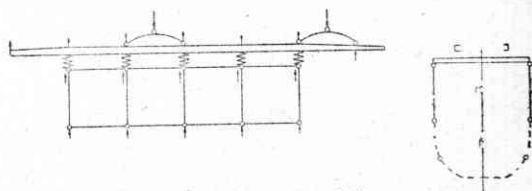


## フレームレス車體

池 田 健

**緒言** 第二次大戦中における急激な航空機工業の擴張に刺激されて應力外皮構造の設計と工作技術が非常に進歩したこと、戦後において航空機工業が平和産業に轉換を止むなくされたことなどによつてバス車體にも應力外皮構造が新しい構造様式として舊來の構造様式に伍して登場するようになった。この傾向は燃料消費の經濟性と輸送力増強のための車體の輕量化と大型化により一層促進されているように見える。もちろん外國とくにアメリカでは應力外皮の構造原理はすでに戦前からバス車體にとり入れられ、シャシと車體の區別をなくした一體構造（ユニット・コンストラクション）——すなわちシャシフレームをとりぞいた點から名付けられるフレームレス車體がかなり普及していた。わが國でも戦後いち早く試作されたトヨタ・刈谷車體のフレームレスバスにはじまり、すでに連續生産に移つてゐる民生・富士のリヤーエンジンバス、さらに最近現われたいすゞ・川崎によるリヤーエンジンバス等つぎつぎにフレームレス車體が市民の眼にふれるようになり、さらに計畫中のものも多いと聞く、以下このフレームレス車體の構造的な特徴について説明してみる。

**舊來の車體構造** 從來の自動車の車體の構造はシャシと車體にわけられ、構造力學的にみて乗用車や小型バスではむしろ車體はシャシフレームへの單なる架裝物としてとりつけられていた。そしてこの場合シャシフレームは車全體として曲げに對する主要な強さをうけもつように設計された一應まとまつた構造體であつて、車體は乗客を乗心地よく收容するために定まつた空間をつつんでいる荷箱の役と、搭載荷重をシャシに傳達するまでの強さに耐える役を主としたものと考えてよい。このように一應獨立した構造であるシャシと車體との結合は車體支えの横根太により彈性的に結合されている。すなわち第1圖に示すように構造力學的には二つの梁（車體とシャシフレーム）がその中間で彈性結合されたものと見られる。この結合の剛性が非常に大きければ車體とシャシフレームの撓み曲線は同じとなるが、彈性結合であれば一般に車體の曲りはシャシフレームの曲りより小



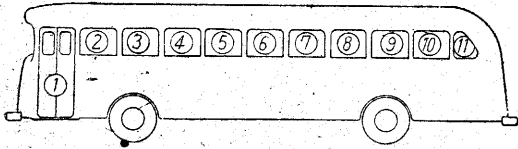
第1圖 舊來の車體構造

い。これを“撓みずれ”(deflection lag)と名付けよう。結合の剛性が大きいほど撓みずれは少ない。曲げによる應力は  $\sigma = Ey/\rho$  ( $E$  はヤング率,  $\rho$  は曲げの半径,  $y$  は梁の中立軸からの高さ) となるから、二つの梁に撓みずれが少なく  $\rho$  にあまり差がなければ、 $y$  の値の大きな車體の側構の方にシャシフレームより非常に大きな應力が生じることになる。一般にこの二つの梁の結合はあまり剛くないから小型車ではシャシフレームだけが曲りをうける。しかし大型車になると同じ結合の剛性でも二つの梁の撓みずれは少なくなり、車體の側構もかなり大きな曲げ應力をうけることになる。シャシフレームのある大型車で設計の當初豫期しなかつた應力が側構に加つて破損の原因となつた例がある。このように側構に大きな曲げモーメントが加わるならば最初からそのように設計するかまたはむしろシャシフレームをのぞいた構造を考える方が得策である。このことは長さの長い鐵道客車ではシャシフレームに相當する中梁（車端からの衝撃のためこれを全くのぞくことは不可能であろう）と側構の曲げモーメントの分擔率が約5%對95%で、ほとんど側構が全體の曲げ強さを持つてゐることからも諒解できる。

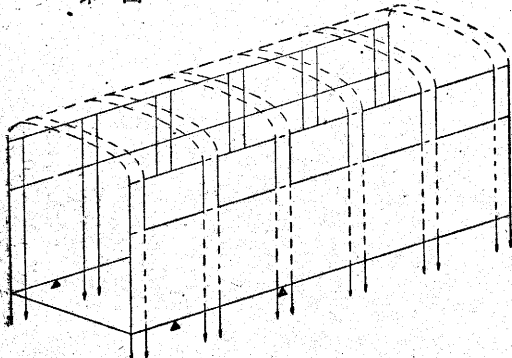
以上は曲げについての考察であるが、振りについてはシャシフレームの前後軸周りの振り剛性は比較的小さく車體の振り剛性の方がかえつて10倍以上も大きい。したがつて車輪からの左右非對稱の荷重は着力點附近からシャシフレームに伝えられるよりは、むしろただちに車體に伝えられることになる。これも往々にして豫期に反した無理が車體におよぼす結果となり、例えば車體前方の正面板や前側柱の破損原因にしばしばなつてゐる。こ

れを要するに舊來の車體構造は比較的剛性の小さいシャシフレームに剛性の大きい荷箱が架装されたものと見なされることが多い。このような構造様式は重量の點から見て小型車の場合にはあまり不利ではないが、大型車では明らかに不利となり、しかも構造力學的に不合理な感じを与える。したがつて大型車に対しては少くともシャシと車體の別をなくした一體構造が要望される。

**フレームレス車體** フレームレス車體は全體として一つの殻を形成している。(第2圖および第3圖) 一體構



第2圖 フレームレスのバス車體の例



第3圖 フレームレス車體の構造

造の構造様式としては一應は應力外皮構造(補強された外皮も應力を負擔するもの)と骨格式構造(外皮は單に被覆しただけで應力は負擔しないもの)とが考えられる。しかし後者は重量の點で明らかに不利で多量生産の點でもかならずしも優れていない。したがつてできるだけ外皮を強度部材として利用する應力外皮構造を理想としなければならないが、骨格または必要な補強材の寸法の小さい張殻構造はかえつて強度上缺點がある。したがつて次に示す考慮のもとに應力外皮構造でも外板と骨格または補強材の適當な重量分配が必要である。

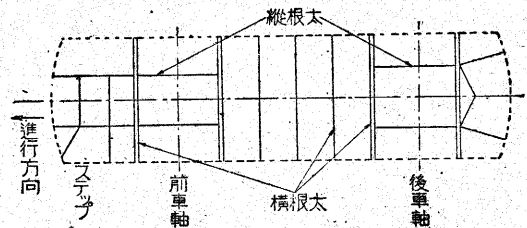
應力外皮構造が輕量であるのは斷面の外方の部分の強さを充分に利用するからであるが、集中荷重に対してはその部分の斷面形が變形のないように補強しなければ弱いものとなる。いま茶筒のような薄肉の筒狀體を考えて見るともし兩端に斷面形が變形しないように充分な補強があれば端部で曲げ、ねじり、または軸方向の壓縮を加えても相當の強さを示すものである。しかしこのような補強のない部分は小さい分布荷重が加わる場合は別として集中荷重が加わる場合は非常に弱い。したがつて集中荷重が各部に加わるような應力外皮の構造體では外力が加わる部分はその斷面全體に力が導入されるような適當な剛性をもつ補強または骨格が必要となる。すなわち、フ

レームレス車體の應力外皮構造では、

a) 前面と後面の斷面はできるだけ變形のないような構造とする。

b) 車體の各側柱(窓と窓の間)の個所で斷面の變形をふせぎ、かつ、外力を斷面全體に導入せしめうるような肋骨構造とする。すなわち、床の横根太、側柱および天井のタルキが同一平面内にあつて、これらが剛性充分な環(hoop)を形成するようにする。とくに集中荷重の大きい車軸取付部の横根太のある部分については充分な考慮を要する。このような hoop 狀を形成することは當然であるが、從來天井のタルキ、側柱などが根太と同一面内にならずしもない構造も相當あつた。また根太は別として側柱およびタルキは部分的荷重に對する強さによつてその寸度が決定されるものでなく、むしろその剛性によつて車體全體の強さに寄與するように設計されるべきものと思われる。

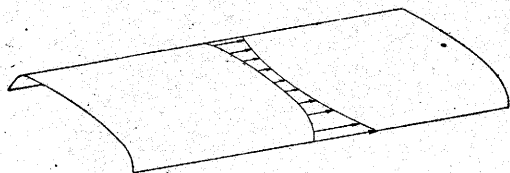
c) さらに應力外皮構造としては車體斷面を強度的に有効に利用するためには縦方向(longitudinal)の補強部材は最小限にとどめむしろ横方向(transverse)の補強部材を重くみる方が得策である。例えば床面の搭載荷重は横根太を通じて側構または車體斷面全體に傳わるようにし、縦根太は牽引または衝突の場合などを考慮したやむをえない部分および寸法にとどめる。(第4圖参照)



第4圖 フレームレス車體の床下部材の配置の例

**剪斷ずれについて** 上述のような構造法に深い注意を拂つても斷面の窓上の部分は車體の曲げ強度に充分協力しないものである。單純な曲げ理論では剪斷による變形を無視しているため曲げ應力は斷面の中立軸からの距離に比例し直線分布を示すものであるが、自動車體では窓の部分の大きな切り欠きにより剪斷剛性が非常に小さくなつており、また天井も幅が廣く外皮が薄板であることから剪斷變形を無視することはできない。このような剪斷變形により車體斷面全體は單純な曲げ理論の示す應力分布といちじるしく異つた應力分布となる。このような現象を構造力學においては“剪斷ずれ”(shear lag)と稱している。第5圖は剪斷ずれにより天井の中央部が充分應力を負擔しえないことを示したものである。一般に天井では剪斷ずれに隣みずれもともなうものであるからタルキの剛性を増すこともこれらの“ずれ”を少なくすることに役立つものと思われる。しかし現在のところこのような應力分布を正確に計算することはあまりに面倒

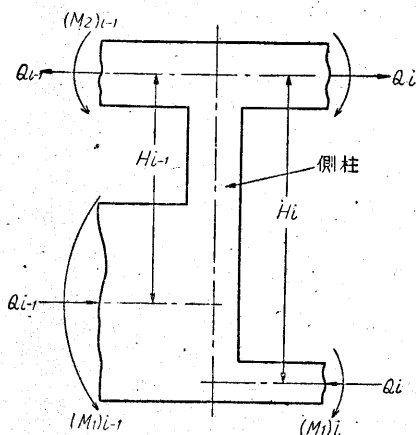
であるため、多くの設計者は天井は曲げ應力には全く協力しないものとしている。これは床面についても同様に非常に安全側の處置をとつている。



第5圖 天井の應力分布

結局曲げについては車體の両側の側構だけが働くものとみなし、さらに窓上の部分も安全のため曲げ應力の計算に考慮しない設計者が多い。しかし、筆者は少なくとも側構の窓上(幕板部)は曲げに協力しているものとして計算に考慮すべきものと考えている。

**側構の曲げ強さ** 上に述べたようにフレームレス車體では車體の主要強度は側構にあるから、合理的でしかも設計室向きの計算法が望まれる。いま比較的簡単な考え方にもとづく計算の大略を説明すると第6圖に示したようになる。すなわち側構を窓下と窓上の二つの梁とみ



第6圖 側構が曲げを受けたときの窓下と窓上の作用

なし窓間の側柱はこの二つの梁の撓みを同じにするような結合作用と、側柱の上下が剛結合であることによつて窓下部と窓上部に軸力  $Q$  を生じさせる作用をもつものとする。もし側柱の上下が剛結合でなければ軸力  $Q$  は生じない。 $M$  を車體に働く與えられた曲げモーメント、 $M_1$  と  $M_2$  はそれぞれ窓下と窓上に作用する曲げモーメント、 $H$  を窓下中心と窓上中心の距離とする。これらの値は各窓間で異つた値をもっている。撓みの関係と力の平衡から

$$M_1/EI_1 = M_2/EI_2, \text{ および, } M = M_1 + M_2 + QH$$

などが成り立つから各窓間における  $Q$ 、( $i=1, 2, \dots$  窓番號) の値を歪エネルギー最小の原理で決定すればよい。

筆者が第2圖に示すようなあるフレームレス車體について行つた定員時の應力計算の結果を示すと第1表のようになる。窓上の協力によつて窓下の最大應力がかかり減ることがこれでもわかる。なお厳密な計算法では窓(出入口も大きな窓とみなす)1個について不静定次數が3となり窓が  $n$  個あれば  $3n$  の不静定次數となり、問題の解を得るには  $3n$  個の連立方程式を解かねばならないからその計算は大變な手数を要することとなる。上の計算は不静定次數を  $n$  個に減らし連立方程式の解き方も簡單化したものである。

第1表 側構の曲げ應力の計算例(定員時)

窓位置	Mkg-m 曲げモーメント	Q·H kg-m	M-QH kg-m	窓下の應力 A. kg/mm <sup>2</sup>	窓下の應力 B. kg/mm <sup>2</sup>
1	62.5				
2	218.0	-59.0	277.0	±1.09	±1.38
3	181.5	8.6	172.9	±0.91	±0.86
4	34.8	66.8	-32.0	±0.17	±0.16
5	-65.0	123.3	-188.3	±0.33	±0.94
6	95.5	183.9	-88.4	±0.48	±0.42
7	516.5	240.4	276.1	±2.58	±1.38
8	928.0	271.4	656.6	±4.64	±3.28
9	815.5	255.0	560.6	±4.08	±2.80
10	732.0	197.0	535.0	±3.66	±2.67
11	122.5	101.5	21.0	±0.61	±0.11

A; 窓上を考慮しない場合 B; 窓上を考慮する場合

**實物の荷重試験と模型實驗** 筆者は最近林毅教授および森大吉郎助教授等とともに富士自動車工業株式會社で製作しているフレームレス車體コンドル RM-915 (B. R 31) ——グラビヤ参照——について同社における荷重試験に参加し、その車體について應力、撓みおよび振りの變形等を計測した。應力の測定についてはオクイゼン型の機械的歪計の外に電氣容量型歪計(筆者が森大吉郎・富田文治等とともに考案したもの)を用いて車體の各部について測定したが、窓上部も相當窓下部に協力しているものと思われる結果を見た。

第2表 各バス車種の撓みの比較  
(下方撓みを+とする)

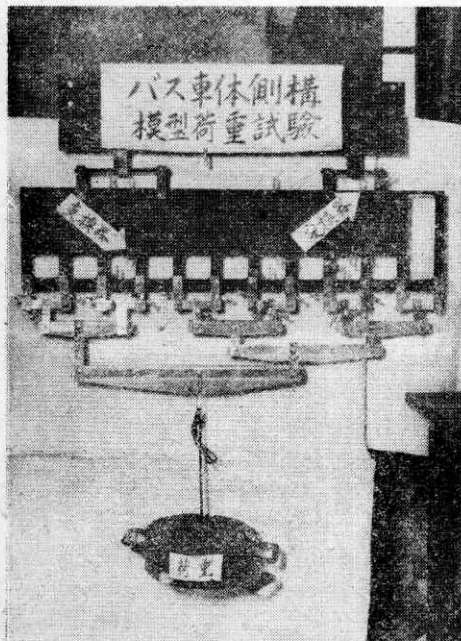
車種	はね上荷重	最大撓みmm	位置
RM-915 (フレームレス)	定員時(8,443kg)	+1.0	No. 5 柱
	満員時(11,138〃)	+1.2	〃
	同上×2	+1.8	〃
日産 N-180	車體重量(1,965〃)	-5.4(21.4)	車軸間 (括弧内 は後方 張出部 の後端)
	定員時(4,110〃)	-5.3(27.3)	
	同上×1.5(6,700〃)	-8.0(44.0)	
いすゞ TX-80	定員時(6,184〃)	-4.7(5.1)	
	同上×1.54(9,064〃)	-6.0(8.4)	
	同上×2.04(12,004〃)	-5.0(10.0)	

第3表 車種による振り剛性の比較

車 種	振 り 剛 性 (トルク/振れ角/長さ)	比
RM-915	$3.37 \times 10^6 \text{ kgm/rad/mm}$	19.8
日産クラタ(半完成車體)	$0.17 \times 10^6$ //	1.0
同 上(完成車體)	$0.144 \times 10^6$ //	0.85

こゝではそれについての精しい記述は省略し、主として變形について得た結果からの判断を述べてみる。第2表は曲げ撓みの測定結果で他のシャシフレームのある車との比較を行つたものである、もちろん車體の種類大きさも異なるが、當然のことながら曲げ剛性が非常に大きいことがわかる。この撓みの測定結果から車體の梁としての慣性モーメントを逆に計算してみれば、はたして窓上部が窓下部に協力しているかどうかがわかるわけである。結果は、このように実験による撓みから逆算した慣性モーメントは窓下のみの慣性モーメントの約1.4倍になっている。このことは明らかに窓上部の曲げに對する協力の大きいことを示しているものと思われる。

次に前方の片側の車輪の支持を外すことによつて車體に振りと與えてみる。すなわちこのような状態では車體に  $B_f W_f$  ( $B_f$  は前車輪に相當する支持點の幅、 $W_f$  はその點の支持力) だけの振りモーメントが與えられていることになる。この場合の振り剛性を振りモーメントに對する車體の單位長さ當りの振れ角の比で示すと第3表のようになる。シャシフレームのある車體に比し格段に剛性が大きいことを示している。これは應力外皮構造による大きな特長とみられる。



第7圖 側構のセルロイド模型の實驗、上下逆にして荷重も逆方向に加えている

なお、筆者は窓のある側構の應力分布をしらべるため厚さ3mmのセルロイド板で1/10模型を作り、これに荷重を加えて應力分布を調べている。板であるから負荷による横倒れをふせぐために第7圖の寫眞のようにして模型を上下逆にして荷重も逆に加えている。このようなセルロイド模型は材料の弾性係数が小さいから歪と應力の測定に便利であり製作も簡単である。また測定には上述の筆者等の考案の電氣容量型歪計（これについてはいずれ本誌に述べる豫定）を用いれば標點距離5mm程度の應力測定ができる。この實驗の結果は計算の結果との合致は充分でなかつたが、やはり窓上部も相當曲げ強さを負擔していることがわかつた。

**重量の軽減について** 最後に重量については、大型車では設計者の資料によればフレームレスはフレームのあるものに比較してかなり軽くなつてゐる。すなわち全長10m級（10または11窓）の車體では發動機關係をのぞき約10%近くの重量の軽減は、とくに大きな技術的困難を感じないで行うことができるようである。なお今後強度計算法の進歩と實用結果により、さらに大幅な重量軽減を行い得るであろう。しかし小型車についてはフレームレスによる重量軽減量は小さくなるものと思われる。現在のところ全長7m以下のバス車體についてフレームレスを行う会社はないようである。しかしながら將來はフレームレスは、大型車についての實績如何によつては小型車にも擴張されるであろう。さういふにせよフレームレスが有利である範圍または限界がどの邊にあるかということは興味ある問題と思われる。

**結び** 以上フレームレス車體について主として構造力學的な考察を略述したが、軽量化で剛性が大きいことにより振動が少ないため乗心地よく、また、一般に應力外皮の原理を有効にさせるためと床面面積を廣くするためキャブオーバー型またはとくにリヤエンジン型が多く用いられ乗客に快適感と與えている。アメリカにおいては都市内および都市間の交通のバスはほとんどがリヤエンジンで、しかもフレームレスが多い由である。この傾向は近い將來の日本においてもいちじるしいものとなる。しかし車體の輕量化と大型化に對して日本においては道路の悪いことと狭いことが一つの障害となつてゐる。この道路條件の改善とさらに車體構造に適した安價な輕合金の供給も強く要望される。また日本においてはバスボディ工業は他の機械部門に比し劣つてゐる上に、自動車技術界は多分に理論より經驗が尊重されその進歩はきわめて漸進的である感がある。一日も早くこの方面でのおくれた生産技術の向上が望まれる。

(1950/12/5)

× × × ×