

客電車車体の軽量設計に関する考察 (第2報)

— 支点位置と柱の数の選定 —

Consideration for Design of Light Weight Car Body (Part. 2)

— Selection of Fulcrum and the Number of Pillars —

飯 島 弘*
Hiroshi Iijima

内 容 梗 概

さきに、車体軽量化のための部材剛度選定のよりどころを示したが、本報では、柱の剛度との関連において、支点位置と柱数をどのように選べば軽量化に有利であるかを検討した。

その結果、支点位置が車端から遠ざかるほど、また柱数少ないほど、軽くなることを明らかにした。軽量設計のためには現在程度の張出量で、現在よりも大なる剛比をもった柱を少数配置した方が、有利である。

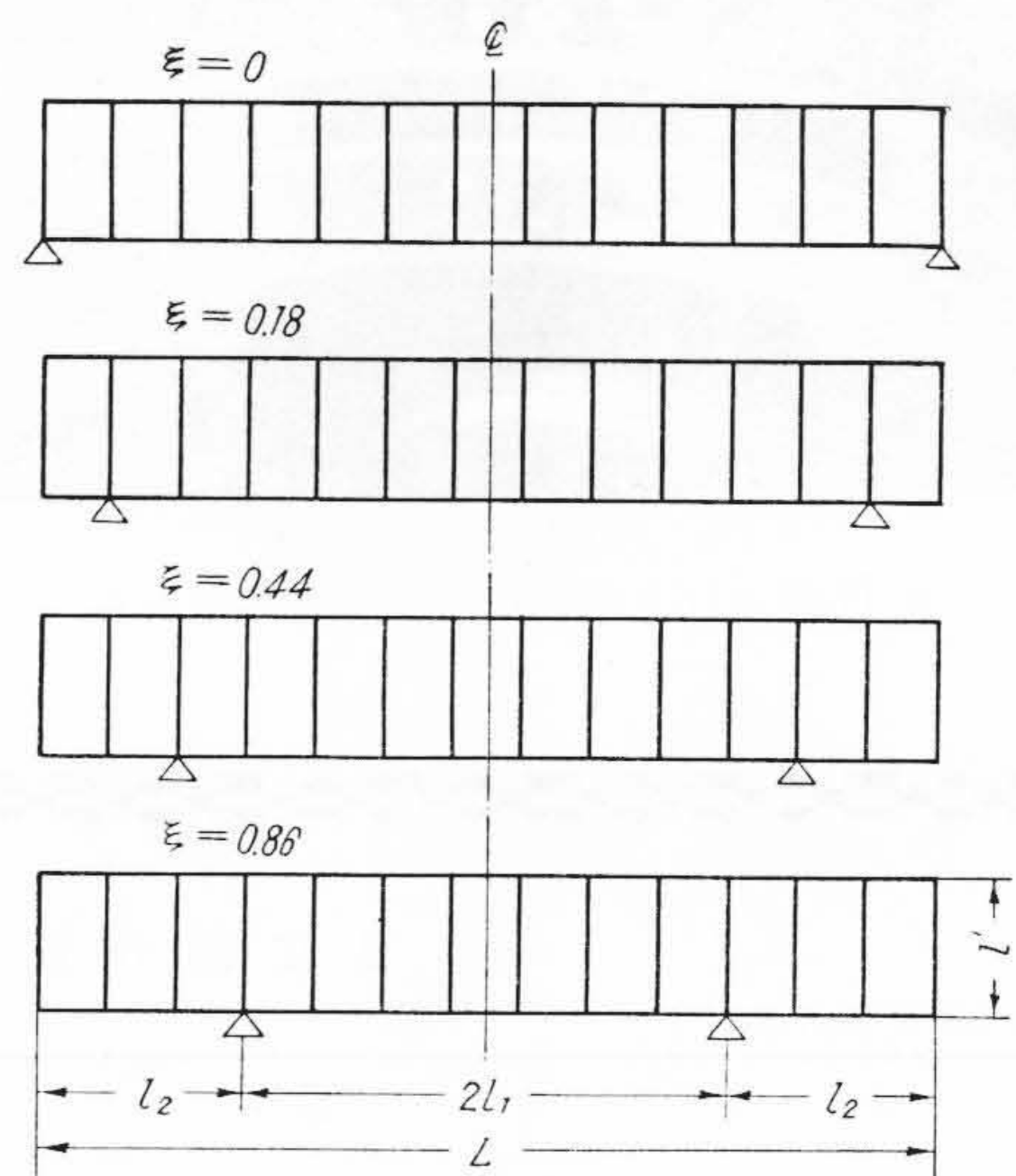
1. 緒 言

客電車の車体設計において、車体の重量-強度に影響し、選定に比較的自由度が与えられる項目として、側構を構成する3主部材の剛度、柱の数、支点位置などをあげることができる。さきに部材剛度が車体の曲げ強さに及ぼす影響を明らかにし⁽¹⁾(以下にこれを先報と呼ぶ)、この結果をもとに車体軽量化のための剛度選定のよりどころを第1報⁽²⁾に示した。すなわち、側構の重量を最大にする柱の剛比が存在し、軽量化のためにはこの剛度の範囲をさける必要のあることを明らかにした。しかしそこで扱った側構は支点間に9スパン、支点外に2スパンをもつ場合に限定したので、本報では車長一定として支点位置(張出量)の選定、および柱剛比との関連において柱数をいかに選定すれば軽量化に有利であるかという二つの問題について論ずることとする。

2. 側構部材内力の計算

2.1 支点位置の影響

側構を窓上、下、柱の3主部材からなるフィレンディールラーメンに置換え、車長(L)およびスパン数($N=13$)を一定にして張出量($\xi=l_2/l_1$)を変えた第1図のラーメンを扱う。3部材ごとにその断面は車体長手方向に沿って一様で、下部材の剛度を基準にした上部材と柱の剛比をそれぞれ α, β とする。このラーメンが下部材各節点に鉛直方向の一様集中荷重 P をうける場合の、各部に生ずる内力および撓みの値は通常の撓角法によって求められ、そのうち2スパン張出しのラーメンの結果は先報に示したとおりである。 $\alpha=0.4, \beta=0.0005\sim0.5, \xi=0\sim0.86$ についての計算結果の一部を第2図に、主部材ごとの最大値と剛比、支点位置との関係を第3図に示す。ここで内力と撓みはすべて次式の右辺に示すような無次元量で表わされている。



第1図 支点位置を変えた側構置換ラーメン

曲げモーメント (M):

$$\frac{M_1}{wL^2}, \frac{M_2}{wL^2}, \frac{M_3}{wL^2} = \phi_1, \phi_2, \phi_3 \dots \dots \dots (1.1)$$

$$\text{軸力 } (H, N): \frac{H_1 l'}{wL^2}, \frac{H_2 l'}{wL^2}, \frac{N}{wL} = \psi_1, \psi_2, \psi_3 \dots \dots \dots (1.2)$$

$$\text{剪断力 } (V): \frac{V_1}{wL}, \frac{V_2}{wL}, \frac{V_3 l'}{wL^2} = X_1, X_2, X_3 \dots \dots \dots (1.3)$$

$$\text{中央撓み } (\delta): \frac{\delta}{\frac{wL^4}{EI_1}} = Y \dots \dots \dots (1.4)$$

右辺の記号は α, β, ξ, N のすべてを変数とした一般的な形であって、この点が第1報と異なっている(注)。

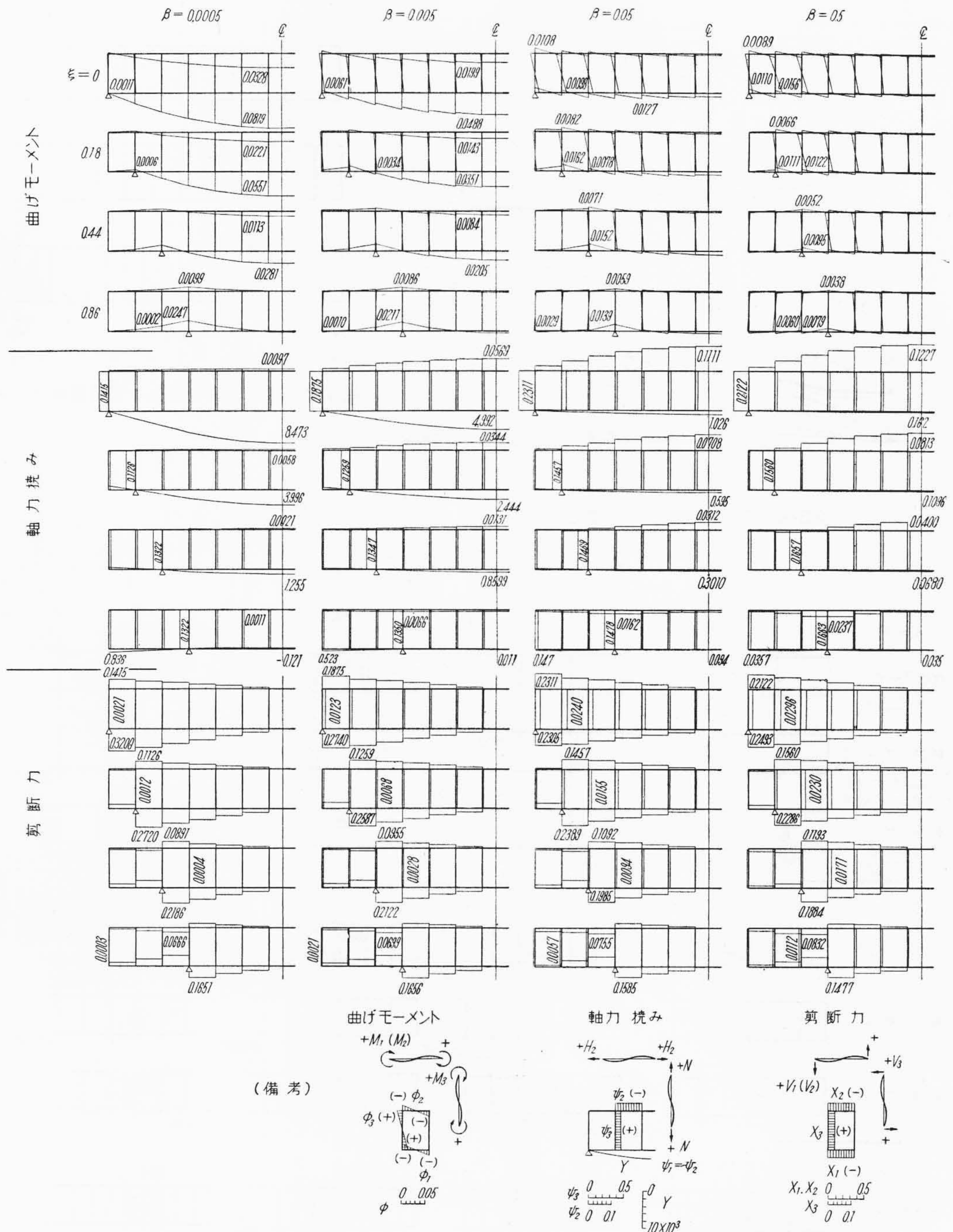
注: 第1報の記号との関係は次のとおりである。

$$\phi_1 = \frac{\phi_1}{N^2} \quad (\phi_2, \phi_3, \psi_1, \psi_2, X_3 \text{ も同様})$$

$$\psi_3 = \frac{\psi_3}{N} \quad (X_1, X_2 \text{ も同様}) \quad Y = \frac{v}{N^4}$$

かつ $P \equiv wl$ とおいた。

* 日立製作所笠戸工場



第2図 部材内力と撓みの分布 (支点位置を変えた場合)

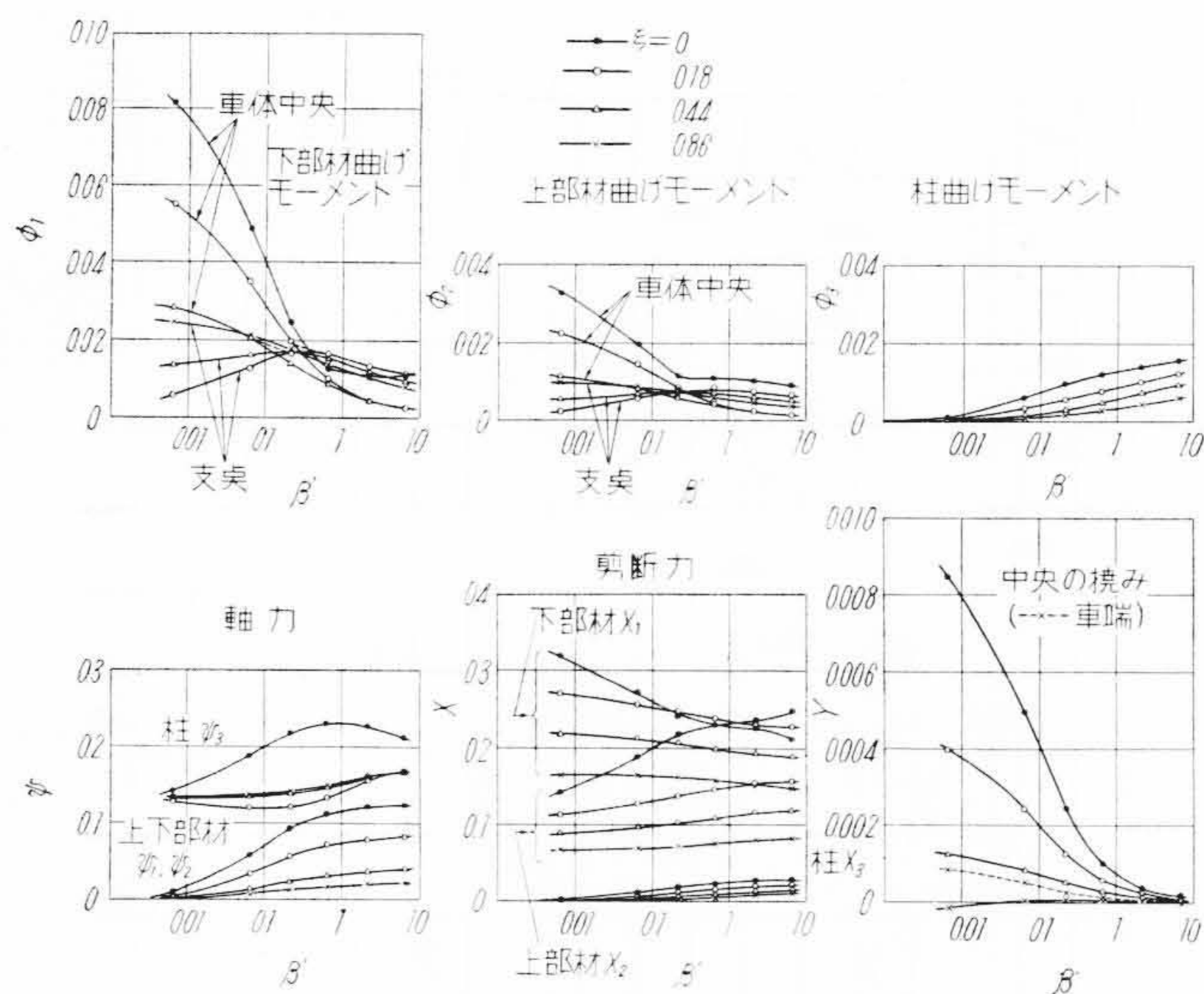
N を変数とした場合、部材断面が同じでも下部材長さが変わるため、 β が異なってくる。

そこで、

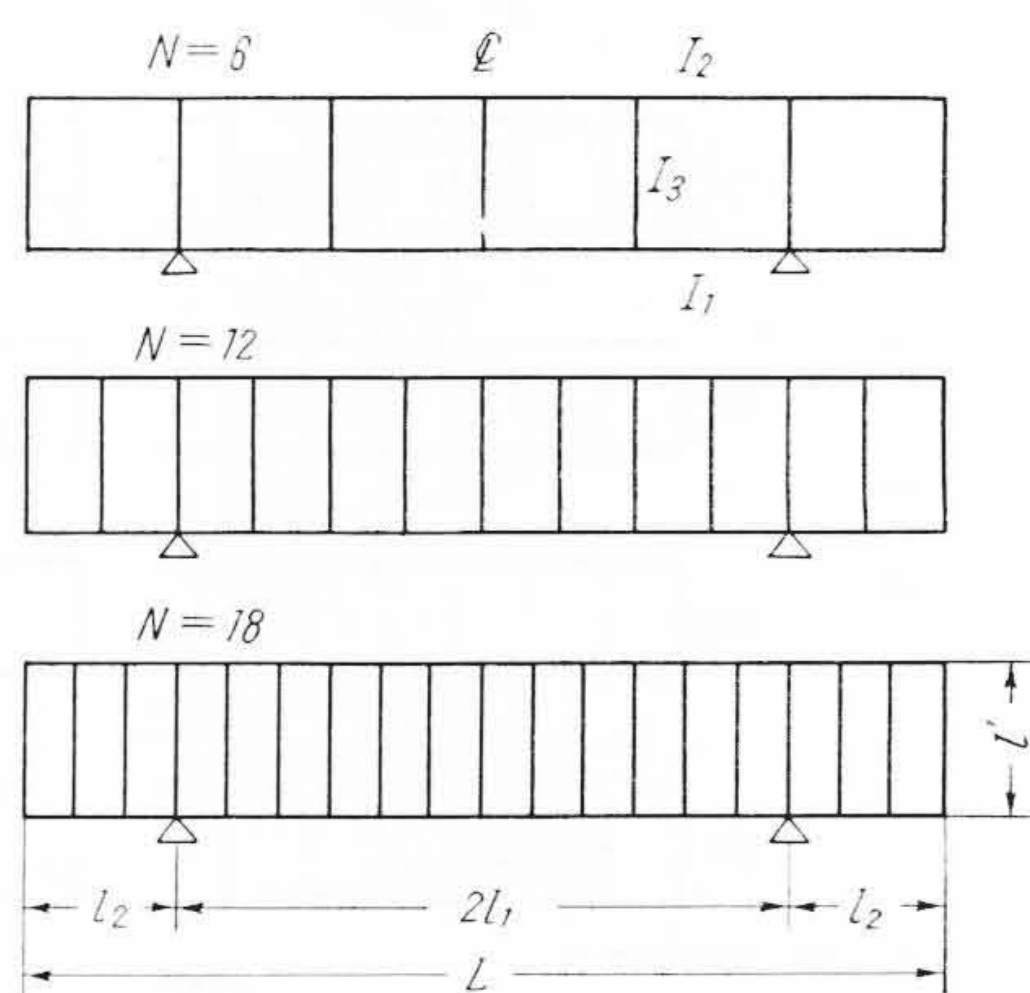
$$\beta' = N\beta \left(= \frac{L}{l'} \cdot \frac{I_3}{I_1} \right) \dots\dots\dots (2)$$

なる、スパン数に無関係なパラメータを β の代りに用いてある。なお suffix 1, 2, 3 はそれぞれ窓下, 上, 柱部材を意味する。

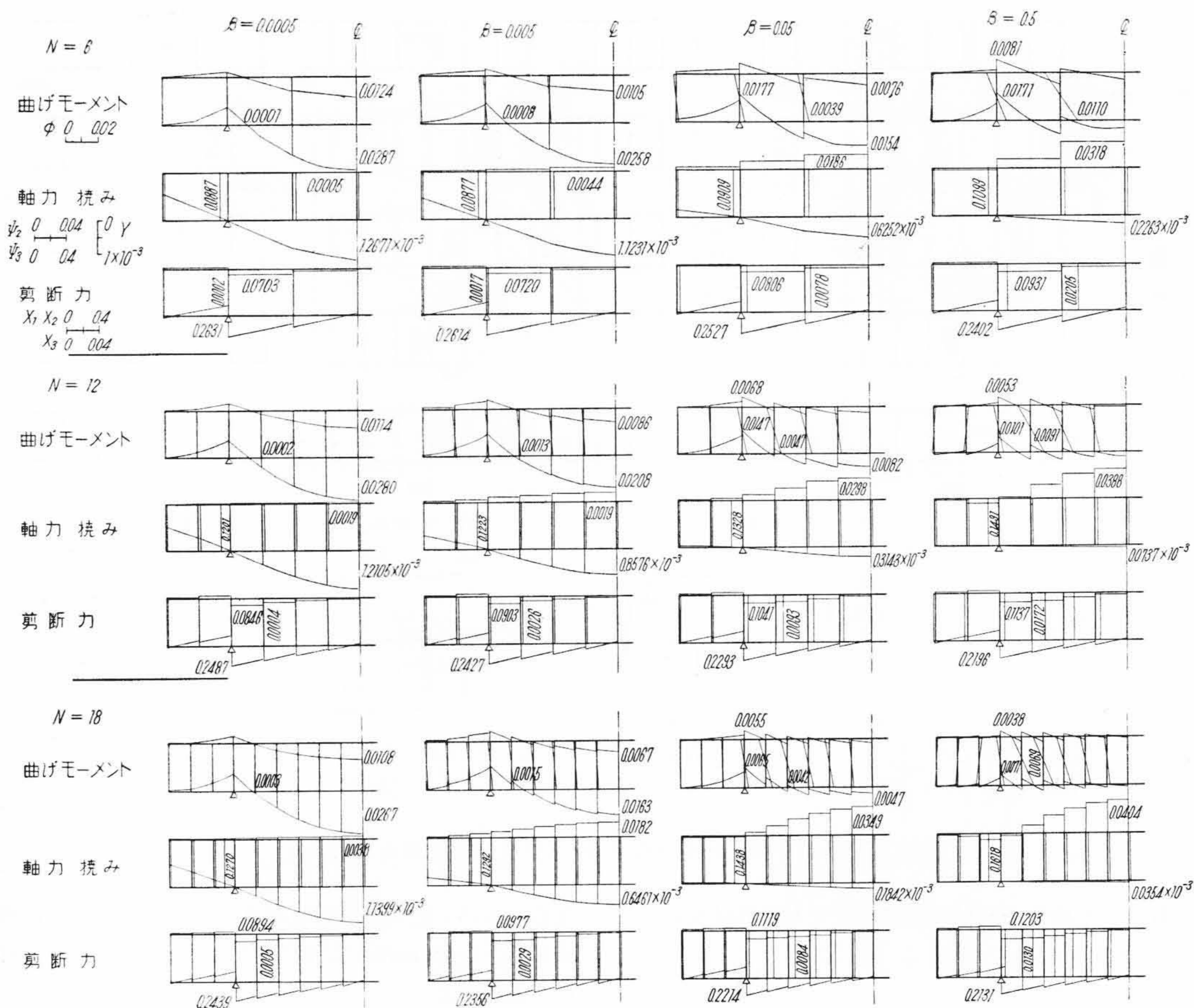
支点が車端へ移るにつれて、曲げモーメントをはじめすべての部材内力は増加することがわかる。3 スパン張



第3図 最大内力と支点位置との関係



第4図 スパン数を変えた側構置換ラーメン

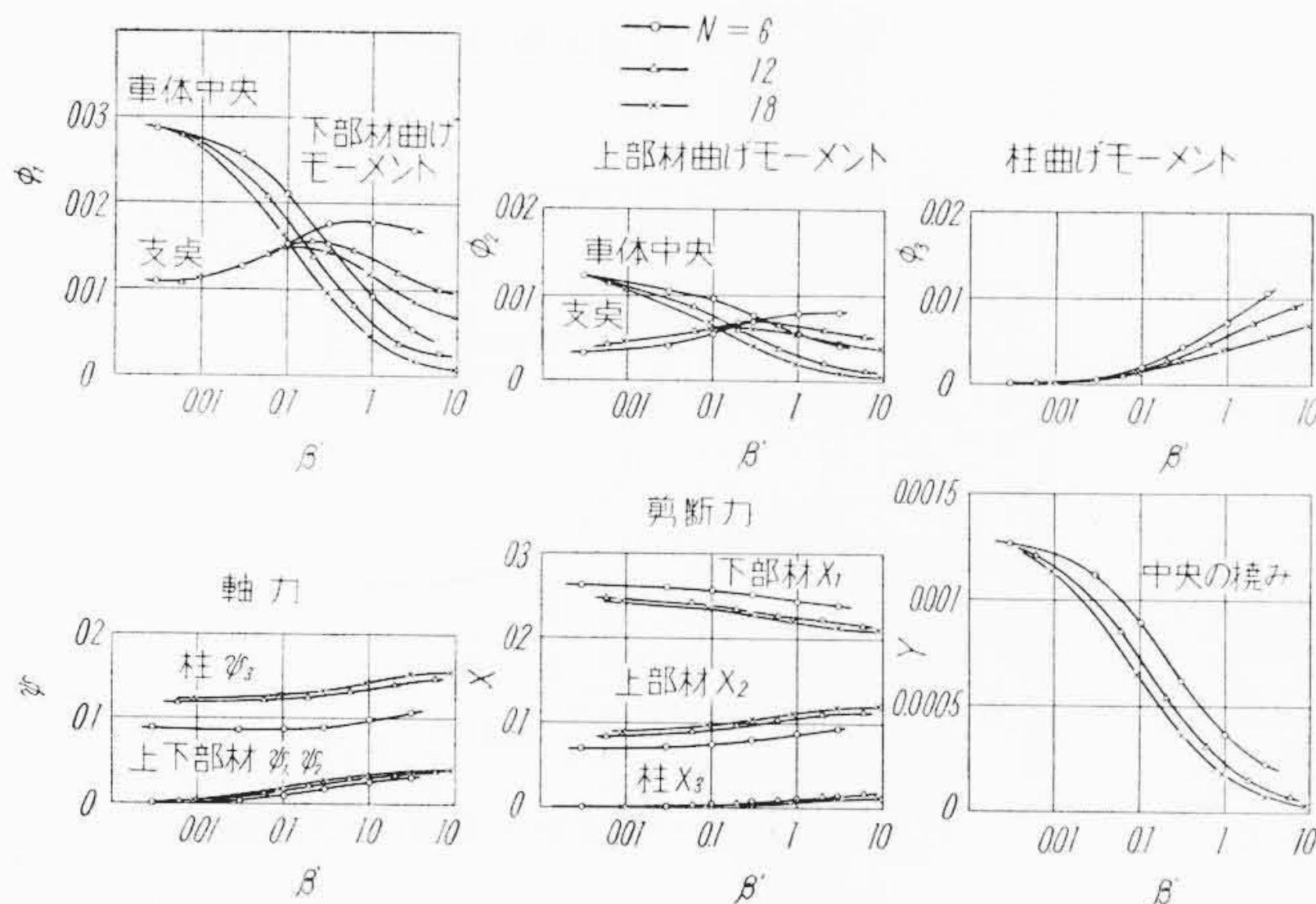


第5図 部材内力と撓みの分布 (柱数を変えた場合)

出し ($\xi=0.86$) では、張出部の撓みの方が中央部のそれよりも大きい。この場合 β' 小なるラーメンの作用が梁に近いので中央の撓みは上向きであるが、 β' が増してゆくと張出部の撓みが減少し、中央の撓みは下向きに変化して増加し、やがて漸減する。

2.2 柱数の影響

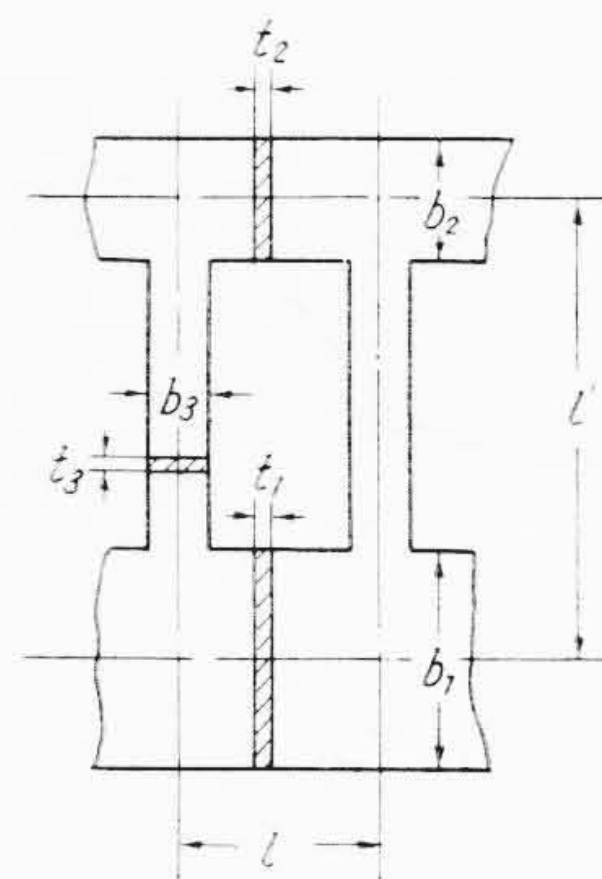
この場合には、車長 (L) および張出量 ($\xi=0.5$) を一定にして、スパン数 N (柱数は $N+1$) を 3 種類に変えた第 4 図のラーメンを扱う。このラーメンが下部材に等分布荷重 w をうけると、 N が小さい場合には $P \equiv wl$ が成立たないので、階差方程式として解くことができない。このような場合の強度解析法としては、さきに提示した逐次解法⁽³⁾が通常の消去法よりもはるかに容易に適用しうる。 $\alpha=0.4$, $\beta=0.0005 \sim 0.5$, $N=6, 12$,



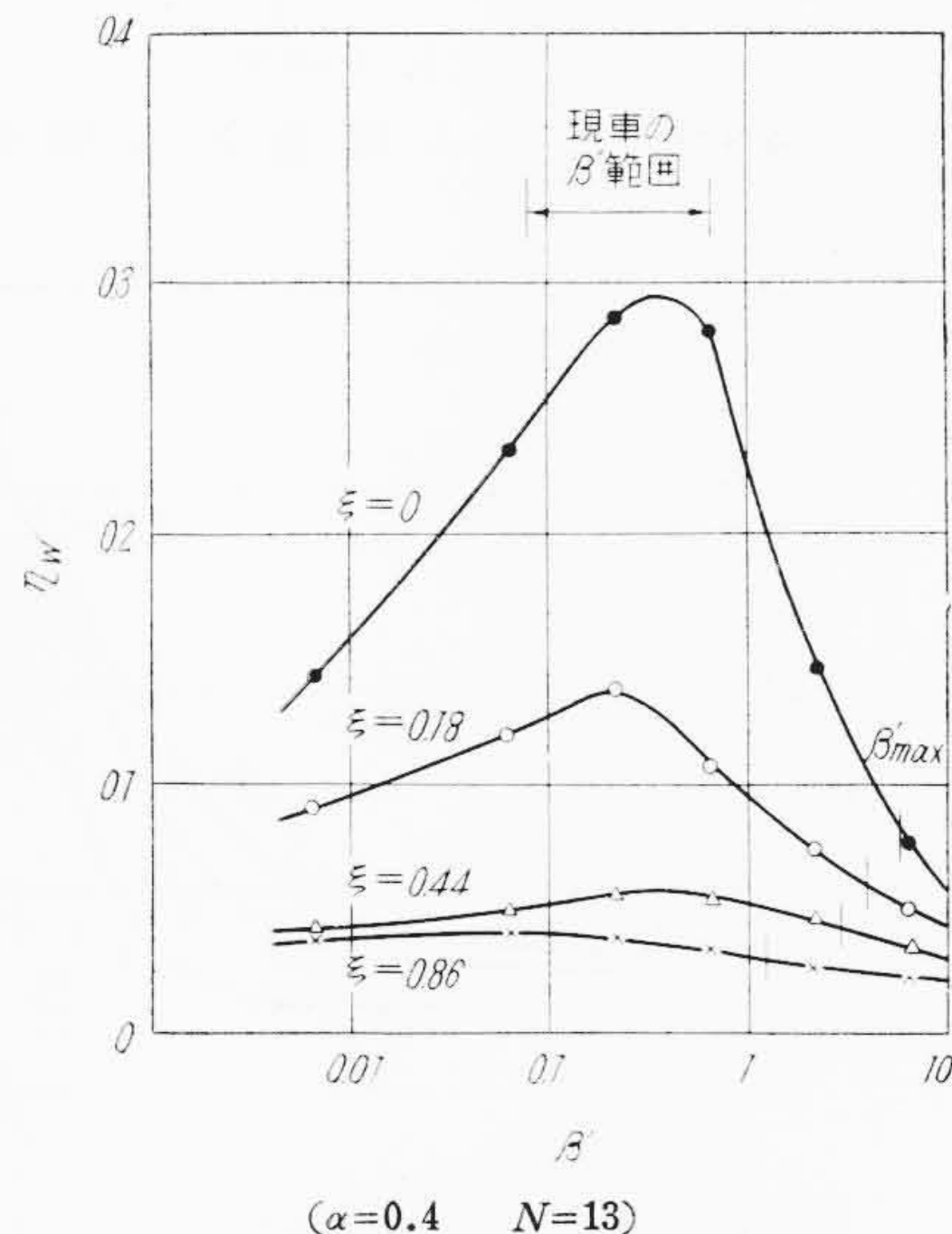
第 6 図 最大内力と柱数との関係

18 についての上記解法による計算結果の一部を第 5 図に示す。第 6 図は第 5 図の最大値と柱数との関係である。これらの図においても前節と同様に、(1.1)~(1.4) 式の無次元量で与えてある。

柱数の増加に伴って各部材とも曲げモーメントおよび撓みは減少し、軸力は増加する。このことから、柱が多くなると上下部材の協力に対する柱の結合作用⁽¹⁾が増大することを知る。(2)式において、 L, l' を一定とすると β' は I_3/I_1 に等価である。一般に柱数の選定に際して、弱い柱を多数設けることと強い柱を少数設けることは車体強度上同じ効果を有するように考えられがちであるが、これは車体の曲げ剛性についていいうることであって、柱の曲げモーメントについては逆の効果になっていることがわかる。



第 7 図 部材断面の記号



第 8 図 支点位置と重量との関係

3. 側構の重量-強度

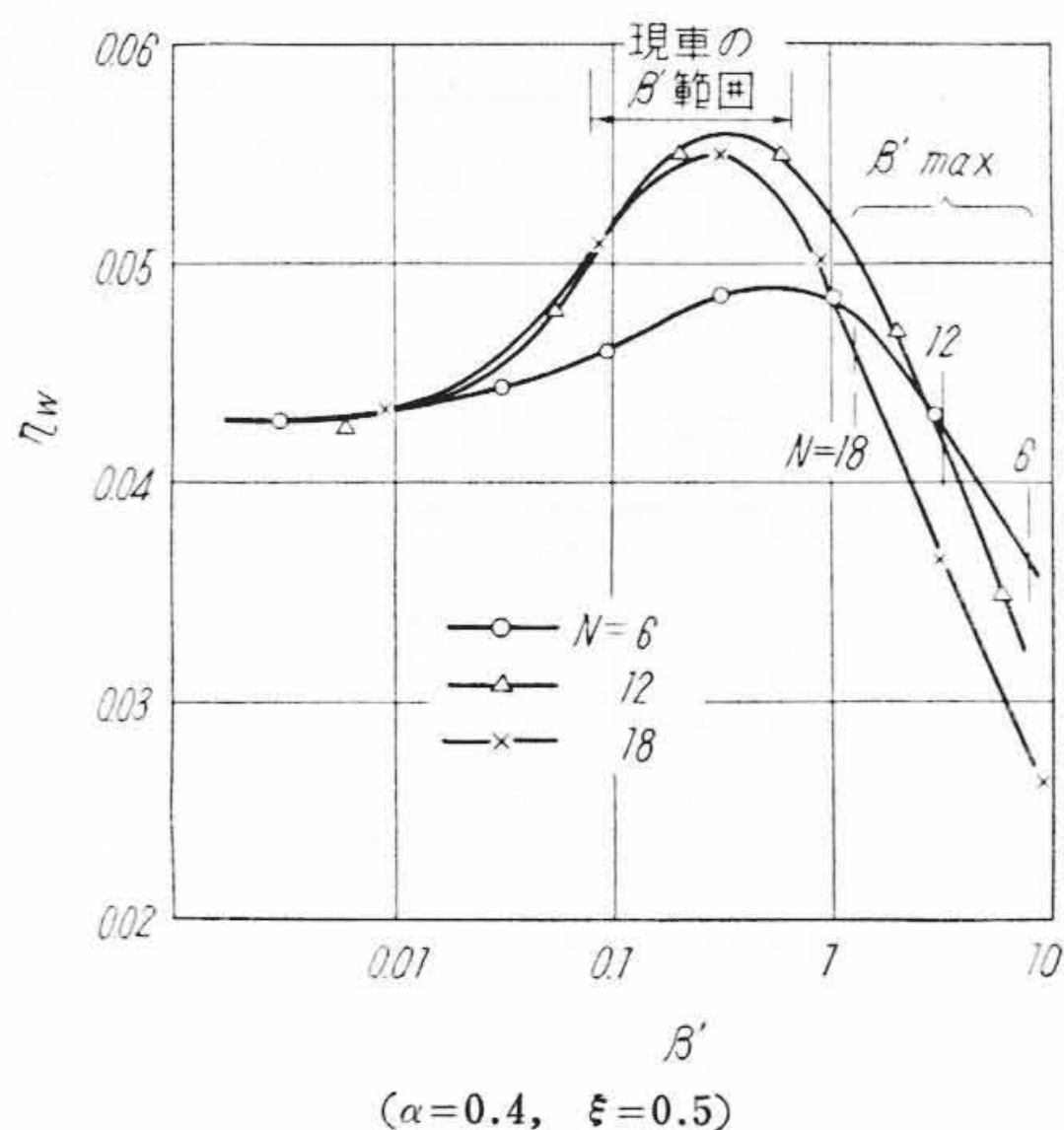
3.1 仮定

重量強度に及ぼす支点位置と柱数の影響に関する一般的な傾向を知ることには主眼を置いて、第 1 報と同様に簡単のため次の仮定をおく。

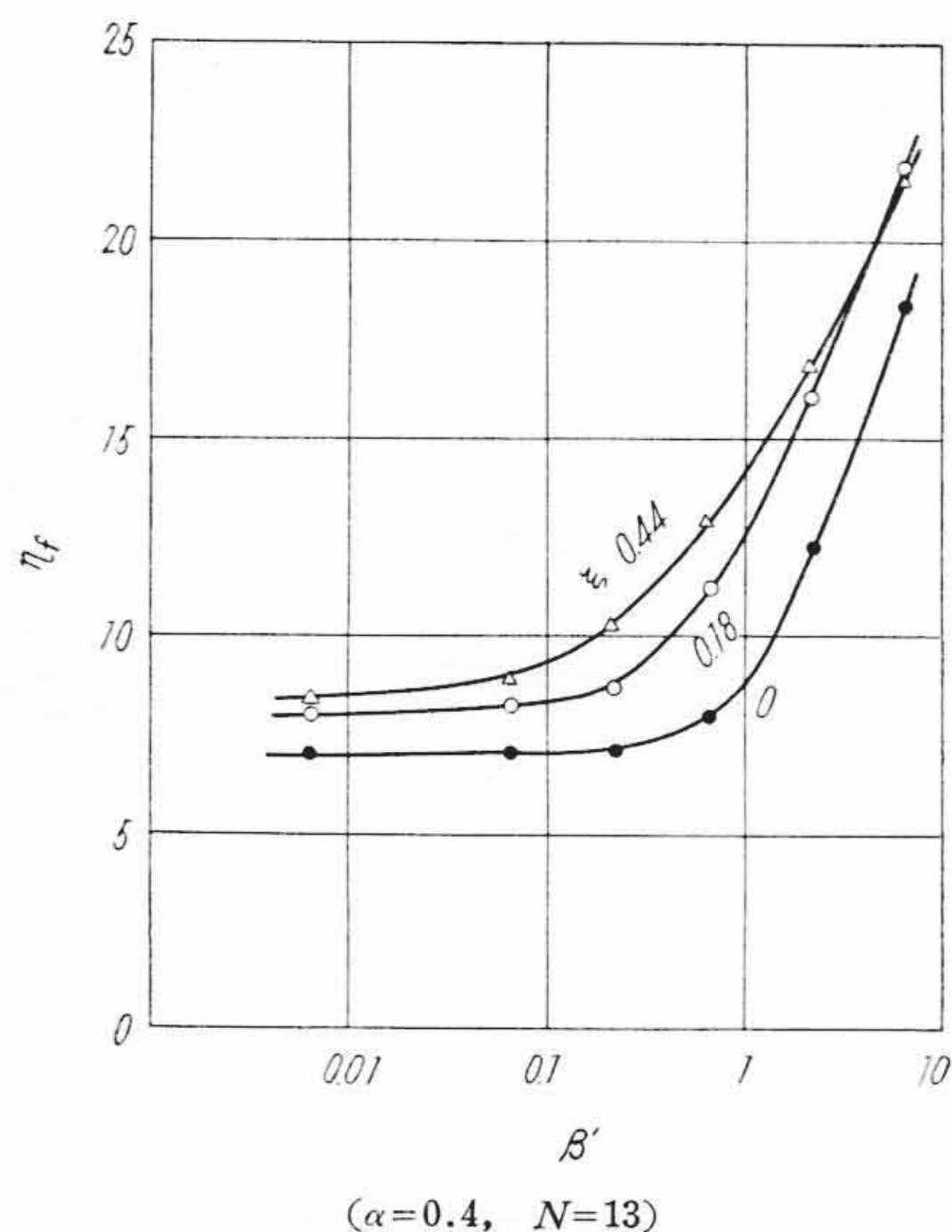
- (1) 部材は第 7 図に示す矩形断面をもつ
- (2) 軸応力を無視して曲げ応力のみを考える。
- (3) 側構が満足すべき強度条件として、3 主部材ごとの最大応力がすべて相等しいとする。すなわち

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

車体設計においてほぼ固定的な値とみなされる L, l', b_1 を一定値として扱えば、変数は α, β (または β'), ξ, N となり、部材寸法に関するほかの量はすべてこれらの変数の関数として、第 1 報に導いたと同様の形でえられる。ただし(1)式の右辺の項は部材ごとの最大値をとるものとする。



第9図 柱数と重量との関係



第10図 支点位置と曲げ剛性との関係

3.2 側構重量

側構片側分の体積は

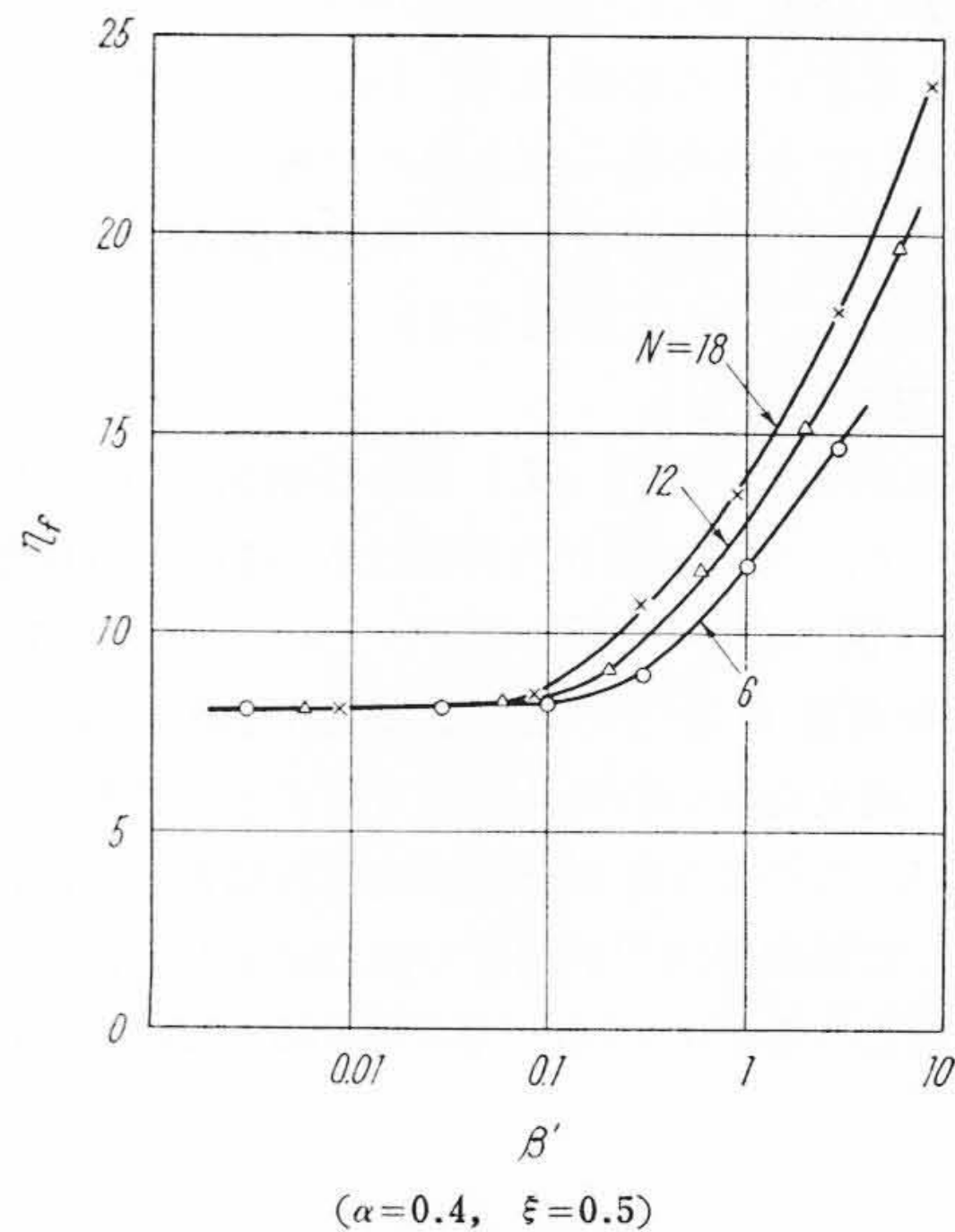
$$V = (t_1 b_1 + t_2 b_2) L + t_3 b_3 l' (N+1) \dots (4)$$

γ: 材料の単位体積重量, w_0 : 単位長さ当り側構片側自重, w_1 : 床上最大等分布荷重とすると, (1.1), (3), (4)式から w_0 は第1報と同様にして次の形に導かれる。

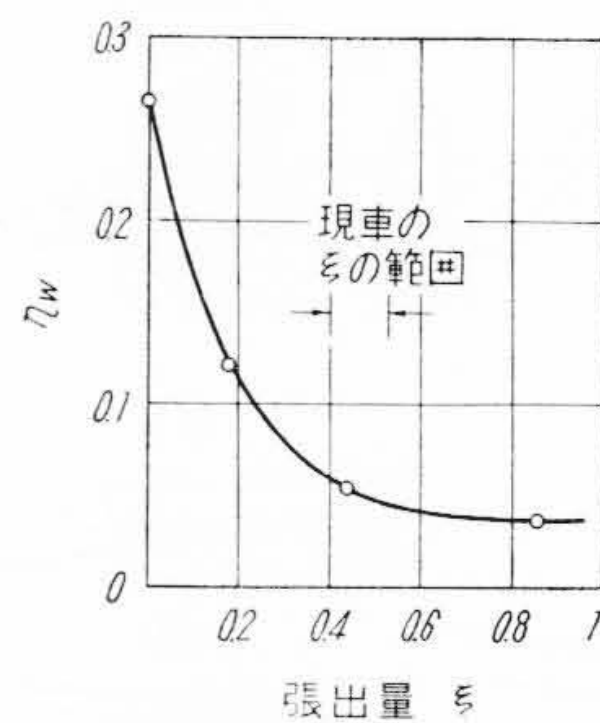
$$w_0 = \frac{6 \gamma w_1}{\sigma_a} \cdot \frac{L^2}{b_1} \eta_w \dots (5)$$

$$\text{ここに } \eta_w = \phi_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{\phi_2}{\phi_1} \right)^2 + \frac{N+1}{\beta'} \left(\frac{\phi_3}{\phi_1} \right)^2 \right\} \dots (6)$$

(6)式は α , β' , ξ , N の関数であって, 剛度との関連において, 支点位置および柱数と重量との関係を表わす無次元量である。この式に第3図および第6図の ϕ の値



第11図 柱数と曲げ剛性との関係



第12図 張出量と重量との関係

を用いれば, それぞれ第8, 9図のようになる。

3.3 側構の曲げ剛性

床上荷重 w_1 による撓みが δ である側構の, 走行時の重量が w であるときの曲げ固有振動数は⁽²⁾

$$f_B^2 = k \frac{w_1}{\delta w} \dots (7)$$

$$\text{ここに } k = \left(\frac{\pi}{2} \right)^2 \frac{g}{384} \cdot \frac{5-6\xi^2}{1+\frac{\pi^2}{6}\xi^3} \dots (8)$$

g = 重力の加速度

であって, k は張出量 ξ に関する。一方 δ は (1.4) 式で与えられるので, これを (7) 式に入れて第1報と同様に変形すると, 次のようになる。

$$f_B^2 = k_1 \frac{E}{2\sigma_a} \cdot \frac{w_1}{w} \cdot \frac{b_1}{L^2} \eta_f^2 \dots (9)$$

$$\text{ここに } \eta_f^2 = \frac{5-6\xi^2}{1+\frac{\pi^2}{6}\xi^3} \cdot \frac{\phi_1}{Y} \dots (10)$$

$$k_1 = \left(\frac{\pi}{2} \right)^2 \frac{g}{384} \dots (11)$$

最大負荷状態における固有振動数は(9)式で $w=w_1$ とおけばよい。(10)式の η_f は α , β' , ξ , N の関数であって、前節同様に第3, 6図の値を用いると、それぞれ第10, 11図のようになる。

4. 結果の検討

4.1 支点位置および柱数と重量との関係

第8, 10図によって、支点位置が車体端部に移るにつれて重量は増大するとともに、曲げ剛性も低下することがわかる。このことは第3図に示す内力と撓み変化の当然の帰結といえよう。現在の軽量客電車の柱剛比は一般に $\beta'=0.08\sim0.65$ (第8図に付記)である。支点位置と重量との関係を、上記範囲における平均値として示すと第12図のようになる。

柱数の影響を示す第9, 11図から次のことがわかる。

- (1) β' 小なところでは、重量は $N=12, 18$ の間に大差がなく、 $N=6$ では軽い。
- (2) $\beta'>1$ では柱の多いほど軽くなる。
- (3) 曲げ剛性は $\beta'<0.1$ では N に無関係で、それ以上では柱の多いほど高い。

以上の支点位置、柱数のいずれの場合にも、 β' に対して重量は中高となり、その両側の β' で軽くなることは緒言に述べた第1報の結果と同様である。実際には β' の両極端を無制限にとりうるわけではない。 β' を極度に大きくすると、柱幅が大きくなって窓面積を減少させる。一般に $b_3/l=0.16\sim0.27$ であり、これから導かれる β' の上限は第1報の式を変形した

$$\beta' N \frac{\phi_1}{\phi_3} < 0.27 \frac{L^2}{b_1 l'} \dots\dots\dots (12)$$

できめられる。たとえば $L=20\text{ m}$, $b_1=1\text{ m}$, $l'=2\text{ m}$ とすると、 $\beta'_{\max}$ は第8, 9図に付記したようになる。 β' の下限は支点上の柱の挫屈限度で与えられ、これも第1報の式を変形して次の関係がえられる。

$$\beta' \frac{\phi_1}{\psi_3} > \frac{\sigma_a}{2\pi^2 E} \cdot \frac{l'}{b_1} \dots\dots\dots (13)$$

ただし、実際の数値例によれば $\beta'_{\min}<0.001$ 程度であってかなり小さい。

4.2 軽量設計への応用

第1表に最近の軽量車体の関係数値をまとめて示した。車長 L 、車体高さに関係のある l' 、腰板高さ b_1 などは、本報では一定値として扱った。 L , b_1 は一般に運用上の制約によってほぼ固定的な値とみなされるが、その許しうる範囲内で 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有利であることが(5), (9)式からわかる。

支点位置は重量に大きな影響を及ぼし、張出量の大きい方が有利である。しかし計算例の $\xi=0.86$ では車体中

第1表 最近の軽量車体の諸数値

車 長 L, m	郊外電車, 国鉄 路面電車 関 節 車	16~20
		11~14
		10~12 (6)*
車 体 高 さ	l'^{**}, m	1.60~2.25
腰 板 高 さ	b_1, m	0.93~1.10
張 出 量	ξ	0.40~0.53
ス パ ン 数	N	13~17
上 部 材 剛 比	α	0.09~1.13
柱 剛 比	β'	0.08~0.65

注: * ()内は Talgo 列車

** 上下部材の曲げ有効断面の中立軸間距離

央よりも車端の撓みが大きくなり、かつ第12図からわかるように、 $\xi>0.5$ では軽量化の比率が小さくなるので、現在程度の $\xi=0.4\sim0.5$ が適当と思われる。前後車体の中間に台車を配置して車端を支持する形式のいわゆる関節車においては、重量増加と剛性低下を防ぐために特に車体長を小さくする必要がある。 $\xi=0.4\sim0.5$ なる一般の車輛と比べて、 $\xi=0$ では η_w が約5倍となっていることが第12図からわかる。したがって一般車輛と同程度の w_0 におさえるためには、関節車では $w_0 \propto L^2$ の関係から $\frac{1}{\sqrt{5}}$ すなわち45%程度に車体を短くする必要があるといえよう。

現在の客電車の β' は第8, 9図に示すように、曲線のピーク付近に相当している。軽量化のためにはこの不利な範囲をさけて β' をさらに小さくするか、 $\beta'>1$ を選ぶ方がよい。車体の合理的構造としては、柱の結合作用の顕著な β' 大なる側をとるのが望ましいが、前節にのべた窓広さの制限による $\beta'_{\max}$ を考慮せねばならない。

β' 大なる側では、柱数が多いほど軽量化されるが、第10図に示したように $\beta'_{\max}$ は柱数の増加によって小さくなるので、一定の窓広さに対しては柱数少ない方が軽くしうることになる。 $\beta'_{\max}$ を大きくするには、(12)式からわかるように L^2/b_1 を増す必要があり、これは本節の初めに述べた軽量化の傾向と反する。したがって現在程度の窓広さのもとに、柱数を少なくし、かつ β' にその上限にできるだけ近い大きな値を与えることが有利である。

β' を極度に大きくするには部材の薄板化が要求され、補剛材による挫屈防止がますます必要になる。したがって、 β' をある値以上に大きくすることが困難になる。 β' の大きい値をうる別の方法は柱と上, 下部材との結合度を強くすることであって、これによれば柱の重量増加なしに β' のみを大きくすることができる。筋違柱構造はその一つの試みであり、これについては別の機会にゆずりたい。

5. 結 言

側構の3主部材ごとの最大応力が相等しいという強度条件を設定し、この条件を満足する側構重量の式を導いて支点位置および柱数と重量との関係を検討した。

これを要約すれば次のようである。

(1) 支点位置が車端から内方へ移るにつれて車体重量は軽くなるが、現在程度の張出量が適当である。

(2) 関節車においては、重量増加と剛性低下を防ぐためには、車体長さを一般車輛の半分程度に短かくする必要がある。

(3) 柱の剛比は現在の範囲をさけて、さらに大きく

することが軽量化に有利であるが、窓広さから制限をうける。

(4) 柱の数は現在よりも少なくした方がよい。

終りに御指導を賜っ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ご協力いただいた日立製作所笠戸工場今村実君に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 飯島：日立評論 39, 721 (昭 32-6)
- (2) 飯島：日立評論 40, 1204 (昭 33-10)
- (3) 飯島, 永弘, 伊藤：機械学会第34期通常総会講演会前刷第3室 (昭 32-4)



特 許 と 新 案



最近登録された日立製作所の実用新案

区 別	登録番号	名 称	工 場 別	氏 名	登録年月日
実用新案	484105	吸 上 装 置	日立工場	鈴木 木平 豊 積治	33.11. 5
"	484114	電 磁 制 動 機 の 制 動 靴	日立工場	高 品 博	"
"	484126	静止レオナード電動機の可逆転切換装置	日立工場	高 尾 滋	"
"	484127	静 止 レ オ ナ ー ド 制 御 装 置	日立工場	前 川 敏 明	"
"	484112	フロアコントローラ連動装置	国分工場	酒 井 真 平 男	"
"	484113	エ レ ベ ー タ 乗 籠 案 内 靴	国分工場	神 本 峯 次 郎	"
"	484117	内鉄形変圧器の巻線輸送装置	国分工場	栗 山 卓 正	"
"	484115	蓄電池機関車の電池箱取付装置	水戸工場	大 坂 本 繁 三	"
"	484124	溶 湯 脱 ガ ス 装 置	水戸工場	数 野 亥 明 石 夫	"
"	484104	スクレーパコンベヤの伸縮リタントラフ	亀有工場	高 橋 錦 一 樹	"
"	484116	ケ ー ジ 内 車 止 め 操 作 装 置	亀有工場	高 橋 井 茂 春 雄	"
"	484123	車 輦 の カ ウ ン タ 兼 ス ト ッ プ 装 置	亀有工場	田 井 上 川 儀 啓 郎	"
"	484108	空 気 舵 取 り 装 置	川崎工場	小 遠 藤 三 衛 次 夫	"
"	484109	ク ラ ッ チ 嚙 合 位 置 表 示 装 置	川崎工場	間 佐 宮 健 利 次 夫	"
"	484110	真空掃除機におけるホース着脱装置	多賀工場	安 川 昌 平	"
"	484111	真空掃除機のホース着脱装置	多賀工場	安 川 昌 平	"
"	484118	簡 易 エ レ ベ ー タ	多賀工場	古 市 光 之 中	"
"	484119	軽 便 リ フ ト 装 置	多賀工場	横 内 直 中	"
"	484120	軽便リフト用パイロットランプ装置	多賀工場	横 内 直 中 郎	"
"	484122	ネジ形ホイスト油止装置	多賀工場	河 村 三 郎	"
"	484125	予 備 フ ェ ー ズ 取 付 装 置	多賀工場	萩 野 谷 忠 昭 夫	"
"	484121	収 容 箱	戸塚工場	小 祝 孝 士 郎 助	"
"	484106	サーミスタによる真空計測装置	中央研究所	杉 山 森 文 弥 太 郎	"
実用新案	484107	圧縮器をそなえたマノメータ	中央研究所	近 長 崎 隆 男 弥 太 郎	33.11. 5