

客電車車体の軽量設計に関する考察 (第1報)

—部材剛度の選定—

Consideration for Design of Light Weight Car Body (Rep. 1)

—Determination of Flexural Rigidity of Members—

飯 島 弘*
Hiroshi Iijima

内 容 梗 概

側構の強さに及ぼす部材剛度の影響に関する計算結果に基づき、剛度をどのように選定すれば車体の軽量設計が可能であるかを検討した。

その結果、側構の重量を最大にする柱の剛比が存在し、柱の剛比をごく小さいか、またはずっと大きくとることおよび窓上部材の剛比を1にすることが軽量化に有利であることを知った。そのほか、軽量設計において考慮すべき諸点について考察した。

1. 緒 言

車体設計において、車体の主要目（車体の長さ、幅、高さ、張出量など）の決定は既設路線からある程度の制限をうけるが、曲げ強度部材として働く側構の主部材剛度の選定とその配置（柱数など）はより自由度が与えられる。そこで側構を構成する窓上、下、柱の3主部材の剛度をいかに選定すれば軽量設計が得られるかを知る必要がある。まず剛度配置の総合的效果を知る目的で、筆者はさきに、側構を簡単なラーメン模型におきかえ、部材剛度が側構の曲げ強さに及ぼす影響を求めて、前報⁽¹⁾に示した。この結果を使って軽量化するためには、車体に要求される強度条件を満足するように重量と強度の関係を求めることになるが、この場合強度条件として応力を考える以上は、部材断面形を仮定しなければならない。本報では剛度の広範囲にわたった傾向をつかむことに主眼を置いて、断面を矩形と仮定して取り扱いを単純化し、軽量化に及ぼす側構部材剛比の影響を検討した。

2. 断面内力に及ぼす剛比の影響

以下に取り扱う側構は前報と同じく、支点間9スパン

ン、張出部2スパンを有する第1図肉太線のフィーレンディール・ラーメンで代表されるものとする。したがって、張出量 $\xi = \frac{l_2}{l_1} = 0.44$ 、スパン数 $N=13$ である。部材剛度は

$$K = \frac{EI}{l} \quad \begin{array}{l} I: \text{部材の断面二次モーメント} \\ E: \text{ヤング係数} \end{array}$$

で表わされ、窓上および柱部材に bar と dash をつけると、窓下部材を基準にした窓上、柱の剛比 α, β は

$$\alpha = \frac{\bar{K}}{K} = \frac{\bar{I}}{I}, \quad \beta = \frac{K'}{K} = \frac{I'}{IV} \dots \dots \dots (1)$$

前報で求めた断面内力分布のうち、各内力ごとの最大値と剛比との関係をまとめると第2図のようになる。最大内力と撓みはすべて次のような無次元量で表わされている。

曲げモーメント $\frac{M}{Pl}, \frac{\bar{M}}{Pl}, \frac{M'}{Pl} = \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \dots (2.1)$

軸力 $\frac{H'}{Pl}, \frac{\bar{H}'}{Pl}, \frac{N'}{P} = \psi_1, \psi_2, \psi_3 \dots (2.2)$

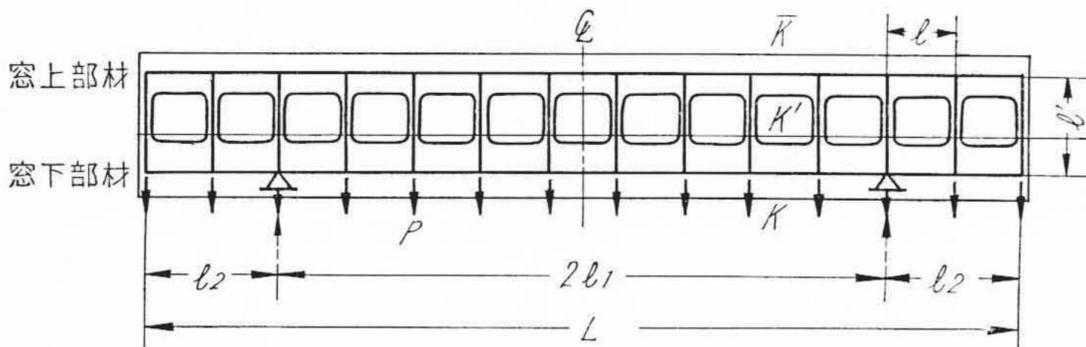
剪断力 $\frac{V}{P}, \frac{\bar{V}}{P}, \frac{V'}{Pl} = \chi_1, \chi_2, \chi_3 \dots (2.3)$

中央の撓み

$$\frac{\delta K}{Pl^2} = \nu \dots \dots \dots (2.4)$$

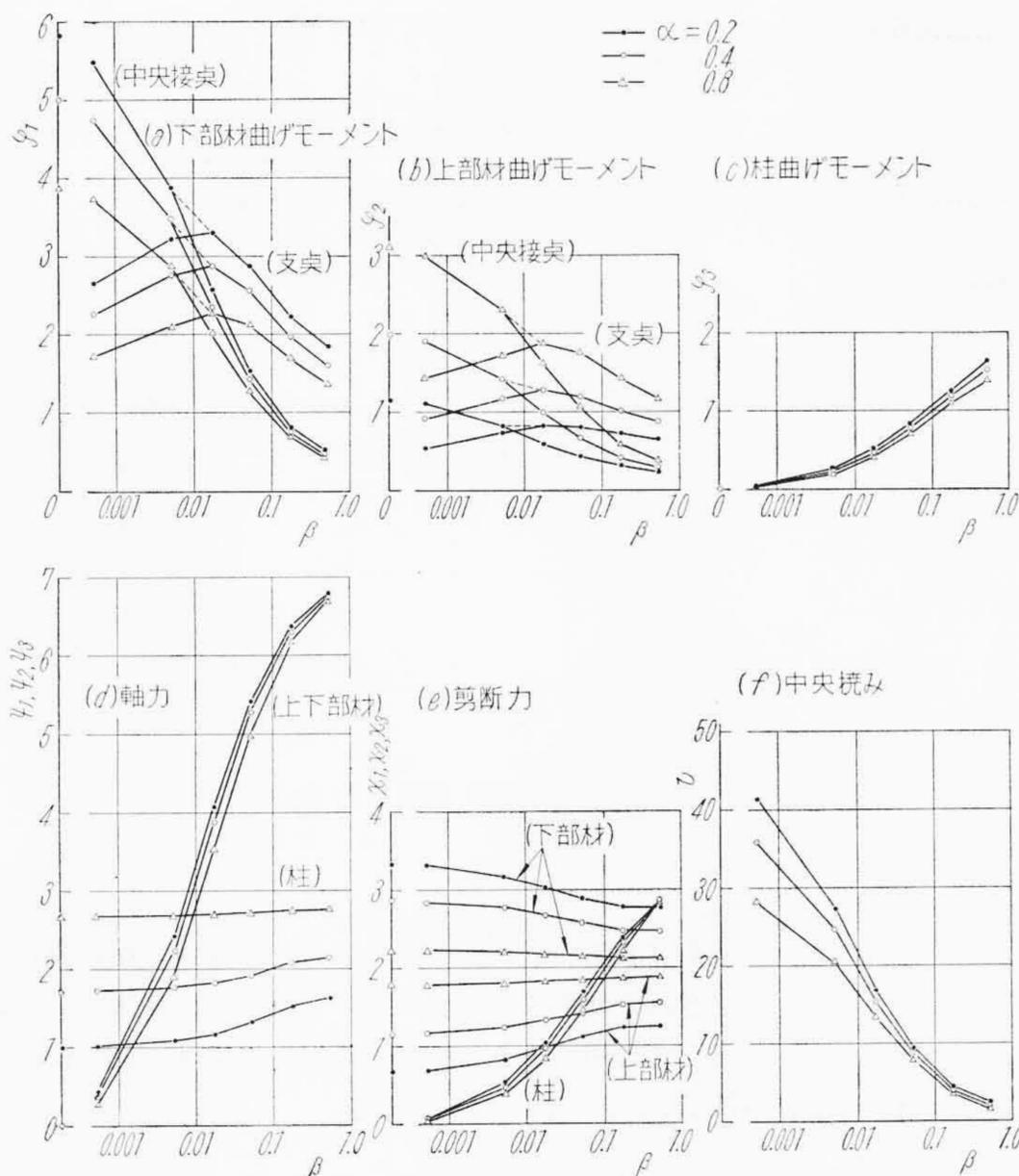
ξ, N が一定なるラーメンにおいて、右辺の記号はすべて α, β の関数であり、かつ suffix 1, 2, 3 はそれぞれ窓下、上、柱部材を意味する。

第2図でわかるように、上下部材の曲げモーメントの最大値は β の小さい時は側構の中央節点に生



第1図 側構を置換したラーメン ($\xi=0.44, N=13$)

* 日立製作所笠戸工場



第2図 最大断面内力と剛比との関係

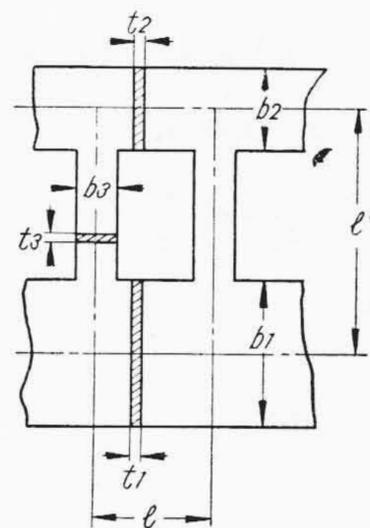
ずるが、 $\beta > 0.01$ では支点で最大となる。 α, β が及ぼす影響の度合いは内力によって異なり、柱軸力、上下部材剪断力は β の影響をあまりうけない。

3. 側構重量と曲げ剛性の算出

3.1 強度条件の設定

車体の設計において、応力が許容値以下であることに加え、走行中に車輻がうける加振力と共振しないための車体の曲げ剛性の限度が確保される必要がある。この点が一般構造物と異なる。従来の車体では、部材の局部的な集中応力(窓や出入口などの開口部隅に生ずる応力)を除けば、一般に応力値に余裕があるので、これを引上げることが先決のように思われる。同一構造のままで応力を高めて軽量化すると、曲げ剛性が低下してその限度以下になるおそれがある。ところが曲げ剛性は車体と台車とを総合した車両全体のバネ系として考えねばならない⁽²⁾ので、その限界値を車体のみで一義的にきめるわけにはゆかない。そこで以下の議論では、側構3主部材ごとの最大応力がすべて等しく σ_a であること、すなわち

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_a \dots\dots\dots (3)$$



第3図 部材断面の記号

なる三つの強度条件を設定し、この条件を満足する剛比と重量の関係を求め、かくして選定された剛比をもつ車輻の曲げ剛性が限界値以上であるように σ_a に適値を与えるという方針で考察を進めることにする。

3.2 仮定および断面寸法の誘導

実際の車体の部材はプレス材と薄板との組合せでできているが、緒言に述べたような剛度の広範囲にわたる傾向を知る目的および簡単化のために次の仮定をおく。

(1) 各部材は第3図に示す矩形断面をもつ。

(2) 部材応力のうち、軸応力を無視して曲げ応力のみを考える(これについては後述する)。

また、 N 一定の場合、部材を表わす記号は断面 (b_1, t_1 など)、部材長 (l, l')、断面二次モーメント (I_1, I_2, I_3)、剛比 (α, β) の合計13個で、これに対して等式は(1)、(3) および断面二次モーメントの表示など、合計8式となり、結局5個が変数として残る。そこで、車体の主要目に関係してほぼ固定的な値とみなされる l, l', b_1 を一定値として扱い、 α, β を任意に選べば、ほかの数値はすべて決定される。

部材ごとの最大応力は(2.1)式から

$$\sigma_1 = \frac{6}{t_1 b_1^2} P l \varphi_1, \quad \sigma_2 = \frac{6}{t_2 b_2^2} P l \varphi_2, \\ \sigma_3 = \frac{6}{t_3 b_3^2} P l \varphi_3 \dots\dots\dots (4)$$

いま、 w を単位長さ当り分布荷重として簡単に $P = w l$ とおくと、(3)、(4)式から次の各式が得られる。

$$t_1 b_1 = \frac{6w}{\sigma_a} \frac{l^2}{b_1} \varphi_1 \dots\dots\dots (5)$$

$$\frac{t_2}{t_1} \left(\frac{b_2}{b_1} \right)^2 = \frac{\varphi_2}{\varphi_1}, \quad \frac{t_3}{t_1} \left(\frac{b_3}{b_1} \right)^2 = \frac{\varphi_3}{\varphi_1} \dots\dots(6)$$

また、(1) 式の α, β の定義によって

$$\frac{t_2}{t_1} = \alpha \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^3, \quad \frac{t_3}{t_1} = \beta \left(\frac{b_1}{b_3} \right)^3 \frac{l'}{l} \dots\dots(7)$$

これと (6) 式とから断面寸法が α, β の函数として次のように得られる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{t_2}{t_1} &= \frac{1}{\alpha^2} \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \right)^3, & \frac{b_2}{b_1} &= \alpha \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \\ \frac{t_3}{t_1} &= \frac{1}{\beta^2} \left(\frac{\varphi_3}{\varphi_1} \right)^3 \left(\frac{l}{l'} \right)^2, & \frac{b_3}{b_1} &= \beta \frac{\varphi_1}{\varphi_3} \frac{l'}{l} \end{aligned} \right\} \dots\dots(8)$$

3.3 側構重量の算出

側構片側分の体積は第 3 図によって

$$V = (t_1 b_1 + t_2 b_2) l N + t_3 b_3 l' (N+1) \dots\dots(9)$$

これに (5), (8) 式を代入し、かつ単位長さ当り体積 v に変形して整理すると

$$v = \frac{6w}{\sigma_a} \frac{l^2}{b_1} \eta_w \dots\dots(10)$$

ここに

$$\eta_w = \varphi_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \right)^2 + \frac{1}{\beta} \left(\frac{\varphi_3}{\varphi_1} \right)^2 \frac{N+1}{N} \right\} \dots(11)$$

は本報においては α, β のみの函数である。側構に作用する荷重 w (片側分、以下同様) はその自重 w_0 と床上荷重 w_1 との和であるが、 w_1 に対して w_0 を無視すると*、(10) 式は

$$w_0 = \frac{6\gamma w_1}{\sigma_a} \frac{l^2}{b_1} \eta_w \dots\dots(12)$$

のようになる。ただし γ は側構材料の単位体積当り重量である。 w_1 は床面積についてはほぼ一定とみなされるから、(12) 式の $\frac{w_0}{w_1}$ は車体の輸送能力を表わし、軽量化の度合いを示すものと考えることができる。第 2 図の値を用いて (11) 式から η_w を求めると第 4 図のようになる。

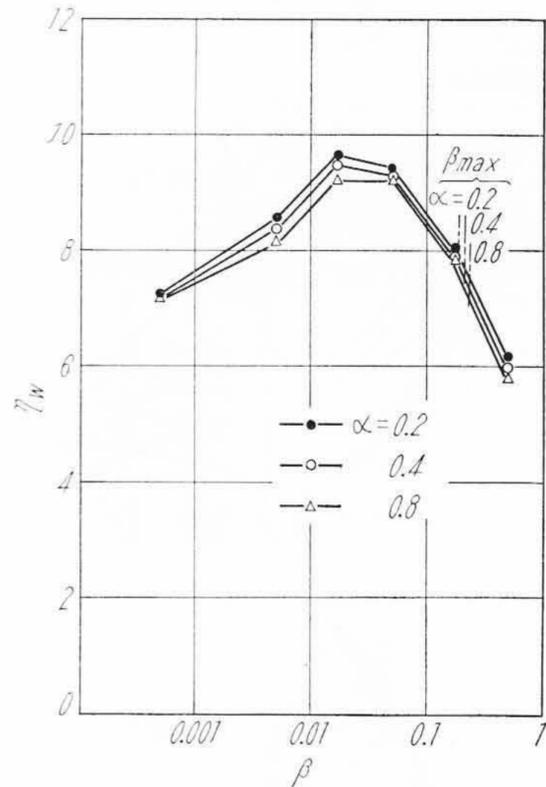
3.4 側構の曲げ剛性

車体が EI なる曲げ剛さをもった一つの梁として、心皿支持の下で曲げ振動する場合の基本振動数は

$$f_B = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{g}{1 + \frac{\pi^2}{6} \xi^3}} \cdot \frac{1}{(2l_1)^2} \sqrt{\frac{EI}{w}} \dots\dots(13)$$

- ここに g : 重力の加速度
- w : 分布荷重
- ξ : 張出量

* 側構重量 w_0 に対する荷重の大きさ w_1 (側構以外の自重、機装重量、満員重量の合計) の割合からすると、最近の軽量電車では、この誤差は 8% 程度である。



第 4 図 剛比と重量との関係

で表わされる⁽³⁾。また実際に等分布荷重 w_1 を負荷して測定された側構中央の撓み δ を用いて、車体が一体の梁として作用すると仮定して算出される相当曲げ剛性 $(EI)_{eq.}$ は、普通の梁の式から

$$(EI)_{eq.} = \frac{w_1 (2l_1)^4}{384 \delta} (5 - 6 \xi^2) \dots\dots(14)$$

(13) 式の EI を (14) 式の $EI_{eq.}$ と等置して整理すると、次のようになる。

$$f_B^2 = k \frac{w_1}{\delta w} \dots\dots(15)$$

ここに

$$k = \left(\frac{\pi}{2} \right)^2 \frac{g}{384} \frac{5 - 6 \xi^2}{1 + \frac{\pi^2}{6} \xi^3} \dots\dots(16)$$

(15) 式は荷重 w_1 による撓みが δ である側構の、荷重 w なる時の曲げ固有振動数を表わす。

一方、ラーメン計算によって δ は (2.4) 式で与えられる。これを変形し、かつ前節の注によって $w \doteq w_1$ とおくと

$$\delta = \frac{12w_1}{E} \frac{1}{t_1 b_1} \left(\frac{l^2}{b_1} \right)^2 \nu$$

これと (5) 式とから

$$\delta = \frac{2\sigma_a}{E} \frac{l^2}{b_1} \frac{\nu}{\varphi_1} \dots\dots(17)$$

したがって (15), (17) 式により

$$f_B^2 = k \frac{E}{2\sigma_a} \frac{w_1}{w} \frac{b_1}{l^2} \frac{\varphi_1}{\nu} \dots\dots(18)$$

車体の最大荷重状態における振動数は、 $w = w_1$ とおいて

$$f_B^2 = k \frac{E}{2\sigma_a} \frac{b_1}{l^2} \eta_f^2 \dots\dots\dots(19)$$

また、鋼体完成時における振動数は、 $w=w_0$ において(12)式を用いれば

$$f_B^2 = k \frac{E}{12\gamma} \left(\frac{b_1}{l^2}\right)^2 \eta_f^2 \dots\dots\dots(20)$$

ただし

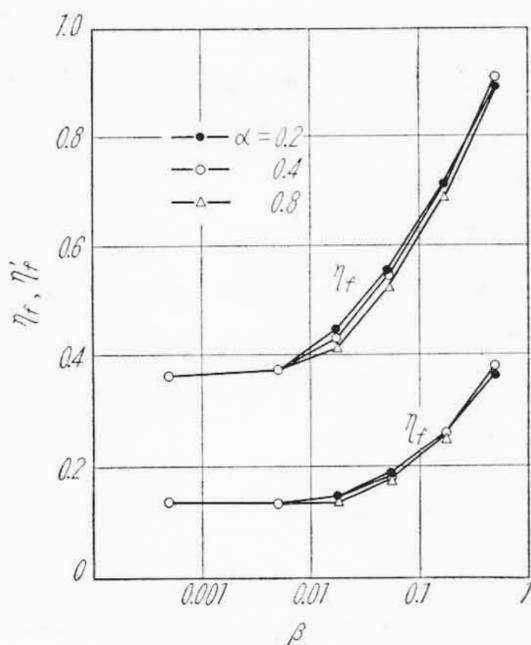
$$\eta_f^2 = \frac{\varphi_1}{v}, \quad \eta_f'^2 = \frac{1}{v \left\{ 1 + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_1}\right)^2 + \frac{1}{\beta} \left(\frac{\varphi_3}{\varphi_1}\right)^2 \frac{N+1}{N} \right\}} \dots\dots\dots(21)$$

は α, β の函数であって第2図の値から第5図のように示される。

4. 結果の検討

4.1 剛比と重量の関係

第4図は(3)式の強度条件を満足するように定められる部材寸法から導かれた重量と剛比の関係を示す。これらの曲線が β の増減に対して中高になっていて、重量を最大にする柱の剛比が存在する ($\beta=0.02\sim 0.03$, ただし $\xi=0.44, N=13$) ことは注目し値しよう。この理由は第2図と合せて次のように考えられる。 β の小さい範囲では側構は重ね梁に近い作用をなし、外部荷重に対する均合いは主として上下部材の曲げモーメントでなされるので φ_1, φ_2 が大きい。 β の増加とともに柱の曲げモーメント φ_3 が増大してその重量が増加し、その増分が φ_1, φ_2 の低下による上下部材の軽減に打ちかって、全体の重量が増す。曲線のピーク付近からは、側構一体化としての柱の結合作用が顕著となるため⁽¹⁾, φ_1, φ_2 の減少が著しく、全体として重量は減少していく。また α の



第5図 剛比と曲げ剛性との関係

大きい方が軽いけれども、 $\alpha > 1$ ではかえって重くなるものと思われる。

これらの結果から、側構を軽量にするには、 α を上下の曲げモーメントがひとしくなる $\alpha=1$ に選ぶこと、および β については、柱の結合作用に乏しい β 小なる範囲か、結合作用の顕著な $\beta > 0.1$ なる大きい範囲をとる必要がある。しかし実際の車体に適用する場合には、この β の両極端を自由にとるわけにはゆかず、次節の制限をうける。

4.2 柱の剛比に対する制限

β を極度に大きくすると、柱幅が増すために窓面積を減少させる。側構の開口部長さの総和を L_0 とすると

$$\frac{b_3}{l} = 1 - \frac{L_0}{L}$$

で表わされる客電車の柱幅と柱間隔との割合は、一般に0.16~0.27 (スハ43形客車は0.32) となっている。したがって現在程度の窓広さを必要とすれば、(8)式から

$$\frac{b_3}{l} = \beta \frac{\varphi_1}{\varphi_3} \frac{b_1 l'}{l^2} < 0.27 \dots\dots\dots(22)$$

になるように β をきめねばならない。これが実用上の β の上限を与える。

また柱の軸力は支点上で最大であって、第2図からわかるように β が減少してもこの軸圧縮力はあまり変わらないため、挫屈のおそれが生ずる。軸力は(2・2)式から $N' = w l \varphi_3$ であり、一方挫屈荷重は両端固定として $P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI'}{(l')^2}$ となる。この両式から $N' < P_{cr}$ として次式が導かれる。

$$\beta \frac{\varphi_1}{\varphi_3} > \frac{\sigma_a}{2\pi^2 E} \frac{l'}{b_1} \dots\dots\dots(23)$$

これが β の下限を与える。

β の限界値を見当ずけるために、一例として現車を参考にして $l=150$ cm, $l'=200$ cm, $b_1=100$ cm, $\sigma_a=10$ kg/cm², $E=2 \times 10^6$ kg/cm² なる数値を与え、(22), (23)式を計算すると、第1表の結果をうる。これらの値を第4図に記入した。ただし、挫屈が問題になるのは支点上の柱だけであるから、この部を補強することによって $\beta_{min.}$ を下げることができる。

4.3 軸応力の影響

β が極端に小さくなると柱の曲げモーメントは零に近

第1表 β の限界値

α	0.2	0.4	0.8
$\beta_{max.}$	0.182	0.205	0.230
$\beta_{min.}$	7.2×10^{-5}	1.58×10^{-5}	2.88×10^{-5}

づくのに対し、柱の軸力は前節に述べたように有限である。したがって β 小なるほど、曲げ応力に対して軸応力は無視できなくなり、初めの仮定が成立たなくなる。しかし両応力を考慮した計算はできないため、 $\beta=0$ なる極端な場合の結果から軸応力の影響を推定しよう。

重ね梁をなす上下部材は外部モーメントと外部垂直荷重を α の比率で分担することを考えれば、第 1 図のラーメンにおける最大断面内力は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{7}{1+\alpha}, \quad \varphi_2 = \frac{7\alpha}{1+\alpha}, \quad \varphi_3 = 0 \\ \psi_1 &= 0, \quad \psi_2 = 0, \quad \psi_3 = \frac{6\alpha}{1+\alpha} \\ \chi_1 &= \frac{4}{1+\alpha}, \quad \chi_2 = \frac{4\alpha}{1+\alpha}, \quad \chi_3 = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots(24)$$

上下部材の応力は曲げ応力のみであるのに対し、柱は軸応力のみであるから、(4) 式の第 3 式は $\sigma_3 = \frac{\psi_3}{t_3 b_3} P$ で置き換えられる。 $\sigma_1 = \sigma_3$ の条件から

$$\frac{t_3 b_3}{t_1 b_1} = \frac{\psi_3}{6\varphi_1} \frac{b_1}{l} \dots\dots\dots(25)$$

(9) 式の第 3 項に (25) 式を代入し、以後は 3.3 節と同様にして (12) 式が導かれる。ただしこの場合の η_w は

$$\eta_w = \varphi_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \right)^2 + \frac{b_1 l'}{l^2} \frac{\psi_3}{6\varphi_1} \frac{N+1}{N} \right\} \dots(26)$$

(26) 式に (24) 式を代入すれば

$$\eta_w = 7 + \frac{\alpha}{1+\alpha} \frac{b_1}{l} \frac{l'}{l} \frac{N+1}{N} \dots\dots\dots(27)$$

となる。(27) 式において、 $\alpha=0 \sim 1$ に対して $\frac{\alpha}{1+\alpha} = 0 \sim 0.5$ であること、および一般に $\frac{b_1 l'}{l^2} < 1$ であることからすれば、第 2 項は第 1 項の 1 割以下である。したがって、 β のきわめて小さいところでも、第 4 図の η_w がわずかに増加する程度であって、軸応力の影響は小さいといえよう。

5. 軽量設計に対する考察

5.1 設計の手順

本報の結果を車体の軽量設計に適用する手順は次のようになる。次節によって剛比 α , β をきめれば、 l , l' , b_1 は与えられているとしたので、ただちに各部材の断面二次モーメントが算出される。これに等価な、矩形でない、実際の断面形を選べばよいのである。矩形との相異は、剛比の変化に伴う軽量化の変化の割合は異なるかも知れぬが、剛比と重量の増減との関係は本報の結果をそのまま適用して差しつかえないと考えられる。

l , l' (それぞれ車体の長さ、高さに関係) および b_1 (腰板高さ) については、 $\frac{l^2}{b_1}$ を小さくすることが重量軽減、曲げ剛性向上のいずれにも好都合であることが (12), (19), (20) 式からわかる。したがって短い車体ほど w_0 が小さいといえる。また開口部や柱の挫屈の制限を与える (22), (23) 式によると、 l' の小さいことが望ましい。しかしこれらの車体主要目は車輛の運用条件そのほかから種々の制約をうけるので、その許しうる範囲内で上述の傾向に合致させるように選べばよい。

(12), (19) 式は側構の最大応力を高めて軽量化すると曲げ剛性が低下するという一般的な傾向と一致する。したがって σ_a は車体の曲げ剛性の限度を満足する範囲で、できるだけ大きくとるようにすべきである。

5.2 剛比の選定

重量に及ぼす剛比の影響に関する前章までの検討によって、重量を最大にする β の値が存在し、かつ β の上限と下限とを考慮して β を選定する必要があること、および $\alpha=1$ が望ましいことなどを知った。

車体主要目の制約 (たとえば l がきわめて小さい時) のために $\beta_{max.}$ が曲線のピーク近くにくる場合には、 β の小なる範囲を選ぶ必要がある。前報に示したように、最近の軽量電車では $\beta=0.005 \sim 0.01$ であって、柱の剛度はかなり低い。 β がこの程度であるならば、さらに小さくしてゆくことも考えられ、支点近傍の柱のみを多少強化して挫屈を防ぎ、ほかの柱は $\beta=0$ とし、かつ上部材の働きを捨てた極端な構造法によって軽量化しうるわけである。NSL 形の路面電車⁽⁴⁾がその一例といえよう。

また、従来の客車の柱は吹寄構造と称する広柱形であって、 β は曲線のピークより大なる側の値 ($\beta=0.03 \sim 0.08$) に相当している。車体の合理的構造という点からすれば、柱の結合作用を有効に期待しうる $\beta > 0.1$ なる範囲を選ぶことが望ましい。この場合、窓広さを従来どおりのまま $\beta_{max.}$ を大きくするには、(22) 式の $\frac{l^2}{b_1}$ を大きくとる必要があるが、これは前節の軽量化の条件と矛盾する。したがって窓広さを犠牲にせざるをえない場合もありうるわけである。

曲げ剛性は第 5 図に示したように、 $\beta < 0.05$ ではほぼ不変で、その後 β の増加に伴って高くなる。したがって β 大なる側では曲げ剛性からの制限をうけること少なく、 σ_a を大きくとることができる。

6. 結 言

部材断面が矩形をなすものと仮定し、部材ごとの最大応力が相等しいという強度条件のもとで、側構の重量を算出して、次のような軽量設計に考慮すべき諸点を明ら

かにした。

(1) 重量を最大にする β が存在し、軽量化のためには β を小さいかあるいは逆にずっと大きくとること、および $\alpha=1$ であることが有利である。

(2) 車体の合理的構造という点からすれば、柱の結合作用を有効に期待しうる $\beta > 0.1$ なる範囲を選ぶことが望ましい。

(3) 車体の主要目に関連ある $\frac{l^2}{b_1}$ なる値の小さいことが軽量化と曲げ剛性向上のいずれにも好都合であるが、これら主要目は運用上の制約をうけるとともに、 β の選定をも左右するので、その許しうる範囲内で上

述の傾向に合致させるように選ぶ必要がある。

なお、車体設計におけるほかの主要因子、すなわち張出量および柱数と重量との関係については次報に述べる。

終りに有益なご助言をいただいた九州大学石橋教授に厚く御礼申上げる。また多数の数値計算についてご協力をえた日立製作所笠戸工場今村氏に感謝の意を表す。

参考文献

- (1) 飯島：日立評論 39, 721 (昭 32-6)
- (2) 佐川：日立評論 40, 617 (昭 33-5)
- (3) 三木：機械学会誌 60, 1067 (昭 32-10)
- (4) 伊藤：電気車の科学 9, 9 (昭 31-9)

特許と新案

最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その4)

(第51頁より続く)

区別	登録番号	名称	工場別	氏名	登録年月日
実用新案	479840	表示器復帰装置	多賀工場	矢内博	33. 7. 18
"	479845	温度遠隔測定装置	多賀工場	小沢重樹	"
"	479847	電気洗濯機のオーバーフロー装置	多賀工場	小益子三郎	"
"	479852	継電器動作表示器	多賀工場	小滑林道夫	"
"	479853	継電器可動部	多賀工場	橋本敏三	"
"	479855	洗濯機回転翼車の着脱装置	多賀工場	益子三郎	"
"	479858	小型電動機用刷子保持装置	多賀工場	高橋喜美雄	"
"	479867	ウエスコ型回転ポンプ	多賀工場	大石津卓郎	"
"	479870	コンデンサーリード線接続装置	多賀工場	大和田正義	"
"	479871	ホイスト制御用押ボタンスイッチ	多賀工場	杉山巖	"
"	479880	ネジ型ホイストのネジ桿回転止め装置	多賀工場	河村三郎	"
"	479883	捲上停止装置	多賀工場	杉山巖	"
"	479888	PH測定装置の差込みプラグ装置	多賀工場	吉田霞章	"
"	479849	電気集塵装置	亀戸工場	角田勲正	"
"	479856	集電環取付装置	亀戸工場	橋本勲正	"
"	479863	蛍光灯用漏洩変圧器	亀戸工場	西岡博	"
"	479885	蓄放式X線装置	亀戸工場	和田正脩	"
"	479898	電動タイマー	亀戸工場	小馬林場利恒	"
"	479842	継電器の接触片振動防止装置	戸塚工場	大居和駒	"
"	479844	自動交換機の上昇回転スイッチに使用する復旧スプリング	戸塚工場	西口池洗	"
"	479857	電鍵取付装置	戸塚工場	林恩吉	"
"	479878	電話装置	戸塚工場	田宮弘昭	"
"	479846	ビーム電力管	茂原工場	清水野田一光	"