

<논문> SAE NO. 953702

현가장치용 겹판스프링의 설계프로그램 개발

Design Program Development of the Leaf Spring for Suspension

최 선 준,* 최 연 창,** 최 재 찬,*** 권 혁 홍****
S. J. Choi, Y. C. Choi, J. C. Choi, H.H.Kwon

ABSTRACT

Springs for vehicle suspension control the vibration of a car and influence on the ridability, safety, and life of a car. In the paper, the computer aided design program has been developed, which design the leaf spring shape from the given specifications using basic theory and the expert's knowledge, and the design results are checked by the analysis theory in order to increase the accuracy, and feed back to the design input.

For the purpose of easy use, this program consists of pull-down menu and interactive input mode. To prove the effectiveness of this program, two springs, of which one is symmetric, other asymmetric, are designed and analyzed, and the outputs are compared to the experiments.

Considering the tolerance of the given specifications, the results are good.

주요기술용어 : Leaf Springs(겹판스프링), Spring Constant(스프링상수), Assembling Stress(조립응력), Design Program(설계프로그램), Expert Knowledge(전문가 지식)

1. 서 론

스프링은 금속, 고무, 플라스틱 등의 재료가 가지는 성질을 이용하여 보다 유효한 형태의 탄성, 에너지 흡수, 진동 및 충격완화 등을 목적으로 하며, 필요한 형상을 제작한 기계요소로서 기계 완성품을 구성하는 중요한 기본 부품이다. 스프링의 종류를 살펴보면, 코일스프링, 판스프링,

토션-바스프링, 스파이럴스프링, 블루우트스프링, 접시스프링, 선세공스프링, 공기스프링 등이 있으며, 스프링의 사용이 증가함에 따라 자동차, 선박, 정밀기기, 전자기기 등 완제품에 미치는 파급효과가 매우 크다.¹⁾

특히 자동차의 현가장치용으로 많이 사용되는 겹판스프링, 공기스프링, 코일스프링 및 토션-바스프링 등은 노면으로 부터의 진동을 절연하여

* 정회원, 대원강업(주) 대원기술연구소
** 정회원, 부산대학교 대학원 기계설계공학과
*** 정회원, 부산대학교 기계설계공학과
**** 정회원, 대진대학교 기계설계공학과

자동차 구조물을 보호하고 승객의 승차감을 향상시켜 궁극적으로 자동차의 속도증가를 도모하는 것이 주기능이다.

이 중에서도 특히 겹판스프링은 동적 특성의 저하, 작동시 소음발생 문제 등의 단점에도 불구하고 스프링역활과 동시에 구조물로서 역활을 하므로 다른 스프링에서 필요한 별도의 링크장치 등이 필요없고 작동에 필요한 설치높이가 낮아도 되는 잇점이 있어 승차감이 크게 요구되지 않는 중형 이상의 버스 및 트럭에 가장 보편적으로 사용되고 있으며 대표적인 형상 및 용어는 Fig.1과 같다.

겹판스프링에 대한 연구는 일찍부터 시작되어 많은 자료가 발표되었는데 그 중에서 해석하는 방법은 기본가정에 따라 해석법이 여러가지이며, 일본 스프링학회²⁾에서는 겹판스프링의 판을 옆으로 펼친 2점지지 단순보로 근사시킬 수 있다는 전개법을 개발했으며, Aoyama³⁴⁾는 판과 판사이의 짧은 판의 끝부분에서만 접촉한다는 가정의 판 단법을 개발하였고, SAE⁵⁾는 겹판스프링 전체에 걸쳐 응력이 일정하게 분포되어 변형형상이 항상 전체길이에 대해 일정한 곡률이 유지가 된다는 등반경법을 개발하였다. 또, 해석을 위해 날장판을 여러부분으로 나누고 각 부분을 강성체와 등가 스프링으로 모델링하여 매트릭스 계산한 Shimosaki⁶⁾의 연구, 테이퍼 판스프링의 1차원적 동가 해석을 시도한 Nigro⁷⁾ 등의 연구가 있다.

최근에 와서는 유한요소법을 사용한 겹판스프링의 해석이 시도되고 있는데 Hamano⁸⁾ 등이 날장판을 평면응력요소로, 판사이의 접촉을 유한요소법의 GAP 요소를 사용하여 해석하였다.

겹판스프링에서는 필연적으로 날장판사이에서 판간마찰이 발생하는데 이를 고려한 연구는 Chishima⁹⁾ 등이 적은 변위에서의 판간마찰을 고려한 해석연구를 시작으로, 큰 변위에서의 판간마찰을 고려한 Chishima¹⁰⁾의 연구, 동적응답성을 고려한 최적 판간 마찰력의 크기에 대한 Chishima¹¹⁾의 연구가 수행되었으며, 진동특성에 판간마찰이 어떤 영향을 미치는 지에 대한 Ota¹²⁾의 연구, 판간마찰을 고려한 정적 유한요소해석 방법을 Hamano⁸⁾ 등이 연구하였다.

겹판스프링의 동적특성에 대해서는 Kato¹³⁾에 의해 겹판스프링의 고유진동수 및 변형모드에 대한 연구가 있었으며, 자동차의 급발전 및 급제동시 발생하는 와인드업(windup)진동에 관해 Chishima¹⁴⁾의 연구, Cebon¹⁵⁾에 의한 노면에서 발생하는 광범위한 주파수의 진동에 따른 겹판스프링의 동적 응답에 대한 연구, 최근의 상용 동적해석 전용유한요소 프로그램인 ADAMS에 의한 겹판스프링의 동적특성해석을 Song¹⁶⁾ 등이 행하였다.

이외에도 하중의 증가에 따른 변형을 고려하여 비선형성을 포함한 해석방법을 제시한 Liu¹⁷⁾의 연구, 트럭에 사용되는 일반적인 겹판스프링의 응력분포를 해석한 Aoyama¹⁸⁾등의 연구, 대형트럭에 사용되는 겹판스프링의 경량화 방법을 설계, 제조 등 여러가지 방법론으로 접근한 BANE학회¹⁹⁾의 연구, 피로수명에 대한 Aoyama²⁰⁾ Ota²¹⁾ 등의 연구, 겹판스프링과 공기스프링의 장단점을 분석한 Komura²²⁾의 연구, 비선형 특성의 판스프링 설계에 관한 Mikaila²³⁾, Rowland²⁴⁾의 연구, 판간의 마찰력을 유압으로 조정하여 판스프링의 동적특성을 변화시켜 자동차 운행조건에 최적의 스프링특성을 부여하기 위한 Takadera²⁵⁾의 연구가 있었다.

그러나, 앞에서 연구된 것은 주어진 형상으로부터 특성 및 사양을 계산해내는 해석이기 때문에 이를 주어진 특성과 사양으로부터 형상을 계산해내는 설계에 응용하기에는 부적합한 점이 많아 경험과 거듭된 시행착오를 요구하고 있다. 또한 설계란 해석과 달리 하나의 해답이 있는 것이

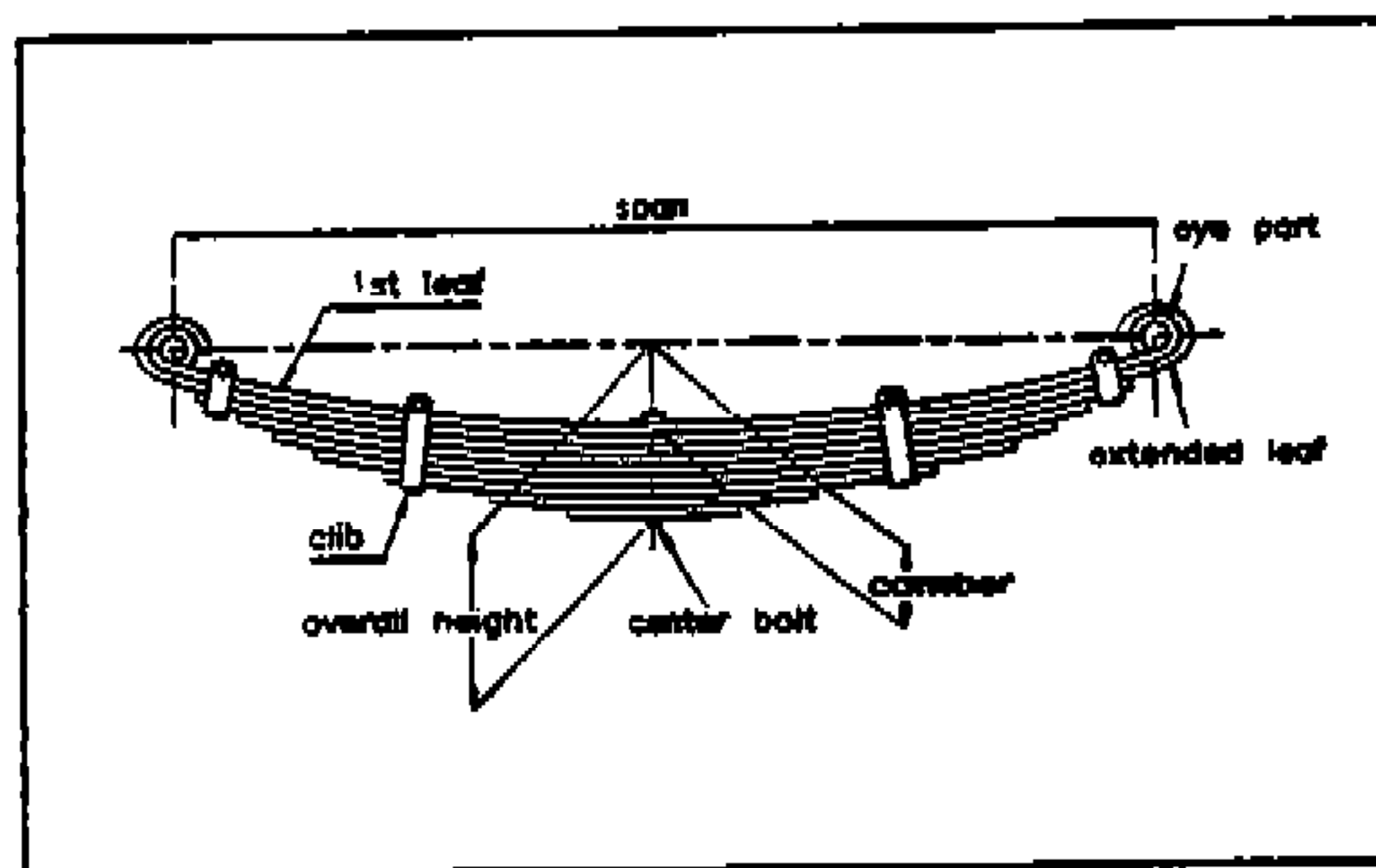


Fig.1 The schematic of the leaf spring

아니고 여러가지의 결과중에 최선의 것을 선택하는 것이므로 겹판스프링의 설계를 한다는 것은 매우 어려운 작업이 되어왔다.

따라서, 본 논문에서는 지금까지 소개된 현가장치용 겹판스프링의 설계식 및 해석식을 기본적인 역학관점에서 재정리하고, 설계와 관련된 각종 지식 및 자료를 숙련된 기술자의 지식과 결합하여 설계기술 관련지식의 표준화를 이룩하고 이를 바탕으로 설계 알고리즘 및 프로그램을 개발하고자 한다.

설계 프로그램 개발에 있어서는 설계 결과의 정확도를 높이기 위해 해석기법으로 검증되고 그 결과가 다시 설계 입력으로 피드백되도록 하였다. 또한 대칭 및 비대칭 겹판스프링을 설계할 수 있도록 하였으며 전체 프로그램의 입·출력단계에서 설계자의 편의를 위해 풀다운 메뉴방식을 도입하였다.

이 결과를 검증하기 위해 실험 결과와 비교를 행하였다.

2. 이론식 및 설계지식

2.1 등반경법 이론식

등반경법은 겹판스프링 전체에 걸쳐 동일한 응력이 분포되어 있다는 것을 기본 가정으로 한 이론으로써 Fig2와 같이 스프링 전체의 곡률이 일정하게 된다.

따라서 변위는 곡률의 정의식과 경계조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$f = \frac{L_f L_r}{2} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right) \quad (1)$$

응력은 곡률과 변형률의 관계식 및 변형률과 응력의 관계식으로부터 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\sigma = \frac{E f}{L_f L_r} \times S_F \quad (2)$$

여기에서, t 는 응력을 구하고자 하는 날장판의

두께, E 는 Young's Modulus, S_F 는 강성계수(stiffness factor)로서 실제의 응력은 전 구간에 걸쳐 응력이 일정하다는 가정과 어긋나므로 스프링 형상에 따라 그 크기를 고려하는 것이다.

또, 스프링의 변형형상에 응력과 하중의 관계식을 구하면, $x=L_f$ 에서 발생하는 응력 σ_U 는 다음과 같다.

$$\sigma_U = \frac{L_f L_r t}{2L \sum I} \times P' \quad (3)$$

곡률변화에서 유도되는 응력은 모멘트에서 유도된 응력과 같아야 하므로 식 (2)과 (3)에서 스프링상수 K 는 다음과 같이 구해진다.

$$K = \frac{2EL \sum I}{L_f^2 L_r^2} \times S_F \quad (4)$$

2.2 판단법 이론식

판단법은 인접하는 스프링판으로의 힘의 전달이 판의 선단에서만 행해진다는 가정을 기초로 하는 계산방법이다.

우선 n 개의 판으로 된 스프링에 대해서 최단의 판에서 주판까지를 1, 2, ..., n 로 하며 센타볼트를 중심으로 한쪽만 생각한다. i 번째의 스프링판을 고려할 때, 기본 형상은 Fig3과 같고 센타볼트의 중심을 xy 좌표의 원점으로 한다.

또한, Fig4에서와 같이 고정단으로부터 어느 부분까지는 단면이 일정하고 ($0 < x < l_{i-1}$), 거기

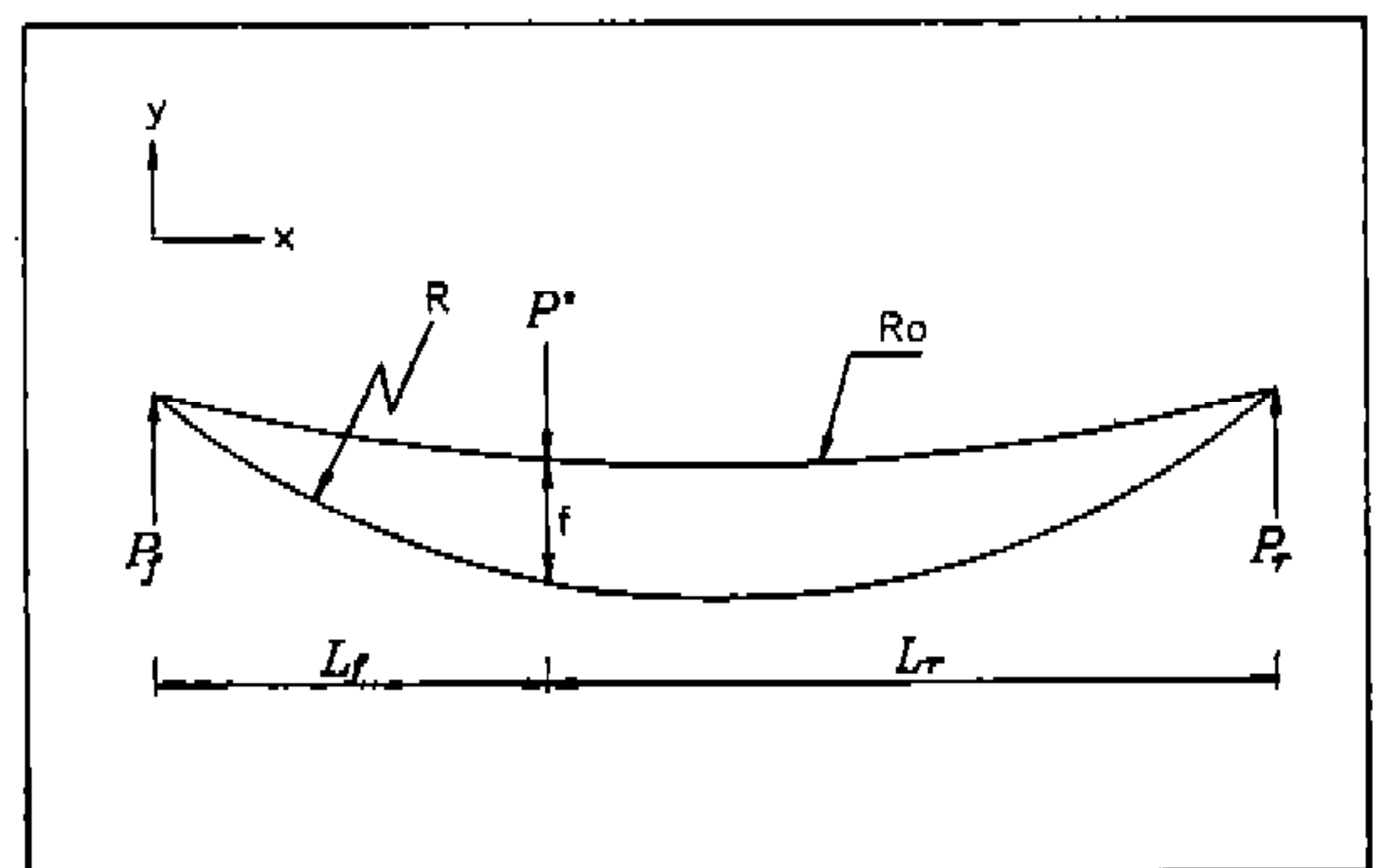


Fig.2 The deflection of the asymmetrical leaf spring under the loading

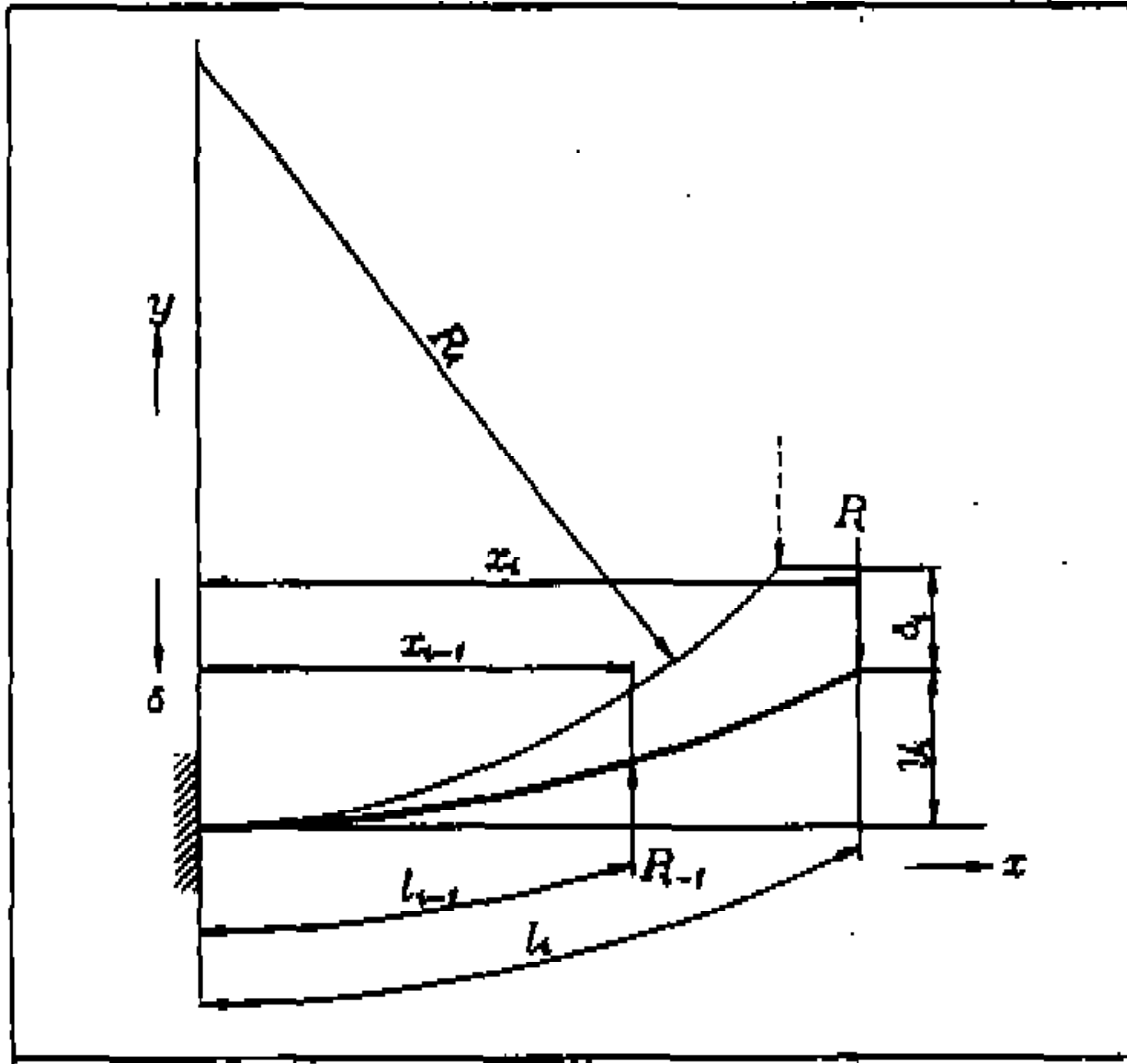


Fig.3 The i^{th} leaf counted from the shortest leaf spring

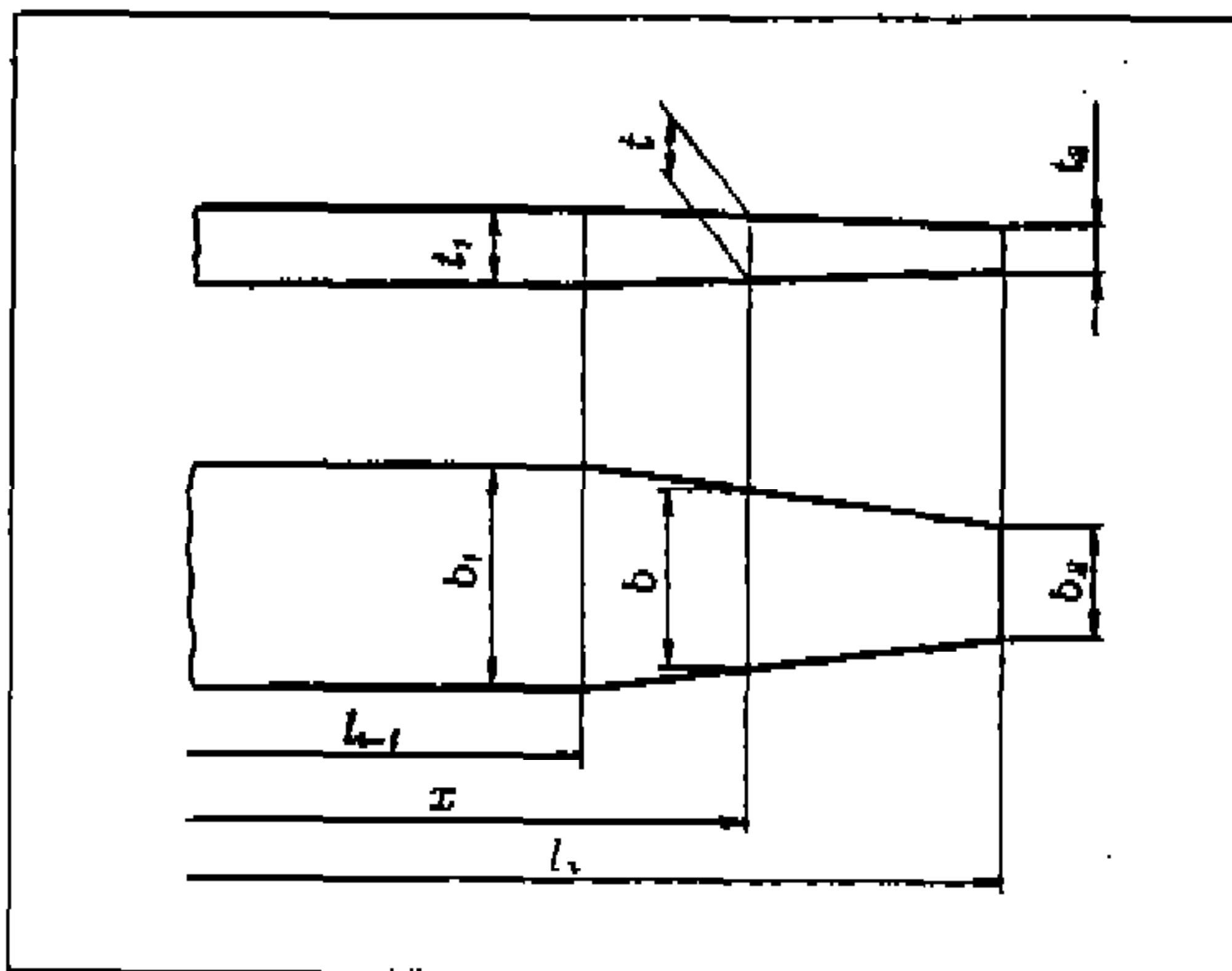


Fig.4 The change of width and thickness in leaf spring

에서 자유단까지의 단면이 변화하는 ($l_{i-1} < x < l$) 일차적인 스프링을 고려할 때, 계산의 편의를 위해 매개변수를 도입할 수 있고 각 구간의 단면2차모멘트 I_i, I'_i 는 다음과 같이 표현된다.

$$\zeta = \frac{x - l_{i-1}}{l_i - l_{i-1}} \quad (5)$$

$$\frac{I'_i}{I_i} = f_i(1 - \zeta) \quad (6)$$

여기에서, 매개변수 $f_i(1 - \zeta)$ 는 이하에서 구할 수 있다.

2.2.1 변 위

자유단에 수직하중 P_i 가 작용할 때의 하중점의 변위 δ 는 에너지법칙을 이용하여 다음식으로 부터 얻어진다.

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{P_i}{EI} \int_0^{l_{i-1}} dx \int_0^x (l_i - \lambda) d\lambda + \frac{P_i}{E} \int_{l_{i-1}}^{l_i} dx \int_0^x \frac{(l_i - \lambda)}{I'_i} d\lambda \\ &= \frac{P_i}{3EI_i} [l_i^3 - (l_i - l_{i-1})^3] + \frac{P_i}{EI_i} (l_i - l_{i-1})^3 \int_0^1 d\zeta \int_0^\zeta \frac{1 - \zeta}{f_i(1 - \zeta)} d\zeta = P_i \frac{(l_i - l_{i-1})^3 Q_i + l_i^3}{3EI_i} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\text{여기에서, } Q_i = -1 + 3 \int_0^1 d\zeta \int_0^\zeta \frac{(1 - \zeta)}{f_i(1 - \zeta)} d\zeta \quad (8)$$

이고, Q_i 는 판단형상계수라고 불리는 것으로 두께비와 높이비의 관계를 나타낸다.

테파가공에 대해서는 접촉점으로부터 자유단에 걸쳐서 판폭이 판두께와 더불어 직선적으로 변화하고 있는 것이 일반적이기 때문에 Fig4에서와 같이

$$\begin{aligned} b &= b_1 - (b_1 - b_2) (x - l_{i-1}) / (l_i - l_{i-1}) \\ &= b_1 - (b_1 - b_2) \zeta \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} t &= t_1 - (t_1 - t_2) (x - l_{i-1}) / (l_i - l_{i-1}) \\ &= t_1 - (t_{112} - t_2) \zeta \end{aligned}$$

가 된다. 따라서

$$I'_i = \frac{bt^3}{12} = \frac{bt_1^3}{12} \left[1 - \left(1 - \frac{t_2}{t_1} \right) \zeta \right]^3 \left[1 - \left(1 - \frac{b_2}{b_1} \right) \zeta \right] \quad (10)$$

윗식과 식 (6)을 비교하면

$$f_i(1 - \zeta) = \left[1 - \left(1 - \frac{t_2}{t_1} \right) \zeta \right]^3 \left[1 - \left(1 - \frac{b_2}{b_1} \right) \zeta \right] \quad (11)$$

이것을 식 (8)에 대입하면, Q_i 가 b_2/b_1 과 t_2/t_1 의 관계로서 다음과 같이 구해진다.

$$Q_i = -1 + \frac{3[(t_2/t_1) - 3(b_2/b_1)]}{2[(t_2/t_1) - (b_2/b_1)]^2} + \frac{3(b_2/b_1)^2}{[(t_2/b_1/2/t_1) - (b_2/b_1)]^3} \log \frac{t_2/t_1}{b_2/b_1} \quad (12)$$

Fig.3에 있어서 판의 곡률반경 R_i 가 $2l_i$ 에 비해서 크고, 곡률이 충분히 작은 것으로 가정하면 근사적으로 다음의 3가지 식이 성립된다.

$$x_i = l_i, \delta_{i,s} = \frac{l_i^2}{2R_i} - y_i \quad (13)$$

$$N_{i-1} = \frac{l_{i-1}^2}{2R_{i-1}} - \frac{l_i^2}{2R_i}$$

여기서, 첨자 s 는 자유단을 나타낸다. 자유단에 $P_{i,s}$ 라는 힘이 작용하고 $x=l_{i-1}$ 에 $P_{i-1,s}$ 라는 힘이 작용한다고 할 때, i 번째 판 자유단의 처짐 $\delta_{i,s}$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\delta_{i,s} = \frac{l_i^2}{2R_i} - y_i = P_{i,s} \frac{(l_i - l_{i-1})^3 Q_i + l_i^3}{3EI_i} - P_{i-1,s} \frac{(3l_i - l_{i-1})l_{i-1}^2}{6EI_i} \quad (14)$$

한편 $(i-1)$ 번 판의 자유단의 처짐 $\delta_{i-1,s}$ 는 식 (14)에 i 대신에 $(i-1)$ 로 두면 얻어지고, 각 판은 서로 선단만 접촉한다고 가정하기 때문에 다음과 같이 넘(N_{i-1})량을 구할 수 있다.

$$N_{i-1} = -P_{i,s} \frac{(3l_i - l_{i-1})l_i^2}{6EI_i} + P_{i-1,s} \left[\frac{l_{i-1}^3}{3EI_i} + \frac{(l_{i-1} - l_{i-2})^3 Q_{i-1} + l_{i-1}^3}{3EI_{i-1}} \right] - P_{i-2,s} \frac{(3l_{i-1} - l_{i-2})l_{i-2}^2}{6EI_{i-1}} \quad (15)$$

식 (14)와 식 (15)에서 $P=P_i=0$ 으로 두어 넘에 의한 영향을 고려하고 각 판에 대한

변위 δ_i 를 구하면 다음과 같다.

$$\delta_i = \delta_{i,s} - \delta_{i,0} = \frac{Pl_i^3}{3EI_i} \left[1 + (1 - \mu_{i-1})^3 Q_i - \alpha_{i-1} \frac{(3 - \mu_{i-1})\mu_{i-2}^2}{2} \right] \quad (16)$$

여기에서,

$$\alpha_{i-1} = \frac{3 - \mu_{i-1}}{2\mu_{i-1}} \left\{ \frac{1 + I_i}{I_{i-1}} \left[1 + (1 - \mu_{i-2})^3 Q_{i-1} - \alpha_{i-1} \frac{(3 - \mu_{i-2})\mu_{i-2}^2}{2} \right] \right\} \quad (17)$$

$$\mu_{i-1} = l_{i-1}/l_i, \alpha_{i-1} = P_{i-1}/P_i$$

이다.

결국, $\alpha_0=0$ 이기 때문에 $i=2$ 로 대입함으로써, $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ 을 구할 수 있고, 그러므로 접판스프링의 처짐 δ 는 다음과 같이 된다.

$$\delta = \delta_n = \frac{Pl_n^3}{3EI_n} \left[1 + (1 - \mu_{n-1})^3 Q_n - \frac{(3 - \mu_{n-1})}{2} \right] \quad (18)$$

2.2.2 응 력

식 (17)에서 α_{i-1} 이 구해지면, $P_i (i=1, 2, \dots, n)$ 은

$$P_i = P \prod_{j=1}^{n-1} \alpha_j = P \alpha_1 \alpha_2 \dots \alpha_{i-1} \alpha_{i+1} \dots \alpha_{n-1} \quad (19)$$

로 되고, 따라서 i 번 스프링판의 중앙부($x=0$)에 있어서의 응력을 $(\sigma_i)_0$, 접촉점($x=l_{i-1}$)에 있어서의 응력을 $(\sigma_i)_c$ 로 하면

$$(\sigma_i)_0 = \frac{1}{Z_i} (Pl_i - P_{i-1}l_{i-1}) = \frac{Pl_i}{Z_i} (1 - \alpha_{i-1}\mu_{i-1}) \prod_{j=1}^{n-1} \alpha_j$$

$$(\sigma_i)_c = \frac{P_i}{Z_i} (l_i - l_{i-1}) = \frac{Pl_i}{Z_i} (1 - \mu_{i-1}) \prod_{j=1}^{n-1} \alpha_j \quad (20)$$

가 된다. 또 넘응력은 다음식에서 구해진다.

$$(\sigma_{i,0})_0 = (P_i d_i - P_{i-1} d_{i-1}) / Z_i \quad (21)$$

$$(\sigma_{i,10})_c = P_{i,0} (l_i - l_{i-1}) / Z_i$$

식 (21)의 첫번째 식에서 넘용력으 스프링 전체에 대해서 다음식을 만족해야 한다.

$$\sum_{i=1}^n [(\sigma_{i,0})_0 Z_i] = P_n d_n = 0 \quad (22)$$

2.2.3 스프링상수

스프링의 센터볼트를 중심으로 반쪽만 고려할 때의 스프링상수 K는 식 (18)로부터 구할 수 있다.

$$K = P / \delta_n = \frac{EI_n}{l_n^3} \frac{1}{1 + (1 - \mu_{n-1})^3 Q_n - \alpha_{n-1} \frac{(3 - \mu_{n-1}) \mu_{n-1}^2}{2}} \quad (23)$$

스프링 전체의 스프링상수를 구하기 위해서는 다음과 같이 계산한다.

Fig.5와 같은 비대칭 겹판스프링에 수직하중 P가 작용할 때, 센터볼트에 의해서 양분되는 스프링상수를 각각 K₁, K₂로 두면 기하학적 관계로부터 근사적으로 전체 스프링상수 K는

$$K = (K_1 + K_2) \frac{\phi(1 + \lambda)^2}{(1 + \phi)(1 + \phi\lambda^2)} \quad (24)$$

이 된다.

여기에서, $\lambda = l_1 / l_2$, $\phi = K_1 / K_2$ 이다.

2.3 설계지식

2.3.1 스텝핑 (stepping)

하중의 증가에 따라 겹판스프링의 변형형상이 스프링 전체에 걸쳐 동일한 곡률이 되게 스프링의 날장판 길이를 설계해야 한다. 이를 위해 1번판에서 마지막 판까지의 길이차 즉, 스텝핑 또는 오버행(overhang)은 날장판에 균일한 응력이 걸려야 하므로 다음식에 의해 계산된다.

$$(OVERHANG)_i = (ACTIVE CANTILEVER LENGTH) \times \frac{\sigma t_i^2}{\sum_r (\sigma_r t_r^2)} \quad (25)$$

가장 짧은 판의 외팔보 길이 L_n은 다음과 같다.

$$L_n = (OVERHANG)_n + (\text{액슬취부길이}/2) + (BEDDING CENTER LENGTH) \quad (26)$$

또한, 각판의 길이를 구하면 다음과 같다.

$$L_{n-i} = L_n + \sum_{r=n-i}^{n-1} (OVERHANG)_r, \quad 1 \leq i < r \quad (27)$$

2.3.2 조립응력

겹판스프링에서 1번판은 스프링 역할과 동시에 구조물로서의 역할을 함으로 가장 중요한 날장판이다. 따라서 이 날장판을 보호하기 위해 각 날장판이 조립되었을 때 1번판에는 무하중시 마이너스응력이 걸리도록 각 날장판의 곡률을 정한다. 조립후 무하중시 스프링에 작용하는 모멘트의 합은 0이므로 각 날장판의 조립응력 σ_{ai} 와 두께 t_i 제곱의 합은 0이어야 한다.

따라서, 다음식이 성립한다.

$$\sum \sigma_{ai} t_i^2 = 0 \quad (28)$$

위의 식을 바탕으로 각 판의 조립응력을 전체 판수에 따라 미리 설정하여 이를 바탕으로 설계에 사용하도록 한다.

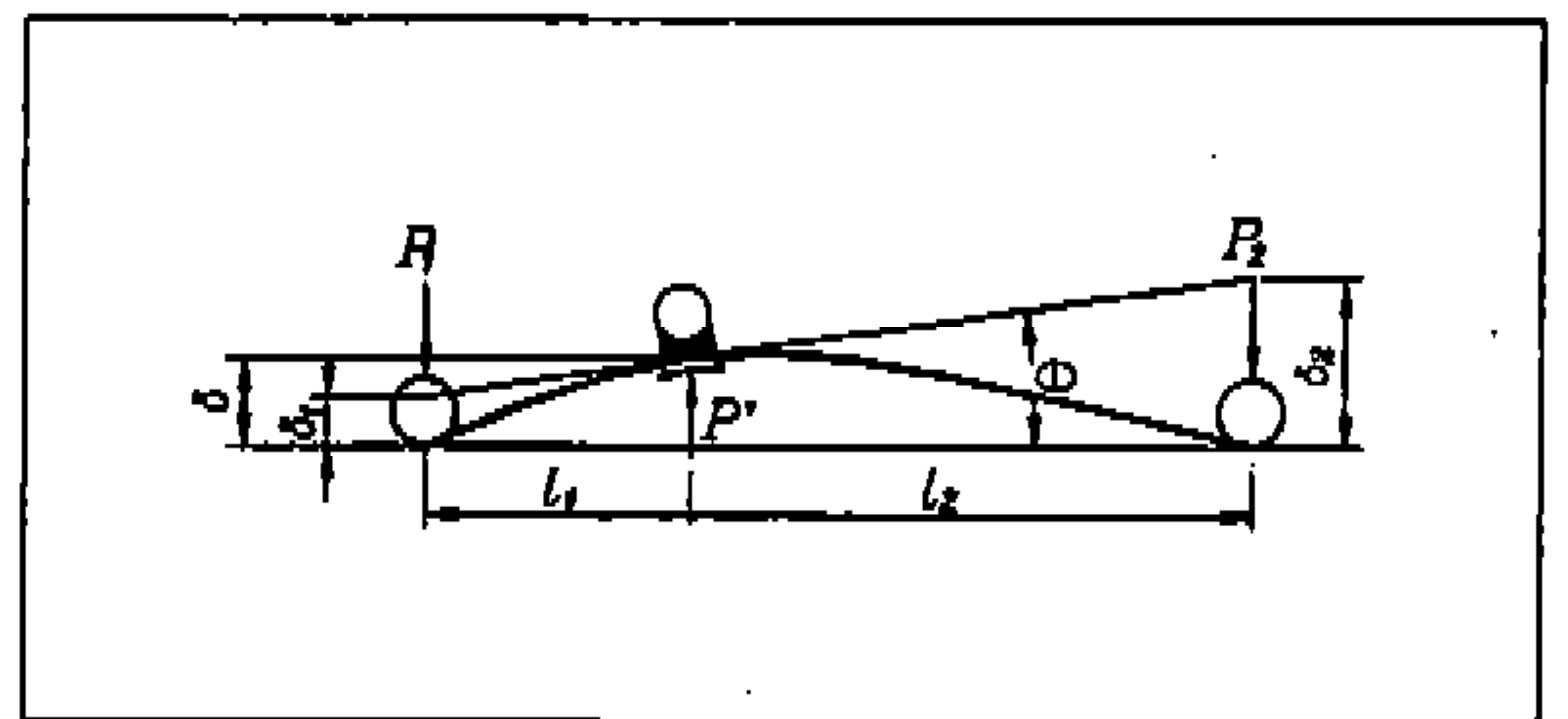


Fig.5 Asymmetrical leaf spring under the loading

2.3.3 공정에 의한 곡률변화

공정에 의한 곡률의 변화량은 다음과 같다.⁵⁾

$$\text{샷피닝에 의한 곡률변화} : q_p = \frac{0.003}{t^2} \quad (29)$$

$$\text{냉간셋팅에 의한 곡률변화} : q_s = q_c - q_a - \frac{0.014}{t} \quad (30)$$

여기에서, q_c 는 셋팅시 최대변위 위치의 평균곡률이다.

2.3.4 아이(eye)부 형상선정

아이부가 있는 경우에는 아래의 식에 의해 응력을 구한 값이 30kg/mm^2 이하이면 안정하다고 판단을 할 수 있다.

$$\sigma_{eye} = \frac{My}{I} = \frac{3P_{eye}(D_{eye} + t_0)}{Wt^2} \leq 30\text{kg/mm}^2 \quad (31)$$

여기서, W : 1번판의 폭, t_0 : 1번판의 두께, D_{eye} : 아이부 내경이다.

2.3.5 절단길이 계산

아이부 형상에 의해 1, 2번판의 제조시 절단 길이가 다르게 되며, 2번이후의 판에 있어서 판 끝에 테이퍼 유무에 따라서도 절단길이가 다르게 된다.

2.3.6 날장판의 형상결정

날장판의 폭 및 두께 설정시에는 생산성을 고려하여 유한한 종류의 형상만 사용할 수 있으므로 이를 고려해야 하는데, 폭은 주로 $50\sim 150\text{mm}$ 사이로 $5\sim 10\text{mm}$ 씩 증가하며 두께는 $4.5\sim 13\text{mm}$ 사이로 $0.5\sim 2\text{mm}$ 씩 증가한다.

2.4 설계순서

접판스프링 설계는 설계를 위한 두가지 이론과 설계에 필요한 지식을 이용하여 행할 수 있다. 설계를 위하여는 전개법 이론의 적용이 적합하므로 이 이론과 설계지식을 이용하여 주어진 사양으로부터 형상을 결정한 후 이의 검증을 위해 실제적으로 정확도가 높은 것이 인정되고 있는 판단법 이론을 사용하여 해석하는 것으로 하였다. 전체적인 설계순서는 Fig.6과 같다.

3. 프로그램 작성

3.1 프로그램 구성

3.1.1 전체 프로그램 구성

전체 프로그램 구성은 전처리과정(pre-process), 해결과정(process), 후처리과정(post-process)으로 구성되어 있다.

전처리과정에는 입력기능, 프린트기능, 설계와 관련된 도움말 기능 등을 지니고 있으며, 입력기능은 제어 모듈, 작업종류 모듈, 스프링종류 모듈로 구성되어 있다. 제어 모듈에서는 프로그램의 시작과 종료를 선택하며, 작업종류 모듈에서는 설계, 해석, 도움말을 선택할 수 있고, 스프링종류 모듈에서는 스프링 종류를 선택하는 프로그램이 있다. 작업종류와 스프링종류의 선택이 끝나면 해당작업에 관련된 입력상태가 화면에 나타나 입력을 대화식으로 할 수 있게 되어 있다.

해결과정에는 전처리과정에서 입력된 데이터를 기본으로 설계해석 작업을 수행하고, 그 결과를 후처리과정으로 전달하게 된다.

후처리과정은 결과를 보기 위한 과정인데, 출력결과와 사양, 응력분포, 상세도면 등의 모듈로서 구성되어 있다.

한편, 설계와 해석에 관련된 모든 입력 및 출력은 별도의 데이터 화일(data-file)을 자동으로 생성시킨다.

3.1.2 입출력 방법

입력은 설계와 해석이 서로 다른 항목으로 구성되어 있어 프로그램에서의 입력형식이 다르게 작성되어 있으나, 출력은 항목이 같으므로 공통으로 사용되게 작성되어 있다.

설계에서의 입력사항은 스프링상수, 하중조건, 무하중시 높이, 설계허용응력, 스프링길이, 클램프부 길이, 허용조립 두께 등으로 구성되어 있으며 해석시에는 하중조건, 피로시험 하중조건, 스프링 치수 등을 입력하게 되어 있다.

출력으로서의 계산된 스프링 특성치, 응력상태, 제조를 위한 각 날장판의 길이 및 형상 등이 화면에 표시되며 필요시 프린터로 출력시킬 수 있다. Fig.7은 비대칭 접판스프링의 설계를 위한 입·출력의 예이다.

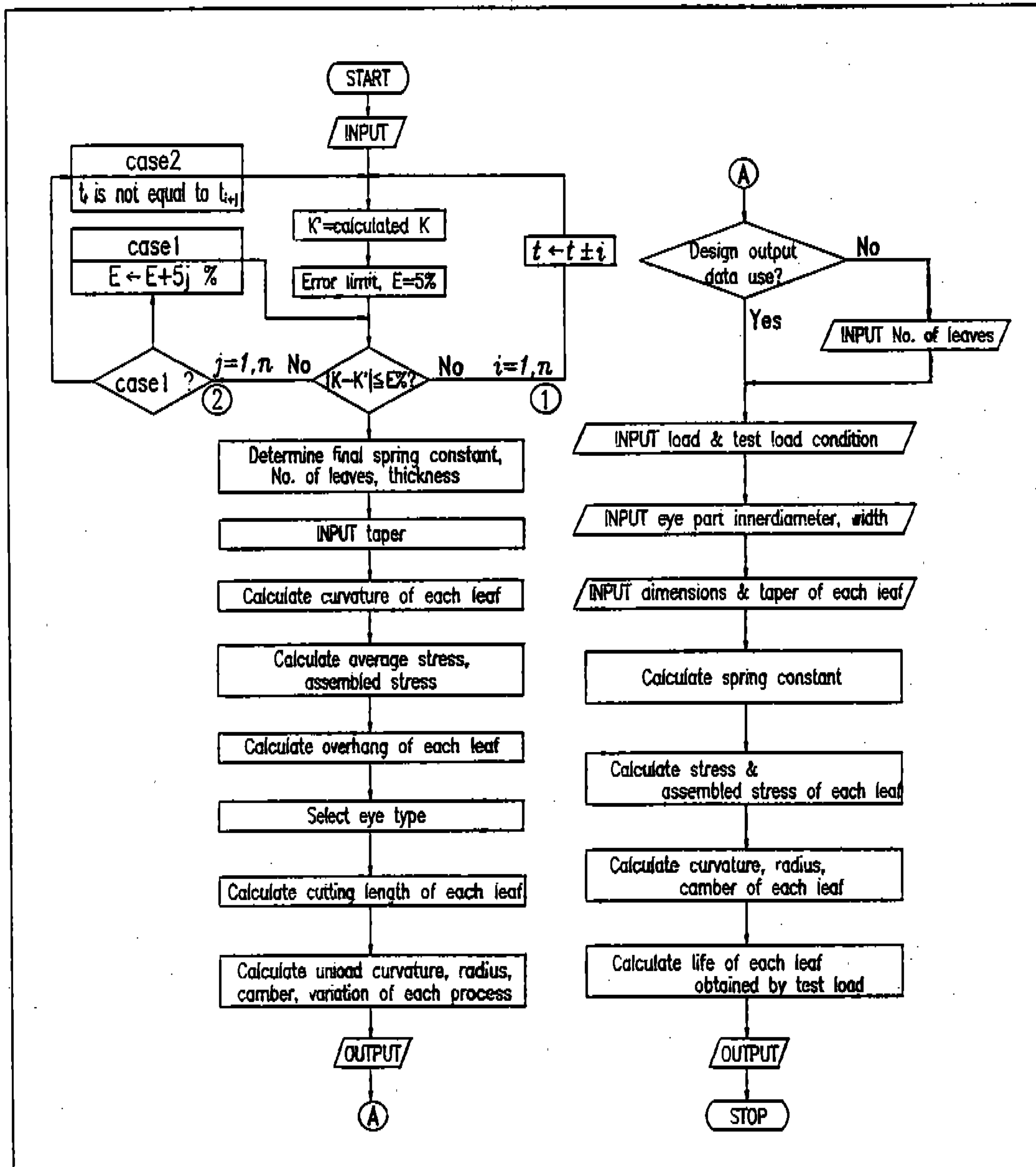


Fig.6 The flow-chart for the leaf spring design program

3.2 設計例

개발된 프로그램을 검증해 보기위해 소형 상용차 및 중형버스에 사용되는 겹판스프링의 사양을 선정하여 설계 및 해석을 하고, 이 결과와 실제 스프링 시험결과를 서로 비교 검토했다.

스프링 사양은 Table 1과 같다. 여기에서, 소형 상용차용은 대칭형, 중형버스용은 비대칭형으로 설계하였다.

소형상용차에 대한 설계, 해석 및 시험결과는 Table 2와 같은데 두께 14mm의 총 6매물로 설계되었다.

CONTROL SPRING 설계

DASC

>>> INPUT DATA FOR LEAF_SPRING <<<

(NO.) (ITEM) (INPUT) (NO.) (ITEM) (INPUT)

(1) 스프링상수(S) = 37.78 (9) CLAMP길이 (CL) = 6.8
 (2) 설계하중(Pmax) = 3700.0 (10) 반폭(H) = 100.0
 (3) 자유높이(L) = 153.0 (11) 조립두께 (Ttot) = 300.0
 (4) 설계최대응력(Smax) = 65.0 (12) 외부 내경(D) = 32.0
 (5) 최대 하중(Pmax) = 6500.0 (13) 외부 TYPE (E_S) = 1
 (6) 후가길이 (L) = 1660.0 (14) 용입두께사용(T_U) = Y
 (7) Front 원뿔길이(La) = 600.0 (15) TAPER 용무(TAP) = Y
 (8) Rear 원뿔길이(Lb) = 600.0
 * CAR MODEL : DASH000
 * PART NO. : 9615-0416(001)
 * DATE(DD-MM-YY) : 03-07-1994

INPUT_DATA를 수정할까요? (Y/N)

작업종류 - 설계
 DASC프로그램 - 만 SPRIING
 검 판

(a)

CONTROL SPRING 설계

DASC

>>> 적합한 두께(1)가 없음 <<< 아래에서 선택 <<<

1) 8값을 5%의 증가하여 계속 (한계 8값오차 = 5 %)
 2) 비용입두께만으로도 하여 계속
 3) 다시 입력할 경우

1,2,3.중에서 선택하세요

작업종류 - 설계
 DASC프로그램 - 만 SPRIING
 검 판

(b)

CONTROL SPRING 설계

DASC

>>> 계산된 판수 및 각판두께 <<<

1판	13.00
2판	13.00
3판	13.00
4판	13.00
5판	13.00
6판	13.00
7판	13.00
8판	13.00
9판	13.00
10판	13.00
11판	13.00
12판	13.00
13판	13.00

결과: 입력된 용입두께만 사용
 Press Any Key Continue

작업종류 - 설계
 DASC프로그램 - 만 SPRIING
 검 판

(c)

CONTROL SPRING 설계

DASC

>>> Taper 형상 입력 Front (Y/N : Y) , Rear (Y/N : Y) <<<

Front	Taper 2	이	후 각 두께	판 길이	판 두께	
0 3	(1)	00.0	(2)	7.0	606.4	13.0
0 4	(3)	00.0	(4)	7.0	752.9	13.0
0 5	(5)	00.0	(6)	7.0	692.3	13.0
0 6	(7)	00.0	(8)	7.0	626.9	13.0
0 7	(9)	00.0	(10)	7.0	557.4	13.0
0 8	(11)	00.0	(12)	7.0	485.1	13.0
0 9	(13)	00.0	(14)	7.0	410.9	13.0
0 10	(15)	00.0	(16)	7.0	333.0	13.0
0 11	(17)	0.0	(18)	13.0	256.6	13.0
0 12	(19)	0.0	(20)	13.0	179.4	13.0
0 13	(21)	0.0	(22)	13.0	102.2	13.0

INPUT_DATA를 수정할까요? (Y/N)

작업종류 - 설계
 DASC프로그램 - 만 SPRIING
 검 판

(d)

CONTROL SPRING 설계

DASC

Rear	Taper 2	이	후 각 두께	판 길이	판 두께	
0 3	(1)	00.0	(2)	7.0	606.4	13.0
0 4	(3)	00.0	(4)	7.0	752.9	13.0
0 5	(5)	00.0	(6)	7.0	692.3	13.0
0 6	(7)	00.0	(8)	7.0	626.9	13.0
0 7	(9)	00.0	(10)	7.0	557.4	13.0
0 8	(11)	00.0	(12)	7.0	485.1	13.0
0 9	(13)	00.0	(14)	7.0	410.9	13.0
0 10	(15)	00.0	(16)	7.0	333.0	13.0
0 11	(17)	0.0	(18)	13.0	256.6	13.0
0 12	(19)	0.0	(20)	13.0	179.4	13.0
0 13	(21)	0.0	(22)	13.0	102.2	13.0

INPUT_DATA를 수정할까요? (Y/N)

작업종류 - 설계
 DASC프로그램 - 만 SPRIING
 검 판

(e)

CONTROL SPRING 설계

DASC

>>> 설계결과(1): 입력 자료 <<< >>> 설계결과(2): 특성값 <<<

* CAR MODEL : DASH000
 * PART NO. : 9615-0416(001)
 * DATE : 03-07-1994

(1) 스프링 상수 = 37.78
 (2) 설계하중(Pmax) = 3700.0
 (3) 자유높이(L) = 153.0
 (4) 설계최대응력(Smax) = 65.0
 (5) 최대 하중(Pmax) = 6500.0
 (6) 후가길이 (L) = 1660.0
 (7) Front 원뿔길이(La) = 600.0
 (8) Rear 원뿔길이(Lb) = 600.0
 (9) CLAMP길이 (CL) = 6.8
 (10) 반폭(H) = 100.0
 (11) 조립두께 (Ttot) = 300.0
 (12) 외부 내경(D) = 32.0
 (13) 외부 TYPE (E_S) = 1
 (14) 용입두께사용(T_U) = Y
 (15) TAPER 용무(TAP) = Y

Press Any Key Continue...

작업종류 - 사양
 DASC프로그램 - 만 SPRIING
 검 판

(f)

CONTROL SPRING 설계

DASC

>>> 설계결과(3): 각판 치수 및 용무 <<<

판번호	두께	설계 길이	장판길이	최대응력시 상용하중시 용무	용무	
1	13	100	606.0	1942.7	62.0	41.9
2	13	100	752.0	1600.0	62.0	41.9
3	13	100	692.0	1523.0	62.0	41.9
4	13	100	752.0	1428.5	62.0	41.9
5	13	100	692.0	1380.0	62.0	41.9
6	13	100	626.0	1177.3	62.0	41.9
7	13	100	557.0	1043.0	62.0	41.9
8	13	100	485.0	903.7	62.0	41.9
9	13	100	410.0	759.2	62.0	41.9
10	13	100	333.0	611.7	62.0	41.9
11	13	100	256.0	497.1	62.0	41.9
12	13	100	179.0	398.1	62.0	41.9
13	13	100	102.0	319.0	62.0	41.9

Press Any Key Continue...

작업종류 - 사양
 DASC프로그램 - 만 SPRIING
 검 판

(g)

CONTROL SPRING 설계

DASC

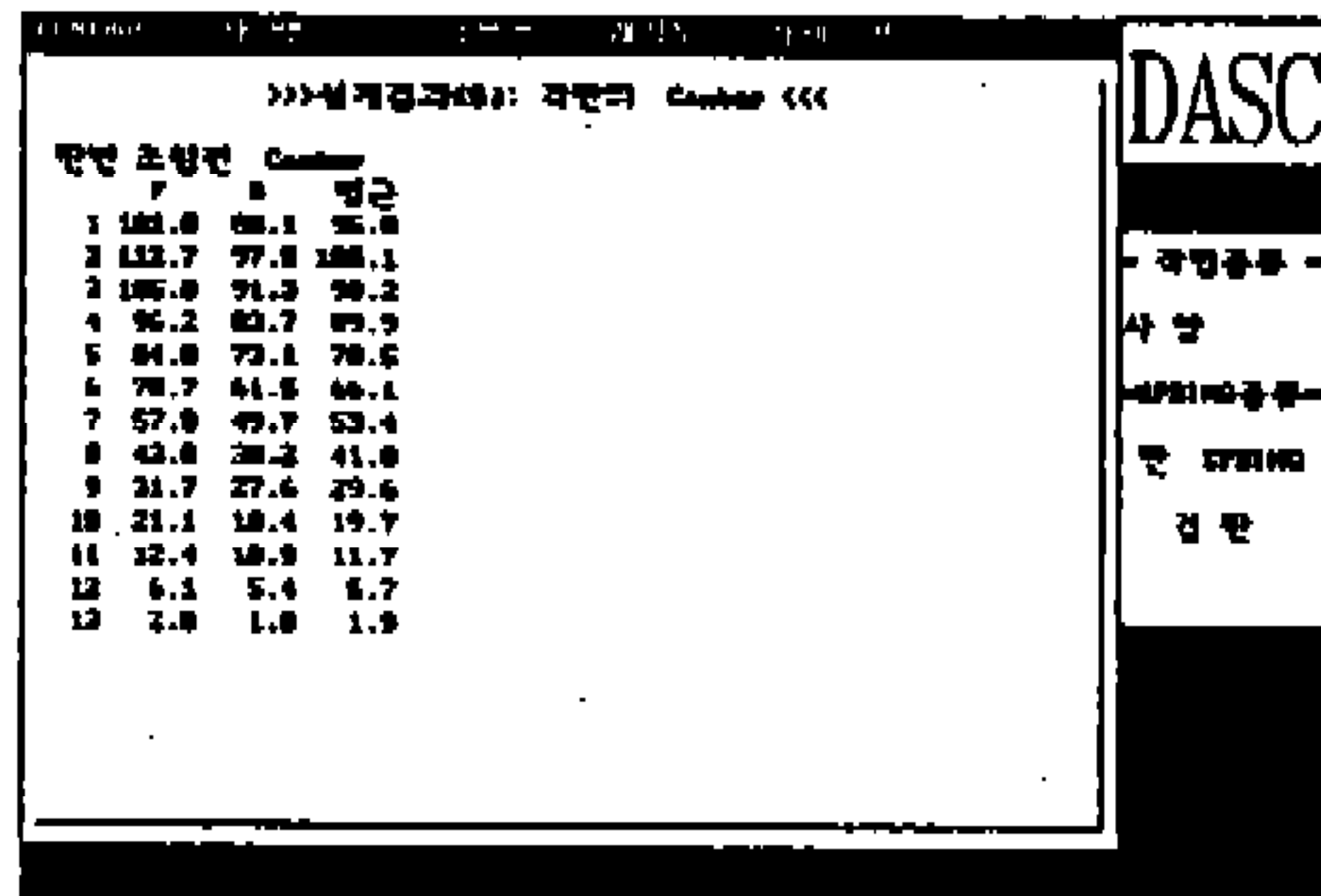
>>> 설계결과(4): Taper 각 판의 H/B용무 및 곡률 <<<

판번호	Taper 길이	판 두께	H/B용무	곡률	조립 전 반경	조립 후 반경		
1	0.0	0.0	13.0	13.0	-13.0	20.9	1016	1016
2	0.0	0.0	13.0	13.0	-13.0	20.9	1041	1041
3	0.0	0.0	7.0	7.0	-0.0	33.3	1040	1040
4	0.0	0.0	7.0	7.0	-0.0	30.4	1073	1073
5	0.0	0.0	7.0	7.0	-0.0	41.4	1027	1027
6	0.0	0.0	7.0	7.0	2.0	43.9	1090	1090
7	0.0	0.0	7.0	7.0	4.0	45.9	1063	1063
8	0.0	0.0	7.0	7.0	5.5	47.4	1043	1043
9	0.0	0.0	7.0	7.0	6.5	48.4	1029	1029
10	0.0	0.0	7.0	7.0	7.0	48.9	1023	1023
11	0.0	0.0	13.0	13.0	7.0	48.9	1023	1023
12	0.0	0.0	13.0	13.0	7.0	48.9	1023	1023
13	0.0	0.0	13.0	13.0	7.0	48.9	1023	1023

Press Any Key Continue...

작업종류 - 사양
 DASC프로그램 - 만 SPRIING
 검 판

(h)



(i)

Fig.7 The illustrations of the design program in the asymmetric leaf spring((a)~(i))

Table 1 The spring items on the design

Items Type	S/P const. (kg/mm)	Design load (kg)	Free height (mm)	Stress (kg/mm ²)	Eye part type	Width
Passenger car	28.44 \pm ^{2.8}	1750	86	40이하	1	90
Medium-size bus	39.4 \pm ⁴	3700	153	45이하	1	100

Table 2 The comparison between experimental and calculated data of leaf spring for a passenger car

(a) The output of the Design Program

Leaf no.	S/P dim.		Design length		Taper		Cutting length	
	Thickness	Width	Front	Rear	End thick.	Length		
1	14	90	750	750	14	0	1789	
2	14	90	750	750	14	0	1520	
3	14	90	578	578	6	90	1108	
4	14	90	453	453	6	90	858	
5	14	90	315	315	6	90	581	
6	14	90	170	170	14	0	340	
S/P constant (kg/mm)		Design load (kg)		Free height(mm)		Stress(kg/mm ²)		Eye part type
28.27		1750		96		37.2		1

(b) The output of the analysis

Leaf no.	Stress			Ass'y stress (center)
	Loading part	Contact part		
		Front	Rear	
1	48.9	0.0	0.0	36.9
2	28.4	39.8	39.8	24.4
3	33.1	31.5	31.5	33.1
4	32.1	34.4	34.4	36.1
5	31.1	37.2	37.2	37.1
6	49.6	0.0	0.0	55.6
S/P constant (kg/mm)	Design load (kg)	Free height (mm)	Thickness (mm)	Width(mm)
28.86	1750	86	14.0	90

(c) The experiment result

S/P constant (kg/mm)	Design load (kg)	Free height(mm)	Stress(kg/mm ²)
28.62	1750	86	37.9

Table 3 The comparison between experimental and calculated data of leaf spring for a medium-size bus

(a) The output of the Design Program

Leaf no.	S/P dim.		Contact part		Taper		Cutting length
	Thickness	Width	Front	Rear	End thick.	Length	
1	13	100	860	800	13	0	1942
2	13	100	860	800	13	0	1680
3	13	100	806	751	7	80	1523
4	13	100	752	702	7	80	1420
5	13	100	692	645	7	80	1303
6	13	100	626	584	7	80	1177
7	13	100	557	520	7	80	1043
8	13	100	485	453	7	80	903
9	13	100	410	383	7	80	759
10	13	100	333	312	7	80	611
11	13	100	256	240	13	0	497
12	13	100	179	168	13	0	348
13	13	100	102	96	13	0	199
S/P constant (kg/mm)	Design load (kg)	Free height(mm)	Stress(kg/mm ²)	Eye part type			
40.3	3700	153	41.9	1			

(b) The output of the analysis

Leaf no.	Stress			Ass'y stress (center)
	Loading part	Contact part		
		Front	Rear	
1	56.2	0.0	0.0	35.2
2	41.7	38.4	29.4	28.7
3	42.1	29.7	29.5	34.1
4	40.8	32.6	32.4	37.3
5	40.0	34.4	34.2	39.5
6	39.3	35.9	35.6	41.3
7	38.7	37.0	36.7	42.7
8	38.0	38.0	37.6	43.5
9	37.2	38.8	38.3	43.7
10	35.9	39.6	39.0	42.9
11	36.5	40.6	40.0	43.5
12	38.5	42.3	41.5	45.5
13	59.4	0.0	0.0	66.4
S/P constant (kg/mm)	Design load (kg)	Free height (mm)	Thickness (mm)	Width(mm)
39.17	3700	153	13	100

(c) The experiment result

S/P constant (kg/mm)	Design load (kg)	Free height(mm)	Stress(kg/mm ²)
39.62	3700	153	40.4

스프링상수는 설계에서 28.27kg/mm, 해석에서는 28.86kg/mm으로 주어진 사양 28.44^{±2.6}kg/mm (판 스프링상수의 KS상 일반공차는 ±10%임) 이내이며, 실험값 28.62kg/mm와도 잘 일치함을 알 수 있다. 또한 1번판 센터부에서의 응력(조립응력 고려된 것)도 각각 37.2, 36.9, 37.9kg/mm²로 잘 일치함을 알 수 있다.

중형버스에 대한 설계, 해석, 시험결과는 Table 3과 같이 두께 13mm의 총 13매물로 설계되었다.

스프링상수가 설계 40.37kg/mm, 해석 39.17kg/mm로 주어진 사양 39.4kg/mm의 10% 이내로 만족함을 알 수 있으며, 실험값은 39.62kg/mm로 설계 및 해석치와 잘 일치함을 알 수 있다.

조립응력을 고려한 1번판 중심응력도 설계 계산치가 41.9kg/mm², 해석치가 35.2kg/mm²로 주어진 사양 45kg/mm² 이하를 만족하며, 실험치 40.4

kg/mm²와도 잘 맞음을 알 수 있다.

4. 결 론

현가장치용 겹판스프링 설계에 있어 주어진 사양을 만족시키는 겹판스프링의 형상결정을 위해 기본적인 이론과 기술자의 지식을 결합하여 설계 프로그램을 개발하였으며, 결과의 정확도를 높이기 위하여 해석식에 의해 계산된 결과를 피드백하도록 하였다. 개발된 프로그램을 검증하기 위해 국내에서 많이 사용되고 있는 소형 상용차 및 중형버스의 겹판스프링 사양을 토대로 스프링을 설계하였으며, 이 설계된 결과를 다시 해석해 본 결과 설계, 해석결과가 주어진 사양값의 허용치 이내에 포함되고, 또한 시험결과와도 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서, 개발된 프로그램은

접판스프링 설계 및 해석에 적용될 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. 한국기계기술연구소, "스프링 설계 및 제작 기술에 관한 연구", 1989.
2. ばね技術委員會, "ばね(3 edition)", 1989/
3. T. Aoyama, "The Calculation of a Tip Contact Leaf Spring", ばね論文集, Vol.16, pp.47-50, 1971.
4. T. Aoyama, Y. tsurui, "The Calculation of a Tip Contact Tapered Leaf Spring", ばね論文集, Vol. 19, pp.64-67, 1974.
5. SAE HS788, 1990, "Design and Application of Leaf Springs"
6. M. Shimosek, Y. Hayasaka, "Analysis of Leaf Springs by RBSM Method", ばね論文集, Vol.29, pp.12-18, 1984.
7. N.J. Nigro, "Equivalent One-dimensional System for Analysis of Taper Leaf Springs", J. of Engineering for industry, 1976.
8. T. Hamano, M. itoh, "Analysis of Leaf Spring using Finite Element Method with a Joint Element", ばね論文集, Vol.37, pp.39-46, 1992.
9. K. Chishima, "Hysteresis Characteristics of Laminated Spring (in the case of Small Amplitude)", ばね論文集, Vol.10, pp.38-45, 1964.
10. K. Chishima, "Hysteresis Characteristics of Laminated Spring (in the case of Large Amplitude)", ばね論文集, Vol.12, pp.74-79, 1967.
11. K. Chishima, Y. Kurihara, "On the Optimum Inter-leaf Friction Force of Laminated Spring", ばね論文集, Vol.16, pp.40-46, 1971.
12. H. Ota, T. Yamamoto, "The Effect of Interleaf Friction of Laminated Leaf Springs on their Vibration Characteristics", ばね論文集, Vol.18, pp/ 28-57, 1973.
13. K. Kato, T. Aoyama, "Calculation of Natural Frequencies and Modes of Leaf Springs depend on Successive Approximate Method", ばね論文集, Vol.14, pp.61-67, 1969.
14. K. Chishima, S. Takahashi, "Windup Vibration of Laminated Spring", ばね論文集, Vol.12, pp.80-86, 1967.
15. D. Cebon, "Simulation of the Response of Leaf Springs to Broad Band Random Excitation", Vehicle System Dynamics, Vol.15, 1986.
16. J. Song, Y. Maruyama, "Dynamic Characteristics of Leaf Spring by ADAMS Software", ばね論文集, Vol.38, pp.31-36, 1993.
16. W. Liu, "Nonlinear Analysis Theory of Single leaf Steel Springs", SAE 8817441, 988.
17. S. aoyama, K. Yoshikawa, "Calculation of the Stress Distribution of Conventional Leaf Springs for Motor Truck Use", ばね論文集, Vol.22, pp.43-51, 1977.
18. ばね委員會, "Study on Lightness of Heavy Truck Leaf Spring", ばね論文集, Vol.23, pp.37-105, 1978.
19. S. Aoyama, "Considerations for Fatigue Life of Leaf Spring", ばね論文集, Vol.23, pp.37-105, 1978.
20. S. Aoyama, "Considerations for Fatigue Life of Leaf Spring", ばね論文集, Vol.12, pp.3-12, 1967.
21. K. Ota, "On the Reliability of Leaf Spring", ばね論文集, Vol.15, pp.56-63, 1970.
22. Y.Komura, "Some Problems on Leaf Spring for Automobile", ばね論文集, Vol.11, pp.7-17, 1966.
23. J. Mikaila, "Two-stage Multi-leaf Spring Design", SAE 730272, 1973.
24. F. Rowland, "Variable Rate Leaf Springs-their Design and Characteristics", SAE 730271, 1973.
25. I. Takadera, "Oilhydraulically-controlled Taper Leaf Spring", 자동차기술, Vol.38, No.10, 1984.