

杭打ち機械の自走時における動揺計測実験

建設機械 現場計測 自走挙動

(独)労働安全衛生総合研究所 ○玉手 聡, 堀 智仁, 伊藤和也

武蔵工業大学工学部 末政直晃, 片田敏行, 伊藤彦彦

羽田空港国際線エプロンJV 上地章夫, 早瀬宏文, 土方 遍, 天野喜勝

関東地方整備局東京空港整備事務所 竹田康雄, 加藤浩司, 浦本康二

1. はじめに

杭打ち機械は地盤改良工事や基礎工事に用いられる大型の車両系建設機械であり, 主に軟弱地盤の対策工事に用いられる。従って, この機械は潜在的に不安定な地盤上に設置され, 作業に用いられる。一方でこの機械による転倒災害も多く報告されている。写真1は現場内を走行中に発生した転倒災害の様子を示す。杭打ち機械はアースオーガをリーダーの上部に位置させており, トップヘビーな状態で自走していたことがわかる。

杭打ち機械の転倒を防止するためには安定した支持地盤に設置する必要がある。本研究では安定走行に必要な地盤条件の検討を目的に, その第1段階として実大走行実験による杭打ち機械の挙動解析を行った。本報告では実大走行実験の概要と得られた結果を述べる。



写真1 自走式杭打ち機械の転倒災害

2. 安全関係規則

労働安全衛生規則¹⁾では自走式杭打ち機械の転倒防止を述べており, 敷鉄板等の使用等による沈下防止の措置が義務付けられている。しかしながら, 安定設置に必要な支持力条件については詳細が述べられておらず, 安定設置の判断は事業者者に委ねられているのが現状である。また車両系建設機械構造規格²⁾は機械が備えるべき安定度を表1の通り定めており, 杭打ち機械は限界傾斜角が5度以上を有しなければならない。この値はブルドーザのそれに比べて小さく設定されており, 構造的に不安定なことが示されている。但し, 設置地盤は水平堅固が前提とされており, 沈下により生じる機体傾斜は想定されていない。

表2は事業者が独自に定めた基準の一例である。作業時と走行時の安定度について異なる値を設定するとともに, 構造規格の基準値に比べ1.4~1.8倍の値が用いられている。また地表の勾配については, 1/100以内の平坦性と支持力安全率1.5以上が使用基準に用いられている。

機種	杭打ち機	ブルドーザ
安定度	5度	35度

安定度	作業時7度
	走行時9度
地盤の勾配	傾斜 1/100 以下 整地し平坦化
支持力照査	安全率 1.5

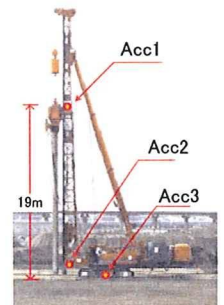


写真2 加速度計の設置位置

3. 実大走行実験

(1)実験現場: 実大走行実験は東京国際空港国際線地区エプロン等整備等事業が行われているエリアの南西部にて実施した。本実験では走行路の地盤条件と機体に生じる挙動の関係を明らかにするために, 水準測量と平板載荷試験をはじめに実施した。次いで走行路に敷鉄板を敷設し, その後に杭打ち機械を自走させた。機体に生じた加速度応答を後述する3個所で計測した。

(2)水準測量: 水準測量では1.8m間隔の格子状に測点を設定し128地点を計測した。図1は走行路の高低差を示したものであり緩やかな起伏が見られる。走行路の高低差は最大値が約10cmと非常に小さく, ほぼ平坦な地盤であった。

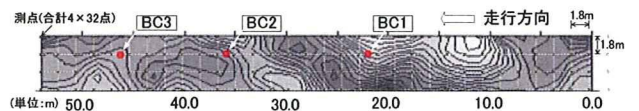


図1 水準測量の結果

(3)地盤の支持力: 走行路の地盤支持力を調べるために平板載荷試験を行った。試験はひずみ制御(変位速度5mm/min)により, 図1に示す3個所で実施した。図2は載荷応力(q_a)と, 沈下量(s)を載荷盤の直径 D で除した沈下比(s/D)との関係を示す。3つの曲線に共通して s/D が0~0.1の範囲では s/D 増分に対する q_a 増分が大きく, その傾きには一致が見られる。また, 曲線は $s/D=0.1$ 付近で屈曲点を示した後, ほぼ単調に増加し明確なピークを示さない。ここで屈曲点前後の2つの接線の交点における q_a 値を極限支持力(q_u)と定義し, 求めた値は478~623kPaであった。本実験で使用した杭打ち機械の最大接地圧 p_{max} は194kPaであり, $q_u > 2.4p_{max}$ であった。なお曲線の載荷初期における最大接線勾配(K_i)は6750~7651kPaであった。

“Measurement of accelerations on the moving pile driver in construction site”, S.Tamate(National Institute of Occupational Safety and Health), T.Hori(ditto), K.Itoh(ditto), N.Suemasa (Musashi Institute of Technology), T.Katada(ditto), T.Itoh(ditto), A.Ueji(Haneda Airport Apron JV), H.Hayase(ditto), A.Hijikata(ditto), Y.Amano(ditto), Y.Takeda(Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism), K.Kato(ditto) and K.Uramoto(ditto)

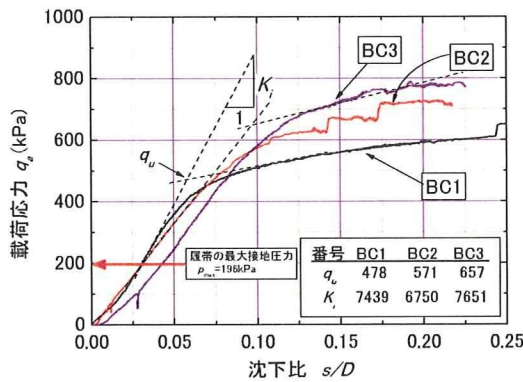


図2 荷重応力 (q_p)-沈下比 (s/D) 関係

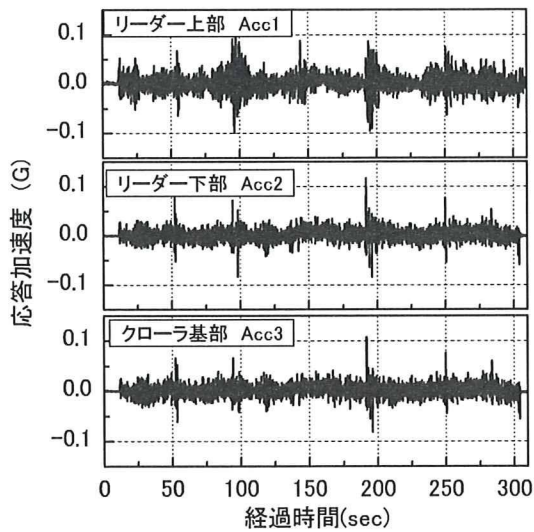


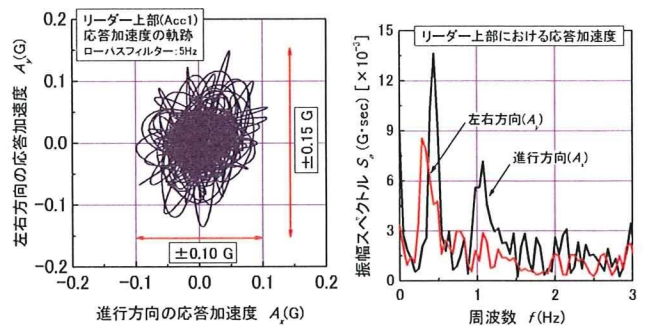
図3 応答加速度の進行方向成分 (A_x) と経過時間の関係

(4) 動揺の計測：実験に使用した杭打ち機械は写真2に示すサンドコンパクション用のものであり、全高27m、総重量980kN、安定度17(deg)、最大接地圧194(kPa)であった。機体の3箇所に加速度計を設置した。Acc1はリーダー上部、Acc2はリーダー下部、Acc3は履帯支持棒の中央に設置した加速度計である。応答加速度は各箇所において進行方向成分(A_x)とこれと直交する左右方向成分(A_y)をサンプリング周波数100Hzで計測した。走行速度は1.0km/h(=28cm/sec)であり、計測開始から約15秒後に前進させた。

4. 応答加速度の解析

(1) 高さ方向の増幅：3箇所計測した A_x と経過時間の関係を図3に示す。なお、計測値には5Hzのローパスフィルターが施されている。3地点における応答を比較すると、Acc1がAcc2とAcc3に比べて幾分か大きく、機体の動揺は上方で増幅している。Acc1の最大値は約0.1Gである。

(2) 動揺方向と周波数：図4はリーダー上部における応答加速度について A_x と A_y の比較を示す。a)に示す平面上に投影した加速度の軌跡は原点に対してほぼ対称であり、その形状は楕円である。加速度の最大振幅は A_x が0.1G、 A_y は0.15Gである。走行方向に比べて左右方向に幾分か大きな応答が見られた。



a) 加速度の軌跡

b) 周波数特性

図4 リーダー上部における応答加速度の方向成分比較

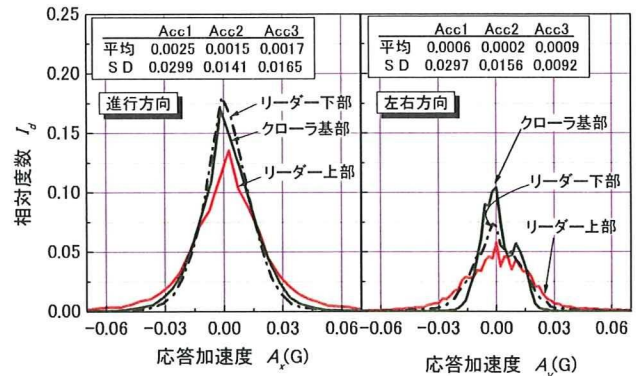


図5 応答加速度の頻度分布の比較

b)に示す周波数分布を見ると、 A_x と A_y にはそれぞれ0.4Hzと0.3Hzにピークが見られる。これは本実験における杭打ち機械の動揺特性を示すものと考えられる。なお、1.1Hzに見られるもう一つの A_x のピークは、つり下げられた装備の振動や風による影響と見られる。

(3) 加速度の頻度分布：3箇所計測された2つの応答加速度成分 A_x と A_y について、頻度分布を調査した。図5は相対度数 I_d と応答加速度の関係を示す。 I_d は各応答加速度の発生数を全計測データ数(31101個)によって除した値である。各 A_x と A_y の分布は原点に対してほぼ対称である。標準偏差(SD)は進行方向と左右方向に共通してリーダー上部のAcc1が最も大きく、その値は約0.03Gである。

5. まとめ

機体の安定度が17度、地盤は平坦で接地圧力に比べて十分に高い支持力を有する条件において、自走時における機体の動揺を計測した。その結果、応答加速度はリーダー上部で増幅することが明らかになった。平面上に投影した加速度の軌跡はほぼ楕円状に分布し、0.3から0.4Hz付近に振幅スペクトルのピークが見られた。今後は遠心模型実験において設置地盤と自走挙動の関係を調査し、安定設置に必要な支持地盤の条件を明らかにしたいと考えている。謝辞：本研究は平成19年度厚生労働科学研究費補助金(労働安全衛生総合研究事業)の交付を受け実施したものである。関係各位に感謝申し上げます。

参考文献：1)安衛法便覧Ⅰ平成19年度版：労働調査会出版局、労働調査会、p967。2)安衛法便覧Ⅱ平成19年度版：労働調査会出版局、労働調査会、p512。3)越 昭三：数理統計概論、学術図書出版社、p2、1983。

杭打ち機械模型の作製と遠心場走行実験

遠心力模型実験 自走挙動 杭打ち

(独) 労働安全衛生総合研究所 国際会員 堀 智仁, 国際会員 玉手 聡
武蔵工業大学工学部 国際会員 末政直晃, 非会員 伊藤達彦

1. はじめに

杭打ち機械は主に軟弱地盤の対策工事に用いられる車両系建設機械である。杭打ち機械の転倒災害は数多く報告されており、走行中の転倒を防止するために必要な条件を明らかにする必要がある。そこで、本研究では、杭打ち機械模型を作製し、遠心場走行実験を行った。

2. 実験の概要

(1) 小型模型の作製

杭打ち機械の小型模型は 25G の遠心場で走行実験を行うことを想定し、実機の 1/25 のスケールで設計した。その際、モーターや減速機、およびバッテリーの位置は実機の重心位置と等しくなるように配置した。実機と模型の重心位置を表 1 に示す。前後の車軸とその間に備わる補助輪はアームで支持された片持ち梁構造をしており、これらのアーム部分にひずみゲージを貼り、履帯面に働く接地圧分布を計測した。さらに、リーダー上部に加速度計を設置して、走行中の機体の揺れを測定した。

表 1 実機と模型における主要諸元の比較

		杭打ち機械			
		実物		1/25 模型	
重心距離*		水平 x(m)	鉛直 y(m)	水平 x(mm)	鉛直 y(mm)
下部走行体		-0.83	1.43	6.5	2.7
上部 旋回 体	機体・ リーダー	3.35	12.42	213.0	198.8
	アースオ ーガ類	4.20	15.98	-5.8	32.2
合計重量		539kN		29.9N (25g 場では 747N)	
接地圧力(kPa)		101		133	
走行速度(km/h)		1.6 (=45cm/sec)			

*重心距離のうち水平(x)は前輪設置面からの距離であり、鉛直(y)は設置面からの距離である。

(2) 地盤のモデル化

走行実験では強度の異なる 2 種類の発泡ポリウレタンフォームを用いて模型地盤を作製した。一つは硬い FP15 であり、もう一つは軟らかい FP30 である。2 種類の発泡ポリウレタンフォームに対して支持力試験を行った結果、FP15 では極限支持力(q_u)と模型の接地圧(p_{max}) は等しく、FP30 では $q_u=0.4p_{max}$ であった。

(3) 実験方法および実験条件

実験に使用した遠心模型実験装置は(独)労働安全衛生総合研究所が保有する NIIS Mark-II Centrifuge である。実験の概要を図 1 に示した。実験で用いた土槽は幅

250mm、長さ 800mm、高さ 300mm である。実験時の風の影響を除くために風防カウルで全体を覆っている。走行時の速度は、ワイヤー式変位計を用いて測定した。模型地盤は図 2 に示すように、強度の異なる地盤を模擬した条件と、履帯の長さの 1/2 の凹凸を模擬した条件の 2 種類の模擬地盤で実験を行った。

3. 実験結果

一様地盤での走行実験の結果を図 3 に示す。待機位置から加速させた模型は経過時間(t_m)が約 0.3 秒の時に走行距離が 150mm となる。この時に履帯全体が走行区間上に位置するとともに所定の速度に達している。その後、模型は定常走行に移り、 $t_m=1.1$ sec の時に容器端へ達している。計測した応答加速度には走行中の機体の揺れによる振動が現れている。また、車軸荷重は FS が最大を示し、RS はほぼゼロで推移している。本研究では、走行速度が一定である $t_m=0.3\sim 1.1$ sec を解析対象区間とした。

図 4 は実大走行実験¹⁾と遠心場走行実験においてリー

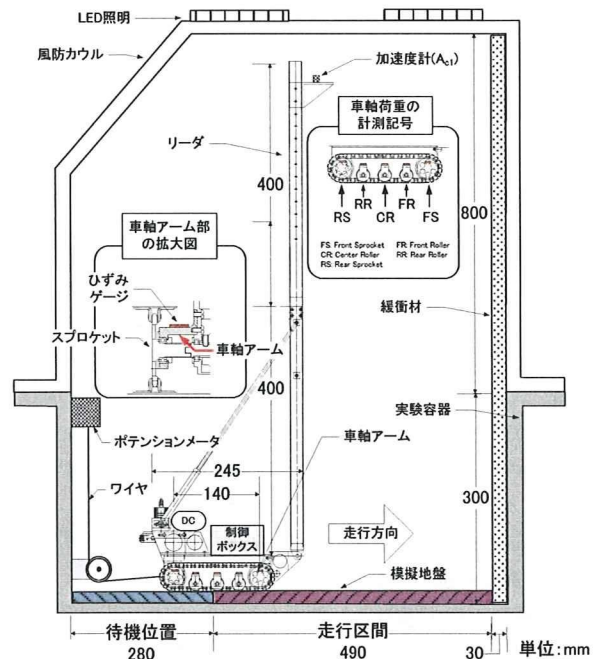


図 1 遠心模型実験の概要図

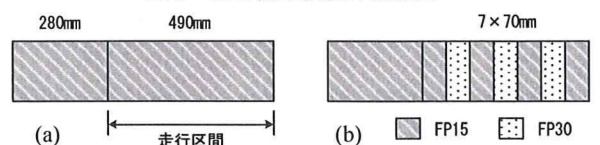


図 2 地盤の種類 (a)一様地盤 (b)凹凸地盤

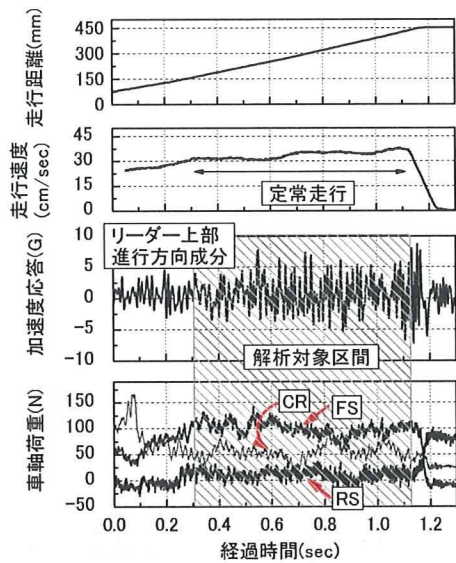


図3 実験結果（一様地盤）

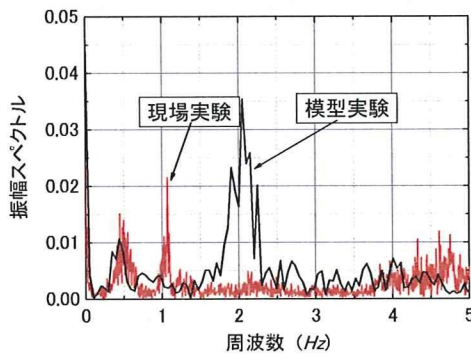


図4 周波数-振動スペクトル関係

ダー上部で計測した加速度応答の比較を示す。遠心場実験のデータは動的相似則に基づいて実大スケールの値に換算した。実大実験と遠心実験に共通して0.5Hz付近にピークが見られることから、遠心模型実験で杭打ち機械固有の挙動が再現されている。実大実験に見られる1Hzのピークは実機の吊り荷や風による影響と考えられる。一方、遠心実験に見られる2Hz付近のピークは履帯の構造的な凹凸による影響で生じたものである。

図5は地盤条件の違いが車軸の荷重分布に与える影響を示したものである。ここで、各車輪に作用する荷重を車体の重量で除した値を荷重分布割合 R と定義した。縦軸は相対度数 I_d 、横軸は荷重分布割合の実験値 R_e である。一様地盤では、 q_u/p_{max} は約1であるため履帯直下に生じる沈下は小さい。そのため、各車軸の最大相対度数 I_d には大きな違いが見られず、類似した分布形状を示している。ピーク I_d に対応する R_e の値をみると前軸のFSが最大であり、後軸のRSは最小となっている。これは前方向に対して転倒モーメントが働いていたためである。それに対して、凹凸地盤の各車軸を比較すると I_d の分布形状には違いが見られ、RSでは I_d が鋭いピークを示しその分布はほぼ山形である。一方、FSでは最大 I_d がRS

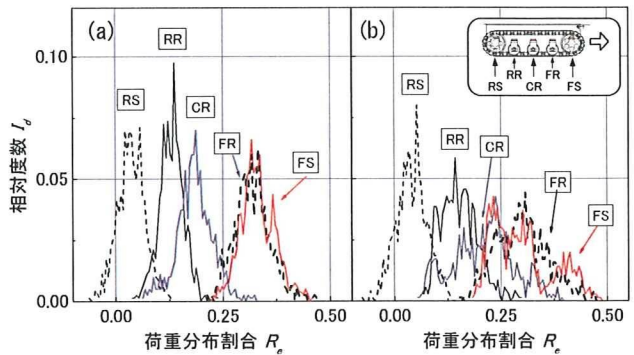


図5 相対度数と荷重分布割合の関係
(a)一様地盤 (b)凹凸地盤

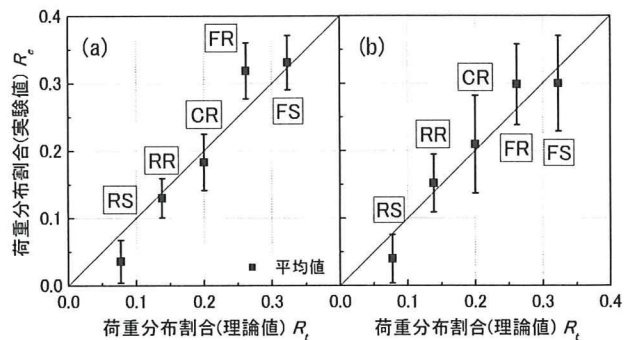


図6 荷重分布割合の理論値と実験値の比較
(a)一様地盤 (b)凹凸地盤

のそれに比べて小さく、 R_e は広い範囲に分布している。 I_d には大きく2つのピークが見られる。従って、FSには周期的に変化する地盤上を走行したことによる影響が現れている。

図6は車軸荷重の理論値(R_t)と実験値(R_e)の比較を示す。 R_t はJIS基準に基づく式²⁾で得られた値から算出したものである。 R_e には平均値と標準偏差を示した。地盤条件の違いにかかわらず R_e の平均値は R_t にほぼ一致している。しかしながら、履帯に最大荷重を与えるFSの値に着目すると、一様地盤では変動係数(=標準偏差/平均値)が0.121であるのに対して、凹凸地盤では0.235に増加している。従って、支持力が不均一な地盤ではFSの変動が大きくなることが明らかになった。

4. まとめ

(1) 1/25の杭打ち機械模型を作製し、遠心場走行実験を行った結果、自走時における杭打ち機の特徴的な揺れを再現することができた。

(2) 履帯車軸に生じる変動荷重は支持地盤の硬軟に影響を受けることが明らかになった。また、車軸荷重を測定することで、機体の安定性を評価できると考えられる。

謝辞：本研究は厚生労働科学研究費補助金において得られた成果であり、関係各位に対し、謝意を表します。

参考文献 1)玉手ら：杭打ち機械の自走時における動揺計測実験，第43回地盤工学研究発表会，2008。2)基礎工事機械-安全-，第一部：くい打機の要求事項，JIS A 8509-1，pp.25，2007。

自走式くい打機の遠心実験用模型に関する一考察

くい打機 遠心模型実験 転倒災害 武蔵工業大学 学生会員 ○前田 周吾, 国際会員 末政直晃, 正会員 片田敏行
 独立行政法人労働安全衛生総合研究所 国際会員 堀 智仁, 国際会員 玉手 聡

1.はじめに

近年, 基礎工事中大型建設機械(以下, くい打機という)の転倒災害がたびたび発生しており, その防止は極めて重要な課題となっている. 本研究の目的は, くい打機の転倒を防止するために必要な支持地盤の条件を明らかにすることである. このような転倒災害の原因の多くは設置地盤の支持力不足にあるが, その背景にはくい打機がトップヘビーな構造を有しながら自走する事と, この機械が設置される施工現場が潜在的に軟弱な地盤であることの2つの要因がある.

本研究ではくい打機の自走時の不安定化メカニズムを明らかにする事を目的に遠心場走行実験による挙動の解析を行っている. 本報告では, はじめに遠心場走行実験の概要を説明し, 次に昨年(2007年)度の実験における問題点を分析する. そして, その対策を検討し効果を考察する.

2. 遠心場走行実験の概要

(1) くい打機の小型模型

くい打機模型¹⁾は写真1に示すように実機を1/25スケールで再現した遠心場で遠隔走行可能な実験装置である. モーター, 減速機, バッテリー等の部品は重心位置が実機と等しくなるように配置されている. 実機と模型における重心位置等の比較を表1に示す.

また, 前後の車軸とその間に備わる補助輪は, アームで支持された片持ち梁構造をしており, これらのアーム部分にひずみゲージを貼ることによって, 履帯面に働く接地圧分布の測定が可能となっている. また, リーダーに加速度計を設置して, 走行中の機体の揺れを測定することができる.

表1 実機と模型における主要諸元の比較

	くい打機						
	実物			1/25 模型			
質量と重心距離※	質量 (ton)	水平 x(m)	鉛直 y(m)	質量 (g)	水平 x(cm)	鉛直 y(cm)	
下部走行体	7.3	2.58	1.43	1024	6.5	2.7	
上部構造体	機体・リーダー	34.3	-1.61	12.42	1077	10.3	9.7
	アースオーガ類	13.7	-2.45	15.98	952	-3.8	58.3
合計	55.3	Gx=0.88	Gy=6.08	3053	Gx=35	Gy=22.5	
接地圧力 (kPa)	101			133 (25g 場)			
走行速度 (km/h)	1.6 (=45cm/sec)						

※重心距離のうち水平(x)は前輪設置面からの距離であり, 鉛直(y)は設置面からの距離である.

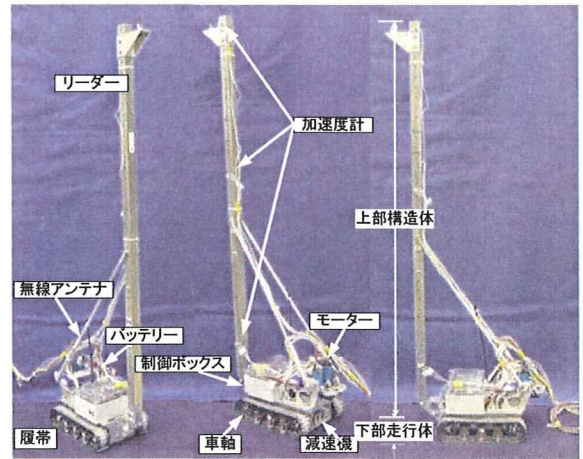


写真1 くい打機小型模型の概要

(2) 実験装置および実験概要

図1に示すように, 実験に用いた容器は幅250mm, 長さ800mm, 高さ300mmである. 遠心装置の回転に伴う風の影響を排除するために風防カウルで全体が覆われている. 走行時の速度は, ワイヤースタビメータを用いて測定した. 一様な強度成分の模型地盤を発泡ポリウレタンフォームで模擬し走行実験を行った. 写真2は実験に使用した遠心模型実験装置を示す. 本装置は回転半径2.30m, 最大100gの荷重性能を有する.

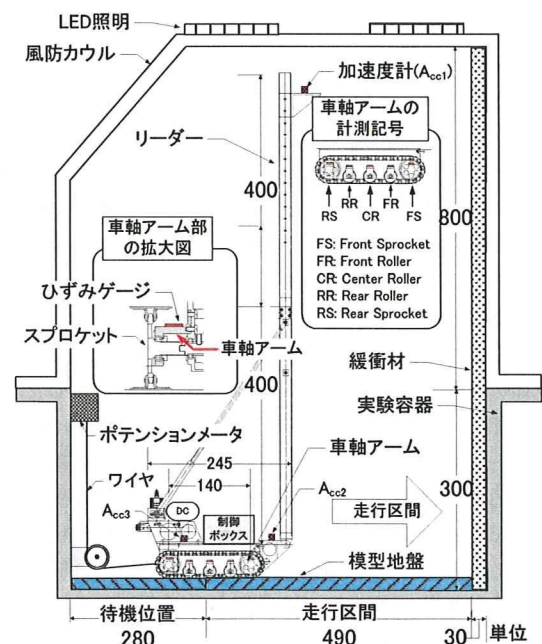


図1 遠心模型実験の概要図

“A study on the modeling of auto motive pile drivers for centrifuge tests”, Shugo MAEDA (Musashi Institute of Technology), Naoaki SUEMASA (ditto), Toshiaki KATADA (ditto), Tomohito HORI (National Institute of Occupational Safety and Health, Japan), Satoshi TAMATE (ditto)

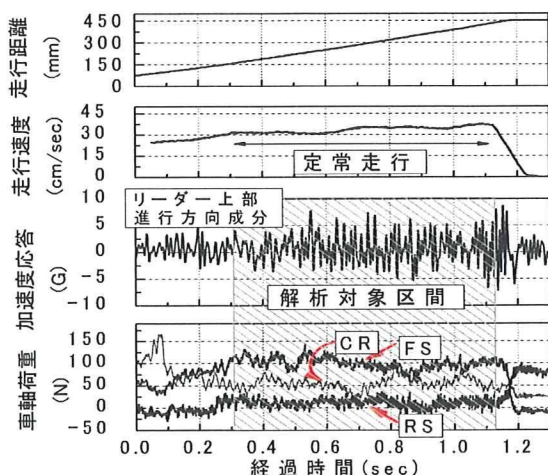


図2 昨年度の実験結果（一様地盤）

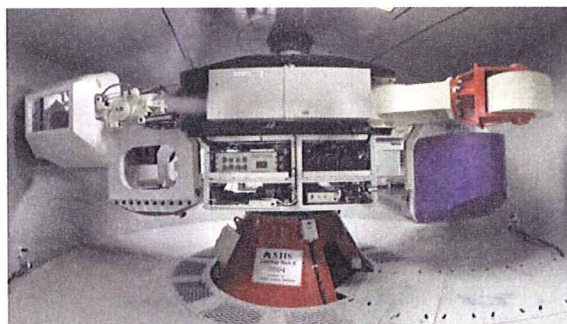


写真2 遠心模型実験装置（NIIS Mark-II Centrifuge）

3. 改善方法の検討

(1) 履帯の改良

昨年度の実験では、走行後の模擬地盤表面に写真3-a)のような劣化が見られた。その原因は写真3-b)に見られるように履帯を構成する要素の間に隙間が存在したためと考えられる²⁾。履帯要素は金属チェーンに溶接されている。この各要素がスプロケットを通過して地盤に設置する際に、開いた隙間が収縮する。その結果、地盤を挟み込む問題が発生した。この問題により、速度には図2に示すような走行の定常性の低下が見られた^{3), 4)}。

この問題を改善するために、今年度は履帯を構成する各要素の長さを5mmから8.5mmに増加させ、構造的に一部を重複させた。その結果、要素がスプロケットを通過する前後に見られた隙間の収縮を防止できた。また同様に、幅は25mmから30mmに増加させて接地圧力を減少させた。改良後の履帯を写真3-c)に示す。



(a) 走行後模型地盤 (b) 改良前履帯 (c) 改良後履帯
写真3 履帯形状と模型地盤劣化

(2) 車軸の改良

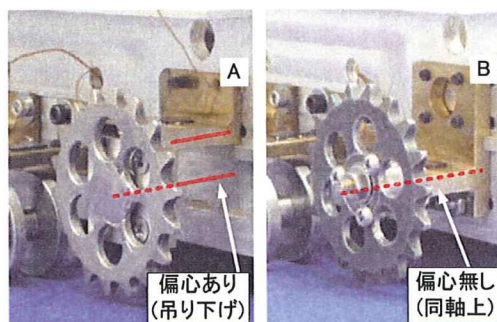
下部走行体に備わる車軸は車体より片持ち梁構造で支持され、ひずみゲージが貼り付けられている。

昨年度の実験では最大荷重が働く前方車軸：Front Sprocket(FS)の実験値が機体の傾斜を考慮しない理論値に比べて小さく、矛盾が見られた。この原因はくい打機模型が遠心場で走行する際に、履帯に生ずる引張力にあることがわかった。

写真4-a)に昨年度の車軸の拡大写真を示す。昨年度の車軸は、スプロケットの回転軸とアームの中心軸が離れている。そのため、走行時の履帯に生じる引張力が水平力となって車軸に働く。その結果、車軸アーム部分には、図3に示すように“ねじれ力”が働き、鉛直荷重の計測値に影響を与えることがわかった。

そこで、今年度はねじれ現象の発生を極力小さくさせるために、回転軸とアームを同軸上に配置した。同時にアーム各部の板厚を増加させ剛性を高めた(写真2のAとB)。改良後の車軸の拡大写真を写真4-b)に示す。

これに加えて、計測は1ゲージ法からアームの表面と裏面の両面にひずみゲージを貼った2アクティブゲージ法に変更して鉛直荷重に対する応答倍率を増加させた。



(a) 改良前車軸 (b) 改良後車軸
写真4 車軸形状の比較

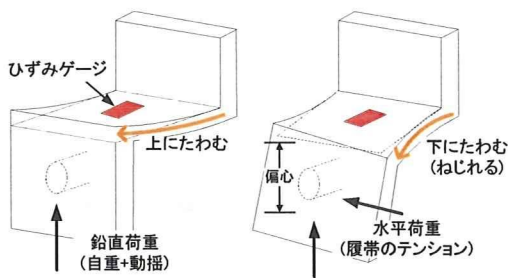


図3 車軸アームのねじれの様子

(3) 加速度計の追加

自走時の機体に生じる動揺は加速度計における応答加速度の水平成分、すなわち進行方向と左右方向を計測している。

昨年度はリーダーの上部と下部の2カ所と下部走行体の1カ所の計3カ所を計測したが、挙動の把握にはデータの不足が見られた。そのため、今年度はリーダーにおける計測を2カ所追加した。

4. 実験結果の比較と考察

走行実験では、くい打機模型を待機位置から加速させ、次に定常走行させる。この加速に要する距離は 15cm 程度である。この時、履帯は全面が試験地盤上に位置する。

従って本研究では、走行距離が 15cm 以降のデータを解析対象とした。

(1) 応答加速度と時間の関係

図 4 に、応答加速度の進行方向成分を実大スケールに換算して示す。

昨年度と今年度と共通して、経過時間 2.5 秒付近に走行開始後の動揺が現れている。その後は定常走行区間である。波形を比較すると、昨年度の応答加速度は、およそ 2.0m/sec^2 の幅で揺れていたのに対して、今年度は 1.0m/sec^2 程度に減少している。これは履帯の改良によって、くい打機模型は、より定常的な走行が可能になったことを示していると考えられる。

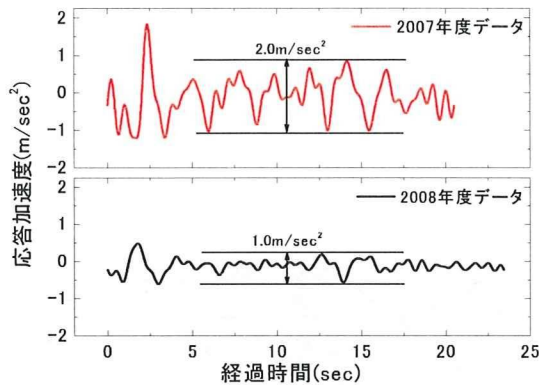


図 4 応答加速度と経過時間の関係(実大換算)
(24g, 一様地盤)

(2) 応答加速度の軌跡

図 5 は応答加速度の x 方向(進行方向)と y 方向(左右方向)の軌跡を示す。両年度の結果に共通して x 方向成分の値が大きく現れている。これは、くい打機模型が左右よりも前後に大きく揺れながら走行していることを示している。

詳細に比較すると y 方向の応答加速度に大きな違いはみられない。しかし x 方向の応答加速度は約 1/2 に減少している。この減少は、履帯や車軸などを改良したことにより走行の定常性が増したためであると考えられる。

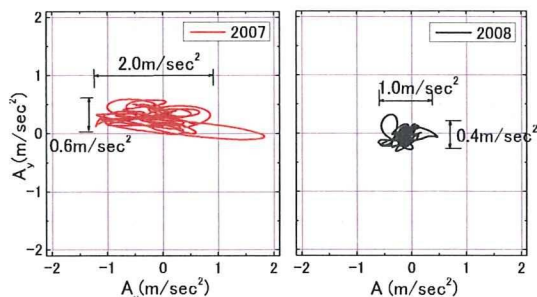


図 5 x 方向と y 方向の関係

(3) 動揺の周波数特性

図 6 は応答加速度をフーリエ解析して求めた振幅スペクトルの分布を示す。

両実験ではほぼ共通した周波数に 2 つのピークが見られる。1 つは 2Hz 付近にあり、もう 1 つは 0.5Hz 付近である。金属チェーンのヒンジ間隔 6mm と走行速度 30cm/sec より求まる周期に 25g 場の相似則を考慮して求まる周波数が 2Hz である。従って、2Hz 付近のピークはチェーンの凹凸と定常的なノイズによるものと考えられる。一方、0.5Hz では自走中におけるくい打機の動揺を示しており長周期的な挙動が特徴的に発生している。

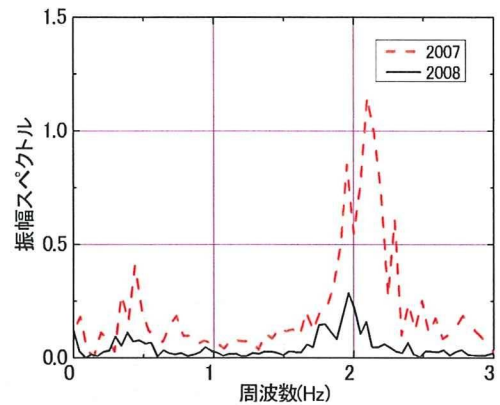


図 6 周波数と振動スペクトル関係

(4) 履帯接地圧力の分布

図 7 は、昨年度に測定された車軸荷重を各車軸の接地圧力分布割合で示した図である。縦軸は相対度数(I_d)、横軸は接地圧力分布割合の実験値(R_e)である。ここで、接地圧力分布割合とは、各車軸に作用する荷重から接地圧力をそれぞれ算出し、その値を全接地圧力の合計で除した値のことである。

ピーク I_d に対応する R_e の値をみると前から 2 番目の車輪である FR が最大であり、最小は後軸の RS となっている。転倒モーメントが働いているくい打機では、最前部の車軸(FS)が最大 R_e を示すはずである。

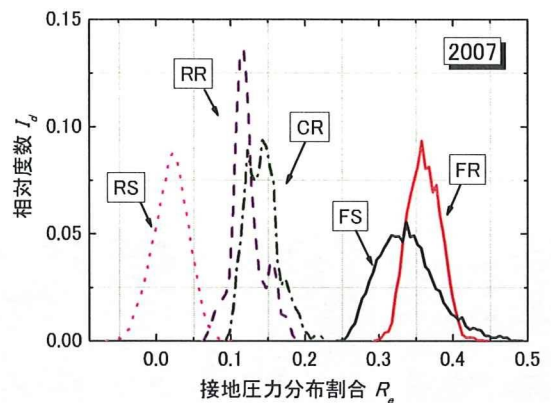


図 7 相対度数と圧力分布比の関係

しかしながら、FSはFRよりも小さく現れており計測には問題があったことがわかる。その問題とは前述の通り、車軸とアームの偏心により生じた荷重の干渉であった。そのため、車軸アームの構造に改善を施した。図8は、FSにおける接地圧力の実験値とJIS基準⁵⁾により算出した理論値で除した値 R_e での頻度分布を示す。

表2は、このJIS基準に定められた接地圧力の分類と最大圧力の関係式を示す。今回の実験で偏心量 e は1.8cm、長さ d は14cmである。 $d/6$ は2.3cmとなるので、 $e < d/6$ の関係が成り立つ。よって、集中荷重 P の作用位置が $e < d/6$ のときの公式を用いた。

2007年度には、分布が広く、値にはばらつきが大きく見られる。また、平均値は0.765であり理論値よりも小さい。一方、改善を施した2008年度のデータでは、分布の幅が狭くなるとともに、平均値は1.027となり理論値にはほぼ一致した。

従って、改良によって本実験装置は挙動の再現性が向上するとともに、計測値の精度が向上したと考えられる。

表2 接地圧力の分類と最大圧力の関係式

集中荷重による 接地圧力分布	集中荷重 P の 作用位置	載荷圧力の最大値 (σ_2)と最小値(σ_1)
	$e=0$ 中間に P	$\sigma_1 = \sigma_2 = P/bd$
	$e < d/6$	$\sigma_1 = \frac{P(1-6e/d)}{bd}$ $\sigma_2 = \frac{P(1+6e/d)}{bd}$
	$e = d/6$	$\sigma_1 = 0$ $\sigma_2 = 2P/bd$
	$e > d/6$ $c = d/2 - e$	$\sigma_2 = 2P/3bc$
	$e = d/3$	$\sigma_2 = 4P/bd$

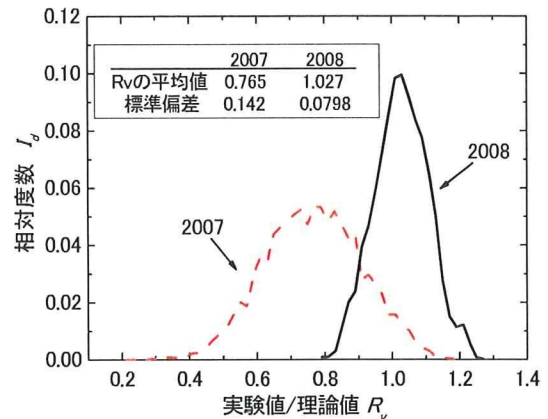


図8 FSの接地圧力の比較

5. まとめ

くい打機の自走挙動を明らかにすることを目的に、遠心場走行実験を行った。

実験結果には過大な挙動や、応答のばらつきが見られるとともに、車軸の計測値には荷重の干渉が生じていることが分かった。これらの問題点を解決するために、実験模型に改造を施した。その結果、挙動の再現性が向上するとともに、計測精度を向上できることが分かった。

6. 謝辞

本研究は平成19年度厚生労働科学研究費補助金(労働安全衛生総合研究事業)の交付を受けた研究課題「基礎工事用大型建設の転倒防止に関する研究(H19-労働一般-005)」において得られた成果であり、関係各位に対し、ここに謝意を表します。

7. 参考文献

- 1) 伊藤達彦, 玉手 聡, 堀 智仁, 末政直晃, 片田敏行: 杭打ち機械の小型模型を用いた自走実験の計画, 第4回地盤工学会関東支部発表講演集, pp375-376, 2007.
- 2) 玉手 聡: 基礎工事用大型建設機械の転倒防止に関する研究, 厚生労働省科学研究費補助金労働安全衛生総合研究事業平成19年度総括分担報告書, 2008
- 3) 堀 智仁, 玉手 聡, 伊藤達彦, 末政直晃: 杭打ち機械模型の作製と遠心場走行実験, 第43回地盤工学会研究発表会概要集, pp43-44, 2008
- 4) 玉手 聡, 堀 智仁: 自走式杭打ち機械模型の作製と遠心場走行シミュレーション, 第63回年次学術講演会講演概要集, pp243-244, 2008
- 5) 基礎工事機械-安全-, 第一部: くい打機の要求事項, JIS A 8509-1, pp.25, 2007.

自走式くい打機模型における付加質量位置の違いが走行挙動に与える影響

くい打機 遠心模型実験 転倒災害

(独) 労働安全衛生総合研究所 国際会員 ○ 堀 智仁
(独) 労働安全衛生総合研究所 国際会員 玉手 聡
武蔵工業大学 学生会員 前田 周吾

1. はじめに

自走式くい打機は、地盤改良や基礎工事に用いられる大型の車両系建設機械である。従って、この機械は潜在的に不安定な地盤の上での作業を余儀なくされる。そのため、近年この機械による転倒災害が相次いでいる。

くい打機械の転倒防止に関する基準が国内外で定められている^{1),2),3)}。この基準は機械が有するべき安定度を規定するものの、設置地盤については水平堅固を前提とし、必要な支持力条件について述べられてないのが現状である。筆者らは、くい打機械の転倒メカニズムを明らかにするために 1/25 スケールのくい打機模型を作製し遠心場走行実験を行った。そして、得られた結果と実大走行実験の結果と比較したところ、くい打機模型の走行時挙動は実際のくい打機とほぼ等しい周期で動揺していることを確認するとともに、走行時の機体の揺れに伴う接地圧力変化を定量的に評価することが可能であることを明らかにした^{4),5)}。

本報告では、同一安定度において異なる重心高さが与えられたくい打機の自走時挙動について、遠心場走行実験を行ったのでその結果を報告する。

2. 実験条件および実験方法

(1) くい打機模型

図 1 に作製したくい打機模型を示す。この模型の特徴は、各車軸のアーム部分にひずみゲージを貼り付けて、走行時の車軸に作用する荷重の計測が可能であるとともに、リーダー上部に加速度計を設置することで走行中の機体の挙動も測定可能となっている⁵⁾。

(2) 地盤のモデル化

模型地盤は硬質のウレタンフォーム(密度 $\rho=61\text{kg/m}^3$)を用いて作製した。ウレタンフォームの強度特性を明らかにするために、支持力試験を行った。試験はひずみ制御で行い、荷重速度は 1mm/min である。試験に用いた荷重板の形状は長方形(25mm×50mm)である。図 2 に荷重応力と沈下比の関係を示した。沈下比 s/D とは沈下量(s)を荷重板の短辺(D)で除した値である。荷重初期では s/D 増分に対する q 増分は大きく、直線的な関係がみられる。さらにこの関係には屈曲点が見られ、明確なピークは見られない。屈曲点前後の 2 つの接線の交点を極限支持力 q_u と定義すると、実験に用いたウレタンフォームの極限支持力は約 100kPa となる。

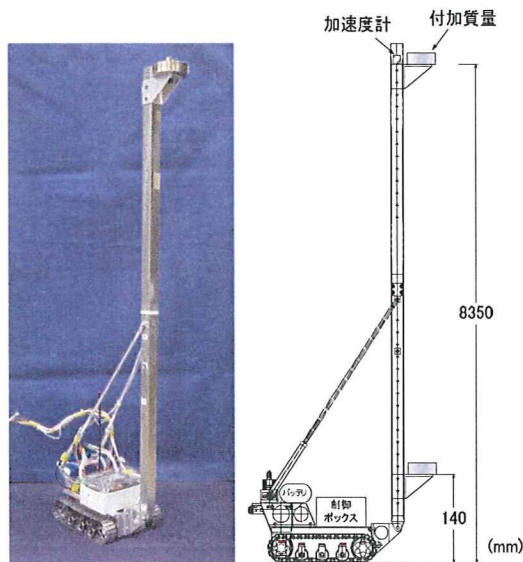


図 1 作製したくい打機模型

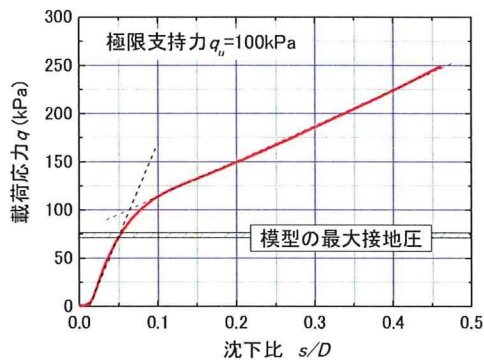


図 2 ウレタンフォームの支持力試験結果

(3) 実験の概要

図 3 は実験に使用した遠心模型実験装置の概要を示す。模型の操作は制御室からスリッピングを介して無線で行う。

遠心場走行実験の概要を図 4 に示した。実験で用いた容器は幅 250mm、長さ 800mm、高さ 300mm である。遠心装置の回転に伴う風の影響を除くために模型はアクリル製の風防カウルで全体が覆われている。模型の走行速度は図に示すようにワイヤー式変位計を用いて計測した。

走行実験は、所定の遠心加速度を与えた後、動的相似

則に従い速度約 35cm/sec で走行させた。走行中の機体挙動は加速度計によって計測し、履帯に作用する接地圧力変動を車軸に貼り付けたひずみゲージにより計測する。なお、本研究では車軸の名称を前輪から、FS(Front Sprocket), FR(Front Roller), CR(Center Roller), RR(Rear Roller), RS(Rear sprocket)と定義した。

車両系建設機械構造規格²⁾では、機械が有すべき安定度として「水平堅固な面の上で安定度 5 度を有するものでなければならない」と規定している。ここで、安定度 5 度とは、機体を 5 度傾斜させても転倒しない安定度のことである。本研究では、安定度 5 度、10 度、15 度の 3 種類の条件で付加質量の位置を図 1 に示す高さ 835mm, 140mm と変えて走行実験を行った。本報告ではそれぞれを高重心、低重心と呼ぶことにする。

実験条件を表 1 に示す。遠心模型実験装置では、回転半径に比例して遠心力が増加するため、付加質量位置の違いにより作用する遠心加速度が異なる。そのため、その影響を考慮して付加質量の重量を算出した。遠心加速

度は最大接地圧がウレタンフォームの極限支持力を短期的な支持力安全率 1.5 で除した値(67kPa)に一致するように調節した。

表 1 実験条件

安定度	重心位置	付加質量(g)	遠心加速度(G)
15 度	高い	150	14.5
	低い	220	12.0
10 度	高い	440	9.0
	低い	560	6.5
5 度	高い	980	6.5
	低い	980	4.5

3. 実験結果

(1) 応答加速度

図 5 は応答加速度と経過時間の関係を示したものである。図に示したデータは、定速走行時のものである。値は実大スケールに換算したのち、5Hz のローパスフィルターを施してノイズを除去している。同一安定度における応答波形を比較すると、低重心の応答加速度がやや大きい値である。

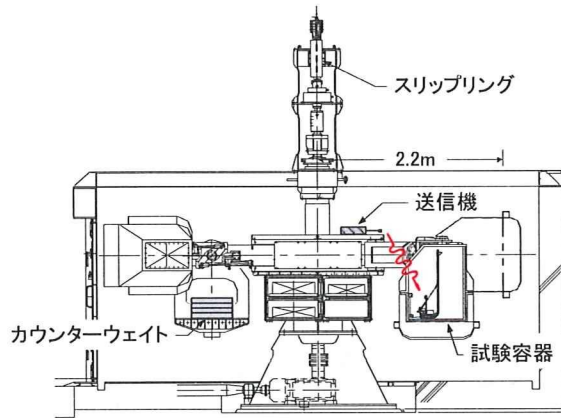


図 3 遠心模型実験装置の概要⁶⁾

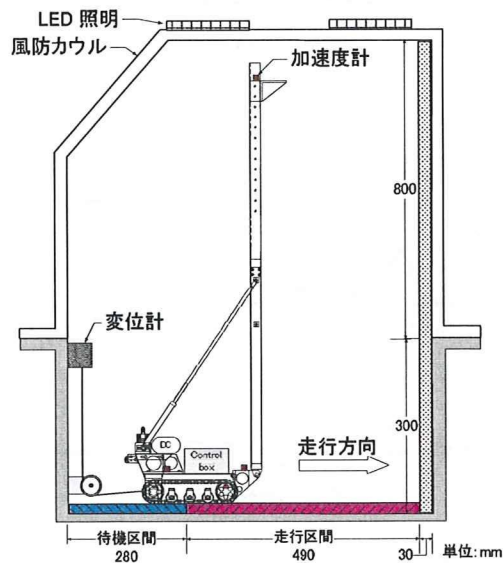


図 4 遠心場走行実験の概要

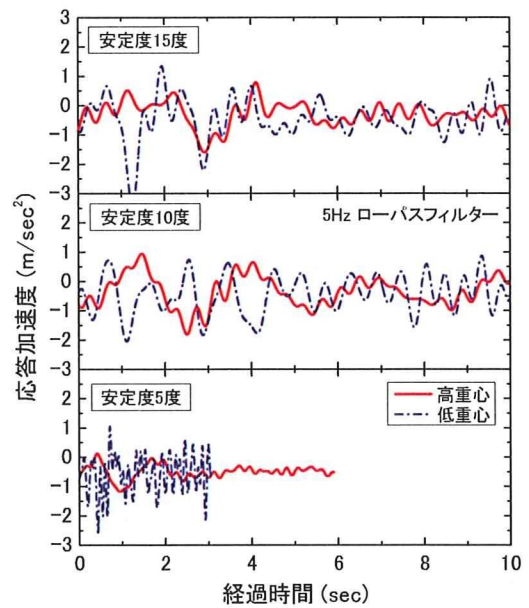


図 5 応答加速度の時刻歴

図 6 は、それぞれの応答加速度を周波数解析した結果である。重心位置の違いで差が見られ、高重心では場合 0.7Hz 付近に卓越周波数が見られる。一方、低重心では 1~2Hz 付近に卓越周波数が見られる。しかしながら、安定度の違いにかかわらず、同様の周波数成分を含んでおり地盤の反力係数の影響が支配的と見られる。このように、重心位置の違いで卓越周期に差が生じた原因として、慣性モーメントの差が考えられる。高重心の場合は、慣性モーメントが大きく長周期的に機体が揺れ、反対に低

重心の場合では、短周期的に機体が揺れたことが考えられる。

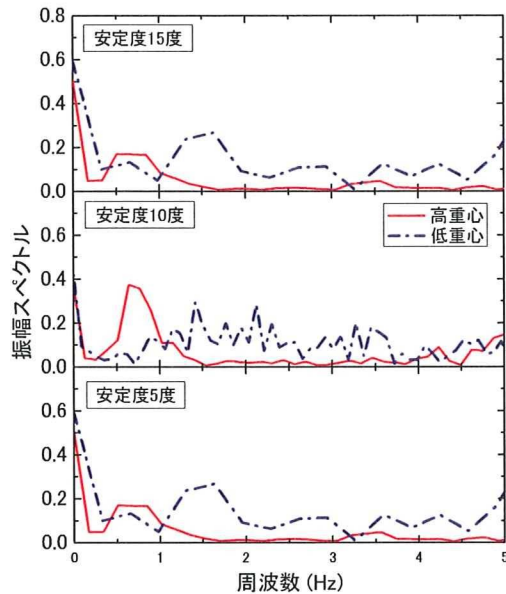


図6 応答加速度の周波数解析結果

(2) 履帯に作用する接地圧

図7に走行時の履帯に作用する接地圧力と経過時間の関係を示した典型的な試験結果を示す。図に示すデータは定速走行時における結果であり、応答加速度の結果と同様に、5Hzのローパスフィルターを施している。履帯に作用する接地圧力を比較すると、FS（前輪）に作用する接地圧が大きく、CR（中央補助輪）と、RS（後輪）はほぼ等しい。また、CRは接地圧の増減が小さいのに対し、FSとRSの増減は大きい。また、位相が逆転しているため、走行時の機体の揺れは前後に生じていることがわかる。

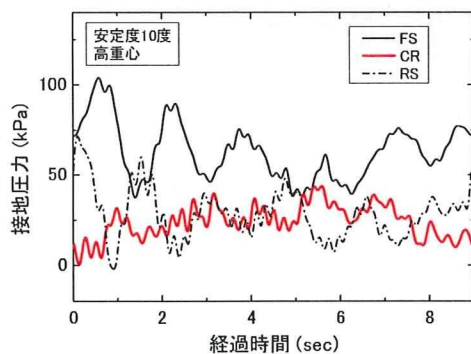


図7 走行時の履帯に作用する接地圧力

図8は接地圧の変動を示す。ここで、全接地圧に対する各車軸の接地圧の比を接地圧分布割合と定義する。接地圧分布割合に対して度数分布解析を行った。図8(a)に示した安定度15度の各車軸の接地圧分布割合を比較

すると、重心位置の違いによる顕著な差は見られない。それに対して、図8(b)に示した安定度10度では、低重心のFSの接地圧分布割合が大きく、かつ広い範囲に分布している。図8(c)に示した安定度5度では、その差が顕著であることがわかる。これは、応答加速度の結果と同様、慣性モーメントの違いによる影響であると考えられる。

表2にFSの接地圧分布割合の平均値と標準偏差を示す。それぞれの結果を比較すると、安定度10度と5度では、平均値、標準偏差ともに低重心の値が大きくなって

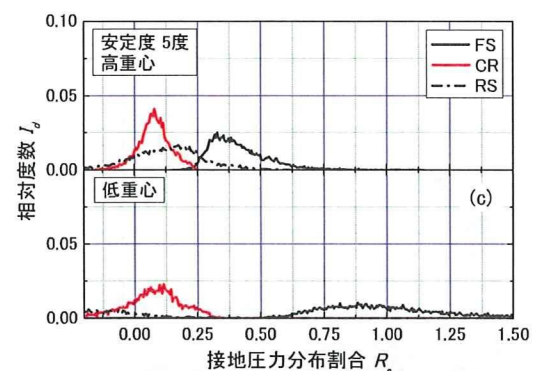
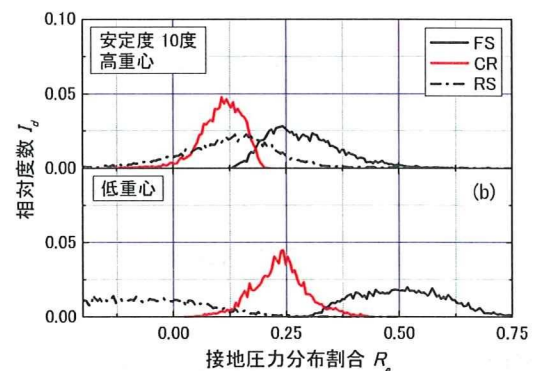
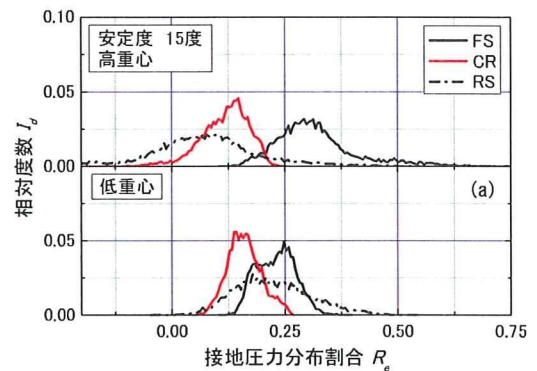


図8 接地圧分布割合の度数分布解析結果

(a) 安定度15度 (b) 安定度10度 (c) 安定度5度

いる。それに対して、安定度 15 度の結果については、重心位置の違いによる顕著な差は見られないことがわかる。このことから、安定度の低下に伴い、慣性モーメントの違いによる影響が強くなり、前輪の接地圧および接地圧変動が大きくなることが明らかになった。

以上の結果から、静的な安定度が同じであっても、重心位置の違いによって、くい打機械の走行時挙動に与える影響が異なることが明らかになった。今後は、さらなるデータの蓄積を行うとともに、慣性モーメントと接地圧力変動の関連性について検討する予定である。

表会発表講演集, pp.43-44, 2008.

6) 伊藤和也, 玉手 聡, 豊澤康男, 堀井宣幸: 新遠心模型実験装置(NIIS-Mark II Centrifuge)の開発, 産業安全研究所研究報告, NIIS-RR-2005, pp.57-74, 2006.

表 2 FS の接地圧分布割合の平均値と標準偏差

安定度	重心位置	平均値	標準偏差
15 度	高い	0.316	0.088
	低い	0.230	0.042
10 度	高い	0.290	0.081
	低い	0.510	0.105
5 度	高い	0.409	0.113
	低い	1.108	0.992

4. まとめ

- 1) 同一安定度で付加質量の位置を変化させて遠心場走行実験を行った結果、重心位置の違いによって、実験結果に差が見られた。
- 2) 応答加速度を周波数解析した結果、高重心の場合は、長周期的な揺れが生じ、反対に、低重心の場合、短周期的な揺れが生じていた。これは、慣性モーメントの違いによる影響であると考えられる。
- 3) 履帯に作用する接地圧を計測した結果、応答加速度の結果と同様に、重心の位置の違いにより顕著な差が見られ、安定度の低下に伴い、フロントヘビーでさらに、接地圧変動が大きくなることが明らかになった。

謝辞：本研究は平成 19 年度厚生労働科学研究費補助金(労働安全衛生総合研究事業)の交付を受けた研究課題「基礎工事中大型建設の転倒防止に関する研究(H19-労働一般-005)」において得られた成果であり、関係各位に対し、ここに謝意を表します。

参考文献

- 1) 安衛法便覧 I 平成 19 年度版, 労働調査会出版局, 労働調査会, pp.967.
- 2) 安衛法便覧 II 平成 19 年度版, 労働調査会出版局, 労働調査会, pp.512.
- 3) EN-791, Drill rigs-Safety, pp.11, 1996
- 4) 玉手ら: 杭打ち機械の自走時における動揺計測実験, 第 43 回地盤工学会研究発表会発表講演集, pp.41-42, 2008.
- 5) 堀 智仁, 玉手 聡, 末政直晃, 伊藤達彦: 杭打ち機械模型の作製と遠心場走行実験, 第 43 回地盤工学会研究発

CENTRIFUGE MODEL TESTS ON INSTABILITY OF AUTOMOTIVE PILE DRIVERS

Tomohito Hori¹ and Satoshi Tamate²

¹Researcher, National Institute of Occupational Safety and Health, Japan, 1-4-6 Umezono, Kiyose, Tokyo, JAPAN, 204-0024; horito@s.jniosh.go.jp

²Senior Researcher, National Institute of Occupational Safety and Health, Japan, 1-4-6 Umezono, Kiyose, Tokyo, JAPAN, 204-0024; tamate@s.jniosh.go.jp

ABSTRACT: The automotive pile driver is a piece of large-scale construction machinery. This machinery is used for ground improvement and foundation work. In recent years, there have been some reports of accidents in which the machinery overturned. In this study, a 1/25 scale model of an automotive pile driver was made to clarify the mechanism making the pile driver unstable, and centrifuge tests were performed. The load of each axle and the behavior of the model were measured in a centrifuge test. The grounds used with the model are two types of urethane foam with different strengths, with conditions imitating the uniform ground and non-uniform ground. As a result, the response acceleration did not have a significant difference due to differences in ground conditions. On the other hand, the effect of the ground condition was different in the axle load, and it was possible to evaluate the instability of the automotive pile driver when self propelling.

INTRODUCTION

The automotive pile driver (hereinafter referred to as the machinery) is mainly used for the foundation work of high-rise buildings and ground improvement. A photograph of the automotive pile driver is shown in Photo 1. This machinery is frequently used in urban areas. Recently, there have been accidents in which this machinery has overturned. In cases where the machinery topples, the risk to the lives of workers is not only a problem but this can also block trunk roads etc., having a great impact on society. Investigation revealed that overturning accidents of this machinery often occur during relocation to another pile. There are two factors in the background of the overturning of the machinery. One is structural instability stemming from a high center of gravity, and another is the ground where the machinery is set up being too soft. It is necessary to conduct a quantitative assessment of the fluctuation in the ground contact pressure while the machinery is running.

In this study, a 1/25 scale model of the automotive pile driver was made to clarify the mechanism of the instability of the pile driver during self propelling, and centrifuge



Photo 1. Automotive pile driver



Photo 2. Automotive pile driver model

tests have been performed. In the experiment, the behavior of the model when self propelling was measured by installing an accelerometer, and the load placed on the each axle of the model was measured to investigate the instability of the automotive pile driver.

This paper presents the safety factor of bearing capacity that is necessary to prevent the overturning of the machinery.

OUTLINE OF THE AUTOMOTIVE PILE DRIVER MODEL

The automotive pile driver model (hereinafter referred to as the model) was made by referring to the machinery subject to overturning accidents in the past. Table 1 shows a comparison between the specifications of the actual machinery and the model. The gross weight of this machinery is 539kN (55ton), and it is medium-sized in terms of this kind of machinery. The centrifuge tests were conducted at 25 g. This is the reason for the 1/25 scale mode. The positions of the motor, reduction gears, and battery of the

Table 1. Comparison of the specifications of the actual machinery and the model

		Automotive pile driver			
		original		model (1/25 scale)	
Center of gravity		Horizontal x(m)	Vertical y(m)	Horizontal x(mm)	Vertical y(mm)
Lower part (crawler)		-0.83	1.43	6.5	2.7
Upper part	body • leader	3.35	12.42	213.0	198.8
	auger • etc.	4.20	15.98	-5.8	32.2
Gross weight		539kN		29.9N (25g in 747N)	
Ground contact pressure (kPa)		101		133	
Velocity (km/h)		1.2 (=33cm/sec)			

model were designed relative to the machinery in terms of the center of gravity. The weight of the model is 29.9N. In a centrifugal field, the weight of the model is increased by up to 25 times. As a result, the ground contact pressure that acts on the crawler can be reproduced with the machinery.

Feedback control of the rotation rate of the motor was carried out to make it possible to hold a straight line. The velocity of the model can be changed by exchanging gears. The model is operated wirelessly. The stability angle of the model can be freely changed by changing the position of the additional weight. This is because the additional weight is loaded into the construction machinery (auger, sand compaction pile, etc.). Ground contact pressure was measured on the crawler by putting the strain gauge on the arm part of each axle, which has a cantilever structure. A calibration test was carried out to investigate the relation between the load and response of strain. As a result, it was confirmed that there were linear relationships in the load and the response of strain even if 300N (30kg) was applied. In addition, the behavior of the model was measured by putting accelerometers in three places (upper part and lower part of the leader, and the body). Photo 2 shows the automotive pile driver model.

MODELING OF THE GROUND

Material

To obtain basic data on the behavior of the model, urethane foam was used for ground in the model. Two types of urethane foam with different strengths are used. One is hard FP15, and another is soft FP30. Table 2 shows the density and hardness of the urethane foams.

Table 2. Density and hardness of urethane foams

	Density (kg/m ³)	Degree of hardness (kPa)
FP15	61	139
FP30	28	50

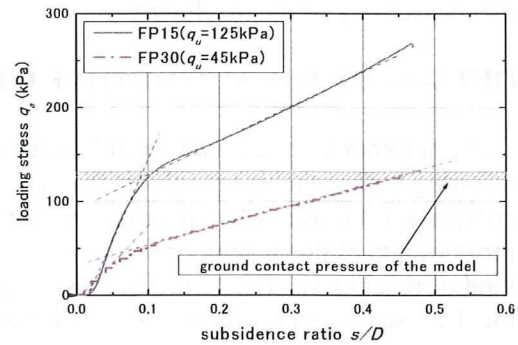


FIG. 1. Bearing capacity test results

Bearing Capacity Tests on Urethane Foam

The bearing capacity tests were performed to investigate the strength characteristics of the two types of urethane foam. This was examined using strain control and the rate of loading is 1 mm/min. The size of the loading plate used for the experiment is

25mm×50mm. Fig.1 shows the relation between loading stress and subsidence ratio (s/D) in which the amount of subsidence (s) is divided by the short side of the rectangle (D) of the loading plate. The q_a value of the intersection of two tangents in front and behind the winding point is defined as the ultimate bearing capacity.

The ultimate bearing capacity of FP15 and the ground contact pressure of the model are almost equal. On the other hand, the ultimate bearing capacity of FP30 is lower than the ground contact pressure of the model.

TEST PROGRAM

Test Apparatus

The test of the performance (operation) of the model was carried out in a centrifuge. Centrifuge testing was performed at the National Institute of Occupational Safety and Health, Japan (JNIOSH). A photograph of the NIIS Mark-II Centrifuge is shown in Photo 3. This apparatus has an effective radius of 2.3m, and the maximum acceleration of gravity is 100g. This is a medium-sized centrifuge compared to others in the world. As in other centrifuges, it has a main shaft, a drive unit, two arms, two swinging platforms, a signal and power supply interface and a control box. However, its arms are asymmetrical, which is its special feature.

Fig. 2 shows the outline of the centrifuge model test. The size of the soil container is 920mm in length, 465mm in height, and 450mm in width. To prevent the wind from influencing it when experimenting, the whole unit was covered with a windshield cowl. The velocity of the model was measured with a wire-type displacement sensor. In this study, each axle was defined from the front wheel as FS (Front Sprocket), FR (Front Roller), CR (Center Roller), RR (Rear Roller), and RS (Rear Sprocket).

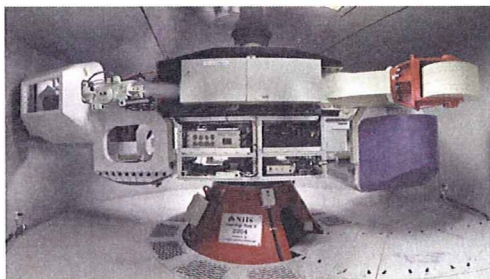


Photo 3. NIIS Mark-II centrifuge

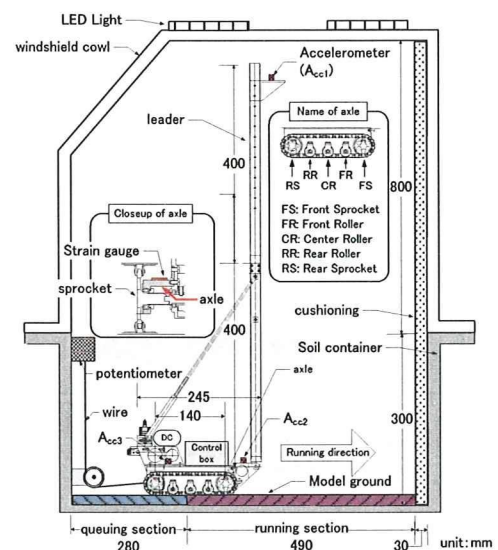


FIG. 2. Outline of the centrifuge test

Test Condition

The stability angle of the machinery should be five degrees or more according to the standard of Japan. In addition, the stability angle when running is ten degrees or more according to the British Standard. Therefore, the experiment was performed on the condition of a stability angle of fifteen degrees.

The model grounds are the two types shown in Fig 3. One is "the uniform ground" that using F15 and imitates the ground where strength is uniform. Another is "the alternating ground" using an alternating combination of FP15 and FP30 in bands 1/2 of the crawler length, and imitates the non-uniform ground. The model was made to run after centrifugal acceleration had been increased up to 25g.

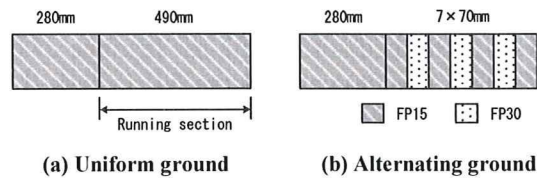


FIG. 3. Model grounds

TEST RESULTS

Typical Test Results

Fig.4 and Fig.5 show typical test results of the uniform ground and the alternating ground. The data shown in figure is a result for after 150mm when the entire band is in the running section. The velocity of the model was constant and it was about 30cm/sec. The acceleration shown in figure is the direction of travel. The acceleration data in the

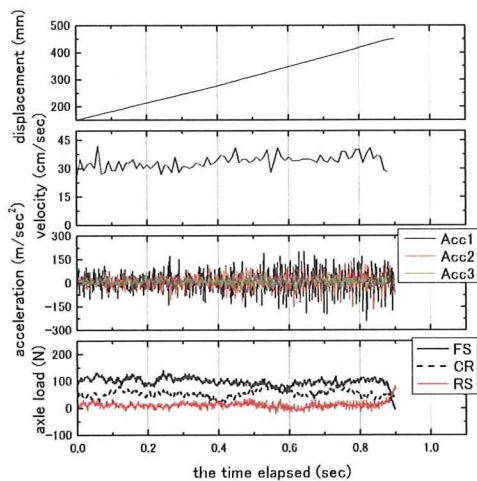


FIG. 4. Typical test results of the uniform ground

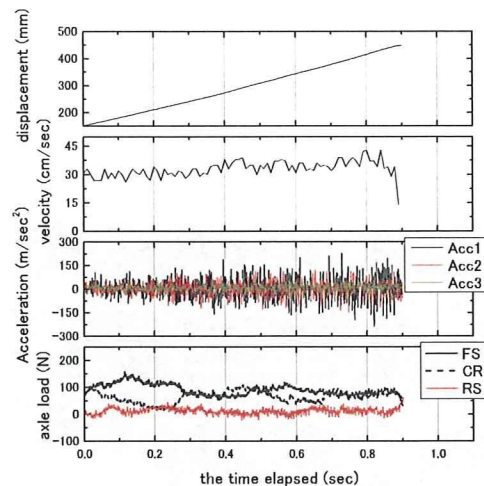


FIG. 5. Typical test results of the alternating ground

upper part of the leader was defined as Acc1, the lower part was defined as Acc2, and the body part was defined as Acc3. When accelerations are compared, Acc2 and Acc3 are almost equal regardless of the ground condition. In contrast, Acc1 is slightly larger than others. It was clarified that Acc1 was amplified by the leader. Meanwhile in the result of the axle load, the load of the front wheel is larger and the overturning moment more impactful than the rear wheel. In the case of the uniform ground, each axle load is almost constant. On the other hand, in the case of the alternating ground, the increase and decrease of the axle load on the front wheel side is especially large.

Frequency Analysis of Acceleration

Fig. 6 shows the result of the Fourier transform after conversion from the model scale into a full scale. The dominant frequency is seen in about 2Hz for both the uniform ground and the alternating ground. This is influenced by structural unevenness of the crawler. In the case of the alternating ground, the dominant frequency is seen in about 0-2Hz. Therefore, the model shakes for a longer period.

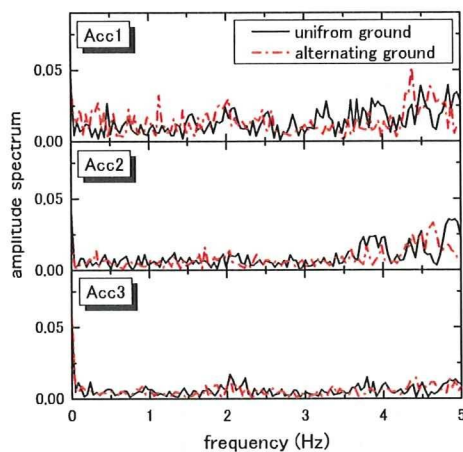


FIG. 6. Frequency analysis of acceleration

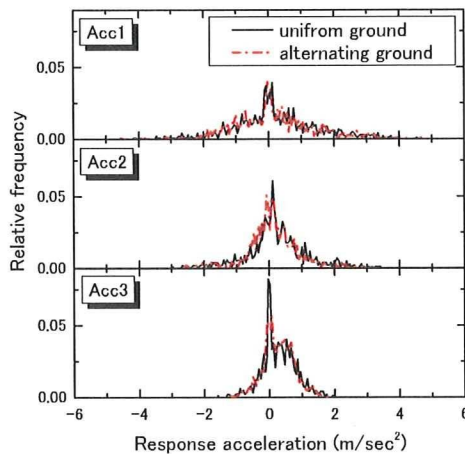


FIG. 7. Frequency distribution analysis of acceleration

Frequency Distribution Analysis

Fig. 7 shows the result of frequency distribution analysis of response acceleration. The frequency distribution analysis was carried out in 0.005g steps. There was no significant difference when the uniform ground was compared with the alternating ground. As mentioned above, there were no differences in the results of the Fourier transform and the frequency distribution analysis at the response accelerations.

Fig. 8 shows frequency distribution analysis results for the axle loads. In this study, the load acting on each crawler is divided by the weight of the model to define the load distribution ratio. There is little subsidence caused in the crawler because the ultimate bearing capacity of the urethane foam and the ground contact pressure of the model are

almost equal in the uniform ground. Therefore, the maximum relative frequency of each axle showed comparable results. On the other hand, there is a difference in the distribution shape of I_{fr} when each axle is over alternating ground, and the front axle load is distributed widely. For that reason, the influence by the effect of the ground condition at the axle load where strength changes periodically appear.

Fig.9 shows the comparison between the theoretical value and the experimental value. The theoretical value of the ground contact pressure was calculated as established in the Japan Industrial Standards (JIS). The numerical expression is the same as in the British Standard. The mean and standard deviation are shown in figure. When the means are compared, the theoretical value and the average of experimental value are almost equal for both the uniform ground and the alternating ground. The error bar indicates two standard deviations (2σ). In a comparison of the uniform ground and the alternating ground, the standard deviation of the alternating ground is larger. The short-term safety factor of the foundation work is 1.5 in Japan. In addition, the same safety factor is adopted in CIRIA. For the biggest FS of the axle load, both the uniform ground and the alternating ground fall below the safety factor threshold of 1.5. Accordingly, it is

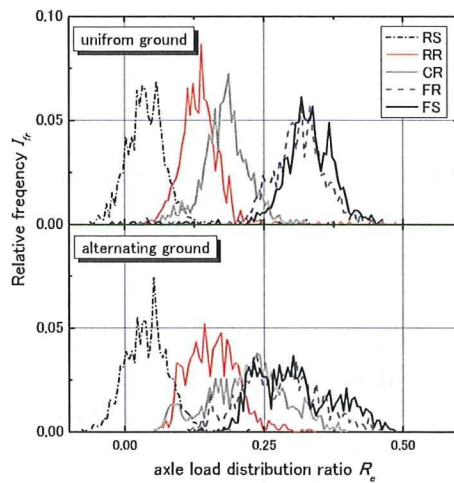


FIG. 8. Frequency distribution analysis of axle load distribution ratio

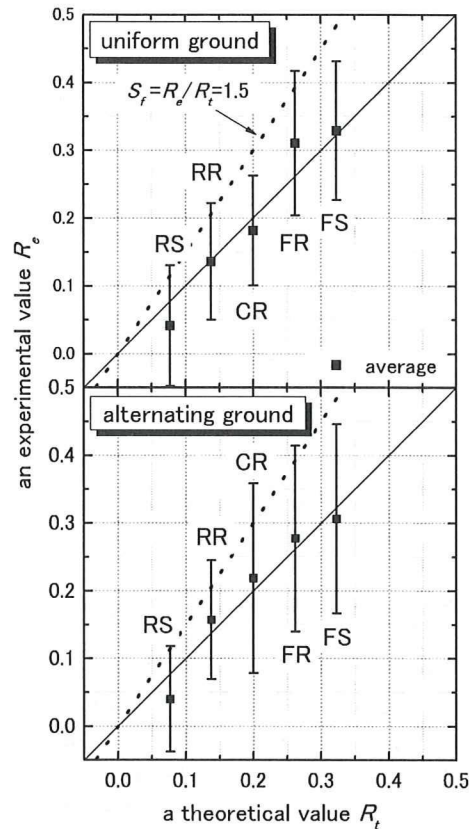


FIG. 9. Comparison between the theoretical value and the experimental value

thought that a safety factor of 1.5 is appropriate. However, FS and RS, tensile force acts on the crawler part when running, and bending-torsion force acts on the axle part. This is due to the effect of a structural problem in the axle part. Therefore, there is a problem where this is underestimated compared with the actual load. There are plans to improve the structure of the axle part examine it in the future.

CONCLUSIONS

The following conclusions were obtained on the centrifuge model test results performed on two types of the model ground:

- (1) The acceleration did not result in any marked difference due to differences in the ground condition. On the other hand, there was a clear effect of the ground condition in the axle load, and it was possible to evaluate the instability of the model.
- (2) The average of the experimental value of axle load was almost equal to the theoretical value.
- (3) Two standard deviations in the frequency distribution analysis of the axle load were for a safety factor of roughly 1.5 or less. Therefore, it is thought that the safety factor for the bearing capacity of the ground must be at least 1.5 or more.

REFERENCES

- British Standard , BS EN 791:1996 *Drill rigs - Safety*.
CIRIA, 2003, *Crane stability on site*, SP131, pp.48.
N. Horii, K. Itoh, Y. Toyosawa and S. Tamate (2006), "Development of the NIIS Mark-II geotechnical centrifuge" *Proceedings of the 6th international conference on physical modeling in geotechnics*, vol.1, pp.141-146.