

第十一章

回轉體ノ強サ

Strength of Rotating Bodies,

八三、回轉環若クハ回轉輪縁ニ起ル内力、

Stress in Rotating Ring or Wheel Rim.

環若クハ輪縁カ其ノ重心ヲ通シ中心面ニ直角ナル軸線ノ廻リニ旋轉スルトキハ、其ノ慣性ニヨリ材料内ニ輪張内力ヲ起スモノニシテ、若シ環ノ沿徑寸法カ半徑ニ比シ小ナルトキハ、恰カモ内壓ヲ受クル薄キ圓筒ノ場合ニ於ケルト同様、其ノ輪張内力ハ殆ント齊均ナリ、

- 今
- r = 回轉環ノ半徑 (吋)
 - ω = 角速度 (ラヂアン/秒)
 - A = 環ノ沿徑切斷面積 (平方吋)
Area of Cross section.
 - w = 材料ノ一立方吋ノ重量 (噸)
 - $v = \omega r$ = 環ノ各点ガ有スル線速度 (吋/秒)

トスレバ

輪縁ノ長サ δs = 對スル沿徑内向力 *radial inward force*

$$= \frac{w}{g} \cdot \frac{v^2}{r} A \delta s. \quad (\text{噸})$$

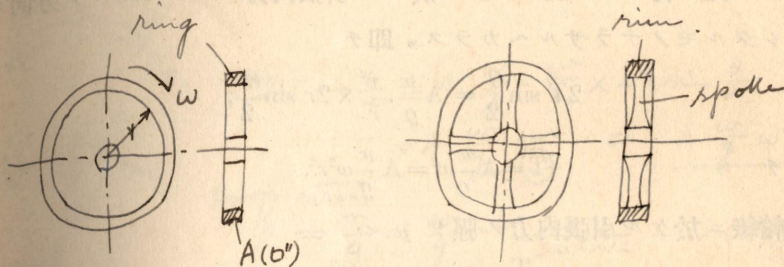
圓周ノ單位長サニ對スル法線内力

$$= \frac{w}{g} \cdot \frac{v^2}{r} A. \quad (\text{噸})$$

第80圖ニ於テ弧 PQ 即チ $r\theta$ = 對スル合成ノ沿徑内向力ハ ROノ方向ニシテ其ノ大サハ

$$\frac{w}{g} \cdot \frac{v^2}{r} A \times \text{chord PQ};$$

$$= \frac{w}{g} \cdot \frac{v^2}{r} A \times 2r \sin \frac{\theta}{2}.$$



$$\omega = \frac{v}{r}$$

$$v = \omega r$$

$$\frac{v^2}{r} = \omega^2 r \dots \text{radial inward accel. (inches/sec/sec)}$$

Radial inward force

$$= m a$$

$$= m \frac{v^2}{r} \quad (\text{poundals})$$

$$= \frac{m}{g} \frac{v^2}{r} \quad \text{lbs.}$$

$w = \text{weight/cub inch.}$

$$m = w \cdot A \cdot \delta s$$

$$F = \frac{w}{g} \frac{v^2}{r} A \delta s.$$

$\delta s \approx \text{unit length (BP4 } \frac{1}{11}) + 2r \sin \frac{\theta}{2}$

$$F = \frac{w}{g} \frac{v^2}{r} A$$

而シテ此ノ力ハ P 及ヒ Q = 於ケル引張内力 T ヲ RO ノ方向ニ
分解シタルモノナラサルヘカラス、即チ

$$2T \sin \frac{\theta}{2} = A \frac{w}{g} \frac{v^2}{r} \times 2r \sin \frac{\theta}{2};$$

即チ

$$T = A \frac{w}{g} v^2 = A \frac{w}{g} \omega^2 r^2.$$

故ニ輪縁ニ於ケル引張内力ノ強サ p ハ

$$p = \frac{T}{A} = \frac{w}{g} v^2 = \frac{w v^2}{12 \times 32.2} \dots \dots \dots (1)$$

f ヲ材料ノ認可内力トセハ

$$g = 32.2 \times 12 \frac{\text{in}}{\text{sec}^2}$$

$$f = \frac{w}{g} v^2$$

$$v = \sqrt{\frac{fg}{w}} = \sqrt{\frac{f \times 12 \times 32.2}{w}} \text{ in. per sec} \dots \dots \dots (2)$$

上式ハ時、分、秒ヲ單位トセルモノナルモ、一般ノ慣例ニヨリ
及ヒ g ノミヲ呖ニテ表ハストキハ (1) 式ハ

$$p = \frac{12wV^2}{g} = \frac{12wV^2}{32.2} = 0.3722wV^2 \text{ lbs./in}^2 \dots \dots \dots (3)$$

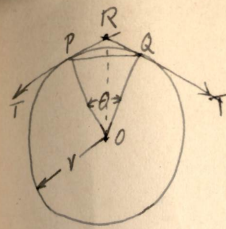
トナル、又直接タルビン軸車ノ縁抑若クハ勢車縁ニ適用シ得ル様、
(時) ヲ環ノ中心線ニ至ル直径トシ、N ヲ毎分回轉數トセハ (1) 式ヨリ

$$p = \frac{wv^2}{12 \times 32.2} = \frac{w}{12 \times 32.2} \left(\frac{\pi d N}{60} \right)^2 = \frac{w d^2 N^2}{141,000} \dots \dots \dots (4)$$

[例題 四五] 鑄鉄製輪縁ニ對スル認可引張内力ヲ每平方吋 1,000 磅
材料一立方吋ノ重量ヲ 0.26 磅ト見做シ、之ニ對スル周速度ノ最
大限ヲ算定セヨ、
(cast iron) (Peripheral speed) [V = 102 ft. per sec. (nearly)]

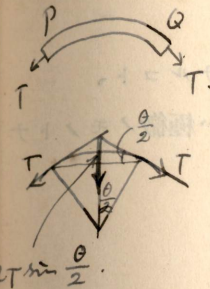
八四、回轉圓板ニ起ル内力、
Rotating Disc.

回轉板ニ於ケル内力ハ次ノ假定ニヨリテ見出スコトヲ得ヘシ、



$$PQ = r\theta \div PQ = 2r \sin \frac{\theta}{2}$$

$$\text{Radial inward force} = \frac{w}{g} \frac{v^2}{r} A \times 2r \sin \frac{\theta}{2}$$



$$2T \sin \frac{\theta}{2} = A \frac{w}{g} \frac{v^2}{r} \times 2r \sin \frac{\theta}{2}$$

$$T = A \frac{w}{g} v^2 \text{ or } A \frac{w}{g} \omega^2 r^2$$

$$\text{hoop stress } p = \frac{T}{A} = \frac{w}{g} v^2 = \frac{w v^2}{32.2 \times 12} \dots \dots \dots (lb/in^2) \dots \dots (1)$$

$$v = 12 \times V$$

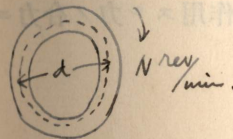
$$V: \text{ft/sec}$$

$$g = 12 \times 32.2$$

$$g: \text{in./sec}^2$$

$$p = \frac{w v^2}{g} = \frac{12^2 \times V^2 \times w}{12 \times 32.2} = \frac{12}{32.2} V^2 \times w$$

$$= 0.3722 w V^2 \text{ lb/in}^2$$



$$v = \frac{\pi d N}{60} \text{ (inch/sec)}$$

(45) 試問

$$f = 0.3722 w V^2$$

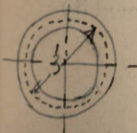
$$f = 1,000 \text{ lb/in}^2$$

$$w = 0.26 \text{ lb/cub.in.}$$

$$V = \frac{1,000}{0.26 \times 0.3722} = 1,035$$

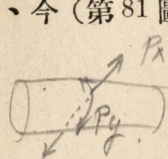
$$V \approx 102$$

(8x) The thin rim of a wheel 3 feet diameter is made of steel, weighing 0.28 lbs per cub. inch. Neglecting the effect of the spokes, show many revolutions per min. may it make without the stress exceeding 10 tons/in² and how much is the diameter of the wheel increased? (E = 30 x 10⁶ lb/in²)



- (1) 回轉圓板ハ其中心ニ法線ナル直線ヲ軸トシテ回轉シ居ルヲ
- (2) 圓板ノ厚サハ各部一樣ナルコト、
- (3) 圓板ノ厚サハ其ノ直徑ニ比較シテ甚タ小ナルコト、

斯ノ如ク假定スルトキハ沿軸方向ニ於ケル主内力ハ極微ノモノトナル、今(第81圖)



- p_x = 沿徑主内力ノ強サ;
- p_y = 輪張内力ノ強サ;
- t = 圓板ノ厚サ;
- R_1 = 圓板ノ外徑;
- R_2 = 圓板ノ内徑;
- w = 圓板ノ單位容積ノ重量;(lb)

Grossman's Solution ω = 角速度;(Radians.)

トシ任意ノ半徑 x = 於ケル圓板ノ小部分ニ對スル力ノ作用ヲ考フレハ次ノ如シ、

圓板ノ小部分ノ容積 = $x \delta \theta \times \delta x \times t$;

$$\text{Force} = \frac{w}{g} \omega^2 x^2 \cdot t \cdot x \delta \theta \cdot \delta x \dots (1)$$

此ノ力ハ p_x 及ビ p_y = ヨリテ圓板ノ小部分ニ作用スル力ノ合力ニ等シ、即チ

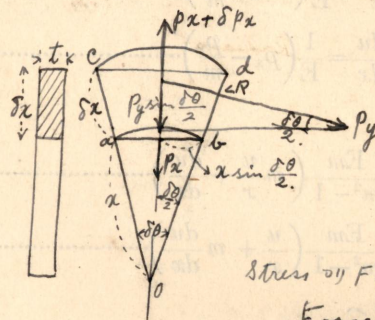
$$\text{Force} = t \left\{ p_y \cdot \delta x \cdot 2 \sin \frac{\delta \theta}{2} + p_x \cdot 2x \sin \frac{\delta \theta}{2} - (p_x + \delta p_x) \cdot 2(x + \delta x) \sin \frac{\delta \theta}{2} \right\}$$

$$\therefore \text{Force} = t(p_y \delta x - p_x \delta x - x \delta p_x) \delta \theta \dots (2)$$

(1) 式ト (2) 式トハ相等シカラサルヘカラス、

$$\begin{aligned} \therefore p_y &= \frac{w}{g} \omega^2 x^2 + p_x + x \frac{dp_x}{dx} \\ &= \frac{w}{g} \omega^2 x^2 + \frac{d}{dx}(x p_x) \dots (3) \end{aligned}$$

Grossman's Solution



volume of small portion
 $2x \delta \theta \times \delta x \times t$
 Centrifugal force $\frac{w}{g} \omega^2 x^2$
 $\text{Force} = \frac{w}{g} \omega^2 x^2 \times (2)$

$$\frac{v^2}{r} = \omega^2 r$$

$$\text{Force} = \frac{w}{g} \omega^2 x^2 \cdot t \cdot 2 \delta \theta \delta x \dots (1)$$

Stress or Force γ to δx ?

$$\begin{aligned} \text{Force} &= 2 \cdot \delta x \cdot t \cdot p_y \sin \frac{\delta \theta}{2} \dots \left\{ \begin{array}{l} \text{sum of} \\ \text{radial} \\ \text{component.} \end{array} \right. \\ &\quad + 2 p_x t \cdot x \sin \frac{\delta \theta}{2} \\ &\quad (ab, \gamma = ab \gamma \gamma \gamma) \\ &\quad - (p_x + \delta p_x) t \cdot 2(x + \delta x) \sin \frac{\delta \theta}{2} \\ &= t \left\{ p_y \delta x \cdot 2 \sin \frac{\delta \theta}{2} + p_x \cdot 2x \sin \frac{\delta \theta}{2} - (p_x + \delta p_x) \cdot 2(x + \delta x) \sin \frac{\delta \theta}{2} \right\} \\ &= t \left\{ p_y \delta x + p_x \cdot 2x - p_x \delta x - p_x \cdot 2(x + \delta x) - \delta p_x \cdot 2(x + \delta x) \right\} \sin \frac{\delta \theta}{2} \\ &= t \left\{ p_y \delta x - p_x \delta x - \delta p_x \cdot 2x \right\} \sin \frac{\delta \theta}{2} \dots (2) \end{aligned}$$

$$(1) = (2)$$

$$\frac{w}{g} \omega^2 x^2 \cdot t \cdot 2 \delta \theta \cdot \delta x = t \left\{ p_y \delta x - p_x \delta x - 2 \delta p_x \cdot x \right\} \delta \theta$$

$$\delta x = \frac{2x \delta \theta}{2}$$

$$\frac{w}{g} \omega^2 x^2 = p_y - p_x - x \frac{\delta p_x}{\delta x}$$

$$\therefore p_y = \frac{w}{g} \omega^2 x^2 + p_x + 2x \frac{dp_x}{dx} = \frac{w}{g} \omega^2 x^2 + \frac{d}{dx}(x \cdot p_x)$$

Strain あり p_y ヲホメトス。

内力ニ由リ x = 對スル沿徑方向ノ變位ヲ u トスレハ、半徑 x ナリシモノハ内力ノ作用ヲ受ケタル後ハ $x+u$ ノ長サトナリ、輪歪 e ハ次ノ如シ、

$$e_y = \frac{2\pi(x+u) - 2\pi x}{2\pi x} = \frac{u}{x} \dots\dots\dots(4)$$

歪ヲ生シタル後此細小片ノ沿徑方向ノ巾ヲ求ムレハ

$$x + \delta x + u + \delta u - (x + u) = \delta x + \delta u.$$

沿徑方向ノ歪

$$e_x = \frac{\delta x + \delta u - \delta x}{\delta x} = \frac{\delta u}{\delta x} \dots\dots\dots \text{limit } \delta x \rightarrow 0 \dots\dots\dots(5)$$

$$\therefore (4) \text{ 式ニヨリ } \frac{u}{x} = \frac{1}{E} \left(p_y - \frac{p_x}{m} \right) \dots\dots\dots(6)$$

$$(5) \text{ 式ニヨリ } \frac{du}{dx} = \frac{1}{E} \left(p_x - \frac{p_y}{m} \right) \dots\dots\dots(7)$$

(6) 及ビ (7) 式ニヨリ

$$p_y = \frac{Em}{m^2 - 1} \left(m \frac{u}{x} + \frac{du}{dx} \right) \dots\dots\dots(8)$$

$$p_x = \frac{Em}{m^2 - 1} \left(\frac{u}{x} + m \frac{du}{dx} \right) \dots\dots\dots(9)$$

此ノ値ヲ (3) 式ニ代入スレハ

$$\frac{d^2u}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{du}{dx} - \frac{u}{x^2} = -\frac{w}{g} \frac{\omega^2 m^2 - 1}{m^2 E} x \dots\dots\dots(10)$$

(10) 式ノ解法次ノ如シ、

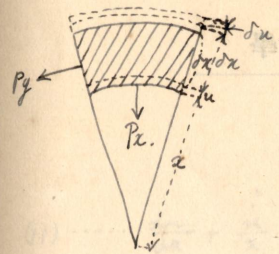
(i) Complementary function ヲ求ムレハ、

$$\frac{d^2u}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{du}{dx} - \frac{u}{x^2} = \frac{d^2u}{dx^2} + \frac{d}{dx} \left(\frac{u}{x} \right) = 0;$$

上式ヲ積分スレハ

$$\frac{du}{dx} + \frac{u}{x} = \text{constant} = 2A \text{ (say)} \dots\dots\dots(11)$$

$$x \frac{du}{dx} + u = 2Ax,$$



Circumferential strain.

$$e_y = \frac{2\pi(x+u) - 2\pi x}{2\pi x} = \frac{2\pi x + 2\pi u - 2\pi x}{2\pi x} = \frac{u}{x} \dots\dots\dots(4)$$

$$e_x = \frac{\delta x + \delta u - \delta x}{\delta x} = \frac{\delta u}{\delta x} \dots\dots \text{lim. } \delta x \rightarrow 0 \dots\dots(5)$$

$$e_y = \frac{1}{E} p_y - \frac{1}{E} \frac{p_x}{m} \dots\dots\dots(6)$$

$$\frac{u}{x} = \frac{1}{E} \left(p_y - \frac{p_x}{m} \right) \dots\dots\dots(6)$$

$$e_x = \frac{1}{E} \left(p_x - \frac{p_y}{m} \right) \dots\dots\dots(7)$$

$$\frac{du}{dx} = \frac{1}{E} \left(p_x - \frac{p_y}{m} \right) \dots\dots\dots(7)$$

$$\frac{dy}{dx} + P \frac{dy}{dx} + Qy = V. \dots\dots\dots(A)$$

P, Q, V ; given functions.

$\frac{dy}{dx} + P \frac{dy}{dx} + Qy = 0$ --- general solution $y = w$ + complementary function

(A), particular integral $y = u$

$y = w + u$ complete solution

$$\frac{d(ux)}{dx} = 2Ax,$$

上式ヲ積分スレハ

$$ux = Ax^2 + B;$$

$$\therefore e_y = \frac{u}{x} = A + \frac{B}{x^2} \dots\dots\dots(12)$$

(11) 及ビ (12) 式ニヨリ、

$$e_x = \frac{du}{dx} = A - \frac{B}{x^2} \dots\dots\dots(13)$$

(10) 式、

(ii) Particular integral ヲ求ムレハ、

$$u = Cx^3 \quad (\text{assume})$$

$$\therefore C = -\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2 - 1}{m^2}.$$

之ニ依テ (10) 式、complete solution n.

$$e_y = \frac{u}{x} = A + \frac{B}{x^2} - \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2 - 1}{m^2} x^2 \dots\dots\dots(14)$$

$$e_x = \frac{du}{dx} = A - \frac{B}{x^2} - \frac{3w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2 - 1}{m^2} x^2 \dots\dots\dots(15)$$

此ノ値ヲ (8) 及ビ (9) 式ニ代入スルキハ、

Radial principal stress $\dots\dots p_x = \frac{Em}{m^2 - 1} \left\{ (m+1)A - (m-1)\frac{B}{x^2} - (3m+1)\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2 - 1}{m^2} x^2 \right\} \dots\dots\dots(16)$

circumferential principal stress $\dots\dots p_y = \frac{Em}{m^2 - 1} \left\{ (m+1)A + (m-1)\frac{B}{x^2} - (m+3)\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2 - 1}{m^2} x^2 \right\} \dots\dots\dots(17)$

《A, B ヲ定メサルベカラス》

(A) 中央ニ孔アル圓板ノ場合、前式ニ於ケル A 及ビ B ノ値ヲ

定メントスルニハ (第 81 圖)

outermost fibre $\dots\dots x = R_1$ ナルトキハ $p_x = 0.$

$x = R_2$ ナルトキハ $p_x = 0.$

$$(11) \dots\dots \frac{du}{dx} + \frac{u}{x} = 2A \quad \Rightarrow)$$

radial strain

$$e_x = \frac{du}{dx} = 2A - \frac{u}{x} = 2A - A - \frac{B}{x^2}$$

$$= A - \frac{B}{x^2}.$$

$$u = Cx^3$$

$$\frac{u}{x} = Cx^2$$

$$\frac{du}{dx} = 3Cx^2$$

$$\frac{d^2u}{dx^2} = 6Cx$$

(10) 式ニヨリ、

$$6Cx + 3Cx - Cx = -\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2 - 1}{m^2} x.$$

$$\therefore 8C = -\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2 - 1}{m^2}$$

$$\therefore C = -\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2 - 1}{m^2}.$$

此ノ値ヲ (16) 式ニ入ルレハ

$$A = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{(3m+1)(m-1)}{m^2} (R_1^2 + R_2^2),$$

$$B = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{(3m+1)(m+1)}{m^2} R_1^2 R_2^2$$

再ビ此ノ値ヲ (16) 式ニ入ルレハ

Radial.....
$$p_x = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8m} (3m+1) \left(R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_1^2 R_2^2}{x^2} - x^2 \right) \dots\dots\dots (18)$$

Circumf.....
$$p_y = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8m} \left\{ (3m+1) \left(R_1^2 + R_2^2 + \frac{R_1^2 R_2^2}{x^2} \right) - (m+3)x^2 \right\} \dots\dots\dots (19)$$

p_y ノ値ハ常ニ正ニシテ x ノ増加ト共ニ減少ス、而シテ其ノ最大値ハ $x=R_2$ ナルトコロニアリ、
 $x(\text{min.})=R_1$

$$p_y(\text{max.}) = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{4m} \left\{ (3m+1)R_1^2 + (m-1)R_2^2 \right\} \dots\dots\dots (20)$$

R_2 ノ値カ漸次减小スルトキハ $p_y(\text{max.})$ ハ次ノ値ニ近ツクニ至ル、
即チ (neglected)

$$\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{4m} (3m+1)R_1^2 \dots\dots\dots (21)$$

p_x ノ値ハ $x=R_1$ 及ビ $x=R_2$ ノトコロニ於テハ零ニシテ、 R_1 及ビ R_2 ノ中間ニ於テハ常ニ正ニシテ引張力ナリ、

$$\frac{dp_x}{dx} \propto \left(\frac{2R_1^2 R_2^2}{x^3} - 2x \right)$$

$$x = \sqrt{R_1 R_2} \quad \text{ナルトキハ零ナリ、}$$

$p_x(\text{max.})$ ノ値ハ次ノ如シ、

$$p_x(\text{max.}) = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8m} (3m+1) (R_1 - R_2)^2.$$

(B) 實體圓板、
Solid Disc 圓板ノ中心ニ孔ナキモノ所謂實體圓板ニ於テハ

(第 81 圖)

outermost fibre..... $x=R_1$ ナルトキハ $p_x=0,$
 $x=0$ ナルトキハ $u=0.$

$$\left. \begin{aligned} x=R_1 & \dots\dots\dots p_x=0 \\ x=R_2 & \dots\dots\dots p_x=0. \end{aligned} \right\} (16) \text{式ニ代入ス.}$$

$$0 = \frac{Em}{m^2-1} \left\{ A(m+1) - (m-1) \frac{B}{R_2} - (3m+1) \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2-1}{m^2} R_1^2 \right\} \dots\dots\dots (a)$$

$$0 = \frac{Em}{m^2-1} \left\{ A(m+1) - (m-1) \frac{B}{R_1} - (3m+1) \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2-1}{m^2} R_2^2 \right\} \dots\dots\dots (b)$$

$$(a)-(b) \quad B(m-1) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right) - (3m+1) \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{m^2-1}{m^2} (R_1^2 - R_2^2) = 0.$$

$$(18) \dots\dots\dots B(m-1) \frac{(R_1^2 - R_2^2)}{R_1^2 R_2^2} - \frac{w \omega^2}{8gE} \frac{(3m+1)(m^2-1)(R_1^2 - R_2^2)}{m^2} = 0.$$

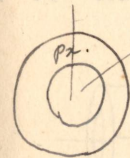
$$(18) \dots\dots\dots (R_1^2 - R_2^2) \left\{ \frac{B(m-1)}{R_1^2 R_2^2} - \frac{w \omega^2}{8gE} \frac{(3m+1)(m^2-1)}{m^2} \right\} = 0.$$

$R_1^2 - R_2^2 \neq 0.$

$$\therefore \frac{B(m-1)}{R_1^2 R_2^2} - \frac{w \omega^2}{8gE} \frac{(3m+1)(m^2-1)}{m^2} = 0.$$

$$(18) \dots\dots\dots B = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{(3m+1)(m^2-1)}{m^2} R_1^2 R_2^2$$

Similarly
$$A = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{(m-1)(3m+1)}{m^2} (R_1^2 + R_2^2)$$



$$\left. \begin{aligned} x=R_1 & \dots\dots\dots p_x=0 \\ x=R_2 & \dots\dots\dots p_x=0. \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{dp_x}{dx} \propto \left(\frac{2R_1^2 R_2^2}{x^3} - 2x \right)$$

$$\frac{2R_1^2 R_2^2}{x^3} - 2x = 0 \quad \text{トオス.}$$

$$2R_1^2 R_2^2 - 2x^4 = 0.$$

$$x^4 = R_1^2 R_2^2$$

$$\therefore x = \sqrt{R_1 R_2} \quad \dots\dots\dots p_x = \text{max.}$$

(14) = $x=0, u=0$. } γ 代入 A, B 及び u . A, B 及び u 代入 (22), (16) = 代入 (23)

(16) = $x=R_1, p_x=0$ } $p_y = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8m} \{ (3m+1)R_1 - m+3 \} x^2 \dots (22)$

$A = (3m+1) \frac{w \omega^2 m+1}{g 8E} R_1^2$ } $p_x = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8m} (3m+1) (R_1^2 - x^2) \dots (23)$

$B = 0$.

$p_y(\max) = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8m} (3m+1) R_1^2$

$p_x(\max) = \frac{3m+1}{8m} \frac{w}{g} (\omega R_1)^2 \dots (24)$

p-36 Rim 場合, $\frac{3m+1}{8m}$ 倍

$p_x(\max) = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8m} (3m+1) R_1^2 \dots (25)$

(21) $\frac{1}{4} \times 5 = 1.25$

八五、回轉圓筒 = 起ル内力、

Rotating Cylinder

圓筒カ其ノ軸ヲ回轉軸トシテ回轉スルキ之ニ起ル各内力ハ次ノ如クニシテ見出スコトヲ得可シ、

- x = 沿徑方向;
- z = 沿軸方向;
- y = x 及 z = 垂直ナル方向;
- p_x = 沿徑内力;
- p_y = 輪内力;
- p_z = 沿軸内力;

トスレハ Rotating disc / 場合ト同様ニシテ.

$p_y = \frac{w}{g} \omega^2 x^2 + p_x + x \frac{dp_x}{dx} \dots (1)$

圓板ノ場合ト同様半径 x ナル點ニ於ケル變位ヲ u トスレハ各主内力ニヨル歪ハ

radial strain: $e_x = \frac{du}{dx} = \frac{1}{E} \left(p_x - \frac{p_y + p_z}{m} \right) \dots (2)$

circumferential strain: $e_y = \frac{u}{x} = \frac{1}{E} \left(p_y - \frac{p_x + p_z}{m} \right) \dots (3)$

axial strain: $e_z = \frac{1}{E} \left(p_z - \frac{p_x + p_y}{m} \right) \dots (4)$

steel 場合:

$m = 4, w = 0.28 \text{ lb/cub. in. } g = 32.2 \times 12^2 \text{ /sec}^2$
 $n = R.P.M.$

1. Central hole / $p = 4$.

$p_x(\max) = (13R_1^2 + 3R_2^2) \times 4.97 \times 10^{-7} \times n^2 \text{ lb/}^2\text{in}^2$

$p_y(\max) = (6.46R_1^2 + 1.49R_2^2) \times n^2 \times 10^{-6} \text{ lb/}^2\text{in}^2$

2. Solid disc / $p = 4$.

$p_x(\max) = p_y(\max) = 3.23 n^2 R^2 \times 10^{-6} \text{ lb/}^2\text{in}^2$

(Ex.) 1. 場合ニシテ. $\begin{cases} R_1 = 18'' \\ R_2 = 5'' \\ n = 2250 \end{cases}$

$p_x(\max) = (13 \times 18^2 + 3 \times 5^2) \times 4.97 \times 10^{-7} \times 2250^2$

$= 10,800 \text{ lb/}^2\text{in}^2$

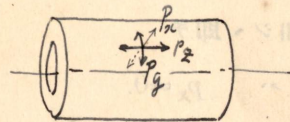
$p_y(\max) = (6.46 \times 18^2 + 1.49 \times 5^2) \times 2250^2 \times 10^{-6}$

$= 10,800 \text{ lb/}^2\text{in}^2$

2. 1 場合ニシテ. ($R_1 = 18'' n = 2250$)

$p_x(\max) = p_y(\max) = 3.23 \times 2250^2 \times 18^2 \times 10^{-6}$

$= 5,290 \text{ lb/}^2\text{in}^2$



而シテ e_z ハ x = 關シテハ一定ノモノナリ、

(4)式ヨリ、
$$p_z = \frac{p_x + p_y}{m} + Ee_z \dots\dots\dots(5)$$

(2) 及ヒ (3) 式ニ此ノ値ヲ代入スレハ

$$p_y = \frac{Em}{(m-2)(m+1)} \left\{ (m-1) \frac{u}{x} + \frac{du}{dx} + e_z \right\} \dots\dots\dots(6)$$

$$p_x = \frac{Em}{(m-2)(m+1)} \left\{ (m-1) \frac{du}{dx} + \frac{u}{x} + e_z \right\} \dots\dots\dots(7)$$

(1) 式ニヨリ (6),(7) 式ヲ代入ス。

[P-38 (10)式参照]
$$x \frac{d^2u}{dx^2} + \frac{du}{dx} - \frac{u}{x} = -\frac{w}{g} \omega^2 \frac{(m+1)(m-2)}{Em(m-1)} x^2 \dots\dots\dots(8)$$

$$\therefore \frac{u}{x} = A + \frac{B}{x^2} - \frac{w}{g} \omega^2 \frac{(m+1)(m-2)}{8Em(m-1)} x^2 \dots\dots\dots(9)$$

$$\frac{du}{dx} = A - \frac{B}{x^2} - \frac{3w}{g} \omega^2 \frac{(m+1)(m-2)}{8Em(m-1)} x^2 \dots\dots\dots(10)$$

(A) 圓筒、回轉圓筒ノ場合ハ次ノ如シ、即チ

Hollow cylinder

$x=R_1$ ナルトキハ $p_x=0$.

$x=R_2$ ナルトキハ $p_x=0$.

A 及ヒ B ヲ見出ストキハ

(9),(10)式ヲ代入ス。

$$B = \frac{w}{g} \omega^2 \frac{(m+1)(3m-2)}{8Em(m-1)} R_1^2 R_2^2 \dots\dots\dots(11)$$

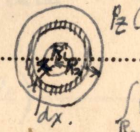
$$A = \frac{w}{g} \omega^2 \frac{(m+1)(m-2)(3m-2)}{8Em^2(m-1)} (R_1^2 + R_2^2) - \frac{e_z}{m} \dots\dots\dots(12)$$

→未解 (11)式

e_z ノ値、今圓筒ヲ其ノ軸ニ垂直ナル平面ニテ二分シテ考フレバ、

圓筒ノ軸ニ平行ナル運動ヲ有ス。又、
free end = 軸ヲ自由ニ、軸ニ平行ナル外力モナレ、故ニ 2π
中環ニ沿フ方向ニ自由方向ニシテ、等速ノ運動ヲ有ス。
引張力ヲ有セス。

$$\int_{R_2}^{R_1} p_x dx = 0 \dots\dots\dots(13)$$



P_2 (x = 24) g. comp. or tan. etc.
 $\int_{R_2}^{R_1} P_2 2\pi x dx = 0$.

(5)=(6),(7),(9) 及ヒ (10) 式ニヨリ

$$p_z = \frac{Em}{(m-2)(m+1)} \left\{ 2A - \frac{w}{g} \omega^2 \frac{(m+1)(m-2)}{Em(m-1)} x^2 + \frac{2e_z}{m} \right\} + Ee_z \dots\dots\dots(14)$$

(12) 式ニヨリ

(14)式ニ(12)式ヲ代入シ、両辺ニ x^2 乘ズ。

$$p_x x = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{4} \left\{ \frac{3m-2}{m(m-1)} (R_1^2 + R_2^2) x - \frac{2x^3}{m-1} \right\} + E e_x x \dots\dots(15)$$

(13) 式 = ヲリ
 (13) 式 (15) 式 ヲ代入シテ Integration ヲ行フ。

$$\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{4} \left\{ \frac{3m-2}{m(m-1)} \frac{R_1^4 - R_2^4}{2} - \frac{R_1^4 - R_2^4}{2(m-1)} \right\} + \frac{1}{2} E e_x (R_1^2 - R_2^2) = 0.$$

$$e_x = - \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{2} \frac{R_1^2 + R_2^2}{mE} \dots\dots(16)$$

(12) 式 2) .
 $\therefore A = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{E} (R_1^2 + R_2^2) \frac{3m-5}{8(m-1)} \dots\dots(17)$

之ニ由リテ各方向ノ歪ハ (9) 式ニヨリ

$$\frac{u}{x} = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \left\{ \frac{3m-5}{m-1} (R_1^2 + R_2^2) + \frac{(m+1)(3m-2)R_1^2 R_2^2}{m(m-1)x^2} - \frac{(m+1)(m-2)x^2}{m(m-1)} \right\} \dots\dots(18)$$

$$\frac{du}{dx} = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \left\{ \frac{3m-5}{m-1} (R_1^2 + R_2^2) - \frac{(m+1)(3m-2)R_1^2 R_2^2}{m(m-1)x^2} - \frac{3(m+1)(m-2)x^2}{m(m-1)} \right\} \dots\dots(19)$$

各内力ヲ求ムレハ、 (16) 式 (18) (19) 式 ヲ代入シテ (20) (21) ヲ行ハ。

tension $\left\{ \begin{aligned} p_y &= \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \left\{ \frac{3m-2}{m-1} (R_1^2 + R_2^2 + \frac{R_1^2 R_2^2}{x^2}) - \frac{m+2}{m-1} x^2 \right\} \dots\dots(20) \end{aligned} \right.$

$$p_x = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \frac{3m-2}{m-1} \left(R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_1^2 R_2^2}{x^2} - x^2 \right) \dots\dots(21)$$

$$p_z = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{4} \frac{1}{m-1} (R_1^2 + R_2^2 - 2x^2) \dots\dots(22)$$

p_y ハ $x=R_2$ ノトキ最大値ヲ有ス、即チ

$$p_y(\text{max.}) = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{4} \left(\frac{3m-2}{m-1} R_1^2 + \frac{m-2}{m-1} R_2^2 \right) \dots\dots(23)$$

p_x ハ常ニ正ニシテ $x=R_1$ 及ビ $x=R_2$ ナルトキハ零ナリ、

又 $x=\sqrt{R_1 R_2}$ ナルトキハ最大値ヲ有ス、即チ

$$p_x(\text{max.}) = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \frac{3m-2}{m-1} (R_1 - R_2)^2 \dots\dots(24)$$

$$\frac{dp_x}{dx} = R_1 R_2 \frac{2x}{x^3} - 2x = 0. \quad p_x = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \frac{3m-2}{m-1} (R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_1^2 R_2^2}{R_1 R_2} - R_1 R_2)$$

$$x^2 = R_1 R_2 \quad x = \sqrt{R_1 R_2} \quad = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \frac{3m-2}{m-1} (R_1 - R_2)^2$$

tension
 tension
 + complete

$p_z = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{4m-1} (R_1^2 + R_2^2 - 2x^2)$ when $x = \sqrt{\frac{R_1^2 + R_2^2}{2}}$
 p_z は $x=R_2$ に於て最大値ヲ有シ、 x ノ増加ト共ニ漸次其ノ値ヲ減

少シ遂ニ負トナル、

各内力ノ状態ハ「第82圖」ニ示スカ如シ、

(B) 實體圓筒、此ノ場合ニ於ケル各内力ハ次ノ如シ、(第83圖)

Solid cylinder
 $x=R_1$ 時 $p_z=0$ } (9) (10) 式ヲ適用シ、 $(\beta=0; A=\frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{(m+1)(m-2)(3m-2)}{m(m-1)} R_1^2 - \frac{w}{g})$
 $x=0$ 時 $u=0$ } $p_y = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \left(\frac{3m-2}{m-1} R_1^2 - \frac{m+2}{m-1} x^2 \right)$ (25)

$p_x = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \frac{3m-2}{m-1} (R_1^2 - x^2)$ (26)

$p = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{4} \frac{1}{m-1} (R_1^2 - 2x^2)$ (27)

[例] $g=32.2 \times 12$ 吋/秒/秒;

n = 毎分回轉數、 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$

(1) 鑄鐵ノ場合、 $w=0.26$ 斤/立方吋; $m=3$.

(i) 中空圓筒

$p_y(\max.) = n^2(6.46 R_1^2 + 0.92 R_2^2) \times 10^{-6}$ 斤/平方吋.

(ii) 實體圓筒

$p_y(\max.) = 3.23 n^2 R_1^2 \times 10^{-6}$ 斤/平方吋.

(2) 軟鋼ノ場合、 $w=0.28$ 斤/立方吋; $m=4$.

(i) 中空圓筒

$p_y(\max.) = n^2(6.62 R_1^2 + 1.32 R_2^2) \times 10^{-6}$ 斤/平方吋.

(ii) 實體圓筒

$p_y(\max.) = 3.31 n^2 R_1^2 \times 10^{-6}$ 斤/平方吋.

[例題四六] 鑄鐵製中空圓筒アリ、外徑 16 吋、内徑 8 吋ナリ、每

分回轉數 1040 ノトキノ輪内力ノ強サヲ求ム、

但シ $w=0.26$ 斤/立方吋 $m=3$.

$[p_y(\max.) = 464 \text{ lbs./} \square \text{"}]$

$2\pi \int_{R_2}^{R_1} p_z x dx = 0$ 也.

$p_z = -\frac{w\omega^2 R_1^2}{2gmE}$

$A = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8E} \frac{3m-5}{m-1} R_1^2$

塊 AB 于 (9) (10) 式ヲ代入シ、(6) (7) 式、 $\frac{u}{x}$ 、 $\frac{du}{dx} = k' \lambda x^k$ (25) (26) 及 (27) 式ヲ得、

Ex: Compare the periphery velocities for the same maximum intensity of stress of (1) a solid cylinder, (2) a solid thin disc, (3) a thin ring. Take the velocity of the ring as unity and $m=3.5$.

(Sol.) max. stress / 時 $p = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \frac{3m-2}{m-1} r^2 = \frac{3m-2}{8(m-1)} \frac{w}{g} v^2$

solid cyl: $p = \frac{w}{g} \frac{\omega^2}{8} \frac{3m-2}{m-1} r^2 = \frac{3m-2}{8(m-1)} \frac{w}{g} v^2$

solid thin disc: $p = \frac{3m+1}{8m} \frac{w}{g} (\omega r)^2 = \frac{3m+1}{8m} \frac{w}{g} v^2$

thin ring: $p = \frac{w}{g} v^2 = \frac{w}{g} v^2$

$m=3.5$
 $\frac{p_g}{w} = \text{const.}$ $\left\{ \begin{aligned} v_c &= \sqrt{\frac{8(m-1)}{3m-2} \frac{p_g}{w}} = \sqrt{\frac{20}{8.5} \frac{p_g}{w}} = \sqrt{2.35} \sqrt{\frac{p_g}{w}} = 1.533 \sqrt{\frac{p_g}{w}} \\ v_d &= \sqrt{\frac{8m}{3m+1} \frac{p_g}{w}} = \sqrt{\frac{28}{11.5} \frac{p_g}{w}} = \sqrt{2.435} \sqrt{\frac{p_g}{w}} = 1.56 \sqrt{\frac{p_g}{w}} \\ v_r &= \sqrt{\frac{p_g}{w}} \end{aligned} \right.$

Ex. 46: $p_g(\max.) = n^2(6.46 R_1^2 + 0.92 R_2^2) \times 10^{-6}$ $\therefore v_c : v_d : v_r = 1.533 : 1.56 : 1$

$n=1040$ $R_1=16$ $R_2=8$
 $w=0.26 \text{ lb/} \square \text{"}^3$ $m=3$
 $= 1040^2 (6.46 \times 8^2 + 0.92 \times 4^2) \times 10^{-6}$
 $= 1081600 \times (413 + 14.72) \times 10^{-6}$
 $= 10816 \times 427.72 \times 10^{-4}$
 $= 4630000$
 $= 463 \text{ lb/} \square \text{"}^2$

Ex: The cast iron cylindrical case of a friction clutch is 19" internal diameter and 7/8" thick, the internal radial pressure of the friction blocks on the case is 80 lb/in², and the case makes about its axis 500 r.p.m. Estimate the greatest intensity of the tensile stress in the material of the case which may be taken as a thin shell.

$w=0.26 \text{ lb/in}^3$ $m=3$
 $p_g(\max.) = n^2(6.46 R_1^2 + 0.92 R_2^2) \times 10^{-6} \text{ lb/} \square \text{"}^2 = 195 \text{ lb/} \square \text{"}^2$
 $n=500$ $R_1=10.375$ $R_2=9.5$
 \therefore 求ム所ノ最大内力 $p = p_g + f = 1064 \text{ lb/} \square \text{"}^2$
 $f = \frac{p_g}{t} = \frac{80 \times \frac{19}{8}}{1} = 869 \text{ lb/} \square \text{"}^2$

〔例題四七〕 前題ニ於テ實體圓筒ナルトキノ輪内力ノ強サヲ求ム、又
若シ中央ニ直径 1/5" ノ孔アル場合ハ如何、

$$\begin{cases} p_y(\text{max.}) = 224 \text{ lbs./}\square'' \\ p_x(\text{max.}) = 448.01 \text{ lbs./}\square'' \end{cases}$$

八六、厚サ一様ナラサル回轉圓板ニ起ル内力、

Rotating Disc of Varying Thickness.

〔第 84 圖〕ノ如ク、回轉圓板ノ場合ト同様ナル符號ヲ用フレバ

Radial inward force $= \frac{w}{g} \omega^2 x \cdot x d\theta \cdot \delta x \cdot z \dots\dots\dots (1)$
z: variable

[See 84 (1)(2)]

Internal radial inward force
 $= (p_y \cdot z \cdot \delta x - p_x \cdot z \cdot \delta x - xz \delta p_x - p_x x \delta z) \delta \theta \dots\dots (2)$

(1) 及ビ (2) 式ニヨリ

$$\begin{aligned} zp_y &= \frac{w}{g} \omega^2 x^2 z + p_x z + p_x x \frac{dz}{dx} + xz \frac{dp_x}{dx} \\ &= \frac{w}{g} \omega^2 x^2 z + \frac{d}{dx} (x z p_x) \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

前項ニ於ケルカ如ク、

$$\begin{cases} p_y = \frac{Em}{m^2 - 1} \left(m \frac{u}{x} + \frac{du}{dx} \right) \dots\dots\dots (4) \\ p_x = \frac{Em}{m^2 - 1} \left(\frac{u}{x} + m \frac{du}{dx} \right) \dots\dots\dots (5) \end{cases}$$

此ノ値ヲ (3) 式ニ入ルルトキハ

$$\begin{aligned} \frac{d^2 u}{dx^2} + \left(\frac{1}{z} \frac{dz}{dx} + \frac{1}{x} \right) \frac{du}{dx} + \left(\frac{1}{m x z} \frac{dz}{dx} - \frac{1}{x^2} \right) u \\ = - \frac{w}{g} \omega^2 \frac{m^2 - 1}{m^2 E} x \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

此 differential equation, integration
此ノ微分方程式ニ於テ $z = kx^n$ トスレバ $\frac{dz}{dx} = n k x^{n-1}$ 即チ n 此 disc 厚サニ等シキ
若 $n = 0$ $z = k$
若 $n = 1$ $z = kx$ hyperbolic

$$\frac{d^2 u}{dx^2} + \frac{n+1}{x} \frac{du}{dx} + \frac{n-m}{m x^2} u = - \frac{w}{g} \omega^2 \frac{m^2 - 1}{m^2 E} x \dots\dots\dots (7)$$

又、

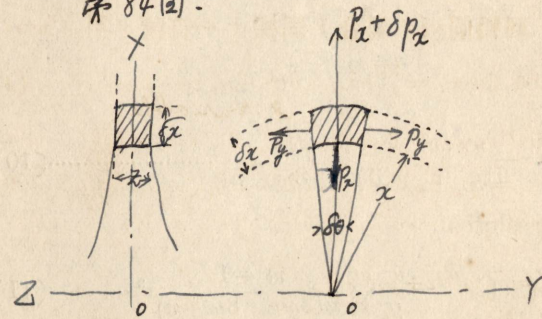
$$x^2 \frac{d^2 u}{dx^2} + (n+1)x \frac{du}{dx} + \frac{n-m}{m} u = - \frac{w}{g} \omega^2 \frac{m^2 - 1}{2mE} x^3 \dots\dots\dots (8)$$

471

$$\begin{aligned} P_y(\text{max}) &= 3.23 \times 2^2 \times R_1^2 \times 10^{-6} \\ &= 3.23 \times 1081600 \times 64 \times 10^{-6} \\ n &= 1040 \\ R_1 &= \frac{66}{2} = 8'' = 223,300,000 \\ &= 223.3 \text{ lb/}\square'' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_y(\text{max}) &= 1040^2 (6.46 \times 8^2 + 1.92 \times \frac{1}{100}) \times 10^{-6} \\ &= 1081600 \times (413 + 0.0092) \times 10^{-6} \\ &= 10816 \times 413.01 \times 10^{-4} \\ &= 447 \end{aligned}$$

第 84 圖



This disc has axial stress 10 times as much as radial stress.

$$P_z = 0$$

Radius $x + u$ 爲ニ於テ u radial displacement y w t s w $?$

$$\left. \begin{aligned} \text{Circumferential strain} &= \frac{u}{x} = \frac{1}{E} (P_y - \frac{P_x}{m}) \\ \text{radial strain} &= \frac{du}{dx} = \frac{1}{E} (P_x - \frac{P_y}{m}) \end{aligned} \right\} \text{之ヨリ (4)(5) 兩式ヲ得ル}$$

(7) 左辺 y の x に対する general solution を (4) 式, Complementary function
又 Complementary function を求めんとスルニハ、

$$u = Cx^\alpha$$

ト假定スレバ、 $\frac{du}{dx} = C\alpha x^{\alpha-1}$; $\frac{d^2u}{dx^2} = C\alpha(\alpha-1)x^{\alpha-2}$ 之ヲ (7) 式ノ左辺ヲ
(7) 式ノ左辺ニ代入シテ。
 $C\alpha(\alpha-1)x^{\alpha-2} + \frac{n-1}{x} C\alpha x^{\alpha-1} + \frac{n-m}{m} Cx^\alpha = 0$
 $\alpha^2 + n\alpha + \frac{n}{m} - 1 = 0$;
 $\alpha^2 + n\alpha + \frac{n}{m} - 1 = 0$ (Complementary function)
又 Particular integral を求めんとスルニハ、
 $u = Bx^3$

ト假定スレハ

$$B = -\frac{w \cdot \omega^2}{g \cdot E} \cdot \frac{m^2 - 1}{m(3mn + 8m + n)} \dots\dots\dots(10)$$

之ニ由リテ Complete solution ハ

$$u = C_1 x^{\alpha_1} + C_2 x^{\alpha_2} - \frac{w \cdot \omega^2}{g \cdot E} \cdot \frac{m^2 - 1}{m(3mn + 8m + n)} x^3 \dots\dots\dots(11)$$

此ノ u ノ 値ヲ (4) 及ヒ (5) 式ニ代入スレバ可ナリ、

八七、 均一強ノ圓板、

Disc of Uniform Strength.

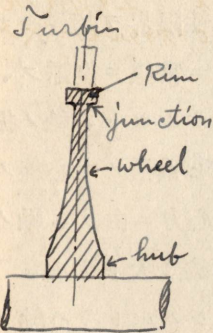
若シ沿徑内力及ヒ輪内力ノ強サ如何ナル所ニ於テモ相等シク一定ノ
値ヲ有スル場合ハ

前項(3)式ヨリ、 $p_x = p_y = f = \text{constant}$.
 $\frac{w}{g} \omega^2 z^2 + f = \frac{d}{dx} (z^2 p_x)$
 $\frac{w}{g} \omega^2 z^2 + f = \frac{d}{dx} (z^2 p_x)$
 $\frac{w}{g} \omega^2 z^2 + f = \frac{d}{dx} (z^2 p_x)$

Integrating const. $\frac{d}{dx} + \frac{w}{g} \omega^2 z^2 = 0$,
 $\frac{d}{dx} (z^2 p_x) = 0$,
 $\frac{d}{dx} (z^2 p_x) = 0$

Integrate $\frac{d}{dx} + \frac{w}{g} \omega^2 z^2 = 0$,
 $z = A$

此ノ任意半径ノ厚さは均等ニ於テ厚さ
若シ $z = 0$ 行ハ $z = A$.



Known Condition

stress 又 strain ($\frac{u}{x}$), known condition
ハ Rim 又 hub = 於テ等シキ。
例ニシテ disc + Rim + junction = 於テ等シキ
= 部々ニ於テハ hoop strain = 等シキ
ヲサシムルコトナラズ?
而シテ junction = disc + Rim 又 hub 中,
Radial stress intensity は、其厚サニ反
比例シタルニシテ

- ◎ 強サ (Strength of blade) --- (Impulse) Bending 力也。
- W' --- Flow in each blade in lbs per sec.
- Vc --- Impulsive velocity of steam in ft. per sec.
- F' --- Impulsive force in lbs.
- L --- Height of blade in inches
- Mb --- Bending moment due to impulse force
- I --- Moment of inertia
- g --- Distance of neutral axis in inches
- fB --- Stress due to Mb

(並來ノ折外ニ震動ノ
力クモ加ヘテ計算ス)



$$F' = \frac{W'}{g} \times Vc$$

$$M_b = \frac{1}{2} F' \times L$$

$$f_B = \frac{M_b g}{I} = \frac{W' Vc L g}{2 g I}$$

- W --- Wt of one blade in lbs.
- R --- $\frac{1}{2}$ P.C.D.
- N --- R.P.M.
- F --- Centrifugal force in lbs.
- A --- Sectional area of blade in sq. in.
- f_c --- Stress due to F.
- $F = 0.0003406 WRN^2$
- $f_c = \frac{F}{A} = 0.0003406 \times \frac{WRN^2}{A}$

(Actually) max. stress.
長 12,426 lb, 大 13,078 lb, 重 39,000 lb, --- Nickel steel
天城 11,523 lb, 菊 12,189 重以外 P.B. (燐素鋼)

八八、軸ノ旋轉、 (unloaded shaft, 場合)

Rotating Shafts

角速度大ナル回轉軸ニ於テハ僅少ナル不釣合ノ力モ之ニ對シテ大ナル偏倚ヲ生セシム、然レモ此ノ場合未タ材料ノ彈性限界ヲ超過セサルキハ、其ノ回轉ヲ減スルカ又ハ之ヲ止ムレハ直チニ常態ニ復歸ス、

今回轉軸ノ状態ニ就テ見ルニ、軸系ノ直線ナラサルコト、軸ノ振動スルコト及ビ其他ノ原因ニヨリ、軸系ノ中心線及ビ重量ノ中心線ノ合致ヲ欲キ、之カ爲メ不釣合ナル重量ニ歸因スル遠心力ニ由リ、軸ノ屈撓作用ヲ起シ、回轉速度ノ増加ト共ニ軸ノ偏倚ハ益々大トナル、

軸ノ角速度ヲ漸次増加シテ一定速度以上ニ達セシムルトキハ軸ノ偏倚ハ異常ニ大トナリ遂ニ破壊セシムルニ至ル、此ノ速度ヲ臨界速度ト種ス、而シテ此ノ速度ハ回轉ノ増加ニ伴ヒ反覆スルモノナリ、

回轉軸ノ偏倚ヲ生セシムヘキ力ハ、回轉速度ノ自乗ト重量ノ偏倚トニ比例スルモノナリ、

今 w = 軸ノ單位長ニ對スル重量

d = 軸ノ直徑

$$I = \text{慣性能率} = \frac{\pi}{64} d^4$$

F = ヤング率

ω = 角速度

x = 回轉軸ノ中點ヨリノ水平距離

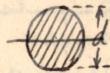
y = 回轉ノ中心線ト回轉重量ノ中心線トノ距離、即チ軸ノ偏倚

y_0 = 軸系ノ中心線ト重量ノ中心線トノ距離

トスレハ軸ノ單位長ニ對スル遠心力ハ

$$\text{Centrifugal force} = \frac{w}{g} \omega^2 y.$$

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = \frac{w}{g} \omega^2 y = \frac{w}{g} (2\pi n)^2 y;$$



shearing force

$$\frac{dF}{dx} = w = \frac{dM}{dx}$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

$$\frac{d^4y}{dx^4} = \frac{1}{EI} \frac{d^2M}{dx^2}$$

$$\frac{d^2M}{dx^2} = \frac{w}{g} \omega^2 y$$

$$\frac{d^4y}{dx^4} = \frac{w\omega^2}{gEI} y \dots\dots\dots(1)$$

$$\frac{d^4y}{dx^4} - m^4 y = 0 \dots\dots\dots(2)$$

$$m = \sqrt[4]{\frac{w\omega}{gEI}} = \sqrt[4]{\frac{w(2\pi n)^2}{gEI}} \dots\dots\dots(3)$$

之ニ由リテ軸ノ偏倚 y ヲ求ムルコトヲ得可シ、即チ

$$y = Ae^{mx} + Be^{-mx} + F \cos mx + F \sin mx \dots\dots\dots(4)$$

(i) 回轉軸カ兩端ニ於テ支持セラレタル場合、(第 85 圖及ビ第 86 圖)

此ノ場合軸ノ兩端ニ於テハ、

$$\begin{matrix} x=l & \text{or} & -l; & y=y_0 \\ \therefore & y_0 = Ae^{ml} + Be^{-ml} + E \cos ml + F \sin ml \dots\dots\dots(5) \end{matrix}$$

$$y_0 = Ae^{-m} + Be^{ml} + E \cos ml - F \sin ml \dots\dots\dots(6)$$

兩端ノ支點ニ於テハ屈撓能率ハ零ナリ、 $M=0 \quad \frac{dy}{dx} = 0 \quad (\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \text{ 此式ヨリ})$

$$\therefore 0 = Ae^{ml} + Be^{-ml} - E \cos ml - F \sin ml \dots\dots\dots(7)$$

$$0 = Ae^{-ml} + Be^m - E \cos ml + F \sin ml \dots\dots\dots(8)$$

Const. F 係数ヲ
(5) 式 + (7) 式 = ヨリ

$$y_0 = 2Ae^{ml} + 2Be^{-ml} \dots\dots\dots(9)$$

(6) 式 + (8) 式 = ヨリ

$$y_0 = 2Ae^{-ml} + 2Be^{ml} \dots\dots\dots(10)$$

$$(9) = (10) \therefore (10) \text{ヨリ } A = \frac{y_0}{2(e^{ml} + e^{-ml})} = B \dots\dots\dots(11)$$

回轉軸カ「第 85 圖 (a) 及ビ (b)」ノ如クナルトキ

$$Ae^{ml} + Be^{-ml} = Ae^{-ml} + Be^{ml} = 0 \quad \text{ナル點ニ於テハ}$$

$$e^{ml}(A-B) = e^{-ml}(A-B) \quad A=B \text{ ナルハ本式ニ成立ス}$$

$D = \frac{d}{dx}$ operator

$$(2) \text{ヨリ } (D^2 - m^2)(D^2 + m^2)y = 0$$
$$(D - m)(D + m)(D^2 + m^2)y = 0 \dots\dots\dots(2')$$

$$(D - m)y = 0 \text{ ナルヲ}$$

$$\frac{dy}{dx} - my = 0$$

$$\frac{1}{y} \frac{dy}{dx} - m = 0$$

$$\log y - mx = A$$

$$\log y = A + mx$$

$$y = e^{A+mx} = e^A \times e^{mx} = A \cdot e^{mx} \dots\dots\dots(a)$$

$$(D + m)y = 0 \text{ ナルヲ } y = B \cdot e^{-mx} \dots\dots\dots(b)$$

$$(D^2 + m^2)y = 0 \text{ ナルヲ } y = E \cos mx + F \sin mx \dots\dots\dots(c)$$

故ニ (2') 解ニ (a) + (b) + (c) ナリ、

$$y = A \cdot e^{mx} + B \cdot e^{-mx} + E \cos mx + F \sin mx \dots\dots\dots(d)$$

此式ヲ differentiate ス

$$\frac{dy}{dx} = Am e^{mx} - Bm e^{-mx} - Em \sin mx + Fm \cos mx \dots\dots\dots(e)$$

$$\frac{dy}{dx} = Am e^{mx} + Bm e^{-mx} - Em \cos mx - Fm \sin mx \dots\dots\dots(f)$$

$$\frac{dy}{dx} = 0.$$

$$\therefore 0 = A - B + F.$$

$$\therefore 0 = F.$$

之=由テ

$$E \cos ml = \frac{1}{2} y_0.$$

$$y = \frac{1}{2} y_0 \left(\frac{\cosh mx}{\cosh ml} + \frac{\cos mx}{\cos ml} \right) \dots\dots\dots (12)$$

回轉軸系ノ中央ニ於テハ $x=0$; $\therefore \frac{1}{2} \left(\frac{\cosh mx}{\cosh ml} + \frac{\cos mx}{\cos ml} \right) = \frac{1}{2}$
 $\cosh mx = \cosh 0 = 1$
 $\cos mx = \cos 0 = 1$

$$y = \frac{1}{2} y_0 \left(\frac{1}{\cosh ml} + \frac{1}{\cos ml} \right) \dots\dots\dots (13)$$

之=由テ軸系ノ中心線ト重量ノ中心線ト力合致セサルトキハ、必ラス偏倚ヲ生スルモノナルヲ知ル、 $\cosh ml > 1$, $\therefore \frac{1}{\cosh ml} < 1$

前式=由リ

$$\cos ml = 0; \quad \text{此時 } \frac{1}{\cos ml} \text{ 無限大 即ち deflection 無限大 機械が破壊スルアリ}$$

即チ

$$ml = \frac{\pi}{2}; \frac{3\pi}{2}; \frac{5\pi}{2}; \frac{7\pi}{2}; \dots\dots\dots (14)$$

ナルトキハ偏倚ハ非常ニ大ナルモノトナル、

軸系ノ中心線ト重量ノ中心線ト力合致スルトキハ、
 即 $y_0=0$, (11)より $A=0=B$, (4)式ニ $A=B=F=0$ 代入スル。

$$y = E \cos mx = \frac{y_0}{2 \cos ml} \cos mx \dots\dots\dots (15)$$

今 p ヲ正ノ奇數トスレバ、

$$\frac{1}{p} \sqrt[4]{(2\pi n)^2 w} = \frac{\pi}{2}$$

$$\therefore n = \frac{\pi p^2}{2(2l)^2} \sqrt{\frac{gEI}{w}} \dots\dots\dots (16)$$

回轉軸ガ「第86圖(a)及(b)」ノ如クナルトキ、

$$x=l \text{ or } -l; \quad \text{ナル點ニ於テハ } y=0$$

$$\therefore \sin ml = 0.$$

85(2) (a) (b) = 同キ。

$$x=0 \text{ 時 } \frac{dy}{dx} = 0.$$

$$0 = Am - Bm - 0 + Fm$$

$$0 = A - B + F$$

$$\therefore F = 0.$$

(5)式ニ $A=B$, $F=0$ 代入。

$$y_0 = Ae^{ml} + Ae^{-ml} + E \cos ml + 0 \dots\dots (A)$$

(7)式ニ 同様ニ代入。

$$0 = Ae^{ml} + Ae^{-ml} - E \cos ml - 0 \dots\dots (B)$$

$$(A)-(B) \quad y_0 = 2E \cos ml$$

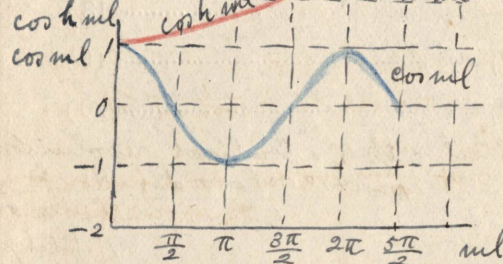
$$\therefore E = \frac{1}{2 \cos ml} y_0$$

A, B, E, F (4) = 1x 入。

$$y = \frac{y_0}{2(e^{ml} + e^{-ml})} e^{mx} + \frac{y_0}{2(e^{ml} + e^{-ml})} e^{-mx} + \frac{1}{2} y_0 \frac{1}{\cos ml} \cos mx$$

$$= \frac{y_0}{2} \left(\frac{e^{mx} + e^{-mx}}{e^{ml} + e^{-ml}} + \frac{\cos mx}{\cos ml} \right)$$

$$= \frac{y_0}{2} \left(\frac{\cosh mx}{\cosh ml} + \frac{\cos mx}{\cos ml} \right)$$



hyperbolic function

$$\sinh x = \frac{e^x - e^{-x}}{2} = x + \frac{x^3}{3!} + \frac{x^5}{5!} + \dots$$

$$\cosh x = \frac{e^x + e^{-x}}{2} = 1 + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^4}{4!} + \dots$$

$$(4) \text{ 式 } ml = p \times \frac{\pi}{2} \quad m = \frac{p}{l} \times \frac{\pi}{2} \quad \text{之ヲ (3) 式ニ代入}$$

$$\frac{1}{p} \sqrt[4]{\frac{(2\pi n)^2 w}{gEI}} = \frac{\pi}{2} \quad \therefore \frac{1}{p^2} \sqrt{(2\pi n)^2 w} = \frac{\pi^2}{4}$$

$$\frac{1}{p^2} 2\pi n \sqrt{\frac{w}{gEI}} = \frac{\pi^2}{4}$$

Critical revolution

$$n = \frac{\pi p^2}{2(2l)^2} \sqrt{\frac{gEI}{w}}$$

w : weight/unit length

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$$

n : r.p.m.

l : $\frac{1}{2}$ x length of shaft

g : $32 \times 12^2 / \text{sec}^2$

$$\therefore ml = \frac{2\pi}{2}; 4\frac{\pi}{2}; 6\frac{\pi}{2}; 8\frac{\pi}{2}; \dots \dots$$

(ii) 回轉軸ノ兩端カ軸承ニヨリテ安定セラレタル場合、(第87圖及
ビ第88圖)

軸ノ兩端ニ於テハ

$$y = y_0 \quad x = l \quad \text{or} \quad -l.$$

$$\frac{dy}{dx} = 0.$$

$$\therefore 0 = Ae^{ml} - Be^{-ml} - E \sin ml + F \cos ml \dots \dots (17)$$

$$0 = Ae^{-ml} - Be^{+ml} + E \sin ml + F \cos ml \dots \dots (18)$$

$$F (\sinh ml - \sin ml) = 0 \dots \dots (19)$$

$$F (\cosh ml - \cos ml) = 0 \dots \dots (20)$$

$$F = 0;$$

Steel, 鋼, Critical revolution

$$A = B.$$

$$N = \frac{4,800,000 d}{L^2}$$

N : revs.
 d : dia. of shaft
 L : total length of shaft

之ニ由テ

$$y_0 = A(e^{ml} + e^{-ml}) + E \cos ml;$$

$$0 = A(e^{ml} - e^{-ml}) - E \sin ml;$$

$$A = \frac{\frac{1}{2}y_0 \sin ml}{\cosh ml \sin ml + \cos ml \sinh ml} = B, \dots \dots (21)$$

$$E = \frac{y_0 \sinh ml}{\cosh ml \sin ml + \cos ml \sinh ml} \dots \dots (22)$$

$$\therefore y = y_0 \frac{\cosh mx \sin ml + \cos mx \sinh ml}{\cosh ml \sin ml + \cos ml \sinh ml} \dots \dots (23)$$

[例題四八] 短カキ軸承ニヨリテ兩端支持セラレタル直徑 1 吋 長サ

5 呎ノ鋼製軸アリ (兩端ノ方向ハ安定ナラサルモノトス) 臨界

速度ヲ求ム。

$$P = 1. \quad u = \frac{\pi}{2 \times 60} \sqrt{\frac{32 \times 12 \times 30 \times 10^6 \times \frac{\pi}{64}}{0.28 \times \frac{\pi}{4} \times 1^2}} \quad [1333 \text{ rev./min.}]$$

$$= \frac{\pi}{2 \times 60} \times 50.6 \times 10^3 \times 60 \text{ rpm.}$$

$$= 1330 \text{ rpm.}$$

Whirling Speed of shaft (Unloaded steel shaft.)

$$N = R. P. M.$$

d_1 & d_2 = external & internal dia. of shaft in inches.

l = length of shaft in ft.

$$E = 29 \times 10^6 \text{ lb/ft}^2$$

$$I = \frac{\pi}{64} (d_1^4 - d_2^4)$$

1. Shaft simply supported at ends (中間軸ニ適用)

$$N \approx 33,000 \frac{\sqrt{d_1^4 + d_2^4}}{l^2} \dots \dots \text{hollow shaft (in air)}$$

$$N \approx 34,300 \frac{\sqrt{d_1^4 + d_2^4}}{l^2} \dots \dots \text{" " (in water)}$$

$$[N \approx 33,000 \frac{d}{l^2} \dots \dots \text{Solid shaft (in air)}] \quad \text{(適用)}$$

2. Shaft one end supported & other surely supported (propeller shaft)

$$N \approx 51,000 \frac{\sqrt{d_1^4 + d_2^4}}{l^2} \dots \dots \text{(in air)}$$

$$N \approx 53,000 \frac{\sqrt{d_1^4 + d_2^4}}{l^2} \dots \dots \text{(in water)}$$

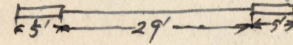
propeller shaft, No. 10:		
鉄鋼	545	(230)
金剛	517	(290)
球磨	527	(380)
1st D	682	(400)

3. Shaft surely supported at both end

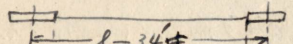
$$N \approx 75,000 \frac{\sqrt{d_1^4 + d_2^4}}{l^2} \dots \dots \text{(in air)}$$

$$N \approx 78,000 \frac{\sqrt{d_1^4 + d_2^4}}{l^2} \dots \dots \text{(in water)}$$

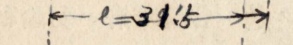
Ex: Find the 3 speeds of whirl and if the shaft is subjected to a thrust of 28 tons, find the new speed of whirl for the first case (both ends fully supported)



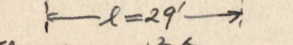
Case 1



Case 2



Case 3



$$d_1 = 12" \quad d_2 = 7\frac{1}{2}" \quad (N = 320 \text{ 計画})$$

$$N \approx 33,000 \frac{\sqrt{12^4 + 7.5^4}}{(34 \times 12)^2} = 33,000 \times \frac{\sqrt{199.25}}{408^2}$$

$$= 0.1982 \times 14.12 = 1142$$

$$N = 51,000 \times 14.12 = 51,000 \times 0.0346 = 1764$$

$$N = 75,000 \times 0.0346$$

Thrust, 28 tons

$$\frac{w \omega^2}{gEI} + \frac{P}{4EI} + \frac{P}{2EI} = \frac{\pi^2}{l^2}$$

w : weight per unit length

$$\text{or } \frac{w \omega^2}{gEI} = \left(\frac{\pi^2}{l^2} - \frac{P}{2EI} \right) - \frac{P}{4EI}$$

$$\therefore \omega = \sqrt{\frac{gEI}{w} \left\{ \frac{\pi^2}{l^2} - \frac{P}{2EI} - \frac{P}{4EI} \right\}}$$

$$= \sqrt{\frac{gEI}{w} \left(\frac{\pi^2}{l^2} - \frac{\pi^2 P}{2EI} \right)}$$

$$= \sqrt{\frac{32 \times 12 \times 30 \times 10^6 \times \frac{\pi}{64} (12^4 - 7.5^4)}{128 \times \frac{\pi}{4} (12^2 - 7.5^2)} \left\{ \frac{\pi^4}{(34 \times 12)^2} - \frac{\pi^2 \times 28 \times 2240}{(34 \times 12) \times 30 \times 10^6 \times \frac{\pi}{64} (12^2 - 7.5^2)} \right\}}$$

$$= 418 \text{ radian/sec.}$$

$$N_c = 400$$

$$= 399 \text{ rpm.}$$

(Radian per sec.)

第十二章

材料試験—機械装置及ビ方法 Testing of Materials. Testing Machine, Apparatus and Methods.

八九、總論材料試験規程、

以上十一章ノ解説ニヨリ、構造物ノ各部ニ於ケル内力ノ分布並ニ其ノ多寡ニ關スル理論ノ概要ヲ會得セルヲ以テ、本章ニ於テハ進ンテ其ノ構成材料ノ強サ及ヒ剛サ等ヲ實驗的ニ見出スノ法ヲ研究シ、各部寸法算定ノ標準ヲ定メントス、

元來普通ノ構成材料ハ人爲的ノモノナルヲ以テ、假令同一状態ノ下ニ同一成分ヲ以テ製出セラレタルモノト雖モ、常ニ同一ノ機械的性狀ヲ有スルモノト期待スルコト能ハズ、故ニ構造物若クハ機械ヲ構成スルニ當リテハ、供給材料其ノ物ノ一部ヨリ適宜ノ試験片ヲ截取シ、其ノ強サヲ查定スルノ必要アルモノトス是レ各國政府ハ勿論私立ノ製造會社ニアリテモ其ノ使用材料ニ對スル試験規格ヲ規定シアル所以ナリ我帝國海軍ニ於ケル現行規格ハ明治三十六年六月十九日達第六十五號ノ發布ニ係リ其ノ後屢々之ニ改正ヲ加ヘタルモノナリ、

(海軍造船材料試験規格ハ海軍諸列則ニアリ)

九〇、試験機械ノ種類及ビ構造總説、

試験法ノ最モ簡單ナルハ引張試験ニシテ、如何ナル材料ニモ適用シ得、而シテ普通材料試験作業ノ大部ハ引張試験ナルヲ以テ試験機械ハ

一般ニ引張試験ヲナスヲ主トシ、他種ノモノニ對シテハ一部ノ装置ヲ變更シ之ニ應スル様構成セラルルヲ常トス、

引張試験機械ノ原理ハ何レノ種類ニ於テモ同様ニシテ、試験片ノ兩端ヲ握子ニ嵌入シ其ノ一端ヲ荷重計装置ノ一部ニ、他端ヲ加重頭ニ取付ケ、規則的加重ヲ行フト同時ニ其ノ量ヲ計測スルニ適セシム、

荷重ノ量ヲ計測スルニハ 挺 衡 器 ヲ用フルヲ常トス、此ノ方法ニヨリ 可 動 分 銅 ヲ定長若クハ可變長ノ大挺率ニ加フルトキハ、少量ノ分銅ヲ以テ大荷重ヲ計測スルコトヲ得可シ試験機械ノ種類ハ主トシテ、此ノ計測装置ニヨリ區別セラルルモノニシテ、之ヲ大別スレハ次ノ三種トナル、

(I) 單挺式機械、(第 89 圖) --- *Buckton testing machine*
Single lever machine

(II) 複挺式機械、(第 90 圖)
Compound lever machine

(III) 水壓式機械、(第 91 圖)
Manometer machine

第 89 圖 第 90 圖 及 ビ 第 91 圖 ハ 此 ノ 三 種 ノ 機 械 ノ 構 造 原 理 ヲ 表 ハ ス
モノニシテ、S ハ 試験片 W ハ 鈎合重量ヲ示ス、

試験機械ノ具備スヘキ要件ハ、概ネ次ノ如シ、

- (1) 構造簡單ナルヲ、
- (2) 試験片ニ接近シ易ク監視ニ便ナルコト、
- (3) 取扱便利ナルヲ、
- (4) 各種ノ試験ニ應用便利ナルヲ、
- (5) 感度優良ナルコト、
Sensitiveness
- (6) 精度優良ナルコト、

前記三種ノ機械ヲ比較スルニ、各利害得失アリテ一既ニ優劣ヲ定ムルコト難シ、之ヲ要スルニ一機械ヲシテ前掲ノ要件ヲ兼備セシムルハ到底不可能ノコトナルヲ以テ、機械ノ撰定ニ當リテハ其ノ型式ニ就キ

*Buckton's testing machine = 拾テハ水圧ノ代リ = motor 及
(Olsen, Amster "併式") lever 装置ヲ有ス。*

云々センヨリハ、寧ロ其ノ状態ヲ精査スルヲ可トス若シ夫レ各圭子ノ材質及ヒ製作優良ニシテ圭子間ノ距離並ニ分銅ノ重サ正確ナランカ、何レノ型式ヲ採用スルモ實用上其ノ精度及ヒ感度等ニ於テ毫モ不足ナキモノニシテ、就中バクトン式ノ如キハ一般ノ所用ニ對シ最モ信賴スルニ足ル、

九一、バクトン式材料試験機械、

本校裝備ノバクトン式材料試験機械ハ單挺式ニ屬スルモノニシテ、其ノ構造ノ詳細ハ實物ニツキ之ヲ説明スヘキヲ以テ茲ニハ單ニ其ノ概要ヲ摘示ス、(第92圖)

圖ニ於テ B ハ平衡梁ニシテ A ナル支持臺上ニ C 若クハ D ナル圭子ニヨリテ支ヘラレ、其ノ平衡位置ハ水平ナリ、E ハ又圭子ニシテ I K ナル試験片攪坐ヲ懸垂ス、

試験片 S ハ其ノ上下端ヲ楔形ノ攪子ニテ把握シ、J 及ビ K ナル攪坐中ニ嵌合シ、之ヲ固定シタル後始メテ動力ヲ加フルモノニシテ、動力加ハルトキハ、K ハ下方ニ牽引セラル、從ツテ平衡梁 B ノ左端ハ下方ニ引キ付ケラルルヲ以テ平衡ヲ保タンカ爲メニハ釣合重量 W ヲ左右ニ移動セシメサルヘカラス、之ヲ行フニハ機械ノ前面ニアル M ナル輪柄ヲ轉ズルトキハ、齒車裝置ニヨリテ平衡梁ノ中央上部全長ニ亘レル長螺鉈 P ヲ回轉シム、P ハ釣合重量 W ニ嵌合スルヲ以テ、重量ハ其ノ下部ニアル四個ノ轉子ニヨリ容易ニ梁上ヲ右方ニ濕動セシムルヲ得ルナリ、

此ノ機械ニ於テ試験片ニ重量ヲ加ヘサルキハ、釣合重量 W ハ平衡梁ノ左端ニアリテ支點圭子ノ右側ト平衡ヲ保ツ如ク構造セラル、

バクトン式機械ハ機械力量ノ多少ニヨリテ圭子間ノ距離及ヒ釣合重量相異ルモノニシテ、其ノ一例ヲ擧クレハ次ノ如シ、

機械力量(噸)	鈞合重量(噸)	兩圭子間ノ距離(吋)
30	$\frac{1}{2}$	2
50	1	3
100	2	4

本校備附ノモノハ 30 噸機械ニシテ圭子 E, C, 間ハ 2 吋ナリトス又圭子 D ヲ使用スルトキハ E, D, 間ハ 6 吋トナリ機械ノ最高力量ハ 10 噸ニ變シ、小形試験片ニ對シ一層正確ナル計測ヲ行フコトヲ得ルノ構造ヲ有ス、而シテ前記ノ如ク鈞合重量ハ一定ニシテ試験片ノ受クル荷重ハ全然鈞合重量ト支點トノ距離ニ比例スルモノナルヲ以テ、力量 30 噸ニ支點ヲ定ムル時ハ、荷重 1 噸ニ對スル鈞合重量ノ滑動距離ハ 4 吋ニシテ、力量 10 噸ニ調整シアルトキハ其ノ距離ハ 12 吋ナリ、而シテ鈞合ハ重量ニ下方ニ副尺 Vernier ヲ附シ且ツ梁ノ前面側ニハ前記ノ目盛リヲ更ニ細分シタル秤尺ヲ附シアルヲ以テ試験進行中隨時荷重ノ量ヲ確知スルコトヲ得可シ、

副尺ハ便宜其ノ位置ヲ變シ得ル様装置シアルヲ以テ諸種試験ニ對シ特別ノ附属物ヲ取捨スルニ當リ、秤尺ノ零位ヲ其ノ平衡位置ニ調整スルコトヲ得、

梁ノ平衡位置ヲ指示セメンカ爲メ、機械支柱ノ右側上方ニ梁ト連絡セル指針装置 Q ヲ有ス、尙ホ梁ノ自由端(右端)ニハ柱アリテ、二個ノ制子 R_{Stop} ヲ備ヘ梁端過度ノ昇降ヲ制止ス、故ニ試験中ハ其ノ指針 Q ヲ常ニ中立位置ニ置キ梁端ヲシテ制子ニ接觸セシメサル様注意ヲ要ス

試験片下端ノ摺坐 K ハ螺錐 L ニ結合シ、其ノ下動ニ依リ試験片ニ荷重ヲ増加スルモノトス、該螺錐ハ齒車及ヒ滑車裝置(第 92 圖ニハ此ノ所ノ連絡ヲ略ス)ニヨリ電働機ニ連絡スルヲ以テ、今電働管制器 N ノ把手ヲ動カストキハ、電働機 H ハ發動シテ動力ヲ傳達シ容易ニ試験片ニ荷重ヲ増加スルコトヲ得可シ、

此ノ機械ニ於テハ、Kノ下動ニヨリテ試験片ニ荷重ヲ漸次増加スルノ装置ナルヲ以テ、試験片ノ壓縮試験ヲ行ハントスルトキハ試験片SハKトJトノ間ニ嵌合スヘキナリ、

屈撓試験及ヒ剪斷試験モ亦特種ノ器具ヲJ, K間ニ取り付ケ施行スルコトヲ得可シ、

捩試験ハ機械ノ後方上部ニ特種ノ装置ヲ附シ實施スルコトヲ得、

Buckton ハ何レ試験ニモ用ヒラレ、Universal Testing Machine 1917

九二、測延装置 (Extensometer)

普通ノ金屬試験片ニアリテハ彈性歪ハ $\frac{1}{1000}$ ナリ、故ニ、八吋試験片ニ對スル彈性延伸ハ僅カニ $\frac{1}{100}$ 吋内外ニ過ギズ、斯ノ如キ微細ナル變形ヲ直接肉眼ニテ計測スルハ殆ント不可能ナリ、依テ適當ノ装置ヲ用キテ其ノ變形ヲ廓大シ、肉眼ヲ以テ容易ニ觀察シ得ルノ法ヲ講ス、此ノ装置ヲ稱シテ測延計ト云フ、

次ノ使用スル簡單ナル測延計ノ二三ツキ其ノ構造ヲ示ス、

楔形測延計——(第93圖)

Wedge Gauge

ABハ試験片、C及ビDハ兩標點ノ位置ヲ示スモノニシテ此等二點ニ方形端ヲ有スル抱子E及尖端ヲ有スル抱子Fヲ固定シ、兩抱子間ニ $\frac{1}{10}$ ノ傾斜ヲ有スル楔形秤尺ヲ挿入ス、

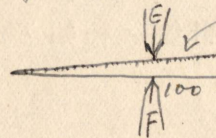
試験片ノ延伸ニ伴ヒ兩抱子端ノ距離相離ルルヲ以テ漸次秤尺ヲ左方ニ動カシ、其ノ上縁ニ刻ミアル目盛(1吋ヲ五十等分若クハ百分シアリニヨリ)微量ノ延ビヲ計測スルコトヲ得、即チ秤尺ノ傾斜ハ $\frac{1}{10}$ ナルヲ以テGカE上左方ニ $\frac{1}{10}$ 吋移動セリトセハ、其ノ延ビハ吋ニシテ、 $\frac{1}{100}$ 吋移動セリトセハ、延ビ $\frac{1}{1000}$ ハ吋ナリ、

挺式廓大裝置——(第94圖)

Lever multiplying apparatus

此ノ種ノ裝置ニアリテハ、單挺作用ヲ用ヒ、試験片ノ延伸ヲ廓大シ

Wedge gauge



EF間、延ビヲ10倍ニテ表ス。
(彈性限界ノ通常 $\frac{1}{1000}$ ニ比較シgauge
ノ限界内ニテ用ヤサス)
彈性限界内、elongationヲ測ルニmicro-
telescope, extensometerヲ用フ。

計測ニ便ナラシム、其ノ型式種々アレトモ茲ニハケネデー博士ノ創案ニ係ルモノノ構造ノ概要ヲ示ス、

A Bハ試験片、C Cハ互ニ直角ヲナセル固定枠組ニシテ、其ノ外端ニ S ナル標尺ヲ附シ、縦腕ノ下端ハ護謨帶 D ヲ以テ下部ノ刻心 G ニ保持セラル、

P ハ計測用ノ挺ニシテ其ノ支點ハ縦腕ノ上端 E ノ部ニアリ右端ハ指針トナリテ標尺面ニ上下シ左端ハ護謨帶 D ヲ以テ上部ノ刻心 F ニ保持セラル、

試験片ニ延伸ヲ來ストキハ F, G 兩點ノ間隔ヲ増加スルヲ以テ指針ハ標尺面ヲ下方ニ動ク、E F ノ距離ハ $\frac{1}{4}$ 吋ニシテ長腕ノ長サハ 25 吋ナルヲ以テ實際ノ延伸ハ百倍トナリテ S 面ニ表ハレ微量ノ計測ヲ行フニ適ス、

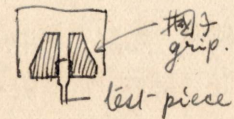
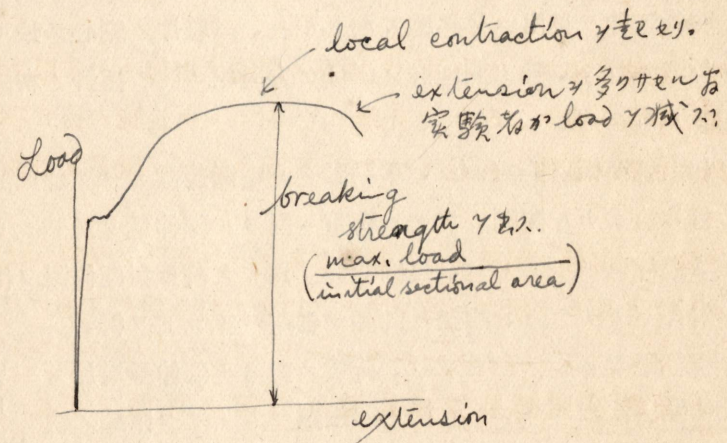
本器ノ缺點ハ取付ケ困難ニシテ熟練ヲ要スルニ在リ、又單ニ試験片ノ一面ニ於ケル延ヒヲ示スニ過ギサルヲ以テ、時ニ誤差ヲ來タスコトナキニアラズ、 Load-extension curve ヲ同記スル self-recorder アリ、

其ノ他顯微鏡測延装置螺旋測延計等ノ種類アリ、
Fwing micrometer microscope extensometer, Screw extensometer.

九三 引張試験實施ニ關スル概説、

Tension Test 緊張力試験

- (一) 試験片標準長ノ両端並ニ其ノ中間 1 吋毎ニ刻心ヲ施スヘシ、
- (二) 試験ニ先タチ試験片ノ直径若クハ厚サ、幅等正確ニ記録シ置クヘシ、
- (三) 試験片ヲ攪子ニ緊定スルニ先タチ機械ヲ平衡状態ニ置キ、副尺ノ零位ト秤尺ノ零位トヲ一致セシメ置クヘシ、
- (四) 直立機械ニアリテ試験片ヲ取付クルニハ上端ヲ先キニシテ下端ヲ後ニスルヲヨシトス、又楔形攪子ヲ用フルニ先タチ攪子及ビ攪子承ノ部ニ塵埃ナキヲ確認シ置クヘシ、



- (五) 上方ノ攪子ヲ定位置ニ置キ、之ニ試験片ヲ挿定シタルトキハ、攪子ノ兩半カ同一面上ニ在ルヤ試験片ハ楔子ノ全長ヲ通シ攪握セラルルヤ等ヲ確認シ置クヘシ、
- (六) 試験片ノ下端ヲ機械ニ取付ケンニハ、手動調整装置ヲ用キテ下部ノ聯錘ヲ適當ノ位置ニ揚ケ、兩手ヲ以テ楔子ヲ下部攪子承ノ下方ヨリ挿入シ約 $\frac{1}{10}$ 噸ノ荷重ヲ所へ、攪握完全ナルヤヲ確メ置クヘシ、
- (七) 彈性延伸ヲ見出スノ必要アルトキハ、試験片ノ刻心ヲ最モ見易キ位置ニ置キ、且ツ測延計ノ取付ケ方向並ニ其ノ指針ノ初位置ニ注意シ置クヘシ、
- (八) 如上ノ準備ヲ完成セハ、手動若クハ電動裝置ニヨリ規則的加重ヲ行ヒ適當ナル間隔ニ於テ、荷重ニ對スル延伸量ヲ計測シツツ試験ヲ進行スルモノトス、自動裝置ヲ用キテ荷重對延伸圖ヲ作成スル場合ニアリテハ、前記ノ計測ヲ省略スルコトヲ得、
- (九) 彈性限界ニ達スルトキハ、荷重ニ對スル延伸量増加スルヲ以テ此ノ點ニ注意スヘシ、普通ノ鋼鐵類ニアリテハ原長ノ約 $\frac{1}{1000}$ ノ延伸ヲ來タセルトキ、彈性限界ニ達スルモノナルヲ以テ其ノ點ヲ豫知スルコトヲ得可シ、
- (一〇) 彈性限界ニ達シタル後幾何モナク延伸ノ急激ナル増進ヲ來タシ、所謂降伏點ニ達スルヲ以テ、測延計ヲ用フルコト能ハサルニ至ル、故ニ之ヲ取多シ爾後兩脚器ヲ用ヒテ延伸ヲ計測スルモノトス、
- (一一) 降伏點ヲ通過シタル後、試験片ハ多少可型的トナリ、延伸急激ナルト同時ニ全長ヲ通シ其ノ側方寸法ヲ減少ヲ來タス、
- (一二) 最大荷重ニ達スルキハ、試験片ハ局部的狹窄ヲ來タシ其ノ切斷面ヲ減スルヲ以テ、此ノ荷重ニ耐ヘサルニ至リ、破壊點ニ於テ

ハ却テ之ヲ減少スルノ必要アルモノトス、

- (一三) 試験片切斷セハ、取付ノ場合ト反對ノ順序ニヨリ之ヲ取外シ
機械ヲ平衡位置ニ復シ、次ノ試験ニ對スル準備ヲナスヘシ、
- (一四) 試験ノ前後及ビ其ノ進行中ニ記録スヘキ項目ニ關シテハ特ニ
慎重ナル考慮ヲ要スルモノニシテ、之カ記註ニ遺漏ナキ様注意セ
サレハ、往々全試験ヲ無効ニ歸セシムルコトアリ、
- (一五) 前記ノ要項ハ、試験ノ目的ニ應シ多少ノ差異アルモ、次ノ諸
項目ノ如キハ、普通科學的試験ニ於テ欲クヘカラサルモノトス、
- (1) 試験施行年月日、
 - (2) 材料ノ性質、
 - (3) 試験片ノ番號若クハ記號、
 - (4) 試験片ノ原寸法、
 - (5) 自働装置ヲ用ヒテ荷重對延伸圖ヲ畫カサル場合ニハ、試
験中適當ノ間隔ヲ以テ荷重ニ對スル延伸ノ量ヲ記録スル
ヲ要ス、
 - (6) 彈性限界ニ於ケル荷重及ビ延伸、
 - (7) 降伏点ニ於ケル荷重、
 - (8) 最大荷重及ビ全延伸量、
 - (9) 破壊斷面ノ寸法、
- (一六) 前號ノ項目ヲ基礎トシ、試験後計算記録スヘキ要項、次ノ如
シ、
- (1) 荷重對延伸圖
 - (2) 彈性限界、降伏点並ニ原切斷面ニ對スル破壊強、
 - (3) 延ビノ百分比並ニ原切斷面狹窄百分比、
 - (4) ヤング彈性率、
 - (5) 破壊面ノ位置狀態並ニ之ニ關スル、

(一七) 普通工業用ノ試験ニ在リテハ、前二號ニ記載セルカ如キ微細ナル計測及ビ成績ヲ要スルモノニアラス、概略次ノ如キ要目ヲ知ルヲ目的トシ、記録ノ項目ヲ豫定スルヲ以テ足レリトス、

- (1) 彈性限界並ニ破壊強、
- (2) 延ビノ百分比並ニ切斷面狹窄百分比、

九四、壓縮試験實施ニ關スル概説、

Compression Test

- (一) 普通ノ壓縮試験ニ用フル金属試験片ニアリテハ、其ノ長サハ直徑ノ二倍乃至三倍ナルヲ常トス、試験片長キニ過クルトキハ、屈撓作用ヲ起スヲ以テ眞ノ壓潰強ヲ檢定スルコト能ハス、
- (二) 試験片ノ兩端面ハ、全ク平坦ニシテ其ノ軸線ニ直角ナラサルヘカラス、
- (三) 加壓臺ハ平滑ニシテ、其ノ面ハ加重ノ方向ニ直角ナラサルヘカラス、
- (四) 試験片ハ眞直ナラサルヘカラス、此ノ點ニ關シテハ、引張試験ニ於ケルヨリモ、壓縮試験ニ對シ一層ノ注意ヲ要ス、
- (五) 本校備附ノバクトン機械ヲ用ヒ壓縮試験ヲナサンニハ圭子ニ懸吊サレタル平盤上並ニ加重頭ノ下側ニ加壓臺ヲ取付ケ、兩臺間ノ試験片ヲ置キ引張試験ノ場合ニ於ケルト同法ニヨリ、加重並ニ計測等ヲ行フモノトス、
- (六) 金属試験片ハ普通其ノ長サ短キヲ以テ彈性歪ヲ計測スルコト難シ、若シ特別ニ之ヲ計測スルノ必要アルトキハ、10 吋以上ノ試験片ニ特殊ノ測延計ヲ適用シ、大力量ノ機械ヲ用キテ試験ヲ行フモノトス、
- (七) 彈性限界外ニ於ケル壓縮量トシテハ、兩加壓臺間ノ距離ヲ内彎脚器若クハ内測微計ニテ計測シタルモノヲ以テスルヲ便トス、

(八) 壓縮試験ニ在リテハ、引張試験ニ於ケルカ如ク、正確ニ其ノ破壊強ヲ認知スルコト難シ、

燒戻シヲナセル銅ノ如キニアリテハ、加重ニ伴ヒ、殆ント際限ナク其ノ長サヲ減シ、側方ニ膨脹ス、鑄鉄ノ如キハ壓壞点比較的明確ニシテ、第二章ニ説明セルカ如ク、軸線ニ一種ノ角度ヲナセル斜面ニ延ビ、剪斷力ニヨリテ破壊シ、鍛鉄及ビ軟鋼ノ如キハ、前兩者ノ聯合状態ヲ以テ破壊スルヲ常トス、

(九) 壓縮試験ハ普通金屬ニ對シテ行フ場合少ナク、主トシテ木材ノ現物試験ヲ行フ場合ニ適用ス、

(一〇) 普通壓縮試験ノ際記録スヘキ要項ハ、次ノ如シ、

- (1) 試験片ノ材質及ビ記號、
- (2) 試験片ノ全長標點間ノ長サ並ニ断面寸法、
- (3) 現物試験ノ如ク大形ノ試験片ヲ用フル場合ニアリテハ其ノ重量、
- (4) 最大荷重、彈性限界ニ於ケル荷重、並ニ彈性限界内ニ於テ、荷重ノ適宜ノ間隔ニ對スル壓縮量、

以上ノ要目ヲ基礎トシ、試験後算定記録スヘキ要件、——

- (5) 單位断面ニ對スル最大荷重、
- (6) 長サト最小回轉半徑トノ比、
- (7) ヤング彈性率、
- (8) 破壊面ノ位置状態並ニ之ニ關スル記事、

九五、屈撓試験實施ニ關スル概説、

Bending Test

- (一) 屈撓試験ハ普通木材及ビ鑄鉄ニ對シテ行フヲ例トス、
- (二) 本試験ニ對スル装置ハ、機械ノ型式ニヨリ多少ノ差違アレトモ其ノ原理ハ同一ニシテ兩端ニ於テ、單ニ支持セラレタル試験片ノ

中央ニ集中荷重ヲ加ヘ、其ノ偏倚及ビ破壊荷重ヲ計測スルニ過キズ、(第 95 圖及ビ第 96 圖)

(三) 本校備附ノバクトン式機械ヲ用キテ、屈撓試験ヲ行フニハ前項(五)ニ記載セル平盤ノ中央ヨリ、両側等距離ニ特殊ノ支持台ヲ固定シ、加重頭ノ下側ニ加壓台ヲ取付ケ、支持臺上ニ横架セル試験片ノ中央ニ加壓スルモノトス、(第 96 圖)

(四) 試験片ノ偏倚ヲ計測スルニハ、偏倚計Deflectometerヲ用ユ、其ノ装置ハ(第 97 圖)乃至(第 100 圖)ニ示スガ如シ、屈撓作用ニヨル偏倚ハ、引張作用ニヨル延伸量ニ比シ、比較的大ナルヲ以テ、偏倚計ハ測延計ノ如ク精緻ナルヲ要セス、

(第 97 圖)及ビ(第 98 圖)ニ示セルモノハ、普通ノ試験片ニ適用シ得可ク、(第 99 圖)ハ小形試験片ニ、(第 100 圖)ハ現形木材試験ノ場合ニ於ケルカ如キ、大形試験片ニ適用スヘキモノトス、

(五) 鑄鐵製試験片ハ、一邊ノ長サ 1 吋乃至 2 吋ノ方形断面ヲ有シ其ノ長サ 1 呎乃至 3 呎ノ間ニアリ、木材試験片ハ、1 吋角ニシテ長サ 3 呎内外ヲ常トス、現物試験ニアリテハ、長サ 15 呎以上ノモノヲ用フルコトアリ、

(六) b ヲ梁ノ幅 d ヲ其ノ深サ、 l ヲ徑間ノ長サトセハ、屈撓作用ニ歸因スル破折強ハ $\frac{bd^2}{l}$ ニ比例ス、小形ノ試験片ニ對スル成績ヲ、同材質ノ大形梁ニ適用スルニ當リテハ、此ノ關係ヲ應用スルヲ要ス、

(七) 屈撓試験ノ際記録スヘキ要項ハ次ノ如シ、——

試験前及ビ試験進行中記註ヲ要スルモノ、

(1) 試験片ノ材質及ビ記號、

(2) 試験片ノ重量断面寸法及ビ徑間ノ長サ、

(3) 加重状態、
Manner of loading

- (4) 衡器ニ表ハレタル最大荷重並ニ最大偏倚、
 (5) 彈性限界内ニ於ケル荷重並ニ彈性限界内ニ於テ重荷ノ適宜間隔ニ對スル偏倚、

以上ノ要目ヲ基礎トシ、試験後算定記録スヘキモノ、——

- (6) 破折強(試験片ノ重量ヲ計算ニ入レタルモノ)、
 (7) ヤング彈性率、
 (8) 縦剪斷内力ノ最大値、
 (9) 破折面ノ状態並ニ之ニ關スル記事、

九六、捩試験ニ關スル概説、

Twisting test

- (一) 捩試験ハ、主トシテ鍛鐵及ビ鋼ノ丸棒ニ對シ行フモノトス、
 (二) 普通車軸ハ、捩レニ加フルニ撥ミ若クハ壓力ヲ受クルモノナレトモ、捩試験アリテハ直接此ノ聯合作用ニ對スル耐力ヲ檢定スルモノニアラス、
 (三) 試験片ハ所望ノ直徑ニ仕上ケ、其ノ兩端擴大部ニハ把子ノ凸起部ニ嵌合スヘキ凹溝ヲ有シ、軸線ノ方向ニ於ケル伸縮ニ供フ、
 (四) 試験片ノ一端ヲ固定シ、他端ニ軸線ト直角ナル平面ニ作用セル捩能率ヲ加フ、
 (五) 捩能率ヲ與フルニハ、試験片ノ一端ニ固定セル腕及ビ重量ノ裝置ヲ以テシ、試験片ノ屈撓ヲ防止スル爲メ、把子ノ外周ニハ長キ軸承ヲ裝備ス、
 (六) 試験中加重腕ヲ常ニ平衡位置ニ保タンカ爲メ、捩歪ニ應シ試験片ノ他端ヲ其ノ位置ニ於テ回轉シ、同時ニ捩レノ量ヲ計測スルノ裝置ヲ有ス、
 (七) 捩試験裝置ニ關スル一般ノ概念ハ、(第 101 圖)ニヨリテ了解スルコトヲ得可シ、

(八) 本校備附ノバクトン機械ニ在リテハ、前記ノ原理ヲ應用セル特殊ノ裝置ヲ、機械ノ後側ニ取付ケ振試驗用ニ供ス、

試驗片ノ一端ハ、其ノ軸線カ恰カモ衡梁ノ圭子ニ一致スル如キ位置(衡梁ノ後側)ニ固定セル把子ニ嵌入シ、他端ハ周圍ニ度盛ヲ施セル螺齒車ノ中央ニ裝置シアル筒形把子ニ嵌入シ、荷重ニ應シ螺齒車ヲ回轉ツツ、振角ヲ計測シ得ルノ裝置ナリ、

試驗片嵌入部ニ於ケル構造ハ、前記ノ原理ニ從フ、

(九) 荷重ノ計測ハ、張力試驗ノ場合ニ同シク、振能率ハ指示荷重ト圭子間距離トノ相乘積ナリ、

(一〇) 本試験ニ於ケル振角シ測定ハ、前記ノ螺齒車裝置ニヨルコトヲ得レトモ、其ノ結果不正確ナルヲ免レス、故ニ精密ヲ要スル場合ニアリテハ(第102圖)ニ示セルカ如キ裝置ヲ、試驗片ノ標點ニ取付ケ計測ヲ行フ可トス、

(一一) 試験片ノ破壊面ハ、可延性ノモノニアリテハ、軸線ニ直角ヲナシ、脆質ノモノニアリテハ、螺狀ヲナスヲ常トス、

(一二) 本試験ニ於テ記録ヲ要スル項目ハ、次ノ如シ、

試験前及ビ記録中ニ記録スヘキモノ、——

(6) 試験片ノ材質記號並ニ其ノ寸法、

(2) 彈性限界並ニ破壊点ニ於ケル全振能率、

(3) 彈性限界内ニ於テ荷重ノ適宜間隔ニ於ケル振角、

試験後計算記録スヘキモノ、

(4) 彈性限界ニ於ケル外極纖維内力、

(5) 最大振能率ヨリ計算セル皮想的外極纖維内力、

(6) 剛性率、

(7) 破壊点ノ位置状態並ニ之ニ關スル記事、

九七 荷重對試驗圖自記裝置、

以上各種ノ試驗ニ於ケル荷重對延伸圖ハ、試驗進行中ノ記録ニヨリ後日之ヲ企畫スルコトヲ得レトモ、其ノ簡便法トシテ、試驗中ニ於ケル荷重ト歪トノ關係ヲ、自動的ニ畫ク事ヲ得ルノ裝置アリ、之ニヨリテ得タルモノヲ自記線圖ト稱ス、

Autographic diagram

次ニ張力試驗ノ場合ニツサ、本裝置動作ノ一般ヲ概説センニ、此ノ線圖ハ直角坐標ノ縱坐標ニ延伸量ヲ表ハス様紙片ニ畫カルルヲ常トス其ノ畫子ハ紙片ニ對シ、荷重並ニ歪ニヨリ管制セラルヘキ二種ノ獨立的運動ヲナササルヘカラス、

此ノ二種ノ内歪ミニ管制セラルヘキ運動ハ、直接試驗片ヨリ傳達セラレ、正確ニ兩標点間ノ相對的運動ヲ表ハス、而シテ其ノ動程ハ中途ニ於テ廓大ナルコトアリ、或ハ然ラサルコトアリ又荷重ニ管制セラルヘキ運動ハ普通ノ機械ニアリテハ、衡梁ニ於ケル分銅ノ運動ヲ縮程シ畫子ニ傳達スルモノナルヲ以テ、衡梁ヲ常ニ平衡位置ニ保ツニアラサレハ正確ナル結果ヲ與ヘサルモノトス、故ニ試驗者未熟ナルトキハ、試驗中ノ記録ニヨリ企畫スル線圖ニ比シ稍々不正確ナルヲ免レス然レトモ製鉄所等ニ於ケルカ如ク、同種ノ試驗ヲ連續施行スルニ當リ、各試驗片ノ機械的性狀ヲ比較センニハ、最モ簡便有効ナルモノトス、

(第103圖)ハアンウキン氏自記裝置構造ノ略圖ヲ示スモノニシテ、其ノ動作ハ圖ニヨリテ明カナルカ如ク、分銅ノ動程ヲ紙筒ニ、歪ヲ畫子ニ傳動スル裝置ナリ、

本校備附ノ機械ニ附属セルモノハ、(第103圖)ト殆ント同一ノ原理ヲ有スルモノニシテ、分銅ノ動程(縮程裝置ニヨリ、 $\frac{1}{10}$ 若クハ $\frac{1}{20}$ ニ縮少スルコトヲ得)ヲ畫子ニ、歪ヲ紙筒ニ傳動(二倍ニ廓大ス)スル裝置ナリ、

此ノ他ウキツクスチード、ケンネデー、グツドマンゲレイ等ノ發

案ニ係ル自記装置アリ、各其ノ特質ヲ有スレトモ、何レモ複雑精緻ニシテ、科學的研究ニ適用セララルルニ過キス、

九八 剪斷試験並ニ打貫試験、

Shearing Test Punching Test

(一) 剪斷試験、——本試験ニ在リテハ、引張試験ニ於ケルカ如ク完全ナル成績ヲ得ルコト困難ニシテ、而カモ實用上普通金属材料ノ剪斷強ハ引張強ニ對シ、略ホ一定ノ比ヲ有スルモノト假定スルコトヲ得ルモノナルヲ以テ、特別ノ場合ノ外此ノ種ノ試験ヲ行ハサルヲ例トス

本試験ヲ行フニハ、單ニ(第104圖)ノ如キ原理ヲ應用セハ可ナリ、試験片 AB ヲ A 及ビ B ニ於テ、F 及ビ F' ニ固定シ、之等二把片ニ反對方向ノ並行運動ヲ加フルニ外ナラス、此ノ際試験片ニ屈撓作用ヲ起サシメサル様 F, F' ヲ可成接近セシメザルヘカラス、

本校備附ノバクトン機械ニアリテハ、此ノ原理ヲ應用セル特種附属具ヲ平盤上ニ固定シ、壓縮試験ト同様ノ要領ニ從ヒ本試験ヲ遂行ス、

次ニ參考ノ爲メ、普通ノ金属材料ニ對スル引張強 (f_t) 及ヒ剪斷強 (f_s) ノ實驗成績並ニ兩者ノ比ヲ示ス、

材 料	f_s tons/□"	f_t tons/□"	Ratio $\frac{f_t}{f_s}$
Bessemer steel	35.21	52.20	0.67
Steel propeller shaft	18.10	27.36	0.66
Cast steel	27.60	28.04	0.72
Rivet steel	24.35	27.46	0.88
W, I, bar	20.37	23.44	0.87
Copper	11.60	14.05	0.83
Gun metal	12.47	13.68	0.91
Brozec asting	10.39	11.48	0.90
Cast iron	9.54	9.74	0.98

(二) 打貫試験、——打貫作用ハ事實上剪斷作用ノ特別ノ場合ニ過

キスシテ、(第105圖)ノ如キ附屬具ヲ適用シ、抗壓試験ノ要領ニ準シ容易ニ之ヲ行フコトヲ得可シ、

Aハ上方ニ稍細マレル打貫鑿ニシテ、Bハ試験板、CハDノ如キ圓錐孔ヲ有スル支臺ナリ、

九九 鋼鉄類ニ導スル其ノ他ノ試験、

普通試験機械ヲ用キテ施行スヘキ各種ノ試験ニ加フルニ、其ノ材料ノ可延性及ヒ内部ノ組織等ヲ簡明ニ認知スルノ目的ヲ以テ種々ノ簡易試験ヲ行フヲ例トス、次ニ其ノ二三ヲ擧ケテ參考ニ資ス、(詳細ハ海軍造船材料試験規格参照)

(a) 屈撓試験、——鋼鉄ニ對シテハ、約 $1\frac{1}{2}$ 吋乃至2吋ノ幅ヲ有スル一片ヲ原鉄ヨリ截取シテ、濃紅色ニ熱シ、次ニ之ヲ華氏、80度ノ水中ニ冷却シタル後其ノ厚サノ約一倍半ノ内徑ヲ有スル迄屈曲セシメ損傷ナキヲ要ス、

鍛鉄ニ對シテハ、之ヲ熱シタル儘其ノ鉄ノ厚サニ應シ、90乃至120度ニ屈曲シ損傷ナキヲ要ス、

(b) 擴孔試験、——主トシテ軟鋼鉄ニ適用スル試験ニシテ4吋乃至6吋内外ノ方形鉄ヲ原鉄ヨリ截取シ、其ノ中央ニ直徑 $\frac{5}{8}$ 吋内外ノ穿孔ヲ施シ、約 $\frac{1}{10}$ ノ傾斜ヲ有スル擴孔具ヲ打込ミ、直徑 $1\frac{1}{2}$ 吋内外ニ擴孔シ、裂疵ヲ生セサルヲ要ス、

(c) 衝動試験、——主トシテ軋鋼ニ適用スル試験ニシテ、之ヲ規定ノ距離ヲ有スル二個ノ支持臺上ニ置キ、規定ノ重量ヲ規定ノ高サヨリ其ノ中央ニ落下セシメ、之ニヨリテ生スル偏倚カ規定ノ限界ヲ超過セサルヲ要ス、

(d) 内部組織検査、——鋼鉄類ノ原鉄ヨリ、細長片ヲ截取シ、其ノ中央部ニ刻目ヲ施シ、其ノ部ヨリ之ヲ屈曲破析セシメ、其ノ面ヲ檢

シ材質ノ良否ヲ認定ス、

一〇〇、鋼索鋼線並ニ鏈鎖試験、

(一) 鋼索試験——鋼索ニ於ケル鋼線ノ配撚法ハ、所要ニ應ジ多少
 差違アレドモ、最モ簡單ナル方法ハ、六本ノ鋼線ヲ同徑ノ鋼線1本ノ
 周圍ニ對稱的ニ撚合ハセタル束條6個ヲ、更ニ同徑ノ束條1個ノ周圍
 ニ撚合ハスモノトス、

各束條ノ中心ニ於ケル鋼線ハ、別ニ強サヲ増スノ目的ニ使用サルル
 モニアラスシテ、撚合セノ便宜上設ケラレタル心線ニ過キス、然レ
 トモ普通ノ所用ニアリテハ、此ノ心線ハ外周ノモノニ比シ更ニ大ナル
 内力ヲ受クルノ傾向アルヲ以テ、他ノ諸線ニ比シ軟質ノ材料ヲ使用ス
 ルヲ例トス、又索ノ中心トナルヘキ束條ハ其ノ外周ノモノト全ク同質
 ナルコトアリ、或ハ屈撓性ヲ増スノ目的ヲ以テ麻條ヲ代用スルコトア
 リ、

鋼索ハ其ノ組成上實用ニ際シ、各束線齊均ノ内力ヲ受クルモノト期
 待スルコト能ハサルモノニシテ、其ノ強サハ、各鋼線別個ノ強サノ和
 ニ比シ、約1割乃至1割5分弱キヲ常トス、

鋼索試験ニ於テ、最モ不便ヲ感スレハ、其ノ兩端ヲ摑持スルノ法困
 難ナルニアリ、而シテ其ノ最モ簡易ニシテ有効ナルハ、(第106圖)ノ
 如ク試験索ノ兩端ヨリ、約五吋ノ部ヲ鋼線ニテ結縛シ、全体ノ弛緩ヲ
 防止シタル後、他端ノ撚リヲ、戻シ各鋼線別個ニ其ノ一端約1吋ヲ鉤
 形ニ曲ケ込ミ索端ヲ圓錐形ニ形成シ、之ヲ洗滌シタル後、破質ノ白色
 合金ヲ用キテ特種ノ承口ニ鑄込ミタルモノヲ加重頭ニ嵌入シ、引張試
 験ト同一要領ニヨリ實驗ヲ行フモノトス、

(二) 鋼線試験、——鋼線ニ對シテハ次ノ三種ノ試験ヲ行フヲ例ト
 ス、

- (a) 規定角度間ニ於ケル反覆屈曲試験、
 (b) 捩試験、
 (c) 引張試験

(三) 鏈鎖試験、——鏈鎖ニハ、次ノ如キ三種ノ引張試験ヲ行フヲ例トス、

- (a) 鏈鎖ヲ作成スヘキ棒其ノ物ニ對スル普通引張試験——最大内力延ビノ百分比並切斷面狹窄百分比ヲ檢定ス、
 (b) 鏈鎖ノ標準長(約36吋)ニ對スル破壊強試験、——破壊試験並ニ指定ノ長サニ對スル延伸量ヲ檢定ス、
 (c) 鏈鎖ノ全長ニ對スル安全引張試験、——指定荷重ヲ加ヘ其ノ延伸量及ビ損傷ノ有無ヲ檢ス、

一〇一、木 材、

木材ハ鋼鐵類ニ比テ、其ノ重量輕ク加工容易ニシテ而カモ其ノ價格廉ナル等ノ利點アルヲ以テ、其ノ應用範圍頗ル大ナリ、

木材ノ強サハ鋼鐵類ニ比シ、一層變化大ナサモノニシテ加力方向ニヨリ差異アルハ勿論、地味、氣候、年齡、截取季、乾燥法及ビ其程度試験片截取ノ部局、其ノ他成育期間ニ於ケル種々ノ情勢ニヨリ、大ニ影響セラルルモノナルヲ以テ、同種ノモノニアリテモ其ノ強サニ豫想外ノ差異アルモノタルヲ記憶セサルヘカラス、

木材試験ニハ可成現物ニ近キ大形片ヲ用フルヲ可トス、是レ木材ハ其ノ纖維ノ變化大ナルノミナラス、各部ニ節其ノ他ノ局部的瑕疵アルヲ免レサルヲ以テ、一小試験片ノ成績ヲ比例的ニ大形ノモノニ適用スルハ頗ル危險ナルニヨル、

木材ハ截取ノ際含有セル水分ノ約95%ヲ蒸發セトキ最大強ニ達スルモノニシテ、截取當時ニアリテハ約此ノ最大強ノ1/2ノ強サヲ有ス

ルニ過キズ、故ニ各種木材ノ比較試験ヲ行フニ當リテハ、其ノ含濕百分比ヲ同一程度(普通 12 乃至 15%)ニ保ツヲ例トス、

木材ニ對シテハ引張壓縮剪斷屈撓等各種ノ試験ヲ施行スレドモ、普通ニ行ハルルモノハ壓縮及ビ屈撓試験トス、

壓縮試験ハ大形試験片ニ對シテハ純粹ナル壓潰強ヲ決定スルコト能ハサルノ不利アレドモ、小形試験片ニ對シテハ其ノ法簡易ニシテ成績モ亦信頼スヘキモノトス、故ニ各材質ノ比較試験トシテハ有効ナリ、

屈撓試験ニ在リテハ、大形試験片ニ對スル成績ヲ最モ簡單ニ認知スルコトヲ得ルノ利アリ、殊ニ木材ニ對スルヤング率ハ大ナラサルヲ以テ、其ノ彈性偏倚比較的大ニシテ計測容易ナリ、

屈撓試験状態ニ於ケル破折ハ、其ノ材質及ビ寸法ノ割合等ニヨリ異ナルモノニシテ、之ヲ實驗ニ徴スルニ、矩形梁ノ兩端ヲ支持シ、其ノ中央ニ荷重ヲ加フルモノトセバ、其ノ長サカ深サノ系十倍ニ達スル迄ハ、縦剪斷内力ノ作用ニヨリ最初ノ破壊ヲ來タシ更ニ長キモノニアリテハ、直系屈撓内力ニヨリ最初ノ破壊ヲ來タスヲ例トス、故ニ木材試験ニアリテハ縦剪斷内力ノ強サヲ計算記録スルノ必要アルモノトス、

TABLE I—Average Strength Properties for
Use of Rough Calculation.

Strength—lbs. per sq. inch.

Materials.	Weight per cub. ft. lbs.	Coeff. of linear expans. Fah.	Young's* modulus. E	Elastic * Limit.	Ultimate strength.			
					Tension.	Compress	Shearing.	Bendnig.
Brick	125	0.0000050	2×10^6	1,000	—	3,000	700	800
Concrete	150	0.0000055	2.5×10^6	800	300	3,000	1,200	—
Stone	160	0.0000050	6×10^6	2,000	—	6,000	1,500	2,000
Timber	40	0.0000020	1.5×10^6	3,000	10,000	8,000	500 [†] 3,000	9,000
Cast iron	450	0.0000062	15×10^6	6,000 20,000	20,000	90,000	20,000	35,000
Wrought iron	480	0.0000067	28×10^6	25,000	50,000	50,000	40,000	—
Structural steel	490	0.0000065	30×10^6	35,000	60,000	60,000	50,000	—
Strong steel	491	0.0000065	30×10^6	50,000	100,000	120,000	75,000	110,000

*Values for Brick, Concrete, and Stone are for compression only.
For Cast Iron the upper values apply to tension and the lower ones
to compression. For other materials the values apply to both tension
and compression.

†The upper value applies to the strength with grain and the lower
one to that across grain.

TABLE II—Ultimate and Elastic Strength
of Metals.

lbs. per sq. inch.

Materials.	Ultimate strength.			Elastic strength.			Young's Modulus. E	Modulus of Rigidity C
	Tension	Com- press.	Shear.	Ten- sion.	Com- press.	Shear.		
Cast iron	20,000	95,000	20,000	10,000 [*]	25,000	8,000	15×10^6	6×10^6
Malleable iron	35,000	42,000	20,000	—	—	—	—	—
Wrought iron	55,000	—	40,000	30,000	28,000	22,000	28×10^6	10×10^6
Steel, 0.15 C.	63,000	—	48,000	42,000	40,000	—	30×10^6	10×10^6
Steel, 0.50 C.	80,000	—	57,000	48,000	46,000	—	30×10^6	10×10^6
Steel, 0.70 C.	89,000	—	60,000	53,000	53,000	—	30×10^6	10×10^6
Steel, 0.96 C.	118,000	—	83,000	69,000	71,000	—	30×10^6	10×10^6
Steel, boiler plate	60,000	—	48,000	30,000	—	—	30×10^6	—
Crusible steel	116,000	—	—	80,000	80,000	—	31×10^6	12.4×10^6
Steel castings	50,000	—	40,000	30,000	30,000	—	25×10^6	—
Nickel steel	90,000 100,000	—	—	60,000	—	—	31×10^6	—
Copper castings	22,000	60,000	—	6,000	—	—	12×10^6	—
Rolled copper	31,000	—	—	6,000	—	—	15×10^6	—
Brass castings	20,000	12,000	—	—	—	—	10×10^6	—
Bronze-gun metal	35,000	—	—	—	—	—	12×10^6	—
Bronze-phosphor	50,000	—	—	20,000	—	—	14×10^6	—
Tobin metal	80,000	—	—	55,000	—	—	—	—
Aluminum castings	15,000	12,000	12,000	6,500	3,500	—	11×10^6	—

*Cast iron has, properly speaking, no elastic limit.

TABLE III.—WORKING STRESSES.

A—Steady or Permanent Load.

Materials.	Kind of stress.				
	Tension f_t	Compression f_c	Bending f_b	Shear f_s	Torsion
Cast iron	4,200	12,000	6,000 to 8,000	4,000	4,000 to 6,000
Bar iron	15,000	15,000	15,000	12,000	7,500
Plate iron, with grain	13,500
Plate iron, across grain	12,000	10,000
Steel, mild	13,000 to 17,000	13,000 to 17,000	13,000 to 17,000	10,000 to 13,000	8,000 to 12,000
Steel, castings	8,000 to 12,000	12,000 to 16,000	10,000 to 14,000	7,000 to 12,000	7,000 to 12,000
Bronze, phosphor	10,000	7,000	4,200
Gun, metal	4,200
Rolled copper	6,000	2,400
Brass	3,000

TABLE III. (Continued.)

B.—Load Varying Frequently from 0 to a Greatest Value.

Materials.	Kind of stress.				
	Tension f_t	Compression f_c	Bending f_b	Shear f_s	Torsion
Cast iron	2,800	8,500	4,000 to 5,500	2,800	2,500 to 4,000
Bar iron	10,000	10,000	10,000	8,000	5,000
Plate iron, with grain	9,000
Plate iron, across grain	8,000	6,500
Steel, mild	8,000 to 12,000	8,500 to 12,000	8,500 to 2,000	6,500 to 8,500	5,500 to 8,000
Steel, casting	5,000 to 8,000	8,000 to 10,000	6,500 to 9,500	4,500 to 8,000	4,500 to 8,000
Bronze, phosphor	6,500	4,500	2,800
Gun metal	2,800
Rolled copper	3,000	1,600
Brass	2,000

TABLE III. (Continued.)

C.—Load Producing Alternate Stresses of Opposite Sign.

Materials.	Tension and compression	Bending	Shear	Torsion
Cast iron	1,400	2,000 to 2,500	1,400	1,200 to 2,000
Bar iron	5,000	5,000	4,000	2,500
Steel, mild	4,500 to 6,000	4,500 to 6,000	3,500 to 4,500	2,500 to 4,000
Steel, castings	2,500 to 4,000	3,500 to 5,000	2,500 to 4,000	2,500 to 4,000
Gun metal	1,400

理号
整森

寄贈者名

土井喜一

贈日
寄年

40. 7. 22

巻
一

2769