

## 복합 다단 기어장치 메커니즘의 생성 및 초기설계

정태형\*, 김장수<sup>+</sup>, 박승현<sup>++</sup>

(논문접수일 2005. 2. 15, 심사완료일 2005. 6. 2)

### Generation and Preliminary Design of Compound Multi-Stage Gear Drive Mechanisms

Tae-Hyong Chong\*, Jang-Soo Kim<sup>+</sup>, Seung-Hyun Park<sup>++</sup>

#### Abstract

In recent years, the need for multi-stage gear drives which highly reduce output speed has been increased. However, the design of multi-stage gear drives has been carried out by a limited number of experts. The consideration for the direction of input and output axes also makes their design very difficult. The purpose of this study is to develop an algorithm for automatically generating complex multi-stage gear drives and to implement a design supporting system for multi-stage gear drives. There are 4 stages in the proposed algorithm, and major design parameters, such as the direction of input and output axes, reduction ratio, etc. are set up in the first stage. In the second stage, all mechanisms are generated, and various rules are applied to select feasible mechanisms. In the third stage, the gear ratio of each stage is divided from total gear ratio. Next, the specifications of gears for feasible mechanisms are calculated and their bending strength and surface durability are estimated. In the fourth stage, appraised indexes are calculated and provided to support the estimation of the generated gear drives.

**Key Words** : Gear(기어), Gear ratio(기어비), Compound Multi-Stage Gear Drive(복합 다단 기어장치), Generation of Mechanisms (메커니즘 생성), Preliminary Design(초기설계)

## 1. 서론

기어장치는 대부분의 기계장치에 구동 및 동력 전달용으로 가장 많이 사용되는 필수적인 기계장치이다. 현재까지 기어장치의 설계에 관해서는 비교적 많은 연구들이 진행되어

왔으나 이들은 대부분 단일 기어쌍(single gear pair)의 제한 설계에 한정되어 있거나<sup>(1,2)</sup>, 원통 기어(cylindrical gear ; spur & helical gear)장치로만 구성된 다단 기어장치 설계법<sup>(3)</sup>이 주로 연구되어 왔다. 그러나, 최근 설계되는 로봇, 전기 기기, 사무 자동화 기기, 가전제품 등의 구동 장치의 경우 출력축의

\* 한양대학교 기계공학과  
+ 한양대학교 대학원 기계설계학과  
++ 교신저자, 한양대학교 대학원 기계설계학과 (dark@ihanyang.ac.kr)  
주소: 133-791 서울시 성동구 행당동

회전 속도가 입력축에 비해 매우 작고 입력축과 출력축의 방향이 달라 여러 형태의 다단 기어장치 설계에 대한 필요성이 크게 증가하고 있다. 그러나 다단 기어장치의 설계는 다양한 방법론과 보조 도구에 의한 해들을 통합해야 하는 문제이므로 정식화된 방법으로 해결하기 어렵다. 또한 설계자의 기술이나 지식을 이용하여 행해지는 경우가 일반적이고, 설계자의 경험과 감각에 의존하게 되며 시행착오를 거치며 반복적으로 이루어진다. 따라서 초기 설계를 좀 더 전문적이고 효율적으로 하기 위한 여러 가지 방법들에 대한 필요성이 증대되고 있다.

이에 본 논문에서는 고감속비와 다양한 출력방향을 만족하고, 사용자가 요구하는 다양한 설계 조건을 충족하기 위하여 복합 다단 기어장치 메커니즘의 생성 및 초기 설계의 알고리즘을 개발하고 자동화 시스템을 구현하였다.

## 2. 복합 다단 기어장치의 메커니즘 생성

스퍼, 헬리컬, 베벨, 워 기어와 사용자가 입력하는 허용 최대 단수에 따라 생성 가능한 모든 메커니즘의 배열을 조합한다. 조합된 메커니즘은 많은 경우의 수가 포함되어 있기 때문에 불필요한 메커니즘이 형성되거나 중복되는 경우가 있다. 이런 메커니즘은 설계의 효율을 낮추고 시간을 많이 소모하게 만들기 때문에 제거해야 한다.

따라서 설계자의 설계 명세에 따른 공통규칙 및 입력축과 출력축의 방향에 따라 평행축에 관한 규칙 또는 직교축에 관한 규칙을 적용하여 규칙에 만족하는 메커니즘만을 추출하여 리스트에 추가한다. 메커니즘의 추출에 관한 규칙은 다음과 같다.

- (1) 공통규칙
  - ① 워 기어장치는 1단 이하로 제한한다.
  - ② 워 기어장치는 다른 기어 장치보다 우선한다.
  - ③ 베벨 기어장치는 1단 이하로 제한한다.
  - ④ 스퍼(헬리컬), 베벨 기어장치로만 구성된 기어장치는 평균 기어비가 5를 넘지 않아야 한다.
- (2) 평행축에 관한 규칙
  - ① 워 기어장치와 베벨 기어장치는 함께 사용되어야 한다.
- (3) 직교축에 관한 규칙
  - ① 워 기어장치와 베벨 기어장치는 함께 사용되지 않는다.

## 3. 복합 다단 기어장치의 기어비 분할법

일반적으로 기어의 종류에 따라 한 단에서 사용할 수 있는 기어비의 한계가 제시되어 있으나<sup>(5)</sup>, 이들은 다만 경험적으로 정립된 일반적인 지침에 불과하고 기어비의 분할에 관한 실제적이고 구체적인 방법을 제공하는 것은 아니다. 더욱이 기어비는 각 기어의 제원 및 기어 장치 요소의 배치와도 서로 직접적인 영향을 미치기 때문에 이를 적절히 분할하는 것은 상당히 어려운 문제이다.

본 논문에서는 복합 다단 기어장치의 기어비 분할을 위해 빠른 시간 내에 전 기어비와의 오차를 최소화하며 안정적인 결과를 주고 있는 임의 탐색법(random search method)에 의한 기어비 분할법<sup>(4)</sup>을 사용한다. 그러나 이 방법은 원통 기어의 기어비 분할로 한정되어 있기 때문에 베벨 및 워 기어의 기어비 분할이 가능하도록 알고리즘을 확장 보장하여 기어비 분할을 수행하였다. 구체적인 알고리즘은 Fig. 1에서 보이는 바와 같다. Fig. 1에서  $u$ 는 전 기어비,  $u_w$ 는 워 기어의 기어비,  $u'$ 는 워 기어비를 제외한 기어비,  $n$ 은 스퍼(헬리컬), 베벨 기어장치의 단수를 나타낸다.

워 기어장치의 사용여부에 따라 먼저 워 기어비 분할을 수행하는데 한 기어열에서 사용되는 스퍼(헬리컬), 베벨 기어의 평균 기어비를 5로 하여  $u/5^n$ 보다 큰 정수를 워의 기어비로 사용하여 기어비를 배분하고 남은 원통 기어와 베벨 기어로 구성된 기어열은 단수와 각 단의 기어 종류에 따라 각각 최대, 최소의 기어비와 잇수를 유동적으로 설정되도록 하였다.

워 기어장치의 기어비 분할 후 기어비의 상한치와 하한치의 사이에서 난수를 생성하여 이를 1단의 기어비로 하고, 결정된 1단의 기어비를 상한치로 하여 다시 난수를 생성하여 이를 2단의 기어비로 하는 방식을 반복하여 각 단의 기어비를 결정한다. 여기서 마지막 단의 기어비는 식 (1)과 같이 계산되며, 이 값이 이전 단의 기어비 보다 작아야 한다는 단순 비교를 통해 기어비 분할의 적정성 여부를 판별할 수 있다.

$$u'_n = u / (u'_1 \cdot u'_2 \cdot \dots \cdot u'_{n-1}) \quad (1)$$

여기서  $u'_i (i=1, 2, \dots, n)$ 는 각 단의 기어비를 나타낸다.

다음 단계로 설정된 기어비로부터 기어의 종류에 따라 설정된 범위 내에서 피니언과 기어의 잇수  $z_{1i}$ 와  $z_{2i}$ 를 선정하는 것은 두개의 변수만을 포함하는 정수 최적화 문제로 볼 수 있으므로 완전 열거법(exhaustive enumeration)<sup>(14)</sup>을 이용하여 결과적인 기어비의 오차를 최소화 한다.

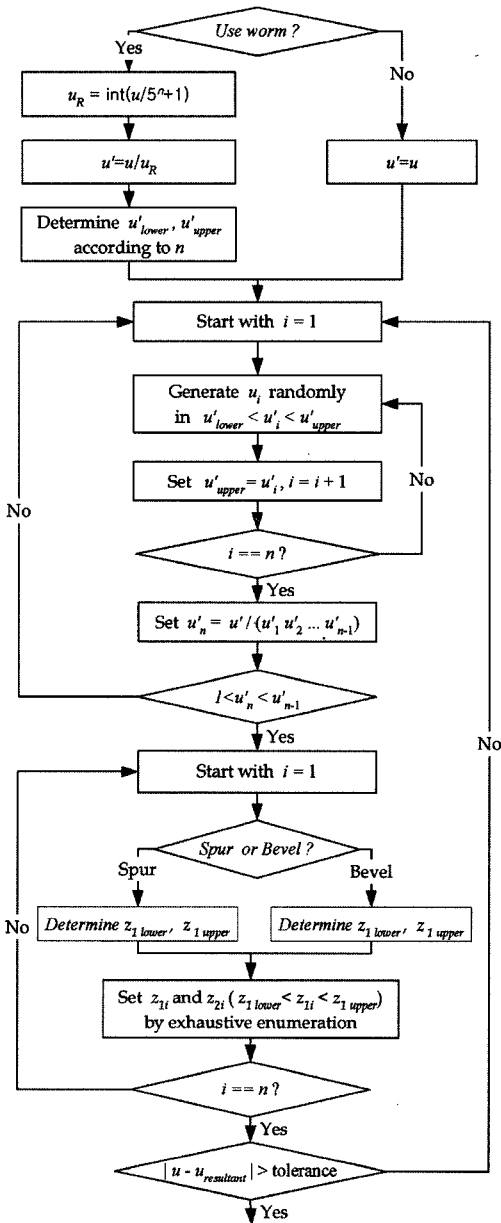


Fig. 1 Flow chart of random search method for cylindrical, bevel and worm gears

## 4. 제원 설계

### 4.1 스퍼(헬리컬) 기어 제원 설계

기어장치의 초기 설계에서는 접촉 하중 계수(contact load

factor, K factor)  $K$ , 단위 하중(unit load)  $U_i$ , 종횡비(aspect ratio)  $m_a$ , 경우에 따라서는  $Q$  계수( $Q$  factor)를 결정해 주는 것이 중요하다. 이들 계수들에 대해서는 현재까지 많은 연구자들에 의해 설계 상황에 따라 이용할 수 있는 경험적 데이터가 축적되어 있다<sup>(6)</sup>.

본 논문에서는 스퍼(헬리컬) 기어의 초기 제원 설계에 앞서 각 단의 기어비와 잇수가 결정되어지기 때문에 피니언 토크  $T_p$ , 접선력  $W_t$ , 접촉 하중 계수  $K$ , 종횡비  $m_a$ 의 네 가지 식을 사용하여 초기 제원 설계를 수행한다. 네 가지 식을 정리하여 피니언 피치원 지름  $d_{p1}$ 로 정리하면 식 (2)로 나타낼 수 있고, 이것은 표준 모듈을 구하기 위한 임시 피치원 지름이다.

$$d_{p1} = \left[ \frac{2T_p \cdot m_a}{K} \left[ \frac{u_i + 1}{u_i} \right] \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

식 (2)에서 계산된 임시 피니언 피치원 지름을 식 (3)에 대입하여 표준 모듈을 구하고, 표준 모듈과 피니언 잇수  $z_1$ 를 이용하여 실제 사용될 피니언 피치원 지름을 구한다. 계산값을 이용하여 스퍼 기어와 헬리컬 기어의 초기 제원 설계를 각각 수행한다.

$$m_n = \frac{d_{p1}}{z_1} \quad (3)$$

여기서  $m_n$ 은 치직각 모듈이다.

### 4.2 베벨 기어의 제원 설계

축각은  $90^\circ$ 로 하고 접촉 하중 계수  $K$ 와 일의 크기에 대한 측정값을 나타내는  $Q$  계수, 토크, 접선력의 네 가지 식을 사용하여 직선 베벨 기어(straight bevel gear)에 대한 초기 제원 설계를 수행한다. 위의 네 가지 식을 정리하면 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$d_{p1}^2 b = \frac{1.91 \times 10^7}{K} \times \frac{P}{n_1} \times \frac{u_i + 1}{u_i} \quad (4)$$

여기서  $b$ 는 치폭(mm),  $P$ 는 동력(kW),  $n_1$ 은 피니언의 rpm이다.

치폭  $b$ 는 최대 권장치인 외단 원추길이  $R_a$ 의 0.3배로 정하면 식 (5)로 주어진다.

$$b = 0.3R_a = \frac{0.3d_{p1}}{2 \sin \left( \tan^{-1} \left[ \frac{1}{u_i} \right] \right)} \quad (5)$$

식 (5)를 식 (4)에 대입하고 피니언 피치원 지름  $d_{p1}$ 로 정리하면 식 (6)으로 나타낼 수 있고, 이것은 표준 모듈을 구하기 위한 임시 피치원 지름이다.

$$d_{p1}^3 = \frac{1.91 \times 10^7}{K} \times \frac{P}{n_1} \times \frac{(u_i + 1)}{u_i} \times \frac{2 \sin(\tan^{-1} \left[ \frac{1}{u_i} \right])}{0.3} \quad (6)$$

식 (6)에서 계산된 임시 피니언 피치원 지름은 식 (3)을 이용하여 표준모듈과 피니언 피치원 지름을 구하고 베벨 기어의 초기 제원 설계를 수행한다.

### 4.3 워엄 기어의 제원 설계

워엄 기어는 중심거리  $a$ 와 식 (7)로 정의되는 가정 직경계수 (diameter factor)  $q$ 를 정하여 일본치차공업회<sup>(7)</sup>에서 제시한 계산식을 이용하여 치직각 방식 원통형 워엄 기어(single-enveloping worm gear)의 제원 설계를 수행하였다.

$$q = \frac{d_{p1}}{m_x} \quad (7)$$

여기서  $m_x$ 는 축직각 모듈을 나타낸다.

가정 직경계수와 중심거리를 식 (8)을 대입하여, 가정 축방향 모듈  $m_x$ 을 구한다.

$$m_x = \frac{2a}{(q + z_2)} \quad (8)$$

가정 축방향 모듈을 구하여  $m_n < m_x$ 로 적절한 치직각 표준 모듈  $m_n$ 을 결정하고, 리드각에 대입하여 수치가 수렴할 때까지 식 (9) ~ (14) 반복하여 올바른 값을 구한다.

$$\gamma' = \tan^{-1} \left( \frac{z_1}{q} \right) \quad (9)$$

$$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma'} \quad (10)$$

$$\gamma' = \tan^{-1} \left( \frac{z_1 \cdot m_x}{2a - m_x \cdot x_2} \right) \quad (11)$$

$$d_{p1} = 2a - m_x \cdot z_2 \quad (12)$$

$$d_{p2} = m_x \cdot z_2 \quad (13)$$

$$q = \frac{d_{p1}}{m_x} \quad (14)$$

여기서  $\gamma'$ 은 가정 리드각,  $m_x$ 는 축직각 모듈,  $\gamma$ 는 리드

각,  $d_{p1}$ 는 워엄의 피치원 직경,  $d_{p2}$ 는 워엄 휠의 피치원 직경,  $q$ 는 직경계수를 각각 나타낸다.

## 5. 강도 평가

기어의 강도는 피니언과 기어의 재질, 동력을 전달할 때 치면에 작용하는 하중의 형태, 치면의 물림 상태에 따른 최악 하중(worst load)의 작용위치, 최악하중의 작용에 수반되는 최종적인 기어 손상 및 파손의 형태 등 각종 계수를 어떻게 평가하느냐에 따라 상당히 복잡한 과정을 거치게 된다. 따라서 강도 평가는 일반적으로 상세 설계 단계에서 수행되는 과정이다. 그러나 본 논문에서는 복합 다단 기어 장치 메커니즘에 강도 평가를 수행하고 평가하여 신뢰성을 확보하고 상세설계로의 설계 효율을 증가시키고자 하였다.

평가방법은 영향 계수의 분류와 각 계수의 성질규명, 계산법 등이 가장 잘 정비된 AGMA 규격(8-13)을 이용하였다.

## 6. 복합 다단 기어장치 메커니즘의 생성 및 평가 시스템 개발

이 장에는 스퍼, 헬리컬, 베벨, 워엄 기어장치로 구성된 복합 다단 기어 장치의 메커니즘을 생성하고 초기 설계를 자동적으로 수행할 수 있는 알고리즘에 대해 보인다. Fig. 2에 보이는 바와 같이 설계 명세에 따라 자동으로 생성된 메커니즘에 대해 각 단의 기어비 결정, 각 기어의 제원 설계 및 강도 평가, 기어장치 평가 항목 계산의 4단계 과정으로 이루어져 있다. 이 결과로 얻어진 메커니즘의 리스트를 참고하여 복합 다단 기어장치의 상세 설계를 할 수 있다.

### 6.1 설계 명세의 입력 : Step 1

먼저 수행해야 할 것은 생성 규칙들에 따라 적합한 복합 다단 기어장치 메커니즘을 생성하기 위하여 설계자는 전 기어비, 입력 동력, 입력 속도, 입·출력 방향, 허용 최대 단수 등을 입력한다(Fig. 2 참조). 여기서 입력축 방향은 x, 출력축 방향은 x 또는 y로 한정한다. 이는 출력축 방향이 x 또는 y만으로도 간단한 배치설계를 통해 모든 출력방향을 표현할 수 있기 때문이다. 그리고 허용 최대 단수는 사용자가 조합하고자 하는 메커니즘의 최대 단수를 의미한다. 생성 규칙들을 통과한 메커니즘에 대해 각 기어의 제원 설계, 강도평가를 수행하기 위하여 기본 설계 제원과 강도 평가에 필요한 계수(factor)값을 입력한다.

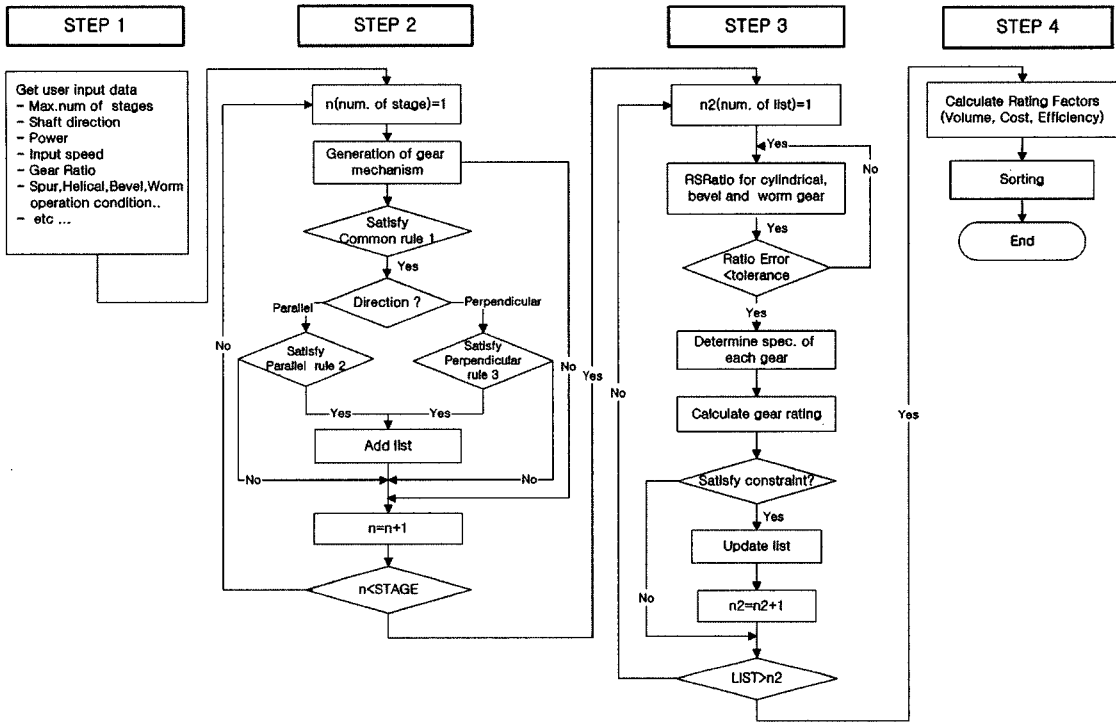


Fig. 2 Generation and preliminary design algorithm of compound multi-stage drive mechanisms

### 6.2 메커니즘의 생성 : Step 2

두 번째 설계 단계에서는 허용 최대 단수와 기어의 종류에 따라 생성 가능한 모든 메커니즘의 배열을 조합하고 규칙에 만족하는 메커니즘만을 추출하여 리스트에 추가한다 (Fig. 2 참조). 생성 방법과 규칙은 2장에서 설명하였다.

### 6.3 기어비 배분, 자원 설계, 강도 평가 수행 : Step 3

세 번째 설계 단계에서는 이전 단계에서 리스트에 추가된 메커니즘만을 가지고 설계를 수행한다(Fig. 2 참조). 3장에서 보인 것과 같이 각 단의 기어비를 배분하고 잇수를 결정하는데 기어비 배분을 위한 기어비의 범위와 잇수는 단수, 기어의 종류에 따라 다양하게 나타날 수 있다. 그리고 선택한 기어비와 잇수의 범위가 적절한 것인가에 대해서는 명확히 판단할 수 있는 기준이 존재하는 것이 아니기 때문에, 이 단계에서 설계자의 임의적 선택이 가장 많이 개입될 수 있다.

결정된 기어비와 잇수는 4장에서 제시한 각 기어장치들의 설계 방법에 따라 자원 설계에 이용되며, 계산된 각 기어장치들의 제원은 입력단에서 강도 평가를 위해 입력한 계수값과 함께 굽힘 및 면압 강도 평가에 이용된다.

### 6.4 메커니즘 평가 항목 계산 : Step 4

네 번째 단계에서는 최종적으로 리스트에 남아있는 메커니즘의 평가를 위한 평가 항목의 계산을 수행한다(Fig.2 참조). 본 논문에서는 복합 다단 기어장치들의 메커니즘을 평가하기 위해 효율, 체적, 그리고 비용을 평가 항목으로 선정하였다.

#### 6.4.1 효율

웬 기어의 효율은  $e_w$ 는 식 (15)에 의해 얻을 수 있다.

$$e_w = \frac{P_o}{P_{in.al}} \tag{15}$$

여기서  $P_o$ 는 허용출력동력,  $P_{in.al}$ 는 허용입력동력을 나타낸다.

스퍼, 헬리컬, 베벨 기어의 효율은 기어비가 1:1, 5:1, 10:1에 따라 99%, 98%, 97%의 효율을 각각 적용하고, 기어비의 중간치는 보간법을 이용하여 계산을 한다<sup>(5)</sup>. 이렇게 계산된 각 단 기어장치들의 효율을 모두 곱하여 각 기어열의 효율을 비교 평가한다.

### 6.4.2 체적

정확한 복합 다단 기어장치의 체적 평가를 위해서는 배치 설계를 수행한 후 기어박스의 체적이 계산되어야 한다. 그러나 배치 설계는 본 논문에서 제안하는 초가 설계의 범위에서 벗어나므로 기어열의 각 기어 피치원통 체적을 합산하여 각 기어열의 체적을 대략적으로 비교 평가한다.

### 6.4.3 비용

제작비용(재료의 종류, 가공비, 열처리 등)을 고려하여 각 기어장치에 Table 1과 같이 가중치를 주고, 가중치에 각 기어장치의 피치원통의 체적을 곱하여 비용을 계산한다. 각 기어열의 비교를 하기 위해 이것을 식 (16)과 같이 무차원으로 만들어 리스트에 있는 각 기어열의 비용을 기어열 중에서 가장 큰 비용으로 나누도록 하였다.

$$CR_j = \frac{\sum_{i=1}^n w_{ij} V_{ij}}{\max \left[ \sum_{i=1}^n w_{ij} V_{ij} \right]} \quad (16)$$

여기서  $w$ 는 가중치,  $V$ 는 체적,  $i$ 는 단수,  $j$ 는 기어열의 번호를 나타낸다.

## 7. 시스템 적용 : 복합 다단 기어장치 설계

전달 동력은 0.75kW, 회전 속도는 1800rpm, 전 기어비는 120, 출력축의 방향은 직교축, 허용 최대 단수는 5, 기어비의 허용 오차는 1%, 그리고 제원 설계와 강도 평가를 위한 스피어(헬리컬), 베벨, 워م 기어장치의 입력값은 Table 2와 같다.

Table 3은 설계를 수행한 결과로 몇 가지 주요 설계 제한을 보여주고 있다. 설계 규칙과 강도 평가를 만족하며 최종 추출된 메커니즘은 13개이다.

Fig. 3은 Table 3의 첫 번째 메커니즘 구조인 H-S-B(helical-spur-bevel)를 그림으로 표현한 것이고, Table 4는 메커니즘의 세부 제원을 나타낸 것으로 타당한 설계결과라고 할 수 있다.

**Table 1 Manufacture weighting value according to gear type**

Gear type	Spur ( $w_s$ )	Helical ( $w_h$ )	Bevel ( $w_b$ )	worm ( $w_w$ )
Weighting value	1.0	1.5	2.0	3.0

**Table 2 Input data for gear drive to be designed**

Type of gear	Spur gear (Helical)	Bevel gear	worm gear	
Common data				
Transmitted power(kW)	0.75			
Input speed(rpm)	1800			
Total gear ratio	120			
Output shaft direction	Perpendicular			
Maximum number of stages	5			
Error tolerance of total gear ratio(%)	1			
Input data for designing gear				
K-factor(MPa)	1.38	0.77		
Aspect ratio	1.0			
Pressure angle(degree)	20	20	20	
Helixangle(degree)	(20)			
Shaft angle(degree)		90		
Center distance(mm)			45	
Diameter factor			12	
Input data for rating				
Application factor	1.3	1.3		
Rim thickness factor	1.0			
AGMA quality	10	10		
Material	Pinion	Steel	Steel	Steel
	Gear	Steel	Steel	Bronze
Heat treatment	Pinion	Caburized & case hardened		
	Gear	Caburized & case hardened	Chill-casting	
Elastic coefficient(MPa0.5)	191	191		
Surface finish factor	1.0	1.0		
Cutter radius factor		1.0		
Crowning factor		1.0		
Mounting factor		1.5		
Service factor				1.0
Operation condition				
Number of load cycles	1.56e9			
Temperature(°C)	80			
Reliability(%)	99.0			

Table 3 The list of generated mechanisms

No		1	2	3	4	5	Volume(mm <sup>3</sup> )	Efficiency(%)	Cost(none)
1	Structure	H	S	B			3.049e6	94.2	0.330
	Module	0.8	1.5	4					
	Gear ratio	5.83	4.72	4.36					
2	Structure	W	S				4.134e6	73.5	0.278
	Module	1.25	3						
	Gear ratio	25	4.8						
3	Structure	S	S	S	S	B	1.119e7	92.4	1.0
	Module	1	2	4	5	16			
	Gear ratio	5.79	4.95	3.39	1.24	1.0			

note S : spur, H-helical, B : bevel, W : worm

Table 4 Dimensional specifications and strength rating result of the gear drive

Stage	1		2		3	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Normal module(mm)	0.8		1.5		4	
Number of teeth	23	134	25	118	22	119
Gear ratio	5.82		4.72		4.36	
Total gear ratio	120					
Pitch diameter(mm)	19.58	114.08	37.5	177.0	88.0	384.0
Face width(mm)	19.58	19.58	37.5	37.5	59.09	59.09
<b>Strength and durability rating result</b>						
Bending stress(MPa)	166.9	161.1	146.6	124.7	82.4	100.2
Modified Allowable bending stress(MPa)	353.5		353.5		353.5	
Contact stress(MPa)	529.0		770.28		536.7	
Modified Allowable contact stress(MPa)	1113.0		1113.0		1113.0	

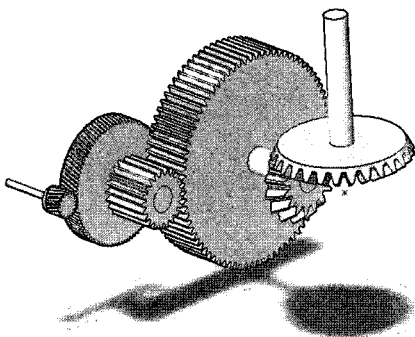


Fig. 3 Mechanism H-S-B(helical-spur-bevel) in three stages

## 8. 결 론

본 논문에서는 고감속비와 다양한 입력·출력방향을 만족하는 다단 기어장치 설계 지원 시스템을 구현하였다. 이상의 연구 내용을 정리하면 다음과 같다.

- (1) 허용 최대 단수 안에서 스퍼(헬리컬), 베벨, worm 기어를 조합하고 일련의 규칙에 따라 실제 사용 가능한 메커니즘만을 추출하는 알고리즘을 개발하였다.
- (2) 스퍼(헬리컬), 베벨, worm 기어장치로 구성된 복합 다단 기어장치의 단수와 기어의 종류 또는 제원에 따라 기어비와 잇수의 상하한치를 다양하게 결정할 수 있도록 하

였고, 워엄 기어의 사용여부에 따라 기어비 배분 방법과 절차를 달리하는 기어비 배분 방법을 제안하였다.

- (3) 스피어(헬리컬), 베벨, 워엄 기어장치의 제원설계와 제원 설계에 있어서 중요한 과정인 강도 평가를 자동화하기 위해 AGMA 규격에 의한 기어의 강도 평가 프로그램을 구현하였다.
- (4) 요구조건에 따라 적절한 메커니즘을 선택할 수 있는 지표를 제공하기 위해 제원을 이용하여 체적, 비용, 효율의 평가 항목을 계산하도록 하였다.

앞의 (1)~(4)에서 설명한 일련의 초기 설계 과정을 수행하기 위한 알고리즘을 개발하고 다단 기어장치 설계 지원 시스템을 구현하였다. 설계 지원 시스템은 설계 조건에 맞는 메커니즘을 생성하고, 제원 설계 및 강도 평가를 수행하며, 그 결과에 대한 평가 지표를 설계자에게 제공함으로써 메커니즘의 선택에 대한 신뢰도를 높일 뿐만 아니라 초기 설계의 시간 감소와 상세 설계로의 효율을 증가시킬 수 있을 것으로 기대된다.

## 참고 문헌

- (1) Chong, T. H., Bae, I. H., and Kim, H., 1997, "Development of Design Support System for Gear Systems"(in Korean)," *Transactions of KSME*, Vol. 21, No. 9, pp. 1373~1384.
- (2) Chong, T. H. and Baek, J. H., 1997, "Development of Durability Estimation and Design Systems of Worm Gears(in Korean)," *Transactions of the KSAE*, Vol. 5, No 1, pp. 207~216.
- (3) Chong, T. H., Bae, I. H., and Lee, S. J., 1999, "Design Method for Multi-Stage Gear Drive," *Proc. of the KSMTE Autumn Conference*, pp. 470~475.
- (4) Chong, T. H. and Bae, I. H., 2002, "New Methods to Split Overall Gear Ratio of the Cylindrical Multi-Stage Gear Train," *Proc. of the KSMTE Spring Conference*, pp. 687~692.
- (5) Townsend, D. P., 1992, *Dudley's Gear Handbook*, 2nd ed., McGraw-Hill Inc.
- (6) Dudley, D. W., 1984, *Handbook of Practical Gear Design*, McGraw-Hill Inc.
- (7) Japan Gear Manufacturers Association(JGMA), 1991, *New Gear Handbook*(in Japanese).
- (8) American Gear Manufacturers Association(AGMA), 1988, *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, 2001-B88.
- (9) American Gear Manufacturers Association(AGMA), 1989, *Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth*, 908-B89.
- (10) American Gear Manufacturers Association(AGMA), 1988, *Rating the Pitting and Bending Strength of Generated Straight Bevel, ZEROL Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth*, 2003-A86.
- (11) American Gear Manufacturers Association(AGMA), 1988, *Design Manual for Bevel Gears*, 2005-B88.
- (12) American Gear Manufacturers Association(AGMA), 1986, *Rating and Application of Single and Multiple Reduction Double-Enveloping-Worm and Helical-Worm speed Reducers*, 6017-E86.
- (13) American Gear Manufacturers Association(AGMA), 1992, *Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gear-motors*, 6034-B92.
- (14) Chong, T. H., and Bae, I. H., 2002, "New Methods to Split Overall Gear Ratio of the Cylindrical Multi-Stage Gear Train," *Transactions of KSMTE*, Vol. 11, No 6, pp. 45~51, 2002.