

자전거용 무단변속기에 대한 최적설계 분석

백승엽*, 최형규*, 김창우*, 정연승**

*인덕대학 기계설계과

**유한대학 금형설계과

e-mail:sybaek@induk.ac.kr

Analysis of the optimal design of CVT for bicycle

Seung-Yub Baek*, Hyung-Gyu Choi*, Chang-Woo Kim*,

Youn-Seung Jeong**

*Dept of Mechanical Design, Induk University

**Dept of Tool & Mould Design, Yuhan University

요 약

본 논문에서는 자전거용 무단변속기를 개발하기 위해서 편심캠 방식을 적용한 무단변속기를 설계하였고 최적 설계 검증에 위해 3차원 유한요소해석을 활용하여 정적 및 동적해석을 수행하여 최적의 변속을 가지도록 설계에 반영하였다. 이러한 결과를 활용하여 새로운 변속구조를 가지는 무단변속기를 설계하였고 구조적으로 안정성을 평가 분석하였다.

1. 서론

자전거(自轉車)는 사람의 힘으로 바퀴를 회전시켜 움직이는 탈것으로서, 일반적으로 발로 밟는 힘을 페달, 크랭크 기구, 체인을 거쳐 뒷바퀴에 전달하여 앞으로 나아가며 핸들과 브레이크로 조종하는 구조로 되어 있다. 주로 이동수단으로 사용되는 자전거는 그 동력원이 한정되어 있기 때문에 최대의 효과를 내기 위한 무게감량 및 효율적인 동력전달장치가 핵심기술이다. 무단변속기는 속도비를 연속적으로 변화시킬 수 있고, 자동차에 적용할 경우 엔진속도를 차량속도와 독립적으로 제어함으로써 동력성과 연비 성능을 동시에 만족시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.

무단변속기는 다양한 종류가 개발되어 사용되고 있으나, 이들 대부분은 자체적으로 중립(g geared neutral)을 구현할 수 없거나 효율과 수명측면에서 기존의 기어 변속기보다 불리한 단점을 가지고 있다. 이러한 단점을 극복하기 위해서 기존의 무단변속기에 차동기어를 결합시켜 전달동력의 일부분을 효율이 상대적으로 높은 차동기어로 전달하고, 무단변속을 위한 일부의 동력을 무단변속기구로 전달하는 새로운 형식의 무단변속기구로 전달하는 새로운 형식의 무단변속기에 대한 연구가 진행되었다. 무단

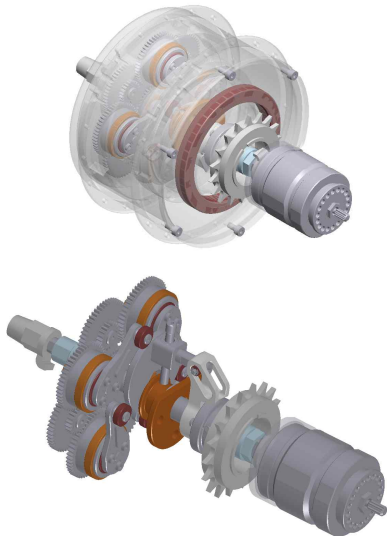
변속기 설계 시 기어 구동계는 동하중과 소음예측이 주된 관심사다. 또한 고속, 고하중, 그리고 경량화 설계 요구에 의하여 피로손상해석의 필요성이 증가되었다. 이것은 정확한 동적 기어 힘과 응력에 대한 연구가 필요하다. 따라서 기어 운동현상을 이해하기 위한 수많은 연구가 진행되었다. 대부분의 기어시스템은 정적해석에 기초해서 설계된다.

동력의 효율적 사용을 담당하는 변속방식에는 대다수의 자전거에 사용되고 있는 방식인 드레일러 기어방식(체인변속시스템)과 내장기어허브방식으로 구분된다. 드레일러 기어방식은 드레일러가 체인을 강제로 이탈시켜 다른 크기의 톱니바퀴(체인링 또는 스프라켓)로 옮겨줌으로써 변속시키는 방식이다. 대부분의 자전거에 쓰이는 변속방식으로 부품이 다양하고 호환성이 좋아서 튜닝 및 세팅에 용이하며 수리 및 부품교체가 편리하다. 기어성능에 비해 그 구조가 비교적 간단한 장점이 있다. 하지만 드레일러가 체인을 강제로 이탈시켜 변속하는 구조상 드레일러 부분의 잔고장이 많고, 진동-소음 및 변형 등으로 인하여 변속트러블 등의 고장발생의 주요 원인이다. 또한 외부 오염이나 충격에 취약하며, 정지 상태에서 변속이 불가능하며, 변속을 위해서는 크랭크를 1~2바퀴 회전시켜야 한다. 내장기어방식은 드레일러 기어방식보다 작동부위가 밖으로 노출되지 않아

서 외부 오염 및 충격에 강하고 체인트러블 발생이 없으며 변속이 빠르고 부드럽다. 또한 정지 상태에서도 변속이 가능하고 외부로 드러나는 부품수가 줄고 차지하는 부피도 줄어들고 변속에 따른 체인의 이탈 및 운동경로 변경이 없어 전동장치 등의 추가 장치 사용이 가능하다는 장점이 있다.

변속부품의 외부 노출에 따른 이물질 및 충격에 따른 급격한 내구성 문제를 미연에 방지하고 변속부품의 일정한 유회상태를 유지시키기 위한 최적의 방법으로 내장형 변속기 장착이 늘고 있으며 사용자 입장에서 체인의 벗겨짐 등 간편한 유지관리를 할 수 있는 구동 시스템이 요구되고 있으며 최상의 주행성능을 발휘하기 위해서 폭넓은 변속비 및 빠른 응답성을 갖는 내장형 변속기를 개발하는 것이 목표이다.

2. 자전거용 무단변속기 구조



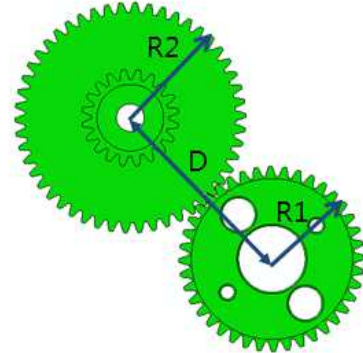
[그림 1] 자전거용 무단변속기의 구조

본 연구에서 구조해석을 수행하기 위한 자전거용 무단변속기의 구조를 그림 1에서 보여주고 있다. 기본적으로 크게 3부분으로 나눌 수 있다. 동력을 전달하는 입력축 기어부분과 무단변속을 할 수 있는 편심 캠, 원웨이(one-way)링크 부분과, 변속된 동력을 스프라켓으로 전달하는 출력기어부분으로 구성되어 있다.

3. 무단변속기의 구조해석

본 연구에서는 변속기 내장형 기어허브의 구조 특

성을 평가하기 위해서 중심 기어와 측기어의 재질과 중심간 거리에 따른 응력해석을 통해 적합한 재질 및 기어의 위치를 결정하는데 그 목적이 있다. 해석의 효율성을 위해 1/4 모델에 대한 응력해석을 수행하였다.



[그림 2] 중심기어와 측기어에 대한 설계 파라미터 모델

그림 2는 중심 기어와 측기어의 중심간 거리를 보여주는 모델이다. 변속기 내장형 기어허브의 구조해석 모델은 468,749개의 요소(element)와 176,917개의 절점(nodes)로 구성되었으며 요소망 타입은 사면체 선형 요소망을 적용하였다. 기어 조립 오차를 줄이기 위해서 중심 기어의 반경(R1), 기어 이빨 높이, 이빨 수와 측기어의 반경(R2), 측기어 이빨높이, 측기어 이빨 수와 기어 중심간 거리(D)에 대한 파라미터를 표 1에서 보여주고 있다.

[표 1] 무단변속기 기어설계 파라미터

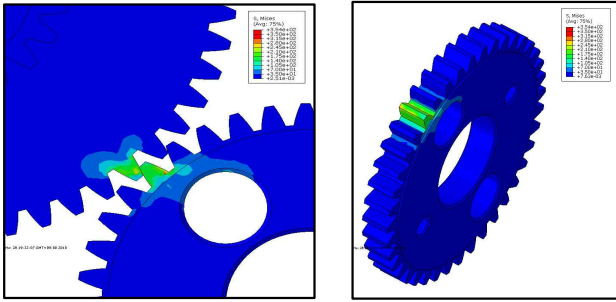
설계파라미터	값
중심기어 반경, R1 (mm)	16.7
중심기어 이빨높이 (mm)	2.2
중심기어 이빨수 (개)	40
측기어 반경, R2 (mm)	21.1
측기어 이빨높이 (mm)	2.2
측기어 이빨수 (개)	50
기어 중심간 거리, D (mm)	36.0, 36.3, 36.5, 36.7, 36.9, 37.0

[표 2] 무단변속기 기어에 대한 재료 물성치

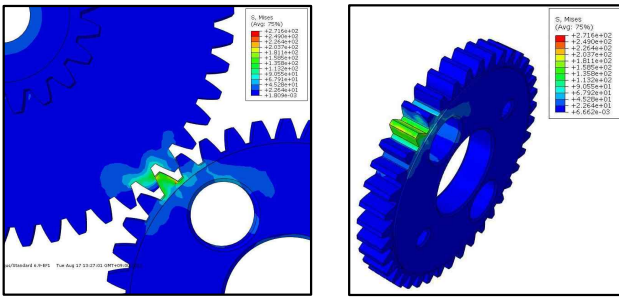
재료	탄성계수 (GPa)	프와송비	항복강도 (MPa)	밀도 (kg/mm3)
알루미늄합금 (2024Al-T3)	73	0.27	310	2.6×10^{-6}
티타늄합금 (Ti-5Al-2.5Sn)	120	0.3	827	3.9×10^{-6}
탄소강 (SNC, SM15CK)	210	0.3	500	7.8×10^{-6}

경계조건과 하중조건으로는 중심기어를 고정하고

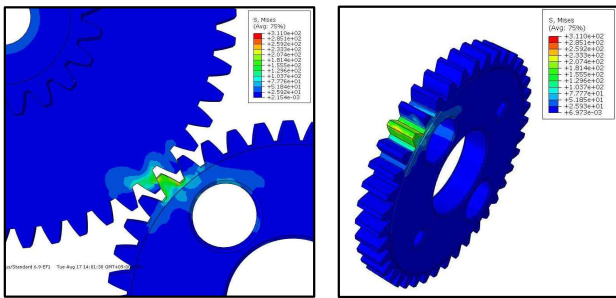
측기어의 회전에 대한 자유도를 부여하였고, 하중조건은 일반적인 자전거 자료를 참조하여 페달에 35,000Nmm의 토크가 적용됨을 고려하였다. 측기어가 4개임을 고려하여 측기어의 중심축에 8,750Nmm의 토크를 적용하였으며, 접촉조건은 현실성을 가장 잘 반영하는 면접촉 조건으로 고려하였고 접촉면에 대한 마찰계수는 윤활 등을 고려하여 0.1로 가정하였다.



[그림 3] 기어 중심 간 거리 D=36.7mm(SNC)



[그림 4] 기어 중심 간 거리 D=36.5mm(Al2024)



[그림 5] 기어 중심 간 거리 D=36.5mm(Ti)

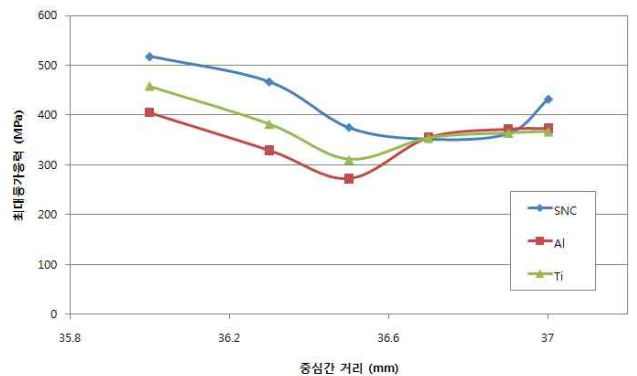
표 2는 FE 해석을 위한 재료에 물성치를 보여주고 있다. 변속기의 경량화를 위해서 기존에 적용했던 재료와 새로운 재료에 대한 해석을 수행하였다. 각각의 해석을 수행한 결과 재료에 따른 최대등가응력은 알루미늄합금이 제일 작고 탄소강이 가장 높으나 항복응력에 대한 계수를 고려하면 알루미늄합금이 가장 낮음을 알 수 있다. 축 방향에 대한 반발토크는 알루미늄합금이 가장 큼을 알 수 있다. 모든

재료에 대해서 최적의 중심간 거리가 존재함을 알 수 있다. 티타늄합금의 안전계수를 고려할 때 경량화에 대한 여지가 더 있음을 알 수 있다. 본 해석법은 자전거의 경량화 및 안전설계에 가이드가 될 수 있을 것으로 판단된다. 그림 3,4,5는 각각의 재질에 대한 해석결과를 보여주고 있다.

[표 3] 각각의 재질에 따른 해석 결과

재료	최대등가응력 (MPa)	축방향 최대 반발토크(Nmm)	항복응력에 대한 안전계수
탄소강 (SNC, SM15CK)	352 (@ D=36.7mm)	6949	1.41
알루미늄합금 (2024Al-T3)	272 (@ D=36.5mm)	7126	1.14
티타늄합금 (Ti-5Al-2.5Sn)	311 (@ D=36.5mm)	7108	2.66

표 3은 각각의 재료에 따른 해석 결과를 정리해서 보여주고 있다. 탄소강일 경우 최대등가응력은 기어 중심간 거리가 36.7mm에서 352MPa이고 항복응력에 대한 안전계수는 1.41로 나타났다. 알루미늄합금일 경우 중심간 거리가 36.5mm에서 최대등가응력이 272MPa이고 항복응력에 대한 안전계수는 1.14이다. 티타늄합금은 중심간 거리 36.5mm에서 311MPa의 최대등가응력을 얻었고, 항복응력에 대한 안전계수는 2.66로 나타났다. 그림 6은 각각의 재질에 따른 중심간 거리에 따른 최대등가응력을 보여주고 있다.



[그림 6] 각각의 재질에 따른 중심간 거리에 따른 최대등가응력

4. 결론

본 연구에서는 자전거용 무단변속기를 개발하기 위해서 제품설계에 대한 검증과 최적설계를 하기 위

한 변수들에 대해서 분석을 하였다. 해석의 효율성을 위해서 부분모델에 대한 해석을 수행하였는데 부분모델의 검증을 위해 전체모델에서 대해 해석 수행이 필요하다. 따라서 전체모델에 대한 해석을 수행한 후 해석 결과를 분석하였다. 해석 조건으로는 중심 기어를 고정하고 페달에 부과되는 전체 토크는 35,000Nmm이기 때문에 외측기어들에 대해 각각 동일한 토크 8,750Nmm를 부과해서 해석을 수행하였다. 재료 물성치는 실제 제품에 사용되는 탄소강(SNC)로 가정하고 중심간 거리는 탄소강 해석에서 최적의 위치를 얻은 36.7mm로 4개의 기어에 모두 고정하였다. 해석 결과 최대등가응력이 295MPa로서 부분모델에 대해서보다 약간 작은 값을 얻었다.

본 결과로부터 부분모델은 전체모델보다 가혹모델로 그 결과 값에 대해 설계 값으로 사용하는 것이 타당함을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에 대한 결론을 내리면 연구를 통해 주어진 형상에 대해서 중심간 거리를 36.5~36.7mm 범위로 정하는 것이 좋으며 재료는 항복강도에 대한 안전계수를 고려했을 때 탄소강(SNC) 재료에 표면처리를 하여 내구성을 높이는 것이 적합할 것으로 사료된다. 또한 경량화를 위해서는 티타늄합금(Ti)을 고려해 볼 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] Bathe, K. J., "Finite Element Procedures," Prestice Hall, 780-784, 1996.
- [2] Beachley, N.H. and Frank, A.A., "Principles and Definition for Continuously Variable Transmissions with Emphasis on Automotive Application," ASME, 80, C2/DET-95, 1980.