

厚層まさ土に対する遠心加振型履帯式車両の 振動転圧効果に関する実験的考察

室達朗¹・TRAN Dang Thai²・三林貴宏³・趙偉民⁴

¹フェロー会員 工博 愛媛大学教授 工学部環境建設工学科 (〒790-8577 松山市文京町3)

²正会員 工博 愛媛大学助手 工学部環境建設工学科 (〒790-8577 松山市文京町3)

³正会員 工修 日立建機(株) 技師 (〒300-0013 土浦市神立町650)

⁴工博 哈尔滨工業大学教授 機電工程学院系 (〒150006 中華人民共和国哈尔滨市南岗区西大直街66)

本研究は、まさ土の厚層での締固め作業において、遠心加振機を搭載した履帯式車両の面荷重による振動転圧効果を評価することを目的としている。振動周波数 16 ~ 57 Hz, 加振力 9.8 kN の遠心加振機を小型履帯式車両に搭載して総重量を 10.9 kN とし、まさ土を厚さ 80 cm に撒き出した大型土槽において走行させ転圧実験を実施した。その結果、振動周波数 16 Hz において、地表面における沈下量と深層部における土の乾燥密度が最大値を示すこと、また、この値は、三軸圧縮試験より求めた当該まさ土の体積変化が作用する八面体垂直応力およびせん断応力との比率で表示される実験式に SST で計測した応力比を代入することにより求めた推定値とほぼ一致することを確認した。

Key Words : *vibro-compaction, tracked vehicle, thick-lift, centrifugal oscillator, decomposed granite soil*

1. まえがき

今日、厚層の土質材料を高速で締め固め、顕著な締固め効果を発揮する新しい転圧機械の開発が焦眉の緊急課題であるとされている。従来、鉛直方向に加振する起振機を搭載した振動ローラ¹⁾では、地表面部分においては過転圧のために密度が増加しないばかりでなく、厚層での締固めは不可能とされてきた。そのため、ローラに作用する線荷重よりはむしろ履帯式車両に作用する面荷重による転圧作業の方が、土粒子の横方向の移動を拘束するために、より効果的な転圧作業の実現が可能であると考えべきである。すでに、著者らは、周波数 56.8 Hz, 遠心力 7.35 kN の遠心加振機をほぼ同一の車両重量をもつ 2 軸 2 輪式ローラおよび履帯式車両に搭載し、厚層のまさ土地盤での振動転圧実験を行った結果、深層部での締固め効果は、履帯式車両の方がより高くなることを明らかにした^{2),3)}。次に、履帯式車両による転圧効果をより詳細に調査するため、振動周波数 16 ~ 51 Hz で最大起振力 9.8 kN の加振力を鉛直方向のみに発生させる鉛直加振機を使用して実験を行った。その結果、地盤の固有振動数に近い周波数 16 Hz において、深層部での締固め密度は最大値を示し、また、深さ方向の締固め密度分布はほぼ一定

となることを明らかにした⁴⁾。さらに、振動周波数 51 Hz での鉛直加振機および振動周波数 56.8 Hz での遠心加振機をそれぞれ搭載した履帯式車両による締固め効果について比較実験を行った。その結果、ほぼ同じ高振動周波数の下では遠心加振機の方が鉛直加振機と比較してより高い転圧効果を発揮することが明らかとなった⁵⁾。すなわち、地表面沈下量は 1.25 倍となり、また、深層部における土の乾燥密度はほぼ同じであったが、浅層部における最大乾燥密度は 1.11 倍に達することが実証された。従って、履帯式車両による締固め効果を最も大きく発揮する加振機は、あらゆる方向に振動荷重を伝播することのできる遠心加振機であることが十分予測することができる。

本研究では、厚層のまさ土地盤の締固め作業において、履帯式車両に遠心加振力を与えた場合の締固め効果について、とくに振動周波数を変化させて実験を行った。総重量 10.9 kN に調整した小型履帯式車両を使用し、その平均接地圧は実機である大型履帯式車両に準じて 29.8 kPa とした。この履帯式車両の上に振動周波数 16 ~ 57 Hz, 最大加振力 9.8 kN の遠心加振機を搭載し、最適含水比に調整したまさ土を実際の厚層約 80 cm に撒きだした大型土槽上を走行させ、無振動時転圧回数 3 回、振動時転圧回数

10 回における地表面の沈下量の変化について調査した。また、深さ方向のコーン指数を各転圧回数毎に計測し、深さ方向の土の締固め密度の転圧回数による変化について考察した。さらに、地中に埋設した土圧計、Stress State Transducer (SST)⁹⁾を使用して、履帯式車両の転圧走行時に発生する動的応力の地中伝搬特性を各振動周波数と各転圧回数毎に計測した。また、深層部での鉛直方向の垂直応力と水平面上のせん断応力、3 主応力、八面体垂直応力と八面体せん断応力およびそれらのせん断応力/垂直応力比が履帯式車両の走行とともにどのように変化するかについて検討した。以上の土質力学的考察により、まさ土地盤の厚層における遠心加振機による土の締固め効果が如何なる要因によって決定されるかについて理論的に言及し、遠心加振機の最適周波数を見出すこととする。

2. 実験および方法

(1) 供試地盤

試料土として愛媛県産の粒度配合に優れたまさ土を選定し、供試地盤を作成した。その物理的性質は、比重 2.66、最大粒径 4.75 mm、平均粒径 0.78 mm、均等係数 12.0、曲率係数 3.0 であった。JISA1210, 1.1a による突き固め試験の結果、土の単位体積当たりの締固めエネルギー 551.3 kNm/m³ において、最適含水比 w_{opt} は 12.8%，最大乾燥密度 ρ_{dmax} は 1.90 g/cm³、飽和度は 85.1% であった。まず、供試地盤の乾燥密度と強度の関係を求めるため、以下に示すコーン貫入試験を実施した。最適含水比に調整した試料土を後述する大型土槽に充填した後、振動周波数 56.8 Hz、最大加振力 9.8 kN の遠心加振機を搭載した履帯式車両を用いて転圧実験を行い、転圧回数 13 回までの各転圧回数毎に得られた種々の深さ z 方向の密度分布を有する試料土中に先端頂角 $\pi/6$ rad、高さ 5 cm、底面積 6.61 cm² のコーンを貫入させ、その貫入抵抗からコーン指数 q_c (kPa) を算定した。また、同時に試料土の深さ方向 5 cm 毎にシンウォールサンプラーで採取した土の乾燥密度 ρ_d (g/cm³) を計測した。その結果、試料土の ρ_d と z (cm)、 q_c との間には、次式で示す関係式が成立した。

$$\frac{\rho_d}{\gamma_w} = 1.271 \left[\frac{q_c}{\{1 + 3.101(z/H)\} p_0} \right]^{0.109} \quad (r=0.991) \quad (1)$$

ここに、 γ_w は水の単位体積重量、 H は厚層 45 cm、 p_0 は大気圧、 r は相関係数である。

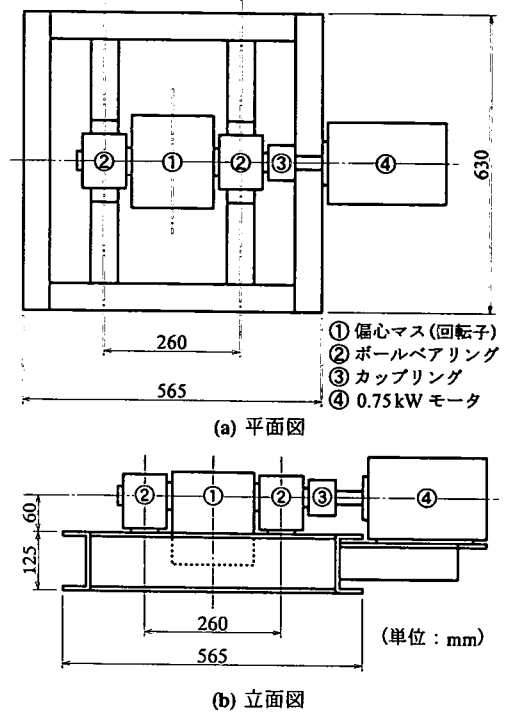


図-1 遠心加振機の構造

さて、この最適含水比に調整した試料土を大型土槽（長さ 540 cm、幅 150 cm、高さ 100 cm）に一定の高さ 100 cm より 4.8 mm のふるいを通して自由落下させ、深さ 80 cm に達するまで慎重に充填した。その結果、深さ方向の湿潤密度は 1.45 ± 0.03 g/cm³ とほぼ均等な密度を有する供試地盤を作成することができた。

(2) 遠心加振機

遠心方向に加振できる起振機として、振動周波数 16.0、25.0 および 35.0 Hz、振動周期 62.5、40.0 および 28.6 ms において常に一定の最大加振力 9.8 kN を発揮する 3 種類の遠心加振機を設計製作した。一軸偏心マスの形状寸法は、直径 16 cm、厚さはそれぞれ 15.4、6.3 および 3.2 cm の鋼製円盤であり、その偏心量である回転半径は 4.27 cm である。それぞれの質量は、22.7、9.3 および 4.8 kg となるように製作した。この遠心加振機の動力伝達構造は、図-1 に示すように、偏心マスを回転させる直径 4.0 cm のシャフトを 2 個のボールベアリングで支持し、カップリングを経由して 3 相 200 V、出力 3.7 kW の電動モータに接続されている。モータの回転数は、インバータを使用してそれぞれの振動周波数 $f = 16.0, 25.0$ および 35.0 Hz に対応して、960、1,500 および 2,100 r.p.m. に調整することができる。この遠心加振機の

表-1 ゴム製履带式車両の車両諸元と寸法

車両総重量	W	10.89 kN
履帯幅	B	20.0 cm
履帯接地長	L	91.0 cm
平均接地圧	p	29.8 kPa
履帯間隔	C	45.5 cm
グラウサ高さ	G_H	2.5 cm
グラウサピッチ	G_p	7.0 cm
車両重心偏心率	e	0.003
車両重心の高さ	h_g	34.0 cm
前輪半径	R_f	12.0 cm
後輪半径	R_r	9.0 cm
下転輪数	n	4
下転輪半径	R_n	8.0 cm
車速	V	3.75 cm/s

概略寸法は、長さ 85 cm、幅 60 cm、高さ 30 cm である。

さらに、振動周波数 $f = 56.8$ Hz、振動周期 17.6 ms において常に一定の最大加振力 9.8 kN を発揮する遠心加振機としては、3 相 200 V、出力 0.75 kW の市販の KJ750 型自振動モータを使用した。この加振機は、水平軸の回りに計 20 枚の偏心マスを回転数 3,410 r.p.m. で鉛直面内で回転させ遠心力を発生させることができる。この遠心加振機の寸法は、長さ 33 cm、幅 27 cm、高さ 20 cm である。

なお、これらの振動周波数の範囲については、周辺地盤に与える振動公害を極力減少させるため、地盤の固有振動数 5 ~ 10 Hz⁹⁾ 以下とすることを目標として決定したものである。

図-2 は、一例として、試作した遠心加振機を履带式車両の中央部に搭載し、偏心マスの回転する鉛直面の方向を車両の進行方向と合致させた場合の組み合わせ構造についてその立面図、側面図および平面図を示したものである。

遠心加振力 $F = 9.8$ kN が角速度 $\omega = 2\pi f$ (rad/s) で回転する動径の描く円周の放線方向に作用するとき、任意の時刻 t において、水平方向に作用する水平加振力 $F_H(t)$ (kN) と鉛直方向に作用する鉛直加振力 $F_V(t)$ (kN) は、初期位相 γ (rad) に対して、 t (s) の正弦関数として次式のように与えられる。

$$F_H(t) = F \cos(\omega t - \gamma) \quad (2)$$

$$F_V(t) = F \sin(\omega t - \gamma) \quad (3)$$

従って、各振動周波数 f に対しては、

$$F_H(t) = 9.80 \cos(2\pi ft - \gamma)$$

$$F_V(t) = 9.80 \sin(2\pi ft - \gamma)$$

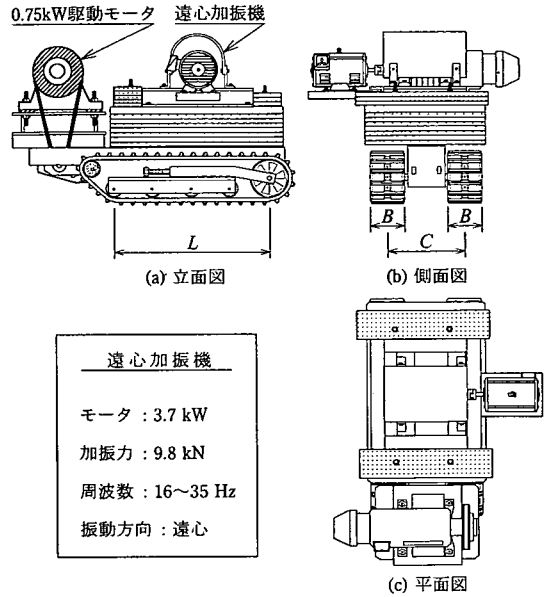


図-2 遠心加振機を搭載した履带式車両

として算定することができる。

(3) 履带式車両による振動転圧実験

表-1 は、実験に使用したゴム製履帯を装着したたわみ性履带式車両の車両諸元と寸法を示したものである。遠心加振機を搭載した車両総重量は、数枚の鉄板を用いて調整し、10.9 kN とした。履帯の接地長は 91 cm、幅は 20 cm であるので、平均接地圧は 29.8 kPa と算定される。この履带式車両を前述の大型土槽上で往復走行させる場合、図-3 に示したように、互いに先行するわだちを跨いで走行させ、2本の履帯が同一のわだちを通過することのないように、走行レーンの端部において当該履带式車両をチェーンブロックで吊り上げて所定の走行レーンを通るように設定した。ここでは、 N (回) 往復走行させたときの転圧回数を N (回) と算定することとした。履带式車両は 3 相 200 V、出力 0.75 kW の電動モータによって後輪スプロケットを駆動させることとし、車両の走行速度は 3.75 cm/s に設定して自走走行させることとした。走行方法は、実際の締固め工法を勘案し、転圧初期の軟弱な土に対しては転圧回数 $N = 1 \sim 3$ 回を無振動転圧とし、その後、ある程度締め固まった土に対して転圧回数 $N = 4 \sim 13$ 回を振動転圧とした。この場合、振動転圧による土の単位体積当たりの締固めエネルギー E は、一例として、後述する地表面において計測した鉛直方向の平均変位振幅 $\beta_v = 1.44 \times 10^{-4}$ m、車両総重量 $W = 10.9$ kN、最大加振力 $F = 9.8$ kN、振動周波

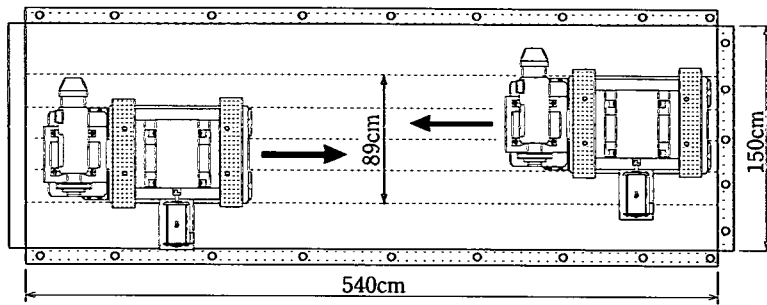


図-3 履带式車両の走行レーン

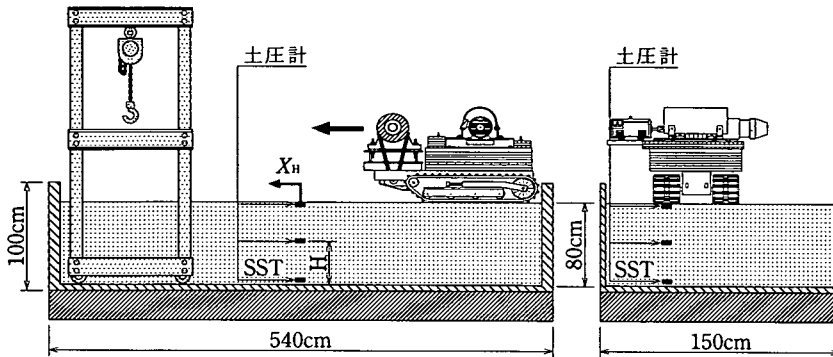


図-4 実験方法概略図

数 $f = 16 \text{ Hz}$ ，転圧回数 $N_T = 2N = 20$ 回，車両速度 $V = 3.75 \times 10^{-2} \text{ m/s}$ ，転圧幅 $B = 0.89 \text{ m}$ ，リフト厚 $h = 0.80 \text{ m}$ を次式に代入すると， 54.5 kNm/m^3 と算定することができる。

$$E = 2\beta_v \left(W + \frac{F}{2} \right) \frac{fN_T}{VBh} \quad (4)$$

車両通過後の地表面の沈下量は，各転圧回数毎に，初期地表面からの履帯のわだち部分におけるグラウサ（履板）突起部の位置を計 12 ヶ所において計測し，その平均値として算定した。また，前述したコーン貫入試験を履帯のわだち部分直下において計 5 ヶ所の位置で実施し，貫入速度を 3.4 cm/min として深さ方向のコーン指数の変化を計測した。

地中に埋設した土圧計，SST は，図-4 の実験方法概略図に示すように，土槽中央部において履带式車両の左側履帯の走行レーン直下に設置した。土槽底面からの高さを $H \text{ (cm)}$ とすると，土圧計および加速度計の埋設位置は，それぞれ， $H = 10, 45$ および 80 cm の 3 ヶ所とした。なお，SST は $H = 10 \text{ cm}$ の位置に埋設した。

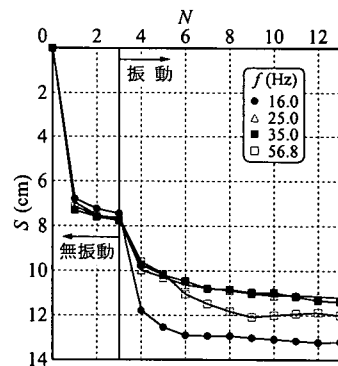


図-5 各振動周波数 f に対する地表面沈下量 S と転圧回数 N の関係

3. 実験結果

(1) 地表面沈下量

図-5 は，遠心加振機を搭載した履带式車両の走行による締め固め作業によって発生する地表面沈下量 $S \text{ (cm)}$ と転圧回数 $N \text{ (回)}$ との関係を示したものである。 $N = 1 \sim 3$ 回までの無振動転圧においては， S はいずれも N の増加とともに一定値 $7.7 \pm 1.1 \text{ cm}$ に収束していき，振動転圧に移行する $N = 4$ 回において， S は急激に増

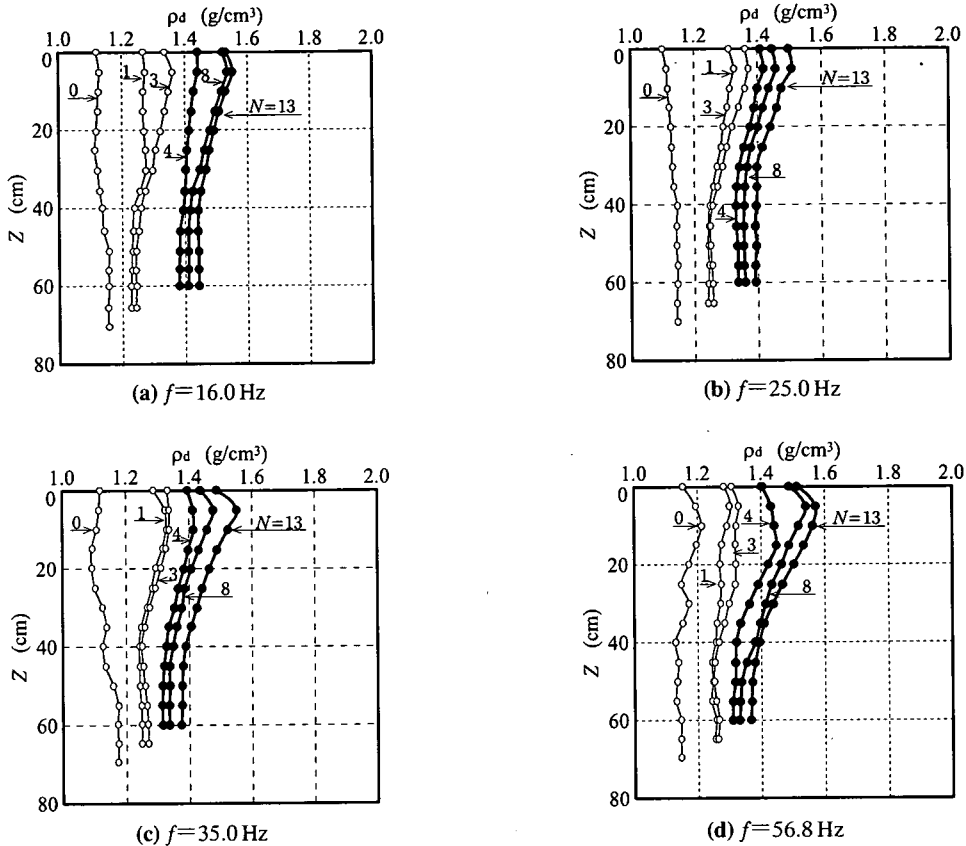


図-6 各振動周波数 f に対する乾燥密度 ρ_d と深さ Z の関係

加し、 N の増加とともにある値に漸近する傾向にある。 $N = 13$ 回の最終沈下量においては、 $f = 16.0$ Hz において 13.2 cm と最も大きく、 $f = 25.0$ Hz で 11.2 cm と最小値を示し、その後は、 $f = 35.0$ Hz において 11.4 cm、 $f = 56.8$ Hz において 12.0 cm と回復する傾向が見られる。なお、この範囲の振動周波数における地表面沈下量の変動幅は、この場合、これまでの鉛直加振機を搭載した地表面沈下量⁴⁾である $f = 16$ Hz における 15.8 cm、 $f = 51$ Hz における 10.2 cm と比較すると、比較的小さい値となることが判明した。

(2) 深さ方向の締固め密度

転圧後の締固め効果を評価するために履帯式車両通過後のわだち部分でコーン貫入試験を実施し、コーン指数 q_c と深さ方向の分布を計測した。その後、式(1)を用いて乾燥密度 ρ_d の深さ方向の分布に換算した。図-6 (a)(b)(c)(d) は、遠心加振機の各振動周波数毎に、土の乾燥密度 ρ_d (g/cm³) と深さ z (cm) の関係を、各転圧回数 N (回) に対して示したものである。

各深さ毎の乾燥密度 ρ_d は、一般に無振動、振動時とも N の値とともに増加し、ある一定値に漸近している。また、いずれの N の値に対しても、 ρ_d はある深さで最大値を示しており、その後徐々に減少するなめらかな曲線となっている。一例として、 $f = 16.0$ Hz に対する転圧試験の結果、○印で示す無振動転圧完了時の $N = 3$ 回目では、乾燥密度の深さ方向の分布は、地表面における乾燥密度 $\rho_{d0} = 1.342$ g/cm³ より深さ方向に増加し、深さ $z = 5.0$ cm において最大乾燥密度 $\rho_{dmax} = 1.363$ g/cm³ を示した後次第に減少し、深層部では一定値 $\rho_{di} = 1.246$ g/cm³ に漸近している。この場合の厚層全層にわたる平均乾燥密度 ρ_{dmean} は 1.300 g/cm³ であった。また、●印で示す振動転圧完了時の $N = 13$ 回目では、乾燥密度の深さ方向の分布は、地表面での $\rho_{d0} = 1.535$ g/cm³ より深さ方向に増加し、深さ $z = 5.1$ cm において最大乾燥密度 $\rho_{dmax} = 1.566$ g/cm³ を示した後徐々に減少し、深層部では一定値 $\rho_{di} = 1.442$ g/cm³ に漸近している。この場合の平均乾燥密度 ρ_{dmean} は 1.499 g/cm³ であった。

他の振動周波数 f に対する $N = 13$ 回目での乾燥

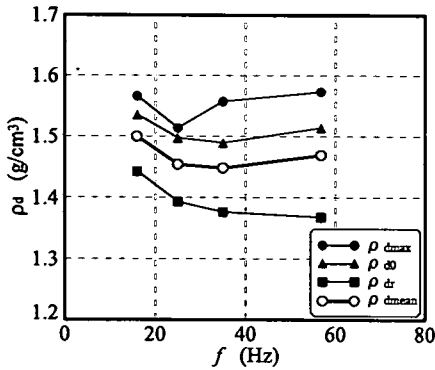


図-7 各振動周波数 f に対する最大乾燥密度 ρ_{dmax} 、地表面乾燥密度 ρ_{d0} 、深層部乾燥密度 ρ_{dr} および平均乾燥密度 ρ_{dmean} の変化 ($N=13$ 回)

密度 ρ_d の深さ方向の変化は、図-7にまとめて示した通りである。最大乾燥密度 ρ_{dmax} 、地表面における乾燥密度 ρ_{d0} 、および平均乾燥密度 ρ_{dmean} は振動周波数 f の増加とともに一旦減少した後 $f = 56.8$ Hz において増加する傾向が見られた。これは、後述するように、当該履帯式車両の遠心加振力によるロッキング振動現象の発生に起因するものと考えられる。一方、厚層の締固め効果を判断するための深層部における乾燥密度 ρ_{dr} は $f = 16$ Hz において最大値を示し、 f の増加とともに減少していく傾向が明らかに認められた。

なお、この場合の遠心加振機を搭載した履帯式車両による転圧実験において得られた最大乾燥密度 $\rho_{dmax} = 1.566 \text{ g/cm}^3$ は、JIS 突き固め試験によって得られた最大乾燥密度の 90% である 1.710 g/cm^3 に達していない。すなわち、締固め度 D 値は、この場合、最大 82.4% であった。前述したように、突き固め試験における土の単位体積当たりの締固めエネルギーは、この場合の履帯式車両による振動締固めエネルギーの約 10.1 倍にも達しており、同一の基準で比較するのは困難である。しかし、締固め度 D 値を増大させるためには、さらに大きな加振力を発揮する低振動周波数の遠心加振機を搭載した実車両の開発が必要である。

(3) 地中応力伝播

遠心加振機を搭載した履帯式車両の走行によって発生する地中応力として、 z 軸方向の垂直応力 σ_z (kPa) を、土槽底面からの高さ $H = 10, 20, 45, 65$ および 80 cm (深さ $z = 70, 60, 35, 15$ および 0 cm) において、前述した土圧計を用いて計測した。図-8は、土槽底面からの高さ $H = 80 \text{ cm}$ における履帯に作用する接地圧 p (kPa) の分布について、一例と

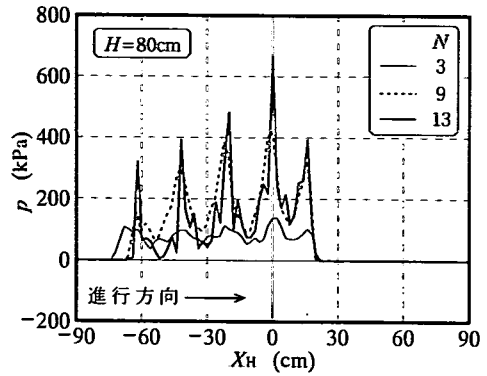
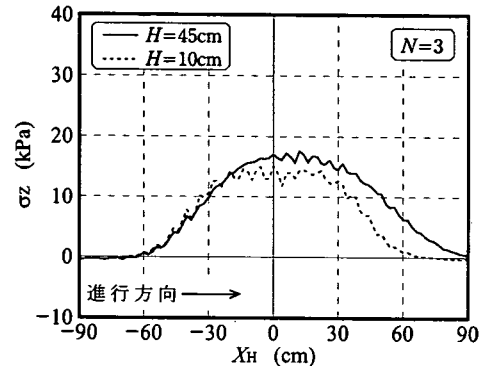
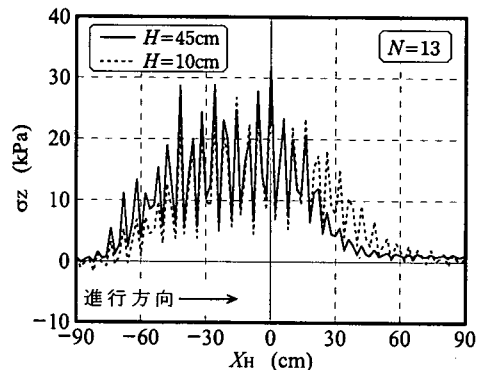


図-8 各転圧回数 N に対する接地圧 p の実測分布図 ($f=16.0 \text{ Hz}$)



(a) 転圧回数 $N=3$ 回



(b) 転圧回数 $N=13$ 回

図-9 垂直応力 σ_z の実測分布図 ($f=16.0 \text{ Hz}$)

して、振動周波数 $f = 16.0 \text{ Hz}$ の場合における無振動転圧完了時の $N = 3$ 回および振動転圧時の $N = 9$ 回と振動完了時の $N = 13$ 回目の計測結果を示したものである。横軸の X_H (cm) は、水平面上において履帯式車両の走行方向の距離であり、計測時間に車両の走行速度を乗じ換算したものである。図より明らかに、 p の分布域は履帯接地長と一致しており、 p はフロントアイドル (前方遊動輪) 直下および 4

個の下転輪直下において N の増加とともに明確なピーク値を有する波状分布を示している。図-9 (a) は、無振動完了時 $N = 3$ 回目における土槽底面からの高さ $H = 10, 45$ cm での水平面上の垂直応力 σ_z (kPa) の分布を示したものである。図より明らかに、中間層 ($H = 45$ cm) および深層部 ($H = 10$ cm) においてほぼ同じ垂直応力の値を示しており、下転輪直下での応力集中は水平方向にかなり分散して低下している。図-9 (b) は、同様に振動周波数 $f = 16.0$ Hz の場合における振動転圧完了時の $N = 13$ 回目における土槽底面からの高さ $H = 10, 45$ cm での垂直応力 σ_z (kPa) の分布を示したものである。図より明らかに、 σ_z には振動周期約 1 秒の大きな波状分布が発生している。全体的に、 σ_z は履帯中央部分において応力集中しており、締固めによる密度増加により中間層での σ_z は深層部における値と比較して若干増加していることが分かる。なお、最大垂直応力 σ_{zmax} は $H = 10, 45$ cm においてそれぞれ 29.3, 31.9 kPa であった。

4. 考察

(1) 履带式車両-地盤系の振動特性

加振型履带式車両による土の動的締固め効果は、土の性質以外に履带式車両の総重量、加振の方法、加振力および振動周波数などの機械的性質に大きく左右される。ここでは、図-10 に示すように、地盤を鉛直および水平方向のスプリングとダッシュポットで構成された Voigt モデル⁷⁾ に置き換えることによって履带式車両と地盤相互間の動的振動系モデルを考え、遠心加振機による履带式車両-地盤系の振動特性について考える。

遠心加振機を搭載した履带式車両がある軟弱地盤上に静止しているとき、すでに履带式車両の総重量によって地盤は静的な沈下変形を引き起こして平衡状態にある。今、車両重心位置の偏心はないものと仮定するとき、履带式車両の前輪フロントアイドラ部位および後輪スプロケットに相当する下転輪部位における静的な沈下量は等しくなる。この平衡状態にあるときの履带式車両の重心の位置を O_g とし、基準振動座標系の原点とする。

回転質量型加振力である遠心加振力 F が履带式車両に作用するとき、前述した式 (2), (3) に示すように、鉛直方向に作用する鉛直加振力 $F_v(t)$ と水平方向に作用する水平加振力 $F_h(t)$ に分解することができる。鉛直加振力 $F_v(t)$ によって発生する鉛直方向の車両重心の振動特性は、質量-ばね-ダッシュ

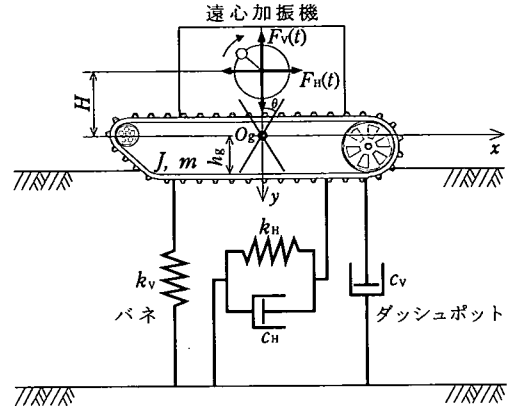


図-10 遠心加振機を搭載した履带式車両と地盤系の Voigt モデル

ポット系である 1 自由度の強制振動システムとして、次のように定式化することができる。

鉛直振動方程式

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c_v \frac{dy}{dt} + k_v y = F_v(t) \sin(\omega t - \gamma) \quad (5)$$

ここに、 y (cm) は当該履带式車両が平衡状態にあるときの原点 O_g から車両重心 G までの鉛直方向の移動距離であり、鉛直下方を正としている。 $F_v(t)$ (kN) は式 (1) で与えられる鉛直加振力、 t (s) は加振力の作用時間、 m (kNs²/cm) は遠心加振機を含む履带式車両の総質量、 c_v (kNs/cm) は地盤の鉛直方向の減衰係数、 k_v (kN/cm) は地盤の鉛直方向のばね定数、 ω (rad/s) は偏心マスの角速度、 γ (rad) は初期位相角である。なお、遠心加振機の設置に当たっては、その偏心マスの回転中心が原点 O_g の鉛直線上に位置するように留意した。

上式の解は、一般的に、次式のように表現される。

$$y = y(t) = M y_0 \cos(\omega t - \gamma - \delta) \quad (6)$$

ここに

$$M = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2 \zeta_v \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (7)$$

$$\tan \delta = \frac{2 \zeta_v \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (8)$$

である。 $\omega_n = \sqrt{k_v/m}$ は固有円振動数、 $\zeta_v = c_v/\sqrt{m k_v}$ は鉛直方向の減衰比であり、 $y_0 = F_v/k_v$ と

して加振力 F_v が静的に地盤上に載荷されたときの履带式車両の鉛直変位である。また、 M は増幅係数であり、車両重心 G の変位振幅 $M y_0$ は円振動数の関数として与えられる。

過去の研究⁹⁾により、地盤の鉛直方向のばね定数 k_v は、転圧回数 $N = 4, 8$ および 12 についてそれぞれ $1.08, 3.14$ および $4.25 \times 10^4 \text{ N/cm}$ として与えられた。従って、地盤の固有振動数 $f_0 = 2\pi\omega_0$ は、転圧回数 $N = 4, 8$ および 12 についてそれぞれ $4.96, 8.46$ および 9.85 Hz と算定することができる。さらに、地盤の固有振動数の近傍では算定された共振曲線は最大値となり、転圧回数 $N = 4, 8$ および 12 について、その最大の振幅値はそれぞれ $1.95, 0.66$ および 0.47 cm 、位相遅れはそれぞれ $0.421\pi, 0.419\pi$ および $0.417\pi \text{ rad}$ と算定された⁹⁾。

次に、水平方向に作用する水平加振力 $F_H(t)$ によって発生する車両重心の振動特性は、水平振動およびロッキング振動の組み合わせからなる連成振動^{8), 9)}が発生する。これは2自由度系の振動であり、次式に示すように、車両重心 G の水平変位による水平振動方程式と車両重心まわりのロッキング振動方程式で表現することができる。

水平振動方程式

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c_H \frac{dx}{dt} + k_H x - h_s c_H - h_s k_H \theta = F \cos(\omega t - \gamma) \quad (9)$$

ロッキング振動方程式

$$J \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \left(\frac{1}{12} L^2 c_v + h_s^2 c_H \right) \frac{d\theta}{dt} + \left(\frac{1}{12} L^2 k_v + h_s k_H \right) \theta - h_s c_H \frac{dx}{dt} - h_s k_H x = F H \cos(\omega t - \gamma) \quad (10)$$

ここに、 x (cm) は原点 O_s から車両重心 G までの水平方向の移動距離であり、車両の進行方向を正としている。 θ (rad) は車両の回転中心まわりの回転角度、 $F_H(t)$ (kN) は式 (2) で与えられる水平加振力、 h_s (cm) は履帯接地部からの重心高さ、 H (cm) は偏心マスの回転中心より車両重心位置 G までの距離、 J (kNs^2cm) は車両重心 G まわりの慣性モーメント、 L (cm) は履帯の接地長、 c_H (kNs/cm) は地盤の水平方向の減衰係数、 k_H (kN/cm) は地盤の水平方向のばね定数である。

一般に、水平振動とロッキング振動との連成振動においては、2種類の共振モードが発生することが知られている¹⁰⁾。すなわち、低振動周波数で発生する一次モードでは、回転中心が車両重心より低い位

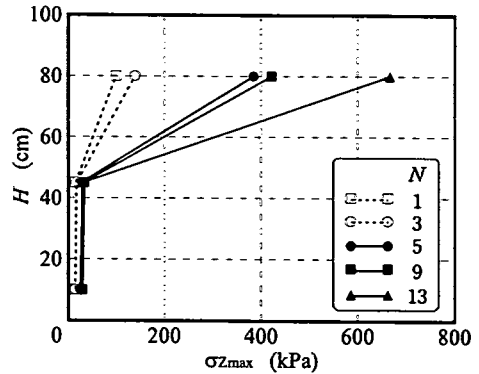


図-11 土槽底面からの高さ H と最大垂直応力 σ_{zmax} の関係 ($f=16.0 \text{ Hz}$)

置となっている。比較的高い振動周波数で発生する二次モードでは、回転と並進運動との関係は逆位相となり、すなわち車両重心が左側に運動しているとき車両は重心点 G を回転中心として時計まわりに回転しており、この場合重心点より高い位置に回転中心を有することとなる。

以上のように、遠心加振機による履带式車両の振動特性は、鉛直加振力によって発生する鉛直方向の振動と水平加振力によって発生する水平振動およびロッキング振動の組み合わせである連成振動との複雑な振動形態である。すでに前図-7でも述べたように、地表面および中間層での土の締固め乾燥密度が、低振動周波数 $f = 16.0 \text{ Hz}$ と比較的高い振動周波数 $f = 56.8 \text{ Hz}$ において増加していたのも、その原因がロッキング振動との連成振動によるものであると推察することができる。

(2) 深さ方向の地中応力伝播

図-11 は、一例として、振動周波数 $f = 16.0 \text{ Hz}$ において、土槽底面からの各高さ H において実測された水平面上の最大の垂直応力 σ_{zmax} と高さ H との関係を各転圧回数 N に対して示したものである。

無振動時、および各振動周波数 f (Hz) における振動時の地中を伝播する最大垂直応力 σ_{zmax} (kPa) は、重回帰分析の結果、それぞれ次式に示すように土槽底面からの高さ H (cm) と転圧回数 N (回) の指数関数係として得られた。

無振動転圧時

$$\sigma_{zmax} = 42.32 \left(\frac{H}{H_0} \right)^{5.285} N^{2.090} \quad (R = 0.980) \quad (11)$$

振動転圧時

$$f = 16.0 \text{ Hz}$$

$$\sigma_{z\max} = 68.99 \left(\frac{H}{H_0} \right)^{4.694} (N-3)^{0.968} \quad (R = 0.873) \quad (12)$$

$$f = 25.0 \text{ Hz}$$

$$\sigma_{z\max} = 45.27 \left(\frac{H}{H_0} \right)^{4.066} (N-3)^{0.815} \quad (R = 0.965) \quad (13)$$

$$f = 35.0 \text{ Hz}$$

$$\sigma_{z\max} = 72.95 \left(\frac{H}{H_0} \right)^{4.101} (N-3)^{0.534} \quad (R = 0.968) \quad (14)$$

$$f = 56.8 \text{ Hz}$$

$$\sigma_{z\max} = 4.182 \left(\frac{H}{H_0} \right)^{3.754} (N-3)^{1.853} \quad (R = 0.933) \quad (15)$$

ここに、 H_0 はまさ土の初期撒き出し厚さ 80 cm であり、 R は重相関係数である。

前図-11にその一例を示したように、それぞれ、 N が増加するとともに $\sigma_{z\max}$ は次第に増加しており、 H が増加し地表面に近づく程放物線的に大きな値を示している。なお、各深さにおける $\sigma_{z\max}$ は周波数 f の影響を顕著に受けているとは考えられない。

(3) 水平面上の垂直及びせん断応力分布

遠心加振機を搭載した履帯式車両の走行によって発生する3次元の全ての土中応力を計測するためにSSTを使用した。写真-1に示すSSTは、3個の土圧計を直角座標系であるX-Y-Z軸に垂直に配置してそれぞれの垂直土圧 σ_x 、 σ_y 、 σ_z を計測し、他の3個の土圧計をX-Y-Z軸との方向余弦がそれぞれ ± 0.5774 をなす非直角座標系である n_1 - n_2 - n_3 軸に垂直に配置してそれぞれの垂直土圧 σ_{n1} 、 σ_{n2} 、 σ_{n3} を計測することができる。SSTはそのXY平面を水平面にZ軸を鉛直上方にとり、XY軸の2等分線上を履帯式車両の走行方向と一致するように、その中心位置が土槽底面からの高さ $H = 10 \text{ cm}$ となるように埋設した。

水平面上の垂直応力 σ_z は直接計測され、せん断応力 τ_{zx} は、次式を用いて算定することができる。

$$\tau_{zx} = \frac{3}{4}(\sigma_{n1} + \sigma_{n3}) - \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad (16)$$

図-12は、一例として、振動周波数 $f = 16.0 \text{ Hz}$ 、転圧回数 $N = 9$ 回目における土槽底面からの高さ $H = 10 \text{ cm}$ の水平面における、垂直応力 σ_z とせん断応力 τ_{zx} の車両進行方向の分布を水平距離 X_H に

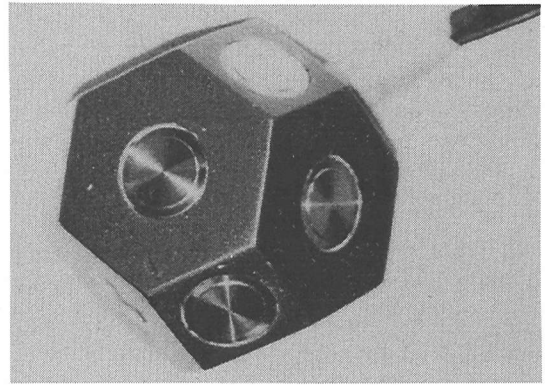


写真-1 SSTの全容

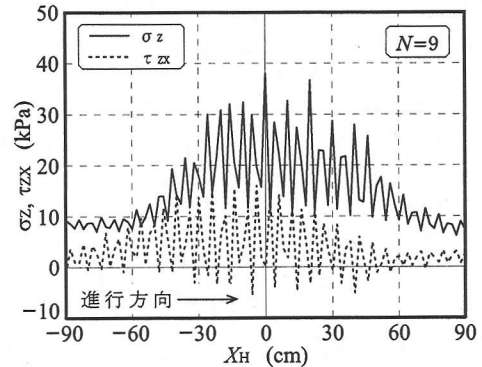


図-12 垂直応力 σ_z とせん断応力 τ_{zx} の分布図($H=10 \text{ cm}$ 、 $f=16.0 \text{ Hz}$)

対して示したものである。図より明らかに、垂直応力 σ_z とせん断応力 τ_{zx} はともに振動周期約1秒程度の大きな波状分布を呈しており、 $X_H = 0 \text{ cm}$ において σ_z は最大値38 kPa、 τ_{zx} は最大値17 kPaを示した。また、履帯式車両の重心位置を示す $X_H = 0 \text{ cm}$ を中心として分布するこれらの σ_z と τ_{zx} の分布範囲は、地中への応力伝播により履帯式車両の接地長以上に拡散していることが明らかである。さらに、この深層部においても波状に変動する交番せん断応力が繰り返し作用しており、村山・道広¹¹⁾が指摘しているように、土のダイレイタンスー効果が有効に作用したために、まさ土は撒きだし直後の弾塑性状態から締め固め完了後の弾性状態へと変態することが確認された。

(4) 深層部における主応力分布

最大主応力 σ_1 、中間主応力 σ_2 、最小主応力 σ_3 は、次式に示す3個の不偏量 J_1 、 J_2 、および J_3 から算定することができる⁴⁾。

$$J_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$= \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \quad (17)$$

$$J_2 = \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2$$

$$= \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1 \quad (18)$$

$$J_3 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2 \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx} - \sigma_x \tau_{yz}^2$$

$$- \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2$$

$$= \sigma_1 \sigma_2 \sigma_3 \quad (19)$$

図-13は、一例として、振動周波数 $f = 16.0$ Hz、転圧回数 $N = 9$ 回目について、深層部 $H = 10$ cm において発生する最大主応力 σ_1 、中間主応力 σ_2 、最小主応力 σ_3 の分布を水平距離 X_H に対して示したものである。図より明らかに、 $X_H = 0$ cm 近傍において最大主応力 σ_1 は最大値 40 kPa、中間主応力 σ_2 は 10 kPa を示し、最小主応力 σ_3 は最小値 -13 kPa を示した。なお、最小主応力 σ_3 が負値を示す部分では、履带式車両の通過に伴って、地中の土粒子の移動軌跡が楕円運動¹²⁾する際の除荷過程において、土が塑性流動し引張応力が発生したことによると考えられる。このように、履带式車両の通過によって地中のある1点に作用する3主応力の大きさおよびそれぞれの方向余弦が時間とともに変動し、主応力軸が回転することによる交番せん断応力の発生に伴うダイレイタンスー現象によって土の締固めが促進されるのである。

(5) 八面体垂直及びせん断応力分布

図-14は、一例として、振動周波数 $f = 16.0$ Hz、転圧回数 $N = 9$ 回目について、深層部の $H = 10$ cm において発生する八面体垂直応力 σ_{oct} および八面体せん断応力 τ_{oct} を水平距離 X_H に対して示したものである。図より明らかに、 σ_{oct} および τ_{oct} の波状分布形状は比較的なだらかな分布であり、履带式車両の接地中央部 $X_H = 0$ cm においてそれぞれ最大値 16 kPa、17 kPa を示している。また、一般に、 τ_{oct} の値は σ_{oct} の値より大きくなる場合が多く、せん断応力が顕著に作用しており、有効な締固め効果が期待できる。

地中に発生するせん断応力と垂直応力の比率が土の締固めに大きな影響を及ぼすことはよく知られている¹³⁾。ここでは、前式(16)より算定されるせん断応力 τ_{zx} と計測された垂直応力 σ_z の比率、および八面体せん断応力 τ_{oct} と八面体垂直応力 σ_{oct} の比率について考察する。

図-15は、一例として、振動周波数 $f = 16.0$ Hz、転圧回数 $N = 9$ 回目について、 $H = 10$ cm の深層部において発生するせん断応力と垂直応力の比率である τ_{zx}/σ_z および τ_{oct}/σ_{oct} を水平距離 X_H に対して示したものである。図より明らかに、 τ_{oct}/σ_{oct} の分

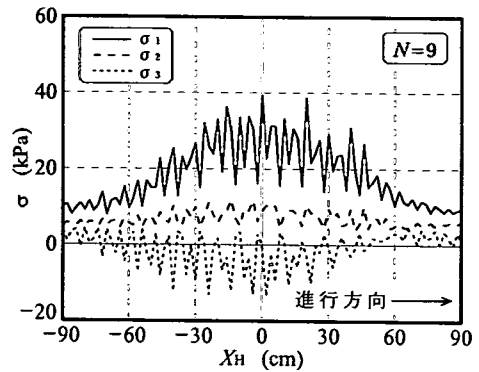


図-13 主応力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ の分布図 ($H=10$ cm, $f=16.0$ Hz)

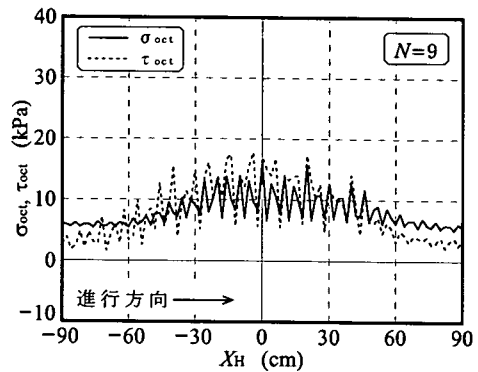


図-14 八面体垂直応力 σ_{oct} と八面体せん断応力 τ_{oct} の分布図 ($H=10$ cm, $f=16.0$ Hz)

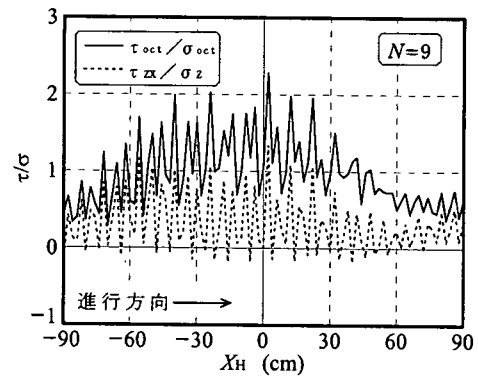


図-15 せん断応力/垂直応力比 τ_{zx}/σ_z と τ_{oct}/σ_{oct} の分布図 ($H=10$ cm, $f=16.0$ Hz)

布形状は周期約 1 秒の激しい波状分布を示し、 $X_H = 0$ cm 近傍においては、最大値 2.3 を有する釣り鐘状の分布をしている。一方、 τ_{zx}/σ_z の分布形態は、同様に、周期約 1 秒の激しい波状分布を示し、 τ_{zx}/σ_z の値は、振幅約 ± 0.5 、平均 0.5 となっている。

Bailey and Johnson¹⁴⁾は、土の初期乾燥密度 BD_i と締固め後乾燥密度 BD の比率の対数値は、八面体垂直応力 σ_{oct} (kPa)、および八面体せん断応力 τ_{oct} (kPa) と八面体垂直応力の比率である τ_{oct}/σ_{oct} の関数として与えられることを提言した。すなわち、本実験において使用したまき土に対しては、その三軸圧縮試験の結果より、初期乾燥密度 $BD_i = 1.18 \text{ g/cm}^3$ に対して、次式で表現することができる。

$$\ln BD = 0.1655 - \{(-0.2520 - 1.687 \times 10^{-4} \sigma_{oct}) \times (1 - e^{-0.0121 \sigma_{oct}}) - 0.1208(\tau_{oct}/\sigma_{oct})\} \quad (20)$$

前図-14, 15より、当該車両の通過によって、 σ_{oct} の平均値は 10.0 kPa、 τ_{oct}/σ_{oct} の平均値は 1.30 に達しており、上式より $BD = 1.42 \text{ g/cm}^3$ と算定することができ、前図-6に示す実測値とほぼ一致することが確認できた。

(6) 実機への適用

次に、モデル試験機において得られた結果の実機への適用について考える。同一の接地圧 p の下で、履帯長及び履帯幅の寸法比 R を 5 倍とすると履帯接地面積は 25 倍となり、車両総重量は 273 kN 及び最大加振力は 245 kN と算定される。すなわち、実機車両はゴム製履帯を装着したブルドーザで、その接地長は 4m55cm、接地幅は 1.00m である。車両総重量は 273 kN であるので、接地圧はモデル転圧機と同様 29.8 kPa となる。このブルドーザに可変速モータを取り付けた最大加振力 245 kN の遠心加振機を搭載しており、モデル転圧機の 25 倍の加振力を付与するものである。同一の撒き出し厚さ 80 cm に対する実機の地表面沈下量 S_p は、次式によってモデル試験機の沈下量 $S_m = 13.2 \text{ cm}$ に対して 20.5 cm と計算することができる。

$$p = k_m S_m^{n_m} = k_p S_p^{n_p} \text{ より} \\ S_p = (k_m/k_p)^{1/n_p} S_m^{n_m/n_p} \quad (21)$$

ここに、モデル試験機の沈下係数 $k_m = 5.69 \text{ N/cm}^{n_m+2}$ 、沈下指数 $n_m = 0.730$ および実機の沈下係数 $k_p = N^{-1.192} k_m = 0.835 \text{ N/cm}^{n_m+2}$ 、沈下指数 $n_p = N^{0.338} n_m = 1.258$ は、履板載荷試験における地盤-履帯系定数である。

モデル試験機および実機による平均転圧密度をそれぞれ ρ_{dm} 、 ρ_{dp} とすると、土槽単位幅当たりの重量は共に等しいので

$$\rho_{dm} D(80 - S_m) = \rho_{dp} D(80 - S_p) \\ \rho_{dp} = (80 - S_m)/(80 - S_p) \times \rho_{dm} \\ = 1.123 \rho_{dm} \quad (22)$$

となる。ここに、 D は走行距離である。従って、遠心加振機によるモデル試験機での最大乾燥密度の 1.566 g/cm^3 に対して実機での最大乾燥密度は 1.758 g/cm^3 となり、締固め度 90 % 以上を達成しており、この遠心加振型履帯式車両が効果的な転圧機械となりうると確信する。

5. 結論

自重約 10.9 kN のゴム製のたわみ性履帯式車両に最大加振力 9.8 kN の遠心加振機を搭載し、最適含水比に調整した厚層 80 cm のまき土地盤上で無振動転圧および振動周波数 16 ~ 57 Hz で振動転圧を行った場合の転圧効果について比較実験を行い、その実験結果について理論的考察を行った。得られた新しい知見を下記に列記する。

(1) 地表面沈下量は、無振動転圧においては転圧回数とともにある値に収束するが、振動転圧によってさらに急増し、その後転圧回数の増加とともに一定値に漸近する。最終沈下量は、地盤の固有振動数に近い振動周波数 16.0 Hz において 13.2 cm と最も大きく、振動周波数の増加とともに減少するが、振動周波数 56.8 Hz において 12.0 cm まで回復することが判明した。

(2) 深層部での乾燥密度は振動周波数の増加とともに低下しているが、地表面での乾燥密度および中間層での最大乾燥密度は、振動周波数 16.0 Hz において最も大きく、振動周波数の増加とともに一旦減少するが、遠心加振力による履帯式車両の水平およびロッキング振動との連成振動によって振動周波数 56.8 Hz において増加する現象が見られた。

(3) 深さ 70 cm の深層部における水平面上の垂直応力およびせん断応力分布はともに、履帯中央部でピーク値 38 kPa および 17 kPa を有する凸型分布となり、振動転圧時には振動周期約 1 秒の波状分布を呈している。また、最大主応力および最小主応力は履帯中央部でそれぞれ最大値 40 kPa と最小値 - 13 kPa を示している。履帯式車両の走行に伴って 3 主応力の大きさおよびそれぞれの方向余弦が変化し、主応力軸が回転することによる交番せん断応力の発生にともなうダイレイタンス現象によって土の締固めが促進されることが明らかとなった。

(4) 深さ 70 cm の深層部で発生する八面体垂直応

力および八面体せん断応力を SST によって計測した結果、当該車両の通過によって平均八面体垂直応力は 10.0 kPa、八面体せん断応力と八面体垂直応力の平均比率は 1.30 に達しており、締固め乾燥密度 1.42 g/cm^3 が確保されていることが Bailey らの提案式 (20) によって確認することができた。

(5) 遠心加振力の作用によって、地中に発生する最大せん断応力の作用方向は高速で回転する。そのため、土のせん断ひずみが地中のあらゆる方向に発生するので、土の締固めに大きく寄与すると考えられる。

参考文献

- 1) Shiming, Y. and Xiaopeng, X. : Stress analysis in soil acted with roller and influence to compaction effect, *Proc. of the 12th Int. Conf. of the International Society for Terrain Vehicle Systems*, Beijing, China, pp.180-187, Oct., 1996.
- 2) Muro, T., He, T. and Miyoshi, M. : Effects of a roller and a tracked vehicle on the compaction of a high lifted decomposed granite sandy soil, *Journal of Terramechanics*, Vol.35, No.4, pp.265-293, Oct., 1998.
- 3) 室達朗, 吉岡伸朗, 三好宗仁 : 高リフト厚のまさ土に対する遠心加振機を搭載したローラと履帯式車両の振動転圧効果, 土木学会論文集, No.588/VI-38, pp.139-150, 1998年3月.
- 4) Muro, T., Miyoshi, M. and Mitsubayashi, T. : Effect of a tracked vehicle mounting an oscillator on the vibro-compaction of a high lifted decomposed granite sandy soil, *SOILS AND FOUNDATIONS*, Vol.38, No.4, pp.129-144, Dec., 1998.
- 5) Muro, T., Kawahara, S. and Mitsubayashi, T. : Comparison between centrifugal and vertical vibro-compaction of high-lifted decomposed weathered granite sandy soil using a tracked vehicle, *Journal of Terramechanics*, Vol.38, No.1, pp.15-45, Jan., 2001.
- 6) Nichols, T.A., Bailey, A.C., Johnson, C.E. and Grisso, R.D. : A stress state transducer for soil, *Transactions of the ASCE*, Vol.30, No.5, pp.1237-1241, 1987.
- 7) Tateyama, K. and Fujiyama, T. : Evaluation of ground properties and its application to the automation adjustment system for vibrating conditions in vibratory soil compaction, *Proc. of the 13th Int. Sympo. on Automation and Robotics in Construction*, Tokyo, Japan, pp.645-652, June, 1996.
- 8) Richart, F.E. et al. 著, 岩崎敏男, 嶋津晃臣訳 : 土と基礎の振動, 鹿島出版会, pp.207-263, 1975年1月.
- 9) 小坪清真 : 土木振動学, 森北出版, pp.106-109, 1973年4月.
- 10) Fry, Z.B. : Development and evaluation of soil bearing capacity, *Foundations of Structures*, WES, Tech. Rep. No.3-632, Report No.1, July, 1963.
- 11) 村山朔郎, 道広一利 : AE からみた砂の粒子運動, 土木学会論文集, 第352号/III-2, pp.119-127, 1984年12月.
- 12) Yong, R.N. and Fattah, E.A. : Influence of contact characteristics on energy transfer and wheel performance on soft soil, *Proc. 5th Int. Conf., ISTVS*, Vol.2, Detroit, U.S.A., pp.291-310, 1975.
- 13) Bailey, A.C., Nichols, T.A. and Johnson, C.E. : Soil stress state determination under wheel loads, *Transactions of the ASCE*, Vol.31, No.5, pp.1309-1314, 1988.
- 14) Bailey, A.C. and Johnson, C.E. : A soil compaction model for cylindrical stress state, *Transactions of the ASCE*, Vol.32, No.3, pp.822-825, 1989.

(2001. 8. 3 受付)

EXPERIMENTAL CONSIDERATIONS IN THE EFFECT OF A VIBRO-TRACKED VEHICLE MOUNTED WITH A CENTRIFUGAL OSCILLATOR ON THICK-LIFT DECOMPOSED GRANITE COMPACTION

Tatsuro MURO, Dang Thai TRAN, Takahiro MITSUBAYASHI and Weimin ZHAO

The aim of this paper is to evaluate the effect of plane load of a tracked vehicle mounted with a centrifugal oscillator on the vibro-compaction of a thick-lift decomposed granite soil of depth of 80 cm. The vibro-compaction test was executed in a large soil bin using a small tracked vehicle of total weight of 10.9 kN, having a constant exciting force of 9.8 kN in the range of frequency of 16 to 57 Hz. As a result, it was observed that the amount of depression of ground surface and the dry density at deep stratum showed the maximum value respectively, at the frequency of 16.0 Hz. The value of the maximum dry density was confirmed by the triaxial relationship between volume and octahedral normal and shear stress ratio and the stress measurement using SST.