$$y_{(x,t+\tau)}=\frac{2-\tau^2\lambda^2}{(1+k\tau)s}\left[\int_0^s\left(\frac{3}{2}-\frac{2}{s}\xi\right)y_{(x+\xi,t)}d\xi\right.$$
$$\left.-\int_0^{-s}\left(\frac{3}{2}+\frac{2}{s}\xi\right)y_{(x+\xi,t)}d\xi\right]-\frac{1-k\tau}{1+k\tau}y_{(x,t-\tau)}\quad\cdots\cdots(3)$$

ただし，

$$S=\left(\frac{360a^2\tau^2}{2-\lambda^2\tau^2}\right)^{1/4}$$

にして

$$0<\tau<\frac{\sqrt{2}}{\lambda}$$

とする。減衰係数を考慮しないときは $k=0$ とおけばよく，又弾性支床を考えないときは $\lambda=0$ とすればそれぞれの場合の式が得られる。(2) 又は (3) 式より，$y_{(x,t)}$ の τ 時間前の値及び或瞬間 t における値がわかつていると τ 時間後の瞬間の撓みを知ることができる。

(1-9) 一般撓角式の2型について

正員　九州大学工学部　村　上　正

前回の本講演会で，著者は一般撓角式について報告したが[1]，実際に使つて見て不便に感ずる点が多かつたので，その後，これを改良して用いている。その紹介を兼ねて，従来知られてゐた2型の公式の由来と，両者の比較を述べる。なお，本研究に対して，文部省科学研究費を受けたことを附記して謝意を表する。

1. 部材両端の変位　断面の寸法も，軸線の形も全く任意に規定された部材 ab（弦長又はスパン c）について両端の角変位（撓角）及び弦方向の相対変位（弦長の変化）を求めると

$$c(\theta_a-R)=\frac{I_{y'}}{c}M_{ab}-\frac{I_{yy'}}{c}M_{ba}-I_{x'y'}H+\boldsymbol{G}_b\quad\cdots\cdots(1)$$

$$c(\theta_b-R)=-\frac{I_{yy'}}{c}M_{ab}+\frac{I_y}{c}M_{ba}+I_{xy}H-\boldsymbol{G}_a\quad\cdots\cdots(2)$$

$$\Delta c=\frac{I_{x'y'}}{c}M_{ab}-\frac{I_{xy}}{c}M_{ba}-I_xH+\boldsymbol{N}\quad\cdots\cdots(3)$$

記号についての説明はこゝでは省略する。

2. 第1種公式　この3式を連立にといて，

$$M_{ab}=\frac{c^2}{D}\left\{D_{22}\theta_a+D_{21}\theta_b-(D_{21}+D_{22})R-D_{23}\frac{\Delta c}{c}\right\}+\boldsymbol{M}_{ab}\quad\cdots\cdots(4)$$

$$M_{ba}=\frac{c^2}{D}\left\{D_{12}\theta_a+D_{11}\theta_b-(D_{11}+D_{12})R-D_{13}\frac{\Delta c}{c}\right\}+\boldsymbol{M}_{ba}\quad\cdots\cdots(5)$$

$$H=\frac{c}{D}\left\{D_{32}\theta_a+D_{31}\theta_b-(D_{31}+D_{32})R-D_{33}\frac{\Delta c}{c}\right\}+\boldsymbol{H}\quad\cdots\cdots(6)$$

これは，小野薫氏がパラボラ材について求めた型[2]のもので，同氏の公式はこれから引出すことができる。

3. 第2種公式　又，式 (1) 及び (2) を連立にといて，

$$M_{ab}=\frac{c^2}{D_{33}}(I_y\theta_a+I_{yy'}\theta_b-cG_yR)+\frac{cD_{32}}{D_{33}}H+\boldsymbol{C}_{ab}\quad\cdots\cdots(7)$$

$$M_{ba}=\frac{c^2}{D_{33}}(I_{yy'}\theta_a+I_{y'}\theta_b-cG_{y'}R)+\frac{cD_{31}}{D_{33}}H+\boldsymbol{C}_{ba}\quad\cdots\cdots(8)$$

小野公式を除いた従来の公式は[3]，すべてこの型のもので，式 (3) と併用して実際に応用されるのである。

4. 両種公式の比較　2種の公式の由来は上記の通りである。小野氏が云う如く[2]，撓角式は“応力を変形で表わした弾性式として意味があり”従つて，この点では第1種の方が優れた型式と云へるが，尚，両者を比べて大よそ次のことが云へると思ふ。

(1)式の各項の係数及び荷重項は第2種の方が遙かに簡単で実用に便であるが，その反面，H を未知数に持

つ欠点がある。

（2） 第1種公式中の Δc は，角方程式を利用して部材角 R で表わすことができるから，実際には未知数とならない。

（3） 単スパンの構造では，両支点の変位条件が与へられるので，かゝる場合には第1種公式によつて端力（反力）が即座に与へられる。

1） 著者――折線材を有するラーメンの一解法，第7回本講演会（大阪），九州大学工学彙報 24-1

2） 小野 薫――架構力学

3） A.J.Fahnauer――Beitrag zur Näherungsrechnung eingespannter Bogenbrücken, Beton u. Eisen, Heft 24, 1925

石井 勇――撓角撓度法の拡張と応用，建築雑誌 44-535

横道英雄――特殊架構に対する機械的作製法の応用拡張，建築雑誌 47-571

同 氏――変断面を有する直線材及び弧形材に対する撓角撓度式及び3連又は4連モーメント式，第6回本講演会（東京）

(1-10) 階差法による任意矩形平板の解法

正員 岐阜大学工学部 四 野 宮 哲 郎

本研究は，階差法により，矩形平板に引いた網目の各交点（格点）のモーメント和 M（周辺自由支承の場合――以下静定という）又はたわみ ζ（その他の場合――以下不静定という）の影響面を求めること，言いかえれば階差方程式を

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \cdots\cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & \cdots\cdots & a_{2n} \\ \vdots & & & & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & a_{n3} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ \vdots \\ h_n \end{bmatrix}$$

a_{ij}……係数

x_i……M 又は ζ

h_i……荷重等により決る量

或いは簡単に，$ax=h$ としたとき，a の逆行列 a^{-1} を求めることを目的とし，既知平板の解を基として新しいものを解く次のような各種の工夫を提案したものである。便宜上，網目は正方形として説明する。なお，静定の場合は $aM=h$ を解いて $M=a^{-1}h$ を求めれば $\zeta=(a^{-1})^2h'$ となり ζ も簡単に求まるから M を求めるに止まる。

（1） 延長法（主として静定） 図―1 のように，矩形の一辺ABを一網目だけ移動した場合は $M=a^{-1}h$ の $h_1, h_2,$ ……の代りに，h_1+M_a, h_2+M_b……を代入，内部各格点の M を M_a, M_b, M_c……の函数として表わし，これを新格点 a, b, c……の方程式に代入して M_a, M_b, M_c……について解く。不静定の場合も同様に延長出来るが，多くの場合，静定のまゝ延長して，次の置換法で境界条件を変える方が簡単である。

（2） 置換法（不静定） 既知平板と形が同一で，境界条件だけ異る他の平板を解く方法である

(i) 自由支承辺―→自由辺

h_2, h_3……の代りに $h_2-1.8\zeta_a+5.6\zeta_b-1.8\zeta_c$ 等を（ポアソン比 0.2 と仮定）

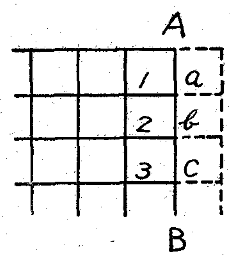
h_6, h_7……の代りに $h_6-\zeta_b$ 等を代入，以下（1）と同様に $\zeta_a, \zeta_b, \zeta_c$……の方程式を得る。

(ii) 自由支承辺―→固定辺

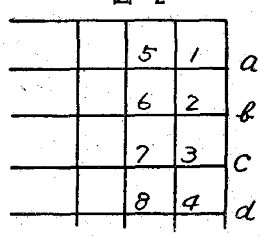
$\zeta=a^{-1}h$ の h_1, h_2……の代りに $h_1-2\zeta_1$ 等を代入し，改めて ζ_1, ζ_2……について解く。

（3）融着法（静定及び不静定） 2つの既知平板 I, II をつないで出来る平

図―1



図―2



図―3