

# 시뮬레이티드 어닐링을 이용한 유성치차열의 설계요소 최적화에 관한 연구

이근호\*, 정태형<sup>+</sup>, 최용혁<sup>++</sup>

(논문접수일 2004. 9. 20, 심사완료일 2004. 11. 2)

## Study on the Optimal Design for Design Parameter of Planetary Gear Train Using Simulated Annealing

Geun Ho Lee\*, Tae Hyong Chong<sup>+</sup>, Young Hyuk Choi<sup>++</sup>

### Abstract

A planetary gear trains has characteristics in compactness, power transformation ability and constant meshing. Usability is increased in applications of auto transmission and industrial gearbox. Study on optimum design of planetary gear train has been progressed on minimization of weight, miniaturization of planetary gear train and improvement of high strength. There are demands of study for the planetary gear train required long life estimation. In this work, being considered life, strength, interference, contact ratio and aspect ratio, the optimum design algorithm is proposed to reduce the volume of planetary gear train with transferring the same amount of power. In the design of algorithm for planetary gear train, the determination of teeth number is separated to achieve simplicity and the simulated annealing method as a global optimal technique is used for optimal design method.

**Key Words :** Planetary Gear Train(유성치차열), Life(수명), Simulated Annealing(시뮬레이티드 어닐링)

## 1. 서론

치차장치를 설계함에 있어서 치차장치의 경량화, 소형화, 그리고 고강도화는 설계 시 고려하여야하는 중요한 요소이다. 이러한 관점에서 유성치차열은 다른 치차에 비하여 많은

이점을 가지고 있어 자동차 및 트럭의 자동변속기에서 산업용 감속기에 이르기까지 폭넓게 사용되고 있다. 유성치차열은 치차를 조합해서 사용한 경우와 비교하여 볼 때, 각각의 치차들이 부피에 비해 효율적으로 구성되어있고 운전 시에는 여러 개의 유성치차에 하중이 분포되어 넓은

\* 한국기계연구원  
+ 교신저자, 한양대학교 (thchong@hanyang.ac.kr)  
주소: 133-791 서울특별시 성동구 행당동 17  
++ 한국기계연구원

이 접촉 영역을 가지고 있게 되어 크기에 비하여 큰 전달하중을 전달할 수 있다. 이러한 장점으로 인하여 유성치차열의 이용가치는 증가하였고 경량화, 소형화, 고강도화라는 관점에서 유성치차열의 최적설계에 관한 연구는 많이 이루어졌다<sup>(1,2)</sup>.

본 연구에서는 ISO6336에 근거한 유성치차열의 강도, 간섭, 물림률과 각종 설계인자를 고려하여 수명을 만족하면서 동시에 부피를 최소화 할 수 있는 유성치차열의 최적설계 알고리즘을 제안하고 이를 풍력 발전용 증속기의 유성치차열의 설계에 적용하였다. 최적설계 알고리즘은 유성치차열의 형상과 간섭 등의 영향을 많이 받는 잇수의 결정을 분리하여 생성검사법을 사용하여 결정함으로써 최적설계 과정의 복잡성을 줄였고, 모듈과 치폭의 설계를 위하여 별칭할 수법을 사용하여 구속조건이 있는 최적설계문제를 구속조건이 없는 최적설계문제로 변환하여 최적설계를 수행하였으며 최적설계문제를 위한 알고리즘은 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 사용하였다. 또한 유성치차열의 요구되는 성능과 수명을 만족하도록 잇수, 모듈, 치폭을 설계하는 프로그램 개발하였다.

## 2. 유성치차열

### 2.1 유성치차열의 구성

유성치차열은 Fig. 1과 같이 태양치차(Sun gear), 여러 개의 유성치차(Planet gear)를 지지하는 캐리어(Carrier) 및 내접치차인 링치차(Ring Gear)의 3요소를 기본요소로 하고 있다. 태양치차, 링치차, 캐리어는 동축상에서 회전하고 이들의 연결방법에 따라 각각 다른 6가지의 기어비를 만들어 낼 수 있다<sup>(1)</sup>.

### 2.2 유성치차열의 기어비 계산

유성치차열 각 요소의 회전속도, 토크 등을 해석하는 방

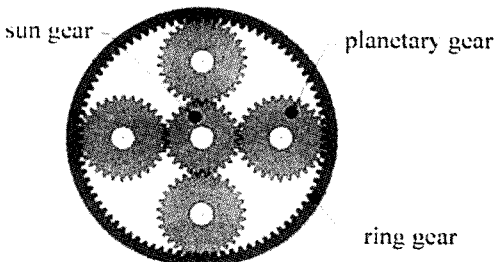


Fig. 1 Planetary gear train

법으로는 레버해석법(lever analogy)이 많이 사용되고 있다. 이 레버 해석법을 이용하면 유성치차열의 각 요소 즉, 태양치차(sun gear,  $z_s$ ), 링치차(ring gear,  $z_r$ ), 캐리어(carrier) 및 유성치차(planet gear,  $z_p$ )에 작용하는 토크 및 회전속도 등이 기하학적으로 표시되어 해석이 매우 용이하다. Table 1 은 유성치차열의 기어비를 나타낸다.

### 2.3 유성치차열의 토크

유성치차열의 태양치차, 유성치차, 링치차에 걸리는 토크를 각각  $T_s$ ,  $T_p$ ,  $T_r$  이라 할 때 유성치차열의 각 부품에 걸리는 토크의 합은 식 (2-1)과 같이 되고

$$T_s + T_p + T_r = 0 \quad (2-1)$$

유성치차열의 각 부품의 토크사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다. 링치차의 토크  $T_r$  과 태양치차의 토크  $T_s$  사이에는 식 (2-2)와 식 (2-3)과 같은 관계가 성립한다.

$$T_r = + \frac{z_r}{z_p} \cdot T_s \quad (2-2)$$

$$T_s = + \frac{T_r}{z_r/z_s} \quad (2-3)$$

Table 1 Gear ratio of planetary gear train

1) input:sun gear/fixe:ring gear	2) input:ring gear/fixe:sun gear
$i = \frac{z_r + z_s}{z_s}$ :forward decrease	$i = \frac{z_r + z_s}{z_r}$ :forward decrease
3) input:carrier/fixe:sun gear	4) input:carrier/fixe:ring gear
$i = \frac{z_r}{z_r + z_s}$ :forward increase	$i = \frac{z_s}{z_r + z_s}$ :forward increase
5) input:ring gear/fixe:carrier	6) input:sun gear/fixe:carrier
$i = - \frac{z_s}{z_r}$ :backward increase	$i = - \frac{z_r}{z_s}$ :backward decrease

캐리어의 토크  $T_u$ 와 태양치차의 토크  $T_s$  사이에는 식 (2-4)과 식 (2-5)과 같은 관계가 성립한다.

$$T_u = -T_s \left( 1 + \frac{z_r}{z_s} \right) \quad (2-4)$$

$$T_s = -\frac{T_u}{1 + z_r/z_s} \quad (2-5)$$

또한,  $T_u$ 와  $T_r$ 사이에는 식 (2-6)과 같은 관계가 있다.

$$T_u = -T_r \left( \frac{1 + z_r/z_s}{z_r/z_s} \right) \quad (2-6)$$

$T_s$ 와  $T_u$ 는 식 (2-7)과 같은 관계가 성립한다.

$$T_s = -T_u \frac{z_r/z_s}{1 + z_r/z_s} \quad (2-7)$$

### 3. 유성치차열 설계의 구속조건

#### 3.1 잇수 사이의 관계

유성치차열은 형상으로 인하여 태양치차, 링치차, 유성치차의 잇수 선정 시에 제약이 따른다. 잇수 선정시 제약은 다음과 같다<sup>(2)</sup>.

- (a) 태양치차와 유성치차의 중심거리와 링치차와 유성치차의 중심거리는 일치하여야 하므로, 태양치차, 유성치차, 링치차의 피치원 반경을 각각  $r_s, r_p, r_r$ 이라고 하면

$$r_p + r_s = r_r - r_p \quad (3-1)$$

이 되므로, 이를 각각의 잇수  $z_s, z_p, z_r$ 로 표현하면,

$$z_p + z_s = z_r - z_p \quad (3-2)$$

식 (3-2)와 같이 되며, 유성치차의 잇수를 태양치차와 링치차의 잇수로 표현하면 식 (3-3)과 같이 된다.

$$z_p = \frac{z_r - z_s}{2} \quad (3-3)$$

- (b) 태양치차 주위에 유성치차들의 배치를 동일하게 하면 식 (3-4)가 성립하여야 한다.

$$\frac{z_r + z_s}{N} = \text{정수} \quad (3-4)$$

여기서,  $N$ 은 유성치차의 갯수이다.

- (c)  $N$ 개의 유성치차의 이끝원이 간섭하지 않아야 하므로, 표준 평치차의 경우에는

$$m_n(z_p + 2) < L = m_n(z_p + z_s) \sin \frac{\pi}{N} \quad (3-5)$$

이 성립하여야 하고, 여기서  $m_n$ 은 치직각모듈,  $L$ 은 이웃하는 유성치차사이의 중심거리이다.

#### 3.2 강도

치차 이의 굽힘 강도는 외접치차에서는 이뿌리부에서 균열이 발생하지 않도록 하는 저항력으로 굽힘 강도의 평가는 ISO6336규격을 이용하여 평가하였다. 공칭 이뿌리응력( $\sigma_{F0}$ , nominal tooth root stress)은 식 (3-6)로 평가하였다. 굽힘 강도의 허용 굽힘 응력( $\sigma_{FP}$ , permissible tooth root stress)은 시험치차에 대한 굽힘 내구 한도( $\sigma_{Flim}$ , allowable stress number for bending stress)를 고려하여 식 (3-7)로 계산하며, 최대 굽힘 응력( $\sigma_F$ , tooth root stress)과 허용 굽힘 응력의 관계는 식 (3-8)으로 표시된다.

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_F Y_S Y_\beta \quad (3-6)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Flim}} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X \quad (3-7)$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (3-8)$$

치차 이의 치면 압력은 두 치면 사이에서 발생하는 접촉부의 압력에 기인하는 저항력으로 면압 강도의 평가는 ISO6336규격을 사용하여 평가한다. 물림피치원주상의 공칭접촉응력( $\sigma_{H0}$ , nominal contact stress)은 식 (3-9)로 계산하였다. 면압 강도의 허용접촉응력( $\sigma_{HP}$ , allowable contact stress)은 시험치차에 대한 접촉내구한도( $\sigma_{Hlim}$ , allowable stress number for contact stress)를 고려하여 식 (3-10)로 계산하며, 최대접촉응력( $\sigma_H$ , contact stress)과 허용접촉응력의 관계는 식 (3-11)으로 표시된다.

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (3-9)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3-10)$$

$$\sigma_H = Z_\beta \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (3-11)$$

스코어링은 치면 사이의 윤활막이 손상되었을 때 발생하는 마찰열로 인한 치면의 접착마모이다. 치차 이의 스코어링 강도는 치형 수정을 하였을 경우에는 한쌍 이물림의 최고위점에서, 그리고 치형 수정을 하지 않았을 경우에는 물림의 시작점과 끝점에서 섬광온도로 평가한다. 섬광온도는 식 (3-12)과 같이 구한다.

$$T_f = T_b + Z_t Z_s Z_c \quad (3-12)$$

여기서,  $T_f$ 는 섬광온도(°C)를 말하며,  $T_b$ 는 치차 본체의 온도,  $Z$ 는 형상 상수,  $Z_s$ 는 표면 거칠기 상수,  $Z_c$ 는 스코어링 기준값이다.

설계 시에는 식 (3-12)의 섬광온도가 식 (3-13)의 허용섬광온도보다 작도록 한다. 허용섬광온도( $T_{fLim}$ )는 윤활제에 따라 결정되는 값이다.

$$T_f \leq T_{fLim} \quad (3-13)$$

### 3.4 간섭

인벌류트 간섭은 외접치차의 이뿌리에서의 간섭에 대응하는 것으로 물림이 발생하는 치차쌍들의 언더컷 발생 잇수를 구하여 각각의 치차의 잇수를 언더컷 잇수보다 크도록 결정하여야 한다.

또한, 내접치차와 외접치차의 잇수차가 적을 경우, 인벌류트 접촉이 끝나고 나서, 외접치차의 이끝이 치홈에서 빠져나올 때, 내접치차의 이끝과의 사이에서 발생하는 간섭을 트로코이드 간섭이라고 부르며, 내접치차와 외접치차의 잇수차가 적을 때, 내접치차를 조립하는 데 있어 축방향으로 외접치차를 넣어 조립할 수가 있지만 반경 방향으로 외접치차를 이동해도 조립할 수가 없는 경우가 있다. 만일 이 경우, 외접치차가 피니언 커터라면 기어절삭 행정 개시 시에 커터를 소정의 깊이까지 내접치차의 반경 방향으로 보내주고, 또한, 기어절삭 행정 종료 시에 커터를 반경 방향으로 이동해서 집어내는데 커터의 이 끝으로 내접치차의 이끝부의 인벌류트를 제거한다. 이 경우의 간섭이 트리밍이다<sup>(3)</sup>.

### 3.5 수명

Lundberg와 Palmgren에 의하여 1947년에 제안된 피로 수명모델은 구름 베어링의 피로수명을 결정하기 위하여 일반적으로 사용되고 있고 이 이론을 기초로 하여 치차의 수

명모델이 유도되었다<sup>(4)</sup>. 만일 파괴되지 않을 확률이  $S$ 로 정의된다면, 요구되는 신뢰성에 대한 수명  $l$ 은 응력을 받는 체적  $V$ , 최대전단응력  $\tau$ , 임계전단응력까지의 깊이  $z$ 의 함수로 나타낼 수 있다. Lundberg와 Palmgren에 의하여 제안된 응력 사이클의 함수로 표현된 파손되지 않을 확률은 식 (3-14)과 같이 나타낸다.

$$\log \frac{1}{S} \propto \frac{\tau \cdot l \cdot V}{z} \quad (3-14)$$

실험을 통하여 치차의 수명분포는 와이بل 분포를 따르고 이때 와이블계수  $\beta$ 는 2.5이다<sup>(5)</sup>. 식 (3-15)은 2모수 와이블 분포의 일반형을 나타내며

$$\log \left( \frac{1}{S} \right) = \left( \frac{l}{\theta} \right)^\beta \quad (3-15)$$

여기서,  $l$ 은 수명이고,  $\theta$ 는 신뢰도 90%에서의 특성수명을 말한다.

식 (3-16)은 작동수명이  $T$ (cycle)일 때 치차 이(tooth)의 신뢰도  $S$ 를 나타내는 피팅-피로 수명모델에 의한 치차 이(tooth)의 신뢰도 함수이다. 식 (3-16)식에서  $T_{10}$ 값을 알면 치차 이(tooth)의 신뢰도 분포를 알 수 있고, 특정 수명에서 그 시스템이 정상작동 할 확률을 구함으로써 수명을 예측하고 신뢰성을 평가 할 수 있다.

$$\log \frac{1}{S} = \left( \frac{T}{T_{10}} \right)^\beta \log \left( \frac{1}{0.9} \right) \quad (3-16)$$

여기서,  $T$ 는 이(tooth) 한 개의 수명이고,  $T_{10}$ 은 신뢰도 90%에서 이(tooth) 한 개의 수명이다.  $T_{10}$ 은 식 (3-17)과 같다.

$$T_{10} = \left( \frac{C}{F} \right)^P \quad (3-17)$$

여기서,  $F$ 는 치차의 이(tooth)에 작용하는 하중이고,  $P$ 는 하중-수명지수(load-life exponent)이다. 또한,  $C$ 는 신뢰도 90%에서 백만 사이클의 수명을 결정하는 동적하중을 말하여 식 (3-18)로 구할 수 있다.

$$C = B(f / \sum 1 / \rho) \quad (3-18)$$

여기서,  $f$ 는 치폭을 말하며,  $\sum 1 / \rho$ 는 접촉 치면에서의 곡률의 합을 말하며,  $B$ 는 재료상수이다.

### 4. 유성치차열의 최적설계

유성치차열의 최적설계를 위하여 유성치차열의 설계단계를 4단계로 나누어 실행하였다. Step 1에서는 설계를 위한 동력과 기어비와 같은 입력정보를 입력받고, Step 2에서는 Step 1에서 입력받은 정보를 바탕으로 하여 유성치차열의 잇수를 생성검사법(generate and test method)을 사용하여 결정하였다. Step 3에서는 시뮬레이티드 어닐링(simulated annealing)알고리즘을 사용하여 치폭과 모듈을 설계변수로 하고 부피를 목적함수로 하여 최적설계를 수행하였다. Step 4에서는 피치원지름, 기초원지름, 이끝원지름과 이뿌리원지름과 같은 유성치차열의 제원을 출력한다.

설계변수중 이산변수인 모듈을 고려하기 위하여 연속변수로 가정한 후에 초기 최적설계를 수행하고 계산된 결과값과 가까운 값으로 치환한 후 치환된 값을 고정시킨 후 다시 최적설계를 수행하여 치환된 값의 적합성을 판단하였다. Fig. 2는 유성치차열의 최적설계를 위한 알고리즘을 나타낸다.

#### 4.1 최적화식의 구성

잇수 결정을 위한 단계인 Step 2에서는 생성기(generator)에서 일정한 범위 안에서 태양치차, 유성치차, 링치차의 잇수들의 조합을 생성하고 검사기(tester)에서 인벌류트 간섭, 트로코이드 간섭, 기어비 그리고 잇수들 사이의 관계와 같은 제한조건을 사용하여 적합성을 판단하였다. 그 과정을 그림으로 나타내어 보면 Fig. 3과 같다.

치폭과 모듈을 결정하여야 하는 Step 3에서는 구속조건을 고려하기 위하여 벌칙함수법(exterior penalty function method)을 사용하여 최적화를 수행하였으며 목적함수는 식 (4-1)을 사용하였다.

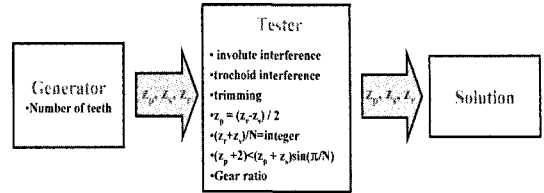


Fig. 3 Generate and test method for selecting number of teeth

$$\text{minimize } F_{obj} = V_p + \sum_{i=1}^n r g_i (\max(G_i, 0))^2 \quad (4-1)$$

식 (4-1)에서  $V_p$ 는 유성치차열의 부피로서 식 (4-2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$V_p = \frac{\pi}{4} (10m_n + z_r m_n)^2 b \quad (4-2)$$

여기서,  $b$ 는 치폭이다.

구속조건으로는 굽힘 응력, 접촉응력, 스크링 강도, 유성치차열의 수명, 물림률 그리고 중형비를 사용하였으며 식 (4-3)에서 식 (4-8)과 같다.

$$G_1 = Z_{BO} \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{HB} K_{Ha}} - \sigma_{HP} \leq 0 \quad (4-3)$$

$$G_2 = \sigma_{FO} K_A K_{FB} K_{Fa} - \sigma_{FP} \leq 0 \quad (4-4)$$

$$G_3 = T_f - T_{Lim} \leq 0 \quad (4-5)$$

$$G_4 = 0.2 - \frac{b}{d_s} \leq 0, \quad \frac{b}{d_s} - 1.5 \leq 0 \quad (4-6)$$

$$G_5 = L_{lim} - L_{sys} \leq 0 \quad (4-7)$$

$$G_6 = 1.2 - \epsilon_a \leq 0, \quad \epsilon_a - 2.5 \leq 0 \quad (4-8)$$

여기서,  $d_s$ 는 태양치차의 피치원 지름이다. 식 (4-3)은 면압 강도, 식 (4-4)는 굽힘 강도, 식 (4-5)는 스크링 강도, 식 (4-6)은 중형비, 식 (4-7)은 수명 그리고 식 (4-8)은 물림률에 관한 구속조건이다.

#### 4.2 시뮬레이티드 어닐링

시뮬레이티드 어닐링 알고리즘은 고체 물리학의 어닐링(annealing)과정을 최적화문제에 모사한 것으로서 기본개념의 단순성과 범용성이 두드러진 최적화 알고리즘이다. 초기값의 영향을 받지 않고 전역해를 찾아내지만 계산시간이 오래 걸린다는 단점을 가지고 있다<sup>(6)</sup>.

시뮬레이티드 링의 기본원리는 반복적인 개선법을 기본으로 하며 목적함수의 증가로의 이동을 Metropolis 기준이라

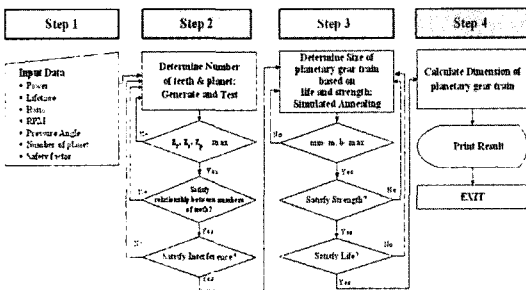


Fig. 2 Algorithm for optimum design of planetary gear train

고 불리는 식 (4-9)에 의하여 확률적으로 허용하고 있다<sup>(7)</sup>.

$$\exp\left(\frac{-\Delta}{k_B \cdot T}\right) \quad (4-9)$$

여기서,  $k_B$ 는 볼츠만 상수,  $T$ 는 열탕의 온도이고,  $\Delta$ 는 에너지의 변화량이다. 물리적 어닐링과 시뮬레이티드 어닐링을 비교하면 Table 2와 같다.

시뮬레이티드 어닐링의 알고리즘을 간단히 나타내면 Table 3과 같다.

### 5. 적용

풍력발전용 증속기는 풍력을 동력원으로 하여 풍차 블레이드를 회전시킴으로써 발생하는 동력으로 발전기를 작동하여 전기를 발생시키는 풍력발전시스템에 사용된다<sup>(8)</sup>. 풍력발전시스템은 풍력에 의하여 블레이드가 약 20에서 30rpm으로 회전하게 됨으로 발전기가 60Hz로 발전하는 경우 극수에 따라 약 1,200rpm에서 3,000rpm이 필요하다. 따라서 일반적으로 저 회전 고 토크 특성의 풍력을 고 회전 저 토크 특성으로 작동되는 발전기로 전달하기 위하여 증속기를 사

용한다. 풍력발전시스템은 일반적으로 풍량이 풍부한 해변이나 산악지역 등 고지대에 설치가 되고, 20년 내지 30년 이상 되는 장기간의 사용수명이 요구되어지며, 증속기가 지상에서 높은 타워상의 제한된 공간 내에 위치하게 되어 보수가 용이치 못하므로 최소화한 무게와 부피 및 높은 신뢰성이 요구된다. 이러한 특성을 감안하여 부피와 무게를 줄일 수 있고 높은 증속비를 얻을 수 있으며 큰 동력밀도를 가지고 있는 유성치차를 사용하여 유성치차만으로 조합된 유성치차열 방식과 유성치차와 평행축 치차(parallel gear)가 결합된 복합형 방식이 주로 사용되어진다.

본 예에서는 유성치차와 평행축 치차가 결합된 복합형 방식의 치차 중 일단으로 사용되는 유성치차열만을 앞의 연구에서 제안된 최적 설계법을 이용하여 최적설계를 수행하여 보았다.

시뮬레이티드 어닐링 알고리즘의 최대 계산횟수는 15,000회로 제한하였으며 초기값은 0에서 200사이의 임의의 값으로 삼았고, 온도감소계수는 0.99로 하였다. 입력 설계사양은 Table 4와 같다.

Step 2에서의 잇수 생성 결과를 확인하기 위하여 Fig. 4, Fig. 5와 같은 링치차가 고정되고 캐리어와 태양치차가 입력과 출력이 되어 증속 및 감속을 수행하는 두 가지 경우에 대하여 잇수를 생성하여 보았다. Step 2에서의 잇수 생성 결과는 Table 5와 Table 6과 같다. 잇수의 생성결과를 확인해 보면 Step 2에서 검사기의 제한조건으로 사용된 모든 조건을 만족함을 알 수 있다.

이산변수인 모듈은 연속변수로 가정하고 최적설계를 수행하였기 때문에 초기의 최적설계를 수행한 후 실제 사용되는

Table 2 Analogy between annealing and simulated annealing

material	optimization problem
feasible state	feasible solution
energy	objective function
crystallization	optimum solution
annealing	simulated annealing
quenching	local search method

Table 3 Algorithm of simulated annealing

```

Algorithm SA
begin;
INITIALIZE(X, T, L)
repeat
for i = 1 to L do {
    Y = PERTURB(X)
    if(E(Y) <= E(X) or (exp(E(X) - E(Y))/T) > random(0,1){
        X = Y; }
    UPDATE(T, L) //Update T and L
Until(Stop-criterion)
End
    
```

Table 4 Design specification of increaser for wind power system

Transmitted power(kW)	750
Input RPM	24.1
Gear ratio	0.23
Gear type	Planetary gear train
Pressure angle (dog)	20
Number of planet	4
Reliability	90
Life (hr)	60000
Material	AISI 9310 (VAR)
Lubricant	VG 460
Quality (ISO)	6
Weibul exponent	2.5
Load-life exponent	4.3

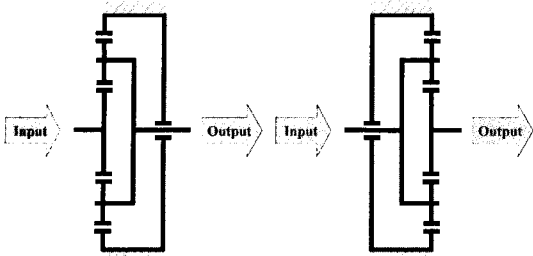


Fig. 4 Decrease

Fig. 5 Increase

값으로 치환한 후 그 값을 고정하고 최적설계를 다시 수행하였다.

Step 3에서 수행된 최적설계의 결과는 Table 7과 같다.

### 6. 결론

본 논문에서는 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 사용하여 유성치차열의 최적설계를 위한 알고리즘을 제안하였고 이를 바탕으로 유성치차열 최적설계 프로그램을 제작하여 풍력발전용 증속기의 유성치차열에 대하여 최적설계를 수행하였다. 유성치차열의 잇수를 결정하기 위하여 생성검사법을 사용하였으며, 치폭과 모듈을 결정하기 위하여 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 사용하였다. 그리고 구조조건인

Table 5 Result of Step 2(decrease)

Number of planet	Ratio	Number of teeth		
		Sun	Planet	Ring
3	3	42	21	84
	3.5	35	27	89
	4	27	27	81
	4.5	24	30	84
	5	22	33	88
	5.5	22	39	100
4	3	48	24	96
	3.5	30	22	74
	4	24	24	72
	4.5	21	26	73
	5	24	36	96
	5.5	22	38	98
5	3	40	20	80
	3.5	34	25	84
	4	30	30	90
	4.5	32	40	112

Table 6 Result of Step 2(increase)

Number of planet	Ratio	Number of teeth		
		Sun	Planet	Ring
3	0.33	48	24	96
	0.29	33	24	81
	0.25	27	27	81
	0.22	23	30	83
	0.20	24	36	96
	0.18	18	33	84
4	0.33	36	18	72
	0.29	37	26	89
	0.25	26	26	78
	0.23	26	30	86
	0.22	26	34	94
	0.20	24	36	96
5	0.18	20	36	92
	0.33	39	20	79
	0.29	28	20	68
	0.25	26	25	76
	0.22	32	40	112

굽힘 강도와 접촉강도를 계산하기 위하여 ISO6336 규격을 사용하였으며 유성치차열의 구조조건인 수명은 신뢰성에 기반을 둔 계산방법에 의하여 계산되어졌다.

최적설계 알고리즘의 잇수 결정 과정과 치폭, 모듈을 설계하는 과정을 분리하여 각기 다른 알고리즘을 적용하여 최적설계를 수행함으로써 최적설계 프로그램의 복잡성과 계

Table 7 Design result

Number of teeth in sun gear	26
Number of teeth in planet gear	30
Number of teeth in ring gear	86
Normal metric module	12
Face width(mm)	125
Aspect ratio	0.4
Contact ratio	1.64
Safety factor	1.8
Output rpm	103.63
Life(hr)	62133
Contact stress(N/mm <sup>2</sup> )	463.87
Permissible contact stress(N/mm <sup>2</sup> )	588.57
Bending stress(N/mm <sup>2</sup> )	155.46
Permissible bending stress(N/mm <sup>2</sup> )	336.29
Volume(mm <sup>3</sup> )	130288131

산시간을 줄일 수 있었다. 잇수 결정 과정에서는 간섭조건과 유성치차열의 형상에 의하여 발생하는 조건을 만족하는 잇수를 생성검사법을 사용하여 결정하였고 치폭과 모듈을 설계하는 과정에서는 강도, 수명, 물림률, 중형비를 만족하는 치폭과 모듈을 설계하기 위하여 최적설계를 수행하였다. 최적설계의 과정을 통하여 조건을 만족하는 유성치차열의 잇수들의 조합을 얻을 수 있었고 수명, 강도 및 기타 제한조건을 만족하는 설계결과를 얻을 수 있었다.

설계 초기단계에서부터 유성치차열의 수명을 고려하여 설계를 수행함으로써 요구수명을 만족하는 유성치차열을 설계하기 위하여 재설계를 수행하여야 하는 노력을 줄일 수 있도록 하여 재설계시 소요되는 비용과 시간을 줄여 유성치차열 설계의 효율성과 경제성을 높일 수 있었다.

## 참 고 문 헌

- (1) Henriot, G., 1982, *Gears and Planetary Gear Train*, Brevini.
- (2) Cho, Y. I., 1995, "An Optimum Design Method of Planetary Gear System," Hanyang university graduate school, Master's thesis.
- (3) Chong, T. H., Myong, J. H., Cho, Y. I., Cheon, G. J., and Han, D. C., 1999, "A Design Method For Minimization of Planetary Gear Train," *Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 7. No. 4, pp. 361~369.
- (4) Lundberg, G., and Palmgren, A., 1947, "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," *ACTA Polytechnic, Mechanical Engineering series*, Vol. 1, No. 3.
- (5) Coy, J. J., Townsend, D. P., and Zaretsky, E. V., 1982, "An Update on the Life Analysis of Spur Gears," *Advanced Power Transmission Technology*, NASA CP-2210, pp. 421~434.
- (6) Kim, Y. G., Yoon, B. S., and Lee, S. B., 1997, "Meta Heuristic," Youngchi Publishing company.
- (7) Chong, T. H., and Bac, I. H., 1999, "Development of Design System for Multi-Stage Gear Drives Using Simulated Annealing Algorithm," *Korean Society of Machine Tool Engineers Autumn Conference*, pp. 464~469.
- (8) Lee, G. H., Sung, B. J., and Choi, Y. H., 2003, "Study of Optimal Design Parameter for Gearbox on Wind Power System," *Korean Society of Precision Engineering Spring Conference*.
- (9) ISO 6336, 1996, "Calculation of load capacity of spur and helical gears," *International Organization for Standardization*.
- (10) Dudley, D. W., 1984, "Handbook of practical gear design," McGraw-Hill.
- (11) Savage, M., Mackulin, B. J., Coe, H. H., and Coy, J. J., 1992, "Maximum Life Spur Gear Design," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 8, No. 6, pp. 1273~1281.