

RIIS-TN-77-9

UDC 539.411.8:614.822:621.873.2

# 産業安全研究所技術資料

TECHNICAL NOTE OF  
THE RESEARCH INSTITUTE OF INDUSTRIAL SAFETY

1978

## ロープ支持クレーンジブの横方向座屈強度 ならびにジブ折損事故の検討

前田 豊  
袴塚 穎三

労働省産業安全研究所

# ロープ支持クレーンジブの横方向座屈強度 ならびにジブ折損事故の検討

前田 豊\*  
袴塚 祐三\*

A study on pendant supported crane boom's buckling strength out of plane and an accident analysis of buckling of a crane boom.

by Yutaka Maeda\*  
Teizo Hakamazuka\*

About pendant supported latticed crane boom, several modes of buckling are to be considered, i. e., every chord member's buckling, buckling in the plane which contains boom's axis and vertical line, buckling out of the plane, and so on.

Buckling out of plane has been little considered up to resent days in Japan. A buckling of boom of a truck crane took place.

The outline of the accident was as follows ; a load was to be lifted by a truck crane of which maximum rated load was 127 tons. The load was estimated about 27 tons in weight and boom length was intended to be 54.86 meters. But the actual load was heavier than that of estimated, and booms were jointed by mistake to be longer than that of intended. And when the load was lifted, the boom buckled.

In this case, the operator made several mistakes, however, crane boom was expected to be proof against these trivial errors, therefore, the structural competence of the boom was reconsidered, and it was proved that the boom's strength out of plane was not sufficient to support such overload as this case.

Buckling experiments of miniature booms were carried out by use of steel booms of which size was 5×10×500(mm). Boom angle was about 35 and 42 degrees. The results were approximately equal to the calculated values from following equations;

$$W_{cr} = P_{cr} \sin(\theta_1 - \theta_2) / \sin\left(\theta_2 + \frac{\pi}{2}\right)$$
$$P_{cr} = (kl)^2 EI / l^2$$
$$\tan(kl) = kl(1 - c/l)$$

---

\* 機械研究部 Mechanical Engineering Research Division

## 1. はじめに

移動式クレーンのジブリは、ベンダントロープで後方から引張るラチス式のものと、油圧シリンダで支えられ、伸縮可能な油圧伸縮式のものとに大別される。前者のラチス式ジブの強度の検討に当たっては、ジブ主材の個材座屈のほか、ジブ全体の座屈として、ベンダントロープを含む鉛直面内をジブが変形することを考える座屈(縦方向座屈と仮称する)と、その面と直角に交わり、ジブ軸を通る面内の変形を考える座屈(横方向座屈と仮称する)とを考慮しなければならない。

従来、前記縦方向座屈についての検討はされていたものの、横方向座屈については検討が十分になされておらず、それが原因の1をなすと思われる事故が発生した。ここでは事故の概要と計算例を紹介するとともに、横方向座屈についての模型実験の結果を報告する。

## 2. 事故の概要

製油所内で、加熱炉排ガスダクトを最大定格総荷重127トンのトラッククレーンにより据えつける工事で

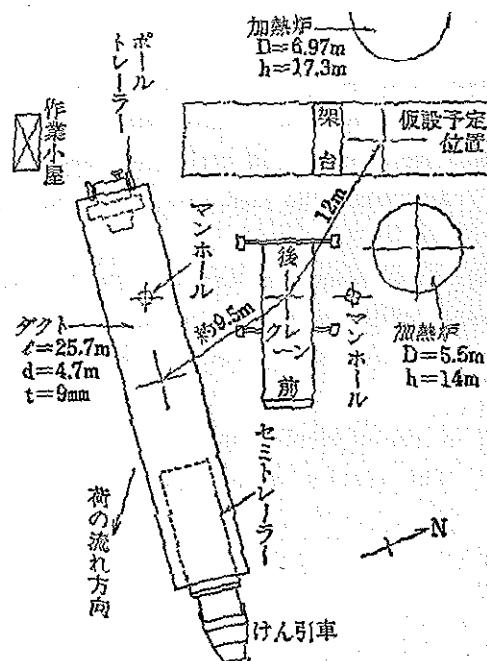


図1 事故発生時の吊り上げ位置

1) 一般にはブームと呼ばれることが多いが、ここでは移動式クレーン構造規格に従ってジブと称する。

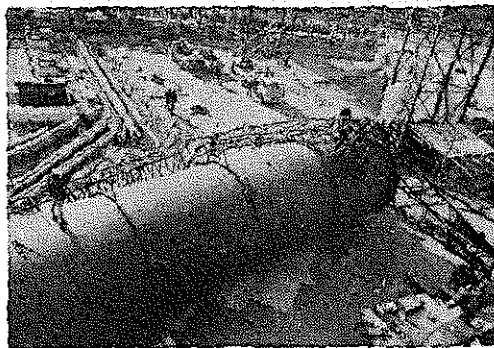


写真1 ジブ折損現場

あった。ダクトは、現場にて総重量27,383kgと計算され、その据えつけには作業半径内にあった加熱炉の上を通過させる必要から、ジブの長さを54.86m(作業半径12mで定格荷重27.5トン)にして作業することとなった。事故当日は快晴、気温約10°C、風速2~3m/sであった。トレーラーにダクトを乗せ吊り上げ予定位置(作業半径12m)に進入させようとしたが、作業半径14mの地点に着いてしまった。その位置で吊り上げを試みるとアウトリガが浮いたため中止し、更に作業半径9.5mの地点(図1参照)まで近づけた。フックを荷の中心位置にもってくるためジブを起こそうとしたが起伏角度制限用のリミットスイッチが働き停止した。運転士は手動で制限を解除しながらジブを推定角度81°~82°まで起こした。続いてダクトを約1m吊り上げたところ荷が流れてトレーラーにひっかかったため、吊り上げを中断してトレーラーを50cmほど前進させ、吊り上げを再開したとき、フットピンから16.9mの位置でジブが折れ、左に直角に曲がって落下した。このため作業員がジブまたはワイヤロープの下敷きとなり、死亡3名、重傷2名を発生した(写真1)。

事故後、継ぎジブが1本よけいに加えられていることがわかり、実際には57.91mジブ(作業半径14mで定格荷重20.4トン)で作業していたこと、また、吊り荷の重量を再検討した結果、総荷重31.4トン(ダクト29.85トン、巻上ロープ0.5トン、玉掛け具0.25トン、フックブロック0.8トン)であったことが明らかになった。

## 3. 事故の原因の検討

- イ) 吊り荷の重量を約4トン少なく見積った。
- ロ) 継ぎジブをよけいに加えた(3.05m)。このた

め、ジブ全体の強度を低下させるとともに、ジブの無理なひきおこしを招いた。

ハ) リミットスイッチが働いたにもかかわらず更にジブを起こした操作上の誤り。なお、ジブの起こしきによりバックストップ（ジブが後方に倒れぬための支え棒）がつかえ、曲げ荷重を生じたとする意見もあったが、後の現場検証等で否定された。

ニ) 以上、作業上の誤りが指摘されるが、ジブの折損をひきおこすほど大きな誤りとは言えない。作業半径が 14m 未満での定格荷重は与えられていないが、作業半径 14m での定格荷重による転倒モーメントに等しい転倒モーメントを与える荷重の値<sup>2)</sup>は、作業半径 10m で 30.4 トンになり、本事故での吊り荷重 31.4 トンの程度のオーバーロードでジブが座屈したとは考え難い。このため、ジブの座屈強度の再検討を行なった。事故の関係寸法、荷重条件については愛知労働基準局の調査による数値を使用した。詳細は 7 節に述べるが、結論は以下の通りである。

ジブに実際に加わったと推定される圧縮力  $P$ （静荷重係数 1.1、動荷重係数 1.25 を含む）は 141,500kg である。縦方向座屈を考える場合、安定限界を与える圧縮力  $P_x$  は 210,700kg であって  $P/P_x = 0.67$  となり十分に余裕があるが、横方向座屈では安定限界を与える圧縮力  $P_y$  は 150,600kg であって  $P/P_y = 0.94$  となりほとんど余裕がない。また、このときジブ先端に水平横荷重 92kg を考えれば  $P/P_y = 1.0$  となり、座屈に至ることが説明できる。この横荷重は 30 トンの荷をロープ長 50m で吊ったとき荷が 15cm 振れたときの値に相当し、十分に考えられる値である。

以下に、この計算に使用した横方向座屈の式の確認のため行なった模型実験について述べる。

#### 4. ジブ座屈実験における式の誘導

##### 4.1 支点の完全な剛性を考えられるとき

図 2 のように、柱の下端が固定され、上端に取付けられたロープにより圧縮力  $P$  が柱の軸延長線上の一点 C に向け働く場合の座屈強度  $P_{cr}[\text{kgf}]$  は (1) で表わされる<sup>3)</sup>。

$$P_{cr} = (kl)^2 EI / l^2 \quad (1)$$

2) 一般に作業半径の小さい範囲での定格荷重はジブ強度によって決定されており、転倒モーメントからの推定値は多少大きめになるが、ここでは定格荷重の目やすとして採用した。

3) 例えば、文献 1 参照

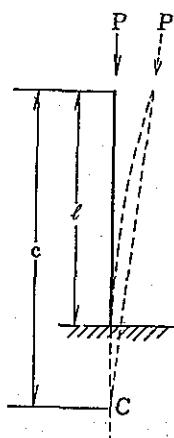


図 2 固定点に向け圧縮される柱

ここに、 $l$  : 柱の長さ [mm]

$c$  : 柱の上端から固定点 C までの長さ [mm]

$E$  : ヤング率 [ $\text{kgf/mm}^2$ ]

$I$  : 断面二次モーメント [ $\text{mm}^4$ ]

であり、 $(kl)$  は (2) の最小の正根である。

$$\tan(kl) = kl(1 - c/l) \quad (2)$$

ロープペンダント式ジブの場合、鉛直面内ではジブを両端ピン結合の柱と考え、鉛直面に垂直な方向に対してはジブを下端固定、上端自由と考えることができる。これを模式化したものが図 3 である。

ジブ OB' はペンダントロープ AB' により引張られ、支点 O のまわりを OB' を含む鉛直面内では自由に回転できるが、面外には拘束される。ペンダントロープ固定点を A とし、ジブ軸の延長線と A から垂した鉛直

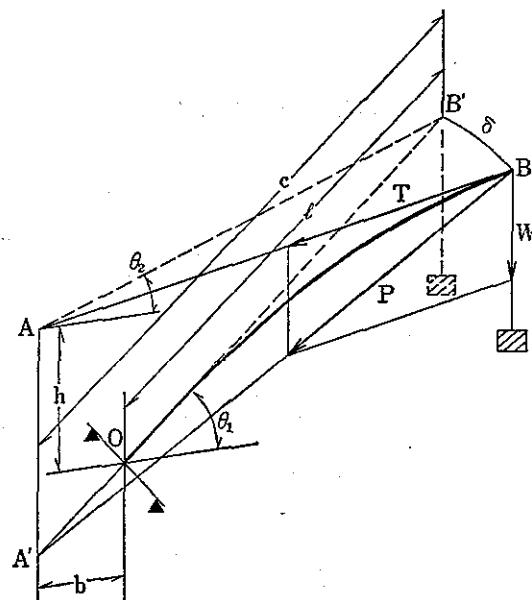


図 3 ジブの横方向への曲がり

線との交点を  $A'$  とする。いま、ジブ先端に水平方向の微小変位  $\delta$ を考えたとき、鉛直荷重  $W$  とペンダントロープ張力  $T$  の合力  $P$  は常に  $A'$  を通ることがわかる。このことから  $\overline{A'B'}$  を  $c$  とおけば図2の場合と同様となり(1)～(2)式が適用でき、座屈荷重  $P_{cr}$  が計算される。また、そのときの鉛直荷重  $W_{cr}[\text{kgt}]$  は、力のつりあいから

$$W_{cr}=P_{cr} \sin(\theta_1-\theta_2)/\sin\left(\theta_2+\frac{\pi}{2}\right) \quad (3)$$

となる。

#### 4.2 支点の剛性を期待できないとき

下端の剛性が不完全な場合は、下端固定という条件が成立しない。下端に曲げモーメントに比例したたわみ角を生ずると仮定してその時の安定限界を求める。図4はジブを後方から見た図である。ペンダントロープ張力と鉛直荷重の合力  $P[\text{kgt}]$  がC点に向け加えられている状態で、ジブ先端に水平荷重  $Q[\text{kgt}]$  を加えたときジブ下端に  $\theta$  のたわみ角を生じたとする。このとき、支点の弾性に関する定数  $\alpha[-]$  を(4)のようにおくと、(7)が成立する。

$$\alpha=EI\theta/Ml \quad (4)$$

但し、

$$\theta=\left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=0} \quad (5)$$

$$M=Ql+P\delta(c-l)/c \quad (6)$$

$$EI\frac{d^2y}{dx^2}-Q(l-x)-P\{(x+c-l)\delta/c-y\}=0 \quad (7)$$

境界条件は

$$x=0 \text{ で } y=0, \quad x=l \text{ で } \frac{d^2y}{dx^2}=0 \quad (8)$$

ここで

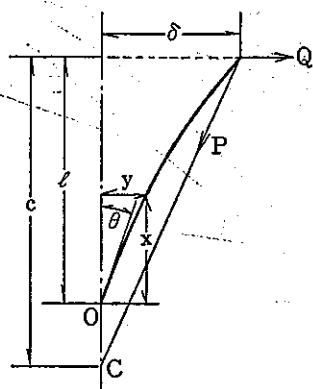


図4 支点が完全に剛でない柱

$$k^2=P/EI, \quad j^2=Q/EI$$

とおきかえると、(7)は

$$\frac{d^2y}{dx^2}+k^2y+\left(l^2-\frac{\delta}{c}k^2\right)x-j^2l-\frac{c-l}{c}\delta k^2=0 \quad (7)'$$

となり、これを解いて、

$$y=C_1 \sin kx+C_2 \cos kx$$

$$-\left(\frac{j^2}{k^2}-\frac{\delta}{c}\right)x+\frac{j^2}{k^2}l+\frac{c-l}{c}\delta \quad (9)$$

境界条件から  $C_1, C_2$  を求め、更に  $\delta$  の代りに  $\alpha$  を用いて(9)を整理すると、

$$y=\frac{1}{kl}(\tan kl \cos kx - \sin kx) - \frac{\tan kl}{kl} - \frac{x}{l}(\alpha kl \tan kl - 1) \\ \frac{j^2}{k^2} \cdot c \frac{1 - \left(\frac{1}{kl} + \alpha kl\right) \tan kl + \frac{c}{l}(\alpha kl \tan kl - 1)}{1 - \left(\frac{1}{kl} + \alpha kl\right) \tan kl + \frac{c}{l}(\alpha kl \tan kl - 1)} \quad (10)$$

(10)の値が無限大となるときが安定限界である。すなわち、

$$1 - \left(\frac{1}{kl} + \alpha kl\right) \tan kl + \frac{c}{l}(\alpha kl \tan kl - 1) = 0 \quad (11)$$

(11)を  $kl$ について解いて、その解を  $k_{cr}l$  とするとき

$$P_{cr}=(k_{cr}l)^2EI/l^2 \quad (12)$$

である。また、(10)を  $\alpha$ について解くと、

$$\alpha=\frac{c\frac{j^2}{k^2}[(\cos kx-1)\tan kl-\sin kx]/kl+x/l]}{kl\tan kl\{(c/l-1)y+c/l\cdot j^2/k^2\cdot x\}}+\frac{[\tan kl/kl+c/l-1]y}{kl\tan kl\{(c/l-1)y+c/l\cdot j^2/k^2\cdot x\}} \quad (13)$$

となり、軸圧縮力と横荷重の大きさおよびそのときの軸のたわみを測定すれば(13)から支点の弾性を表わす係数  $\alpha$ の値が推定できる。

#### 5. 模型実験の方法

試験片および試験片の固定方式を図5に示す。試験片は  $5 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$  の鋼材を使用し、その両端は治具取りつけのため  $5\phi$  の円柱に加工し、長方形断面部分の長さを  $500 \text{ mm}$ とした。試験片下端は全幅  $100 \text{ mm}$ のナイフェッジにくさびにより固定し、上端はピボットを介して支持ロープおよび吊り下げロープを取りつけ、ねじりによる影響の除去をはかった。

支持ロープ固定位置(図6のA点)はロープに対し直角の方向にスライドできる構造として、試験片の初

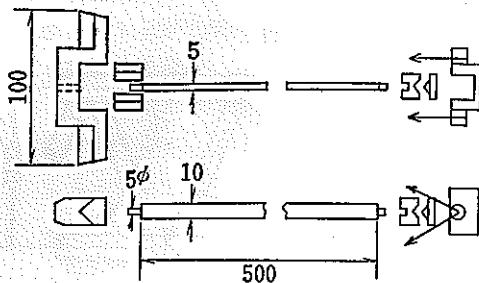


図 5 試験片および試験片の固定方法

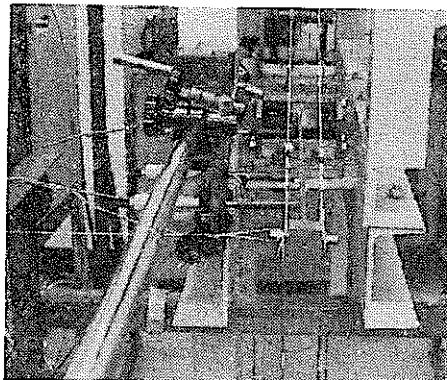


写真 3 水平横荷重の負荷およびたわみの測定

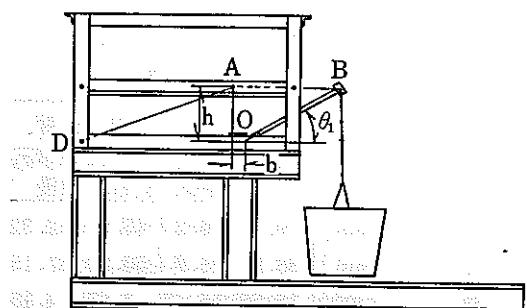


図 6 実験装置概略図

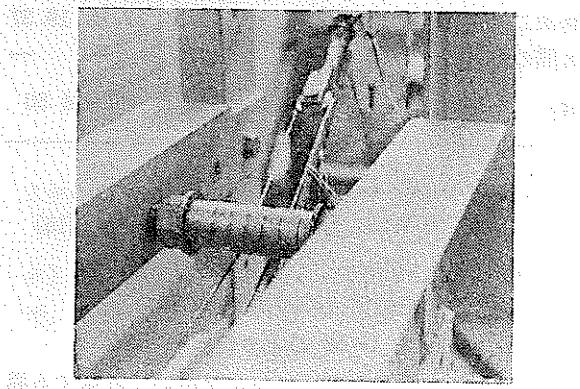


写真 2 支持ロープ固定位置

期ひずみおよび初期偏心の影響の除去をはかった。

実験は、以下の様に行なった。まず、試験片にひずみゲージをはりつけ、曲げひずみを検出できる様にしておく。次に図 6 で  $h=449 \text{ mm}$ ,  $b=31 \text{ mm}$ ,  $\theta_1=0^\circ$  にセットし、荷重  $W$  ( $1.777 \text{ kg} \sim 10.777 \text{ kg}$ ) を吊り下げるときに曲げひずみが生じない位置に A 点を調整した。つづいて試験片先端 B に水平横荷重を与えるときの試験片のたわみを電磁式非接触型変位計を用いて測定し、(13) 式から  $\alpha$  を計算した。

次に  $\theta_1, h, b$  を適当に選び、やはり曲げひずみを見ながら支持ロープの固定点 A の位置を調整、その後吊り下げる荷重を負荷させ、試験片が座屈するまでの最大荷重を測定した。なお、吊り下げる荷重  $W$  の値は、予め校正した荷重棒により動歪計を用いて測定した。ま

た、荷重を負荷させることにより支持ロープが伸び、傾斜角度  $\theta_1$  が減少するが、横から適宜写真撮影を行ない、座屈直前の写真からその時の傾斜角度を決定した。

## 6. 実験結果

支点の弾性を表わす係数  $\alpha$  は、試験片 1, 2 についてそれぞれ  $0.019 \pm 0.021$ ,  $0.021 \pm 0.009$  となった。これが座屈時の鉛直荷重に与える影響を考えると、 $\alpha$  を大きく見積って  $0.03$  とした場合でも最大  $3\%$  の減少となるだけであり、実験精度上無視できる。以下の実験および計算は、 $\alpha=0$ 、すなわち支点は完全に剛であるとして行なった。表 1 に座屈時の鉛直荷重を示す。

以上から、理論値と実験値は近い値をとることがわかる。また、ジブ傾斜角度  $\theta_1$  が一定のとき、横方向座屈時の鉛直荷重が、支持ロープの固定位置によってどう変化するか計算した結果の例が図 7 および図 8 である。図には、 $\theta_1=45^\circ, 70^\circ$  とした場合の、横方向座屈時の鉛直荷重  $W_{cr}$  と、両端回転支持としたときの

表 1 座屈時の鉛直荷重

No.	$\theta_1$ [度]	$h$ [mm]	$b$ [mm]	$P_{cr}$ (計算) [kg]	$W_{cr}$ (計算) [kg]	$W_{cr}$ (実測) [kg]
1	42.6	124	124	54.7	19.5	17.9
2	42.7	124	225	44.8	18.4	17.9
3	42.3	124	225	44.9	18.3	16.6
4	42.0	125	23	78.7	21.5	19.6
5	35.0	253	-168	163.7	74.9	68.4
6	34.5	253	-69	125.1	61.6	54.5
7	35.1	253	31	77.5	39.5	41.7
8	35.4	253	131	55.8	29.2	27.5

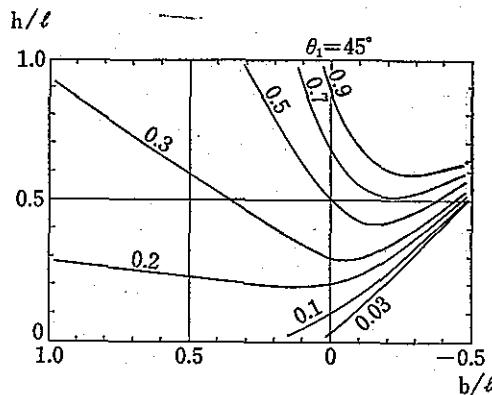


図 7 支持ロープ固定位置による最大鉛直荷重(1)

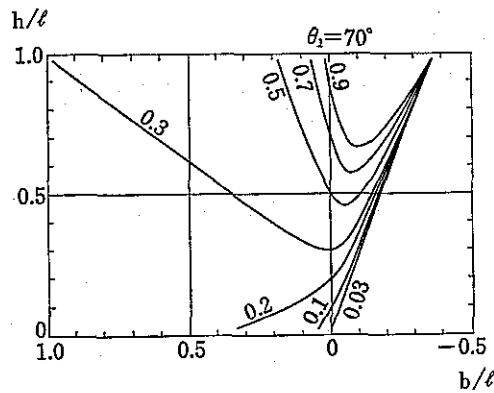


図 8 支持ロープ固定位置による最大鉛直荷重(2)

座屈荷重  $P_{cr} = \pi^2 EI/l^2$  との比  $W_{cr}/P_{cr}$  を支持ロープ固定位置  $b, h$  と柱長  $l$  との比から計算して表わした。これから、横方向座屈を考えるとき、支持ロープ固定位置を高くすることが座屈荷重を増大させること、また、同じ高さで比較するとジブフートピン付近に適当な領域が存在するが、支持ロープ固定位置が低い場合にはなるべく後方に固定することがよいことがわかる。

## 7. 事故クレーンの座屈荷重の計算

図 9 および表 2 に、ジブの構造を示す。

ジブの座屈が生じたときは、吊り上げ後、吊り荷が流れた状態であり、吊り荷の落下地点が作業半径 14m の位置にあること、吊り上げ高さが 2m 程度と推定され、落下中に動いた距離は無視できると考えられるところから、作業半径 14m での値を計算する。

軸圧縮力は、クレモナ線図解析から

$$P = 141,500 \text{ kgf} \quad (14)$$

主材 1 本の座屈応力  $\sigma_{cr}$  は、

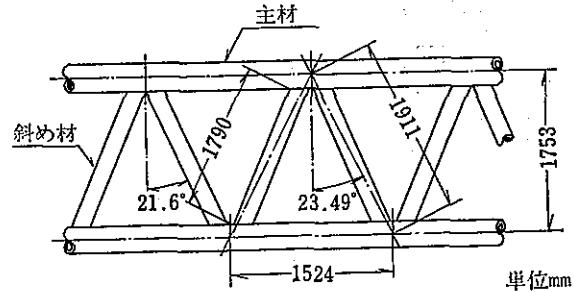


図 9 ジブの構造

表 2 ジブ部材の寸法、材質

	主材	斜め材			
		継ぎ ジブ	基本 ジブ	ジブの 左右	ジブの 前後
内 径 [mm]	79.4	76.2	45.97	52.32	
外 径 [mm]	88.9	88.9	50.80	57.15	
断面積 [cm <sup>2</sup> ]	12.56	16.47	3.67	4.15	
断面二次モーメント [cm <sup>4</sup> ]	111.5	141.1	10.77	15.58	
断次二次半径 [mm]	29.8	29.3	17.13	19.37	
区間の細長比 [-]	51.1	52.1	—	—	
材 質	80kg/mm <sup>2</sup> 級 高張力鋼管	STKM 50			

$$\sigma_{cr} = \sigma_{ca}/\omega \times 1.5$$

$$= 3500/1.25 \times 1.5 = 4200 \text{ [kgf/cm}^2\text{]} \quad (15)$$

ここで、

$\sigma_{ca}$  : 許容圧縮力 ( $3500 \text{ kgf/cm}^2$ )

$\omega$  : 細長比  $\lambda = 52$  のときの座屈係数

であり、1.5 を乗じたのは、 $\omega$  法を用いて計算する場合、 $\omega$  の定義から、弾塑性域においては安全係数が 1.5 として計算されておるため、座屈応力は計算された値の 1.5 倍となることによる<sup>4)</sup>。

Enler 座屈荷重は、

イ) ジブ軸と吊り荷を告む面内 (縦方向) で

$$P_x = \pi^2 EI_x/l_x^2 \quad (16)$$

ここで、

4) DIN 4114 では、 $\omega$  を次の様に定義する。

$$\omega = \sigma_{ca}/\sigma_s, \sigma_s = \min\{\sigma_{kr}/2.5, \sigma_{kr}/1.5\},$$

$$\sigma_{kr} = \pi^2 E/l^2 \text{ (弹性域……Euler の式)}$$

$$\sigma_{kr} : \lambda^2 = \pi^2 E/l^2 \left[ 1 - \frac{m \cdot \sigma_{kr}}{\sigma_e - \sigma_{kr}} + 0.25 \left( \frac{m \cdot \sigma_{kr}}{\sigma_e - \sigma_{kr}} \right)^2 - 0.005 \left( \frac{m \cdot \sigma_{kr}}{\sigma_e - \sigma_{kr}} \right)^3 \right] \text{ の根 (弾塑性域……ニーガの式)}$$

但し、 $\sigma_{ca}$  : 許容圧縮応力、 $\sigma_k$  : 許容座屈応力、 $\sigma_s$  : 降伏点、 $\sigma_{kr}$  : 座屈応力、 $\lambda$  : 細長比

したがって、圧縮応力を  $\sigma_{ca}/\omega$  以下にすることは、 $\sigma_{ca}$  に対する安全率の値に関係なく、安全率 2.5 及び 1.5 を採用することになる。

$I_e$  : 断面二次モーメント。ただジブフレートおよびジブトッピングで断面の形状が変化することによる補正後の値。

ジブ全長  $l=5791[\text{cm}]$ , ジブの平行部の長さ  $l_1=3962[\text{cm}]$ , ジブ最弱部の断面二次モーメント  $I_0=8502[\text{cm}^4]$ , ジブ平行部の断面二次モーメント  $I=386300[\text{cm}^4]$  から,

$$\begin{aligned} l_1/l &= 0.684, \quad r = \sqrt{I_0/I} = 0.148 \\ C &= (0.17 + 0.33r + 0.5\sqrt{r}) \\ &\quad + \frac{l_1}{l}(0.62 + \sqrt{r} - 1.62r) \end{aligned}$$

において  $l_1/l=0.5$ ,  $r=0.148$  として

$$C=0.794$$

また  $l_1/l=0.8$  のとき  $C=1$  として  $l_1/l=0.684$  のときを補間すると

$$C=0.92$$

これから

$$I_e = CI = 355400[\text{cm}^4]$$

$l_x$  : ジブ長さ。ただしラチス構造であることによる補正後の値,

$$\begin{aligned} l_x &= l \sqrt{1 + \frac{\pi^2 EI_e}{l^2} \frac{1}{A_{dy} E \sin \phi \cos^2 \phi}} \\ &= 5912[\text{cm}] \end{aligned} \quad (17)$$

これから,

$$P_x = 217,700[\text{kgt}]$$

ロ) ジブ軸と吊り荷を含む面に直角な面内(横方向)で,

$$P_y = \pi^2 EI / l_y^2$$

ここで,

$$l_y = l_e \sqrt{1 + \frac{\pi^2 EI}{l_e^2} \frac{1}{A_{dy} E \sin \phi \cos^2 \phi}} \quad (18)$$

$$l_e : \tan\left(\frac{\pi l}{l_e}\right) - \left(1 + \frac{1}{a}\right) \frac{\pi l}{l_e} = 0 \quad \text{の根}, \quad (19)$$

$$a = -\frac{l}{c} = -\frac{5791}{7405} \quad (20)$$

これから,

$$P_y = 150,600[\text{kgt}]$$

となる。また、平均圧縮応力  $\sigma_c$  は,

$$\sigma_c = P/A = 2817[\text{kgt/cm}^2]$$

であり、主材のうちの何れか 1 本に座屈を生ずるためにはジブに加わらねばならない曲げモーメント  $M_{cr}$  は,

$$|M_{cr}| = (\sigma_{cr} - \sigma_c) Z$$

(5) 文献 4) による。

$$= 6.09 \times 10^6 [\text{kgt} \cdot \text{cm}]$$

である。

さて、曲げモーメント  $M$  は、(10) で  $\alpha \rightarrow 0$  として、 $y$  を求め、 $x$  で 2 度微分すると,

$$M = -EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{cQ(\tan kl \cdot \cos kx - \sin kx)}{\tan kl + kc - kl} \quad (21)$$

曲げモーメントが最大となる位置では,

$$\frac{dM}{dx} = 0$$

$$\therefore \tan kl = -\frac{1}{\tan kx}$$

$$\therefore x = l - \frac{\pi}{2k} \quad (22)$$

となる。いま、

$$k = \sqrt{P/E_e I} \quad (23)$$

$$E_e = E \{1 - P/(A_{dy} E \sin \phi \cos^2 \phi)\} \quad (24)$$

$$= 2.049 \times 10^6 [\text{kgt}/\text{cm}^2]$$

$$\therefore k = 4.23 \times 10^{-4} [\text{cm}^{-1}]$$

これから、曲げモーメントが最大となる位置では,

$$\begin{aligned} x_0 &= l - \frac{\pi}{2k} \\ &= 2076[\text{cm}] \end{aligned}$$

となり、実際にジブが折れた位置に近い。また、曲げモーメントが限界となるためのジブ先端にかかる水平荷重は、(21) を  $Q$  について解いて、

$$\begin{aligned} Q_{cr} &= \frac{-M_{cr}(\tan kl + kc - kl)}{c(\tan kl \cos kx_0 - \sin kx_0)} \\ &= 92[\text{kgt}] \end{aligned} \quad (25)$$

これは 30 トンの荷が 0.17 度 (50m のロープ長では水平距離にして 15cm) 振れたとき生じる横荷重に等しい。これは十分に起り得る値であり、実際にジブが横方向座屈を起したと考えられる。

## 8. おわりに

以上の実験ならびに計算から、ジブの横方向座屈強度の不足が、本事故の大きな要因となったと考えられる。従来、クレーンのジブの座屈計算には DIN 4114 の方式である  $\omega$  法の使用がクレーン等構造規格に定められている。ジブの横方向の座屈の問題が生じたのは長大ジブを持った大型クレーンについてであり、80kg 級高張力鋼という高級材料が使用されたジブであった。この様な材料、使用条件下でも従来通りの計算方式、荷重の想定が許されるか、また、高張力鋼を使用

しても現在の  $\omega$  法では Euler 域で安全率は 2.5 であり、他の材料に比し必ずしも有利とはならないことなどから、静動荷重係数、風荷重、安全率等につき、理論および実験の両面から再検討することが今後の課題として残されるといえる。

(昭 53.3.31 受付)

## 参 考 文 献

- 1) チモシェンコ・ギヤー：弹性安定の理論、丸善
- 2) DIN 4114 Stabilitätsfälle (Knickung, Kippung, Beulung) Blatt 1, Blatt 2
- 3) SAE Recommended Practice Latticed Crane Booms-Analytical Determination of Stresses and Critical Loads—SAE J 987
- 4) JIS B 8821 クレーン鋼構造部分の計算基準

**産業安全研究所技術資料 RIIS-TN-77-9**

---

**昭和 53 年 6 月 10 日 発行**

**発行所 労働省産業安全研究所  
東京都港区芝 5 丁目 35 番 1 号  
電話 (03) 453-8441 (代)**

**印刷所 新日本印刷株式会社**

---

UDC 539.411.8:614.822:621.873.2

A study on pendant supported crane boom's buckling strength out of plane  
and an accident analysis of buckling of a crane boom.

by Y. Maeda & T. Hakamazuka

Technical Note of the Research Institute of Industrial Safety

RIIS-TN-77-9 (1978)

An accident analysis of buckling of a pendant supported latticed boom of a truck crane was carried out. The structural competence of the boom was reconsidered, and the experiment on miniature booms' buckling was carried out. From them it was proved that the boom's strength out of plane was not sufficient to support the overload which would be caused by some mistakes of the crane operator.

(9 figs, 2 tables, 3 photos, 4 refs.)