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

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



1978

袴 塚 禎 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  $\blacksquare$ 祬 塚

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 virtical 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 reconsiderd, 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  $5 \times 10 \times 500$  (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

產業安全研究所技術資料

#### 1. はじめに

移動式クレーンのジブ<sup>リ</sup>は、ペ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、ペン 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(構 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





RIIS-TN-77-9



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, 気湿約 10℃, 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、作業半経 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、フー 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プまたはワイ 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、巻上ローブ 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。 P) 継ぎジブをよけいに加えた (3.05m)。 この た

- 2 -

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、ジブの起こしす ぎ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 141,500 kg 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 210,700 kg 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 150,600 kg 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 92 kg 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 の荷をローブ長 50 m で吊ったとき荷が 15 cm 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  $P_{cr}[kgf]$ は(1)で表 わされる<sup>3)</sup>。

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

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, 1: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 [kgf/mm<sup>2</sup>]

I:断面二次モーメント [mm4]

であり、(kl)は(2)の最小の正根である。  $\tan(kl) = kl(1-c/l)$ 

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



— 3 —

(2)

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との合力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  $W_{cr}[kgf]$ は、力のつりあいから

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

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*[kgf] 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[kgf] を加え たときジブ下端にθのたわみ角を生じたとする。この とき、支点の弾性に関係する定数 α[-] を(4)の ようにおくと、(7)が成立する。

$$\alpha = EI\theta/Ml \tag{4}$$

但し,

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

$$M = Ql + P\delta(c-l)/c \tag{6}$$

(7)

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

境界条件は

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

ここで



RIIS-TN-77-9

$$k^2 = P/EI, \quad j^2 = Q/EI$$
  
とおきかえると、(7)は  
 $\frac{d^2y}{dx^2} + k^2y + \left(l^2 - \frac{\delta}{c}k^2\right)x - j^2l - \frac{c-l}{c}\delta k^2 = 0$ 

となり、これを解いて、

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

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

(7)'

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、

$$y = \frac{\frac{1}{kl} (\tan kl \cos kx - \sin kx)}{1 - \left(\frac{1}{kl} + \alpha kl\right) \tan kl + \frac{c}{l} (\alpha kl \tan kl - 1)}$$
(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,

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

(11) を kl について解いて、その解を korl とすると

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

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α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5mm×10mmの鋼材を使用し,その両端は治具 取りつけのため50の円柱に加工し,長方形断面部分 の長さを500mmとした。試験片下端は全幅100mm のナイフエ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 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



図 5 試験片および試験片の固定方法



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=449mm,b=31mm, $\theta_1$ =0° にセットし、荷重W(1.777kg~10.777kg)を吊り 下げた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、そ の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α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



5 -

写真 3 水平横荷重の負荷およびたわみの測定

た、荷重を負荷させることにより支持ローブが伸び、 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±0.021, 0.021±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% の滅 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°、70° 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.	θ <sub>1</sub> [度]	h [mm]	b [mm]	P <sub>cr</sub> (計算) [kg]	W <sub>cr</sub> (計算) [kg]	W <sub>cr</sub> (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)



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プ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こ とから、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

 $P=141,500 \, \text{kgf}$  (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。	5 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	$[cm^2]$	12.56	16.47	3.67	4.15
断面二次モーメ ント	[cm4]	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/n 高張力	nm <sup>2</sup> 級 鋼鋼管	STK	M 50

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

=3500/1.25×1.5=4200 [kgf/cm<sup>2</sup>] (15) ここで、

σca:許容圧縮力(3500 kgf/cm<sup>2</sup>)

ω:細長比 λ=52 のときの座屈係数

であり、1.5 を乗じたのは、ω法を用いて計算する場 合、ω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,

1

なる。

$$P_x = \pi^2 E I_e / l_x^2 \tag{16}$$

ここで,

4) D	DIN 4114 では、 ゆを次の様に定義する。 $\omega = \sigma_{ca}/\sigma_{s}, \sigma_{s} = \min [\sigma_{ss}/2.5, \sigma_{ss}/1.5],$
•	$\sigma_{ki} = \pi^2 E / \lambda^2$ (弾性域Euler の式)
	$\sigma_{kr}: \lambda^2 = \pi^2 E/\lambda^2 \left\{ 1 - \frac{m \cdot \sigma_{kr}}{\sigma_e - \sigma_{kr}} + 0.25 \left( \frac{m \cdot \sigma_{kr}}{\sigma_e - \sigma_{kr}} \right)^2 \right\}$
	$-0.005\left(rac{m\cdot\sigma_{sr}}{\sigma_{s}-\sigma_{sr}} ight)^{3}$ の根 (弾塑性域エーガの式)
佢	$\exists L, \sigma_{ea}$ :許容正縮応力, $\sigma_{k}$ :許容座屈応力, $\sigma_{a}$ :降伏点, $\sigma_{kl}, \sigma_{k\tau}$ :座屈応力, $\lambda$ :細長比
ኒ #	いたがって、圧縮応力を σ <sub>ca</sub> /ω 以下にすることは、σ <sub>ca</sub> に対する に全当の値k 関係たく、安全率 2.5 及び 1.5 を採用することに

I<sub>e</sub>:断面二次モーメント。ただジプフレートおよ びジプトップ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[cm],ジブの平行部の長さ  $l_1=3962$ [cm],ジブ最弱部の断面二次モーメン  $l_0=8502$ [cm<sup>4</sup>],ジブ平行部の断面二次モー メント I=386300[cm<sup>4</sup>] から,  $l_1/l=0.684, r=\sqrt{I_0/I}=0.148$  $C=(0.17+0.33r+0.5\sqrt{r})$  $+\frac{l_1}{l}(0.62+\sqrt{r}-1.62r)$  5) 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  $I_e=CI=355400$ [cm<sup>4</sup>]

 $l_x: ジブ長さ。ただしラチス構造であることによる補正後の値,$ 

$$l_x = l_x \sqrt{1 + \frac{\pi^2 E I_e}{l^2}} \frac{1}{A_{dz} E \sin \phi \cos^2 \phi}$$
(17)

=5912[cm]

これから,

$$P_x = 217,700[kgf]$$

ロ)ジブ軸と吊り荷を含む面に直角な面内(横方向)
 で、

$$P_y = \pi^2 E I / l_y$$

ここで,

$$l_{y} = l_{e} \sqrt{1 + \frac{\pi^{2} E I}{l_{e}^{2}} \frac{1}{A_{dy} E \sin \phi \cos^{2} \phi}} \quad (18)$$

$$l_{e} : \tan\left(\frac{\pi l}{l_{e}}\right) - \left(1 + \frac{1}{a}\right) \frac{\pi l}{l_{e}} = 0 \quad \mathcal{O} \,\mathbb{B}, \quad (19)$$

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

これから,

 $P_y = 150, 600 [kgf]$ 

$$\sigma_{\rm c} = P/A = 2817 [\rm kgf/cm^2]$$

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

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

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、

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

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

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

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

となる。いま,

$$k = \sqrt{P/E_e I} \tag{23}$$

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

=2. 049×10<sup>6</sup> [kgf/cm<sup>2</sup>]  

$$\therefore k=4.23\times10^{-4}$$
 [cm<sup>-1</sup>]

これから、曲げモーメントが最大となる位置では,

$$x_0 = l - \frac{\pi}{2k}$$

=2076[cm]

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、

$$Q_{cr} = \frac{-M_{cr}(\tan kl + kc - kl)}{c(\tan kl \cos kx_0 - \sin kx_0)}$$
(25)  
=92[kgf]

これは 30 トンの荷が 0.17 度 (50 m のロープ長で は水平距離にして 15 cm) 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ω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

- 7 ---

- 8 -

産業安全研究所技術資料

しても現在の ω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)

#### RIIS-TN-77-9

1

#### 参考文献

1) チモシェンコ・ギアー:弾性安定の理論, 丸善

2) DIN 4114 Stabilitätsfälle (Knickung, Kippung, Beulung) Blatt 1, Blatt 2

 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

	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 caused by some mistakes of the crane operator.

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