

승용차 자동변속기용 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링의 효율개선 방법에 관한 연구

이인욱*, 한성길**, 곽범섭**, 이호성***, 송철기****, #

*(유)세플러코리아, **경상대학교 대학원 기계설계학과, ***경상대학교 기계융합공학과, ****경상대학교 기계공학부, 공학연구원

Efficiency Improvement of Transfer Drive Gear Bearings for an Automotive Automatic Transmission

In Wook Lee*, Sung Gil Han**, Beom-Seop Gwak**, Ho Sung Lee***, Chul Ki Song****, #

*Schaeffler Korea Corporation, **Depart. of Mechanical Engineering, Gyeongsang National University, ***Depart. of Mechanical Convergence Engineering, Gyeongsang National University, ****School of Mechanical Engineering, Engineering Research Institute, Gyeongsang National University

(Received 13 November 2020; received in revised form 30 November 2020; accepted 12 December 2020)

ABSTRACT

An automatic transmission of automobiles enables comfortable driving experience with lower transmission shifting jerks. However, the assembly structure is more complicated and requires additional components with lower efficiency than the manual transmission system. Extensive research has been conducted to improve the overall transmission efficiency by optimizing each component of the automatic transmission assembly. This study focuses on enhancing the friction torque of double angular contact ball bearings used in automatic transmission. The friction torque of the bearing varies with the operating conditions such as the operational load and rotating speed. Since reducing the friction torque of the bearing tends to deteriorate the durability of the bearing, it is necessary to design the bearing having a minimum required friction torque by determining the durability life of an automatic transmission assembly. In this study, the theoretical life and friction torque of conventional and newly-developed bearings are calculated. The difference in the friction torque between the new and existing bearings are also evaluated.

Key Words : Automatic Transmission(자동 변속기), Angular Contact Ball Bearing(앵글러 컨택트 볼 베어링), Transmission Efficiency(전달효율), Bearing Frictional Power Losses(베어링 마찰동력 손실), Bearing Rating Life(베어링 정격 수명)

1. 서 론

자동차 환경규제가 지속적으로 강화됨에 따라 파워트레인 효율 개선을 위한 연구가 지속적으로 이루어져 왔다^[1~2]. 효율 개선 요소 중 베어링 단품

Corresponding Author : cksong@gnu.ac.kr
Tel: +82-55-772-1633, Fax: +82-55-772-1578

에 대한 다양한 연구가 선행되었으나^[3], 상호 유기적인 시스템을 가진 변속기 시스템에서 통합적으로 베어링 효율 개선을 위한 연구가 부족하다. 자동변속기용 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링은 Fig. 1과 같이 변속기 메인샤프트 유성기어 세트에서 변화된 토크와 스피드를 아웃풋 샤프트로 전달하는 트랜스퍼 드라이브 기어의 하중을 지지하는 위치에 장착된다. 트랜스퍼 드라이브 기어용 베어링은 Fig. 2와 같은 복열 앵글러 컨택트 볼 베어링이 적용된다. 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링은 장착된 변속기의 운전 조건에 따라 베어링의 이론 수명 및 마찰 토크가 크게 달라진다. 따라서 베어링의 하중 조건 및 윤활 조건을 정확히 파악하여 내부 설계를 변경하는 과정이 필요하다.

기존의 검토 방법은 베어링에 주어진 장착 공간 내에서 최대 강건 설계를 하는 것이 일반적이었으며, 베어링의 수명 안전율과 최대 하중 조건에서의 접촉 응력만을 고려하였다.

본 논문에서는 NEDC(New european driving cycle)를 활용하여 베어링의 목표수명을 설정하고 이론수명과 마찰 토크를 동시에 고려하여 베어링의 동력 손실 저감 방법을 제안한다. 또한 신규 설계된 베어링의 내구성과 마찰 토크를 시험하여 수치 해석한 베어링의 수명과 동력 손실을 검증하였다.

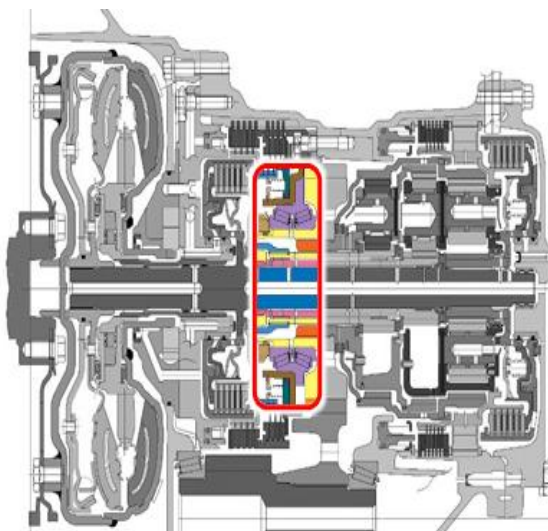


Fig. 1 Transfer drive gear bearing^[4]

2. 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링 수치 해석

2.1 해석조건 설정

트랜스퍼 드라이브 기어 베어링의 내구성과 강도 검토를 위하여 기존에는 가속 수명 시험법을 주로 활용하고 있었다. 실 운전조건보다 큰 부하를 가하여 내구성과 강도를 평가하면 강건 설계를 수행하기에 효율적인 방법이기 때문이다^[5].

이는 베어링의 동력 손실을 해석하고, 마찰 손실이 작은 베어링을 설계하는 조건으로는 부적합하였다. 따라서 본 연구에서는 NEDC와 차량 및 변속기 정보를 활용하여 실 사용영역과 동일한 Load Cycle을 정리하였다. 이를 통해 차량의 실제 사용조건에서 베어링의 내구성과 마찰 토크 저감 설계의 신뢰성을 확보할 수 있다.

차량 전체의 구동 저항은 식 (1)과 같다.

$$F_{Z,B} = m_F a + \frac{1}{2} \rho_L c_W A v^2 + f_R G_R \quad (1)$$

여기서 m_F 는 차량 질량, a 는 차량 가속도, ρ_L 은 공기 밀도, c_W 는 공기저항 계수, A 는 차량의 단면적, v 는 차량 속도, f_R 는 구름저항 계수, G_R 은 바퀴부하 하중이다. Fig. 3에 나타난 NEDC에서 정의된 차량 속도 조건으로 차량에 필요한 가속도 a 를 파악한다.

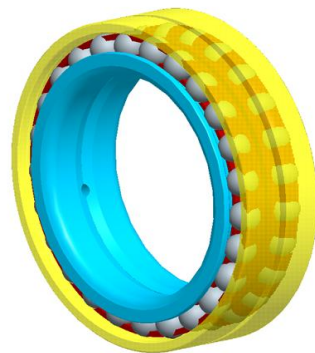


Fig. 2 Double row angular contact ball bearing

Table 1의 차량 구동 저항 계산 인자를 이용하여 가속 구동저항, 공기 저항, 타이어 저항을 합한 전체 구동저항을 계산한다. 계산된 전체 구동 저항은 Table 2의 변속기의 기어비 및 속별 운전구간 정보에 의해 변속기 입력 토크와 회전수로 변환된다.

Table 3은 최종적으로 계산된 각 속별 구동시간과 변속기 입력 토크 및 rpm을 나타낸다.

2.2 해석 모델링 선정

트랜스퍼 드라이브 기어 베어링의 마찰 토크 개선을 위하여 BEARINX 프로그램을 이용하여 Fig. 4와 같이 변속기를 모델링한다.

Table 1 Parameters of driving resistance torque

Total mass	2340 kg
Air drag coefficient	0.28
Friction coefficient	0.013
Dynamic running radius	0.318 m
Projected frontal area	2.26 m ²
Density of air	1.202 kg/m ³

Table 2 All gear ratios of the transmission

Gear	Gear ratio	Speed rage
1st gear	5.3	0 - 19
2nd gear	3.2	19 - 28
3rd gear	2.0	28 - 35
4th gear	1.5	35 - 46
5th gear	1.1	46 - 59
6th gear	0.8	59 - 88
Final ratio	3.3	-

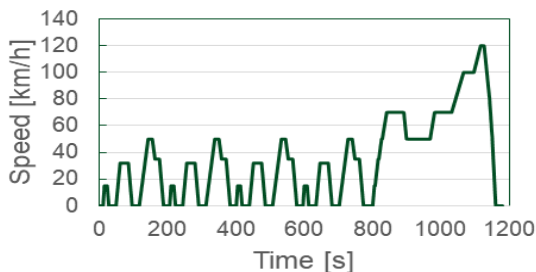


Fig. 3 NEDC(New European Driving Cycle)

Table 3의 각 속별 하중 조건을 이용하여 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링의 이론 수명과 동력 손실량을 계산할 수 있으며, Fig. 5와 같이 전동체의 하중분포 곡선을 확인할 수 있다.

Table 4는 각 하중 조건별 지지 하중과 회전속도를 나타낸다. NEDC 구동환경에서 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링의 주 회전속도 사용 구간 및 지지 하중의 범위를 확인할 수 있다.

복열 앵글러 컨택트 볼 베어링은 두 개의 열이 지지하는 하중의 크기와 그 분포가 다르게 형성되며 전동체의 크기와 개수 접촉각에 따라 해석의 결과는 차이가 크다.

Table 3 Load cycles from NEDC

Gear	Time [sec.]	Transmission input	
		Torque [N·m]	Speed [rpm]
1st speed	c	-42.51	1130.31
	d	41.62	1613.02
2nd speed	c	-54.99	2002.78
	d	55.98	2015.51
3rd speed	c	-74.03	1688.29
	d	50.37	1784.59
4th speed	c	-82.22	1675.40
	d	69.78	1547.39
5th speed	c	-95.14	1528.58
	d	77.63	1525.24
6th speed	c	-99.11	2047.25
	d	130.63	1940.82

※ c : coasting, d : driving

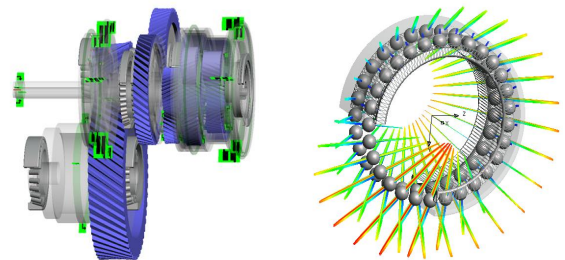


Fig. 4 BEARINX modeling Fig. 5 Load distribution

또한 베어링의 장착 공간이 제한적이므로 전동체 중심이 형성하는 지름의 크기(Reference Diameter)는 전동체 크기와 개수 결정에 큰 영향을 미친다. 주어진 치수에서 설계 가능한 설계 변수를 Table 5에 정리하였다.

2.3 결과 분석

Fig. 6은 기존 베어링과 신규설계 베어링들의 수명과 동력 손실을 나타낸다. 전동체 개수와 직경의

축소는 베어링 정격 용량을 줄여 이론 수명의 감소를 야기하지만 베어링 마찰 토크를 줄일 수 있다.

따라서 목표수명과 하중조건에 부합하는 설계를 찾을 필요가 있다. New 1 베어링은 35만 km의 내구 수명을 가지면서 동력 손실은 약 9.1 W를 가진다. 차량의 목표수명 30만 km를 기준으로, 베어링의 목표수명을 만족하면서 마찰 손실은 13% 이상 저감시킨다. New 2는 New 1보다 짧은 이론수명을 가지지만 동력 손실은 더 크다. New 3은 이론수명이 차량의 목표수명 30만 km를 만족하지 못한다.

Table 4 Operating conditions of bearings

Load case		Equivalent load [N]	Speed [rpm]
1st speed	c	2846	346
	d	4736	243
2nd speed	c	2213	711
	d	3605	707
3rd speed	c	1243	968
	d	3161	916
4th speed	c	1358	1116
	d	2747	1209
5th speed	c	1288	1525
	d	2678	1528
6th speed	c	1696	2514
	d	2168	2652

Table 6 Analysis results of the original bearing

Load case		Frictional torque [N·m]	Power loss [W]	Rating life [$\times 10^4$ km]
1st speed	d	0.116	2.95	3.77
	c	0.061	2.22	19.04
2nd speed	d	0.096	7.09	7.10
	c	0.051	3.81	39.15
3rd speed	d	0.091	8.71	15.77
	c	0.039	3.97	692.8
4th speed	d	0.09	11.4	38.69
	c	0.047	5.51	655.6
5th speed	d	0.098	15.74	50.64
	c	0.057	9.15	1258
6th speed	d	0.114	31.72	193.5
	c	0.089	23.32	558.2
Sum.			10.5	86

Table 5 Design parameters

Parameters	Original	New 1	New 2	New 3
Reference diameter [mm]	78.5	78	77.5	77.5
Contact angle [°]	35	35	30	30
Number of rolling element per row	29	23	23	25
Rolling element diameter [mm]	7.14	6.74	6.74	6.35

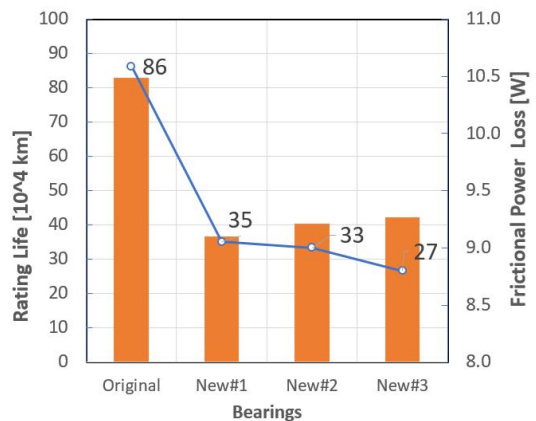


Fig. 6 Results of the life and the power loss

기존 베어링과 New 1 베어링의 각 하중 조건별 로 베어링 마찰 토크, 동력 손실 그리고 수명을 Table 6과 Table 7에 정리하였다. 베어링 구동시간이 많은 6속 조건에서 베어링 마찰 토크 저감 효과가 크게 나타남을 확인할 수 있다.

3. 검증 시험

3.1 정격 수명 시험

베어링 동력 손실 저감 설계된 베어링의 내구성을 평가하는 시험 장치를 Fig. 7과 같이 나타내었다. 베어링 입력 하중은 BEARINX 모델에서 계산된 축방향 및 경방향 하중을 적용하였다. Table 8은 정격 수명시험 조건을 나타낸다.

Table 7 Analysis results of the modified bearing

Load case		Frictional torque [N·m]	Power loss [W]	Rating life [$\times 10^4$ km]
1st speed	d	0.124	3.16	1.63
	c	0.061	2.23	7.76
2nd speed	d	0.095	7.05	2.76
	c	0.049	3.65	14.34
3rd speed	d	0.087	8.36	5.59
	c	0.034	3.46	205.99
4th speed	d	0.083	10.53	12.38
	c	0.041	4.76	189.77
5th speed	d	0.089	14.28	15.47
	c	0.049	7.8	328.19
6th speed	d	0.098	27.21	49.17
	c	0.075	19.64	136.04
Sum.			9.1	35

Table 8 Test conditions for rating life

Axial load	3 kN
Radial load	11 kN
Lubrication oil	ATF
Lubricating method	Oil bath
Speed of the inner ring	2,000 rpm

하나의 축 양 끝단에 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링을 장착하고, 축 중앙에 설치된 원통롤러 베어링을 통해 경방향 하중을 부가한다. 축방향 하중은 왼쪽 끝단 하우징을 통해 왼쪽 베어링에서부터 오른쪽 베어링으로 전달된다. 윤활을 위한 변속기 오일은 축 중심부까지 채운다. 베어링의 발열을 확인하기 위하여 베어링 외륜의 온도를 측정한다.

신규 설계 제작된 베어링은 이론적으로 계산된 정격 수명 시간 동안 파손이 나타나지 않았으며, Fig. 8과 같이 베어링 해체 검사에서도 내구성에 문제가 되는 결함은 발견되지 않았다. 따라서 신규 설계 베어링은 설계 정격 용량을 만족하는 것을 나타내며, 이는 NEDC를 통해 계산된 베어링의 목표 수명을 만족할 수 있음을 의미한다.

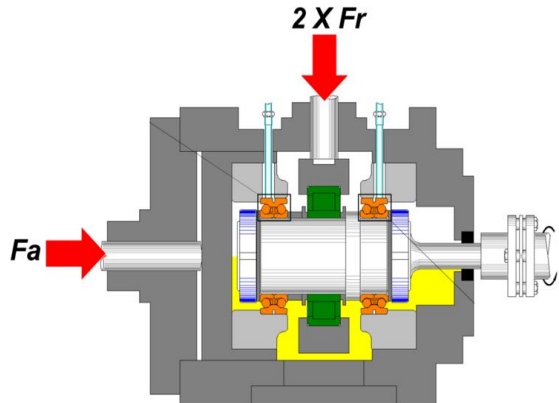


Fig. 7 Test rig for rating life



Fig. 8 Bearing inspection after rating life test

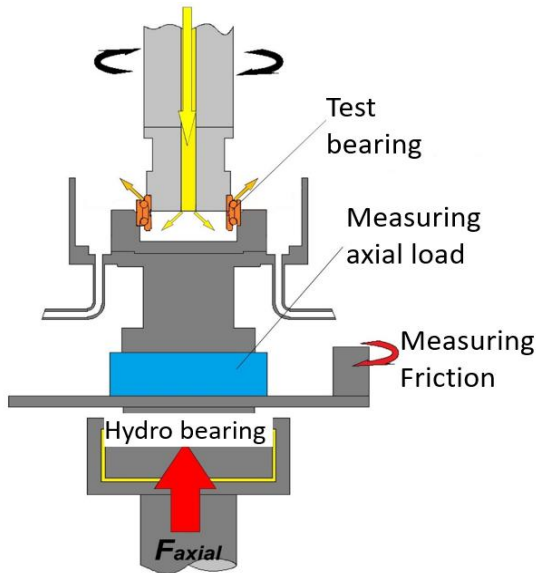


Fig. 9 Test rig of friction torque

Table 9 Test conditions of friction torque

Axial load	5 kN
Inlet oil temperature	70°C
Lubrication oil	ATF
Oil inlet flow	0.5 L/min
Speed of inner ring	200 ~ 2000 rpm

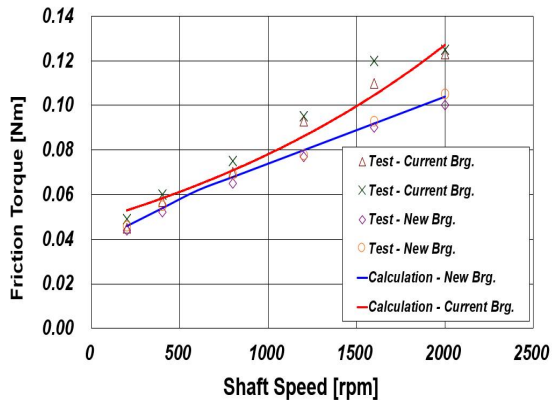


Fig. 10 Comparison of analysis and test values

3.2 마찰 토크 시험

신규 설계 제작된 베어링의 동력 손실 저감 효과를 검증하기 위하여 베어링 단품 마찰 토크 측정 장비를 Fig. 9에 나타내었다⁶⁾.

베어링 내륜에 장착된 주축이 회전하며, 그 중앙에 있는 유로를 통해 오일을 공급한다. 아래에 있는 유체 베어링을 통해 축방향 하중을 부가하여 베어링 외륜으로 전달한다.

내륜을 회전시키면서 외륜에 전달되는 마찰 토크를 측정하도록 설치되었다. 또한 오일 온도는 변속기 오일의 정상상태 온도인 70°C로 설정하고, 회전 속도 2,000 rpm까지 계측하였다. 마찰 토크 시험 조건은 Table 9에 나타내었다.

3.3 시험 결과 분석

축방향 하중 5 kN 지지 조건에서 신규 설계 베어링과 기존 베어링의 마찰 토크 측정값은 Fig. 10 표시하였다. 측정 rpm 전 구간에서 신규 베어링의 마찰 토크가 낮게 나타났으며 고 회전 구간에서 그 차이는 더 크게 나타났다. 또한 이 측정값은 해석값과 크게 다르지 않았다. 이는 앞에서 NEDC를 통한 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링의 동력 손실 시뮬레이션 추정치가 타당함을 검증할 수 있다.

4. 결론

본 연구는 자동변속기용 트랜스퍼 드라이브 기어 베어링의 내구성과 동력 손실을 함께 고려하는 설계방법을 제시한다.

1. NEDC를 활용하여 베어링의 실제 사용 하중과 속도를 계산하였다. 차량 및 변속기의 내구 수명에 부합하는 정격용량을 가지면서 마찰 손실 13%를 줄이는 설계가 가능함을 확인하였다.
2. 베어링 단품 내구 수명 시험을 수행하여 신규 설계된 베어링의 내구성이 이론 수명을 만족할 수 있는 정격용량을 가지는 것을 검증하였다.
3. 수치 해석된 마찰 토크 값의 유효성을 검증하기 위해 베어링 단품 마찰 토크 시험을 수행하여 신규 설계 베어링의 마찰 토크가 기존 베어링보다 2000 rpm에서 10% 낮음을 확인하였다.

4. 마찰 토크 시험값은 마찰 토크 수치 해석값과 5% 미만의 오차를 나타내었으며 이는 수치 해석된 마찰 손실 저감율 13%가 신뢰성을 가질 수 있음을 나타낸다.

Engineers, Vol. 17, No. 5, pp. 30-36, 2018.

후 기

“이 논문은 2020년도 지역혁신인력양성사업의 지원에 의하여 연구되었음.”

REFERENCES

1. Jung, H. J., and Lee, S. H., “Technical Trends for the Bearing of Automotive Transmissions/Transaxles,” Journal of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 38, No. 8, pp. 24-27, 2016.
2. Park, K. J., Kang, M. R., Lee, S. H., Son, W. C., Kwon Y. H., and Kahraman, A., “Prediction of Mechanical and Spin Power Losses of a Parallel-Axis Geartrain in an Automobile Transmission,” The Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 26, No. 1, pp. 120-130, 2018.
3. Gwak, D. W., “Study on the Effects of Bearing Type and Operating conditions on Drag Torque in Automobile Transmission,” a master’s thesis, Hannam University, 2017.
4. “Gasoline 6 speed automatic transmission,”(2012) <https://www.hyundainews.com>(accessed 23, Nov., 2020)
5. Baek, H. Y., Pyun, J. M., Lee, D. Y., and Park, T. J., “Improving the Endurance Life of Deep Groove Ball Bearings for Automotive Transmission,” The Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Vol. 31, No. 6, pp. 281-286, 2015.
6. Lee, I. W., Han, S. K., Shin, Y. I., and Song, C. K., “A Study on Efficiency of Tapered Roller Bearing for an Automatic Transmission,” The Korean Society of Manufacturing Process