

전기자동차용 2속 변속기의 경량 최적 설계

최재훈¹ · 서준호^{2*} · 박노길³

¹부산대학교 기계공학부 대학원 석사과정생

²부산대학교 기계공학부 조교수

³부산대학교 기계공학부 교수

Optimal Design of Lightweight Two-Speed Transmission of Electric Vehicles

Jaehoon Choi¹, Junho Suh^{2*} and Nogil Park³

¹M.S. Student, Graduate School, Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

²Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

³Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

(Received March 20, 2020 ; Revised April 15, 2020 ; Accepted April 16, 2020)

Abstract – The electric vehicle industry is rapidly developing because of enforced environmental regulations, and several studies have been conducted on the multispeed transmission to improve the fuel efficiency of electric vehicles. Among these studies, research on the power density improvement of electric vehicle transmission is critical. Thus, the optimal design of the gear train is necessary to enhance transmission efficiency. In this study, an optimal design methodology for the lightweight two-speed transmission of electric vehicles is proposed. Because a multispeed transmission has many operating conditions and equality and inequality constraints, a new gear design method that combines analytical and iterative methods is applied without using complex optimization algorithms. Sets of possible design variables are generated considering the operating conditions and various design variables. The modules and face width ratios of each stage gear that satisfy the corresponding operating conditions are analytically calculated. The volume of the gear train is calculated, evaluated, and arranged using these values to determine the optimal solution for minimizing the volume, and the proposed methodology is applied to the actual model to verify its effectiveness. The design of a two-speed transmission with multiple operating conditions and constraints without complicated optimization algorithms can be optimized.



© Korean Tribology Society 2020. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License(CC BY, <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction of the work in any medium, provided the original authors and source are properly cited.

Keywords – gearbox(기어박스), transmission(변속기), optimal design(최적설계), electric vehicle(전기자동차)

Nomenclature

*Corresponding author: Junho Suh

Tel: +82-51-510-2332+, Fax: +82-51-574-7460

E-mail: junhosuh@pnu.edu

<http://orcid.org/0000-0001-5516-9637>

<http://orcid.org/0000-0002-0548-1910> (Jaehoon Choi¹)

$b_{1,2}$:	Face width of 1st and 2nd gear pair (mm) (치폭)
B_n	:	Normal backlash (mm) (치직각 백래시)
$C_{1,2}$:	Center distance of 1st and 2nd gear pair (mm) (중심거리)

$d_{a1,2}$: Tip diameter of pinion and gear (mm) (이끌원 직경)	Y_{ST} : Stress correction factor relevant to the reference gear (응력 교정 계수)
$d_{b1,2}$: Base diameter of pinion and gear (mm) (기초원 직경)	Y_{NT} : Life factor relevant to the reference gear (수명 계수)
$d_{ap1,2}$: Tip diameter of 1st and 2nd pinion (mm) (이끌원 직경)	$Y_{\alpha relT}$: Relative notch sensitivity factor (노치 계수)
$d_{ag1,2}$: Tip diameter of 1st and 2nd gear (mm) (이끌원 직경)	Y_{RelT} : Relative surface factor (포면 계수)
d_l : Reference diameter of pinion (mm) (피니언 피치원 직경)	Y_X : Size factor (사이즈 계수)
f_b : Face width ratio ($f_b = \frac{b}{m_n}$) (치폭비)	Z_H : Zone factor (곡률 계수)
F_t : Nominal tangential load (N) (접선력)	Z_E : Elasticity factor (재료 계수)
g_a : Length of addendum path of contact (mm) (이끌 물림 길이)	Z_ϵ : Contact ratio factor (물림률 계수)
h_{fb} : Dedendum of the standard basic rack tooth profile (표준 직선치형의 이뿌리높이)	Z_β : Helix angle factor (헬릭스각 계수)
K_A : Application factor (적용 계수)	$Z_{B,D}$: Single pair tooth contact factor (접촉 계수)
K_V : Dynamic factor (동적 계수)	Z_{NT} : Life factor (수명 계수)
$K_{H\alpha}$: Transverse load factor for contact stress (정면 방향 하중 분할 계수)	Z_L : Lubricant factor (윤활 계수)
$K_{H\beta}$: Face load factor for contact stress (치폭 방향 하중 분할 계수)	Z_V : Velocity factor (속도 계수)
$K_{F\alpha}$: Transverse load factor for tooth root stress (정면 방향 하중 분할 계수)	Z_R : Roughness factor (표면 조도 계수)
$K_{F\beta}$: Face load factor for tooth root stress (치폭 방향 하중 분할 계수)	Z_W : Work hardening factor (표면 경화 계수)
m_n : Normal module (mm) (치직각 모듈)	Z_X : Size factor (사이즈 계수)
m_t : Transverse module (mm) (축직각 모듈)	α_n : Normal pressure angle (deg.) (치직각 압력각)
n_1 : The number of revolution of pinion (rpm) (피니언 회전수)	$\alpha_{t1,2}$: Transverse pressure angle of 1st and 2nd gear pair (deg.) (축직각 압력각)
P : Power (W) (일률)	$\alpha_{wt1,2}$: Working transverse pressure angle of 1st and 2nd gear pair (deg.) (물림 축직각 압력각)
r_a : Tip radius (mm) (이끌원 반경)	$\beta_{1,2}$: Helix angle of 1st and 2nd gear pair (deg.) (헬릭스각)
r_b : Base radius (mm) (기초원 반경)	ϵ_α : Transverse contact ratio (정면 물림률)
S_{Hmin} : Minimum safety factor for contact (최소 접촉 안전율)	ϵ_β : Overlap ratio (중첩 물림률)
S_{Fmin} : Minimum safety factor for bending (최소 굽힘 안전율)	σ_{H0} : Nominal contact stress (Mpa) (공칭 접촉 응력)
u : Gear ratio (기어비)	σ_H : Contact stress (Mpa) (접촉 응력)
V : Linear velocity on pitch circle (m/s) (피치원 상에서의 선속도)	σ_{HG} : Pitting stress limit (Mpa) (한계 접촉 응력)
x_{min} : Minimum profile shift coefficient (최소 전위계수)	σ_{Hlim} : Allowable stress number for contact (Mpa) (허용 접촉 응력 상수)
$x_{1,2}$: Profile shift coefficient of pinion and gear (전위계수)	σ_{HP} : Permissible contact stress (Mpa) (허용 접촉 응력)
Y_F : Form factor (형상 계수)	σ_{F0} : Nominal tooth root stress (Mpa) (공칭 굽힘 응력)
Y_S : Stress correction factor (응력 교정 계수)	σ_F : Tooth root stress (MPa) (굽힘 응력)
Y_β : Helix angle factor (헬릭스각 계수)	σ_{FG} : Tooth root stress limit (Mpa) (한계 굽힘 응력)
Y_B : Rim thickness factor (림두께 계수)	σ_{Flim} : Linear velocity (m/s) (선속도)
	σ_{FP} : Permissible bending stress (Mpa) (허용 굽힘 응력)
	σ_{FE} : Allowable stress number for bending (Mpa) (허용 굽힘 응력 상수)

1. 서 론

최근 자동차 산업은 내연기관에서 전기 구동 방식으로 기술이 변화하고 있고, 전기자동차의 연비 향상을 위해 2속 이상의 다단 변속기에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다[1]. 기존 다단 변속기에 관한 연구는 연비 향상을 위한 최적의 기어비 설정과 변속 제어에 관한 연구가 주로 이루어지고 있다[2].

하지만 전기자동차의 연비 향상을 위해서는 변속 제어 성능뿐만 아니라, 변속기의 동력 밀도를 향상하는 것도 중요한 요소이다[3]. 동력 밀도는 부피 대비 전달 동력을 나타내는 양으로, 동력 밀도의 향상을 위해서는 변속기 내부의 기어 열에 대한 최적 설계가 필요하다. 기어 열의 최적 설계에 대한 연구는 다양한 연구자들에 의해 이루어져 왔다.

Hofstetter[4] 등은 진화격자알고리즘(Differential evolution algorithm)을 적용하여 전기자동차용 액슬 기어의 다목적 최적 설계를 수행하였다. Lee[5] 등은 유전알고리즘(NSGA-3)을 적용하여 기어 매크로 치형 다목적 최적 설계와 목적함수 구성이 최적 설계 결과에 미치는 영향을 확인하였다. Javad[6] 등은 기어박스 경량 설계를 위한 일반화된 목적함수와 구속조건의 형태를 제시하였고, 이를 다단 기어박스에 적용하여 검증하였다. Deb[7] 등은 유전알고리즘(NSGA-2)을 적용하여 다단 변속기의 다목적 최적 설계를 수행하였다. 하지만 해당 연구는 변속기의 단일 작동조건만을 고려하다. Kwon[8] 등은 기존 연구와 달리 직접탐색법을 통한 유성기어의 다목적 최적 설계를 수행하였다.

기존 연구자들은 진화 알고리즘, 유전 알고리즘과 같은 최적화 기법을 적용하여 기어박스의 다목적 최적 설계에 대한 다양한 연구를 진행해왔다. 하지만 복수의 작동조건 및 구속조건을 가지는 전기자동차용 다단 변속기의 최적 설계에 대한 연구는 찾아보기 어렵다.

따라서, 본 연구는 실제 전기자동차의 작동조건을 고려하여 2속 변속기의 경량 최적 설계를 수행하였다. 직접탐색법을 통해 최적 설계를 수행하였고, 기어 설계 규격인 ISO 6336:2006[9] 및 기어 해석 소프트웨어 MASTA를 통해 설계 결과를 검증하였다.

2. 이론적 배경

2-1. 전기자동차용 2속 변속기

본 연구는 전기자동차용 2속 변속기를 대상으로 하였으며, 구동 모터의 작동조건에 따라 1단 또는 2단 기어

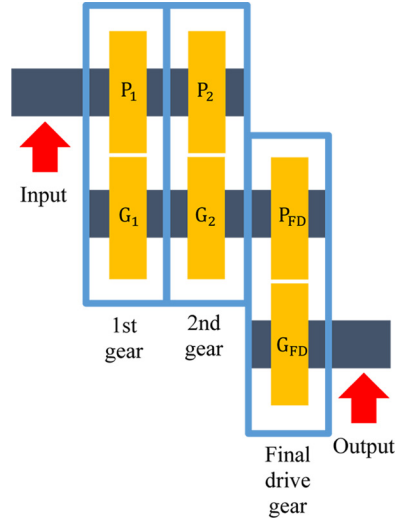


Fig. 1. Two-speed transmission for electric vehicle.

를 통해 동력이 전달되어, 종감속 기어를 통해 최종 감속이 이루어지는 구조다. 샤프트 및 베어링은 모델에 포함되지 않았으며, 잇수, 헬릭스각, 압력각, 치폭과 같은 기어의 매크로 치형을 설계변수로 고려하였다.

2-1-1. 전기자동차용 2속 변속기의 특징

전기자동차용 2속 변속기는 일반적인 산업용 감속기와는 다른 특징이 존재한다. 산업용 감속기는 주로 고정된 속도비와 작동조건에서 구동되지만, 전기자동차용 2속 변속기는 차량의 변속기로 사용되기 때문에, 다음과 같은 특징을 지닌다.

- (1) 1단 기어(1st gear)와 2단 기어(2nd gear)는 서로 다른 작동조건에서 구동된다.
- (2) 종감속 기어(Final drive gear)는 1단 작동조건 및 2단 작동조건 모두에서 구동된다.
- (3) 1단 기어와 2단 기어의 중심 거리는 동일해야 한다.

따라서, 1단 및 2단 작동조건 모두를 고려해서 기어 설계를 진행해야 하며, 1단 기어와 2단 기어의 중심 거리를 일치시키기 위해 기어 매크로 치형 간의 관계식을 고려하여 설계를 진행해야 한다.

2-2. 기어 설계 인자

2-2-1. 기어 강도

국제 기어 설계 규격에는 AGMA와 ISO 규격이 있으며, 본 연구는 ISO 6336:2006[9]을 통해 기어 강도를 평가하였다.

접촉 강도는 기어 표면의 피팅(Pitting) 발생 여부를 판단할 수 있도록 정의된 부하 용량이다. 식 (1)을 통해 공칭 접촉 응력(Nominal contact stress) σ_{H0} 가 계산되며, 식 (2)를 통해 접촉 응력(Contact stress) σ_H 가 계산된다. 식 (3)을 통해 재료의 접촉 내구 한도를 고려한 한계 접촉 응력(Pitting stress limit) σ_{HG} 가 계산되고, 최종적으로 식 (4)를 통해 최소 접촉 안전율을 고려한 허용 접촉 응력(Permissible contact stress) σ_{HP} 가 계산된다.

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (1)$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} Z_{B,D} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (2)$$

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_R Z_W Z_X \quad (3)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (4)$$

굽힘 강도는 기어 뿌리의 굽힘 파괴 발생 여부를 판단할 수 있도록 정의된 부하 용량이다. 식 (5)을 통해 공칭 굽힘 응력(Nominal tooth root stress) σ_{F0} 가 계산되며, 식 (6)를 통해 굽힘 응력(Tooth root stress) σ_F 가 계산된다. 식 (7)을 통해 재료의 굽힘 내구 한도를 고려한 한계 굽힘 응력(Tooth root stress limit) σ_{FG} 가 계산되고, 최종적으로 식 (8)를 통해 최소 굽힘 안전율을 고려한 허용 굽힘 응력(Permissible bending stress) σ_{FP} 가 계산된다.

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad (5)$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (6)$$

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X \quad (7)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \quad (8)$$

2-2-2. 치폭비

치폭비(Face width ratio)는 기어의 치폭을 치직각 모듈로 나눈 값이다. 기어 치면의 하중을 균일하게 분포하기 위해서는 기어의 모듈에 비례하여 적정한 크기의 치폭이 형성되어야 한다. 치폭비는 아래 식 (9)과 같다.

$$f_b = \frac{b}{m_n} \quad (9)$$

2-2-3. 모듈 및 치폭비 계산

ISO 6336:2006[9]에 규정되어 있는 접촉 응력과 굽힘

응력 식을 통해 최소 안전율을 만족하는 모듈 및 치폭비를 계산한다. 모듈과 치폭비 중 하나의 값이 결정되면 다른 하나의 값을 계산할 수 있다.

(1) 접촉 모듈 및 치폭비 계산

식 (1)과 (2)를 정리하면, 접촉 응력은 아래 식 (10)과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sigma_{H0} Z_{B,D} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \\ &= Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_{B,D} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \\ H' &= Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_{B,D} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \\ F_t &= \frac{P}{V} = P \left(\frac{6 \cdot 10^4}{\pi d_1 n_1} \right) = \frac{(6 \cdot 10^4) P \cos \beta}{\pi n_1 z_1 m_n} \end{aligned} \quad (10)$$

그리고 접촉 응력이 허용 접촉 응력과 같아지도록 모듈 또는 치폭비를 계산한다.

$$\sigma_H = \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (11)$$

$$m_n(\text{contact}) = \sqrt[3]{\left(\frac{S_{Hmin} H'}{\sigma_{HG}} \right)^2 \left(\frac{u+1}{u} \right) \frac{(6 \cdot 10^4) P \cos^2 \beta}{\pi n_1 z_1^2 f_b}} \quad (12)$$

$$f_b(\text{contact}) = \left(\frac{S_{Hmin} H'}{\sigma_{HG}} \right)^2 \left(\frac{u+1}{u} \right) \frac{(6 \cdot 10^4) P \cos^2 \beta}{\pi n_1 z_1^2 m_n^3} \quad (13)$$

(2) 굽힘 모듈 및 치폭비 계산

식 (5)와 (6)를 정리하면, 굽힘 응력은 아래 식 (14)와 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \\ &= Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \left(\frac{F_t}{f_b m_n^2} \right) \\ F' &= Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \\ F_t &= \frac{P}{V} = P \left(\frac{6 \cdot 10^4}{\pi d_1 n_1} \right) = \frac{(6 \cdot 10^4) P \cos \beta}{\pi n_1 z_1 m_n} \end{aligned} \quad (14)$$

그리고 굽힘 응력이 허용 굽힘 응력과 같아지도록 모듈 또는 치폭비를 계산한다.

$$\sigma_F = \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \quad (15)$$

$$m_n(\text{bending}) = \sqrt[3]{\left(\frac{S_{Fmin} F'}{\sigma_{FG}} \right) \frac{(6 \cdot 10^4) P \cos \beta}{\pi n_1 z_1 f_b}} \quad (16)$$

$$f_b(\text{bending}) = \left(\frac{S_{F_{min}} F^t}{\sigma_{FG}} \right) \frac{(6 \cdot 10^4) P \cos \beta}{\pi n_1 z_1 m_n^3} \quad (17)$$

최종적으로 모듈 또는 치폭비는 아래 식 (18), (19)를 통해 결정한다.

$$m_n = \max[m_n(\text{contact}), m_n(\text{bending})] \quad (18)$$

$$f_b = \max[f_b(\text{contact}), f_b(\text{bending})] \quad (19)$$

2-2-4. 물림률

헬리컬기어의 물림률은 정면 물림률(Transverse contact ratio) ε_α 및 중첩 물림률(Overlap ratio) ε_β 로 구분할 수 있다. 정면 물림률은 작용선의 길이에 대한 정면법선피치의 비율로 정의되며, 기어가 회전하는 동안 동시에 접촉하고 있는 치의 수를 나타낸다.

중첩 물림률은 치폭에 대한 축방향피치의 비율로 정의되며, 헬릭스의 비틀림 효과를 정량화하여 나타내는 값이다. 정면 물림률 및 중첩 물림률은 아래 식 (22), (23)과 같다.

$$p_{bt} = m_n \pi \cos \alpha_1 \quad (20)$$

$$g_a = \frac{1}{2} (\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}) - (C \cdot \sin \alpha_{wt}) \quad (21)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{p_{bt}} \quad (22)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (23)$$

2-2-5. 물림압력각 및 중심거리

기어의 압력각(Pressure angle) α 은 치면에 형성되는 하중이 기준선과 이루는 각도로, 기어의 기구학 및 동역학적 특성에 중요한 영향을 미치는 설계인자다. 표준기어에서는 가공하는 공구의 압력각에 의해 기어의 압력각이 결정되지만, 비표준기어에서는 물림 축직각 압력각(Working transverse pressure angle) α_{wt} 이 공구 축직각 압력각과 달라질 수 있다.

기어의 물림 축직각 압력각 및 중심거리는 아래 식 (24), (25)와 같다.

$$\text{inv}(\alpha_{wt}) = 2 \tan \alpha_n \frac{\left(x_1 + x_2 + \frac{1}{2 \sin \alpha_n} \frac{B_n}{m_n} \right)}{(z_1 + z_2)} + \text{inv}(\alpha_1) \quad (24)$$

$$C = \frac{(z_1 + z_2) m_n \left(\frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_{wt}} \right)}{2} \quad (25)$$

2-2-6. 언더컷 및 전위계수

언더컷(Undercut)은 기어 절삭 과정에서 과도한 절삭으로 인해 기어 이뿌리 부분이 제거되는 현상이다. 언더컷이 발생하면 이뿌리 부분이 얇아져 굽힘 강도가 약해질 수 있다.

언더컷은 주로 잇수가 작은 기어를 절삭할 때 발생하며, 절삭 과정에서 적절한 전위계수를 적용하면 방지할 수 있다. 언더컷을 방지하기 위한 최소 전위계수는 아래 식 (26)과 같다.

$$x_{\min} = h_{fp} - \frac{z \sin^2 \alpha_1}{2 \cos \beta} \quad (26)$$

2-2-7. 치간섭

치간섭(Tooth interference)은 기어의 이끝이 피니언의 이뿌리를 간섭하는 현상으로, 치간섭이 발생하면 락킹(Locking)현상으로 인해 기계가 갑작스럽게 정지할 수 있기 때문에, 설계 과정에서 방지되어야 한다.

치간섭은 주로 피니언과 기어의 잇수차가 많이 날 때 발생하며, 기어의 이끝원 반경과 한계 반경이 아래 식 (27)을 만족하면 발생하지 않는다.

$$r_a^2 \leq r_b^2 + (C \cdot \sin \alpha_{wt})^2 \quad (27)$$

3. 설계문제 정식화

3-1. 설계요구조건 정의

변속기의 동력 전달을 위한 설계요구조건을 아래와 같이 정의하였다.

- (1) 전달 동력(Power)
- (2) 입력 속도(Input velocity)
- (3) 총 기어비(Total gear ratio)
- (4) 치직각 백래시 (Normal backlash)
- (5) 최소 안전율(Minimum safety factor)
- (6) 재료물성치(Material properties)

Table 1은 각 변속단에 따른 설계요구조건 값의 타낸다.

3-2. 설계변수 정의

변속기의 경량 설계를 위한 설계변수를 아래와 같이 정의하였다.

Table 1. Input parameters

Input parameters		1st speed	2nd speed
Power	[kW]	94.25	175.93
Input velocity	[rpm]	3000	7000
Total gear ratio		12.50	6.58
Normal backlash		0.05	0.05
Minimum contact safety factor, $S_{H_{min}}$		1.2	1.2
Minimum bending safety factor, $S_{F_{min}}$		1.5	1.5
Allowable stress number for contact, $\sigma_{H_{lim}}$	[Mpa]	1500	1500
Allowable stress number for bending, σ_{FE}	[Mpa]	920	920

Table 2. Design variables and range

Variables		Min	Max	Inc
Number of teeth		17	95	1
Helix angle	[deg]	20	25	1
Normal pressure angle	[deg]	20	23	1
Face width ratio		7	25	1

- (1) 잇수(Number of teeth)
- (2) 헬릭스각(Helix angle)
- (3) 치직각 압력각(Normal pressure angle)
- (4) 치폭비(Face width ratio)

Table 2는 설계변수의 상한값 및 하한값을 나타낸다.

3-3. 목적함수 정의

자동차용 기어의 최적 설계에서 목적함수는 다양하게 정의될 수 있다. 본 연구에서는 전기 자동차에 있어서 연비에 직접적으로 영향을 주는 목적 함수로서 중량 최소화 외에 초점을 두어 단순하게 정의하였다. 주행 성능도 목적 함수로 고려될 수 있지만, 그런 경우에는 차량 전체의 무게와 모터성능과도 연계되기 때문에 본 논문에서는 고려하지 않았다.

이를 위해 기어열의 부피를 목적함수로 정의하고, 샤프트 및 베어링의 부피는 고려하지 않는다.

기어열의 부피는 각 기어의 이빨원과 치폭으로 이루어진 원통들의 부피로 정의하며, 아래 식 (28)과 같다.

$$F_{vol} = \frac{\pi}{4} \sum_i (d_{a_i}^2 + d_{b_i}^2) \cdot b_i \quad (i = 1, 2, \text{FD}) \quad (28)$$

3-4. 구속조건 정의

변속기의 동력 전달 성능 및 신뢰성을 확보하기 위한 구속조건을 아래와 같이 정의하였다. 우선 1단 기어와 2단 기어의 중심 거리에 대한 조건을 정의하였고, 기어의 강도 성능을 만족하기 위한 접촉 및 굽힘 안전율에 대한 조건과 물림률, 언더컷 방지를 위한 전위계수, 치간섭을 방지하기 위한 조건을 정의하였다.

- (1) $C_1 = C_2$: 중심거리 일치
- (2) $S_H \geq S_{H_{min}}$: 최소 접촉 안전율
- (3) $S_F \geq S_{F_{min}}$: 최소 굽힘 안전율
- (4) $1 \leq \varepsilon_a \leq 2.5$: 정면 물림률
- (5) $x = h_{fp} - \frac{z \sin^2 \alpha_f}{2 \cos \beta}$: 언더컷 및 전위계수
(If undercut occur, otherwise $x = 0$)
- (6) $r_a^2 \leq r_b^2 + (C \cdot \sin \alpha_{wi})^2$: 치간섭

3-5. 최적 설계 절차

경량화를 위한 최적 설계 방법으로는 직접탐색법을 사용했으며, 아래 Fig. 2의 순서를 따라 진행된다. 각 단계에서 일어나는 계산 과정은 다음과 같다.

- (1) 우선, 설계요구조건으로 정의된 전달 동력, 입력 속도, 총 기어비, 치직각 백래시, 재료물성치가 입력된다.
- (2) 총 기어비를 만족시키는 1단, 2단, 종감속단의 잇수 조합을 생성한다.
- (3) 상한값과 하한값을 고려하여 헬릭스각, 치직각 압력각, 치폭비의 조합을 생성한다.
- (4) 언더컷 발생여부를 확인하여 전위계수를 계산한다.
- (5) 물림방정식을 이용하여 기어의 물림압력각을 계산한다.
- (6) 물림률을 계산하여 주어진 구속조건 만족여부를 확인한다.
- (7) 본 단계에서는 기어의 매크로 치형을 계산하며, 1단 및 종감속단의 치형을 계산한 후에 2단의 치형을 계산한다. 자세한 과정은 아래와 같다.
- (7-1) (1)에서 입력된 설계요구조건을 고려하여 1단 기어의 모듈을 계산한다. 이때 아래 식 (29)을 통해 모듈을 계산한다.

$$m_{n_i} = \max[m_n(\text{contact}), m_n(\text{bending})] \quad (29)$$

- (7-2) 종감속 기어는 1단 및 2단, 2가지 작동조건에서 구동되므로 아래 식 (30)을 통해 각각의 작동조

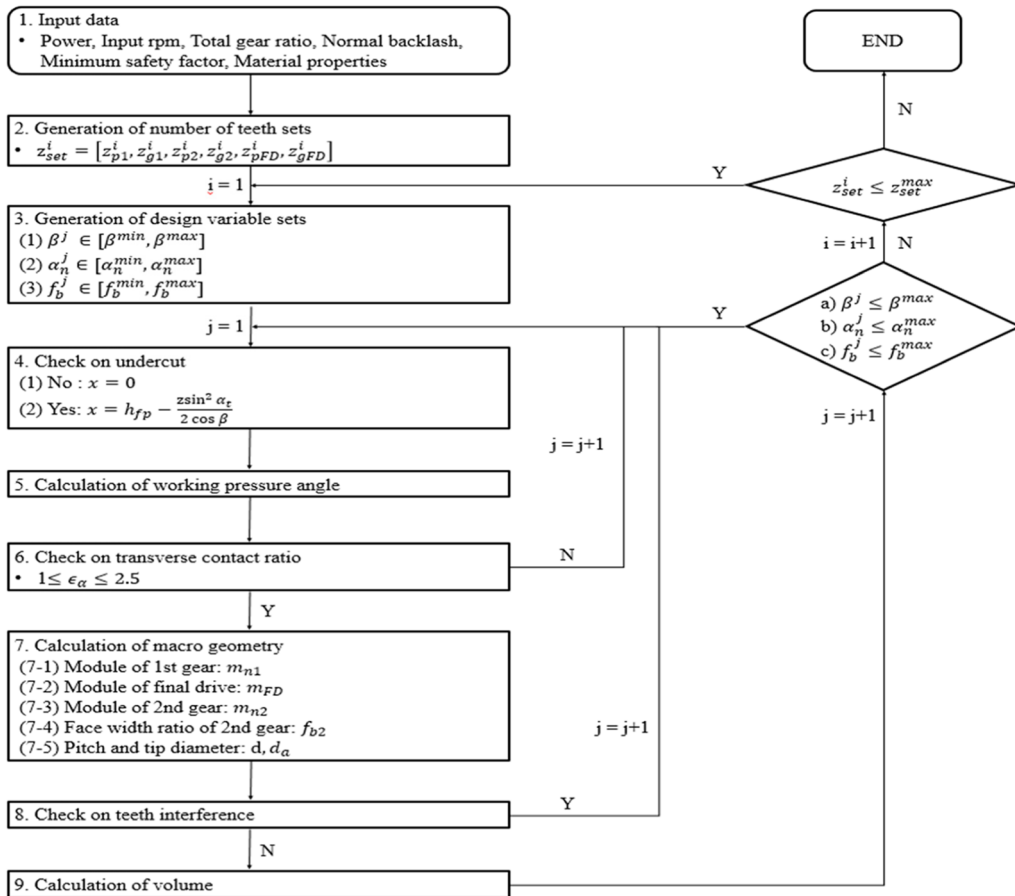


Fig. 2. Flow chart of optimal design for light weight two-stage transmission for electric vehicle.

건을 고려한 모듈을 계산한 다음, 최대값을 모듈로 선택한다.

$$\begin{aligned}
 m_{nFD1} &= \max[m_n(\text{contact}), m_n(\text{bending})] \\
 m_{nFD2} &= \max[m_n(\text{contact}), m_n(\text{bending})] \\
 m_{nFD} &= \max[m_{nFD1}, m_{nFD2}]
 \end{aligned} \tag{30}$$

(7-3) 1단 기어와 2단 기어의 중심 거리를 동일하게 설정하기 위해 아래 식 (31)을 통해 2단 기어의 모듈을 계산한다.

$$\begin{aligned}
 C_1 &= \frac{(z_{n1} + z_{g1})m_{n1}}{2} \left(\frac{\cos \alpha_{t1}}{\cos \alpha_{wt1}} \right) \\
 m_{n2} &= \frac{2C_1 \cos \beta_2}{(z_{p2} + z_{g2})} \left(\frac{\cos \alpha_{wt2}}{\cos \alpha_{t2}} \right)
 \end{aligned} \tag{31}$$

(7-4) 여기서 계산된 2단 기어의 모듈은 안전율을 고

려하지 않았기 때문에, 주어진 최소 안전율을 만족시킬 수 없다. 따라서 아래 식 (32)를 통해 최소 안전율을 만족시키는 치폭비를 계산한다.

$$f_b = \max[f_b(\text{contact}), f_b(\text{bending})] \tag{32}$$

미리 계산된 모듈과 치폭비를 통해 피치원 직경, 이끝원 직경을 계산한다.

(8) 식 (27)을 통해 치간섭 여부를 확인한다.

(9) 마지막으로, 계산된 매크로 치형을 통해 기어열의 부피를 구하고, 정해진 반복 횟수를 만족할 때까지 계산을 진행한다.

4. 설계 적용 및 결과

4-1. 기존 2속 변속기 모델 분석

기존 2속 변속기 모델의 기어 제원은 Table 3과 같으

Table 3. Dimensional specifications of the original model

		1st gear	2nd gear	Final drive
Normal module [mm]		2.25	2.55	2.45
Number of teeth	Pinion	25	35	23
	Gear	91	67	79
Gear ratio		3.64	1.91	3.43
Helix angle [deg]		25	25	25
Normal pressure angle [deg]		22	22	22
Face width [mm]		25	25.5	50
Face width ratio		11.11	10	20.41
Center distance [mm]		144.05	144.05	138.51
Volume [mm ³]		4,178,136		

Table 4. Strength and performance of the original model

	1st gear	2nd gear	Final drive
Total contact ratio	2.91	2.76	4.13
Permissible contact stress [Mpa]	1,646	1,619	1,774
Contact stress [Mpa]	1,296	1,055	1,608
Permissible bending stress [Mpa]	944	930	968
Bending stress [Mpa]	523	407	776
Safety factor for contact	1.27	1.53	1.10
Safety factor for bending	1.81	2.29	1.25

며, Table 4는 강도 및 성능 지표를 나타낸다.

기존 모델은 접촉 및 강도 조건을 만족하고 있으며, 2단 기어가 1단과 중감속 기어에 비해 높은 안전율로 설계된 것을 알 수 있다. 따라서 2단 기어의 안전율을 완화하면 경량 설계가 가능할 것으로 예측할 수 있다.

4-2. 경량 최적 설계 적용 모델 분석

3.5절의 최적 설계 절차를 따라 설계를 수행하였으며, 최적 설계된 모델의 기어 제원을 Table 5에 나타냈다. Table 6는 강도 및 성능 지표를 나타낸다. 설계 결과를 살펴보면 체적은 3,728,486 mm³로 기존 모델의 4,178,136 mm³보다 10.76% 감소한 것으로 나타났다.

Table 5의 기어 제원을 살펴보면, 1, 2단의 기어비는 감소하고, 중감속단은 증가, 잇수는 전체적으로 감소한

Table 5. Dimensional specifications of optimal model considering volume

		1st gear	2nd gear	Final drive
Normal module [mm]		2.00	2.37	2.50
Number of teeth	Pinion	22	29	19
	Gear	69	48	75
Gear ratio		3.14	1.66	3.95
Helix angle [deg]		20	20	25
Normal pressure angle [deg]		23	23	23
Face width [mm]		40.40	25.93	58.78
Face width ratio		25	8.45	25
Center distance [mm]		97.33	97.33	130.02
Volume [mm ³]		3,728,486		

Table 6. Strength and performance of optimal model considering volume

	1st gear	2nd gear	Final drive
Total contact ratio	4.11	2.31	4.67
Permissible contact stress [Mpa]	1,770	1,591	1,620
Contact stress [Mpa]	1,464	1,206	1,340
Permissible bending stress [Mpa]	971	928	939
Bending stress [Mpa]	640	438	450
Safety factor for contact	1.21	1.32	1.21
Safety factor for bending	1.52	2.12	2.08

것을 알 수 있다. 또한, 헬릭스각 및 치직각 압력각이 달라졌고, 치폭비가 기존 모델에 비해 크게 변화하였다.

Table 6의 강도 및 성능 지표를 살펴본다. 정확한 강도 성능 계산을 위해 기어 해석 소프트웨어 MASTA를 사용하였으며, 안전율을 살펴보면 설계요구조건에 정의된 최소 접촉 안전율인 1.2에 근접하게 설계된 것을 알 수 있다. 이는 설계 과정에서 최소안전율을 변수로 도입하여 기어의 모듈 및 치폭비를 계산했기 때문이다.

안전율이 1.2와 차이가 발생하는 것은 자체프로그램과 MASTA프로그램의 Application factor 및 Influence factor 값에 차이가 존재하기 때문이다.

결론적으로, 설계요구조건을 만족시키면서 기존모델보다 부피가 감소한 최적 모델을 설계하였다.

5. 결 론

본 연구는 일반적인 산업용 감속기와는 다른 전기자동차용 2속 변속기의 특징을 고려한 설계 방법을 고안하고, 이를 통해 부피를 최소화할 수 있는 최적 설계 프로그램을 개발하였다.

안전율 및 작동조건을 고려하여 기어의 모듈과 치폭비를 계산할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 이를 통해 초기 단계에서 적합한 기어의 제원을 정확하게 계산할 수 있음을 기어 해석 소프트웨어 MASTA를 통해 검증하였다.

매크로 치형 관계식을 통해 복잡한 구속조건을 수식화하고, 직접탐색법을 통해 주어진 설계요구조건 및 구속조건을 만족하면서 부피가 최소화된 모델을 설계할 수 있었다.

개발된 프로그램은 다수의 작동조건과 구속조건을 가지는 자동차용 변속기 및 특수 감속기에 적용될 수 있으며, 동력 밀도 향상을 통해 제품 효율을 개선할 수 있을 것으로 기대된다.

Acknowledgements

본 연구는 부산대학교 기본연구지원사업(2년)의 연구 지원에 의한 연구임.

References

[1] Fang, Y., Ruan, J., Walker, P., Zhang, N., "Comparison of Effect on Motor Among 2-, 3- and 4-Speed

Transmission in Electric Vehicle", IEEE International Conference on Mechatronics(ICM), Churchill, pp.455-459, 2017.

- [2] Roozegar, M., Angeles, J., "The Optimal Gear-Shifting for a Multi-speed Transmission System for Electric Vehicles". *Mech. Mach. Theory*, Vol.116, pp.1-13, 2017.
- [3] Mei, C. S., Xiang, H. W., Fan, Z. Q., "Research on Power Density Improvement Design of an HEV using Induction Machine Based Electrical Variable Transmission", IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Harbin, pp.1-4, 2008.
- [4] Hofstetter, M., Lechleitner, D., Hirz, M. et al. "Multi-objective gearbox design optimization for xEV-axle drives under consideration of package restrictions". *Forsch Ingenieurwes*, Vol.82, No.4, pp.361-370, 2018.
- [5] Kim, S. C., Moon, S. G. Sohn, J. H. et al. "Macro Geometry Optimization of a Helical Gear Pair for Mass, Efficiency, and Transmission Error". *Mech. Mach. Theory*, Vol.144, pp.103634, 2020.
- [6] Golabi, S., Fesharaki, J. J., Yazdipoor, M. et al. "Gear Train Optimization Based on Minimum Volume/weight Design". *Mech. Mach. Theory*, Vol.73, pp.197-217, 2014.
- [7] Deb, K., Jain, S. et al. "Multi-Speed Gearbox Design Using Multi-Objective Evolutionary Algorithms". *ASME J. Mech. Des.*, Vol.125, No.3, pp.609-619, 2003.
- [8] Kwon, H. S., Kahraman, A., Lee, H. K. et al. "An Automated Design Search for Single and Double-Planet Planetary Gear Sets". *ASME J. Mech. Des.*, Vol.136, No.6, pp.061004, 2014.
- [9] ISO Standard 6336:2006, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2006.