

# 고정 및 자동장력식 텐서너에 대한 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 거동해석

## Analysis of OHC Drive Timing Belt System Behavior for Fixed and Automatic Tensioner

김 현 수\*, 이 인 환\*\*, 여 창 기\*\*  
 H.S.Kim, L.H. Lee, C.K. Yeo

Key words : OHC, Timing Belt (타이밍 벨트), Fixed Tensioner (고정장력식 텐서너), Automatic Tensioner (자동장력식 텐서너), Hydraulic Tensioner (유압식 텐서너)

### ABSTRACT

The behavior of belt tension in OHC drive timing belt system was investigated analytically and experimentally for (1)fixed and (2)automatic tensioner. From the numerical results it was found that the automatic tensioner makes the belt tension larger than those of the fixed tensioner. When the initial belt tension decreased due to the belt elongation, the belt tension of the fixed tensioner could decrease to near zero while the belt tension for the automatic tensioner maintained above zero by the tensioner spring. The mean value and the difference between the maximum and the minimum belt tension for the automatic tensioner increased compared with those of the fixed tensioner. Also, the numerical results for a hydraulic tensioner showed that the hydraulic tensioner has the good parts of both tensioners ; i.e., the smaller amplitude in belt tension and the higher mean tension. Experimental results for the automatic and fixed tensioner of the OHC timing belt system were in agreement with the theoretical results.

### 기 호 설 명

$b_{be1}, b_{be2}, b_{be3}$  : 타이밍 벨트의 감쇠계수  
 $b_{en}, b_{er}, b_{ew}$  : 캠축 플리 베어링, 크랭크축  
 저어널 베어링, 물펌프 플리 베어링  
 의 감쇠계수

$b_{spr}$  : 텐서너 스프링의 감쇠계수  
 $(b_{spr})_{up}, (b_{spr})_{dn}$  : 유압텐서너 플린저가 상  
 · 하방향으로 운동할 때 유압텐서너  
 의 감쇠계수  
 $F_{spr}$  : 텐서너 스프링 힘  
 $J_{cr}, J_r, J_n, J_{wp}$  : 플라이 휠, 크랭크축 플

\* 정회원, 성균관대학교 기계공학과

\*\* 정회원, 성균관대학교 대학원

리, 캠축 풀리, 물펌프 풀리의 관성 모멘트

- $K_{spr}$  : 텐서너 스프링의 스프링 상수  
 $m_{tc}$  : 텐서너 질량  
 $T_{lc}$  : 캠축 부하토크  
 $T_{lw}$  : 물펌프 부하토크  
 $T_t$  : 인장축 벨트장력  
 $T_s$  : 이완축 벨트장력

## 그 리 스 문 자

- $\theta_1, \theta_2$  : 텐서너에서 벨트 기울기  
 $\theta_{cr}$  : 크랭크축의 각변위  
 $\mu$  : 캠과 종동자사이 접촉점의 마찰계수  
 $\phi$  : 캠과 종동자 사이의 접촉력과 X-축이 이루는 각  
 $\omega_{cr}$  : 크랭크축 감속도

## 1. 서 론

차량용 OHC (Over Head Cam) 구동방식은 타이밍 벨트, 체인구동식 등이 있으나 그 중에서 타이밍 벨트 구동방식이 구동의 정숙성과 정확성으로 인하여 널리 사용되고 있다. 타이밍 벨트를 통하여 크랭크 축에서 캠축으로 전달된 동력은 OHC 엔진의 밸브를 개폐하고 캠축에 작용하는 부하토크와 균형을 이룬다. 캠축에는 캠의 형상 등에 의해서 변동 부하토크(fluctuating torque load)가 발생하게 되며 이에 따라 타이밍 벨트의 장력도 변화하게 된다. 캠축의 변동토크에 의한 타이밍 벨트의 과도한 장력, 또는 너무 작은 장력은 벨트 수명을 단축시키거나 타이밍 벨트 이빨이 풀리 이를 타고 넘는 점핑(jumping) 현상의 원인이 되어 OHC 구동 시스템의 성능에 치명적인 영향을 줄 수 있다.

현재 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 장력 공급방식으로는 고정장력식(fixed tensioner)이 주로 사용되고 있으며 스프링을 사용한 자동장력식 텐서너(automatic tensioner) 및 유압식 텐서너도 실용화 단계에 있으나

OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 벨트 장력 거동에 대하여는 국내외적으로 보고된 것이 거의 없는 실정이다.

OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 해석을 위하여는 시스템의 부하로서 작용하는 캠-밸브 트레인의 동적특성과 타이밍 벨트 전동특성에 대한 이해가 필수적이다. OHC 캠-밸브 트레인의 동 특성에 관하여는 많은 연구<sup>1-6)</sup>가 보고되어 있으나 타이밍 벨트 시스템에 대하여는 Ulsoy<sup>7)</sup>, Mase<sup>8)</sup> 등이 벨트의 횡방향 진동과 텐서너에 의한 소음감소에 대하여 보고한 것을 제외하면 텐서너에 의한 벨트장력 거동에 대한 연구는 알려진 것이 거의 없다.

따라서 본 연구에서는 OHC 캠-밸브 구동 시스템에서 캠의 기구학적 형상, 회전속도 및 마찰특성에 의하여 계산된 캠축의 변동 부하토크를 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 부하토크로 하여 벨트 장력에 대한 동특성을 해석하였다. 또한 고정장력식 텐서너와 자동장력식 텐서너가 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템에서 벨트의 장력 변화에 미치는 영향을 이론 및 실험적으로 해석한다.

## 2. 이론적 연구

### 2.1 캠-밸브 구동 시스템

OHC형 캠-밸브 구동기구는 Fig.1과 같은 구조로 되어 있다. 전 연구<sup>9)</sup>에서 Fig.1의 시스템에 대한 본드그래프 해석을 통하여 캠축토크  $T_{lc}$  를 다음과 같이 구하였다.

$$T_{lc} = (X_c \cdot \sin \phi + Y_c \cdot \cos \phi) F_{cf} + (Y_c \cdot \sin \phi + X_c \cdot \cos \phi) \mu \cdot F_{cf} \quad (1)$$

여기서  $X_c, Y_c$ 는 각각 캠 회전 중심점에서 캠과 종동자의 접촉점까지의 x방향 거리와 y방향 거리,  $\phi$ 는 접촉력이 x축과 이루는 각,  $\mu$ 는 접촉점의 마찰계수 그리고  $F_{cf}$ 는 캠과 종동자 사이의 접촉력이다.

캠축에 작용하는 토크는 4기통 OHC 엔진에서 8개의 밸브에 의한 캠축토크를 밸브

개폐시기에 따라서 중첩하여 구할 수 있다.<sup>9)</sup> 이와 같이 계산된 전체 캠축부하토크가 Fig. 2에 도시되어 있다.

2.2 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템

Fig.3에 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템이 도시되어 있다. 크랭크 축의 동력은 타이밍 벨트에 의하여 물펌프(water pump)와 캠축

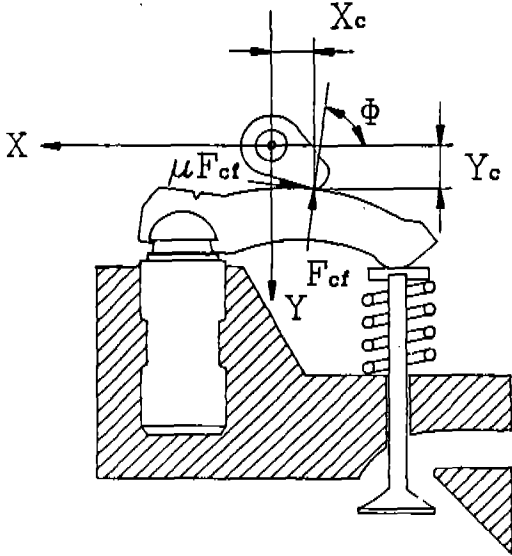


Fig.1 OHC cam-valve system

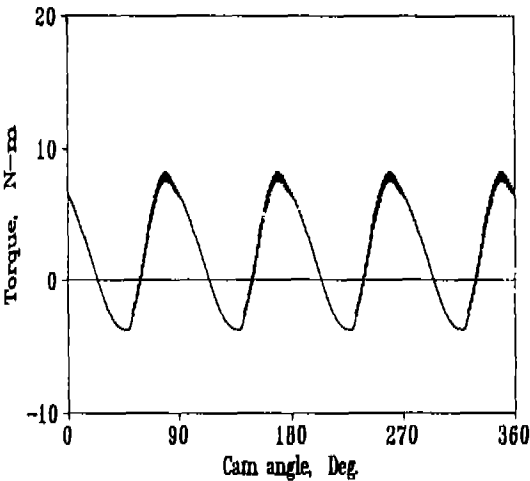
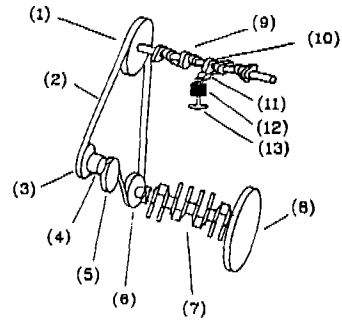


Fig.2 Cam shaft torque of 8-valves

으로 전달되며 캠축과 물펌프에서 발생하는 부하토크가 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 부하로서 작용한다.

Fig.4는 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 본드그래프 모델이다. Fig.4의 본드 그래프 모델은 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 동력전달 과정을 명확히 보여준다. 크랭크축(1)의 회전에 의한 동력은 플라이 휠과 크랭크축 풀리를 구동시키고 크랭크축 풀리와 캠



- (1) Cam shaft pulley
- (2) Timing belt
- (3) Water pump pulley
- (4) Water pump
- (5) Tensioner
- (6) Crank shaft pulley
- (7) Crank shaft
- (8) Fly wheel
- (9) Cam shaft
- (10) Cam
- (11) Follower
- (12) Valve spring
- (13) Valve

Fig.3 OHC drive timing belt system

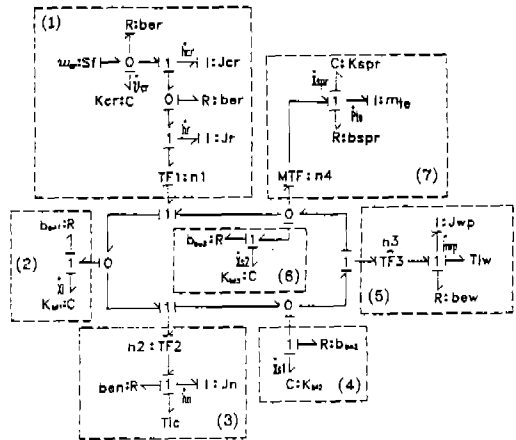


Fig.4 Bondgraph model of OHC drive timing belt system

축 풀리 사이의 타이밍 벨트(2)를 통해 캠축 풀리(3)로 전달된다. 캠축 풀리에는 캠-벨브 기구의 부하토크가 입력으로 작용한다. 캠축 풀리와 물펌프 풀리 사이의 벨트(4)에 전달된 동력은 물펌프 풀리(5)를 구동한다. 타이밍 벨트 시스템의 장력은 크랭크축 풀리와 물펌프 풀리 사이의 벨트(6)에 설치된 텐서너(7)에 의해 공급된다. 텐서너는 스프링으로 모델링되었으며 스프링 강성을 적절히 조정하여 고정장력식과 자동장력식 경우를 모형화할 수 있도록 하였다.

각 풀리들 사이의 타이밍 벨트는 모두 비선형 스프링과 댐퍼로 모델링 하였다.<sup>10)</sup> 벨트의 장력-변형관계는 비선형이며 비선형 장력 변형관계는 타이밍 벨트의 인장실험을 통하여 얻을 수 있다. 본 연구에서는 실험에서 구한 다음과 같은 3차 다항식 형태의 장력 변형 관계식을 사용하였다(Fig.5).

$$T(X) = 57.645X - 68.0988X^2 + 60.033X^3 \quad (2)$$

여기서  $T(X)$  = 벨트장력(N)  
 $X$  = 벨트의 변형량(mm)

Fig. 4의 본드그래프 모델에서 각 풀리(벨트)의 회전(직선)운동은 TF(trans former)에서 벨트(풀리)의 직선(회전)운동으로 변환되며 변환기의 계수  $n_1, n_2, n_3$ 는 각 풀리들의 반경을 나타낸다.

Fig.6은 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 텐서너에 작용하는 힘의 평형관계를 나타낸 것이다. Fig.5에서 텐서너 스프링의 관성을 무시하고 Y방향 힘의 평형만을 고려하면 크랭크축 풀리와 물펌프 풀리 사이의 벨트장력  $T_3$ 는 X축에 대하여 각각  $\theta_1$ 과  $\theta_2$ 만큼 기울어져 텐서너에 작용하며 이 힘은 텐서너의 스프링 반력  $F_{spr}$ 과 평형을 이룬다. 따라서 텐서너의 Y-방향 운동은 벨트장력에 의존하며 이와같은 관계는 Fig.4의 본드그래프 모델에서 MTF(modulated trans former)로 표시되었다.

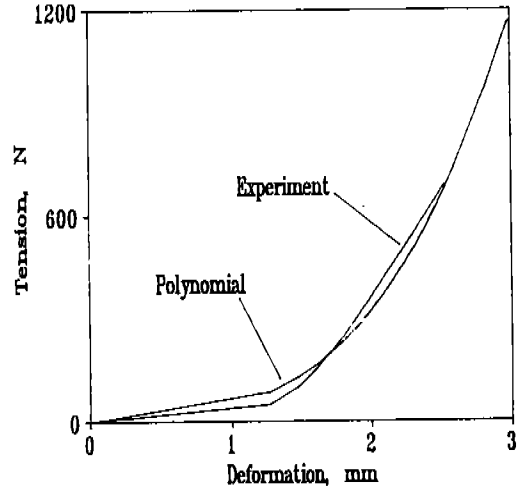


Fig.5 Tension-deformation relation of timing belt

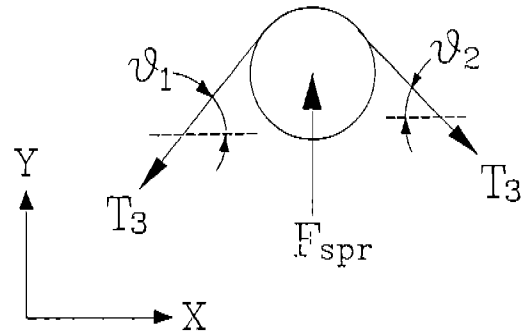


Fig.6 Forces on automatic tensioner

MTF의 계수  $n_4$ 는 Fig.6의 힘의 평형관계에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$n_4 = \sin \theta_1 + \sin \theta_2 \quad (3)$$

이상의 모델을 이용하여 얻은 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{\theta}_{cr} = \omega_{cr}(t) - K_{cr} \cdot \theta_{cr} / b_{er} - h_{cr} / J_{cr} \quad (4)$$

$$\dot{h}_{cr} = K_{cr} \cdot \theta_{cr} - b_{er} \cdot h_{cr} / J_{cr} + b_{er} \cdot h_{cr} / J_{cr} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{h}_r = & b_{er} \cdot h_{cr} / J_{cr} - (b_{er} + n_1^2 (b_{be1} - b_{be3})) \\ & h_r / J_r - n_1 \cdot T_1 + n_1 \cdot n_2 \cdot b_{be1} \cdot h_n / \\ & J_n + n_1 \cdot n_3 \cdot h_{wp} \cdot b_{be3} / J_{wp} + n_1 \cdot T_3 \\ & - n_1 \cdot n_4 \cdot b_{be3} \cdot P_{te} / m_{te} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\dot{X}_t = n_1 \cdot h_r / J_r - n_2 \cdot h_n / J_n \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \dot{h}_n = & n_1 \cdot n_2 \cdot b_{be1} \cdot h_r / J_r - (n_2^2 (b_{be1} \\ & + b_{be2}) + b_{en}) h_n / J_n + n_2 \cdot T_1 \\ & - n_2 \cdot T_2 + n_2 \cdot n_3 \cdot b_{be2} \cdot h_{wp} / J_{wp} \\ & - T_{tc} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\dot{X}_{s1} = n_2 \cdot h_n / J_n - n_3 \cdot h_{wp} / J_{wp} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \dot{h}_{wp} = & n_3 \cdot T_2 + n_3 \cdot b_{be2} \cdot h_n / J_n - n_3 \cdot T_3 \\ & - T_{lw} - (n_3^2 (b_{be2} + b_{be3}) + b_{bew}) \\ & h_{wp} / J_{wp} + n_3 \cdot n_4 \cdot b_{be3} \cdot P_{te} / m_{te} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_{te} = & n_3 \cdot n_4 \cdot b_{be3} \cdot h_{wp} / J_{wp} - n_4^2 \cdot \\ & b_{be3} \cdot P_{te} / m_{te} + n_4 \cdot T_3 - n_1 \cdot \\ & n_4 \cdot b_{be3} \cdot h_r / J_r - K_{spr} \cdot X_{spr} \\ & - b_{spr} \cdot P_{te} / m_{te} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\dot{X}_{spr} = P_{te} / m_{te} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{s2} = & n_3 \cdot h_{wp} / J_{wp} - n_4 \cdot P_{te} - n_1 \cdot \\ & h_r \cdot J_r \end{aligned} \quad (13)$$

여기서  $T_1$ 은 크랭크축 풀리와 캠축 풀리 사이의 벨트장력,  $T_2$ 는 캠축 풀리와 물펌프 풀리 사이의 벨트장력 그리고  $T_3$ 는 물펌프 풀리와 크랭크축 풀리 사이의 벨트장력이다. 상태변수(state variable)  $\theta_{cr}$ 는 크랭크 축의 비틀림 각,  $h_{cr}$ 은 플라이 휠의 각운동량 (angular momentum),  $h_r$ 은 크랭크축 풀리의 각운동량,  $X_t$ 는 크랭크축 풀리와 캠축 풀리사이 벨트의 변형량,  $h_n$ 은 중동풀리의 각운동량,  $X_{s1}$ 은 중동풀리와 물펌프 사이 벨트의 변형량,  $h_{wp}$ 는 물펌프 풀리의 각운동량,  $X_{spr}$ 은 텐서너 스프링의 변위,  $P_{te}$ 는 텐서너의 선형 운동량(linear momentum),  $X_{s2}$ 는

물펌프와 구동풀리 사이 벨트의 변형량을 나타낸다.

### 3. 수치해석 및 결과

이상의 결과를 이용하여 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템에 대한 수치해석을 수행하였다.

Fig.7은 고정장력식 텐서너인 경우 벨트의 초기장력  $T_1 = T_2 = T_3 = 100 N$ , 캠축의 부하토크  $T_{1c} = 10 N-m$ , 물펌프 부하토크  $T_{1w} = 5 N-m$ 의 계단입력에 대한 타이밍 벨트 장력을 도시한 것이다. Fig.7에서 볼 수 있듯이 고정장력식 텐서너의 경우 주어진 부하에 대하여 물펌프 풀리와 크랭크축 풀리 사이의 벨트장력  $T_3$ 은 0이 되거나 매우 작은 장력값을 보인다. 이것은 캠축 풀리 또는 물펌프 풀리에서 이완측 장력  $T_3$ 의 작은 값으로 인하여 벨트가 풀리 이를 벗어나는 불완전 맞물림<sup>11)</sup> 또는 점핑<sup>12)</sup>이 발생할 가능성이 있음을 의미한다. 불완전 맞물림이 발생하면 벨트는 맞물림 상태에 있는 몇개의 이빨만이 전하중을 지탱하기 때문에 수명이 급격히 감소하며, 점핑이 일어나면 벨트와 풀리 이는 맞물림이 어긋나 OHC 엔진의 성능에 치명적인 영향을 주게된다.

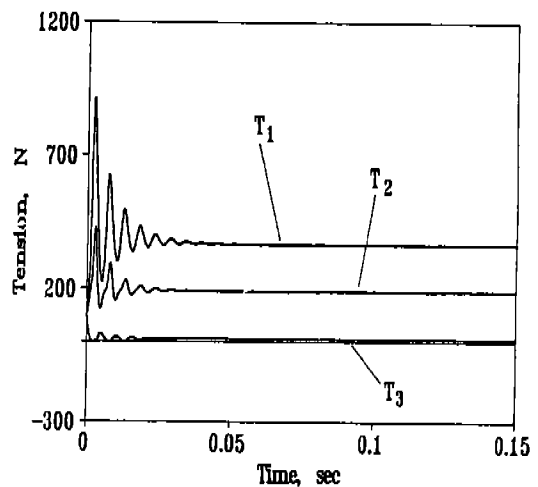


Fig.7 Belt tension for fixed tensioner with step input

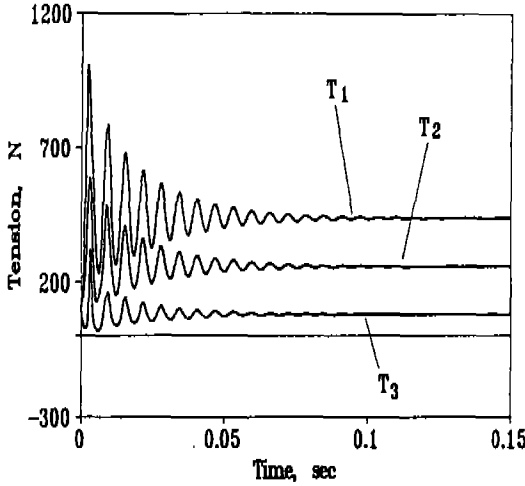


Fig.8 Belt tension for automatic tensioner with step input

Fig.8은 자동장력식 텐서너의 경우 벨트의 초기장력  $T_1=T_2=T_3=100\text{ N}$ , 캠축의 부하토크  $T_{lc}=10\text{ N-m}$ , 물펌프 부하토크  $T_{lw}=5\text{ N-m}$ 의 계단입력에 대한 각 벨트들의 장력변동을 나타낸다. 자동장력식 텐서너인 경우 각 벨트장력은 고정장력식 텐서너의 경우보다 정상상태 값이 모두 증가하였으며 같은 부하에 대하여 물펌프 풀리와 크랭크축 풀리 사이의 벨트장력  $T_3$ 는 0이 되는 부분이 나타나지 않는다. 이것은 텐서너 스프링이 타이밍 벨트에 장력을 가해주었기 때문이다. 따라서 자동장력식 텐서너가 고정장력식 텐서너보다 큰 벨트장력을 유지시켜 줌을 알 수 있다.

Fig.9는 고정장력식 텐서너인 경우 벨트의 초기장력  $T_1=T_2=T_3=200\text{ N}$ , 캠축 부하토크에 대한 각 벨트들의 장력변동을 도시한 것이다. 캠축 부하토크는 Fig.2의 변동토크가 작용하며 물펌프 부하토크는  $T_{lw}=5\text{ N-m}$ 로 일정하다. Fig.8에서 알 수 있듯이 캠축의 부하토크 변동에 따른 유효장력( $T_1-T_2$ )의 변화에 의해 캠축 풀리에 작용하는 벨트의 장력  $T_1, T_2$ 는 변화하게 되며 물펌프 풀리와 크랭크축 풀리 사이의 벨트의 장력  $T_3$ 도 물펌프의 부하토크에 의한 유효장력( $T_2-T_3$ ) 만큼 변화한다.

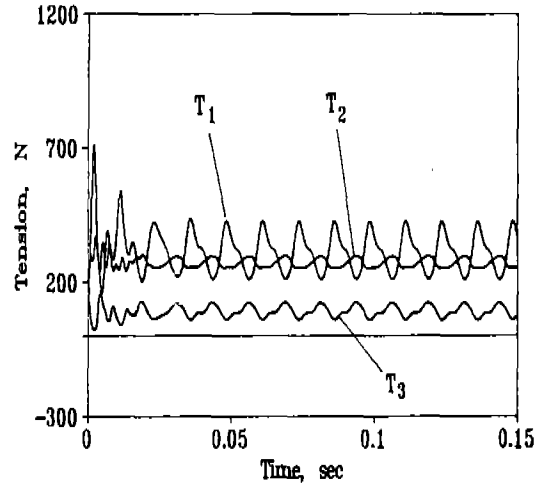


Fig.9 Belt tension for fixed tensioner with camshaft torque load at initial tension of 200 N

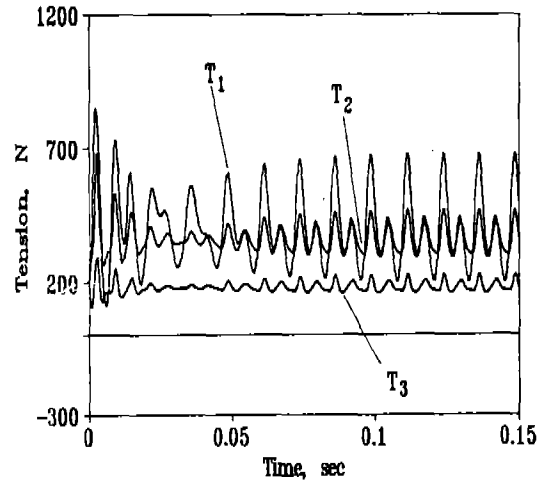


Fig.10 Belt tension for automatic tensioner with camshaft torque load at initial tension of 200 N

Fig.10은 자동장력식 텐서너인 경우 벨트의 초기장력  $T_1=T_2=T_3=200\text{ N}$ , 캠축 부하토크에 대한 각 벨트들의 장력변동을 도시한 것이다. 캠축 부하토크는 Fig.2의 부하토크가 작용하며 물펌프 부하토크는  $T_{lw}=5\text{ N-m}$ 로 일정하다. Fig.10에서 알 수 있듯이 자동장력

식의 경우 벨트장력  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ 의 평균값은 고정장력식(Fig.9)에 비해 증가하며 장력의 변동폭도  $T_3$ 를 제외하면 증가한다. 최대 및 최소장력간의 장력차이는 평균 474N으로 고정장력식의 장력차이 214N에 비해 더 크다. 즉, 자동장력식 텐서너의 경우 평균 벨트장력과 최대 및 최소장력간의 장력차가 증가하여 벨트의 평균응력 및 반복응력(alternating stress)이 증가한다. 평균응력과 반복응력의 증가는 피로(fatigue)에 의한 벨트수명을 감소시킨다.

Fig.11은 초기장력  $T_1=T_2=T_3=200N$ 으로 설정한 후 엔진 작동으로 인한 타이밍 벨트의 열팽창으로 벨트 장력이  $T_1=T_2=T_3=100N$ 이 되었을 때 고정장력식 텐서너에 대한 벨트장력을 도시한 것이다. 시스템의 부하토크는 Fig.2의 캠축토크와  $T_{i,w}=5N\cdot m$ 의 물펌프 토크를 사용하였다. Fig.11에서 볼 수 있듯이 감소된 장력하에서 물펌프 플리와 크랭크축 플리 사이의 벨트장력  $T_3$ 가 0이 되는 부분이 연속적으로 나타나게 되며 최소장력이 0에 접근하면 앞서 언급한 불완전 맞물림과 점핑이 발생 할 가능성이 증가한다.

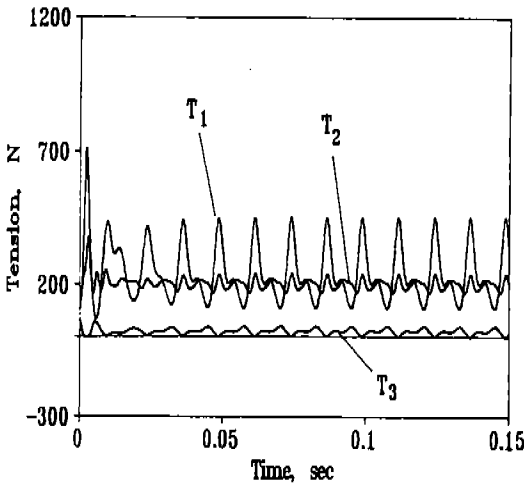


Fig.11 Belt tension for fixed tensioner with camshaft torque load at initial tension of 100 N

벨트가 열팽창 등의 원인에 의해 늘어날 때 자동장력식 텐서너인 경우 열팽창에 의한 벨트의 신장량은 텐서너 스프링에 의해 흡수되고 따라서 설정된 벨트 초기장력은 거의 변하지 않는다. 초기장력의 변화가 거의 없는 이유는 벨트 신장량에 대한 스프링 변위는 무시할 수 있고 따라서 텐서너 스프링 힘의 변화가 거의 없기 때문이다. 그러므로 자동장력식 텐서너의 경우 열팽창 등에 의한 벨트장력 감소는 무시할 수 있고 벨트장력 거동은 Fig.10의 응답과 동일하다고 생각할 수 있다.

Fig.7~Fig.11에서 알 수 있듯이 자동장력식 텐서너는 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 최소장력  $T_3$ 를 항상 일정한 값 이상으로 유지하여 벨트와 플리 사이의 불완전 맞물림과 점핑을 방지 할 수 있다. 그러나 자동장력식은 벨트의 평균장력과 최대 및 최소장력의 장력차이를 증가시켜 피로에 의한 벨트수명을 단축시킨다.

유압 텐서너는 일본에서 실용화 단계에 있으나 이에 대한 연구결과는 Mase<sup>6)</sup> 등에 의한 실험적 연구를 제외하면 보고된 것이 거의 없다. 따라서 본 연구에서는 유압텐서너에 대한 벨트장력 거동을 수치해석적으로 관찰

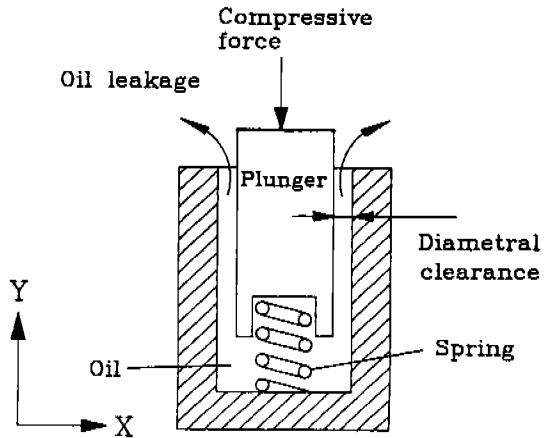


Fig.12 Schematic diagram of hydraulic tensioner

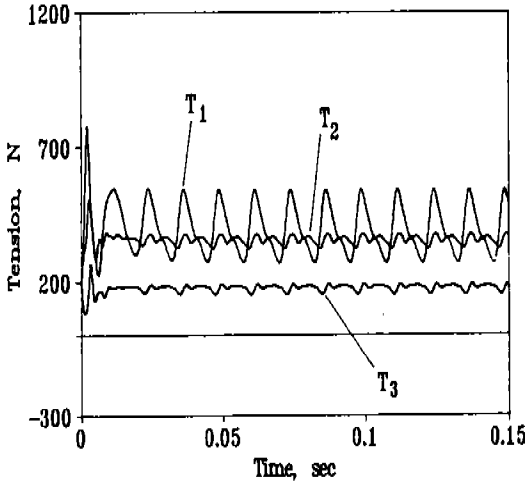


Fig.13 Belt tension for hydraulic tensioner with camshaft torque load at initial tension of 200N,  $(b_{spr})_{dn} = 400 \text{ N-sec/m}$

하고자 하였다. 유압텐서너의 수치해석을 수행하기 위하여 유압텐서너를 유압태핏과 비슷한 구조로 가정을 하였으며 <sup>5)</sup> Fig.12에 도시되어 있다. 따라서 유압텐서너의 감쇠계수는 플런저(plunger)가 움직이는 방향에 따라 달라지며 플런저가 압축을 받을 때 큰 값을 갖는다.

Fig.13은 유압텐서너 플런저가 압축력을 받을 때 감쇠계수  $(b_{spr})_{dn} = 400 \text{ N-sec/m}$ , 벨트의 초기장력  $T_1 = T_2 = T_3 = 200 \text{ N}$ 인 경우 Fig.2의 캠축토크에 대한 벨트장력응답을 도시한 것이다. Fig.13에서 볼 수 있듯이 유압텐서너가 장착된 경우 벨트장력거동은 Fig.10의 자동장력식 텐서너의 경우와 마찬가지로 벨트장력의 평균값은 고정장력식 텐서너의 장력 평균값 보다 전체적으로 커지게 되나 벨트장력의 변동폭은 자동장력식 텐서너의 경우보다 작아짐을 알 수 있다.

Fig.14는 유압텐서너 플런저가 압축력을 받을 때 감쇠계수  $(b_{spr})_{dn} = 4000 \text{ N-sec/m}$ 인 경우 벨트들의 장력을 도시한 것이다. Fig.14에서 알 수 있듯이 유압텐서너의 감쇠계수가 증가하면 벨트장력의 변동폭이 작아지

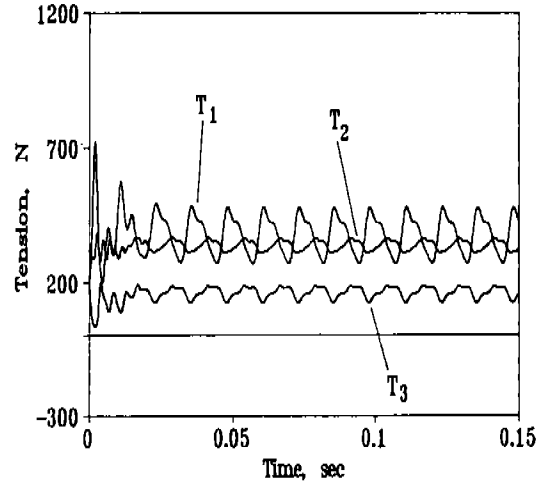


Fig.14 Belt tension for hydraulic tensioner with camshaft torque load at initial tension of 200N,  $(b_{spr})_{dn} = 4000 \text{ N-sec/m}$

게 되며 또한 벨트장력의 최대값도 작아지게 됨을 알 수 있다.

Fig.13~Fig.14에서 알 수 있듯이 유압텐서너의 경우 감쇠계수가 커질 수록 벨트장력의 변동폭은 작아지고 벨트장력의 평균값은 자동장력식의 경우와 마찬가지로 고정장력식의 경우보다 증가한다. 즉 유압텐서너는 자동장력식 텐서너의 특징인 벨트장력의 평균값이 전체적으로 커지는 것과 함께 고정장력식 텐서너의 특징인 벨트장력의 변동폭이 작아지는 특성을 함께 가지고 있다.

#### 4. 실험

Fig.15는 고정 및 자동장력식 텐서너에 대한 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 실험장치이다.

실험장치의 작동원리를 설명하면 다음과 같다. A. C모터(1)에 의해 구동폴리(2)가 회전하게 되고 구동폴리의 구동력은 타이밍 벨트에 의해 캠축 폴리(3)로 전달된다. 이 때 캠-벨브 기구에서는 종동자와 캠의 접촉에 의해 캠축에 토크가 발생하며 이 토크는 타이밍 벨



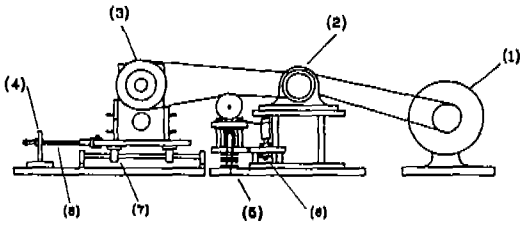


Fig.15 Assembly drawing of OHC timing belt system test machine

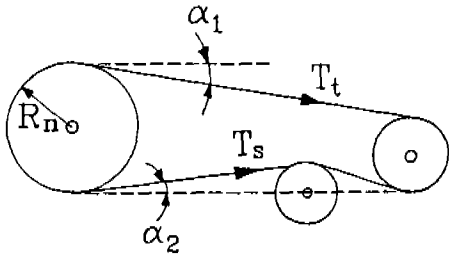


Fig.16 Geometry of timing belt with tensioner for experimental rig

트에 의해 전달된 동력과 균형을 이룬다. 캠-밸브 기구의 종동자와 캠의 접촉에 의해 발생된 캠축토크는 캠축에 부착된 스트레인 게이지를 이용한 토크측정센서에 의해 측정된다. 타이밍 벨트에 공급된 전장력(total tension)은 장력검출기(4)를 이용해 측정할 수 있다. 자동장력식 텐서너의 경우 타이밍 벨트의 이완측 장력은 텐서너 스프링 변위센서(6)에 의해 측정된다. 고정장력식 텐서너의 경우 이완측 벨트장력  $T_s$ 는 직접 측정할 수 없으나 다음의 방법을 이용하여 구하였다. 장력 측정 장치에서 검출된 벨트 전장력  $T_t \cos \alpha_1 + T_s \cos \alpha_2$ 와 토크센서에서 측정된 토크를 이용하여  $T_s$ 를 다음과 같이 계산할 수 있다(Fig. 16 참조).

$$\left. \begin{aligned} T_t \cdot \cos \alpha_1 + T_s \cdot \cos \alpha_2 &= \text{측정값} \\ R_n \cdot (T_t - T_s) &= \text{측정값} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

여기서  $\alpha_1$ 은 인장측 벨트가 수평면에 대해서 기울어진 각,  $\alpha_2$ 는 이완측 벨트가 수평면

에 대해서 기울어진 각,  $R_n$ 은 종동풀리 반경이다.

본 실험에 사용된 엔진헤드는 OHC형 가솔린엔진(4기통, 1500cc)에서 피스톤, 크랭크축, 플라이휠 등의 실린더 블록(cylinder block)과 물펌프를 제거하고 실험목적에 적합하도록 개조한 것이다. 분리된 엔진헤드는 평판위에 고정되어 선형베어링(7)에 의해 이동이 가능하다. 타이밍 벨트장력은 이동평판과 연결된 리이드스크류(8)를 회전시켜 임의의 장력을 손쉽게 공급할 수 있도록 하였다.

실험은 캠축 회전속도  $\omega = 200 \text{rpm}$ , 타이밍 벨트의 전장력  $T_t + T_s = 200 \text{N}, 400 \text{N}$ 인 경우 흡·배기 캠 8개에 대하여 캠축토크와 텐서너의 변위 그리고 벨트 전장력을 측정하였다.

### 5. 실험결과 및 고찰

Fig.17은 캠축 회전속도  $\omega = 200 \text{rpm}$ , 벨트장력  $T_t + T_s = 200 \text{N}$ 일 때 고정장력식과 자동장력식 텐서너인 경우에 이완측 벨트장력  $T_s$ 의 실험결과를 비교 도시한 것이다. Fig. 17에서 알 수 있듯이 고정 및 자동장력식의 경우 이완측 장력  $T_s$ 는 모두 주기적인 진동(oscillation)을 보이거나 자동장력식 텐서너의 평균장력이 262N으로 고정장력식의 평균값 193N보다 더 큼을 알 수 있다. 이것은 수치해석 결과 즉 같은 부하에 대하여 자동장력식이 고정장력식 보다 벨트 장력의 평균값을 증가시키는 것과 그 경향이 일치한다.

Fig.18은 캠축 회전속도  $\omega = 200 \text{rpm}$ , 벨트 초기장력  $T_t + T_s = 200 \text{N}$ , 자동장력식인 경우 이완측벨트의 장력  $T_s$ 의 실험 및 이론 결과를 비교 도시한 것이다. 이론치는 실험장치의 본드그래프 모델의 상태방정식을 수치해석하여 구하였다. Fig.18에서 알 수 있듯이 실험치와 수치해석 결과는 규칙적인 진동을 보이며 장력변동주기가 일치한다. 수치해석 결과에서 이완측 장력이 규칙적으로 변동하는 것은 부하토크가 변동하기 때문이다. 하

지만 실험결과는 장력변동의 한주기 내에서 이론치와는 달리 진동의 진폭과 평균값이 더 크며 불규칙한 형상을 보인다. 이것은 벨트의 횡방향 진동(lateral vibration)에 의한 영향과 풀리 이의 가공오차에 의한 미스얼라인먼트(misalignment) 등의 영향에 의해 벨트 장력이 변동했기 때문으로 생각된다.

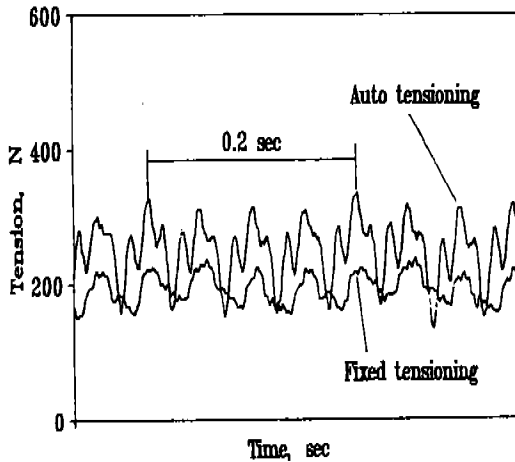


Fig.17 Comparison of experimental slack side belt tension for automatic tensioner fixed tensioner at  $T_t + T_s = 200\text{ N}$

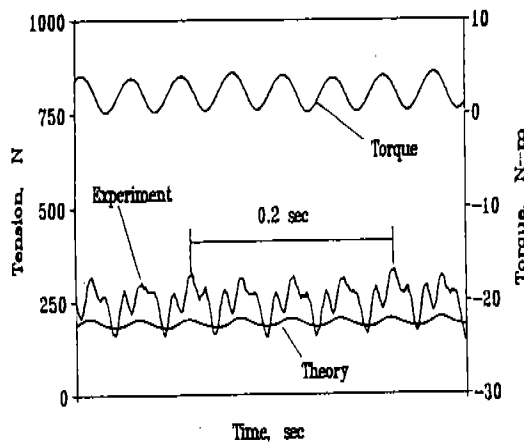


Fig.18 Comparison of slack side belt tension for experimental and theoretical result at  $T_t + T_s = 200\text{ N}$

Fig.17~Fig.18에서 알 수 있듯이 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 장력거동에 대한 실험결과는 이론치와 그 경향이 거의 일치한다. 즉 같은 캠축 부하토크에 대하여 자동장력식 텐서너는 고정장력식에 비해 벨트장력의 평균값과 장력변동폭을 증가시킨다. 실험결과는 이론치와 장력변동의 경향은 유사하나 크기는 차이를 보인다. 즉 실험결과는 장력변동의 한 주기 내에서 이론치와는 달리 진동의 진폭과 평균값이 더 크며 불규칙한 형상을 보인다.

### 6. 결 론

OHC 구동 타이밍 벨트 구동시스템을 본드 그래프 기법으로 모형화하고 고정장력식과 자동장력식 텐서너에 대하여 이론 및 실험적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 각 벨트 평균장력은 자동장력식 텐서너의 경우가 고정장력식 텐서너의 경우보다 증가한다.
- (2) 벨트의 장력이 감소하는 경우 고정장력식 텐서너에서는 벨트의 장력이 0이 될 수 있다.
- (3) 자동장력식에서는 각 벨트의 평균장력과 최대 및 최소장력 차이가 고정장력식에 비하여 증가한다.
- (4) 유압식 텐서너에 대한 수치해석 결과는 유압식 텐서너가 벨트 장력의 변동폭이 작고 평균벨트 장력을 증가시키는 등 양 텐서너의 장점을 모두 가지고 있음을 보인다.
- (5) 고정 및 자동장력식 텐서너의 벨트장력에 대한 실험결과는 장력거동의 경향이 이론치와 거의 일치한다.

### 후 기

본 연구에 필요한 자료를 제공하여 주신 한국과학기술원 박윤식교수와 대우자동차 중앙기술연구소 김종철이사에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. A. P. Pisano, C. Chan, "Dynamic Model of a Fluctuating Rocker-Arm Ratio Cam System," ASME, Vol.109, September, 1987.
2. A. P. Pisano, F. Freudenstein, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam Follower System : Part 1 & 2," ASME, Vol.105, No.4, 1983.
3. A. P. Pisano, "The Analytical Development and Experimental Veriucation of a Predictive Model of a High-Speed Cam Follower System," Ph. D. thesis, Columbia Univ., 1981, Microfilms No. PSH81-25369.
4. F. Y. Chen, N. Povanich, "Dynamics of High Speed, Cam Driven Mechanisms, Part 1 & 2," ASME, Vol.197, 1975.
5. 김원진, "OHC-형 캠 벨브기구의 모형화 및 실험적 규명," 석사학위논문, 한국과학기술원, 1989.
6. 김정우, "타이밍 벨트의 영향을 고려한 캠 구동기구의 비틀림 진동해석," 석사학위논문, 한국과학기술원, 1991.
7. A. G. Ulsoy, J. E. Whiteseil, M. O. Hooven, "Design of Belt-Tensioner System for Dynamic Stability," ASME, November 25, 1985.
8. Y. Mase, Y. Mishma, T. Argua, N. Osawa, Y. Murakami, "Development of Autotensioner for Engine Timing Belt," 自動車技術, Vol.41, No. 9, 1967.
9. 김현수, 여창기, 이인환, "접촉점의 마찰을 고려한 OHC형 캠-벨브기구의 본드그래프 모델과 캠축토크 해석," 한국자동차공학회 춘계 학술대회, 1991.
10. N. Mizuno, H. Inagaki, T. Nakakuba, "Analysis of Synchronous Belt Vibration in Automotive Valve Train," SAE 880077, 1988.
11. 김현수, 이인환, 여창기, "타이밍벨트 구동에서 불완전 맞물림 이의 하중분포 해석-OHC 구동 타이밍벨트 시스템에 대하여" 한국자동차공학회지, Vol.14, pp.54-63, 1992, (SAE 923703).
12. G. Gerbert, "Tooth Action in Chain and Timing Belt Drive," Proceedings of ASME Int. Power Transmission and Gearing Conference, Vol.1, pp.81~pp.90, 1989.