

◆ 특집 ◆ 최신 정밀 설계재료 기술 II

장구형 웜기어를 이용한 감속기 설계

Design of a Reduction Gear using Double-Enveloping Worm Gear

김태우¹, 황영국^{2,✉}, 이춘만¹
Tae Woo Kim¹, Young Kug Hwang^{2,✉}, and Choon Man Lee¹

¹ 창원대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Changwon National Univ.)

² 조선이공대학교 메카트로닉스과 (Department of Mechatronics, Chosun College of Science & Technology)

✉ Corresponding author: hyk@cst.ac.kr, Tel: +82-62-230-8294

Manuscript received: 2013.5.20 / Accepted: 2013.6.17

Worm gear sets may be either single- or double-enveloping. In a single-enveloping set, the worm wheel is cut into a concave surface, thus partially enclosing the worm when meshed. The double-enveloping worm gear is similar to the single-enveloping gear; however, the worm envelopes the worm gear. Thus both are throated. The double-enveloping worm gear has more of the tooth surface in contact than the single-enveloping worm gear. The larger contact area increases the load-carrying capacity. For this reason, double-enveloping worm gearing is widely applied in heavy-duty machinery, for applications including construction and metallurgy. In this paper, we designed a compact reduction gear that is highly efficient using double-enveloping worm gears. We calculated the bearing load in the worm gearing to select the bearing and the housing surface area according to the recommended values from AGMA(American Gear Manufacturers Association). The finite element method was used to assess the structural integrity.

Key Words: Double Enveloping Worm Gear (장구형 웜기어), Reduction Gear (감속기), Finite Element Analysis (유한요소 해석), Bearing Load (베어링 하중)

기호설명

W_t = Tangential force

W_r' = Separating force

W_x = Worm thrust force

P_h = Input power in horsepower

n_w = Rotations per minute of the worm

d = Pitch diameter of the worm

α_n = Normal pressure angle

λ = Worm lead angle

f_n = Rotational speed coefficient

f_h = Service life coefficient

L_{10h} = Rated fatigue life

C_r = Basic dynamic load rating

P = Dynamic equivalent load

X, Y = Radial and axial load factor

F_r, F_a = Radial and axial load

1. 서론

감속기는 최대의 효율을 가지고 구동축에서 종동축으로 토크와 속도를 전달하고 변경하는 기능을 가지며 오늘날 대부분의 산업현장에서 폭넓게 사용되어 지고 있다.¹⁻⁶ 이들 감속기는 동력전달 방

Table 1 Classification of the gear wheels⁷

Arrangement of shaft axes	Gear
Parallel shafts	Spur gears Helical gears Planetary gears
Nonparallel, Intersecting shafts	Bevel gears Face gears(on-center) Conical involute gears
Nonparallel, Non intersecting shafts	Worm gears Face gears(off-center) Hypoid gears

식에 따라 벨트, 체인, 기어, 마찰차 등을 이용한 것 등이 있다. 이들 중 벨트에 의한 감속장치와 기어에 의한 감속장치가 가장 널리 사용되고 있다.

기어에 의한 감속장치의 구성은 크게 두 개의 축과 기어, 축을 지지하는 베어링, 하우징으로 구성되어 있다. 기어 감속장치는 형태, 축의 상대적인 방향성, 기어의 종류 등에 따라 분류된다. 기어 감속장치에 사용되는 기어의 종류는 구동축과 종동축의 상대적 위치에 따라 Table 1에 보이는 바와 같이 평행축, 직교축(사교축), 경사축으로 분류할 수 있다.^{7,8}

웜 기어는 screw action으로 인해 다른 기어에 비해 상대적으로 진동과 소음이 적어 정속한 운전이 가능하다. 또한 동일한 중심거리에서 다른 기어에 비해 큰 감속비를 얻을 수 있다.⁷⁻¹¹ 하지만 치면의 마찰손실 동력이 커서 동력 전달 효율이 낮다. 웜 기어의 종류에는 원통형 웜 기어(cylindrical worm gear)와 장구형 웜 기어(double enveloping worm gear)가 있다. 장구형 웜 기어는 웜이 축방향을 따라 원형을 유지하고 있는 기어이다. 일반적인 원통형 웜기어는 웜과 웜 휠과의 물림량(선 접촉)이 적어 기어치의 파손 및 동력 전달에 있어 효율이 떨어졌다. 장구형 웜기어는 원통형 웜기어에 비해 큰 접촉면적(면 접촉)을 가지고 있어 하중 전달 능력과 효율을 최대화한 구조이다.^{7,8,12,13} 하지만 웜이 축 방향을 따라 원형을 유지하고 있기 때문에 특수한 가공법을 사용해야 하고, 웜 휠의 재질을 주로 동합금 계열을 사용하기 때문에 일반기어를 치절하는 전용기로 가공하기 어렵다. 또한 장구형 웜기어는 구조적 특성상 원통형 웜기어에 비해 웜과 웜 휠 조립 시 더욱 세밀한 주의를 기울여야 한다.

장구형 웜 기어를 이용한 감속기는 일반 원통형 웜 기어를 이용한 감속기와 비교하여 고효율,

Table 2 Specification of the reduction gear

Items	Target value
Reduction gear ratio	1/30
Rotational speed in input shaft (rpm)	1,750
Efficiency (%)	70
Sound level (dB)	72

고부하에 대한 성능이 월등하므로 관련 산업분야에서의 사용이 점차 확대되어가고 있다.

본 논문에서는 장구형 웜 기어를 적용한 고효율의 컴팩트한 감속기를 설계하고자 한다. 이에 웜 기어 힘 해석을 수행하여 베어링을 선정하고, 열 소산량 측면에서 하우징 표면적을 검토하였다. 구조해석을 수행하여 감속기의 구조적 안정성을 검토하였다.

2. 감속기 설계

웜 감속장치는 웜의 위치에 따라 상단형과 하단형으로 나눌 수 있다. 상단형은 웜 축의 높이가 높으며 모터축과 커플링으로 연결이 용이하다. 하단형은 웜 축 중심위치가 낮아서 연결이 불편하나 벨트, 체인을 이용하여 구동축으로부터 간접적으로 동력을 전달하기 용이하다. 본 연구에서는 상단형으로 설계하고자 한다. 개발하고자 하는 감속기의 사양은 Table 2와 같다.

2.1 베어링 선정

베어링 설치방법은 스트래들 마운팅(straddle mountings)과 오버형 마운팅(overhung mountings)이 있다. 스트래들 마운팅에서는 베어링 지지점 사이에서 하중이 가해지고, 오버형 마운팅에서는 베어링 지지점 밖에서 하중이 가해진다. 오버형 마운팅에서는 하중 작용점과 인접한 베어링에 큰 하중이 걸리고 베어링 하중 방향 또한 동일하지 않다. 두 방식 모두 상대적인 장점이 있다. 본 연구에서는 미스얼라인먼트(misalignment)와 변형 문제를 줄일 수 있고 일반적으로 널리 선호되는 스트래들 마운팅 구조로 설계하였다.

베어링 요구수명을 기준으로 감속기 베어링에 요구되는 기본동정격하중을 검토하여 베어링을 선정하였다. 기본동정격하중을 검토하기 위해 입력 동력을 기준으로 한 웜-기어 힘해석을 수행하였다.

Fig. 1은 스트래들 마운팅으로 지지된 웜-기어 조합에서 각각의 베어링과 웜-기어에 작용하는 힘

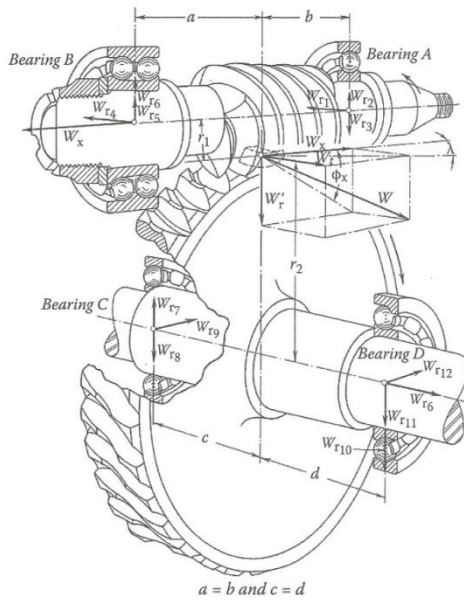


Fig. 1 Worm gear bearing loads⁷

을 나타내고 있다.

웬-기어 힘 해석은 다음 (1)-(3)식으로 계산된다.

$$W_t = \frac{126,050 P_h}{n_w d} \quad (1)$$

$$W'_r = \frac{W_t \tan \alpha_n}{\tan \lambda} \quad (2)$$

$$W_x = \frac{W_t}{\tan \lambda} \quad (3)$$

Table 3은 (1)-(3)식을 이용하여 계산한 웬-기어 힘 해석 결과를 나타내고 있다.

베어링 반력을 이용하여 각 베어링에 요구되는 기본 동정격하중을 계산하였다. 기본동정격하중은 다음 (4)-(7)식으로 계산된다.

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n_w} \right)^{\frac{3}{10}} \quad (4)$$

$$f_h = \left(\frac{L_{10h}}{500} \right)^{\frac{3}{10}} \quad (5)$$

$$C_r = P \frac{f_h}{f_n} \quad (6)$$

$$P = K_s (X F_s + Y F_a) \quad (7)$$

Table 3 Worm-gear bearing loads

Forces (N)	Bearing A	Bearing B	Bearing C	Bearing D
Total radial	354.15	2,206.61	2,799.53	3,285.56
Total thrust	5,570.09	5,570.09	635.62	635.62

Table 4 Basic dynamic load ratings

	Bearing A	Bearing B	Bearing C	Bearing D
C _r (kN)	40.08	46.39	23.83	27.97
P (N)	6,121.87	7,085.16	3,639.38	4,271.23
Required bearing life : Min. 5,000 (hr)				

보통의 충격을 기준으로 5,000 시간 이상의 수명을 요구조건으로 하여 계산하였다. 계산결과는 Table 4와 같다.

이상의 결과를 통해 웬 측 베어링으로는 N사의 HR32304J, 기어 측 베어링으로는 N사의 HR32206J 제품을 선정하였다.¹⁴

2.2 하우징 설계

하우징 설계를 위하여 웬-기어 힘 해석에 의한 하우징의 구조 안정성 측면과 열소산용량 측면에서 하우징 표면적을 검토하였다.

연속적인 작동에서 웬셋의 동력용량은 종종 하우징의 열소산용량에 의해 제한을 받으며 일반적으로 윤활유 온도(oil sump temperature)는 80 ~ 100 °C를 넘어서는 안 된다. 이에 일반적인 하우징 설계를 위한 하우징 외부 표면적을 AGMA에서는 식 (8)과 같이 추천한다.¹⁵

$$A = 0.3 C^{1.7} [ft^2] \quad (8)$$

여기서 C는 in로 표시되는 중심거리이다.

개발하고자 하는 감속기의 웬과 기어간 중심거리는 2.5 in이다. 따라서 AGMA에서는 1.424 ft² 이상의 표면적을 추천한다. 본 연구에서는 AGMA 추천 표면적을 만족하도록 하우징을 설계하였으며, 열 방산 효과를 높이기 위해 하우징 외부에 핀 형상을 설계하여 실제 표면적을 더 크도록 하였다.

감속기 하우징의 불균일한 변형에 의한 미스얼 라인먼트 문제와 구성 부품들의 강성측면에서 감속기의 구조적인 안정성을 검토하였다. 구조해석을 위하여 상용 해석프로그램인 ANSYS Workbench를 이용하였다.

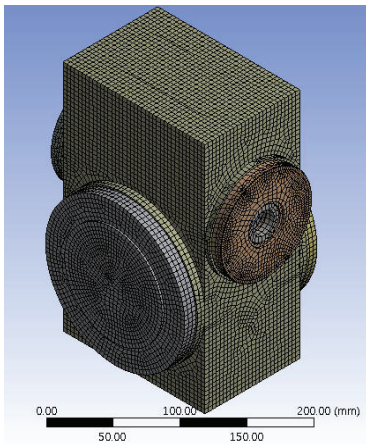


Fig. 2 FE model of the designed reduction gear

Table 5 Material properties of the gear drive

	Density (kg/m ³)	Elasticity (GPa)	Poisson's ratio
GC300	7,300	90	0.25
Steel	7,850	200	0.3

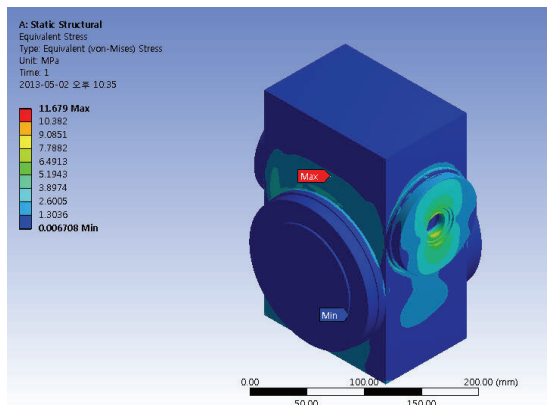


Fig. 3 Analysis results of maximum equivalent stress

Fig. 2는 유한요소해석 모델을 나타내고 있다. 구속조건은 하우징 바닥 지지면을 고정하였고, 구조물 전체에 중력과 Table 3에 나타낸 4개의 베어링 지지면에 베어링 반력을 적용하였다. 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 5와 같다.

Fig. 3은 응력해석 결과를 보여주고 있다. 해석 결과 최대응력은 웜 하우징 아랫부분에 11.68 MPa로 계산되었다. 이는 하우징 소재인 회주철(GC300)의 항복응력인 195 MPa과 비교했을 때 충분히 안전하다. 따라서 설계된 감속기 하우징의

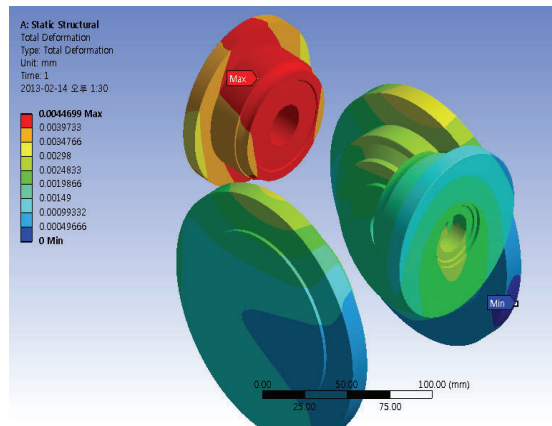


Fig. 4 Analysis results of maximum total deformation

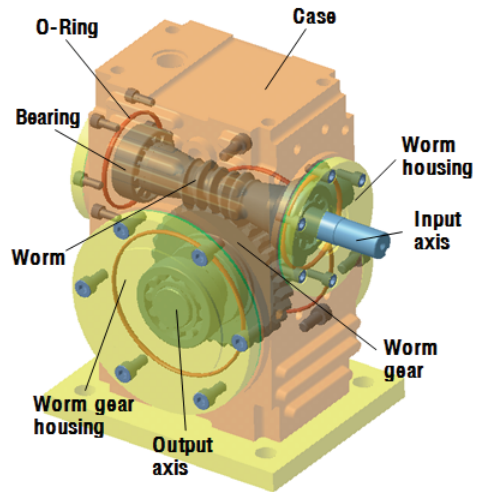


Fig. 5 3D model of the designed reduction gear

경우 사용조건에서 강도측면에서는 문제가 없을 것으로 판단된다.

Fig. 4는 변형결과를 보여주고 있다. 해석결과 웜 축을 지지하는 웜 하우징 윗부분에 4.47 μm 의 최대변형이 발생하였다. 좌우 변형량의 차이는 웜을 지지하는 하우징에서 1.77 μm 의 차이가 발생하였다. 이는 수용 가능한 값으로 하우징의 불균일한 변형에 의한 미스얼라인먼트의 문제는 없는 것으로 판단된다.

이상의 결과를 바탕으로 CATIA V5 시스템을 이용하여 3D 모델을 구축하고, 간섭체크를 수행하였다. 간섭체크 결과 부품사이의 간섭은 없는 것으로 나타났다. Fig. 5는 본 연구에서 설계한 장구형 웜기어를 적용한 감속기의 최종 3D 모델이다.

3. 결론

장구형 워밍 기어를 이용한 감속기 개발을 위하여 하우징, 베어링에 대한 설계 검토를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 워밍-기어 힘 해석을 수행하고, 베어링에 요구되는 수명을 바탕으로 기본동정격하중을 계산하여 베어링을 선정하였다.

2) 하우징 설계를 위하여 열적인 측면과 구조 안정성 측면에서 검토하였다. 열적 안정성을 위하여 AGMA 추천 표면적용 기준으로 설계하였다. 하우징에 대한 구조해석을 수행하여 강성, 강도 측면에서 설계된 하우징이 안전함을 확인하였다.

3) 3D 모델을 구축하여 조립성을 검토하고, 감속비 1/30, 입력축회전수 1,750 rpm인 장구형 워밍 기어를 이용한 감속기를 설계하였다.

향후 시제품 제작을 진행하여 성능평가를 수행할 계획이다.

후 기

이 논문은 2012년도 한국산업단지공단 생산기술사업화 지원사업(현장맞춤형 기술개발 ‘장구형 워밍기어를 이용한 고효율 감속기 개발’)의 지원을 받아 수행된 것임.

참고문헌

- Kim, T. W., Hwang, Y. K., Lee, C. M., Seong, C. G., and Kim, J. W., "Design of a Reduction Gear using Double-Enveloping Worm Gear," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 521-522, 2013.
- Lyu, M. R. and Lee, C. M., "A Study on the Design Automation and Machining Technology of Spiroid Bevel Reduction Gear," J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 19, No. 7, pp. 141-146, 2002.
- Lee, S., Lee, D. H., Hwang, S. C., and Lee, K. H., "Stress Analysis of Helical Gear for a Railway Reducer," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 2, pp. 55-59, 2012.
- Kang, J. H., Zang, Q., Ahn, I. H., and Lyu, S. K., "A Study on the Relation Between Backlash and Tooth Contact for Optimization of the Conical Gear Marine Gearbox," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 10, No. 2, pp. 52-60, 2011.
- Lee, H. W. and Park, N. G., "A Study on Development of Railway Reducer for Low Noise/Vibration," J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 21, No. 2, pp. 130-137, 2004.
- Lee, H. W. and Park, C. W., "Development of Reducer for Generating Facility of Electric Power for Low Noise/Vibration," J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 25, No. 11, pp. 73-82, 2008.
- Stephen, P. R., "Handbook of Practical Gear Design and Manufacture," CRC Press, 2012.
- Lynwander, P., "Gear Drive Systems-Design and Application," Marcel Dekker, 1983.
- Yeh, T. J. and Wu, F. K., "Modeling and robust control of worm-gear driven systems," Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 17, No. 5, pp. 767-777, 2009.
- Simon, V. V., "Influence of tooth errors and shaft misalignments on loaded tooth contact in cylindrical worm gears," Mechanism and Machine Theory, Vol. 41, No. 6, pp. 707-724, 2006.
- Litvin, F. L., Vecchiato, D., Yukishima, K., Fuentes, A., Gonzalez-Perez, I., and Hayasaka, K., "Reduction of noise of loaded and unloaded misaligned gear drives," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 195, No. 41-43, pp. 5523-5536, 2006.
- Mohan, L. V. and Shunmugam, M. S., "Geometrical aspects of double enveloping worm gear drive," Mechanism and Machine Theory, Vol. 44, No. 11, pp. 2053-2065, 2009.
- Shi, W., Qin, D., and Xu, W., "Meshing control of the double-enveloping hourglass worm gearing under the conditions of existing the errors and the load," Mechanism and Machine Theory, Vol. 39, No. 1, pp. 61-74, 2004.
- NSK Inc., "Rolling Bearing,"
- Juinall, R. C. and Marshek, K. M., "Fundamentals of Machine Component Design," John Wiley & Sons, 2000.