools Eng., Vol. 19, No. 5, pp. 667-671, 2010.
2. Heo, H. S. and Suh, Y. K., “Theoretical and Numerical Study on Flow Characteristics of a Fluid Coupling,” Proc. of Korean Soc. Mech. Eng., pp. 2987-2991, 2005.
3. Choi, W., Song, J. H., Kosuge, H., Jang, J. D., and Joo, I. S., “A Study on Prediction of Front Cover Taper Angle by Finite Element Method,” Proc. of Korean Soc. Automotive Eng., pp. 1043-1048, 2006.
4. Seo, W. S., Kim, J. B., and Kim, B. R., “Performance Evaluation of Flexible Disk Coupling by FEM,” Proc. of KSPE Autumn Conference, pp. 679-680, 2012.
5. Yoo, B. C., Kim, C. D., Choi, J. W., Moon, J. H., Kim, J. B., Seo, W. S., and Kim, B. R., “A Study on the Fatigue Life of Flexible Disk Coupling,” Proc. of KSPE Autumn Conference, pp. 677-678, 2012.
6. Alfares, M. A., Falah, A. H., and Elkholy, A. H., “Clearance Distribution of Misaligned Gear Coupling Teeth Considering Crowning and Geometry Variations,” Mechanism and Machine Theory, Vol. 41, No. 10, pp. 1258-1272, 2006.
7. Sungil Machinery, “SDWA-31C CAD File,” http://www.sungilfa.co.kr (Accessed 16 Oct. 2013)
8. ABAQUS Inc., “ABAQUS theory manual,” 2006.
9. MatWeb, “Alclad Aluminum 7075-T6, T651,” http://www.matweb.com (Accessed 16 Oct. 2013)