625.033.4:539.3.08
625.2+629.114.6

疲れに関係した応力の実測例⁽¹⁾

(鉄道車両およびバス)

三 木 忠 直⁽²⁾

1. 緒 言

動荷重を受ける構造物を設計する時、その変動応力状態がはっきりしないと、きりつめた寸度の決定はむずかしい。従来は加速度や変位等を測る間接的方法による外は、多年の trial and error による経験等によってきめている所が多かった。戦後抵抗線ひずみ計をはじめとする応力測定技術の急速な進歩によって、動的応力もかなり正確にはあくできるようになって、直接変動応力を測定してみると理論計算その他から従来考えられていたことがはっきり裏付けできたり、あるいは予想しなかったような応力が発生していたりして、今までなら傍証からしか推定できなかったような事故原因なども直接つきとめることができるようになった。

筆者は鉄道車両および自動車関係の動的応力の測定に関与する機会がしばしばあったので、ここにとりまとめ御参考に供したいと思う。

2. 鉄道車両関係

軌道は場所によって剛性が違うし、レール継目、ポイント等の不連続点や曲線、波状摩耗のある所もありまた走行性能のよくない場合はだ行動を起すものもあって、車両は走り出せば必ず上下左右の変動荷重を受ける。更に出発、制動の加、減速によって前後方向の変動も受ける。上下左右は軌道の保守状態によって、前後は運転技能によってもかなり大きさが異なってくる。また変動時に衝撃的変動荷重を受ける割合は車体、台車わく、緩衝機構、車軸、車輪と軌道に近いほど大きい。

測定は電気抵抗線ひずみ計—増幅器—オシロにより Hathaway, Consolidated E.C. のものを主用し、さしつかえない場合には国産品も用いた。

以下鉄道車両について実測した例について述べるが、第1表に使用材料の機械的性質を示しておく。

(a) 輪軸 回転体の応力測定例はあるが、レール

第1表 使用材料の機械的性質

疲れ強さは実験値から、他は規格の最低値。* の値は実験値であるが実用には 80% くらいの資料もあるので注意を要する。

名 称	材質記号	引張強さ kg/mm ²	降伏点 kg/mm ²	伸び %	疲れ強さ kg/mm ²	備 考
車 輪	STY 80	80~95		10		スポークは SC 47 R
車 軸	SFA 55	55		23	22* 平滑 50 mm φ 回転曲げ	①
コイルばね	SUP 4	125	100	7	せん断10* 黒皮 20 mm φ	②
板 ば ね	SUP 3	120	95	8	18 黒皮 13 mm t シェンク曲げ	③
"	SUP 6	140	125	8	27 黒皮 8 t 曲げ	④
台 車 わ く	SC 47 R	47		22	9 黒皮 13 mm t シェンク曲げ	⑤
車 体 (鋼体)	SS 41	41~50	23	17	20* 黒皮 4 mm t "	⑥

① 中村 宏、鉄道業務研究資料 8 巻 18 号(昭 26—10)より推定。 ② “キハ 42500 台車の応力測定” 鉄道技術研究所客貨車研究室、60 (昭 27—1)。 ③ 中村、広瀬、鉄道業務研究資料、11 巻 8 号(昭 29—4)。 ④ 松本、鍾田、“ばね鋼の形状効果について” ばね技術委員会 (昭 26—3)； 梶田 章、ばね論文集、1 号 (昭 27—8)； 伊藤哲朗、電気製鋼、22 巻、16 号 (昭 26) 等より推定。 ⑤ T.Miki & H. Nakamura、鉄道技術研究所中間報告、4—106 (昭 29—2)。

- (1) 原稿受付 昭和 30 年 7 月 18 日。
- (2) 正員、鉄道技術研究所。
- (3) L.L. Olson, A.S.M.E., Trans., Vol. 76, p. 613 (1954—5)。
- (4) 中村 宏、中村和雄、小野修一、第 561 回講演会において講演、(昭 28—4—23)。
- (5) 宇佐見完一、小田尚輝、第 32 期定時総会講演会において講演、(昭 30—4—8)、講演番号 545。
- (6) 小西正一、第 32 期定時総会講演会において講演 (昭 30—4—8) 講演番号 546。
- (7) 三木忠直、中村(和)、中村(宏)、第 32 期定時総会講演会において講演 (昭 30—4—8)、講演番号 547； T. Miki, K. Nakamura & H. Nakamura, Bulletin of Railway Technical Research Institute, J.N.R. (1955—5)。

継目やポイント等で 50~60 g 以上にもなる大きな加速度を受ける鉄道車両の輪軸の走行中の応力測定はなかなかむずかしいので、諸外国でもいまだ発表されていないようである⁽³⁾。わが国でもいろいろの方法⁽⁴⁾⁽⁵⁾が試みられたが、スリップリングを用いて本格的に測定できるようになった⁽⁶⁾と思われるのは最近のことである。

第1図は客車⁽⁷⁾および貨車⁽⁶⁾の車輪車軸の走行中に起っている応力の例で、車軸は回転曲げ疲れ試験の典型的な実例となるような応力変動をしており、レール

継目やポイントを通過する時の衝撃的応力が瞬間的に出ている。この二次応力（一次応力波に重畳している二次的の変動応力）の大きさは 10~20% くらいであ

+ は引張 - は圧縮

第1図 走行中の輪軸応力

第2図 輪軸応力の速度および積載量による変化

第3図 ディーゼル動車動軸の出発時ねじり振動応力

(8) 中村(宏), 小西, 外, 鉄道技術研究所報告, 5-172 (昭 30-3).

(9) “TR 47 ボギー応力測定試験”, 鉄道技術研究所客貨車研究室 (昭 28-6).

るが、軌道状況の悪い所では 80~90% にも達する。車輪は測点が真下にきた時に、その点が最大圧縮を受け軌道の不整その他による左右動によって曲げを受けている状態がよくあらわれている。板車輪の場合のこまかい重畳波は 150 cps くらいで固有振動数に近い。スポーク車輪では振動数が高いのででていない。

第2図(7)は上例客車の速度および積載重量によって発生応力の増加する状態を示したもので、1g の線は空車時の静応力を示す。

またディーゼル動車動軸のねじり疲れ折損の原因について、普通の運用状態ではどんな仮定をしてみても納得がゆかないので、直接折損部位の主応力の方向のひずみをとってみた所、第3図(8)に示すように出発時に短時間異常に大きい振動応力が記録され、その振動数 83 cps は車輪が円盤質量として端についた車軸を、ねじりばねとして考えた時の振動数にほぼ近く、記録波形にみられるとおりレールと車輪の摩擦係数が負の減衰をもつ自励振動となっている事が解明され、その発生ねじり応力も $\pm 7.3 \text{ kg/mm}^2$ に達し、曲げ応力 $2 \sim 3 \text{ kg/mm}^2$ と組合せて考えると疲れ折損の可能性の十分ある事が明らかにされた。

(b) ばね (i) コイルばね 軸ばねは車両部品の中で最も高い設計応力をとっているもので、欧米各国と異なりわが国では超満員荷重をも考えなければならないので、疲れへたりまで考慮を払っておく必要がある。

また最近のように乗心地をよくするためやわらかいばねを要求されるとコイル自身の質量による固有振動いわゆるサージングが顕著にあらわれてきて、これが疲れ折損の原因になることもある。

第4図(9)はその一例を示すもので、レール継目や軌道の不整によって発生された台車ばね系としての 1.5~2 cps の上下振動に

第4図 軸ばねのサージング

よる応力を上回るサージング応力がしばしば起ることが測定の結果わかった。その対策としてはいろいろ考えられたが、最も実施し易いものとしてサージング防止の根本対策ではないが、みがきばねにショットピーニングを施し疲れ限度を上げておおむね折損事故はなくなったようである。

サージングの振動数 $f_1^{(10)}$ は次式で与えられる。

$$f_1 = \frac{d}{2\pi n R^2} \sqrt{\frac{Gg}{32\gamma}} \approx 8.9 \times 10^3 \times \frac{d}{n R^2} \text{ cps}$$

ここに d : 素線径 cm G : せん断弾性係数 kg/cm^2

R : コイル半径 cm γ : 比重

n : 有効巻数

第2表に示すように本式は実測とかなりよくあっている。

第2表 コイルばねサージング振動数

内外とあるは軸ばね二重コイルの内外を指す

	A 台車 (客車)		B 台車 (電車)		C 台車 (電車)
	外ばね	内ばね	外ばね	まくらばね	外ばね
計算	46	47.3	108	50.8	67
実測	45.5	47.6	107	48	65

コイルばねの設計応力は応力修正を考えないで普通 35~40 kg/mm^2 、ばね指数 $2R/d$ は 5~6 くらいであるから応力修正係数は 1.3 くらいになり、コイル内側の最大応力は 50 kg/mm^2 にも達し、これが平均応力としてかかり、変動応力として 1.5~2 cps の上下動応力が最大 $\pm 6 \sim 8 \text{ kg/mm}^2$ 、これにサージングの応力が重畳することとなる。第4図に示す例ではこれが $\pm 8 \sim 9 \text{ kg/mm}^2$ にもなった。

また平均応力や一次の変動応力は各コイルに平均にかかるのに対し、サージングによる振動応力は両端から一巻半あたりの所で最大値を示し、実物もほとんどこのあたりから折損しているのが特徴である。コイル長さ方向の最大応力の変化の状況を第5図に示す。

第5図 コイル長さ方向の最大応力の変化

多くの台車ではばね下質量と軌道とのばね系としての振動数が 50~60 cps⁽¹¹⁾ くらいで、やわらかい軸ば

ねのサージング固有振動数に近いために、最近の台車では多かれ少かれこの現象を起しているようであるから特に注意を要する。

まくらばねにも重量軽減と乗心地の点からコイルばねが多く使われるようになったが、軸ばねその他によって緩衝せられた荷重がかかるのでずっと条件は楽になっている。

(ii) 板ばね 客電車用台車のまくらばねとして従来用いられていたものは、ほとんど四角重ね板ばねで、平均応力としてかかる最大は満員時で約 40 kg/mm^2 、ニップを考えると親板で約 10 kg/mm^2 、小板で 50~60 kg/mm^2 、動的応力を測定した結果は 1.5~2 cps の台車ばね系としてのゆるやかな上下動が主であるが、板間摩擦があるために波形は非常に不規則で、変動応力も $\pm 3 \sim 5 \text{ kg/mm}^2$ ⁽⁴⁾ 以下で状態の悪い時はあまり有効なばね作用をしていないこともあり、折損する事はほとんどないといってよい。

二軸貨車の場合は最大積載時平均 40 kg/mm^2 、ニップを考えに入れるとやはり親板 10 kg/mm^2 、小板 60 kg/mm^2 くらいの平均応力がかかり、これに変動応力として最大 $\pm 8 \text{ kg/mm}^2$ 程度のものがレール継目やポイント通過の際にあらわれる。その測定例を第6図⁽¹²⁾に示す。振動数は 2~4 cps これは重ね板ばねとして板間摩擦を考慮に入れた動的こわさ⁽¹³⁾ をばね定数として計算した振動数とほぼあっている。

この測定によって、目玉その他工作上のあるいはさび止めなどの保安上の欠陥さえなければまず折損することは少く、むしろ小板のニップ応力が過大になった時疲れへたりを起す可能性のある事が確かめられた。

第6図 走行中の貨車の板ばねにかかる応力

(10) 機械設計ハンドブック、4-70、共立出版 (昭 30)。

(11) “電車ばね下重量軽減に関する研究” 日有鉄道技術協会 (昭 28-9)。

(12) 杉本忠勝、渡辺信一、鉄道技術研究所報告、5-159 (昭 30-2)。

(13) 広瀬正吉、鉄道業務研究資料、7 巻 18 号 (昭 25-11)。

(c) 台車わく 軌道状態や台車の走行性能が悪くなければ平均応力は最大 10 kg/mm^2 以下で、変動応力も $\pm 2 \sim 3 \text{ kg/mm}^2$ 程度⁽¹⁴⁾におさまり問題はないが、状態が悪かったり台車わくの剛性が不足していたりすると、走行中ねじりや左右動更に前後動による振動応力を受けて、普通の強度計算や静的荷重試験からだけでは考えられなかったような所にき裂を起すことがまゝあり、その付近の応力を実測してみるとやはり $\pm 10 \text{ kg/mm}^2$ 以上もでている事が多い。特に最近のように全溶接構造になると、縦横部材の結合部や軸ばね座付近など複雑な所は応力集中個所のないように設計、工作とも細心の注意を要する。

(d) 車体 軌道ならびに台車の性能がよければ、走行中車体に起る振動応力は元来小さいもので、せいぜい $\pm 2 \sim 3 \text{ kg/mm}^2$ 程度、平均応力も $5 \sim 6 \text{ kg/mm}^2$ の所が大部分なのでほとんど問題にならないが、条件が悪くその上車体の剛性も低いと台車わく等にき裂を生ずる事がある。

実測した一例では、上下よりも主としてねじれあるいは横曲げによって 2 cps 程度で $\pm 6 \sim 7 \text{ kg/mm}^2$ の応力が発生しており、部材の固有振動数は 20 cps くらいであり顕著には出ていない。その状況を第7図⁽¹⁵⁾に示す。溶接構造のまくらばりと中ばりあるいは側ばり等の結合部で当板をせず直接溶接しっぱなしにされている所は、更に局所的には応力集中度が高く、き裂発生のもとになることがある。ほとんど同じような構造のリベット結合のものも、ほぼ同程度あるいはむしろ高いくらいの動応力が発生しているにもかかわらず、異状のないのはリベット構造ではある程度角度変化が許されて応力集中が緩和されるに反し、溶接構造では局部的にも剛節の状態に近くになってしまい、し

かも溶接工作がうまくいってない場合は、表面状態がずっと悪くなるので、応力集中度が高くなるのによるものと考えられる。ゆえに動的応力の高くなりそうな所では、応力の流れを考え応力緩和あるいは溶接面の仕上、ピーニング、熱処理等で疲れ強さを上げるようにしておく事が必要である。

3. 自動車関係

自動車の受ける変動荷重は、機関によるものを除き走行中地面の不整に起因するものが主で、これに急制動、急旋回等の運転技能によるものが加わる。都会地および近郊の舗装路の多い所と山間僻地の悪路を走る場合とでは荷重の大きさおよびひん度が非常に違う。この点自動車道路の整備された欧米各国に比し、わが国では自動車運行中の負荷はきわめて過酷で部品の損耗もはげしい。主としてバスに関する実測例について述べる。

バスと鉄道車両とを比較すると、ばね下質量の受ける加速度は空気ゴムタイヤを使っているため悪路でも $1/3 \sim 1/4$ くらいであるが、車体の受ける加速度は逆に $2 \sim 3$ 倍⁽¹⁶⁾にもなる。

(a) ばね 地方の悪路を走る路線では非常に大きな変動応力を受けていて折損事故が多い。

良路(舗装路ではあるがあまり良好とはいえない)と悪路(砂利道で凸凹は相当ひどい)とを同じ車で同一条件で走った時のないばねリーフの応力変動状態の記録を比較すると第8, 9図⁽¹⁴⁾に示すように $2 \sim 3$ 倍の差がある。悪路になると当然運行速度は落すが、応力が同程度になるまでは落しきれない。ひどいものでは $1 \sim 2$ 万 km 走行くらいで折損し消耗品として取換えている。

平均応力は実用状態では乗客の乗降によって異なるが定員荷重でニップ応力を入れて親板 15 kg/mm^2 、小板で 40 kg/mm^2 くらい、満員ではこの 30% 増程度になる。そして走りだすと主振動系としての $1.5 \sim 2 \text{ cps}$ の一次変動をしこれにばね下質量の振動 $13 \sim 15 \text{ cps}$ が重畳されている。

営業路線でばねのたわみひん度を測り、それを応力ひん度に換算したものを第10図⁽⁷⁾に示す。 $\pm 50 \text{ kg/mm}^2$ を越えるような大きな応力も起っていてこの状態のままでは

$1 \sim 2$ 万 km で折損する事もあり得るわけである。折損対策としては道路をよくする事が根本である事はわかりきっているが、百年河清を待つに等しいので、車両側としては悪路用として設計応力を下げる必要が

第7図 電車車体台わくの走行中の応力

(14) “TR 11 ボギー応力測定試験” 鉄道技術研究所客貨車研究室 3—88(昭 28—1); KSK 技報, 4 巻 2 号(昭 30—4)。

(15) “車体動的応力測定試験” 鉄道技術研究所客貨車研究室(昭 29—9)。

(16) “自動車強度参考資料” 自動車技術会(昭 24—11)。

(17) “ばね折れ原因の究明に関する試験” 鉄道技術研究所車両運動研究室, 4—150(昭 29—1)。

(a) 舗装路

(b) 砂利路

第8図 バスにないばねの走行中にかかる応力

測点 No. は第8図に示す。ただし No. 9 は小板中央部下面

第9図 前ばね応力の速度による変化

第10図 営業路線における応力ひん度

あるが、ばねはあまりこわくしたくないのでダンパや補助ばね装置で補ってやる事が望ましい。一方ばねの疲れ限度を上げる事も考えられるが、ショットピーニングを施したものでは $10^6 \sim 10^7$ の疲れ限度は上がるが、本例のように変動応力の高いものでは顕著な効果は期待できない。前述の対策と併用して始めて効力があらわれるであろう。

(b) 車体 主強度を車体に負担させるフレームレスリヤエンジンバスの強度的に問題になるのは、にないばねや機関支持部のような集中荷重を受けてこれを車体に分散させる箇所と、出入口すみ部のような応力集中箇所等である。

砂利道の悪路を満員荷重速度 40 km/h で走行中測定した例では、側出入口すみ部の応力は第11図⁽¹⁸⁾に示すような波形で、振動数は $1.3 \sim 1.4$ cps の車全体の上下動に $10 \sim 12$ cps の車体の振動が重畳されていて、最大値は $+7 \text{ kg/mm}^2$ 、 -3 kg/mm^2 で後車軸中央床上で測定し

た加速度は $+2.3g$ 、 $-1g$ で応力波形と加速度の波形とはほぼ同じ傾向にあった。静荷重試験から類推して、この応力は主として車体曲げにねじれが加わっているものと認められ、満員時の静荷重による平均応力は 2 kg/mm^2 程度であり、変動応力のひん度状態からみても強度的にはさしつかえないものと考えられた。

後部機関支持はりの付根当板部の変動応力は、空車時の方がむしろ大きく $+7 \text{ kg/mm}^2$ 、 -4 kg/mm^2 でこの応力は 10 cps の横曲げ弾性振動によるもので第

(18) “リヤエンジンバス車体の応力測定試験” 鉄道技術研究所客貨車研究室、5—130(昭 29—11)。

第 11 図 バス車体出入口付近の走行中にかかる応力

第 12 図 バス車体後部ないばね取付部付近の走行中の応力

12 図⁽¹⁸⁾に示すようにひん度もかなり多く、この付近で構造上ひずみ計がはり付けできなかった応力集中箇所は、もう少し大きい応力も起り得ることが考えられたので剛性を上げて弾性振動を逃げる対策をとった。なお部材を取付けて組立てる際に無理をして合わせる時は案外大きな $5 \sim 6 \text{ kg/mm}^2$ もの応力が出たことがあったのは注意を要する。

4. 結 言

以上鉄道車両およびバスの運用中に実際起っている変動応力の実測例について述べたが、特殊な場合を除き一般に共通なことは、オシログラムにも見られるよ

うに平均応力が全体の振動系としての変動をし、これに部分的な振動系あるいは部材自体の振動が重畳し、いずれの変動応力の大きさも周辺の条件によってかなり不規則に変動している。そして後者の二次応力波が部材の固有振動に近い所で同調気味になると、一次応力をもしばしば超過するようになり、ひん度も非常に多いので折損等の事故が起り易い。非常におおざっぱではあるが実測例から通常の状態での平均応力と変動応力の組合せの起る範囲を第 13 図に示す。軸ばねとバスにないばねは非常に苦しい所で使われていることがわかる。

第 13 図 平均応力と変動応力の割合

疲れに関する実験は多いが、ここにあげたような構造部材で表面の状態も悪くしかも一次ならびに二次応力自体が相当な幅を持って変動する場合の最も合理的な取扱方、いわば多段多重多変化重畳変動応力に対する集積疲れの法則といったものの本格的研究の展開が望ましい。

車両の軽量化を強く要望され、部材の板厚も減り、溶接構造が全面的に採用されるようになる一方、速度は向上しモータ等の回転数も高くなっていくと許容応力一杯近くまで使われるようになる。またき裂等の発生した時には、原因探究のため変動応力を実測する要望が多くなる。この際問題になるのは計測装置特に増幅器およびオシログラムの性能である。多点携帯用オシロ国産品は戦後大分改良されはしたが、外国の一流品にはまだまだ及ばない点が多い。状態が悪い場合にはよほど眼光紙背に徹しないと真の発生応力を正確にはあくし難い事さえある。オシロ関係技術者の一層の奮起を促したい。

例示した多くの動的応力を確実にあくし得られるようになったかけには、鉄道技研客貨車研究室々員の諸氏特に中村和雄氏の努力にまつところが多い。また中村宏氏には疲れに関する一般的資料および台車関係について検討していただいた。自動車ばねについては車両運動研究室国枝正春氏およびいすゞ自動車から資料を提供していただいた。以上の方々ならびに引用文献の方々に厚く御礼申し上げます。