

경량전철용 차동기어장치의 구성 및 간섭에 관한 연구

The Study on Configurations and Interferences of differential gear unit for Light Rail Transit

김연수* 박성혁* 이우동** 정종덕** 한석윤*
Yeon-Su Kim Sung-Hyuk Park Woo-Dong Lee Jong-Duk Chung Seok-Youn Han

ABSTRACT

Because many light rail transit systems are mainly operated in the downtown areas of a large cities and the congestion areas, there are many steep gradients and sharp radius sections in that lines. As that reasons above, light rail vehicles are equipped with differential gear units between traction motors and final reduction gear units. In this paper, the configurations and the interferences of 2K-H I type planetary gear train, which is applicable for light rail vehicles and based on various differential gear units, are studied. The ranges of addendum modification coefficients which would not lead to interferences is analyzed, and optimal addendum modification coefficients among these ranges are presented, which generate the maximum efficiency of planetary gear drives and differential gear unit as pressure angles, speed ratios,

KEY WORDS : light rail transit(경량전철), differential gear unit(차동기어장치), planetary gear train(유성기어열), planetary gear drive(유성기어장치)

1. 서 론

경량전철의 건설유형은 대도시의 도심지와 도심 외관지역의 연계형, 대도시의 순환형, 중소도시와 대도시의 간선형, 대규모시설의 접근형 등이 있으며, 주로 도심지에서 건설·운영되므로 급구배와 곡선반경이 작은 노선특성을 갖는다. 따라서 전동기와 차축 사이의 동력전달장치에 차동기어장치를 적용할 경우 열차의 곡선통과능력을 향상시켜 경량전철의 노선계획의 유연성을 향상시킬 수 있다.

차동기어장치로 사용되는 유성기어열은 링기어(ring gear)와 같은 내접기어(internal gear)와 다수의 기어들로 구성되므로 원활한 작동을 위해서는 구성요소간 간섭을 피해야 하는 여러 가지 설

* 한국철도기술연구원, 경량전철연구팀, 비회원

** 한국철도기술연구원, 전동차시스템팀, 비회원

계 제한조건이 존재하여 설계 및 제작에 많은 어려움이 있는 장치이다. 유성기어열의 설계 및 제작을 위해서는 구성요소간의 간섭, 속도비, 효율, 구성요소간의 하중분배(load sharing), 동력흐름(power flow), 강도, 소음, 진동 등의 해석이 선행되어야 하는데, 이들에 대한 다양한 방법론⁽¹⁻³⁾이 제시되어 왔다. 특히 유성기어열의 각종 간섭조건 설정에 대한 일부의 연구⁽⁴⁾가 발표된바 있으나, 유성기어열의 고유한 기하학적 조건을 적용시키지 않고, 일반적인 내접기어와 피니언 사이의 간섭한계를 적용시켰으므로 실제 유성기어열의 설계자료로 활용하기에는 곤란하다. 더구나 간섭이 발생하지 않는 설계범위 내에서 유성기어열의 이론효율에 영향을 미치는 각 구성기어의 전위계수, 압력각, 잇수비의 변화에 대한 효율의 특성과악이 어려워 간섭이 발생하지 않으면서 효율특성이 우수한 전위계수 선정에 많은 어려움이 따르게 된다.

본 논문에서는 다양한 유성기어열 중 가장 기본이 되는 2K-H형 I 형식 단일유성기어열의 기하학적 특성과 내접기어/피니언의 간섭한계 조건을 조합하고, 단일유성기어열을 구성하는 각각의 기어의 잇수, 압력각, 전위계수를 변화시키면서 각종 간섭의 유무를 확인하고 유성기어장치와 차동기어장치로 사용할 경우의 6가지 작동유형에 대한 이론효율해석을 수행하였다. 이를 통해 유성기어열의 잇수비와 압력각의 변화에 대해 간섭을 일으키지 않는 전위계수의 범위와 유성기어장치 및 차동기어장치의 효율특성을 제시하였다.

2 유성기어열의 설계조건

2.1 2K-H형 I 형식 유성기어열

그림 1은 2K-H형 I 형식 유성기어열의 개념도로서 링기어, 태양기어, 캐리어를 기본축으로 하여 이들을 동심축으로 구성한다. 이러한 3개의 기본축 중에서 1개를 고정하고 나머지 2개의 기본축을 입력축과 출력축으로 사용하는 것을 유성기어장치라 하고, 3개의 기본축 중 어느것도 고정시키지 않고 독립적인 상대운동을 갖게 하는 것을 차동기어장치라 한다. 유성기어장치는 다시 고정시키는 요소가 어느 것인지에 따라 유성형(planetary type), 태양형(solar type), 스타형(star type)으로 분류된다.

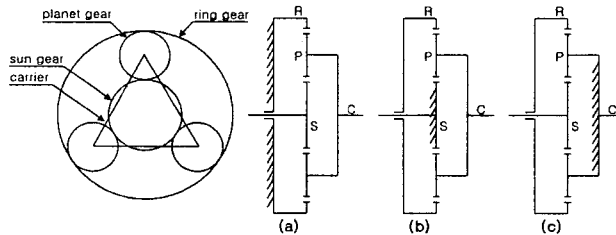


그림 1. 2K-H I type single planetary gear train (a) planetary type (b) solar type (c) star type

2.2 각종 설계조건

내접기어인 링기어는 유성기어와 직접적으로 맞물려 회전하므로 제작과 조립과정에서 여러 가지 간섭이 발생할 가능성이 높은 요소이다. 따라서 이러한 간섭이 발생하지 않는 설계조건 설정과 설계범위 내에서의 효율특성이 우수한 전위계수 설정이 중요하다. 또한 단일 유성기어열은 링기어와 유성기어의 중심거리와 태양기어와 유성기어의 중심거리가 동일해야 하며, 3개의 유성기어가 링기어와 태양기어 사이에서 동일한 공간에 배치되어야 하므로 링기어와 태양기어의 잇수와 유성기어의 개수 사이에 원활한 조립을 위한 제한사항이 존재한다.

2.2.1 간섭조건

유성기어열의 각종 간섭을 방지하기 위해서는 다음과 같은 조건식을 만족해야 한다.

$$Z_r \geq \frac{2(h_k - x_r)}{1 - \cos \alpha_c} \quad (1)$$

$$\frac{\pi}{2} - 2x_r \tan \alpha_c - Z_r(\text{inv} \alpha_c - \text{inv} \alpha_{kr}) \geq 0 \quad (2)$$

$$x \geq h_k - \frac{1}{2} Z \sin^2 \alpha_c \quad (3)$$

$$Z_r \geq Z_p + \frac{2 \tan \alpha_c (x_p - x_r)}{\text{inv} \alpha_c} \quad (4)$$

$$\varepsilon_{sp} = \frac{1}{2\pi} \{Z_p(\tan \alpha_{kp} - \tan \alpha_{bsp}) + Z_s(\tan \alpha_{ks} - \tan \alpha_{bsp})\} > 1.0 \quad (5)$$

$$\varepsilon_{rp} = \frac{1}{2\pi} \{Z_p(\tan \alpha_{kp} - \tan \alpha_{brp}) + Z_r(\tan \alpha_{brp} - \tan \alpha_{kr})\} > 1.0 \quad (6)$$

$$\frac{Z_p}{Z_r} \geq 1 - \frac{\tan \alpha_{kr}}{\tan \alpha_{brp}} \quad (7)$$

$$\frac{\theta}{i_{rp}} + (\text{inv} \alpha_{brp} - \text{inv} \alpha_{kr}) - \cos^{-1} \left(\frac{a_{rp}^2 + r_{kr}^2 - r_{kp}^2}{2a_{rp}r_{kr}} \right) \geq 0 \quad (8)$$

2.2.2 조립조건

유성기어열은 여러 개의 유성기어가 링기어와 태양기어 사이에 배치되고, 이러한 유성기어들은 내접기어인 링기어와 태양기어와 동시에 맞물림이 이루어지므로 원활한 조립과 작동을 위해서는 여러 가지 조건을 만족해야 한다.

1) 동축조건

단일 유성기어열에서는 링기어, 태양기어, 캐리어의 축 중심이 동축(concentricity)이어야 한다. 즉 링기어와 유성기어의 축간거리는 태양기어와 유성기어의 축간거리와 동일해야 한다.

$$a_{rp} = \frac{1}{2}(d_r - d_p) = \frac{1}{2}(d_s + d_p) \quad (9)$$

2) 인접조건

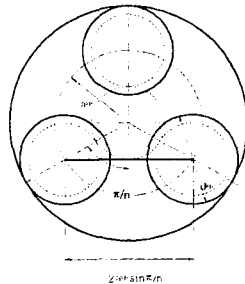


그림 2. Adjacent condition of single planetary gear train

태양기어의 주위에 배치되는 유성기어의 수가 많으면 서로 이웃한 유성기어들 사이에서 간섭이 발생한다. 따라서 그림 2.에서와 같이 유성기어의 갯수와 유성기어의 이끝원지름 사이에는 다음과 같은 조건식이 성립되어야 한다.

$$d_{kp} < 2a_{sp} \sin \left(\frac{\pi}{N_p} \right) \quad (10)$$

3) 조립조건

유성기어가 태양기어와 링기어 사이에서 등간격으로 배치될 경우 1개의 유성기어가 조립된 후 나머지 유성기어들이 등간격으로 조립되기 위해서는 다음과 같은 조건식을 만족해야 한다.

$$\frac{Z_r + Z_s}{N_p} = \text{integer} \quad (11)$$

3. 이론효율 해석

일반적으로 기어전동장치의 동력손실은 맞물리는 기어 치면사이의 마찰손실과 베어링 손실, 윤활유손실로 분류되지만, 베어링손실과 윤활유 손실은 치면의 마찰손실에 비해 매우 작은 값을 가지므로 일반적으로 이론효율해석에서는 고려하지 않는다. 따라서 본 논문에서 수행한 단일 유성기어열의 이론효율해석은 베어링손실과 윤활유의 손실은 치면의 마찰손실에 비해 아주 작은 값을 가지므로 고려하지 않고 치면의 마찰손실만을 고려하였으며, 치면의 마찰계수는 순간마찰계수의 평균값인 평균마찰계수를 사용하였다.

3.1 기본효율

기본효율은 유성기어장치 및 차동기어장치에서 캐리어를 고정시킬 때의 효율을 의미한다. 즉 유성기어열의 기구효율이 아닌 링기어와 유성기어의 맞물림효율과 태양기어와 유성기어의 맞물림효율의 곱이 된다. 기본효율이 높아지면 유성기어열의 전체효율은 향상되기 때문에 기본효율이 높은 기어조합을 사용하는 것이 중요하며, 유성기어열 전체효율은 이외에도 기구적인 특성에 따라 속도비, 구성기어의 각속도 등을 종합하여 구해지게 된다.

3.1.1 태양기어와 유성기어의 맞물림 효율

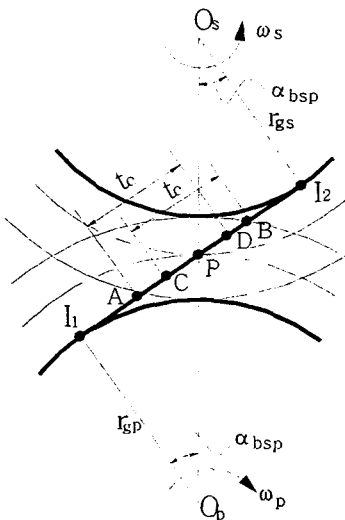


그림 3. Path of contact between sun gear and planet gear

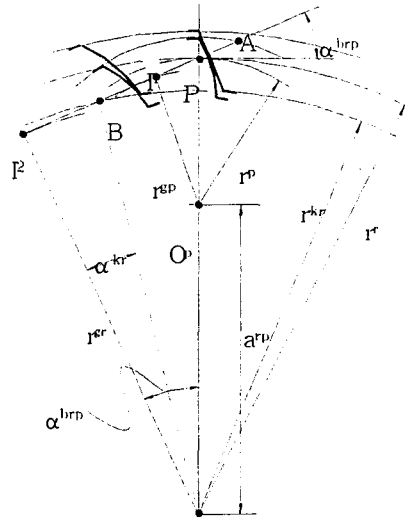


그림 4. Path of contact between ring gear and planet gear

그림 3.에서와 같이 태양기어와 유성기어는 A점에서 맞물림이 시작하여 B점에서 종료하며, 이때의 피치점은 P가 된다. A점과 B점사이에서 유성기어와 태양기어의 맞물리는 이(tooth)의 수는 물림울에 따라 달라진다. 따라서 본 연구에서는 물림울의 범위를 1~2범위와 2~3범위로 분리하여 맞물림효율을 해석한다.

1) 물림율 $1 < \epsilon_{sp} < 2$ 의 경우

$$\eta_{sp} = 1 - \mu_{sp} \pi \left(\frac{1}{Z_s} + \frac{1}{Z_p} \right) (\epsilon_{sp1}^2 + \epsilon_{sp2}^2 + 1 - \epsilon_{sp1} - \epsilon_{sp2}) \quad (12)$$

2) 물림율 $2 < \epsilon_{sp} < 3$ 의 경우

$$\eta_{sp} = 1 - \mu_{sp} \pi \left(\frac{1}{Z_s} + \frac{1}{Z_p} \right) \frac{[\epsilon_{sp1}^2 + \epsilon_{sp2}^2 + 3 - \epsilon_{sp1} - \epsilon_{sp2}]}{3} \quad (13)$$

3.1.2 링기어와 유성기어의 맞물림 효율

1) 물림율 $1 < \epsilon_{rp} < 2$ 의 경우

$$\eta_{rp} = 1 - \mu_{rp} \pi \left(\frac{1}{Z_p} - \frac{1}{Z_r} \right) (\epsilon_{rp1}^2 + \epsilon_{rp2}^2 + 1 - \epsilon_{rp1} - \epsilon_{rp2}) \quad (14)$$

2) 물림율 $2 < \epsilon_{rp} < 3$ 의 경우

$$\eta_{rp} = 1 - \mu_{rp} \pi \left(\frac{1}{Z_p} - \frac{1}{Z_r} \right) \frac{[\epsilon_{rp1}^2 + \epsilon_{rp2}^2 + 3 - \epsilon_{rp1} - \epsilon_{rp2}]}{3} \quad (15)$$

3.1.3 단일 유성기어열의 기본효율

캐리어가 고정될 때 단일 유성기어열의 기본효율은 링기어와 유성기어의 맞물림 효율과 태양기어와 유성기어의 맞물림효율을 고려하여 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_0 = \eta_{sp} \cdot \eta_{rp} \quad (17)$$

3.2 유성기어장치

유성기어열에서 특정요소를 고정하여 사용하는 유성기어장치의 초기 설계시 고려할 사항으로는 속도비, 이론효율이며, 이러한 설계인자들에 대해 다양한 방법론⁽¹⁻³⁾이 발표되어 왔으나 본 연구에서는 최근에 兩角宗晴⁽⁴⁾에 의해 제안된 방법을 이용하여 유성기어장치의 이론효율해석을 수행하였다.

표 1. Speed ratio, efficiency of 2K-H I type planetary gear drive

| Driving | Driven | Fixed | Speed ratio (i) | Efficiency (η_p) |
|---------|--------|-------|-----------------------|------------------------------------------|
| C | S | R | $1 + i_0$ | $\frac{\eta_0(1 + i_0)}{\eta_0 + i_0}$ |
| S | C | R | $\frac{1}{1 + i_0}$ | $\frac{\eta_0 i_0 + 1}{1 + i_0}$ |
| C | R | S | $\frac{1 + i_0}{i_0}$ | $\frac{\eta_0(1 + i_0)}{1 + \eta_0 i_0}$ |
| R | C | S | $\frac{i_0}{1 + i_0}$ | $\frac{\eta_0 + i_0}{1 + i_0}$ |
| S | R | C | $-\frac{1}{i_0}$ | η_0 |
| R | S | C | $-i_0$ | η_0 |

3.3 차동기어장치

차동기어장치의 사용방법으로는 표 2와 같이 총 6가지 방법이 있으며, 각각의 경우에 대한 사용조건과 이론효율은 표 2와 같다.

3.4 이론효율 계산

유성기어장치와 차동기어장치의 간섭해석과 각각의 6가지 경우에 대한 효율해석은 프로그램을 작성하여 수행하였으며, 효율해석을 위한 단일유성기어열의 주요제원은 표 3.과 같다.

이론효율 해석의 정확도를 높이기 위해서는 해석과정이 실제의 구동조건과 유사해야 하지만 효율에 미치는 영향이 미미한 경우에는 고려하지 않았으며, 이론적으로 반영하기 어려운 부분에 대해서는 일반적으로 알려진 평균값들을 적용하였다. 본 연구에서 수행한 이론효율 해석을 위해 전제된 가정들을 정리하면 다음과 같다.

- ▶ 기어 치면 사이의 마찰계수는 평균마찰계수로서 0.1로 가정하였다.
- ▶ 기어 치면의 법선하중은 평균법선하중을 적용하여 회전하는 동안 변화하지 않는다
- ▶ 단일 유성기어열의 구성기어인 태양기어, 링기어, 유성기어를 가공하기 위한 피니언 커터의 이 끝높이는 모듈과 같은 값을 갖는 것으로 가정하였다.
- ▶ 효율에 유성기어열의 백래쉬의 영향이 아주 미미하므로 백래쉬는 없는 것으로 가정하였다.
- ▶ 본 연구에서 해석한 유성기어열은 스퍼기어로 제작되는 것으로 가정하였다.

표 2. Efficiency of 2K-H I type differential gear unit

| Configurations | Driving | Driven | Direction of rotation | Efficiency(η_d) |
|----------------|--------------|--------------|----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | Sun Ring | Carrier | $0 < \omega_r < \omega_c < \omega_s$ | $\frac{(1 + \eta_0 i_0)(\omega_s + i_0 \omega_r)}{(1 + i_0)(\omega_s + \eta_0 i_0 \omega_r)}$ |
| | | | $0 < \omega_s < \omega_c < \omega_r$ | $\frac{(\eta_0 + i_0)(\omega_s + i_0 \omega_r)}{(1 + i_0)(\eta_0 \omega_s + i_0 \omega_r)}$ |
| 2 | Sun | Ring Carrier | $\omega_r < \omega_c < \omega_s$ $\omega_r < 0$ | $\frac{(1 + \eta_0 i_0)\omega_c - i_0 \eta_0 \omega_r}{(1 + i_0)\omega_c - i_0 \omega_r}$ |
| 3 | Carrier | Sun Ring | $0 < \omega_r < \omega_c < \omega_s$ | $\frac{(1 + i_0)(\eta_0 \omega_s + i_0 \omega_r)}{(\eta_0 + i_0)(\omega_s + i_0 \omega_r)}$ |
| | | | $0 < \omega_s < \omega_c < \omega_r$ | $\frac{(1 + i_0)(\omega_s + i_0 \eta_0 \omega_r)}{(1 + \eta_0 i_0)(\omega_s + i_0 \omega_r)}$ |
| 4 | Ring Carrier | Sun | $\omega_r < \omega_c < \omega_s$ $\omega_r < 0$ | $\frac{\eta_0 \{ (1 + i_0)\omega_c - i_0 \omega_r \}}{(\eta_0 + i_0)\omega_c - i_0 \omega_r}$ |
| 5 | Sun Carrier | Ring | $\omega_s < \omega_c < \omega_r$ $\omega_s < 0$ | $\frac{\eta_0 \{ (1 + i_0)\omega_c - \omega_s \}}{(1 + \eta_0 i_0)\omega_c - \omega_s}$ |
| 6 | Ring | Sun Carrier | $\omega_s < \omega_c < \omega_r$ $\omega_s < 0$ | $\frac{(\eta_0 + i_0)\omega_c - \eta_0 \omega_s}{(1 + i_0)\omega_c - \omega_s}$ |

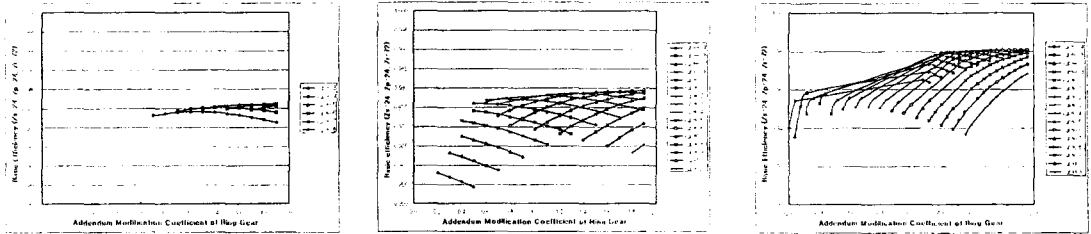
표 3. Specifications of single planetary gear train

| Number of teeth | | | Cutter pressure angle (Degree) | Module | Type |
|-----------------|-------------|-----------|-----------------------------------|--------|-----------|
| Sun gear | Planet gear | Ring gear | | | |
| 24 | 18 | 60 | 14.5, 20.0, 26.0 | 2.5 | Spur Gear |
| 24 | 24 | 72 | 14.5, 20.0, 26.0 | | |
| 24 | 30 | 84 | 14.5, 20.0, 26.0 | | |
| 24 | 36 | 96 | 14.5, 20.0, 26.0 | | |
| 24 | 42 | 108 | 14.5, 20.0, 26.0 | | |

4. 해석결과

4.1 기본효율

압력각이 변화하면 사용 가능한 전위계수 범위가 각각 달라져서 직접적인 비교는 곤란하지만 압력각이 증가하면 사용 가능한 전위계수 범위가 넓어지고, 이에 따라 효율이 다소 증가하는 경향을 나타냈다. 또한 링기어와 태양기어의 잇수비가 증가하면 사용 가능한 전위계수 범위가 넓어지는 경향이 있으나 최고효율을 기준으로 최대 증가폭은 0.5%미만으로 나타났다.



(a) $\alpha_c=14.5^\circ$

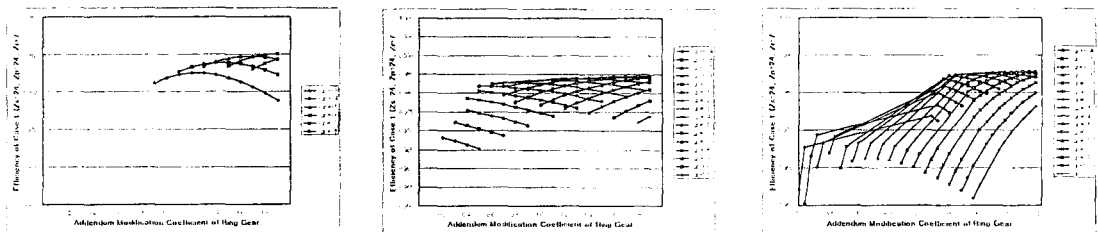
(b) $\alpha_c=20.0^\circ$

(c) $\alpha_c=26.0^\circ$

그림 5. Basic Efficiency of Simple Planetary Gear Train($Z_s=24, Z_p=24, Z_r=72$)

4.2 유성기어장치

유성기어장치는 표 1.과 같이 사용방법에 따라 6가지로 분류할 수 있으며, 캐리어가 고정되어 사용되는 구성 5, 6은 기본효율과 동일한 효율특성을 갖는다. 또한 구성 1과 2, 구성 3과 4는 각각 고정요소 수 동일하고 구동축과 중동축이 상호 교환되어 사용되므로 거의 유사한 효율특성을 갖는다. 구성 1~4는 모두 기본효율보다 향상된 효율특성을 가지며, 특히 구성 3, 4는 구성 1, 2에 비해 최고효율을 기준으로 약 0.8~1.2% 높은 효율을 갖는다. 또한 각각의 구성과 링기어와 태양기어의 잇수비에서 압력각이 증가하면 최대 0.1~0.3%의 증가폭을 가졌으나 큰 차이를 보이지 않았고, 각각의 구성과 압력각에서 링기어와 태양기어의 잇수비가 증가하면 최대 0.2~0.4%의 증가폭을 가졌다.



(a) $\alpha_c=14.5^\circ$

(b) $\alpha_c=20.0^\circ$

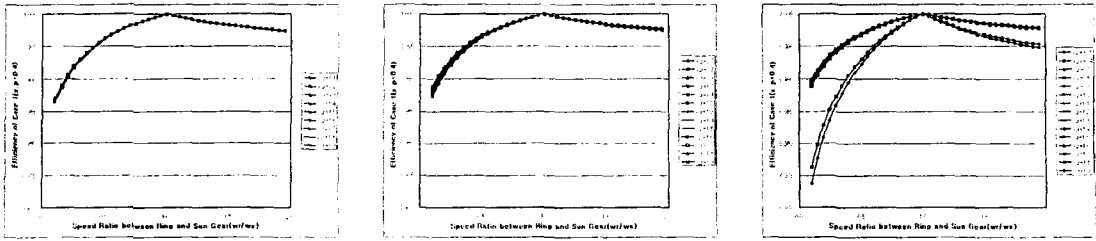
(c) $\alpha_c=26.0^\circ$

그림 6. Efficiency of Simple Planetary Gear Drive Case 1($Z_s=24, Z_p=24, Z_r=72$)

4.3 차동기어장치

표 2.에서 제시된 차동기어장치 6가지 구성은 각각의 링기어와 태양기어의 잇수비에서 압력각의 증가에 따라 최대 0.3% 미만의 증가폭을 나타냈으며 큰 차이는 보이지 않았다. 또한 각각의 압력각에서 링기어와 태양기어의 잇수비에 따른 효율특성은 최고효율을 기준으로 잇수비의 증가에 따라 최고효율도 약간 증가하는 경향을 보였으나 큰 차이는 나타나지 않았으며, 잇수비가 증가하여도 구성이 동일하면 거의 유사한 효율특성을 나타냈다.

구성 5와 6의 효율은 구성 2와 4의 효율에 비해 높게 나타났으며, 이러한 차이는 잇수비와는 거의 관계가 없었으며 압력각이 낮을수록 차이가 커지는 경향을 보였다. 압력각 14.5° 일 때 약 1.0~1.1%, 20° 일 때 0.8~1.0%, 26° 일 때 0.7~0.9% 정도 구성 2와 4가 높은 효율을 보였다.

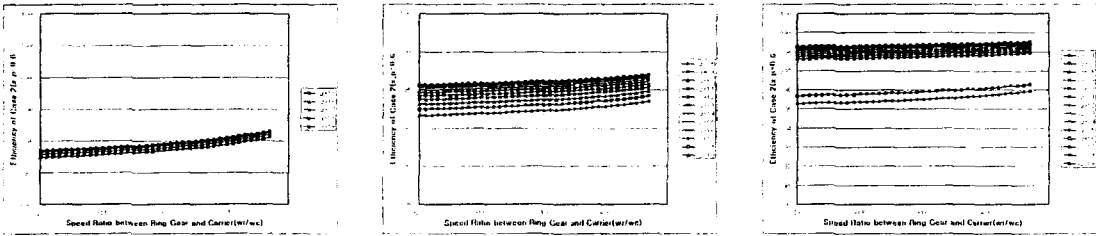


(a) $\alpha_c=14.5^\circ$

(b) $\alpha_c=20.0^\circ$

(c) $\alpha_c=26.0^\circ$

그림 7. Efficiency of Differential Gear Unit Case 1($Z_s=24, Z_p=24, Z_r=72$)



(a) $\alpha_c=14.5^\circ$

(b) $\alpha_c=20.0^\circ$

(c) $\alpha_c=26.0^\circ$

그림 8. Efficiency of Differential Gear Unit Case 2($Z_s=24, Z_p=24, Z_r=72$)

5. 결 론

2K-H형 I 형식 단일 유성기어열의 간섭조건과 조립조건을 이용하여 5가지 잇수비에 대해 압력각 $14.5^\circ, 20^\circ, 26^\circ$ 에 대한 간섭이 없이 사용 가능한 전위계수 범위를 해석하였다. 또한 물림율에 따른 링기와 유성기어, 태양기어와 유성기어의 맞물림효율을 이용하여 유성기어장치 6가지 경우와 차동기어장치 6가지 구성에 대한 효율해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 기본효율은 압력각이 변화하면 사용 가능한 전위계수 범위가 달라지므로 직접적인 비교는 곤란하지만 압력각이 증가하면 0.1~0.4%의 효율 증가폭을 가졌다. 또한 링기어와 태양기어의 잇수비가 증가하면 최대 0.5%의 효율 증가폭을 가졌으며 낮은 압력각일수록 효율 증가폭이 다소 커지는 경향을 나타냈다.

2) 유성기어장치의 효율특성은 기본효율과 동일한 경향을 나타냈으며, 구성 3과 4가 구성 1과 2보다 압력각 14.5° 일 때 1.2%, 20° 일 때 1.0%, 26° 일 때 0.8% 높은 효율을 나타냈다. 또한 각각의 구성은 압력각과 링기어와 태양기어의 잇수비에 따라 효율이 다소 증가하였으나 큰 차이는 보이지 않았다.

3) 차동기어장치의 경우 구성 2, 4의 효율은 링기어와 태양기어의 잇수비 증가에 따라 각각의 압력각에서 0.3~0.5% 증가했으며, 압력각이 증가에 따라 각각의 잇수비에서 0.5% 미만의 증가폭을 보였다. 또한 구성 5, 6은 구성 2, 4와 유사한 효율특성을 보였으나 압력각에 따라 0.7~1.1% 높은 효율을 보였다.

참 고 문 헌

1. D. Yu, N. Beachley, "On the Mechanical Efficiency of Differential Gearing", ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 107, pp. 61-67, 1985.
2. E. Pennestri, F. Freudenstein, "The Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains", ASME Journal of Mechanical Design, vol. 115, pp. 645-651, 1993.
3. 矢田恒二, "齒車應用機構の設計 (1)-(20)", 機械の研究, 1997-1999.
4. 兩角宗晴, "遊星齒車と差動齒車の理論と設計計算法", pp. 89-134, 日刊工業新聞社, 1989.