異なる荷重の下で大体一定の振動週期を有する車輛用重ね板担ばね及び自動車用重ね板ばね親板の折損防止⁽²⁾⁽³⁾

(昭和 11 年 2 月 26 日 第 287 回講演會に於て講演)

正 員 中 野 健⁽³⁾

普通の車輛用担ばねの振動は單弦運動と見なす事が出来るのでその週期は

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{y}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{\delta W}{g}}$$

なる式で計算せらるゝ。而して普通ばねにては、撓度一定であるから T の値は $\sqrt{W}$ に正比例し W 小なる時は T も小であり、 W が増大するに従ひ、 T も亦増大する。故に大体一定の荷重で運轉せらるゝ車輛では、それに適當なるばねを撰定する事が出来るが、軽重種々なる荷重で運轉せらるゝ車輛では、總ての場合に適當な振動週期を有するばねを得る事は不可能である。併しこれは面白い事で、或る範圍の軽重種々なる荷重の下で、大体同一な振動週期を有するばねが出来れば、大いに具合のよい事と思はる。

斯様な性能を有するばねを得るために、荷重の変化に伴ひ、撓度も亦変化するばねを研究した。その概要は次の通りである。

重ね板ばねに於て、荷重変化に伴ひ、撓度を変化せしむるには、そのスパンが変化するようにすべきである。その一方法として、荷重点が移動する様式は既に実用せられて居るが、それは撓度変化を得るためでなく、過荷重に対する折損防止を目的として居る様である。これを撓度変化を目的とする様に考案する事も出来るが、荷重点附近の構造が複雑となり、普通ばねと同様に取扱ふ事は困難となる様である。

次にスパンを変化せしむる他の方法として、支点を移動する方法を考慮する事が出来る。第 1 圖及び第 2 圖に示すものがそれで、上部ばねは中央及びその左右に 1 箇所宛合計 3 箇所の支点を有するが、第 1 圖のものは中央支点は勿論左右の支点も移動する事はないが、茲で支持さるゝ荷重と中央にて

支持さるゝものとの関係が変化するので、左右の支点が荷重点の方へ移動すると同様な結果を生ずる。又第 2 圖の方は左右の支点が荷重増加に伴ひ、荷重点の方へ移動すると同時にその支持する荷重の割合も亦変化するから効果が大きい。

斯様な組合せばねの荷重点に荷重すれば、荷重と撓とは勿論正比例する事なく第 3 圖に示す様なものとなる。然らば斯様な撓み方をするばねの振動週期は如何なるものであるかと云ふに、それは勿論普通ばねとは全く異なるから單弦運動の公式をあてはめる事は出来ぬ。若し嚴密な考究の下でこれを算出せんとするには、非常に複雑なる高等数学に依らねばならぬが、大体の観測は次の推理で知る事が出来る。

先づ本ばねの任意の荷重点における撓度が如何なるものであるかと云ふに、それは第 3 圖の曲線のその荷重点における切線がこれを示すものである。即ち圖に於て 1,500 kg 荷重の時の撓度は、曲線のこの荷重に相當する点における切線 AB がそれである。故にこの撓度にて

第 1 圖

第 2 圖

第 3 圖

第 4 圖

1,500 kg の荷重を受くれば、 AC なる撓を起す譯である。この AC なる撓はこのばねの 1,500 kg 荷重の時に於ける性能を表すもので、振動の速度や加速度を算出する基礎となるべきものであるから、勿論振動週期もこれに大関係を有すべきである。そしてこの荷重時に於ける非常に僅少な振幅を有する振動週期は、同じ撓度を有する普通ばねの振動週期と等

(1) Bearing Laminated Spring having almost Constant Vibration Period under Various Loads, and Prevention of Breaking of Bearing Laminated Springs Used for Automobiles.

(2) 講演の時と題名を変更した。講演題名は車輛用として撓度の漸変する重ね板ばねと云ふのであつた。

(3) Takeshi NAKANO, Member.

しき理であるから、この振動週期は AC なる撓を単弦運動の公式にあてはめてこれを知る事が出来るであらう。然らば相當範圍の振幅を有する振動の週期は如何と云ふに、それは前説のものと異なる事は勿論であるが、併しこれとかけ離れた大きさのものであるとは想像出来ぬではあるまいか。故に前記の方法で種々なる荷重に対する撓度を見出し、これと荷重との相乗積を単弦運動の公式中の Δ として算出したものを以て本ばねの振動週期と見なしても甚だしき誤りはないと云ふ事が出来る。斯様にして計算した結果は第 4 図であつて、或る範圍における振動週期は大体一定に近きものである。そしてこの範圍がその車輛の空車時と満載時との間であるならば甚だ具合がよい事となるであらう。

・ 諸これから自動車用ばねの折損問題に移るが、このばねが鉄道車輛の場合に比して折損する事の多き原因の最も重大なるものとして、路面凹凸の程度が大なる事及び軸箱守のない事の二つを挙げる事が出来る。前者に対しては、これがために生ずると想像し得るばねの最大撓がばねの安全なる範圍である様に設計する事に依り、大体防止出来るが、後者に対しては相當研究の必要がある。自動車の進行及び制動の動力は他の車輛と同様に車軸及び車輪に働くが、軸箱守がないためにこの動力はばねを通じて車体に傳達せらるゝものであるから、ばねの一端は車体に固定せられねばならぬ。従つてばねの親板には引張或は圧縮作用を起すと同時に、その荷重点が第 5 図の如き構造であるから曲げモーメントを生ずる。そこでこの曲げモーメントの働き方は、親板に引張強さが働く場合には垂直荷重に依る曲げモーメントと同一の方向であり、その反対の場合には曲げモーメントも亦反対の方向である。故にばねは垂直荷重

に依る曲げモーメントよりは時には大なる、又時には小なる作用を受ける事となるであらう。然るにばねは普通前部が車体に固形せられ、後部はリンクに依りて吊られて居るから、前進動力は親板に圧縮力を生じ、制動力は引張強さを生ずるに依り、ばねは制動力の働く際に垂直荷重に依る曲げモーメントよりは大なる曲げモーメントを受

ける事となるが、若しばねの後部を固定したとすれば、この関係は反対となるのである。然るに制動力は前進動力よりも大なる力であり、且それがために生ずる曲げモーメントは相當大なるものであるから、制動力の場合にはばねがより安全である様にするのがよい譯である。即ち後部固定の方がよいと云ふ事になる。併し若しそれが都合の悪い事であるならば、ばねの荷重点を第 6 図の如くすれば、これ等の関係が反対となるから、前部固定で差支へない事になる。尙出来れば第 7 図の構造として余分の曲げモーメントの発生を防ぐのも一方法であるが、それは工作その他の関係から実現困難かと思はれる。

以上述べた外に尙一つ附加すべき事は、自動車用ばねの親板には、普通車輛の場合よりも大なる振れを起す恐れがある事である。

そしてこれが対策としては、親板を厚くするのがよいのであるが、そのためにばねの總撓量を制限せらるゝ事となるので甚だ面白くない。そこで考へらるゝ事は親板を 2 枚にする事であるが、普通の構造で第 2 枚目の板を第 1 枚目のものゝ眼玉の上へ巻きつけるのでは、この 2 枚がばねの撓につれて自由に伸縮する事を妨げるので具合が悪い。依つて第 1 図及び第 2 図に示した様にすればこの恐れなく相當の効果を擧げる事が出来るものと思はる。尙この外によりよき考案もあり得るであらうが、参考のため附加する次第である。

上より第 5 圖 第 6 圖 第 7 圖