

RIIS-TN-79-2

UDC 621.868.27 : 621.882.6 : 656.082

産業安全研究所技術資料

TECHNICAL NOTE OF
THE RESEARCH INSTITUTE OF INDUSTRIAL SAFETY

1980

災害事例分析

——トラッククレーンの旋回サークル 取付ボルトの切断事故——

前 田 豊

労働省産業安全研究所

災害事例分析

——トラッククレーンの旋回サークル 取付ボルトの切断事故——

前 田 豊*

Accident analysis

——Fall down of a truck crane caused by fracture of bolts which fasten the revolving circle——

by Yutaka MAEDA*

A truck crane with a telescopic boom fell down caused by fracture of bolts which fastened the revolving circle. In this report the state of this accident is described and the strength of the bolts is estimated.

The maximum rated load of the crane was 27.415 tons in weight. When the boom was 30.7 meters in length, hoisting load was sixty-four kilograms in weight which was fairly lighter than the net rated load, and when the boom angle was about twenty-seven degrees, the accident occurred.

Although the revolving circle had to be fastened by twenty-four bolts, ten of them were found to have been loosed or missed.

Maximum tensile stress of the remaining bolts (σ_{tm}) is calculated using the equations derived from the conditions that tensile force is distributed to bolts and compressive force is to revolving circle, and that some bolts are completely loosed. Then,

$$C_t = \pi n (\cos \alpha - r_b / r \cos \beta) / K_1 \quad (10)$$

$$\sigma_t = C_t (P + P_0) / (2 \pi r t) \quad (14)$$

$$\sigma_{tm} = \sigma_{t0} + \sigma_t (d/d_0)^2 \quad (15)$$

where C_t is a dimensionless coefficient which shows the magnitude of the maximum tensile stress of bolts compared by the mean compressive stress of the revolving circle.

The conclusion is that if fourteen bolts are loosed, the maximum tensile stress of the remaining bolts will be greater than the tensile strength of the material.

* 機械研究部 Mechanical Engineering Research Division

表 1 最近の旋回サークル取付ボルト切断事故

発生年月	クレーンの形式	吊上荷重
昭和 49	ジブクレーン	0.5 ton
49	ジブクレーン	2.7
51. 9	ジブクレーン	2.7
51.12	トラッククレーン	4.8
52.12	トラッククレーン	4.9
53. 7	トラッククレーン	4.8
53.12	トラッククレーン	27.415

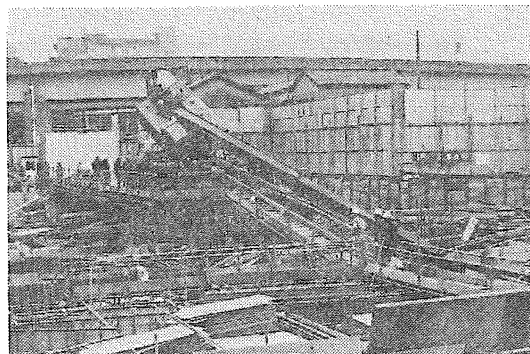


写真 1 倒壊事故現場

1. はじめに

クレーン、移動式クレーンのうち、上部が旋回するものは、旋回体下部に、旋回輪、旋回サークル、旋回ベアリング等と称されるベアリングを取りつけ、これを台座、あるいは走行体フレーム上にボルト締める構造をとることが多い。このボルトは、いわば旋回体全体を支えている重要な構成部品であり、これの切断は直ちに重大災害につながるものであって注意深い点検が必要とされている。

表1は、昭和49年以降に発生した、クレーン・移動式クレーンの旋回サークル取付ボルトの切断事故例であるが、近年、トラッククレーンでの事故が目立つようになったと言えよう。筆者は、最近あるトラッククレーンの旋回サークル取付ボルトの切断事故について、比較的詳細に検討する機会があった。以下は、その結果をまとめたものである。

2. 事故の概要

昭和53年12月19日(火)午前8時15分頃、東京都内の某ビル建設工事現場でトラッククレーンが荷を吊って旋回の後、吊り荷をおろそうとしているときに旋回サークル取付ボルトが切れ、旋回体全体がジブ側に倒れ、作業者が1名死亡する事故が発生した(写真1)。

このトラッククレーンは、N社所有で、S社に設置されているM社T工場製造のトラッククレーンであり、S社から派遣されたものである。事故発生があった工事現場は、通常朝8時開門であり、それまで作業車を構内に入れることはない。運転士Oは、19日早朝S社から当該ビル建設工事現場の門前までトラッククレーンを運転し、そこで開門まで待機していた。午前

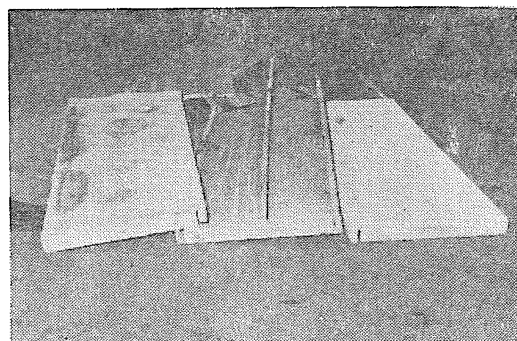


写真 2 事故当時の吊り荷

8時開門後、直ちに現場内に乗り入れ、アウトリガを張り、8時12分頃から作業を開始した。当日、最初の吊り荷は数枚のベニア板のみ(写真2)でありこれをA工区(クレーン車運転席から見て左側)からB工区(同じく後方)に移動させることになった。このためトラッククレーンで荷を吊り上げ、旋回し、荷を下げた。この途中、荷に手をかけようと着荷点にいた作業者が手をのぼそうとしたときに(クレーン運転士Oの話)、バリバリという音とともに旋回サークル取付ボルトが連続して切断してクレーンの上部旋回体がジブ側に倒壊したため着荷点にいた作業者が死亡した。

事故機は吊り上げ荷重27.415トンの、油圧で伸縮するジブを持っているトラッククレーンであって、主な仕様は表2に掲げるとおりである。当機は、吊り上げ荷重27.5トンのトラッククレーンとして昭和47年7月に製造検査を受けた後、ジブ先端にルースターシーブを取付けたため、昭和50年1月に吊り上げ荷重を27.415トンに変更している。最後の公的検査は、昭和53年6月の使用検査である。

当機は、運転士つきリース用トラッククレーンとし

表 2 トラッククレーンの主な仕様

吊上荷重	27.415トン
ジブの長さ	9.7～30.7m(4段)
補助ジブの長さ	7.0m, 11.2m
ジブの傾斜角	0～75度
旋回限度	360度
安全装置	1. 過巻防止装置 2. 油圧安全弁 3. ジブ起伏及び伸縮シリンダ(開塞弁によりホース破断時にもその位置を保持する) 4. 荷重計

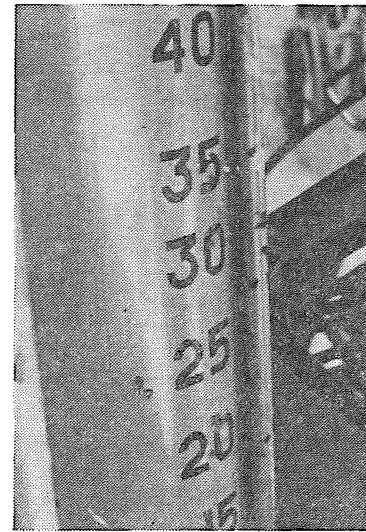


写真 3 起伏シリンダ部の角度計

表 3 事故前1週間の作業

月 日 (曜)	作 業 時 間	作 業 所	吊上トン	作 業 内 容
12.13 (水)	8:00～18:00	H	28	型ワク組
12.14 (木)	8:00～17:00	K ₁	25	バリ投込
12.15 (金)	8:00～17:00	S	20	建 方
12.16 (土)	8:00～17:30	事 故 現 場	28	資材, 鉄筋, カジヤ
12.17 (日)	8:00～17:00	K ₂	20	資材, 砂, セメント揚
12.18 (月)	8:00～12:00	K ₃	20	鉄 筋
12.19 (火)	8:00～	事 故 現 場	(28)	(事故発生)

て使用されており、事故前一週間の稼動状況は表3の通り(作業日報による)で、連日正常に運転されている。なお運転は当機専門の運転士Oが一貫して行っている。

事故当時、ジブは最伸長の30.7mであり、補助ジブは使用されていない。またジブ角度は起伏シリンダ部のジブ角度計の表示が27度近くを示しており、安全装置の構造上、事故発生時からジブ角度が変化しないと考えられるため、27度と推定された(写真3)。

3. 原因の推定

本事故の原因を推定するため、次の各項目について検討を行った。

- 1) ボルト締結状況の推定
- 2) ボルトの応力計算
- 3) 定格荷重を吊ったときのボルトの応力計算

4) ボルトの化学成分分析

3.1 ボルト締結状況の推定

当クレーンの旋回支持体の構造は、上部旋回体に旋回サークルを取付け、それを下部走行体の下からボルトで止める様になっている。下部走行体は、キャリアフレーム上に鋼板(キャリアトッププレート)を溶接し、その下からボルトで旋回サークルを止める構造である。このため、ボルトの位置がキャリアフレーム上であるか否かによりボルトを本す板厚に厚薄2種類が生じ、長短2種類のボルト(図4)で締め付ける様に決められている。旋回支持体の構造とその詳細を図1～図5に示す。

事故機の旋回サークルを下から見たときのボルト穴の配置を図6に示す。図中、○で示したボルト(No.4～No.18)は切れたボルトのねじ部がめねじ内に残っていた箇所であり、●(No.19～No.3)は残ってい

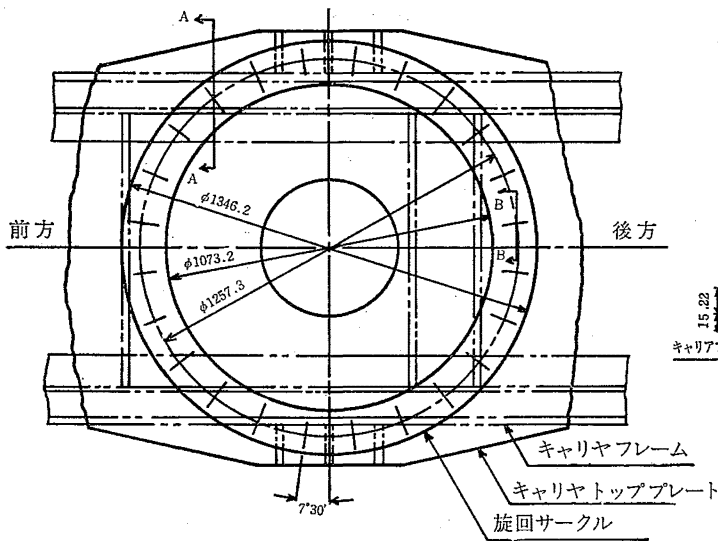


図 1 回転支持体の構造

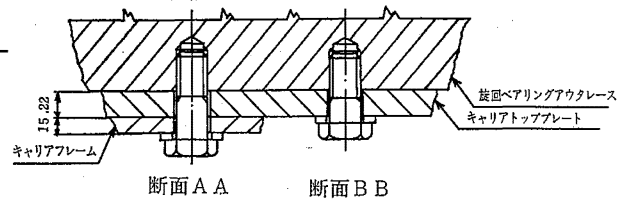


図 2 回転サークルの取付方法

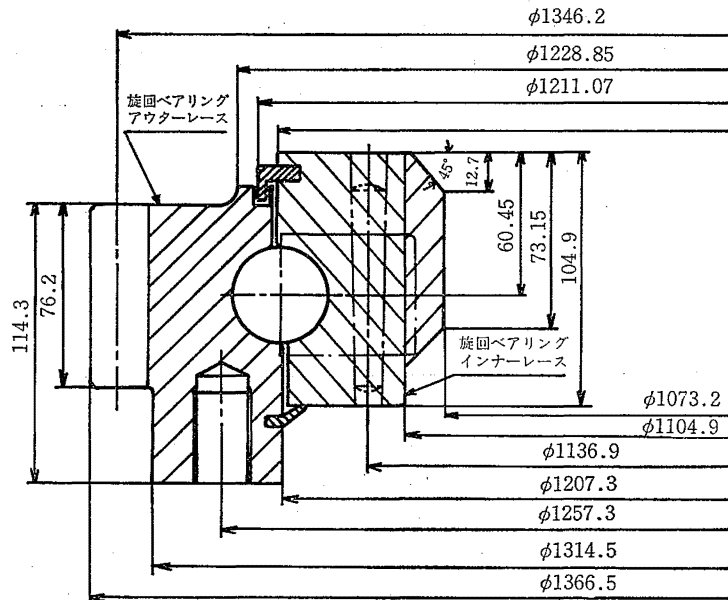


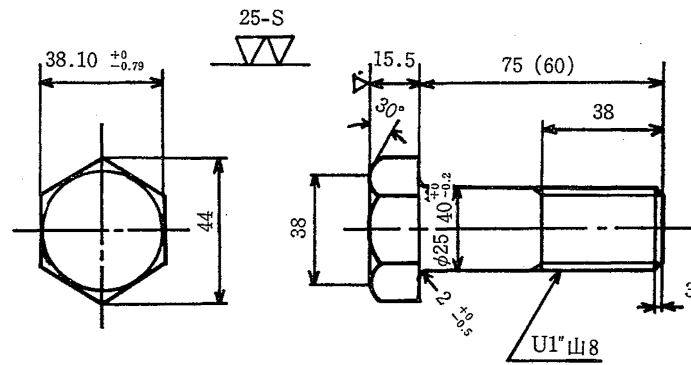
図 3 回転サークルの構造

なかった箇所である。No.19 と No.22 のボルト穴 (▲で示す) には、ボルトのねじ山が剪断されて残っているのが発見されている。Lで示した8箇所は、キャリアフレーム上に当たるため、長いボルトを使用するよう指定された箇所である。

キャリアフレーム及びキャリアトッププレート下面につけられたワッシャの跡を見ると、No.2, 18, 23のボルト穴の周囲にはワッシャの明確な境界がなく、ワッシャの当たるべきところまで腐食とよごれが見られる(写真4)。このことは、ボルトが、ゆるむか、

脱落してワッシャが当たらないまま使用されたことを示している。

事故後発見されたボルト頭部は15本あり、そのうち切断されたものが11本、ねじ山の剪断されたもの(写真5)が2本、ほぼ原形を止めているものが2本であった。ねじ山が剪断された2本は長さ60mmの短い方のボルトであり、ともに4~5山のねじ山が取れていて、事故時に破壊したものと推定される。いま、ねじ5山が、かみ合っていたとして締付部分の厚さを求めると、ピッチがインチあたり8山であるから、



等級	ユニファイ並目ネジ 2 級
材質	SCM 3
引張強度	106 kg/mm ² 以上
降伏点	88 kg/mm ² 以上
伸び	14 %以上
絞り	35 %以上
硬度	H _B 302~352

図 4 旋回サークル取付ボルト 2 種

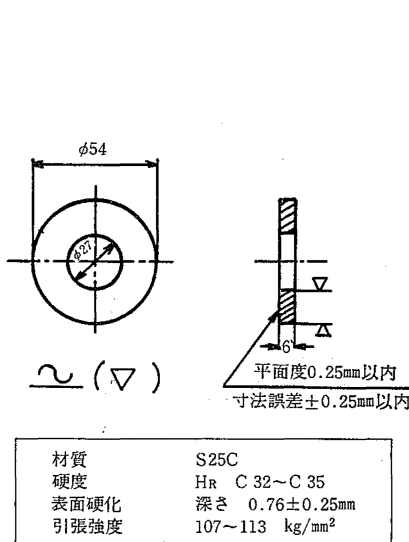


図 5 旋回サークル取付
ボルト用ワッシャ

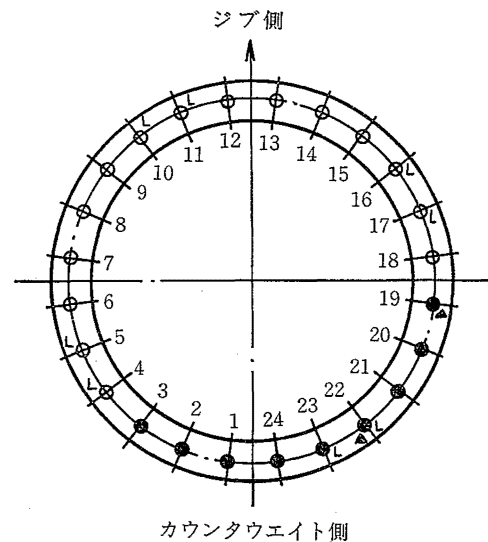


図 6 旋回サークルのボルト
番号

(締付部厚さ) = $60 - 25.4/8 \times 5 = 44.1$ mm
となり、キャリアフレームを含んで締め付ける場合の締付厚さ 43 mm に近い数値となる。このことは、このボルトがキャリアフレームを含んで締め付けるための長いボルト (首下 75 mm) の代わりに使用され、そのためにねじかみ合いが不十分となり、ねじ山の剪断に至った可能性を示す。

また No. 9 のボルトは首下 60 mm の短いものを使用するはずであるが、No. 9 めねじ穴に残されたボルト先端と一致するボルト頭をつき合わせてみたところ、75 mm ボルトであることがわかった。

前述のとおりボルトねじ山が残されていたためねじ穴は No. 19 と No. 22 であって No. 22 には長いボルトを入れるべきである。ところが、ねじ山の取れた長い

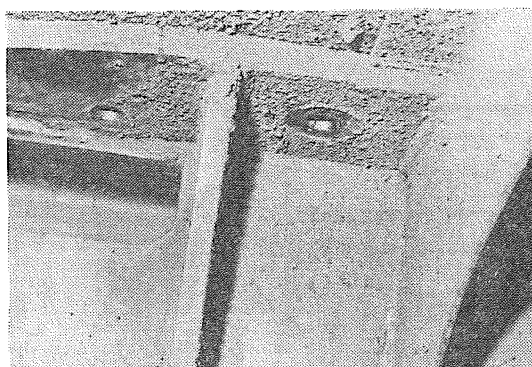


写真4 キャリアトッププレートの No.18
の不明確なワッシャ跡と No.19 の明
確なワッシャ跡

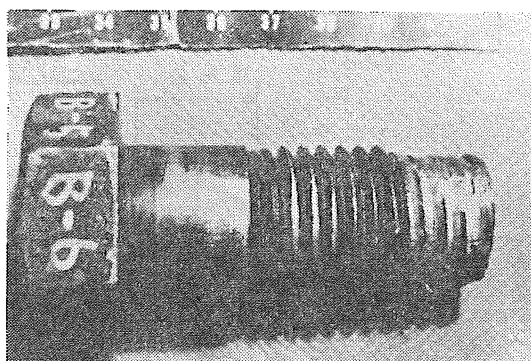


写真5 ねじ山が剪断されて発見された
ボルト

表4 事故発生直前のボルト締結状況

ボルト番号	首下長さ	めねじ内 残存ボルト	ワッシャ跡	推定状況
1, 3, 20, 21, 24	60 mm	なし	明確	脱落
2	60	なし	不明確	長期間脱落
4, 5, 10, 11, 16, 17	75	あり	明確	締結
6, 7, 8, 12, 13, 14, 15	60	あり	明確	締結
9	60	あり	明確	長ボルトを締結
18	60	あり	不明確	長期間ゆるみ
19	60	ボルト山のみ	明確	16 mm ゆるみ
22	75	ボルト山のみ	明確	短ボルトを締結
23	75	なし	不明確	脱落

ボルトは発見されておらず、代りにねじ山の取れた短いボルト2本が発見されていて、ねじ山の残されていた穴の個数と一致する。したがって、このねじ山が取れたボルトは No.19 と No.22 に使用されており、しかも No.22 のボルトは本来 No.9 に使用されるものであったという可能性が強い。

ほぼ原形を止めていたボルトは 60 mm のもの1本と 75 mm のもの1本である。これらは、ともに事故当時かなりの程度ゆるんでいて脱落寸前か、あるいはすでに脱落していたと考えられる。

ボルト頭部のうち9本は発見されていない。このうちボルトが切れたものは4本であり、これはボルト先端がめねじ内に残っていることから事故時には少なくとも脱落はしていなかったことになる。しかし、残り5本については、めねじ内にボルト先端もねじ山も残していない。したがって脱落していたか、あるいは多少のかみ合いはあっても衝撃で落ちるほどゆるんでいたか、ねじ山の剪断はあってもほんの少しの山しかかみ

合っていなかったか、いずれにせよ荷重を支えるほどのかみ合いはなかったものと推定できる。

以上のことから、事故発生直前のボルト締結状況について推定できることをまとめたものが表4である。

事故の前日まで正常に作業していて、事故当日1回目の吊り上げで事故発生があったことから、荷重を支えるボルトはかなりの程度ゆるんでいたものの、破壊には至らなかったが、前日から当日までの走行中に促進されたゆるみ又は脱落が最後の一押しになって事故の発生をみたと考えられる。

3.2 ボルトの応力

旋回サークルの取付ボルトに生じる引張応力の計算方法については渡辺の論文⁷⁾があるが、本クレーンの場合には、ボルトがゆるんでいる引張応力の支持をしていなかったものと推定されており文献に示されている式を適用できない。そこで以下に渡辺にならってこの場合の式を導入し、それによる計算値を示す

ことにする。

記号及び事故機での数値

B : ボルト又はナットの二面幅 (34.04 mm)

b : ボルトの相当円輪幅

C_t : ボルトの最大引張応力と旋回サークル面の平均
圧縮応力の比

D : 旋回サークル外径 (1314.5 mm)

d : ボルトの外径 (25.4 mm)

d_2 : ボルトねじ有効径 (23.34 mm)

d_h : ボルト穴の径 (27 mm)

d_n : ナット座面直径

d_s : ボルト有効断面の直径 (24.37 mm)

e : 旋回サークルに加わる荷重の偏心量

e' : 旋回サークルに加わる荷重とボルト締結力の合
力の偏心量

K : トルク係数

M_0 : ボルト締結力による旋回サークル中心まわりの
モーメント

n : 旋回サークルとボルトのヤング率の比 (1.0)

P : 旋回サークルに加わる力

P_0 : ボルトの締結力の合計

P_t : 1本のボルトの締結力

p : ねじのピッチ (3.175 mm)

q : ボルトと旋回サークルの面積比 (0.0573)

r : 旋回サークルの中心半径 (630.43 mm)

r_b : 旋回中心からボルト中心までの距離 (628.65
mm)

T : ボルトの締付けトルク (124 kgm)

t : 旋回サークルの幅 (53.59 mm)

y, y', y'' : 中立軸からの距離

y_n : 圧縮側外線から中立軸までの距離

z : ボルトの本数 (24本)

α : 中立軸の位置を示す角

α' : ねじ山の半角 (30°)

β : ボルト締結されている範囲を示す角

μ : ねじ山側面間の摩擦係数 (0.16)

μ_1 : ナット面と座面間の摩擦係数 (0.16)

σ_c : 旋回サークルの最大圧縮応力

σ_t : ボルトの最大引張応力

σ_{t0} : ボルトの初期締結応力

σ_{tm} : ボルト締結力を考慮したときのボルトの最大引
張応力

はじめにボルトの初期締結力が零である場合を考え
る。旋回サークルの外力 P が中心軸から e だけ偏心し
て加わるとする。このときの応力の分布を図7のよう
に仮定する。すなわち、圧縮側では旋回サークル面の
みが圧縮力を支え、引張側ではボルトのみが引張力を
支える。また圧縮および引張応力は中立軸からの距離
に比例した大きさであるとする。旋回サークルの幅が
径に対して十分小さいとすると直径方向の応力分布は
無視できて応力を図7(a)のように φ なる角で計算し
ても大差ない。以下、応加分布は左右対称であるとし
る。中立軸の位置を α 、脱落やゆるみのため引張力を
支持しないボルトの位置を β から π までとする。ボ
ルト本数は引張力が連続分布と考えられるほど十分に多
いものとする。このときボルトをその中心円周に沿っ
た円輪と考えればその幅 b は (1) で表わされる。

$$b = qrt/r_b \quad (1)$$

図7に示すとおり、中立軸から y の距離なる点の圧
縮 (又は引張) 応力は、 $\sigma_c y/y_n$ となる。外力、中立
軸に関する外力のモーメントのつりあいから、

$$P = 2 \int_0^\alpha \sigma_c \frac{y}{y_n} t r d\varphi - 2 \int_0^\alpha \sigma_c \frac{y'}{y_n} b r_b d\varphi \\ - 2 \int_\alpha^\beta \sigma_c \frac{y''}{y_n} n b r_b d\varphi \quad (2)$$

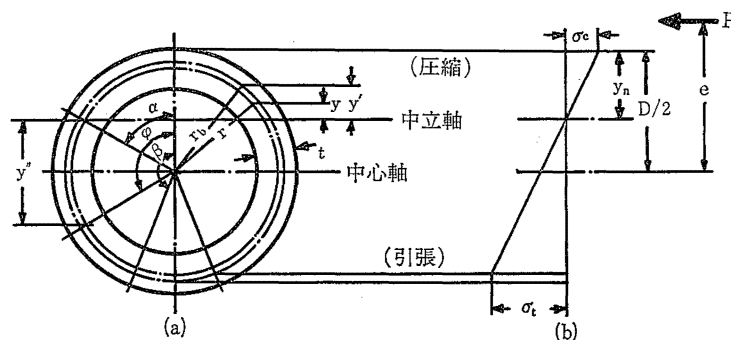


図7 旋回サークル及びボルトの応力分布

$$P\left(e - \frac{D}{2} + y_n\right) = 2 \int_0^\alpha \sigma_c \frac{y^2}{y_n} t r d\varphi - 2 \int_0^\alpha \sigma_c \frac{y'^2}{y_n} b r_b d\varphi + 2 \int_\alpha^\beta \sigma_c \frac{y''^2}{y_n} n b r_b d\varphi \quad (3)$$

図7(a)に示すように、 y, y', y'' は次式で表わされる。

$$y = r \cos \varphi - r \cos \alpha = r(\cos \varphi - \cos \alpha)$$

$$y' = r_b \cos \varphi - r \cos \alpha = r(s \cos \varphi - \cos \alpha)$$

$$y'' = r \cos \alpha - r_b \cos \varphi = r(\cos \alpha - s \cos \varphi)$$

$$\text{ただし } s = r_b/r$$

これらと(1)を(2),(3)に入れて整理すると、

$$P = \sigma_c / y_n \cdot 2r^2 t \cdot K_1 \quad (4)$$

$$P(e - D/2 + y_n) = \sigma_c / y_n \cdot 2r^3 t \cdot K_2 \quad (5)$$

ここで

$$K_1 = \sin \alpha - \alpha \cos \alpha - q\{(1+n)(s \sin \alpha - \alpha \cos \alpha) + n(\beta \cos \alpha - s \sin \beta)\} \quad (6)$$

$$K_2 = \alpha - 3/4 \sin 2\alpha + \alpha/2 \cos 2\alpha + q\{(s^2+1)(n\beta - \alpha(1+n))/2 + s(1+n)(1-s/4) \sin 2\alpha + (n\beta - \alpha(1+n))/2 \cos 2\alpha + ns \sin \beta (s/2 \cos \beta - 2 \cos \alpha)\} \quad (7)$$

(4),(5)式から

$$e - D/2 + y_n = r K_2 / K_1$$

ここで、 $D/2 - y_n = r \cos \alpha$ であるから上式は

$$e/r = K_2 / K_1 + \cos \alpha \quad (8)$$

となり、 e/r が与えられたときの中立軸位置 α は(8)を解いて得られる。

また、このときの σ_c, σ_t は、 $y_n = r(1 - \cos \alpha) + t/2$ を考えて、(4)式から次のように得られる。

$$\sigma_c = P / K_1 \cdot \{1 - \cos \alpha + t/(2r)\} / (2rt)$$

$$\sigma_t = \frac{n\sigma_c}{y_n} (r \cos \alpha - r_b \cos \beta) = \frac{nP}{K_1} \frac{\cos \alpha - s \cos \beta}{2rt} \quad (9)$$

(9)式を無次元化して一般に応用できる形とする。すなわち、 σ_t を、外力が旋回サークル全体に平均して加わったときの圧縮応力で除すると、 P の項が消える。この比を C_t とすると、

$$C_t = \sigma_t / \{P / (2\pi r t)\} = \pi n (\cos \alpha - s \cos \beta) / K_1 \quad (10)$$

となる。脱落ボルトの本数すなわち β を何通りか仮定し、 e/r を変化させたときの C_t の値を計算した結果が図8である。

次にボルトに初期締結力を与えた場合を考える。ボ

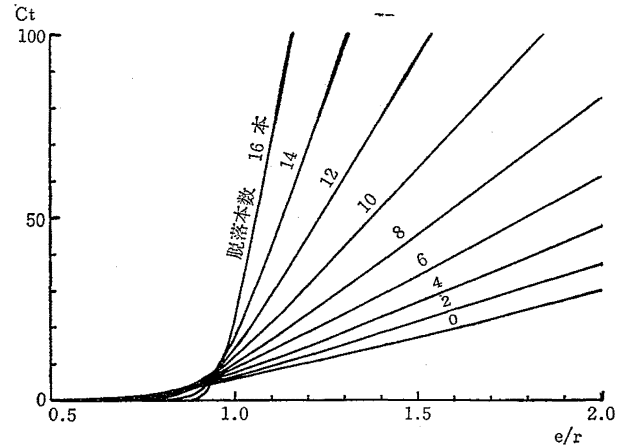


図8 外力の偏心量とボルトの最大引張応力係数の関係

ルト1本当たりの初期締結力を P_i とすると、締結力の合力 P_0 とそれによる中心軸まわりのモーメント M_0 は締結力が 2β なる中心角の扇形の範囲内で働くことから、

$$P_0 = 2 \int_0^\beta z / (2\pi) \cdot P_i d\varphi = \beta / \pi \cdot z \cdot P_i \quad (11)$$

$$M_0 = 2 \int_0^\beta \frac{z}{2\pi} P_i r_b \cos \varphi d\varphi = \frac{\sin \beta}{\pi} r_b \cdot z \cdot P_i \quad (12)$$

となる。外力とそのモーメントはそれぞれ P, eP であるから締結力と外力の合力の偏心量 e' は、

$$e' = \frac{eP + M_0}{P + P_0} = \frac{eP + \sin \beta / \pi r_b z P_i}{P + \beta / \pi \cdot z P_i} \quad (13)$$

となる。この e' を前述(8)式の e の代りに用いて、

$$e'/r = K_2 / K_1 + \cos \alpha \quad (8)'$$

より α を求める。次に、この α から K_1 を求め、(10)に代入すれば C_t が求まる。この C_t から、

$$\sigma_t = C_t (P + P_0) / (2\pi r t) \quad (14)$$

であり、初期締結応力 σ_{t0} を考慮した最大引張応力は、

$$\sigma_{tm} = \sigma_{t0} + \sigma_t (d/d_s)^2 \quad (15)$$

で求められる。

次にボルトの初期締結力 P_i を求める。ねじを締め付けるときの締付トルク T と締結力 P_i の間には、そのねじを降伏点以下の締結力で締結する場合、以下の関係がある²⁾。

$$T = K P_i d \quad (16)$$

ここに

$$K = \frac{1}{2} \left\{ \frac{d_2}{d} \left(\frac{\mu' \pi d_2 + p}{\pi d_2 - \mu p} \right) + \frac{d_n}{d} \mu_1 \right\} \quad (17)$$

$$d_n = (0.608 B^3 - 0.524 d_h^3) / (0.866 B^2 - 0.785 d_h^2)^{3/2}$$

$$\mu' = \mu / \cos \alpha'$$

事故機につき具体的に数値を代入して計算する。ボルト締付トルクは塗油状態で 111 kgm, 乾燥状態で 124 kgm と指定がある。以下の計算には後者の値を使用する。また摩擦係数の値は全て 0.16⁴⁾ とする。これ等の数値を以入すると,

$$K = 0.213$$

$$P_t = T / (Kd) = 22900 \text{ kg}$$

$$\sigma_{t0} = P_t / (\pi/4 \cdot d_s^2) = 4920 \text{ kg/cm}^2$$

となる。

事故時の姿勢でのボルトの最大引張応力を求める, ジブの起伏角度を 27 度, 長さを 30.7 m とし, 吊り荷の重量は 64 kg とする。このときの重量配分を図 9 と

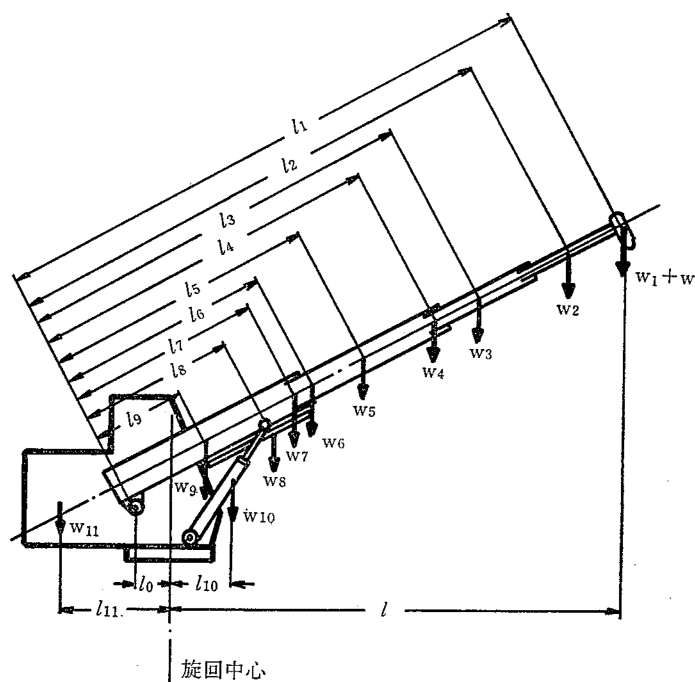


図 9 上部旋回体の重量と寸法

表 5 上部旋回体の重量配分

名 称	重 量	長 さ	旋回中心まわ りモーメント
ノーズ・吊り具・吊り荷	$W + W_1 = 666.9 \text{ kg}$	$l_1 = 30.573 \text{ m}$	$17756 \text{ kg} \cdot \text{m}$
ジブ A	$W_2 = 828.3$	$l_2 = 25.872$	18584
ジブ B	$W_3 = 855.8$	$l_3 = 18.200$	13351
第 2 段伸縮シリンダ	$W_4 = 572.0$	$l_4 = 14.615$	7096
ジブ C	$W_5 = 1130.8$	$l_5 = 11.212$	10600
シリンダボックス	$W_6 = 260.7$	$l_6 = 10.732$	2332
第 1 段伸縮シリンダ	$W_7 = 486.2$	$l_7 = 6.873$	2679
補助ジブ	$W_8 = 548.9$	$l_8 = 6.220$	2881
ジブ D	$W_9 = 2680.7$	$l_9 = 3.710$	7210
起伏シリンダ	$W_{10} = 1015.3$	$l_{10} = 0.650$	660
旋回体本体	$W_{11} = 7909.0$	$l_{11} = -1.189$	9404
計	16954.6	—	73745

$$l_0 = 0.616 \text{ m}$$

表 6 ボルトの脱落を考えたときの最大引張応力

脱落ボルト数	β (度)	e'/r	C_t	σ_t (kg/cm ²)	σ_{tm} (kg/cm ²)
0	180	0.20	0.0	0	4920
2	165	0.31	0.0	0	4920
4	150	0.43	0.0	0	4920
6	135	0.56	0.0	0	4920
8	120	0.70	0.3	46	4970
10	105	0.84	2.2	350	5300
12	90	0.99	13.4	1840	6910
14	75	1.15	56.8	6580	12070
16	60	1.33	192.7	18160	24650

表5に示す。なお、吊り荷と吊り具の重量には動荷重係数 $\phi=1.25$ を、その他旋回体本体以外には静荷重係数 $\phi=1.1$ を乗じて計算してある。これは吊り荷と吊り具の動荷重とジブの動揺による影響を見込んだものであり、係数の値は移動式クレーン構造規格⁵⁾によった。表5の値をもとにボルトの最大引張応力を計算した結果が表6である。最大引張応力は右欄の σ_{tm} で表わされるが、これが引張強度 10600 kg/cm² を越えるためには14本のボルトが脱落していた（又は引張力を支えないほどゆるんでいた）必要がある。

次に脱落していないボルトの締結力も規定締結力よりは少なくなっていたと考えた場合の計算結果を図10に示す。横軸には締結力と規定締結力の比をとってある。脱落本数が少ないうちは、脱落本数による最大引張応力の差はあまりないが、脱落本数が増えると急に応力が増す。またそのような状態では、締結力が減少した方が最大応力としては増加するという結果が出た。しかし、いずれにせよ12本より多くのボルトが脱落ということを考えないと事故の発生は説明できない。表4の結果、ゆるみ又は脱落があったと言えるのは10本だけであるから、その差は3~4本である。これについては以下のようなことが考えられる。

- 1) 旋回輪めねじ穴にボルト先端の切断部が残っていた場合、ボルトは引張力を支えたと考えているが、数 mm の程度でもボルトにゆるみがあれば、引張力は支えないで計算上は脱落と同じことになる。このため他のボルトが先に切れ、そのあとゆるんでいたボルトにも衝撃的に力がかかり、連続して切断した。ゆるみはわずかであったため、ねじ山は十分にかみ合っており、外見上は完全に締結していた様に見えた。以上の可能性は、現にゆ

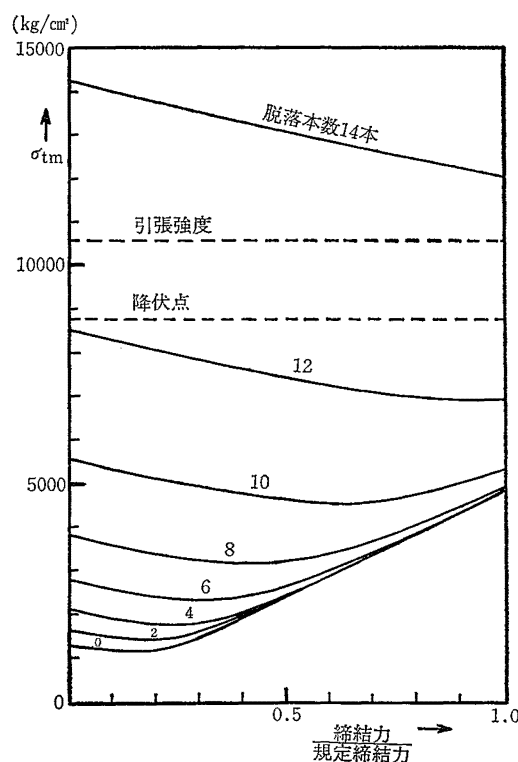


図 10 ボルトの最大引張応力の締結力による変化

るんでいたことは確かとされるボルトがあった以上、その近くでは似たような状況でゆるみが発生していたと考えてもおかしくないため、十分に考えられることである。

- 2) ボルトの締結力には、ある程度のばらつきが付随する。よく締められたボルトの周囲が締結不足であって1本に荷重が集中したという可能性も存在する。ただし、数量的にどのくらいということにはわからない。

表 7 定格荷重を吊ったときのボルトの最大引張応力

	状 態 1	状 態 2	状 態 3	状 態 4
ジブ長さ (m)	9.7	9.7	9.7	30.7
作業半径 (m)	3.6	8.0	8.0	29.0
定格荷重 (kg)	27710	8860	3710	110
総重量 (kg)	51457	27895	21457	16957
総モーメント (kg・m)	127500	108470	50210	84920
荷重偏心量 e'/r	0.34	0.30	0.14	0.24
C_t	0.0	0.0	0.0	0.0
最大引張応力 σ_{tm} (kg/cm ²)	4920	4920	4920	4920

表 8 ボルトの化学成分分析結果

	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo
成 分 (%)	0.348	0.268	0.735	0.0285	0.0153	0.062	0.026	0.958	0.228
JIS 規 定 値	0.33 ～0.38	0.15 ～0.35	0.60 ～0.85	0.030 以下	0.030 以下	0.30 以下	0.25 以下	0.90 ～1.20	0.15 ～0.30

3) 旋回サークル・ボルト系の応力につき、より詳細な解析をすることにより一部のボルトにはもっと大きな応力が生じていると言える可能性がある。これは今後の検討課題である。

以上、いくつかの可能性はあるが、現段階ではゆるみ、脱落が認められる 10 本のボルトのほか、あと数本のボルトにゆるみが発生していたと結論づけるのが最も妥当と考えられる。

3.3 定格荷重を吊ったときのボルトの応力

最短ジブ及び最長ジブについて、それぞれ最小及び最大作業半径時に定格荷重を吊ったときのボルトの最大引張応力の計算結果を表 7 に示す。ただし、吊り具、吊り荷重量 (W) は動荷重係数 $\psi=1.25$ を、 W_1 から W_{10} までは静荷重係数 $\psi=1.1$ を乗じた値であることは表 5 と同じである。なお状態 1 は定格荷重と吊り具重量の和を N 社の強度計算書にならって余裕をとった 28000 kg としている。表 7 の結果からボルトに規定された締結力が与えられている場合には、定格荷重以内の作業ではボルトの引張応力は降伏点に対して十分に小さいと言える。

3.4 ボルトの化学成分

ボルトの材料がクレーンの設計者に指定された材料 (SCM 3) と一致するかどうか調べるため、手に入った

ボルト先端部の化学成分分析を行った。分析は発光分光分析装置 (島津製作所製カウンバック) によった。結果を表 8 に示す。これによりボルトの材料は SCM 3 であったことが確認された。

4. 結 論

当トラッククレーンの旋回サークル取付ボルトは、規定の締付けが行われていてゆるみが発生していなければ定格荷重まで吊っても十分な強度を有する。

ボルトの材料に異常は発見されていないが、ボルトの破壊状況、ワッシャの跡、および計算結果から、最低 10 本、おそらくは 14 本以上のボルトがゆるみ又は脱落のため荷重を保持しなかったことが推定でき、このため他のボルトが切断して倒壊事故となったものである。

ボルトのゆるみがどの時点で発生したか明確でないが、一部はかなりの期間ゆるんでいたまま稼動していて、事故前日の作業終了から当日の作業開始までの走行中に進行したボルトのゆるみが最後の一押しとなって事故発生に至ったと考えられる。

5. お わ り に

本事故の直接原因はボルトのゆるみによる脱落であ

るが、ゆるみに至る過程の解析は今後の課題として残されており、それが解決してはじめて真の事故再発防止対策が決定できるものである。

しかし、たとえゆるみが発生しても点検作業で初期のうちに発見できれば事故は防ぐことができる。ところがこの種のクレーンの多くは旋回サークルを固定するボルトは車体の下にもぐり込んで見上げなければ見えない位置に配置されており、また締付トルクが大きい割に作業スペースがなく、専用の工具を用いなければ締付作業が困難な構造になっている。このために本事故の場合もボルトの脱落の発見がなされ得なかったわけであり、保安・点検が困難な構造が本事故の遠因となったことは否めない。

謝 辞

本事故の調査に当り、飯田橋監督署の久米主任労働

基準監督官、西田技官（当時）から資料の提供を受けた。新宿警察署の諸氏から破断ボルトの調査について協力を得た。当所橋内主任研究官にはボルトの化学成分分析をお願いした。また、近藤部長、袴塚主任研究官には調査方法につき貴重な助言を頂いた。謹んで感謝の意を表す次第である。

参 考 文 献

- 1) 渡辺貞男：クレーン，8 [8] 1235～1242 (1970)
- 2) 日刊工業新聞社刊，ねじ便覧（初版）p.148
- 3) 山本 晃：ねじ締結の理論と計算，養賢堂，p.78 の脚注
- 4) 同上 p.78，表 6.2
- 5) 移動式クレーン構造規格，昭和 51 年 8 月 5 日，労働省告示第 81 号

（昭和 55. 3. 28 受付）

産業安全研究所技術資料 RIIS-TN-79-2

昭和 55 年 6 月 16 日 発行

発行所 労働省産業安全研究所

〒108 東京都港区芝5丁目35番1号

電話 (03) 453-8441 番(代)

印刷所 新日本印刷株式会社

UDC 621.868.27 : 621.882.6 : 656.082

災害事例分析

——トラッククレーンの旋回サークル取付ボルトの切断事故——

前田 豊

労働省産業安全研究所技術資料

RHS-TN-79-2, 1~12(1980)

トラッククレーンの旋回支持体を構成する旋回サークルを取り付けているボルトの切断による倒壊事故を調査した。事故時の吊り荷重量はわずかであったが、約半数のボルトに脱落等の締結異常が推定された。全ボルト 24 本中の 14 本が脱落していれば残存ボルト引張応力が引張強度を越えることが算出された。(図 10, 表 8, 写真 5, 参 5)

UDC 621.868.27 : 621.882.6 : 656.082

Accident analysis

—Fall down of a truck crane caused by fracture of bolts which fasten the revolving circle—

by Y. Maeda

Technical Note of the Research Institute of Industrial Safety,

RIIS-TN-79-2, 1~12(1980)

An investigation was carried out into a fall down of a truck crane caused by fracture of bolts which fastened the revolving circle. The lifting load was fairly lighter than the net rated load, and about a half of bolts left traces that they had been loosed. It was calculated that if fourteen of twenty-four bolts were loosed or missed, the maximum tensile stress of the remaining bolts would be greater than the tensile stress of the material.

(10 figures, 8 tables, 5 photos, 5 references)