

補助吊り時の定格総荷重曲線は作業半径によって異なり、作業半径はブームの起伏角によって増減する。本節では、事故発生までに行われた補助吊り作業について、作業半径に対する定格総荷重と限界荷重の関係を調査し、事故発生までに行われた引き抜き作業の安全について検討を行う。

図 2-1-9 に 1 本目(杭番号⑨)に挿入されていた表層ケーシングの引き抜いた際の作業位置を示す。2 本目(杭番号⑦)を削孔していたアース・ドリルの旋回中心は⑦の削孔中心から 5.8m の位置に存在した。作業半径の計算では、⑨と⑦の中心を結ぶ直線上に旋回中心が存在したことを仮定した。その結果、⑨に対する作業半径は 9.6m と計算される。

図 2-1-10 に 2 本目(杭番号⑦)に挿入されていた表層ケーシングの引き抜いた際の作業位置を示す。先の場合と同様に 3 本目(杭番号①)を削孔していたアース・ドリルの旋回中心は①の削孔中心から 5.8m の位置に存在する。作業半径の計算では、①と⑦の中心を結ぶ直線上に旋回中心が存在したことを仮定した。その結果、①に対する作業半径は 9.2m と計算される。

図 2-1-11 に 3 本目(杭番号①)に挿入されていた表層ケーシングを引き抜いた際の、作業位置を示す。この場合は先の 2 つの場合とアース・ドリルの作業位置が異なる。アース・ドリルは⑩の位置を削孔していた。この時アース・ドリルは⑩の西側に位置していた。そして、①に挿入されていた表層ケーシングを引き抜いて、この位置に挿入する予定であった。①の引き抜きは 2 回試みられ、転倒は 2 回目の引き抜き時に発生した。

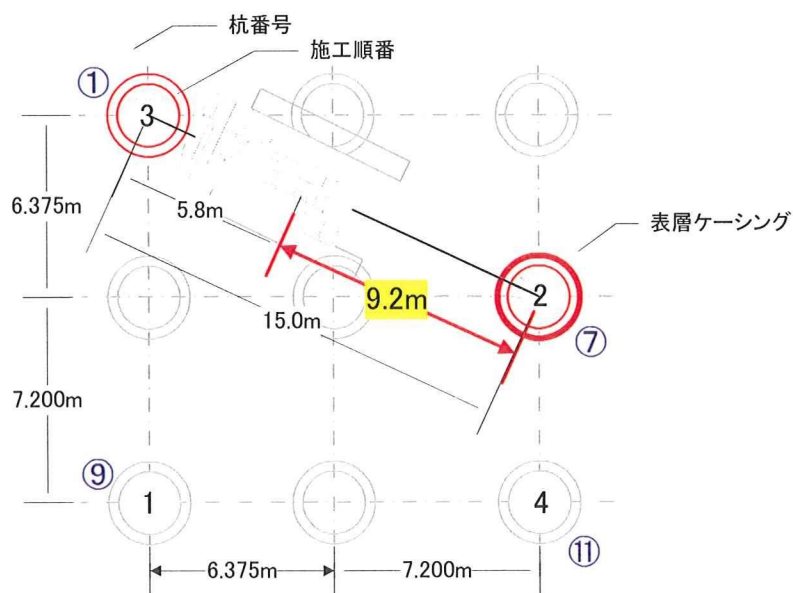


図 2-1-10 2 本目(杭番号⑦)から表層ケーシングを引き抜いた時の作業位置

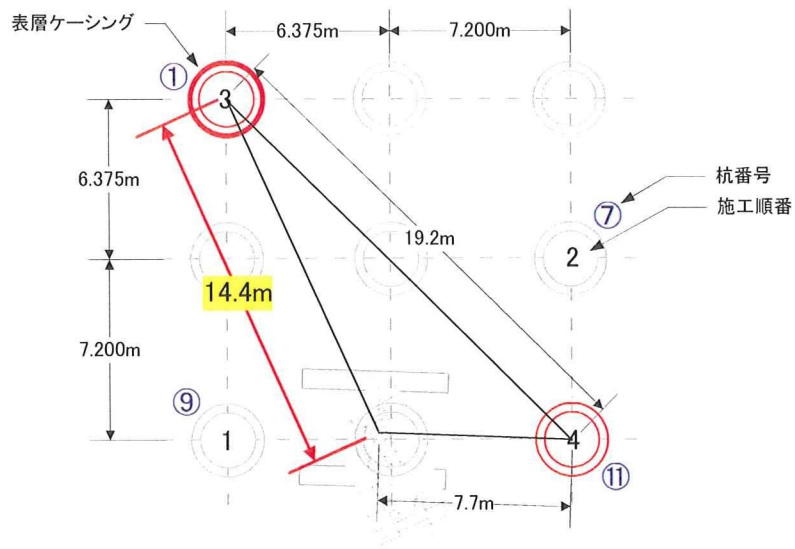


図 2-1-11 3 本目(杭番号①)から表層ケーシングを引き抜いた時の作業位置

表 2-1-2 杭の施工順序と表層ケーシング引き抜き時の作業半径

施工順番	1	2	3	4
杭番号	⑨	⑦	①	⑪
作業半径(m)	9.6	9.2	14.4	

1 回目の引き抜きはアース・ドリルを移動させずに削孔時と同じ位置で上部構造体だけを回転させてブームを①に向けた。この時の作業半径は 15.5m であった。引き抜こうとしたが機体後部が浮き上がり、ここでの引き抜きを断念した。

2 回目の引き抜きはアース・ドリルを西側へ 1.9m 移動させて実施された。その時の位置関係を図 2-1-11 に示している。この時の①に対する作業半径は 14.4m であった。

表 2-1-2 は杭の施工順序と表層ケーシング引き抜き時の作業半径を示す。1 本目と 2 本目を引き抜いた際の作業半径に比べて 3 本目のそれは大きく増加していたことがわかる。

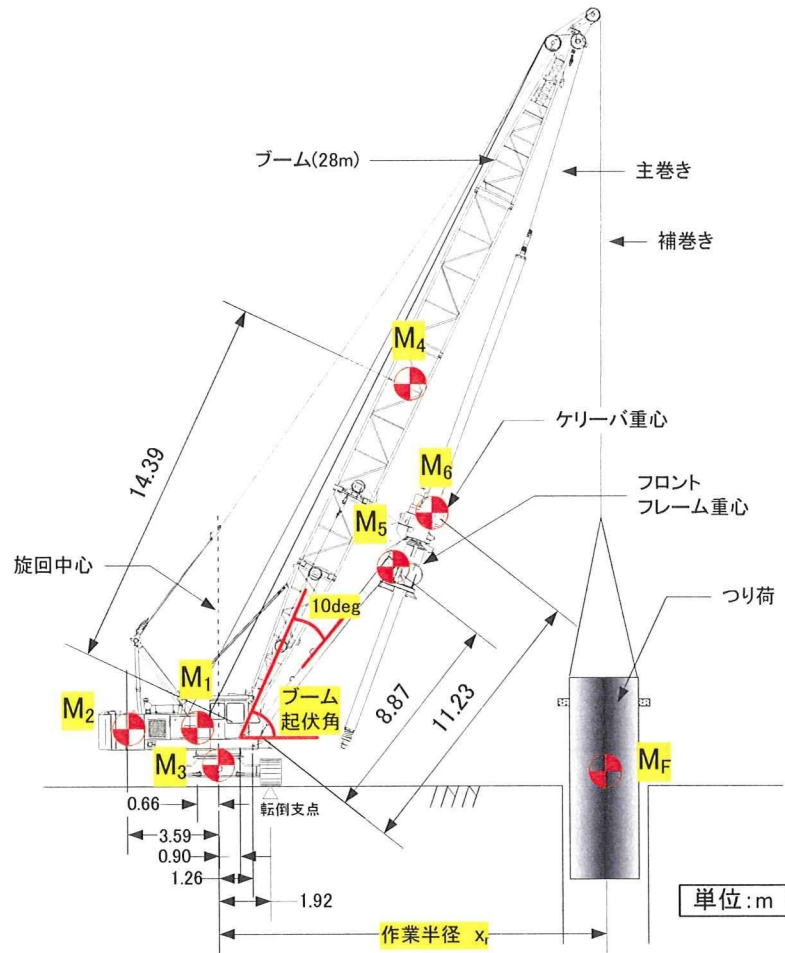


図 2-1-12 補助吊り時の重心分布とつり荷の作業半径

表 2-1-3 にアース・ドリルの各部位の質量と重心までの水平距離を示す。なお、ここでの水平距離の値は上部構造体が下部走行に対して 90 度旋回した向きの値とし、定格荷重の算出条件に一致させている。転倒前の旋回角を考慮した値ではない。

引き寄せられたフロントフレームとブームのなす角は 10 度とする。ブームおよびフロントフレーム、ケリーバの重心の水平距離はブームの角度によって変化する。転倒支点におけるモーメントの釣り合いは、5 つの部位の質量(M_n)と重心までの水平距離(x_n)の積の和により求められ、式(2-1)の関係で表される。

表 2-1-3 アース・ドリルの各部位の質量と重心位置

No. (添え字 n)	部位名称	質量 M_n (t)	水平距離 ¹⁾ x_n (m)
1	上部構造体	15.2	-2.58
2	カウンターウェイト	29.8	-5.51
3	下部走行体	21.7	-1.92
4	ブーム	7.0	$(0.9+14.39\cos\theta)\cdot 1.92$
5	フロントフレーム	14.6	$(1.26+8.87\cos(\theta-10))\cdot 1.92$
6	ケリーバ	7.3	$(1.26+11.2\cos(\theta-10))\cdot 1.92$
F	つり荷	M_F	x_R

1)各重心と転倒支点の間の水平距離であり、支点からブーム先端方向を正とする

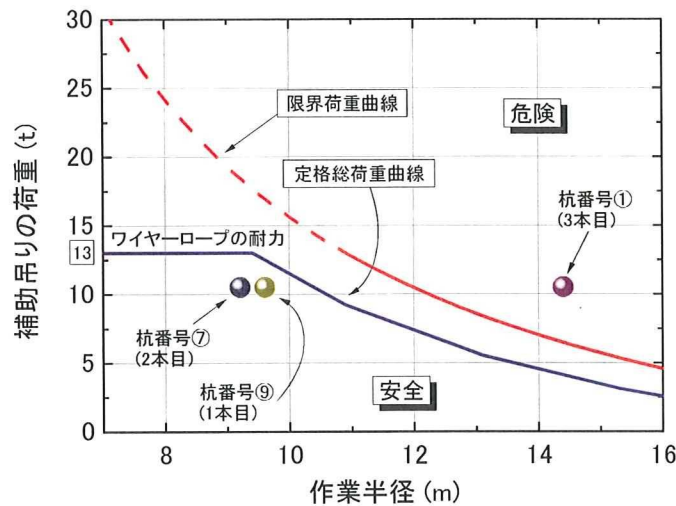


図 2-1-13 作業半径に対する補助吊りの定格総荷重と限界荷重の関係 (2本掛け)

$$M_1 \cdot x_1 + M_2 \cdot x_2 + M_3 \cdot x_3 + M_4 \cdot x_4 + M_5 \cdot x_5 + M_6 \cdot x_6 + M_F \cdot x_R = 0 \quad (2-1)$$

ここで、 M_F は補助吊りにおけるつり荷の安定限界荷重であり、 x_R (m)はその時の作業半径である。

本アース・ドリルでは作業半径は式(2-2)の関係で表される。

$$x_R = 0.9 + 28 \cdot \cos\theta \quad (2-2)$$

ここで、 θ はブームの起伏角である。

定格総荷重に対する限界荷重の比の値をワイヤーロープ耐力範囲で計算すると、1.41 から 1.76 の範囲にある。この値はクレーン等安全規則⁵⁾で定める安全率 1.27 よりも大きく、

メーカーが示す定格総荷重の値は規則を満足する値である。

次に、当該アース・ドリルが転倒までに行った 3 度の引き抜きについて図 2-1-13 より検証する。吊り具を含む表層ケーシングの総質量は 10.5t であった。この値を各作業半径に対してプロットし、両曲線と比較する。杭番号⑨(1 本目)と杭番号⑦(2 本目)に対する引き抜きでは、プロットした点が定格総荷重曲線の下側に位置しており、すなわち総質量は定格総荷重以下であったことがわかる。しかしながら、杭番号①(3 本目)に対する引き抜きでは、プロットした点が限界荷重曲線の上側に位置している。従って、総質量は定格総荷重のみならず限界荷重をも超えていたことがわかる。

2.2. 機体の安定に関する条件

2.2.1 アース・ドリルの諸元

転倒したアース・ドリルの側面図を図 2-2-1 に示し、主な仕様を表 2-2-1 に示す。事故機は 28m ブームを搭載したアース・ドリルであり、拡底バケットを搭載した状態での質量は 104t(1019kN)であった。なお、事故当時は拡底バケットを搭載しておらず補助吊り作業中であった。

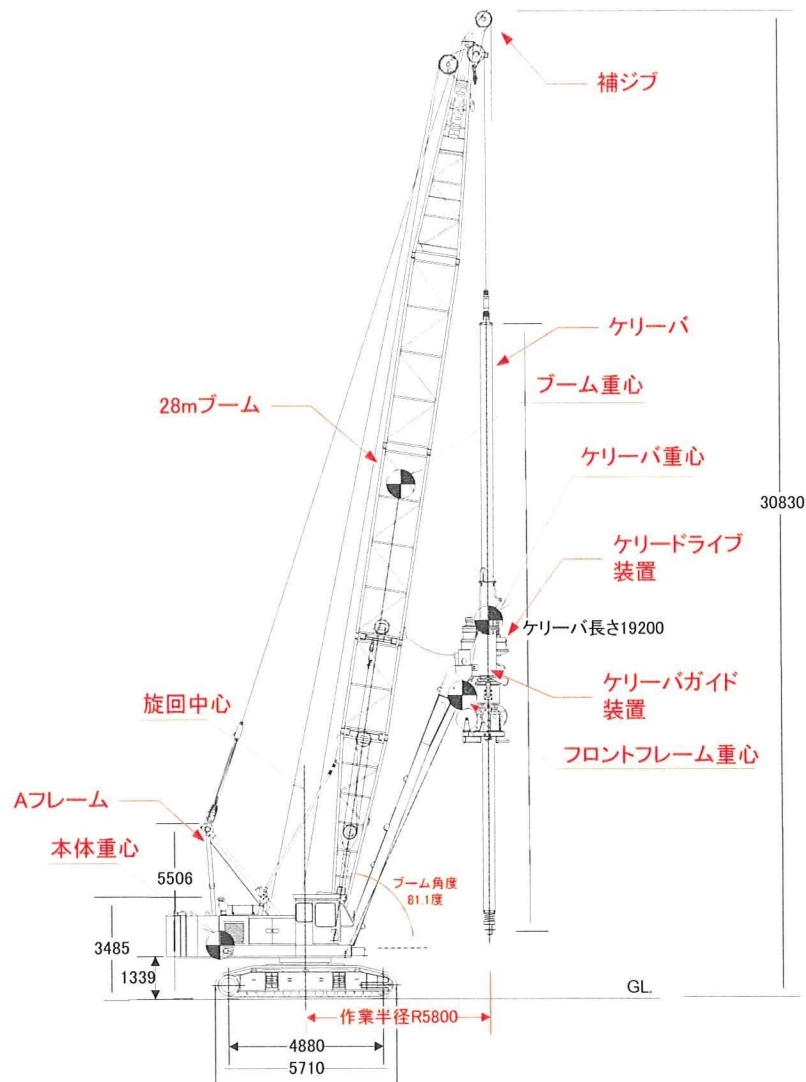


図 2-2-1 アース・ドリルの各部位の重心位置

表 2-2-1 アース・ドリルの主な仕様

ブーム長さ(m)		28		
ドリリング バケット使用 時	最大掘削径(mm)		3000 ⁵⁾	
	最大掘削 深度(m)	ケリーバのみ使用	60.5	
		ステムロッド使用	65(ステムロッド 4.5m)	
拡底バケット 使用時	最小軸部径(mm)		2200	
	最大拡底径(mm)		4100	
	最大掘削深度(m) ¹⁾		65 ⁴⁾ (64.8)	
バケット回転トルク(t・m)		正転 10 逆転 10		
ケリーバ最大巻上力(t)		24.6		
補助吊り容量(t)		最大 13 ²⁾ (6.5)		
作業速度	バケット回転(rpm)		高速 17 低速 8.5 ³⁾	
	ローブ速 度	バケット巻上げ(m/min)	高速 40 低速 20 ³⁾	ローブ径 28mm
		バケット巻下げ(m/min)	高速 40 低速 20	
		補助吊り巻き上げ(m/min)	高速 66 低速 33 ³⁾	ローブ径 22mm
		補助吊り巻下げ(m/min)	高速 66 低速 33	
		ブーム上げ(m/min)	60 ³⁾	ローブ径 16mm
		ブーム下げ(m/min)	60	
旋回(rpm)		3.5		
走行速度(km/h)		1.0 ³⁾		
エンジン	定格出力(PS/rpm)		200/2000(ディーゼルエンジン)	
カウンターウェイト(t)		29.8		
全装備質量(拡底バケット : 9.63t 搭載時)(t)		104		
接地圧(kPa)		128.5		

1) 拡底杭施工時にはステムロッドは使用できない

2) ブーム角度によって変わる。なお、補助吊り作業とはアース・ドリル施工時の表層ケーシング、鉄筋かご及びトレミー管のつり込み作業を言う。

3) 不可により速度は変化する。

4) カッコ内の数値は本体付属のジョイントパイプ(0.1m 長)を拡底バケットから外した時の値

5) 地層により変化する

表 2-2-2 アース・ドリルの部位の質量と重心位置（アース・ドリル掘削作業姿勢，バケットを除く）

名称		質量 w (t) ①	重心位置 x(m) ②	モーメント ①×②	重心高さ y(m) ③	モーメント ①×③
本体		66.7	-1.80	-120	1.54	103
本体の内訳	上部構造体	15.2	-0.66	-10	2.00	30
	カウンターウエイト	39.8	-3.59	-107	2.00	60
	走行体 (走行モータ後ろ向き)	21.7	-0.13	-3	0.58	13
ブーム		7.0	3.10	22	16.06	112
フロントフレーム		14.6	4.98	73	9.47	138
ケリーバ		7.3	5.80	42	11.75	86
合計		95.6	$G_{x0}=0.17$	17	$G_{y0}=4.59$	439

※x 方向基準位置：旋回中心 ※y 方向基準位置：GL.

表 2-2-2 は各部位の質量と重心位置を示す。各装置の重心位置は旋回中心および地表面を原点とした値であり、掘削作業時の姿勢に対する値である。

ドリリングバケット等を搭載しない機体のみ重心座標 (G_{x0} , G_{y0}) は、各部位の断面一次モーメントを合計し、その値を全質量で除すことによって求めた。計算結果から、重心の水平位置 (G_{x0}) は履帯中心からリーダー側に 0.17m 離れた位置にあり、鉛直位置 (G_{y0}) は地表面から 4.59m である。

2.2.2 アース・ドリルの安定度

(1) 前方安定度

図 2-2-2 および表 2-2-3 に示すアース・ドリルの諸元に基づいて安定度 (θ_{sf}) を計算する。従って、機体条件は基本仕様に記されている拡張用バケットが搭載されていない状態とした。なお、メーカーでは当機の転倒支点到前輪ではなく、その内側に備わる車輪(補助輪)が定義されている。旋回中心から前方と後方のそれぞれの転倒支点までの距離は L_f と L_b で示されている。本検討ではこの転倒支点に対する安定度を計算した。

θ_{sf} と機体諸元の間には式(2-3)の関係が成り立つ⁶⁾。

$$\theta_{sf} = \tan^{-1}\left(\frac{L_f - G_x}{G_y}\right) \quad (2-3)$$

ここで、 G_x は水平方向の重心位置、 G_y は鉛直方向の重心位置である。これらの値を表 2-2-2 および表 2-2-3 に基づいて代入すると θ_{sf} は次の通り得られる。

$$\begin{aligned} \theta_{sf} &= \tan^{-1}\left(\frac{L_f - G_x}{G_y}\right) \\ &= \tan^{-1}\left(\frac{1.96 - 0.17}{4.59}\right) \\ &= 21.3 \end{aligned} \quad (2-4)$$

(2) 後方安定度

後方方向に対する安定度 (θ_{sb}) と機体諸元の間には同様にして式(2-5)の関係が成り立つ。

$$\theta_{sb} = \tan^{-1}\left(\frac{L_b + G_x}{G_y}\right) \quad (2-5)$$

ここで、 L_b は旋回中心から後方の転倒支点までの距離である。上式に値を代入して計算した結果、 θ_{sb} は次の通り得られる。

$$\begin{aligned} \theta_{sb} &= \tan^{-1}\left(\frac{L_b + G_x}{G_y}\right) \\ &= \tan^{-1}\left(\frac{1.98 + 0.17}{4.59}\right) \\ &= 25.1 \end{aligned} \quad (2-6)$$

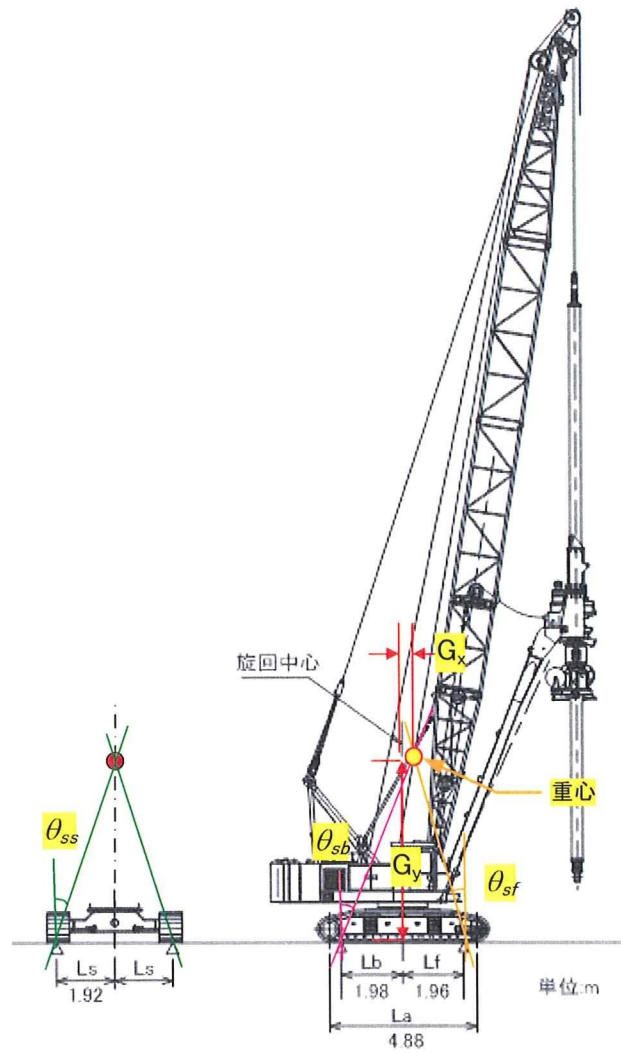


図 2-2-2 アース・ドリルにおける前方と後方と側方の安定度

表 2-2-3 下部走行体における転倒支点

タンブラー間距離 L_a (m)	4.88
転倒支点 (前方) L_f (m)	1.96
転倒支点 (後方) L_b (m)	1.98
転倒支点 (側方) L_s (m)	1.92

(3) 側方安定度

左右方向の安定度 (θ_{ss}) と機体諸元の間には式(2-7)の関係が成り立つ。

$$\theta_{ss} = \tan^{-1} \left(\frac{L_s}{G_y} \right) \quad (2-7)$$

ここで、 L_s は旋回中心から側方の転倒支点までの距離である。上式に値を代入して計算した結果、 θ_{ss} は次の通り得られる。

$$\begin{aligned} \theta_{ss} &= \tan^{-1} \left(\frac{L_s}{G_y} \right) \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{1.92}{4.59} \right) \\ &= 22.7 \end{aligned} \quad (2-8)$$

以上より、拡底バケットを搭載したアース・ドリルは前方安定度が 21.3 度、後方安定度が 25.1 度、側方安定度が 22.7 度であることがわかった。

車両系建設機械構造規格(厚生労働省告示)第3条⁷⁾ではくい打機の安定度について前後および左右に対して5度以上を有しなければならないことを定めている。アース・ドリルには適用されないが、機体本体の安定度はこの値を満足していた。

2.2.3 掘削時における安定度の変動

当該場所打ち杭の施工では、以下の3つの異なるバケットを装着しての掘削が計画されていた。

- ①ドリリングバケット
- ②ACE 拡底バケット
- ③底浚いバケット

図2-2-3にドリリングバケットと底浚いバケットの側面図を示し、表2-2-4に概要を示す。ドリリングバケットは軸部掘削に用いられるものであり、底部に掘削用のカッターが備わる。掘削された土砂は底部からバケット内部に充填される。底浚いバケットも基本的に同様な構造を有しているが、底面にはスクレーバが備わり、削孔底部に堆積した掘削土砂(スライムとも言う)をバケットに回収する。

図2-2-4はACE 拡底用バケットの概要を示す。このバケットはドリリングバケットで掘削した後にケリーバに付け替えられ、孔底部を拡径するために用いられる。当該バケットは有効径が4100mmに拡径され、築造される場所打ち杭の底面に働く応力を低減することが出来る。

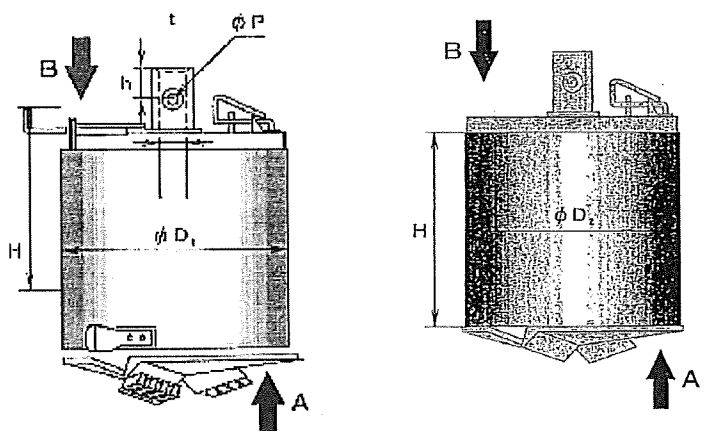
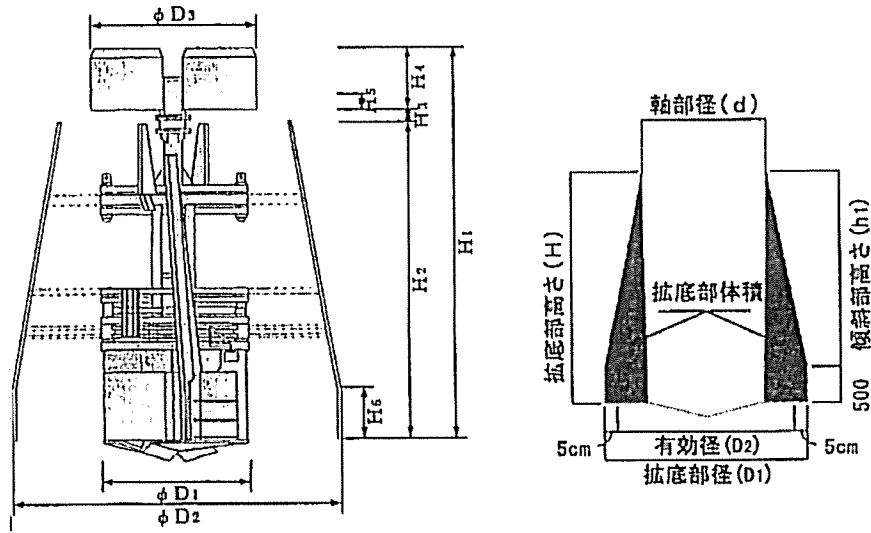


図2-2-3 用いられたドリリングバケットと底浚いバケットの側面図

表2-2-4 用いられたドリリングバケットと底浚いバケットの概要

種類	呼称 $\phi D1(\text{mm})$	掘削径 $\phi D1(\text{mm})$	リーマ掘削径 $\phi D1(\text{mm})$	バケット高さ H(mm)	容量 (m^3)	質量 (kg)
ドリリングバケット	2080	2200	2500	1500	4.85	2990
底浚いバケット	2080	2200	なし	500	1.65	1820



D ₁	D ₂	D ₃	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	質量
φ(mm)	φ(mm)	φ(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(t)
2080	4100	2170	5500	4450	0	570	299	500	9.53

図 2-2-4 施工に用いられた ACE 拡底バケットの概要

3つのバケットには掘削土砂を積載するための空間が備わり、掘削後には充填された土砂と共に上げられ、地上で排土される。従って、各バケットを搭載したアース・ドリルの安定度を計算するにあたっては、土砂積載の有無による影響の比較も行った。

表 2-2-5 は 3 種類のバケットと土砂積載の有無を考慮した安定度の値を示す。表中の安定度の値はメーカーに問い合わせ得た回答であり、当該機の詳細な仕様を考慮し、最も不利な条件で求めた値である。

表 2-2-5 掘削作業時の機体安定度

ケース名	バケットの名称と状態 ¹⁾	質量 M_B (kg)	安定度 θ_s (度)		
			前方 θ_{sf}	後方 θ_{sb}	側方 θ_{ss}
Cd_1	ドリリングバケット A 仕様	2990	17.3	24.7	21.5
Cd_2	ドリリングバケット B 仕様	15115	10.5	29.4	21.0
Cd_3	ACE 拡底バケット A 仕様	9530	14.0	28.4	22.0
Cd_4	ACE 拡底バケット B 仕様	10855	13.4	29.2	22.2
Cd_5	底浚いバケット A 仕様	1820	18.0	24.1	21.5
Cd_6	底浚いバケット B 仕様	5945	15.5	26.0	21.4

1) A 仕様はバケット単体の状態であり、B 仕様はバケットに掘削土砂を積載した状態

最大質量はドリリングバケットに土砂を満載したときであり、その時の質量は 15115kg

に達する。この時の前方安定度が最小値を示し、その値は 10.5 度である。なお、メーカーによれば、主巻きのウインチは容量に余裕がなく、実際には 15115kg を巻き上げられない可能性もあるとのことである。

図 2-2-5 はアース・ドリルの安定度(θ_s)とバケット等の質量(M_B)の関係を示す。図中に記した Cd_1 から Cd_6 は表 2-2-5 におけるバケットの種類と土砂積載の有無による比較ケースに該当する。

M_B の増加に伴って前方安定度(θ_{sf})は減少する傾向を示す。一方で、後方安定度(θ_{sb})には増加が見られ、側方安定度(θ_{ss})はほぼ一定である。 M_B がゼロの時は θ_{sf} と θ_{sb} の差が 3.8 度と小さいが、 M_B の増加に伴って差は拡大し、最大で 18.9 度まで変動する。なお、車両系建設機械構造規格 7 では同種の基礎工事中機械であるくい打機の安定度について 5 度以上を有しなければならないことを定めている。この値はアースドリルに適用されるものではないが、事故機の掘削時における安定度の最小値は 10.5 度であり、本規格を満足していることがわかった。

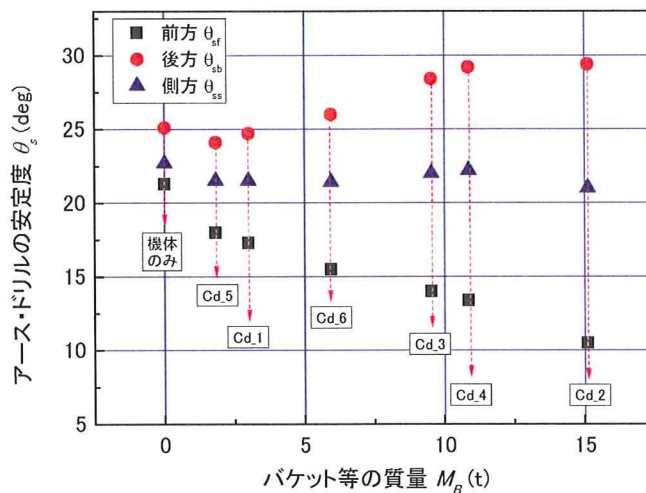


図 2-2-5 アース・ドリルの安定度に与えるバケット等の質量の影響

2.3. 転倒メカニズムの推定

2.3.1 アース・ドリルの状態分析

アース・ドリルの安定限界をメーカーに問い合わせた。その計算条件と結果を表 2-3-1 に示す。履帯が推定設置されていた敷鉄板の表面には約 2.5 度の傾斜が転倒方向に対して見られた。この傾斜を考慮して求めた、転倒時の作業半径 14.4m における限界荷重は 10.5t であり、この値は吊り具と玉掛けワイヤーを含む表層ケーシングの重さ 10.52t にほぼ一致していた。さらに、表層ケーシングの引き抜き時には、つり上げと同時に右旋回が行われた。この右旋回は水平分力を生じさせ、表層ケーシングと孔壁の間に生じる摩擦を増加させた。その結果、引き抜き荷重が増加し、転倒モーメントを増加させた。さらに、水平分力は機体に反作用として左に旋回させようとする力、すなわち旋回モーメントを与えた。従って、同時旋回による負荷が機体を一層、不安定化させたと考えられる。

表 2-3-1 アース・ドリルの補助吊り時における限界荷重と設置地盤の影響

設置地盤	作業半径 ¹⁾ (m)	ブーム角度(対地角)	上部旋回体の旋回角度 ²⁾	限界荷重(t)
水平状態	14.4	62度6分	19度32分	11.1
	15.5	59度31分	28度53分	10.6
2.5度傾斜状態	14.4	62度12分	19度32分	10.5
	15.5	59度36分	28度53分	10.0

1)15.5m は杭番号①に対する1回目の引き抜き(断念)時の値であり、14.4m は2回目(転倒)時の値。

2)下部走行体の側方からの値



写真 2-3-1 損傷した運転席の様子(左：転倒直後の様子、右：検証時の様子)

次に、転倒後の状態に基づいて転倒挙動を推定した。この推定では事故機の運転席に見

られる損傷とジブ起伏角に着目し、転倒過程の分析を行った。

写真 2-3-1 は転倒したアース・ドリルの運転席の損傷状況を示す。左側写真は転倒直後の様子である。運転席に向かって左側から右側に変形が見られる。この変形より転倒時に左側面が衝突したことがわかる。しかし、転倒終了後の運転席は、地盤は接触した状況にない。従って、この衝突は転倒する過程において発生したことがわかる。

ミニチュア模型を用いて転倒を再現し、その過程を考察した。再現に用いた模型は 1/50 スケールの市販のミニチュアであり、模型のもとである機械は事故機とほぼ同じ規模である。

写真 2-3-2 はジブ起伏角と旋回角のそれぞれの値を事故直前の引抜き時の状態で再現し、転倒させたときの様子を示す。当時の旋回角状態で機体が側方に傾斜すると、はじめに運転席付近が地面に衝突する。なお、模型の運転席回りには通路のような部材が備わっているため、運転席は地盤に直接激突しない。しかし、事故機はこの通路を備えない。従って、運転席に向かって左側部分は転倒時に地盤と激突することがわかった。

写真 2-3-3 は転倒の途中から停止までの推定プロセスを示す。運転席が衝突した後に機体の傾斜はさらに増加し、ブームが地面に衝突する。その後、慣性力が機体の転倒を継続させる。機体に押されるようにブームの起伏角は限界まで増加し、ブームはバックストッパーに衝突する。このミニチュアはバックストッパーを有しないが事故機には備わっている。この衝突による反動とカウンターウエイトの自重により上部構造体は左に旋回し、最終的にその向きは履帯とほぼ並行になるものと想像できる。

写真 2-3-4 は事故当時の様子を示す。ブームの起伏は限界を超えた角度まで増加しており、A フレームとブームの間に備わるバックストッパーには大きな変形が見られる。これは、ブームが地盤に激突した後に、機体の慣性力が衝撃的にブームに作用したために起伏角は増加し、バックストッパーに激突したものと見られる。

写真 2-3-5 は事故機を西側から撮影したものである。この写真とほぼ同角度になるようにミニチュアとカメラをセットして転倒の様子を撮影した。その様子を**写真 2-3-6** に示す。転倒挙動は以下のようなものであったと推定される。

1)表層ケーシングを引抜くために、アース・ドリルが補助吊りしたところ、2)機体は過荷重により傾斜をはじめた。3)傾斜して最初に運転席が地面に激突した。4)さらに傾斜は継続し、次にブームが地面に激突した。5)その後、慣性力によって機体の転倒は継続し、さらにブームを押し上げるように運動する。6)ブームの角度が限界まで増加した時に、バックストッパーに激突する。7)転倒の慣性力とカウンターウエイトの自重によって生じた旋回させようとするモーメントは旋回ブレーキの制動力を超え、旋回させる。そして、上部構造体は最終的に履帯とほぼ並行となる。このようにしてミニチュアを転倒させると**写真 2-3-6** の8)のような最終状態となる。この状態は**写真 2-3-5** に示す事故写真と比較的良く類似しており、当時のプロセスをほぼ表しているものと考えられる。

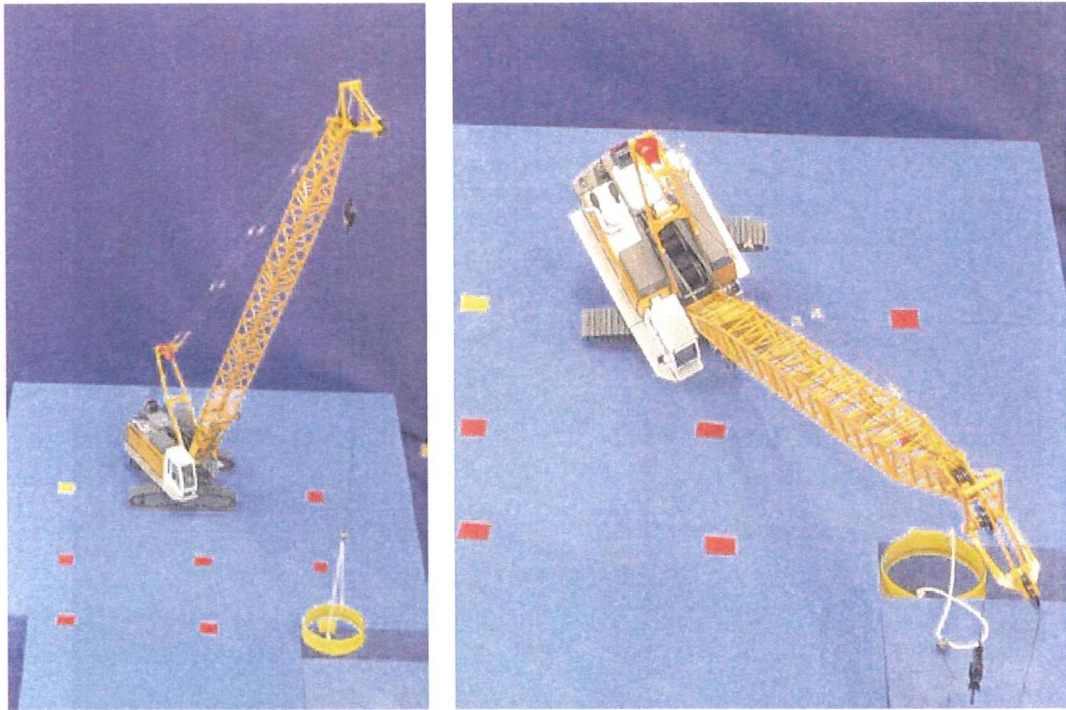


写真 2-3-2 転倒開始後に運転席が地面に衝突する様子

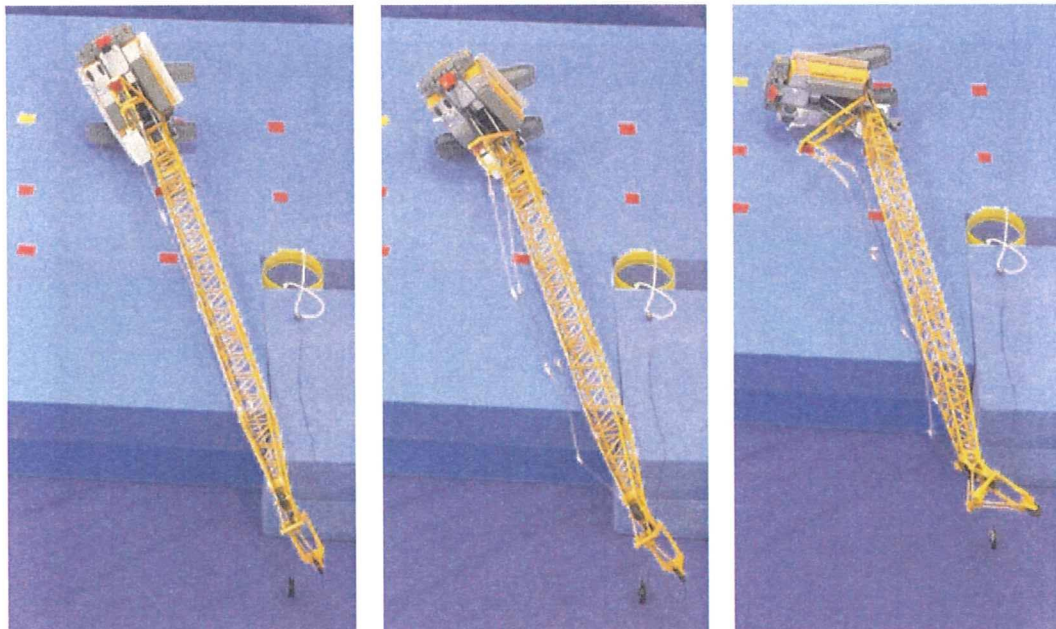


写真 2-3-3 転倒後にジブが衝突し、反動で横倒しになる様子

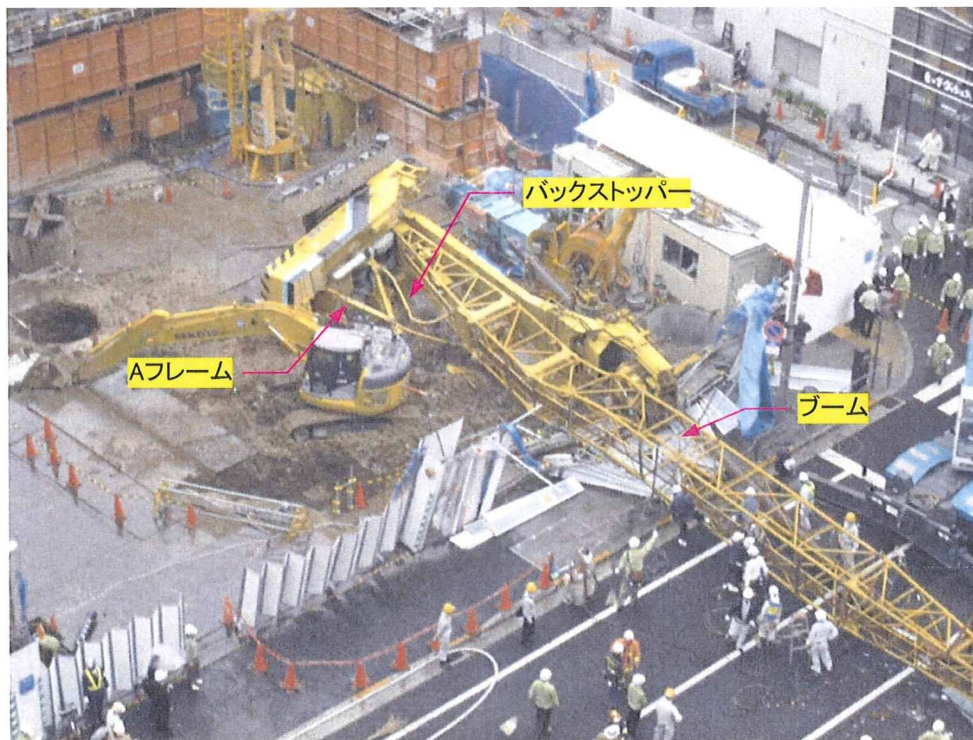


写真 2-3-4 ブーム起伏角がほぼ直角となって転倒した様子



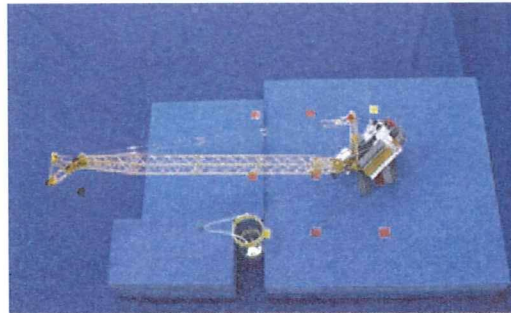
写真 2-3-5 転倒を西側から見た様子



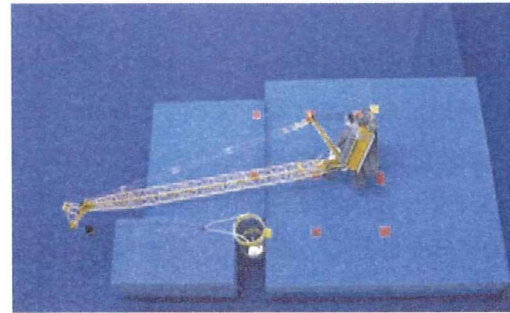
1) 表層ケーシングをつり上げた



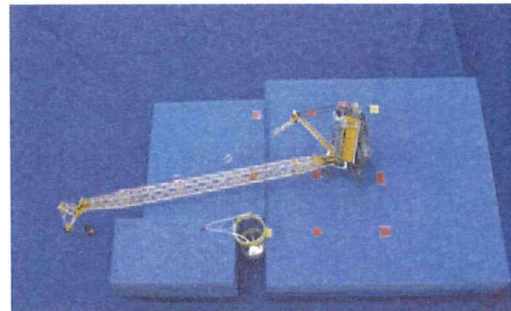
2) 傾斜を始める



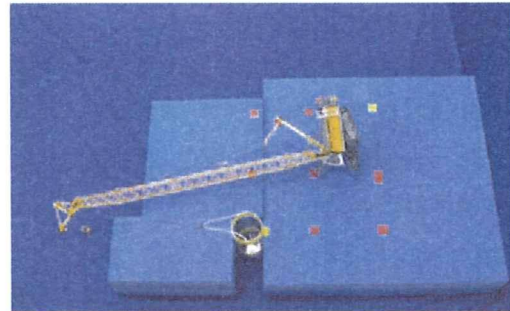
3) 運転席が地面に衝突する



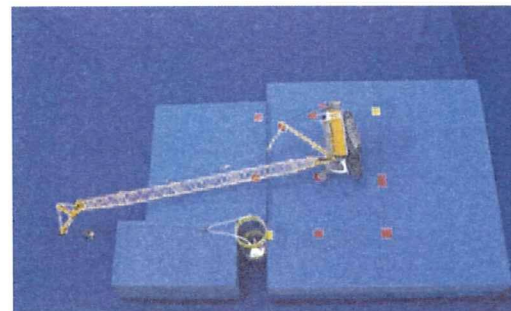
4) ブームが地面に衝突する



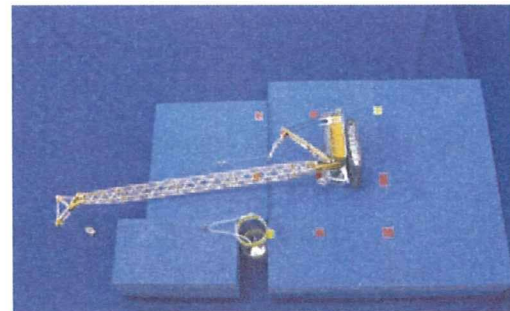
5) ブームが押されて起伏角が増加する



6) ブーム起伏角が限界まで押される



7) 反動で上部構造体が左旋回を始める



8) 上部構造体の向きが履帯と並行になる

写真 2-3-6 転倒する模型の連続写真

2.3.2 転倒前の機体重心

転倒時における機体の作業姿勢と搭載設備を考慮して機体重心を求める。本検討の目的は、次節に述べる転倒前の機体安定度とつり荷の必要降下高さの検討に必要な数値データを整理することである。つり荷の表層ケーシングが接地した状態であっても安定できない機体の傾斜角、すなわち転倒前の安定度を求める。

オペレータの話によれば、転倒前に表層ケーシングは2mほどつり上げられていた。しかし、機体の傾斜を察知してオペレータは急いでウインチを巻き戻して接地させようとしたが間に合わなかったと述べている。本検討では、この表層ケーシングのつり上げ高さが転倒条件を満足するものであったかに着目し、検討を行った。

過荷重により傾斜するアース・ドリルでは、つり荷が接地することにより転倒モーメントの超過は解消される。従って、静的な釣り合いを考えると、傾斜後につり荷が接地すると、機体の傾斜増加は停止する。すなわち、機体は傾くことがあっても転倒には至らない。しかしながら、本災害では完全な転倒に至っている。そこで本節では転倒前における機体の安定度を計算し、転倒に必要な機体の傾斜角を解析した。

(1) 引き抜き時の作業条件

機体のみ安定度を計算する。ここで、改めて引き抜き時の作業条件を確認する。対象とする作業は杭番号①に対する2回目の引き抜きである。補助吊りではドリリングバケットが外され、フロントフレームはブームに引き寄せられた状態であった。ブームとフロントフレームのなす角は10度とし、起伏によらず一定とした。なお、旋回角度とブーム起伏角の値は計算の都合上、表2-3-3のようにして用いる。この平面配置を図2-3-7に示す。

表 2-3-3 表層ケーシングの2回目の引抜き作業時におけるアース・ドリルの計算条件

状況	作業半径(m)	ジブ角度(起伏角)	ジブの旋回角度 ¹⁾
引抜き2回目(転倒前)	14.4	62度	19.5度

1)下部走行体の真横からの角度

上部構造体は側方から19.5度旋回($\theta_{a3}=19.5$)しており、X-X'軸に直交した方向に転倒した。従って、X-X'軸回りの安定度を計算する。

本体のうち、上部構造体の重心の水平距離(x_1)とカウンターウエイトの水平距離(x_2)はそれぞれ式(2-9)と(2-10)の通り求められる。

$$\begin{aligned} x_1 &= -0.66 \times \cos 19.5 \\ &= -0.62 \end{aligned} \quad (2-9)$$

$$\begin{aligned} x_2 &= -3.59 \times \cos 19.5 \\ &= -3.38 \end{aligned} \quad (2-10)$$