

다단 치차장치 설계 시스템 개발에 관한 연구

(제 1 보: 정식화된 제원 설계 프로세스의 제안)

정태형*, 이성주**, 배인호**, 박경진*

Development of a Design System for Multi-Stage Gear Drives (1st Report: Proposal of Formal Processes for Dimensional Design of Gears)

Tae Hyong Chong*, Sung Joo Lee**, Inho Bae**, and Gyung-Jin Park*

ABSTRACT

In recent years, the concern of designing multi-stage gear drives increases with the more application of gear drives in high-speed and high-load. Until now, however, research on the gear drive design has been focused on single gear pairs, and the design has been depended on experiences and know-how of designers and carried out commonly by trial and error. We propose the automation of the dimensional design of gears and the configuration design for gear arrangement of two- and three-stage cylindrical gear drives. The dimensional design is divided into two types of design processes to determine the dimensions of gears. The first design process (Process I) uses the total volume of gears to determine gear ratio, and uses K factor, unit load, and aspect ratio to determine gear dimensions. The second one (Process II) makes use of Niemann's formula and center distance to calculate gear ratio and dimensions. Process I and II employ material data from AGMA and ISO standards, respectively. The configuration design determines the positions of gears to minimize the volume of gearbox by simulated annealing algorithm. Finally, the availability of the design algorithm is validated by the design examples of two- and three-stage gear drives.

Key Words : Gear(치차, 기어), Multi-Stage Gear Drives(다단 치차장치), Dimensional Design(제원 설계), Configuration Design(배치 설계), Simulated Annealing Algorithm(시뮬레이티드 어닐링 알고리즘)

기호설명

			f	Objective function	
			K	K factor	[Mpa]
a	Center distance	[mm]	m_a	Aspect ratio	
b	Face width	[mm]	m	Normal module	[mm]
d_o	Outer diameter of a gear	[mm]	n	Revolutionary speed	[rpm]
d_p	Pitch diameter of a gear	[mm]	u	Gear ratio (> 1)	
d_s	Outer diameter of a shaft	[mm]	U_i	Unit load	[MPa]

* 한양대학교 기계공학과

** 한양대학교 대학원 기계설계학과

V	Total geometric volume of gears	[mm ³]
V_{box}	Volume of gearbox	[mm ³]
W_t	Transmitted tangential load	[N]
ϕ	Pressure angle	[deg.]
σ_H	Hertz stress	[MPa]
σ_{Hlim}	Allowable contact stress	[MPa]

첨자

- 1 First stage of a gear drive
- 2 Second stage of a gear drive
- 3 Third stage of a gear drive

1. 서론

최근 고속도 및 고부하에서 치차(기어)장치의 사용이 증가함에 따라 다단 치차장치의 설계에 대한 관심이 높아지고 있다. 그러나, 현재까지 치차장치의 설계에 관한 연구는 1 단 기어쌍(single gear pair)의 제원 설계만을 중심으로 이루어져 왔으며, 다단 치차장치의 설계는 대부분 설계자의 경험과 감각에 의해 시행 착오적이고 반복적인 방식으로 이루어지고 있다. 다단 치차장치의 설계는 1 단 기어쌍과는 달리 속도 전달비(transmission ratio, 전잇수비)에 따른 적절한 단수의 결정과 각 단에서의 잇수비 배분이 추가적으로 요구되며, 또한 단수의 증가에 따른 각 치차의 배열 방법 및 설계 제약 조건의 수가 크게 증가하므로 이들을 만족하는 치차장치의 배치 설계도 필요하다. 그러나, 현재까지 이들 설계에 대한 정식화된 방법론은 존재하지 않으며, 다만 단수 결정과 잇수비 배분에 대해서 몇 가지 경험적 방법론만이 제안되어 있는 상태이다.

본 연구에서는 원통 치차로 구성된 일반적인 다단 치차장치의 자동화 설계를 위한 선행 연구로서, 기존의 경험적 방식에 대한 종합적인 분석을 기초로 2 단과 3 단 치차장치에 대해 치차의 제원을 용이하게 설계할 수 있는 정식화된 프로세스를 제안하였다. 또한, 치차장치 요소의 배치를 위해 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘(simulated annealing algorithm)⁽¹⁾을 이용하여 각 치차와 축의 위치를 결정할 수 있는 알고리즘을 제안하였다. 제안한 제원 설계 프로세스와 배치 설계 알고리즘은 기존 설계와의 비교 및 예제를 통해 유효성을 검증하였으며, 실제 3 단 치차장치의 설계를 수행한 결과를 보이고, 설계해의 의미를 논의하였다.

2. 제원 설계 프로세스의 정식화

제원 설계는 설계자가 입력하는 전달 동력과 입력·출력 속도 등에 따라 단수, 잇수비와 함께 모듈, 잇수, 치폭 등 치차의 제원을 결정하는 과정이다. 이를 위해 본 연구에서는 Fig. 1 과 같이 프로세스 I 과 II 의 두 가지 프로세스를 제안하였다.

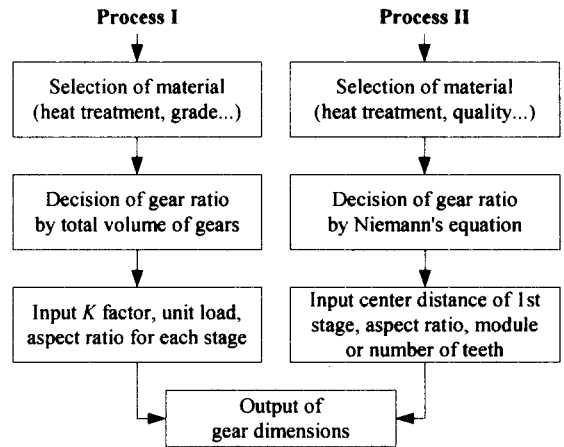


Fig. 1 The proposed processes for dimensional design

2.1 프로세스 I

프로세스 I 의 전체 설계 과정은 Fig. 1 의 좌측에 보이는 것과 같다. 먼저 전달 하중을 고려하여 재료 및 열처리 방법, 등급을 결정함으로써 재료의 허용 면압강도(allowable contact stress)를 얻는다. 여기서 재료에 관한 데이터는 AGMA 규격⁽²⁾을 이용하였다. 이 항목들은 일반적으로 치차장치의 사용 목적 등에 따라 경험적으로 결정할 수 있는 것들로서 설계자가 결정하는 것이 가능하며, 잇수비의 결정과 제원 설계에 사용된다. 다음으로, 각 단의 잇수비를 선정하는데, 전체 치차의 부피와 잇수비와의 관계 그래프로부터 잇수비를 적절히 결정할 수 있도록 하였다. 전체 치차의 부피를 계산하기 위해 식 (1)에 보이는 Hertz 응력식을 도입한다.

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{0.7}{(1/E_p + 1/E_g) \cos \phi \sin \phi}} \sqrt{\frac{W_t}{b \cdot d_p} \frac{u+1}{u}} \quad (1)$$

여기서, E_p 와 E_g 는 각각 피니언과 기어의 탄성

계수(modulus of elasticity)이다.

식 (1)에서 각 단에서의 전달 동력은 같다고 가정할 수 있으므로 식 (2)를 얻을 수 있다.

$$\sigma_{Hlim1}^2 \frac{u_1}{(u_1 + 1)^3} n_1 b_1 a_1^2 = \sigma_{Hlim2}^2 \frac{u_2}{(u_2 + 1)^3} n_2 b_2 a_2^2 = L \quad (2)$$

식 (2)를 변수 분리하여 항을 정리하면 1 단과 2 단, 2 단과 3 단에 대해 각각 식 (3-1), (3-2)와 같은 식이 성립함을 알 수 있다.

$$f_{12} = \frac{u_1^2 (u_2 + 1)^3}{u_2 (u_1 + 1)^3} = \left(\frac{\sigma_{Hlim2}}{\sigma_{Hlim1}} \right)^2 \frac{b_2}{b_1} \left(\frac{a_2}{a_1} \right)^3 \quad (3-1)$$

$$f_{23} = \frac{u_2^2 (u_3 + 1)^3}{u_3 (u_2 + 1)^3} = \left(\frac{\sigma_{Hlim3}}{\sigma_{Hlim2}} \right)^2 \frac{b_3}{b_2} \left(\frac{a_3}{a_2} \right)^3 \quad (3-2)$$

1 단에서 피니언과 기어의 부피의 합을 잇수비와 물림 중심거리(operating center distance)의 항으로 나타내면 식 (4)와 같으며, 모든 단에서의 기어 부피의 합은 식 (5)와 같이 구할 수 있다.

$$V_1 = \pi b_1 a_1^2 \frac{u_1^2 + 1}{(u_1 + 1)^2} \quad (4)$$

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + L \quad (5)$$

식 (5)를 식 (3)과 속도 전달비의 항으로 변경하면 2 단 치차장치에 대한 전체 치차의 부피는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V = b_1 a_1^2 \left\{ \frac{u_1^2 + 1}{(u_1 + 1)^2} + \left(\frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_{Hlim2}} \right)^2 \frac{u_1^3 + u u_1^2 + u^2 u_1 + u^3}{u (u_1 + 1)^3} \right\} \quad (6)$$

식 (6)에서 중심거리 a_1 이 결정되어 있고, 치폭 b_1 도 식 (7)~(9)의 관계로부터 결정된다고 볼 때, 전체 치차의 부피 V 는 1 단의 잇수비 u_1 만의 함수이므로, 부피 V 를 $b_1 a_1^2$ 에 의해 무차원화한 후 관계 그래프로 보이면 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다. Fig. 2는 속도 전달비가 21인 2 단 치차장치에 대해, 각 단에서 동일한 재료를 사용하였을 때 u_1 의 변화에 대한 전체 치차 부피의 변화를 나타내고 있다. 이와 같이 이전 단계에서 결정

된 설계 명세에 따라 Fig. 2와 같은 그래프를 자동 생성하여, 설계자로 하여금 1 단 기어쪽에 대한 적절한 잇수비를 설정해 주어, 각 단의 잇수비를 모두 결정할 수 있도록 하였다.

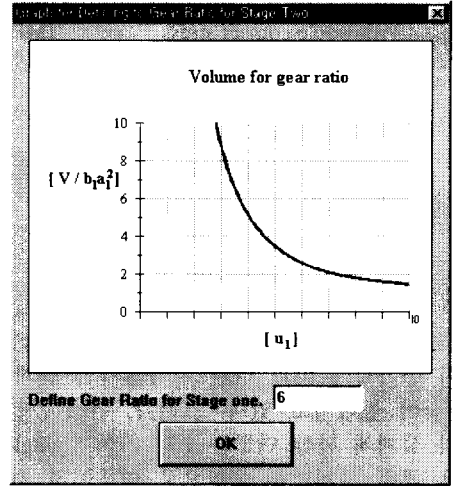


Fig. 2 Variation of volume with gear ratio

마지막으로 치차장치의 사용 목적, 수명, 사용 환경 등에 따라 K 계수(K factor, K), 단위 하중 (unit load, U_1), 종횡비(aspect ratio, m_a)를 결정해 줌으로써 모듈, 잇수, 치폭 등 치차의 제원을 결정할 수 있다.⁽³⁾ 여기서, K 계수는 원통 치차의 표면손상(피팅, pitting)의 측면에서 치차의 크기를 결정할 수 있는 계수로서 식 (7)과 같고, 단위 하중은 굽힘강도의 관점에서 치차의 크기를 결정하는 계수로 식 (8)과 같으며, 종횡비는 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$K = \frac{W_r}{d_p \cdot b} \left(\frac{u+1}{u} \right) \quad (7)$$

$$U_1 = \frac{W_r}{b \cdot m_n} \quad (8)$$

$$m_a = \frac{d_p}{b} \quad (9)$$

2.2 프로세스 II

프로세스 II에서는 ISO 규격⁽⁴⁾에서의 재료 데이터를 이용하였으며 전체 프로세스는 Fig. 1의 우측에 보이는 것과 같다. 프로세스 I과 마찬가지로

로 먼저 재료 및 열처리, 품질(quality), 경도(hardness, HB)를 고려하여 허용 면압강도를 얻는다. 다음으로 각 단의 잇수비 선정에 있어 Niemann⁽⁵⁾이 제안한 식을 이용한다. 2단 치차장치에서 1단의 잇수비는 식 (10)과 같고, 3단 치차장치에서 1단과 2단의 잇수비는 식 (11-1), (11-2)와 같다.

$$u_1 = 0.8 \left(u \frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_{Hlim2}} \right)^{2/3} \quad (10)$$

$$u_1 = 0.6u^{4/7} \left(\frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_{Hlim2}} \right)^{2/7} \left(\frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_{Hlim3}} \right)^{4/7} \quad (11-1)$$

$$u_2 = 1.1u^{2/7} \left(\frac{\sigma_{Hlim2}}{\sigma_{Hlim1}} \right)^{4/7} \left(\frac{\sigma_{Hlim2}}{\sigma_{Hlim3}} \right)^{2/7} \quad (11-2)$$

여기서, 치차의 제원을 구하기 위해 설계자가 입력하는 1단의 중심거리와 중형비를 이용하였다. 물림 피치원 지름(operating pitch diameter)을 중형비와 치폭의 항으로 표시하면 식 (12)와 같다.

$$b = \frac{2a}{u+1} \cdot m_a \quad (12)$$

식 (12)를 식 (3)에 대입하여 정리하면 2단, 3단에 대한 중심거리는 식 (13-1), (13-2)와 같다.

$$a_2 = a_1 \cdot \left(f_{12} \frac{\sigma_{Hlim1} u_2 + 1 m_{a1}}{\sigma_{Hlim2} u_1 + 1 m_{a2}} \right)^{1/3} \quad (13-1)$$

$$a_3 = a_2 \cdot \left(f_{23} \frac{\sigma_{Hlim2} u_3 + 1 m_{a2}}{\sigma_{Hlim3} u_2 + 1 m_{a3}} \right)^{1/3} \quad (13-2)$$

식 (13)의 중심거리와 식 (10) 또는 (11)의 잇수비를 이용하여 피치원 지름을 구한 후 설계자는 잇수나 모듈을 결정함으로써 나머지 치차 제원을 모두 결정할 수 있다.

3. 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 이용한 배치 설계

치차장치 요소의 적절한 배치를 위해 본 연구에서는 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 사용하여 치차상자의 부피가 최소화되도록 치차의 위치를

결정하였다. 일단 제원이 결정된 후의 치차의 배열, 즉, 치차장치 요소들의 배치 설계는 일반적인 3차원 요소의 패킹(packaging) 문제로 볼 수 있으며, 전역 최적화 기법을 통해 이러한 문제를 해결하기 위한 시도가 몇몇 연구자들을 통해 시도되고 있다.^(6,7) 특히, Szykman 등은 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘이 3차원 요소의 배치 설계 문제에 효과적으로 사용될 수 있음을 보고한 바 있다.⁽⁷⁾

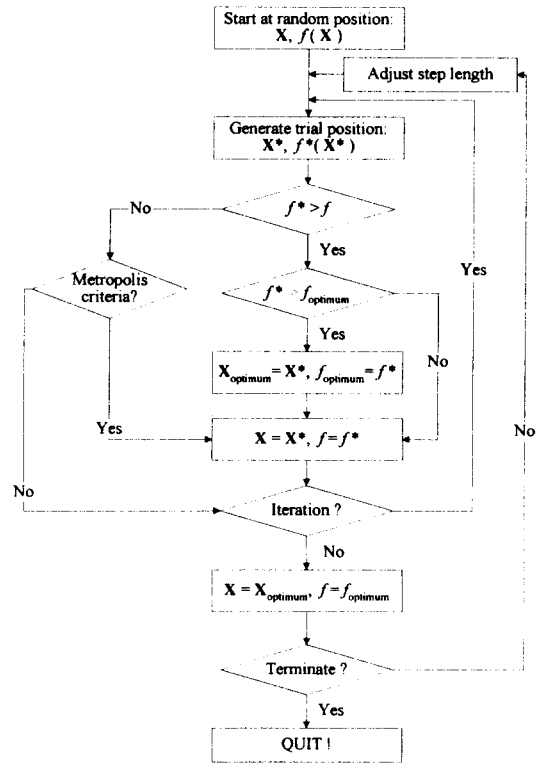


Fig. 3 Flow chart of simulated annealing algorithm for the configuration design of gear drives

Fig. 3 은 본 연구에서 사용한 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 나타낸다. 기본적으로 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘은 최적화 알고리즘 중 최속강하법(steepest descent method)의 변형된 형태이다.⁽¹⁾ 즉, 설계공간 내에서 해는 현재의 해에 일정한 거리 내에서 선택이 되며 이러한 새로운 해 선택의 반복 과정으로 이루어진다. 이렇게 새로이 선택된 해는 이전의 해와 비교를 통하여 메트로폴리스 기준(Metropolis criterion)을 거치며 만약 이

기준을 통과하지 못하면 다시 현재의 해에 이웃한 해를 선택하여 비교를 반복한다. 이 메트로폴리스 기준은 목적함수 값을 악화시키는 설계변수의 이동도 확률적으로 승인함으로써 국소해를 벗어날 수 있는 특징을 보여준다

목적함수로는 치차장치를 감싸는 직육면체로 가정한 가상적인 치차상자의 부피와 제약 조건들의 선형합을 사용하여 식 (14)와 같이 구성하였으며, 이를 최소화함으로써 요소들의 배치가 적절히 이루어지도록 하였다.

$$f = W_0 P_0 V_{box} + \sum_{i=1}^{nc} W_i P_i C_i \quad (14)$$

여기서, f 는 목적함수, W_0 와 P_0 는 각각 치차상자에 대한 가중치 계수(weighting factor)와 표준화 계수(normalizing factor), V_{box} 는 치차상자의 부피, W_i 와 P_i 는 각각 제약 조건에 대한 가중치 계수와 표준화 계수, C_i 는 제약 조건을 나타낸다. 제약 조건으로는 중심거리와 중심점 위치에 대해 제약 조건을 설정하였으며, 또한 치차들 사이의 간섭에 대한 검사도 수행함으로써 치차장치 요소들이 적절히 배치될 수 있도록 하였다.

4. 설계 알고리즘의 검증

4.1 제원 설계 알고리즘

본 연구에서 제안한 제원 설계 알고리즘에 대한 검증을 위해, Table 1 과 같이 현재 엘리베이터 감속부에 사용중인 2 단 헬리컬 치차장치와 동일한 입력 명세를 제원 설계에 적용함으로써 서로의 결과를 비교하였다. K 계수와 단위하중은 각각 2.07 MPa, 48 MPa 을 사용하였고, 피니언과 기어의 최소 경도는 각각 335 HB 와 300 HB 이다. 재료의 등급은 프로세스 I 과 프로세스 II 에서 각각 AGMA 1 등급과 ISO ML 등급을 사용하였으며, 프로세스 II 에서 1 단의 중심거리는 150 mm 로 시작하여 설계하였다.

Table 2 에 현재 사용되고 있는 엘리베이터 감속부 치차장치의 제원과 본 논문에서 제안한 두 가지 제원 설계 프로세스로 설계를 수행한 결과를 보인다. 설계 결과에서 엘리베이터 감속부의 제원과 비교하면 프로세스 I 과 프로세스 II 양쪽 모두

에서 1 단에서의 피니언 피치원 지름과 기어의 피치원 지름을 줄임으로써 전체 치차장치의 부피를 작게 하면서 설계를 잘 수행한 것을 알 수 있다.

Table 1 Design specifications for 2-stage gear drives

Transmitted power [kW]	7.5
Input speed [rpm]	1450
Transmission ratio	21.722
Material	Carbon steel
Heat treatment	Carburized & case hardened
Gear type	External helical
Pressure angle [deg.]	20
Helix angle [deg.]	25
Aspect ratio	0.6(stage 1), 0.75(stage 2)

Table 2 Dimensional design of 2-stage gear drives

Stage	EG*		Process I		Process II	
	1	2	1	2	1	2
Normal module [mm]	2.5	3.5	2	3	2	3
Number of teeth, pinion	24	21	25	25	23	25
Number of teeth, gear	119	92	124	109	114	109
Gear ratio	4.958	4.381	4.96	4.36	4.96	4.36
Pitch dia., pinion [mm]	66.2	81.1	55.17	82.75	50.76	82.75
Pitch dia., gear [mm]	328.3	355.2	273.6	360.8	251.6	360.8
Center distance [mm]	198	219	164.4	221.8	151.2	221.8
Face width [mm]	40	60	33.1	62.1	30.5	62.1

*: gears currently being used for an elevator reduction drive

4.2 배치 설계 알고리즘

시뮬레이티드 어닐링을 이용한 배치 설계 알고리즘의 검증을 위해 전역해를 예측할 수 있는 6 개의 원통을 이용하여 배치 설계를 수행하였다. 원통은 높이가 10 mm 로 동일하며, 직경이 10 mm, 20 mm 로 각각 3 개씩 이용하였다. 여기에서 6 개의 원통이 이들을 감싸는 가상적인 상자의 부피를 최소화하는 배치는 Fig. 4 (a)와 같다. 그러나, 최적화 알고리즘의 특성상 Fig. 4 (b)와 같은 형태의 국소해로 수렴하는 경우도 예상할 수 있으나, 이와 같은 해 역시 설계적 측면에서는 좋은 결과로 볼 수 있다.

Fig. 4 와 같이 원통을 배치하기 위해서는 원통 사이에 불필요한 간섭을 피하며 적절한 물림이

이루어져야 한다. 이러한 조건을 만족하는 배치 설계를 위해 사용한 제약 조건을 List 1 에 보인다.

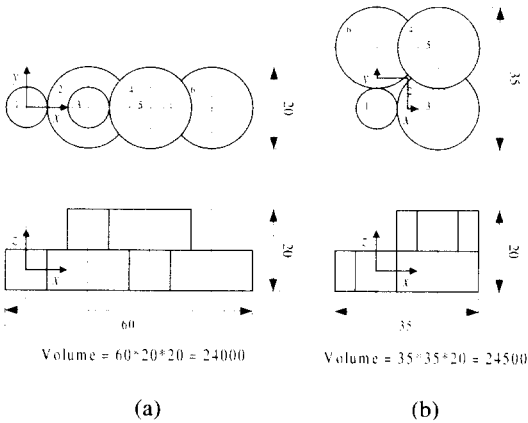


Fig. 4 Optimal configurations of six cylinders

List 1 Constraints for configuration of six cylinders

$$C_1 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} - (d_1 + d_2)/2$$

$$C_2 = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2} - (d_3 + d_4)/2$$

$$C_3 = \sqrt{(x_5 - x_6)^2 + (y_5 - y_6)^2} - (d_5 + d_6)/2$$

$$C_4 = z_1 - z_2$$

$$C_5 = z_3 - z_4$$

$$C_6 = z_5 - z_6$$

$$C_7 = x_2 - x_3$$

$$C_8 = y_2 - y_3$$

$$C_9 = x_4 - x_5$$

$$C_{10} = y_4 - y_5$$

$$C_{11} = |z_2 - z_3| - (b_2 + b_3)/2$$

$$C_{12} = |z_4 - z_5| - (b_4 + b_5)/2$$

$$C_{13} = (d_1 + d_5)/2 - \sqrt{(x_1 - x_5)^2 + (y_1 - y_5)^2} > 0$$

$$C_{14} = (d_2 + d_5)/2 - \sqrt{(x_2 - x_5)^2 + (y_2 - y_5)^2} > 0$$

$$C_{15} = (d_1 + d_6)/2 - \sqrt{(x_1 - x_6)^2 + (y_1 - y_6)^2} > 0$$

$$C_{16} = (d_2 + d_6)/2 - \sqrt{(x_2 - x_6)^2 + (y_2 - y_6)^2} > 0$$

List 1 에서 (x, y, z) 가 원통의 중심점의 좌표를 나타낸다고 하면, C_1, C_2, C_3 는 각각 원통 1 과 2, 3 과 4, 5 와 6 이 서로 접하기 위한 중심거리

제약 조건을 나타내고, C_4, C_5, C_6 은 각각 같은 평면상에 놓이기 위한 제약 조건을 나타낸다. 또한, C_7, C_8, C_9 , 그리고 C_{10}, C_{11}, C_{12} 는 각각 원통 2와 3, 4와 5가 동일한 축을 가지기 위한 제약 조건을 나타낸다. $C_{13} \sim C_{16}$ 은 원통간에 서로 간섭이 생기지 않기 위한 제약 조건을 나타내며, 여기서 부등호는 간섭량이 0보다 큰 경우, 즉 간섭이 생기는 경우에 한해 목적함수 내에 포함됨을 나타낸다.

이상의 제약 조건을 이용한 배치 설계의 결과 중 하나를 Fig. 5 에 보이며, 예상한 바와 같이 좋은 배치 설계 결과를 나타내고 있음을 볼 수 있다. 이때 전체 함수 계산 횟수는 61201 번이었으며, 상자의 부피는 24962.03 mm³이었다.

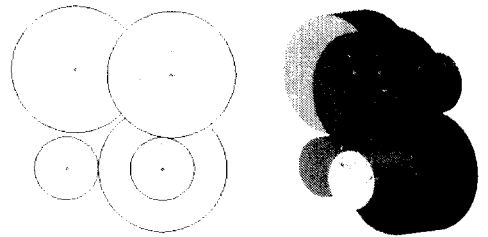


Fig. 5 Configuration result of six cylinders

5. 설계 예: 3 단 치차장치의 설계

고속도비 3 단 치차장치의 설계 입력 제원을 Table 3 에 보인다. K 계수와 단위하중은 산업용 구동기에 적용되는 값을 사용하였으며, 피니언과 기어의 최소 경도는 각각 335 HB 와 300 HB 으로 하였다.

Table 3 Design specifications for 3-stage gear drives

Transmitted power [kW]	8.0
Input speed [rpm]	3520
Transmission ratio	110
Material	Carbon steel
Heat treatment	Carburized & case hardened
Gear type	External helical
Pressure angle [deg.]	20
Helix angle [deg.]	25
Aspect ratio	0.6(stage 1, 2), 0.75(stage 3)

List 2 Constraints for avoiding shaft interference

$$C_{17} = (d_{s1} + d_{o4})/2 - \sqrt{(x_{s1} - x_4)^2 + (y_{s1} - y_4)^2} > 0$$

$$C_{18} = (d_{s1} + d_{o6})/2 - \sqrt{(x_{s1} - x_6)^2 + (y_{s1} - y_6)^2} > 0$$

$$C_{19} = (d_{s2} + d_{o6})/2 - \sqrt{(x_{s2} - x_6)^2 + (y_{s2} - y_6)^2} > 0$$

$$C_{20} = (d_{s3} + d_{o1})/2 - \sqrt{(x_{s3} - x_1)^2 + (y_{s3} - y_1)^2} > 0$$

$$C_{21} = (d_{s3} + d_{o2})/2 - \sqrt{(x_{s3} - x_2)^2 + (y_{s3} - y_2)^2} > 0$$

$$C_{22} = (d_{s4} + d_{o1})/2 - \sqrt{(x_{s4} - x_1)^2 + (y_{s4} - y_1)^2} > 0$$

$$C_{23} = (d_{s4} + d_{o2})/2 - \sqrt{(x_{s4} - x_2)^2 + (y_{s4} - y_2)^2} > 0$$

$$C_{24} = (d_{s4} + d_{o4})/2 - \sqrt{(x_{s4} - x_4)^2 + (y_{s4} - y_4)^2} > 0$$

실제 치차장치의 배치 설계는 List 1의 제약 조건 이외에도 축과 치차 사이의 간섭을 피하기 위한 제약 조건을 모두 포함하여 수행하며, 이 제약 조건을 List 2에 보인다. List 2에서 (x_i, y_i, z_i) 가 축의 중심점의 좌표를 나타낸다고 하면, $C_{17} \sim C_{24}$ 은 치차와 축간에 서로 간섭이 생기지 않기 위한 제약 조건을 나타낸다. 여기에서도 부등호는 간섭량이 0보다 큰 경우, 즉 간섭이 생기는 경우에 한해 목적함수 내에 포함됨을 나타낸다.

Table 4 Dimensional design of 3-stage gear drives

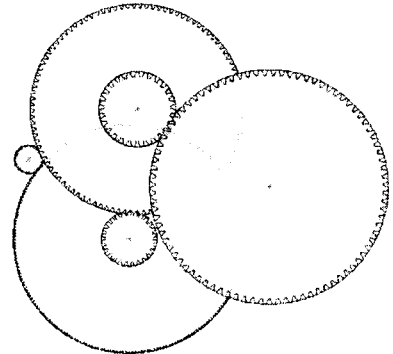
Stage	Process I			Process II		
	1	2	3	1	2	3
Normal module [mm]	1.5	3	4	1.25	3	4
Number of teeth, pinion	27	26	27	27	26	27
Number of teeth, gear	229	105	87	237	109	80
Gear ratio	8.481	4.038	3.22	8.777	4.192	2.963
Pitch dia., pinion [mm]	44.7	86.06	119.2	37.24	86.06	119.2
Pitch dia., gear [mm]	379	347.6	385.0	326.9	360.8	353.1
Center distance [mm]	211.9	216.8	251.6	182.1	223.4	236.1
Face width [mm]	26.8	47.8	95.3	22.34	51.6	95.3

Table 4는 제원 설계의 결과를 프로세스 I과 프로세스 II에 대해 각각 나타낸 것이다. 각 결과는 모듈, 잇수, 치폭 등에 있어 미소한 차이를 보이고 있으나, 설계 평가의 측면에 있어 의미 있는 수치라고는 볼 수 없다. 또한, 각 단의 잇수비에

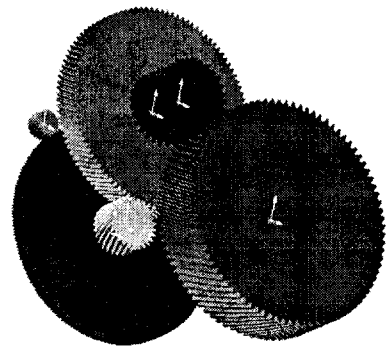
있어서도 프로세스 I과 II에서 각각 8.481, 4.038, 3.22와 8.777, 4.192, 2.963으로서 약간의 차이를 나타내고 있지만, 두 경우 모두 설계 의도와 부합하는 결과로 평가할 수 있다.

Table 4의 제원 설계 결과를 이용하여 수행한 배치 설계 결과를 Fig. 6과 Fig. 7에 보인다.

배치 설계 결과 치차상자의 부피는 각각 60042685 mm³과 54201519 mm³으로서 약간의 차이가 있지만, 이로 인해 프로세스 II에 의한 설계가 더 좋은 성능을 가진다고 할 수 있는 것은 아니다. 배치 설계 결과 치차상자의 부피를 감소시키기 위해 Fig. 6의 경우 치차들이 중심부로 모이는 경향을 보이며, Fig. 7에서는 치차들이 일렬로 배열되는 경향을 보이고 있음을 알 수 있고, 두 경우 모두 치차와 축 사이의 간섭은 피하고 있음을 알 수 있다. 이러한 경향은 Fig. 4의 예제로부터도 예상할 수 있는 것으로, 설계 의도에 따라 배치 설계가 잘 이루어질 수 있음을 보여주는 것이다.

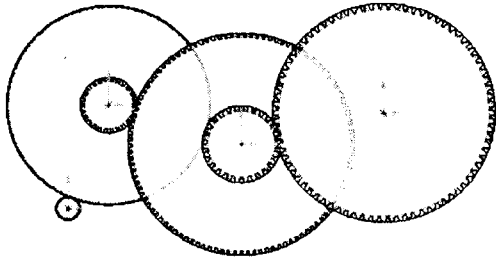


(a) 2-dimensional representation

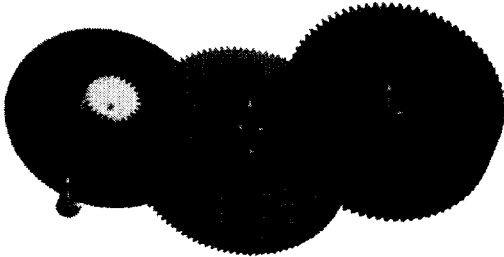


(b) 3-dimensional representation

Fig. 6 Configuration design of the 3-stage gear drive by design process I in Table 4



(a) 2-dimensional representation



(b) 3-dimensional representation

Fig. 7 Configuration design of the 3-stage gear drive by design process II in Table 4

6. 결론

본 연구에서는 원통 치차로 구성된 다단 치차 장치의 자동화 설계를 위한 제원 설계 및 배치 설계 시스템을 제안하였다. 제원 설계를 위해서 두 가지 정식화된 프로세스를 제안하여 설계를 수행하였으며, 실제 엘리베이터 감속기에 사용중인 2 단 치차장치와의 설계 비교를 통해 프로세스를 검증하였다. 배치 설계에서는 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 이용하여 치차상자의 부피를 최소화할 수 있는 설계를 수행함으로써 치차의 위치를 결정하도록 하였다. 또한, 고속도비 3 단 치차장치의 설계를 수행함으로써, 개발한 설계 시스템이 제원 설계와 배치 설계의 양 측면에서 모두 좋은 설계 결과를 얻을 수 있음을 보였다.

본 연구는 다단 치차장치의 설계에 대한 기존의 경험적 방법을 체계적으로 정리, 제원 설계에 대한 새롭고 일관된 프로세스를 제안하고, 배치 설계에 있어서도 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 이용한 자동설계 방법론을 개발함으로써, 고속도비의 다단 치차장치에 대한 설계 기반을 마련하였다. 그러나, 본 연구에서 제안한 방법론은 경험적

지식과 정식화된 설계식의 한계로 인해 2 단 및 3 단 치차장치의 설계에 국한되며, 설계시 모듈 또는 잇수나 중심거리 등을 설계자가 결정해 주어야 한다는 단점 또한 가지고 있다. 실제의 고속도비 다단 치차장치는 4 단 이상인 경우도 있는 바, 이러한 경우의 설계 자동화를 위해서는 보다 일반적인 방법론이 필요하다. 이를 위해 본 연구의 제 2 보에서는 이러한 문제점을 해결하고, 2 단 및 3 단 치차장치는 물론, 4 단 이상의 다단 치차장치의 설계에 대해서도 모두 적용할 수 있는 일반적이고 새로운 설계 알고리즘을 제안한다.

후 기

이 논문은 1997 년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었음을 밝혀두며 관계 기관에 심심한 사의를 표하는 바이다.

참고문헌

1. Goffe, Ferrier, and Rodgers, "Global Optimization of Statistical Functions with Simulated Annealing," *J. of Econometrics*, Vol. 60, No. 1/2, pp. 65-100, 1994.
2. ANSI/AGMA Standard 2101-C95, "Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth," American Gear Manufacturers Association, 1995.
3. Dudley, D. W., "Handbook of Practical Gear Design," McGraw-Hill, 1984.
4. ISO 6336-5 Part 5, "Strength and Quality of Materials," International Organization for Standardization, 1996.
5. Niemann, G., and Winter, H., "Maschinenelemente," Band II (In German), 1989.
6. Udy, J. L., Balling, R. J., Benzley, S. E., and Landon, M. D., "Computation of Interferences Between Three-Dimensional Objects and the Optimal Packing Problems," *Advances in Engineering Software*, Vol. 10, No. 1, pp. 8-14, 1998.
7. Szykman, S., and Cagan, J., "A Simulated Annealing-Based Approach to Three-dimensional Component Packing," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 117, No. 2, pp. 308-314, 1995.