



Title	車輪式トラクタの3点ヒッチけん引に関する研究
Author(s)	寺尾, 日出男; TERA0, Hideo
Citation	北海道大学農学部邦文紀要, 10(4), 293-353
Issue Date	1977-09-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/11900
Type	departmental bulletin paper
File Information	10(4)_p293-353.pdf



車輪式トラクタの3点ヒッチけん引に関する研究

寺尾日出男

(北海道大学農学部農業工学科農業原動機学教室)

(昭和52年4月8日受理)

Studies on Three-Point Linkage Hitch of Agricultural Wheeled Tractor

Hideo TERAO

(Department of Agricultural Engineering, Faculty of Agriculture,
Hokkaido University, Sapporo, Japan)

(Received April 8, 1977)

目 次

緒 論	295	第 2 章 試作 3 点ヒッチけん引計	301
第 1 章 トラクタ 3 点ヒッチ	296	A 概 論	301
A 概 論	296	B けん引計測定装置の原理および構造	302
A-1 ヒッチの種類	296	B-1 測定原理	302
1-a ドローバヒッチ	296	B-2 計測素子	303
1-b トラクタヒッチ	296	2-a 設計指針	303
1-c ウェイトトランスファヒッチ	296	2-b 下部計測素子の強度	303
1-d 3 点ヒッチ	296	2-c 上部計測素子の強度	304
1-e クイックカプラ	297	B-3 測定回路	305
B 3 点ヒッチに作用する力の解析	297	3-a 平均演算の原理	305
B-1 油圧制御 3 点ヒッチ	298	3-b 加算回路例	306
1-a リンク作用力	298	3-c 供試加算回路	308
1-b TT , EL , LR について	298	C 計測素子の計力特性	308
1-c リンク傾斜角	298	C-1 試験方法	308
1-d 合成抵抗力の分力	299	C-2 試験結果	308
1-e 合成抵抗の大きさ・方向	299	2-a 直接荷重	308
1-f 合成抵抗力の作用位置	300	2-b 較正用治具	309
B-2 自由 3 点ヒッチ	300	2-c 玉 継 手	309
2-a リンク作用力	300	2-d 自動調心王軸受	310
2-b 合成抵抗力の余力	300	C-3 考 察	311
2-c 合成抵抗力の大きさ・方向	300	3-a ひずみ出力のばらつきについて	311
2-d 合成抵抗力の作用位置	300	3-b ひずみ出力の履歴現象について	311
C 3 点ヒッチけん引計	300	D けん引計の計力特性	311
C-1 サブフレーム型	301	E 要 約	313
C-2 リンク型	301	第 3 章 改良 3 点ヒッチけん引計	313
C-3 リンクピン型	301	A 概 論	313
		B 改良けん引計の較正	313
		B-1 較正装置	313

B-2 校正方法	314	A 概 論	331
2-a 計測素子のひずみ出力検定	314	B 実験方法	331
2-b 計測素子の感度調整	314	B-1 供試トラクタおよび作業機	331
2-c 並列荷重時の加算出力検定	314	B-2 は場調整法	331
2-d 一点荷重時の加算出力検定	314	B-3 実験の進め方	331
B-3 校正結果および考察	314	C 解析方法	332
3-a 計測素子のひずみ出力	314	C-1 耕深変動の検討方法	332
3-b 計測素子の感度調整	315	C-2 耕深変動曲線の作図	332
3-c 並列荷重時の加算出力	316	2-a トラクタの機体ピッチ角変動	333
3-d 一点荷重時の加算出力	316	2-b プラウのピッチ角変動	333
C 実用検討実験	317	2-c プラウのポイント	
C-1 供試は場の概要	317	およびヒールの軌跡	334
C-2 実験方法	317	D 結果と考察	335
2-a ころがり抵抗試験	317	D-1 リンク形状の要因について	335
2-b けん引負荷試験	317	1-a 全区間平均耕深変動	335
2-c 作業機けん引負荷試験	317	1-b 区間別平均耕深変動	335
C-3 実験結果と考察	317	D-2 速度要因について	336
3-a ころがり抵抗試験	317	2-a 全区間平均耕深変動	336
3-b けん引負荷試験	318	2-b 区間別平均耕深変動	337
3-c 作業機けん引負荷試験	319	E 要 約	337
D 要 約	320	第6章 油圧制御されたプラウのマスト高さ	
第4章 プラウのマスト高さ		けん引特性ならびに耕深変動	338
トラクタのけん引特性	320	A 概 論	338
A 概 論	320	B 油圧制御3点ヒッチの力学平衡理論	338
A-1 自由3点ヒッチの力学平衡理論	320	B-1 3点リンク力	338
1-a 仮想けん引点	320	B-2 仮想けん引点	340
1-b けん引角	321	B-3 けん引角	341
1-c 車輪荷重反力	321	B-4 後車輪荷重反力	341
B 実験方法	323	C 実験方法	342
B-1 供試トラクタおよび供試作業機	323	C-1 供試トラクタおよび作業機	342
B-2 供試は場	323	C-2 実験の組合わせ	342
B-3 実験の進め方	323	C-3 測定項目および測定機器	343
B-4 測定項目	324	D 結果と考察	343
C 実験結果と解析	324	D-1 マスト高さとけん引特性	343
C-1 比抵抗	324	D-2 マスト高さと耕深変動	344
C-2 3点リンク力	325	2-a 全区間平均耕深変動	344
C-3 すべり率	326	2-b 耕深の復元性について	345
C-4 仮想けん引点	326	2-c 耕深の追従性について	345
C-5 けん引角	327	E 要 約	346
C-6 車輪荷重反力	328	総 括	346
C-7 マスト高さとすべり率	329	I トラクタ3点ヒッチ用けん引力計	
C-8 マスト高さの限界値	330	(第2・3章の要旨)	347
D 要 約	330	II プラウのマスト高さとけん引特性	
第5章 プラウのマスト高さと耕深変動	331	(第4・6章の要旨)	347

III プラウのマスト高さと耕深変動 (第5・6章の要旨)	348
参考文献	348
Summary	351

緒 論

けん引作業が役畜から機械動力に移行しては四半世紀有余の歳月を経た我が国の農業において、トラクタの存在は不動の地位を占めており、今日この事実にもはや多言を必要としない。動力源が役畜からトラクタに移行する過程で、トラクタと作業機との装着様式の多様化がはかられ、かつて引網とけん引装具により画一的になされていた作業様式は耕牛・馬と共にその姿を消すに至った。そして春秋のは場では大型トラクタがその油圧制御3点ヒッチに懸架された直装式多連プラウを用いて、広大な面積をまたたく間に耕起している典型的な光景を目の当りにすることができる。ところで長い年月を費して内外の先進諸家により研究され、広く認知適用されてきた役畜のけん引理論とけん引様式は畜力用作業機と共に失われてしまったものなのであろうか。初期のトラクタは作業機の種類も少なく、そのほとんどが畜力用作業機の転用であり、そのけん引方式はトラクタ後部に配置されたけん引棒を用いる単純けん引様式が採られたため、作業機を合理的にけん引する上で役畜時代の考えとにかなり共通性が見出されていた。

第1次大戦後欧州において作業機をトラクタに装着するための3点ヒッチ方式が開発され、この方式の発達には油圧昇揚機構をも含めて、トラクタと作業機とを一体化することを可能ならしめた。けん引作業・運搬作業および作業機を制御するという目的に対し、トラクタの発達史上他に類をみない特徴を有しているこの方式は、欧州はもとより広く諸外国のトラクタに適用普及されるに至った。これに伴い、トラクタと作業機との互換性に対する規格化の努力がDIN・BS・SAE・JIS・ISO等でなされてはきたものの、これら規格は、リンクの構成については何れもリンクの取付位置・部材長・その回転領域等寸法の上下限の範囲を定めた程度であって、各種作業機の異なる使用状態に対して明確な根拠を与えるのに乏しく、経験的に定められた要素が大きいとされている。この3点ヒッチに関連した研究報告は数多く発表されているものの、著者はこれら文献を調べていく過程で、リンク構成に着目しての利用学的な見地に立脚し、かつ系統的に行なわれた報告が極めて稀であることに気が付き、意外な事実としてかかる研究に不可欠と思われるトラクタ

3点ヒッチ用けん引力計でさえも、個々の研究者による試みがみられたのみで、いまだにその完成されたものはないことも同時に知りえた。

かかる実情に鑑み、著者はトラクタ作業機の中でもその取扱いが比較的難事と目されている直装式プラウを被けん引対象機種として選び、合理的な3点ヒッチ機構の設計・製作ならびにその取扱い上トラクタのけん引性能向上に対し考慮すべき資料をうることを目的として、吉田教授の御指導のもとに昭和41年4月から本研究に着手した。

本研究はけん引抵抗の基本的な性質から出発して、合理的な車輪式トラクタの3点ヒッチけん引を究明するにあたり、まず第1段階においてヒッチに負荷される力の解析が急務と考えられたので、これに必要なとされるトラクタ3点ヒッチ用けん引力計を開発することから始められ、先進諸家により開発が試みられている諸例の検討結果から直装式作業機のけん引抵抗力を直接測定しうる測定装置の構想をまとめ、これについての基礎研究を実施し、実用化することを試みた。第2段階においてこれを供試し、既往の自由3点ヒッチの力学平衡理論における不満な点の指摘・修正を行なって、プラウマスト高さがトラクタのけん引性能向上に及ぼす諸効果に関する見解を述べ、更にこの見解が油圧制御3点ヒッチの場合について適応されうるものなのかという点に関し、上叙の理論の拡張・展開を試みる一方、その確認実験を行なった。これに基づき自由3点ヒッチおよび油圧制御3点ヒッチの如何を問わず、3点ヒッチけん引の力学におけるマスト高さの影響効果について普遍性のある結論を導き出すことを試み、かつこれに併行して上叙の見解を耕耘の運動学的な面から補足する意味で、トラクタプラウが起伏ある波状地を耕起する際にそのマスト高さが耕深変動に及ぼす影響についての検討・考察をも合せて行なわんとするものである。

この研究は更に継続・発展されるべき性質のものであり、ここに著者はトラクタおよび作業機メーカーが本研究を基礎として益々優れた性能ある農業機械を設計・製作し、本研究がその普及・発達に大いに寄与することを望むものである。また一方本研究によって農家がトラクタ3点ヒッチの正しい認識のもとにその取扱いに慣れ、営農に役立しめんことを期待して止まない。

本研究は昭和45年12月・第6章の実験を終えるまでの4年9カ月に亘って北海道大学農学部農業機械特別実験室内において実施されたものであり、多忙中にもかかわらず、本論文の校閲・指導の労を賜った現農業原動

機学講座主任松居勝広教授に対し衷心より感謝の意を表すると共に本研究着手以前から今日に至るまで終止適切な御指導・御鞭撻を賜った元農業原動機学講座主任吉田富穂教授・研究遂行上助言・協力をいただいた武田太一教授(現在弘前大学)、ひずみゲージの基礎および応用計測上の手ほどきを示された池内義則助教授、供試機としてプラウ3台の借与協力を頂いたスガノ農機株式会社故菅野良孝社長、この間実験に装置作製に協力していただいた松見高俊助手・近江谷和彦助手・畑正義技官・今野繁夫技官・若沢幸夫技官ならびに本稿の清書を引受けていただいた川原早苗事務官、以上の各位に心から御礼を申し上げる。また本論文に関係の深い諸研究を卒業論文のテーマとして選び、数多くの貴重な資料を残してしてくれた教室出身の卒業生各位に対しても感謝の意を表わす仕第であり、経費の一部は文部省科学研究費の補助(昭和41年度・昭和43年度・昭和45年度)によるものであることも併記して感謝を表する。

第1章 トラクタ3点ヒッチ

A 概 論

本研究を推進する上に必要不可欠であり、かつ試作が急務であると考えられたトラクタ3点ヒッチ用けん引力の開発に資するため、本章はまず3点ヒッチの位置付けを行なう意味でトラクタヒッチの種類を概観してその利用上の特徴を調べ、また3点リンクに作用する力の理論解析を行なって抵抗合力の性質を究明し、次に今日まで先進諸家により開発研究が試みられている直装式作業機用けん引抵抗測定装置の特徴を比較検討するものである。

本論文中度々けん引力・けん引抵抗力という術語が用いられるので、最初にこれら2者に対する著者の見解を述べる。このけん引力という術語が元来明確な定義のなされないまま用法的に今日まで使われている背景として、土壌面上の車輪によるけん引発生機構が必ずしも明確ではなく、現象的な量としてのみ取扱われていることに起因していると考えられる¹⁾。ニュートン力学の第3法則からこのけん引力とけん引抵抗力との関係は作用力と反作用力との関係にある。しかしトラクタの発達史を顧みると、スチームプラウ時代²⁾のトラクタはプラウをけん引するという作業法を採らなかつたので、けん引力という概念はこの間存在しなかつたと考えられる。力の概念は運動のエネルギーからも定義され求められる量であるから、作業法が今様になり始めて上叙の関係はあてはまることになる。したがってけん引力即ちけん引

抵抗力であり、その方向はトラクタの重心が移動する座標軸に平行なものと定義して以下稿を進めた。

A-1 ヒッチの種類

実際に数多くのヒッチ方式が常用されている現在、これを大別分類することは容易ではないが、なぜこのように多種多様なヒッチ方式が常用され今日に至っているかという背景としては、農作業機械・機具の多様性と特殊用途により個別に開発され、長年月にわたり使用されてきたことが想定される。あえてここに熟知され常用されているトラクタヒッチ方式を分類してみると次の5種類に大別される。

1-a ドローバーヒッチ

これはトラクタと作業機とが1点で連結された最も古くから用いられ、よく知られたヒッチ方法であり、リンケージ・ドローバーといわれるヒッチ方式もこれに含まれる。この方式はトラクタ前車輪負担荷重の減少を伴うので自づとヒッチ点における垂直荷重値に限界があり、それ以内で使用されるよう考えられている。

1-b トラクタヒッチ

この方式は別名オートヒッチとも呼ばれ、ヒッチ点荷重が極めて大きな1軸2輪トレーラ・マニアスプレッダーの如き作業機を使用する場合、1-aの方式は上記の理由から不適当なため、これに代るものとして登場した。ヒッチ点はトラクタ後車輪背後に位置し、後述の3点ヒッチに油圧装置が採用されてこの方式が確立されるに至った。この方式を用いるとフック(hook)やけん引環(towing ring)の過度な磨耗を回避でき、水平折交角(horizontal clearance angle)を減少しうる利点がある反面、PTO軸駆動作業機の使用にあっては1-aに比べ、施回・回向時においてPTO軸の偏角が増大するという欠点は免がれない。この対策は広角ジョイントの助力を必要とする。

1-c ウェイトトランスファーヒッチ

重量転移効果は1-a・1-bの方式でも利用されているが、更にヒッチ点荷重の変動に着目してこれを積極的に利用しようとの意図から、工夫・考案されたヒッチ方式である。本方式の使用にあたってはトレーラ側のけん引棒(trailertongue)が十分な曲げ強度を有していない場合の折損の危険性およびトラクタにカウンターウエイトを装備するという2点の配慮を必要とする。

1-d 3点ヒッチ

この方式が農用トラクタに適用されたのは第1次大戦直後Ford・Ferguson2社の功績による。油圧昇揚機構をも含めてこの方式の発達は、トラクタと作業機を一体

化することを可能にしたという点で最近のトラクタの発達の中でも恐らく最も重要でかつ優れた特徴を有している。しかし一方関節作用 (articulation) は極端に制約されるので、運動の自由度を大きく必要とする半直装式作業機およびけん引式作業機にとって必ずしも有利とはいえない。特に大型トラクタとその作業機の連結作業は下部リンクヒッチポイントを合わせることに手間を要するため、下部リンクの先端が伸縮しうる構造をもつ機種もある。

1-e クイックカブラ

本方式は1-dの利用上の要求から開発されたものであり、本方式の採用によってオペレータは運転席に座したままの姿勢で楽に危険を伴うことなくトラクタと作業機との連結作業を完遂しうる。現在みられる多くのこの方式は、作業機と3点ヒッチとの間に介在して用いられるアダプターとして発展してきたものであり、元来は1-dに替るものとみなされている。

以上現用されているトラクタヒッチを1-a~eの5種類に大別してみたが、文献³⁾によれば現在開発過程にあるヒッチ方式で1-fとして将来記されるべき Universal tractor hitch という新しい方式が英国の大学で生れつつある。

B 3点ヒッチに作用する力の解析

トラクタと作業機が3点ヒッチで連結されているので、作業機への負荷抵抗抗力に伴って生じるトラクタへの作用力は各リンクを介して伝達される。それゆえ各リンクの軸力・方向・位置を知れば合成抵抗抗力の大きさ・方向・作用位置が求められる。いま Fig. 1-1, 1-2 において左右後車輪の中央部に座標の原点を選び、水平後方に x 、進行右方に y 、垂直上方に z の直交軸をとるトラクタ後車軸に固定された右手系の座標とし、添字 1, 2, 3 は各 x, y, z 軸に対応するものとする。またリンクの回転角 φ は反時計方向を正、リンクモーメント M は時計方向の回転力を正とする。

図中の各部名称を次のように定める。

- T: 上部リンク
- L: 左下部リンク
- R: 右下部リンク
- TP: 上部リンクポイント
- TT: 上部ヒッチポイント
- AL: 左下部リンクポイント
- EL: 左下部ヒッチポイント
- AR: 右下部リンクポイント
- ER: 右下部ヒッチポイント
- SL: トラクタ側左部チェックチェーン

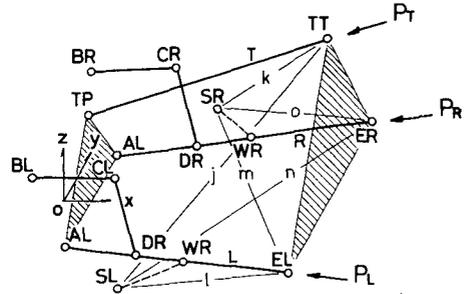


Fig. 1-1. External forces loaded on three point linkage

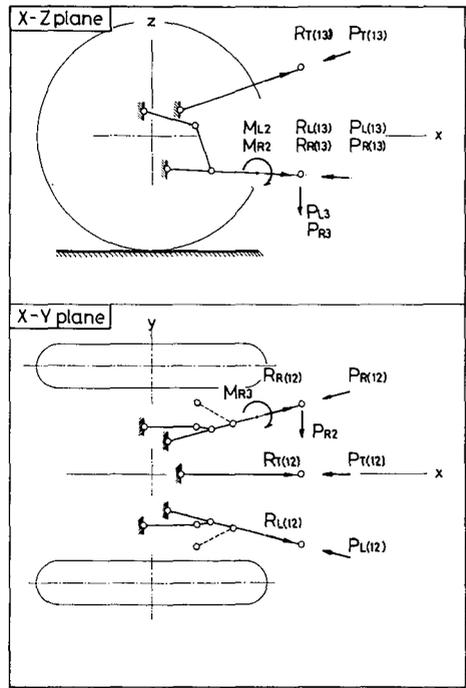


Fig. 1-2. External, internal forces and bending moments projected on biaxial plane

- SR: トラクタ側右部チェックチェーン
- BCL: 左リフトアーム
- BCR: 右リフトアーム
- CDL: 左リフティングロッド
- CDR: 右リフティングロッド
- SWL: 左チェックチェーン
- SWR: 右チェックチェーン
- X: $y-z$ 平面からの変位
- Y: $z-x$ 平面からの変位
- Z: $x-y$ 平面からの変位

各リンク端には玉継手 (ball joint) が使用されたいわゆる回転端であるから軸力およびこれに直角方向の作用力である接線力が受授されるだけで曲げモーメントは存在しない。 L, R は CDL, CDR と連結されていて BCL, BCR の作用で昇降運動を行ない、 $x-y$ 平面での側方力に対しては SWL, SWR により拘束される。

B-1 油圧制御3点ヒッチ

まず初めに3点ヒッチが油圧機構により制御されている場合の取扱いを行なう。すなわち L, R が BCL, BCR, CDL, CDR により拘束されている状態を考える。

1-a リンク作用力

プラウ耕作中トラクタ3点ヒッチの各リンクには次のような力を受けるものと想定する。

P_T : T 軸方向に負荷されるリンク作用力

P_L : L 軸方向に負荷されるリンク作用力

P_R : P 軸方向に負荷されるリンク作用力

P_{L_3} : EL において Z 軸に平行かつ下向きに作用する力。従ってこの力はまた CDL の保持力に逆って L を押下げようとして働くから、 L に曲げモーメント M_{L_2} を誘起させる。

P_{R_3} : この力は ER に作用し、 P_{L_3} と同様にして R に曲げモーメント M_{R_2} を誘起させる。

P_{R_2} : R は SWR が引張りを受けている状態では $x-y$ 平面内で曲げモーメント M_{R_2} の作用を受ける。これにより ER においては SWR の作用に逆って y 軸と平行なこの力が生じる。

作業時の合成抵抗力を P とすれば P は上述した6個の力の合力となる。リンクに生ずる力量は P_T, P_L, P_R の反作用力である R_L, R_R と $P_{L_3}, P_{R_3}, P_{R_2}$ により誘起される曲げモーメント $M_{L_2}, M_{R_2}, M_{R_3}$ であるから、これらに基づいて上述した6個の力を最初に誘導することを試みる。

1-b TT, EL, LR について

ところで、各リンク傾斜角を定める上に必要な自由端 TT, EL, LR の位置を求めるため、各部の長さおよび距離を次のように定める。

$a = \overline{TP \cdot TT}$ (上部リンクの長さ)

$b = \overline{AL \cdot EL}$ (左下部リンクの長さ)

$c = \overline{AR \cdot ER}$ (右下部リンクの長さ)

d : M_{L_2} を誘起する腕の長さ

e : M_{R_2} を誘起する腕の長さ

f : M_{R_3} を誘起する腕の長さ

$j = \overline{SL \cdot TT}$ (実作業状態における $SL \sim TT$ 間の距離)

$k = \overline{SR \cdot TT}$ (// $SR \sim TT$ //)

$l = \overline{SL \cdot EL}$ (// $SL \sim EL$ //)

$m = \overline{SR \cdot EL}$ (// $SR \sim EL$ //)

$n = \overline{SL \cdot ER}$ (実作業状態における $SL \sim ER$ 間の距離)

$o = \overline{SR \cdot ER}$ (// $SR \sim ER$ //)

1) TT について

座標軸上の定点 TR, SL, SR を利用することにより、(1-1)~(1-3) 式から TT の座標位置の決定がなされる。

$$a^2 = \sum_{i=1}^3 (TT_i - TP_i)^2 \quad (1-1)$$

$$j^2 = \sum_{i=1}^3 (TT_i - SL_i)^2 \quad (1-2)$$

$$k^2 = \sum_{i=1}^3 (TT_i - SR_i)^2 \quad (1-3)$$

2) EL について

同じく座標軸上の定点 AL, SL, SR を使用することにより (1-4)~(1-6) 式から EL の座標位置の決定がなされる。

$$b^2 = \sum_{i=1}^3 (EL_i - AL_i)^2 \quad (1-4)$$

$$l^2 = \sum_{i=1}^3 (EL_i - SL_i)^2 \quad (1-5)$$

$$m^2 = \sum_{i=1}^3 (EL_i - SR_i)^2 \quad (1-6)$$

3) ER について

同じく座標軸上の定点 AR, SL, SR を利用することにより (1-7)~(1-9) 式から ER の座標位置の決定がなされる。

$$c^2 = \sum_{i=1}^3 (ER_i - AR_i)^2 \quad (1-7)$$

$$n^2 = \sum_{i=1}^3 (ER_i - SL_i)^2 \quad (1-8)$$

$$o^2 = \sum_{i=1}^3 (ER_i - SR_i)^2 \quad (1-9)$$

1-c リンクの傾斜角

(1-1)~(1-9) 式から TT, EL, ER の座標位置が定められたので、これらを用いてリンクの傾斜角 φ を求める。投影角を次のように定める。

$\varphi'_{T(12)}$: T の $x-z$ 平面への正投影と x 軸との交角

$\varphi'_{T(13)}$: T の $x-y$ 平面への正投影と x 軸との交角

$\varphi'_{L(12)}$: L の $x-z$ 平面への正投影と x 軸との交角

$\varphi'_{L(13)}$: L の $x-y$ 平面への正投影と x 軸との交角

$\varphi'_{R(12)}$: R の $x-z$ 平面への正投影と x 軸との交角

$\varphi'_{R(13)}$: R の $x-y$ 平面への正投影と x 軸との交角

座標系のリンク角の正投影は (1-10)~(1-15) 式により定められる。

$$\tan \varphi'_{T(12)} = \frac{TT_3 - TD_3}{TT_1 - TP_1} \quad (1-10)$$

$$\tan \varphi'_{T(13)} = \frac{TT_2 - TP_2}{TT_1 - TP_1} \quad (1-11)$$

$$\tan \varphi'_{L(12)} = \frac{EL_3 - AL_3}{EL_1 - AL_1} \quad (1-12)$$

$$\tan \varphi'_{L(13)} = \frac{EL_2 - AL_2}{EL_1 - AL_1} \quad (1-13)$$

$$\tan \varphi'_{R(12)} = \frac{ER_3 - AR_3}{ER_1 - AR_1} \quad (1-14)$$

$$\tan \varphi'_{R(13)} = \frac{ER_2 - AR_2}{ER_1 - AR_1} \quad (1-15)$$

ここで更に各リンクの実角を求める。実角を次のように定める。

$\varphi_{T(12)}$: T の $x-y$ 平面に対する実角

$\varphi_{T(13)}$: T の $x-z$ 平面に対する実角

$\varphi_{L(12)}$: L の $x-y$ 平面に対する実角

$\varphi_{L(13)}$: L の $x-z$ 平面に対する実角

$\varphi_{R(12)}$: R の $x-y$ 平面に対する実角

$\varphi_{R(13)}$: R の $x-z$ 平面に対する実角

$$\tan \varphi_{T(12)} = \tan \varphi'_{T(12)} \cdot \cos \varphi'_{T(13)} \quad (1-16)$$

$$\tan \varphi_{T(13)} = \tan \varphi'_{T(13)} \cdot \cos \varphi'_{T(12)} \quad (1-17)$$

$$\tan \varphi_{L(12)} = \tan \varphi'_{L(12)} \cdot \cos \varphi'_{L(13)} \quad (1-18)$$

$$\tan \varphi_{L(13)} = \tan \varphi'_{L(13)} \cdot \cos \varphi'_{L(12)} \quad (1-19)$$

$$\tan \varphi_{R(12)} = \tan \varphi'_{R(12)} \cdot \cos \varphi'_{R(13)} \quad (1-20)$$

$$\tan \varphi_{R(13)} = \tan \varphi'_{R(13)} \cdot \cos \varphi'_{R(12)} \quad (1-21)$$

1-d 合成抵抗力の分力

合成抵抗力 P の分力は (1-16)~(1-21) 式で求められた実角をもとにして各リンクの軸力 R_T, R_L, R_R および曲げモーメント $M_{L_2}, M_{R_2}, M_{R_3}$ から下記のように定められる。上部リンク T において

$$P_T = R_T \quad (1-22)$$

左下部リンク EL において P_{L_3} は $x-z$ 平面のみに作用するので

$$P_{L_3} = \frac{M_{L_2}}{d \cdot \cos \varphi_{L(12)}} \quad (1-23)$$

$$\therefore P_L = R_L + P_{L_3} \cdot \sin \varphi_{L(12)} \quad (1-24)$$

右下部リンク ER において P_{R_3} は同じく $x-z$ 平面のみに作用するので

$$P_{R_3} = \frac{M_{R_2}}{e \cdot \cos \varphi_{R(12)}} \quad (1-25)$$

また ER において P_{R_2} は $x-y$ 平面のみに作用するので

$$P_{R_2} = \frac{M_{R_3}}{f \cdot \cos \varphi_{R(13)}} \quad (1-26)$$

$$\therefore P_R = R_R + P_{R_2} \cdot \sin \varphi_{R(12)} + P_{R_3} \cdot \sin \varphi_{R(13)} \quad (1-27)$$

以上 (1-22)~(1-27) 式から P の分力 P_T, P_L, P_R が決められた。また P を求めるためこれら3者の $x-y, x-z$ 平面上における正投影ベクトルを $P_{T(12)}, P_{T(13)}, P_{L(12)}, P_{L(13)}, P_{R(12)}, P_{R(13)}$ とすれば、これらは次式 (1-28)~(1-33) 式から決定される。

$$P_{T(12)} = P_T \cdot \cos \varphi_{T(12)} \quad (1-28)$$

$$P_{T(13)} = P_T \cdot \cos \varphi_{T(13)} \quad (1-29)$$

$$P_{L(12)} = P_L \cdot \cos \varphi_{L(12)} \quad (1-30)$$

$$P_{L(13)} = P_L \cdot \cos \varphi_{L(13)} \quad (1-31)$$

$$P_{R(12)} = P_R \cdot \cos \varphi_{R(12)} \quad (1-32)$$

$$P_{R(13)} = P_R \cdot \cos \varphi_{R(13)} \quad (1-33)$$

1-e 合成抵抗力の大きさと方向

P の3軸方向の各成分力をけん引抵抗力 P_x , 側方力 P_y , 垂直力 P_z と定めれば、 P_x, P_y, P_z は次の (1-34)~(1-36) 式にて決定される。

$$P_x = P_{T(12)} \cdot \cos \varphi'_{T(12)} + P_{L(12)} \cdot \cos \varphi'_{L(12)} + P_{R(12)} \cdot \cos \varphi'_{R(12)} \quad (1-34)$$

$$P_y = P_{T(13)} \cdot \sin \varphi'_{T(13)} + P_{L(13)} \cdot \sin \varphi'_{L(13)} + P_{R(13)} \cdot \sin \varphi'_{R(13)} + P_{R_2} \quad (1-35)$$

$$P_z = P_{T(12)} \cdot \sin \varphi'_{T(12)} + P_{L(12)} \cdot \sin \varphi'_{L(12)} + P_{R(12)} \cdot \sin \varphi'_{L(12)} + R_{L_3} + R_{R_3} \quad (1-36)$$

また P の $x-y, x-z$ 平面上における正投影ベクトル P_{xy}, P_{xz} は次のように各角度を

$\varphi_{P(12)}$: P の $x-z$ 平面に対する正投影ベクトルと x 軸との交角

$\varphi_{P(13)}$: P の $x-y$ 平面に対する正投影ベクトルと x 軸との交角

$\varphi_{P(12)}$: P の $x-y$ 平面に対する実角

$\varphi_{P(13)}$: P の $x-z$ 平面に対する実角

定義することにより (1-37)~(1-40) 式でもって決定される。

$$P_{xz} = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} \quad (1-37)$$

$$P_{xy} = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} \quad (1-38)$$

$$\tan \varphi'_{P(12)} = \frac{P_z}{P_y} \quad (1-39)$$

$$\tan \varphi'_{P(13)} = \frac{P_y}{P_x} \quad (1-40)$$

したがってトラクタと作業機間の全合成抵抗力、即ち P の大きさは (1-41) 式にて定められる。

$$P = \sqrt{P_{xz}^2 + P_{xy}^2 + P_z^2} \quad (1-41)$$

このとき合成抵抗力 P の方向は (1-42)・(1-43) 式となる。

$$\tan \varphi_{P(12)} = \tan \varphi'_{P(12)} \cdot \cos \varphi'_{P(13)} \quad (1-42)$$

$$\tan \varphi_{P(13)} = \tan \varphi'_{P(13)} \cdot \cos \varphi'_{P(12)} \quad (1-43)$$

1-f 合成抵抗力の作用位置

$x-z$ 平面で x 軸と平行な力によって原点 O に作用するモーメントの総和 $\sum M_{x(13)}$ は次のようになる。

$$\begin{aligned} \sum M_{x(13)} = & TT_3 \cdot P_{T(12)} \cdot \cos \varphi'_{T(12)} \\ & + EL_3 \cdot P_{L(12)} \cdot \cos \varphi'_{L(12)} \\ & + ER_3 \cdot P_{R(13)} \cdot \cos \varphi'_{R(12)} \end{aligned} \quad (1-44)$$

同様に $x-x$ 平面で z 軸と平行な力によって原点 O に作用するモーメントの総和 $\sum M_{z(13)}$ は、次のようになる。

$$\begin{aligned} \sum M_{z(13)} = & TT_1 \cdot P_{T(12)} \cdot \sin \varphi_{T(12)} \\ & + EL_1 \cdot P_{L(12)} \cdot \sin \varphi'_{L(12)} + ER_1 \cdot P_{R(12)} \\ & \cdot \sin \varphi'_{R(12)} + EL_1 \cdot P_{L_3} + ER_1 \cdot P_{R_3} \end{aligned} \quad (1-45)$$

また $x-y$ 平面で x 軸と平行な力によって原点 O に作用するモーメントの総和 $\sum M_{x(12)}$ は

$$\begin{aligned} \sum M_{x(12)} = & TT_2 \cdot P_{T(13)} \cdot \cos \varphi'_{T(13)} \\ & + EL_2 \cdot P_{L(13)} \cdot \cos \varphi'_{L(13)} \\ & + ER_2 \cdot P_{R(13)} \cdot \cos \varphi'_{R(13)} \end{aligned} \quad (1-46)$$

同様に $x-y$ 平面で y 軸と平行な力によって原点 O に作用するモーメントの総和 $\sum M_{y(12)}$ は

$$\begin{aligned} \sum M_{y(12)} = & TT_1 \cdot P_{T(13)} \cdot \sin \varphi'_{T(13)} \\ & + EL_1 \cdot P_{L(13)} \cdot \sin \varphi'_{L(13)} \\ & + ER_1 \cdot P_{R(13)} \cdot \sin \varphi'_{R(13)} + ER_1 \cdot P_{R_2} \end{aligned} \quad (1-47)$$

したがって合成抵抗力 P の作用点座標 (X_P, Y_P, Z_P) は次式 (1-48)~(1-50) 式から決定される。

$$X_P = \frac{\sum M_{x(13)} + \sum M_{z(13)}}{P_z} \quad (1-48)$$

$$Y_P = \frac{\sum M_{x(12)} + \sum M_{y(12)}}{P_x} \quad (1-49)$$

$$Z_P = \frac{\sum M_{x(13)} + \sum M_{z(13)}}{P_x} \quad (1-50)$$

かくして合成抵抗力 P は (1-41) 式、方向は (1-42)・(1-43) 式、作用位置は (1-48)~(1-50) 式によって決定される。

B-2 自由3点ヒッチ

次に3点ヒッチが油圧機構により制御されていない、いわゆる自由浮動状態での取扱いを行なう。

2-a リンク作用力

油圧制御3点ヒッチを自由浮動に置換するとB, 1-aで仮定された諸作用力は油圧シリンダ内の作動油が解放状態となり、各 CLD , CDR が L , R をもはや拘束しなく

なるので、下記に示された力量のみを考えればよいことになる。

P_T : T 軸方向に負荷されるリンク作用力

P_L : L 軸方向に負荷されるリンク作用力

P_R : R 軸方向に負荷されるリンク作用力

P_{L_3} : $M_{L_2} = 0$

P_{R_3} : $M_{R_2} = 0$

P_{R_2} : $M_{R_3} = 0$

2-b 合成抵抗力の分力

合成抵抗力 P の分力は (1-6)~(1-21) 式より求められた実角に基づいて各リンクの軸(内)力 R_T , R_L , R_R から次のように定められる。

$$P_T = P_R \quad (1-51)$$

$$P_L = R_L \quad (1-52)$$

$$P_R = R_R \quad (1-53)$$

2-c 合成抵抗力の大きさと同方向

P の3軸方向の各成分力 P_x , P_y , P_z は (1-51)~(1-52) 式を考慮して、(1-34)~(1-36) 式を使用することができ。したがってトラクタと作業機間の全合成抵抗力 P の大きさは (1-44) 式から、またその方向は (1-42), (1-43) 式から決定される。

2-d 合成抵抗の作用位置

P の作用点座標 (X_P, Y_P, Z_P) は上記と同じく (1-51)~(1-53) 式を勘案すれば (1-48)~(1-50) 式から求めることができる。

以上を要すると、3点リンクヒッチが自由浮動状態で使用された場合のリンク作用力の解析は (1-51)~(1-53) 式を用いれば、油圧制御3点ヒッチにおけるリンク作用力の解析に用いられた (1-1)~(1-49) を適用しうることが明らかにされた。換言すれば自由3点ヒッチの力学は油圧制御3点ヒッチの力学における特殊な場合と考えることができる。

C 3点ヒッチ用けん引力計

トラクタ3点ヒッチ用けん引力計の開発は、1953年 I. C. ROGERS and G. M. JOHNSTON (英国) 等により油圧シリンダーを3点リンクに取付け、圧力ゲージの指示値を16mm撮影機によりその記録を試みたのが最初とされている⁴⁾。にもかかわらずこの分野における開発研究の着手が後述するようにごく最近であるのは、計測装置の試作およびその性能にかなり困難な問題を伴っていることが想定される。

現在まで種々試みられた諸家の研究成果を整理すると、開発途上にあるトラクタ3点ヒッチ用けん引力計は、

その力量変換部の機構上からみてサブフレーム型 (Subframe type)・リンク型 (Link type)・リンクピン型 (Link pin type) の3種に大別される^{5,6)}。

C-1 サブフレーム型 (Subframe type)

この型には更に次の3種類が考案されている。

(1) M. NESTROVIZ (1960年, ユーゴスラビア)・H. SKALWEIT (1961年, 西ドイツ) 等による研究で, トラクタ側リンク取付部をトラクタ本体から分離させ, リンク取付部に新たなフレームを組み作用力をトラクタ下腹部中央に集中させ, ここでけん引力を測定しようとするものであり, 著者はこれをトラクタ側リンク取付部改造型と名付けた^{7,8)}。

(2) D. C. SCHOLTZ (1966年, 南アフリカ) はトラクタと作業機間にクィックカプラに似た一種の計測用枠を配置して, これによりけん引力の測定を行なわんとした。著者はこれをトラクタと作業機との中間媒介型と名付けた⁹⁾。

(3) 作業機の特定箇所を改造し, 作業機側でけん引力を測定しようとする試みで, R. LAL (1959年, 英国) はプラウの上部ヒッチポイントおよびクロスシャフトを改造し, 力量変換器として利用している。これを作業機側改造型と名付ける¹⁰⁾。

これらけん引力計に共通して指摘しえる欠陥は, 力量変換部の構造が大がかりでかつ重いことが挙げられる反面, トラクタと作業機間の交換性は比較的よいと考えられる。(1)はけん引力を1点に集中させ測定内容の単純化を計ってはいるものの, このことは同時に作用力伝達部における摩擦力の影響をかなり受けるものと思われる。また, (2)は配置された計測用枠のため3点リンクの運動範囲が制限されるので, 作業機の種類は制限されるものの, ポジションコントロールや, ドラフトコントロール機能が支障なく用いられるという利点があるとされている。

C-2 リンク型 (Link type)

リンク型とはトラクタの3点リンクを使用するもので, この型式は改造箇所が最も少なく済み, かつトラクタと作業機との交換性に富んでいる。しかし作用力の水平分力であるけん引力を測定する場合, 3次元空間における各リンクの姿勢を決定しなければならず, その為の角度または変位計測の技術的困難さがあることおよびリンクに曲げや振れが作用する場合, これらの影響を極力除去させるよう配慮する必要のあること等が本型式の欠点とされている。

上述の事情からこの型式はけん引力測定装置としてよ

りも合成抵抗力解析の一手段として研究されてきたと考えられる。S. ORLOWSKI and D. WOLF (1963年, イスラエル) 等はこの方式を用いれば理論上正確にけん引力のみならず垂直力・側方力・トラクタへの合成抵抗力の大きさ・方向・位置なども決定しうるが, 実際の計測時におけるS/N比を考え合わせると, 実用的なけん引力計として供するには至難であることを指摘している¹¹⁾。

C-3 リンクピン型 (Link pin type)

R. THIEL (1958年, 西ドイツ) は改造リンクピンの特定方向にひずみゲージを貼付した力量変換器の開発研究を行っている。作業機のけん引抵抗によるトラクタへのけん引負荷はこの片持梁のリンクピンにより曲げモーメントとして検出され, けん引力は作用力の一つとして測定されるものである。この型式も改造箇所は少なく作業機の交換性はよい。またひずみゲージの性質上リンクが傾斜した状態での作用力の働きに対してもけん引力である水平分力を検出し, 垂直分力や側方分力に対してこれらの影響を極力回避しうる利点がある。本型式の研究はその後A. R. REECE (1961年, 英国), D. C. SCHOLTZ (1964年, 英国) により進められているが, 現在問題点とされている玉継手の摩擦力が相当大きいので, これはけん引力を測定する時の測定誤差となって影響を与えたとされている。その摩擦力による誤差の問題が解決さえすれば, リンクピン型は直装式けん引力計として実用に富むものと想定される^{12,13)}。

第2章 試作3点ヒッチけん引力計

A 概論

第1章に既述した如くサブフレーム型, リンク型, リンクピン型はそれぞれの特徴を持っているが, 単純にけん引力のみを測定するけん引力計を開発する場合にトラクタの要改造箇所が少なく, 小型にしてしかも各種作業機に汎用することができ, 作業時にリンクが傾斜して作動している場合でも, けん引力を検出しようとすると測定要素が少なく直続可能であるという条件を備えていることが望ましい。このような見地から本章においては, リンクピン型けん引力計を選んで下記の諸点について基礎研究を実施した。

(1) 荷重の変動を片持梁構造の改造リンクピンで曲げモーメントを受けた場合, 貼付ひずみゲージが荷重に比例したひずみ量を検出しうるか。

(2) 傾斜荷重においてけん引力である水平分力をどの程度の精度・正確度で検出しうるかという点, すなわちひずみゲージ直角方向感度の影響について

(3) リンクピンとリンク間に介在する非線形力すなわち摩擦力を軽減する方法について

(4) (3)に関連した事項として曲げモーメントの腕の長さに関係する計測素子(改造リンクピン力量変換器のこと)の荷重着力点移動に関する対策について

(5) 上部, 左・右下部3個の計測素子のひずみ出力感度を等しくする方法について

(6) 3個の計測素子出力の電氣的加算方法について

B けん引力測定装置の原理および構造

B-1 測定原理

3点リンクのトラクタ側取付点を片持梁構造に改造して, 引張りまたは圧縮荷重をリンクに加えると, これら片持梁(以下リンクピンと言う)に曲げひずみが生ずる。このリンクピンの特定面にひずみゲージを貼付して電橋回路を組込めば, ひずみに比例した電橋回路出力がえられ, 各リンクに加わるけん引抵抗としての水平分力を測定することができる。リンクピンに貼付された4枚のひずみゲージの貼付位置と, これにより構成される電橋回

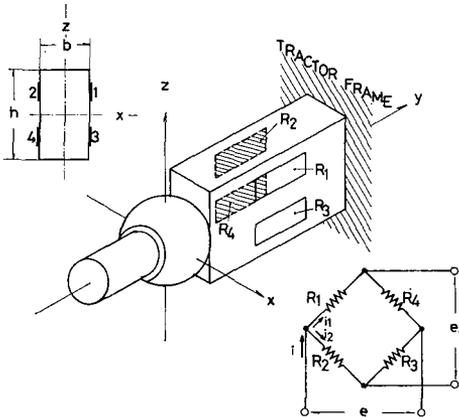


Fig. 2-1. Measuring element with four strain gages R_1, R_2, R_3 & R_4 and bridge for force measurement

$$e_0 = \frac{R_1(1+\alpha_1)R_3(1+\alpha_3) - R_2(1+\alpha_2)R_4(1+\alpha_4)}{R_1(1+\alpha_1)R_2(1+\alpha_2) + R_1(1+\alpha_1)R_3(1+\alpha_3) + R_3(1+\alpha_3)R_4(1+\alpha_4) + R_2(1+\alpha_2)R_4(1+\alpha_4)} \cdot e$$

$$= \frac{R_1R_3 - R_2R_4 + R_1R_3(\alpha_1 + \alpha_3) - R_2R_4(\alpha_2 + \alpha_4)}{R_1R_2 + R_1R_3 + R_3R_4 + R_2R_4} \cdot e \tag{2-9}$$

しかるに $R_1R_3 = R_2R_4$ であるから

$$e_0 = \frac{R_1R_3(\alpha_1 + \alpha_3) - R_1R_2(\alpha_2 + \alpha_4)}{R_1R_2 + R_1R_3 + R_3 \frac{R_1R_3}{R_2} + R_2 \frac{R_1R_3}{R_2}} \cdot e$$

$$= \frac{\alpha_1 + \alpha_3 - (\alpha_2 + \alpha_4)}{2 + (R_2/R_3) + (R_3/R_2)} \cdot e \tag{2-10}$$

結局 R_1, R_3 ゲージのひずみの和より, R_2, R_4 ゲージの

路を Fig. 2-1 に示す。

キルヒホッフおよびオームの法則から

$$i = i_1 + i_2 \tag{2-1}$$

$$(R_1 + R_4)i_1 = (R_2 + R_3)i_2 \tag{2-2}$$

$$i = \frac{e}{\frac{(R_1 + R_4)(R_2 + R_3)}{R_1 + R_4 + R_3}} \tag{2-3}$$

$$e_0 = R_1i_1 - R_2i_2 \tag{2-4}$$

以上4式から i を消去すれば

$$e_0 = \frac{R_1R_3 - R_2R_4}{R_1R_2 + R_1R_3 + R_3R_4 + R_2R_4} \cdot e_0 \tag{2-5}$$

ここで

$$R_1 \cdot R_3 = R_2 \cdot R_4 \tag{2-6}$$

が成立した時点で

$$e_0 = 0 \tag{2-7}$$

(2-6) 式の条件の成立した時, 電橋回路の平衡 (Balance) がとれたという。

いま平衡状態にある電橋回路においてひずみゲージがひずみを受けて抵抗値 R_1 が $R_1(1+\alpha_1)$ (但し $\alpha_1 = \Delta R_1/R_1 \ll 1$ とする) に変化すると出力電圧 e_0 は

$$e_0 = \frac{R_1(1+\alpha_1)R_3 - R_2R_4}{R_1(1+\alpha_1)R_2 + R_1(1+\alpha_1)R_3 + R_3R_4 + R_2R_4} \cdot e$$

$$= \frac{R_1R_3 + \alpha_1R_1R_3 - R_2R_4}{R_1R_2 + R_1R_3 + R_3R_4 + \alpha_1(R_1R_2 + R_1R_3)} \cdot e$$

$$= \frac{\alpha_1}{2 + (R_2/R_3) + (R_3/R_2) + \alpha_1(R_2/R_3 + R_3/R_2)} \cdot e \tag{2-8}$$

となり α にも比例する。また α_1 とひずみ ε の比がゲージ率であるからひずみに比例することにもなる ($F=2/\varepsilon$)。

ここで更に R_1, R_2, R_3, R_4 がすべてひずみゲージであって (2-6) 式の条件成立後 R_1 が $R_1(1+\alpha_1)$, R_2 が $R_2(1+\alpha_2)$, R_3 が $R_3(1+\alpha_3)$, R_4 が $R_4(1+\alpha_4)$ に変化したとすると出力電圧 e_0 は

ひずみの和を差引したものに比例することになる。図中 R_2, R_4 ゲージは $R_2(1-\alpha_2)$, $R_4(1-\alpha_4)$ なる圧縮ひずみを受けるので出力電圧 e_0 は

$$e_0 = \frac{\alpha_1 + \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_4}{2 + (R_2/R_3) + (R_3/R_2)} \cdot e \tag{2-11}$$

したがって, いま z 軸方向の力が加わり, 各ゲージ抵抗の率化率が $\alpha_1 + \Delta\alpha, \alpha_2 + \Delta\alpha, \alpha_3 - \Delta\alpha, \alpha_4 - \Delta\alpha$ と変化

しても、またさらに y 軸方向の力が加わり、 $(\alpha_1 + \Delta\alpha) + \Delta\beta$, $(\alpha_2 + \Delta\alpha) - \Delta\beta$, $(\alpha_3 + \Delta\alpha) + \Delta\beta$, $(\alpha_4 - \Delta\alpha) - \Delta\beta$ となった場合においても、理論的には依然として上式が成立することになる。

しかし、各ゲージは実際には直角方向感度をも若干有するので、この影響を極力少なくする D. C. SCHOLTZ の提唱にしたがい、ゲージの貼付矩形面部の縦横比 $h/b = 2$ とすることにした。

なお(2-11)式は次のように変形することができ、ここに ε と F を一定のものとするれば

$$\varepsilon_0 = \frac{e_0}{e} = \xi F \varepsilon \quad (2-12)$$

- ここに ε_0 : ひずみ量の呼称
- ε : ひずみゲージの受けるひずみ
- F : ゲージ率
- ξ : 比例常数

ε を持って電橋回路の出力電圧 e_0 と印加電圧 e との比で表現しうることになる。通常この値は $1 \sim 3 \text{ mV/V}$ にあるので 10^{-6} を単位として呼称される習慣に本稿もしたがっている¹⁻³⁾。

B-2 計測素子

2-a 設計指針

供試トラクタは、計測素子の取付が容易なことから農業原動機学研究室の David Brown 990 Implematic を選定した。その主要諸元を Table 2-1 に示す。計測素子の設計にあたり、これに作用する最大荷重は営農用トラクタ性能試験成績集⁴⁾を参考とすることにした。Table 2-2 より瞬間作用力をも考慮して供試トラクタの最大けん引力は $W \text{ max} = 1500 \text{ kg}$ を規定した。供試トラクタの3点リンクヒッチは B.S. 規格のカテゴリー I を採用し

Table 2-1. Main dimensions of test tractor, David Brown 990

Engine power	(ps)	52 (catalogue)
Total length	(mm)	3230
Total width	(mm)	1790
Total height	(mm)	2120 (steering wheel)
Wheel base	(mm)	1955
Wheel tread	(mm)	1320
Front wheel dia.	(mm)	745
Rear wheel dia.	(mm)	1385
Total weight	(kg)	2257 (with weight)
Front axsl e weight	(kg)	807 (35.8%)
Rear axsl e weight	(kg)	1450 (64.2%)

Table 2-2. Test results of David Brown 990 by Hokkaido Central Farm Experimental Station

	Concrete track	Soil track
Max. pull of traction (kg)	1370	1200
Travel reduction (%)	50	100
Coefficient of traction (-)	0.59	0.54
Engine speed (rpm)	2140	2200
Drawbar height (mm)	460	430

ているが、けん引力計用力量変換器機素の設計強度の観点から

- 上部リンクピン型 19.1φ→25.4φ (カテゴリー II)
- 下部リンクピン型 22.4φ→22.4φ (カテゴリー I)

を採用することにした。次に設計上考慮した点を列記すると

イ) リンク玉継手部の摩擦力による荷重着点の変動を極力抑制するための曲げモーメント増大を配り、トラクタ機能上支障のない範囲で腕の長さを大きくとる。

ロ) 加算回路を用いてけん引抵抗力を直読することを目的としているので、3個の計測素子それぞれに作用する荷重が等しい場合には電極回路の出力電圧が同一となるはずである。すなわちここでひずみ出力感度を整える必要を生じる。この対策の第1段階として機械的に各計測素子のひずみゲージ貼付面位置における曲げ応力を等しく整えなければならない。

ハ) ひずみゲージの直角方向感度による影響を抑えるため、貼付部梁の断面を矩形とし、曲げ剛さ EI を変えるためその縦横比 $h/b = 2$ とする。

ニ) けん引力を正しく測定できるようひずみゲージ貼付面の角度微調整ができる機構であること。

2-b 下部計測素子の強度

(イ) 玉継手ピン部

下部リンクピンはカテゴリー I を採用しているため、Fig. 2-2 に示す AA 断面の直径は $d_1 = 22.4\phi$ である。リンクのすべり玉継手部より、下部リンクピンに最大 1500 kg の等分布荷重が作用するものとし片持梁と考えて強度計算を行なう。

$$\text{剪断力} \quad F = w \cdot x \quad (2-13)$$

$$\text{曲げモーメント} \quad M = \frac{1}{2} w \cdot x^2 \quad (2-14)$$

断面 AA における曲げモーメント M_{AA} は

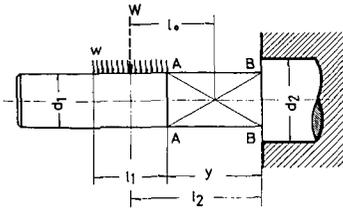


Fig. 2-2. Dimensions of measuring element

$$M_{AA} = \frac{w l_1^2}{2} \quad (2-15)$$

ここに l_1 : 玉継手部ピンの有効長さ (mm)
 w : ピン荷重密度 (kg/mm)

円形断面の断面係数は $Z = \pi d^3 / 32$ であるから AA 断面に作用する曲げ応力 σ_{AA} は

$$\sigma_{AA} = \frac{M_{AA}}{z} = \frac{32 M_{AA}}{\pi d_1^3} = \frac{16 w l_1^2}{\pi d_1^3}$$

ここに $l_1 = 34.8$ mm
 $d_1 = 22.4 \phi$
 $w = 43.1$ kg/mm

$$\sigma_{AA} = 23.6 \text{ kg/mm}^2 \quad (2-16)$$

AA 断面の剪断応力 τ_{AA} はその断面積を A とすれば

$$\tau_{AA} = \frac{W}{A} = \frac{4W}{\pi d_1^2} = 3.81 \text{ kg/mm}^2 \quad (2-17)$$

したがって AA 断面の相当剪断応力 τ_{eAA} は

$$\tau_{eAA} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{AA}^2 + L_{AA}^2} = 12.4 \text{ kg/mm}^2 \quad (2-18)$$

ロ) ひずみゲージ貼付部

1個の集中荷重 ($W=1500$ kg) が下部リンクピンの玉継手中央に作用するものとみなし、かつひずみゲージ貼付部ビームを片持梁として強度計算を行なう。

剪断力 $F = W$

曲げモーメント $M = W \cdot x$

BB 断面における曲げモーメント M_{BB} は

$$M_{BB} = W l_2$$

l_2 : 着力点から BB 断面までの腕の長さ (mm)

既述したように BB 断面に誘起される応力が AA 断面における応力 σ_{AA} と等しくなるよう σ_{BB} を定める必要がある。したがって $\sigma_{BB} = 23.6$ kg/mm² として y と b を定めれば $y = 55$ mm, $h = 24$ mm, $b = 48$ mm となる。

ひずみゲージ貼付中央部における曲げ応力 σ_{SG} および表面ひずみ ϵ は鋼の縦弾性係数を 2.1×10^4 kg/mm² とすれば

$$\sigma_{SG} = \frac{6W}{b h^2} \times \frac{1}{2} (l_1 + y) = 14.6 \text{ kg/mm}^2 \quad (2-19)$$

$$\epsilon = \frac{\sigma_{SG}}{E} = \frac{14.6}{21000} = 695 \times 10^{-6} \quad (2-20)$$

ハ) 取付部軸径

上記と同様にして BB 断面における使用応力は少なくとも 23.6 kg/mm² 以上であることを必要とするが、装置をコンパクトにするためこの値を用いると

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 W l_2}{\sigma_{BB} \cdot x}} = 36 \phi \quad (2-21)$$

2-c 上部計測素子の強度

上部計測素子の形状も下部計測素子と類似した片持梁構造としたので強度計算内容は 2-b と同様である。

イ) 玉継手ピン部

$l_1' = 49.0$ mm

$d_1' = 25.4 \phi$

$W = 1500$ kg

$w' = W/l_1' = 30.6$ kg/mm

曲げ応力 $\sigma'_{AA} = 23.8$ kg/mm² (2-22)

剪断応力 $\tau'_{AA} = 3.0$ kg/mm² (2-23)

ゆえに AA 断面の相当剪断応力

$$\tau'_{eAA} = 12.3 \text{ kg/mm}^2 \quad (2-24)$$

ロ) ひずみゲージ貼付部

$\sigma'_{BB} = 23.8$ kg/mm² とし梁の断面形状比を同様に $h:b = 2:1$ とすれば

$$b = \sqrt[3]{\frac{3W l_2'}{\sigma'_{BB}}} = 21 \text{ mm} \quad (2-25)$$

ここに $y' = 25$ mm で $l_2' = \frac{l_1'}{2} + y' = 49.5$ mm

$b = 21$ mm, $h = 42$ mm となる。

BB 断面の $\tau'_{BB} = 1.7$ kg/mm² であるから相当剪断応力 τ'_{eBB} は

$$\tau'_{eAA} = 12.0 \text{ kg/mm}^2 \quad (2-26)$$

ひずみゲージ貼付中央部における曲げ応力 σ'_{SG} および表面ひずみ ϵ' は次式から求められる。

$$\sigma'_{SG} = \frac{3W l'}{h^3} = 18.1 \text{ kg/mm}^2 \quad (2-27)$$

$$l_1' = \frac{1}{2} (l_1' + y') = 37.5 \text{ mm} \quad (2-28)$$

$$\epsilon' = \frac{\sigma'_{SG}}{E} = \frac{18.1}{21000} = 8.6 \times 10^{-4} \quad (2-29)$$

$\sigma'_{SQ}=18.1 \text{ kg/mm}^2$ は下部計測素子のひずみゲージ貼付部曲げ応力 $\sigma_{SQ}=14.1 \text{ kg/mm}^2$ より大きく、したがって同一荷重のもとで下部計測素子と曲げ応力を等しくするには、曲げモーメントの腕の長さ l_0 を次のように設定すれば可能となる。

$$l_0 = \frac{\sigma_{SQ} \cdot h^3}{3W} = \frac{14.6 \times 21^3}{3 \times 1500} = 30.1 \text{ mm} \quad (2-30)$$

$$l_1 - l_0 = 37.5 - 30.1 = 7.4 \text{ mm} \quad (2-31)$$

ゆえに上部計測素子のひずみゲージ貼付中央部を玉継手側へ 7.4 mm 移動すれば、同一荷重において等しい曲げ応力が誘起されることになる。

ハ) 取付部軸径

$\sigma'_{BB}=23.8 \text{ kg/mm}^2$ を使用して軸径 d'_2 を求めると

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{32M}{\sigma_{BB}\pi}} = 31.7 \phi \quad (2-32)$$

使用ゲージ

ポリエステルゲージ (新興通信工業 K. K. 製)

	[上部計測素子]	[下部計測素子]
形名	P108	P108
形状	単軸一方リード	単軸一方リード
ゲージ長×幅	8×2	20×2.5
ベース長×幅	20×65	40×9
抵抗値	120 Ω	120 Ω
ゲージ率	2.05	2.05
使用接着材	アロンアルファ	

B-3 測定回路

3-a 平均演算の原理

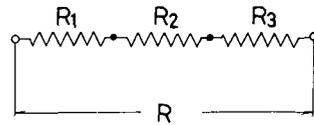
数枚のひずみゲージを用いて、これらひずみゲージの感じたひずみの和、差または平均を知りたい場合に通常とられる方法としては単一の電橋回路の素子に各ひずみゲージを組込んで行なう方法 (既述)、電橋回路数個の出力の和や差をとる方法、およびひずみゲージの直列・並列接続による方法の3通りが挙げられる。ここでは比較的本稿に関係深く、かつ理論的解析が難かしいと思われるひずみゲージの直列・並列接続について述べる。ひずみゲージ2個については青柳の例^{5,6)}があるので著者はひずみゲージ3個の例について解析を試みることにした (Fig. 2-3 参照)。

イ) 直列接続

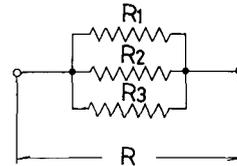
これから用いる記号を次のように定める。

R_1, R_2, R_3 : ひずみゲージの抵抗値

$\Delta R_1, \Delta R_2, \Delta R_3$: ひずみ発生後のひずみゲージ抵抗値の変化量



SERIES CONNECTION



PARALLEL CONNECTION

Fig. 2-3. Two example for bridge element, series & parallel connection

F_1, F_2, F_3 : ひずみゲージ率

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$: ひずみゲージが受けるひずみ量

$$R_2 = mR_1, R_3 = nR_1$$

$$R_1 \rightarrow R_1 + \Delta R_1, \Delta R_1 = R_1 F_1 \varepsilon_1$$

$$R_2 \rightarrow R_2 + \Delta R_2, \Delta R_2 = R_2 F_2 \varepsilon_2$$

$$R_3 \rightarrow R_3 + \Delta R_3, \Delta R_3 = R_3 F_3 \varepsilon_3$$

$$R_4 \rightarrow R_4 + \Delta R_4, \Delta R_4 = R_4 F_4 \varepsilon_4$$

とすれば、総合した抵抗の変化分は

$$\begin{aligned} \frac{\Delta R}{R} &= \frac{\Delta R_1 + \Delta R_2 + \Delta R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \\ &= \frac{R_1 F_1 \varepsilon_1 + mR_1 F_2 \varepsilon_2 + nR_1 F_3 \varepsilon_3}{(1+m+n)R_1} \\ &= \frac{F_1 \varepsilon_1 + mF_2 \varepsilon_2 + nF_3 \varepsilon_3}{1+m+n} \end{aligned} \quad (2-33)$$

ここで各ひずみゲージのゲージ率が等しく、 $F=F_1=F_3$ であれば

$$\frac{\Delta R}{R} = F \cdot \frac{\varepsilon_1 + m\varepsilon_2 + n\varepsilon_3}{1+m+n} \quad (2-34)$$

となり同様にして各ひずみゲージの抵抗値も等しく $m=n=1$ であれば

$$\frac{\Delta R}{R} = F \cdot \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3}{3} \quad (2-35)$$

となる。

したがって上記の(2-35)式から3枚のひずみゲージを直列結線した場合、各ひずみゲージの受けるひずみ量の平均値を検出しうる事が証明された。

ロ) 並列接続

使用する記号はすべてイ)に使用したものとする。式の変形は直列接続と比べやや技巧を要し、かつ煩雑となるのであらかじめ、ひずみゲージ率 $F=F_1=F_2=F_3$ とする。同様にして総合した抵抗の変化分は

$$\begin{aligned}
 \frac{\Delta R}{R} &= \frac{(R_1 + \Delta R_1)(R_2 + \Delta R_2)(R_3 + \Delta R_3)}{(R_1 + \Delta R_1)(R_2 + \Delta R_2) + (R_2 + \Delta R_2)(R_3 + \Delta R_3) + (R_3 + \Delta R_3)(R_1 + \Delta R_1)} - \frac{R_1 R_2 R_3}{R_1 R_2 + R_2 R_3 + R_3 R_1} \\
 &= \frac{R_1 R_2 R_3}{R_1 R_2 + R_2 R_3 + R_3 R_1} - \frac{R_1 R_2 R_3}{R_1 R_2 + R_2 R_3 + R_3 R_1} \\
 &= \frac{(R_1 + R_1 F \varepsilon_1)(R_2 + R_2 F \varepsilon_2)(R_3 + R_3 F \varepsilon_3)}{(R_1 + R_1 F \varepsilon_1)(R_2 + R_2 F \varepsilon_2) + (R_2 + R_2 F \varepsilon_2)(R_3 + R_3 F \varepsilon_3) + (R_3 + R_3 F \varepsilon_3)(R_1 + R_1 F \varepsilon_1)} \\
 &\quad \times \frac{R_1 R_2 + R_2 R_3 + R_3 R_1}{R_1 \cdot R_2 \cdot R_3} - 1 \\
 &= \frac{R_1^2 \cdot mn(1 + F \varepsilon_1)(1 + F \varepsilon_2)(1 + F \varepsilon_3)}{R_1^2 \cdot m(1 + F \varepsilon_1)(1 + F \varepsilon_2) + R_1^2 \cdot mn(1 + F \varepsilon_2)(1 + F \varepsilon_3) + R_1^2 \cdot n(1 + F \varepsilon_3)(1 + F \varepsilon_1)} \\
 &\quad \times \frac{R_1^2(m + mn + n)}{R_1^3 \cdot mn} - 1 \\
 \frac{\Delta R}{R} &= \frac{F(mn \varepsilon_1 + n \varepsilon_2 + m \varepsilon_3)}{(m + mn + n) + F[m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)] + F^2[m \varepsilon_1 \varepsilon_2 + mn \varepsilon_2 \varepsilon_3 + n \varepsilon_3 \varepsilon_1]} \\
 &\quad + \frac{F^2\{(mn + n)\varepsilon_1 \varepsilon_2 + (m + n)\varepsilon_2 \varepsilon_3 + (m + mn)\varepsilon_3 \varepsilon_1\}}{(m + mn + n) + F[m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)] + F^2[m \varepsilon_1 \varepsilon_2 + mn \varepsilon_2 \varepsilon_3 + n \varepsilon_3 \varepsilon_1]} \\
 &\quad + \frac{F^3\{(n + mn + n)\varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3\}}{(m + mn + n) + F[m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)] + F^2[m \varepsilon_1 \varepsilon_2 + mn \varepsilon_2 \varepsilon_3 + n \varepsilon_3 \varepsilon_1]} \tag{2-36}
 \end{aligned}$$

ここで $\varepsilon \ll 1$ と仮定し、分子にある ε の3乗の項および分母にある ε の2乗の項を省略し変形を続行する。

$$\begin{aligned}
 \frac{\Delta R}{R} &= \frac{F(mn \varepsilon_1 + n \varepsilon_2 + m \varepsilon_3)}{[(m + mn + n) + F\{m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)\}]} \\
 &\quad \times \frac{[(m + mn + n) - F\{m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)\}]}{[(m + mn + n) - F\{m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)\}]} \\
 &\quad + F^2 \cdot \frac{\{(mn + n)\varepsilon_1 \varepsilon_2 + (m + n)\varepsilon_2 \varepsilon_3 + (m + mn)\varepsilon_3 \varepsilon_1\}}{(m + mn + n) + F[m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)]} \\
 &= \frac{F(mn \varepsilon_1 + n \varepsilon_2 + m \varepsilon_3)(m + mn + n) - F^2(mn \varepsilon_1 + n \varepsilon_3 + m \varepsilon_3)\{m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)\}}{(m + mn + n)^2 - F^2\{m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)\}^2} \\
 &\quad + F^2 \cdot \frac{\{(mn + n)\varepsilon_1 \varepsilon_2 + (m + n)\varepsilon_2 \varepsilon_3 + (m + mn)\varepsilon_3 \varepsilon_1\}}{(m + mn + n) + F[m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)]} \tag{2-37}
 \end{aligned}$$

更にここで分母に現われる ε の2乗の項を省略すると

$$\begin{aligned}
 \frac{\Delta R}{R} &= F \cdot \frac{mn \varepsilon_1 + n \varepsilon_2 + m \varepsilon_3}{m + mn + n} - F^2 \frac{(mn \varepsilon_1 + n \varepsilon_2 + m \varepsilon_3)\{m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)\}}{(m + mn + n)^2} \\
 &\quad + F^2 \frac{\{(mn + n)\varepsilon_1 \varepsilon_2 + (m + n)\varepsilon_2 \varepsilon_3 + (m + mn)\varepsilon_3 \varepsilon_1\}}{(m + mn + n) + F[m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)]} \tag{2-38}
 \end{aligned}$$

上式の第2項と第3項を通分して整理すると

$$\begin{aligned}
 \frac{\Delta R}{R} &= F \cdot \frac{mn \varepsilon_1 + n \varepsilon_2 + m \varepsilon_3}{m + mn + n} \\
 &\quad - F^2 \cdot \frac{(m^2n + mn^2) \cdot \varepsilon_1^2 + (mn + mn^2) \cdot \varepsilon_2^2 + (mn + m^2n) \cdot \varepsilon_3^2 - 2mn^2 \cdot \varepsilon_1 \varepsilon_2 - 2mn \varepsilon_2 \varepsilon_3 - 2m^2n \varepsilon_3 \varepsilon_1}{(m + mn + n)[(m + mn + n) + F\{m(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + mn(\varepsilon_2 + \varepsilon_3) + n(\varepsilon_3 + \varepsilon_1)\}]} \tag{2-39}
 \end{aligned}$$

となる。したがって更にここで3枚のひずみゲージの受けるひずみ量が $\varepsilon \ll 1$ であることを仮定し、第2項の分子にある ε の2乗項を省略すれば、(2-39)式は

$$\frac{\Delta R}{R} = F \cdot \frac{mn \varepsilon_1 + n \varepsilon_2 + m \varepsilon_3}{m + mn + n} \tag{2-40}$$

となり、いま各ひずみゲージの抵抗値を等しくすれば、同様に $m = n = 1$ となるから

$$\frac{\Delta R}{R} = F \cdot \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3}{3} \tag{2-41}$$

となる。

ここでも(2-35)式同様、3枚のひずみゲージを並列接続した場合、各ひずみゲージの受けるひずみ量の平均値を検出しうることが証明された。

3-b 加算回路例

文献で紹介されているトラクタ3点ヒッチ用けん引力計に供されている加算回路は数種類あり、それぞれの回路・構造について検討を加え本研究の参考に供した。

イ) R. THIEL の例 (Fig. 2-4 参照)

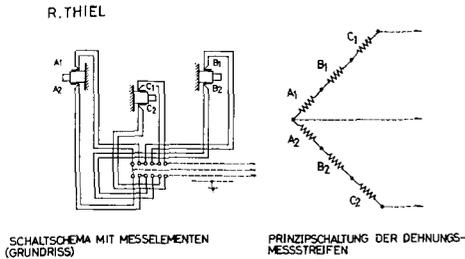


Fig. 2-4. Strain gage circuit and bridge for force measurement by R. THIEL

R. THIEL は単一の電橋回路素子に各ひずみゲージを組込んでいく方法を用いている。すなわち図にみる如く、電橋回路の2素子をアクティブ側に、他の2素子をダミー側とし、同極性ひずみゲージ3枚を直列結線することにより、上部、左右下部計測素子に働く3個所の作用力を電気的に加算している。本例は前述したa-イ)の原理を適用したものであり、これは最も簡単な方法であるが、回路を構成するリード線の冗長に起因する電橋回路の不平衡の問題および3個の計測素子の特定面に貼付された6枚のひずみゲージが電橋回路の2辺を構成している関係で、各計測素子に負荷しているけん引力の成分を正しく取出せない欠点がある。

ロ) A. R. REECE, D. C. SCHOLTZ の例 (Fig. 2-5 参照)

A. R. REECE, D. C. SCHOLTZ 等は図のようにリンクピンの特定期面にひずみゲージを2枚ずつ対称に4枚貼付して電橋回路を構成させている。これら上部、左右下部計測素子3個の電橋回路は並列に結線されることにより単一の電橋回路を構成し、前述したa-ロ)の原理に則

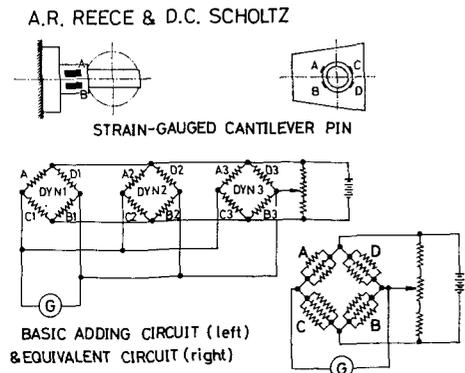


Fig. 2-5. Basic adding circuit & equivalent circuit by A. R. REECE and D. C. SCHOLTZ

り組込まれた個々のひずみゲージ3者の平均値が加算されることにより、けん引力に比例したひずみ出力を単独に取出すことが可能となる。ひずみゲージの平均値加算を企てるに当っては、各計測素子の単位荷重に対するひずみ出力感度が等しいということが前提条件であり、これが対策として機械的な処置にのみ頼ることは不十分であり、イ)同様本例も計測の精度を高める上で相当な努力の払われたことが想定される。

ハ) R. LAL の例 (Fig. 2-6 参照)

R. LAL は電橋回路数個の出力の和・差をとる方法を用いてけん引力を合成している。即ち左右下部リンクに働く作用力の水平成分をブラウのクロスシャフト上の電橋回路で取出し、上部リンクに加わる水平分力を上部リンクに取付けられた計測素子の電橋回路で検出して、それぞれのひずみ出力を直列に加えて合成している。図にみられる如く、一部のひずみ出力も加算出力と同時に取出し得る配慮がなされているので、けん引力と同様上部リンクの水平成分も検出することが可能となっている。各電橋回路の単位荷重に対するひずみ出力感度を調整する方法は、個々の電橋回路への印加電圧を変化させることにより出力電圧を等しく整えるという、電気的な操作を機械的操作と併用して完全を期している。本回路は後続される計測器の入力インピーダンスが高いことを前提としており、この条件が満足される場合に限り一部のひずみ出力を取出しうる構成である。

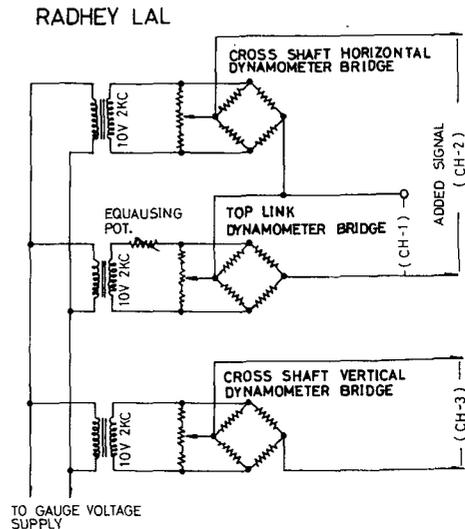


Fig. 2-6. Circuit diagram of connections between the top dynamometer and cross shaft dynamometer by RADHEY LAL

3-c 供試加算回路

以上の如き検討結果に基づき、本研究に採用する演算回路は、現有の3素子ペン書きひずみ計 (AS-8型S社製) に適応せしめ、下記の諸条件を満たす如き前置回路を設計試作して附属させることにした。

すなわち

- (1) 3個の電橋回路ひずみ出力の和・差を取出せること。
- (2) 各電橋回路の単位荷重に対するひずみ出力感度調整が可能なこと。
- (3) (1)と同時に各部の出力をも取出せること。
- (4) 各電橋回路の抵抗および容量平衡調整が可能なこと。

Fig. 2-7は以上の諸条件を満たす目的で試作される3点加算回路の配線図である。本回路は3点のひずみ入力に対し、1ch, 2chの各チャンネルでは単独にその出力を取出すことができ、さらに1ch, 2ch, 3chの出力を加算して取出すこともできる。

各電橋回路の感度調整は0.1kΩの半固定抵抗により、電橋回路へ供給される印加電圧を調節することによって行なう。また各電橋回路の抵抗・容量平衡調整は1ch, 2chのみ後続の動ひずみ計に行ない、3chは本回路に内蔵されているものに行なうようになっていいる。(3)はけん引抵抗と同時に3点の各リンクピン荷重を明らかにする目的で特に設けたものであり、各リンクに加わる水平力を明らかにすることは、直装式作業機のトラクタに

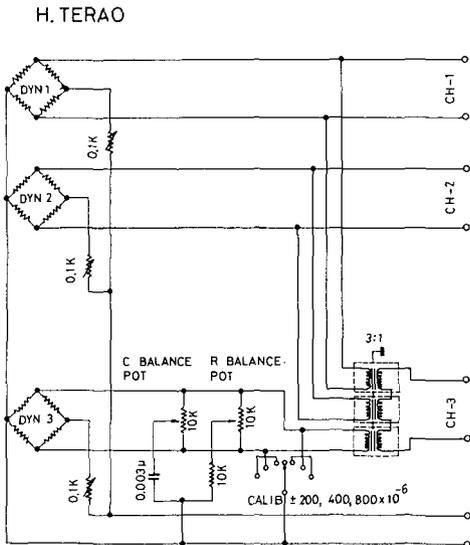


Fig. 2-7. Adding circuit for 3-point hitch dynamometer by H. TERAO

対する荷重状態を究明する上に不可欠の条件と考えられたことによる。

C 計測素子の計力特性

C-1 試験方法

試作した計測素子の荷重に対するひずみ出力特性を検討するにあたり、荷重装置として油圧式万能試験機 (島津製 PH-30, 最大容量 30 ton) を用いた。またひずみ出力の測定は前述の3素子ペン書き動ひずみ計を使用し、測定した振幅を計器の校正マークからひずみ量に換算して求めた。荷重のかけ方は0から1400 kgまでは200 kg おきに荷重を増加させ、最大荷重 1500 から 100 kg までは200 kg ずつ減少させる増減サイクルにてひずみ出力の直線性についての検討を行なうことにした。なお荷重の方向は Fig. 2-1において作用力の X-Y 平面への投影ベクトルが X 軸となす角を垂傾斜角 α 、X-Z 平面への投影ベクトルが X 軸となす角を水平傾斜角 β と呼ぶことにする。

C-2 試験結果

2-a 直接荷重

Fig. 2-8は計測素子玉継手中央部に万能試験機の抗折試験用ローラ (径 30 mm, 幅 130 mm) を直接触れさせて、 $\alpha=0^\circ, \beta=0^\circ$ なる荷重を3素子に加えた際にえられたひずみ出力特性である。上部、左右下部計測素子ともに直線性を呈しており、各測点と Σ 法により算出された実験式との偏差を求めてみると、荷重が400から1500 kgの領域にて $\pm 5\%$ 以内となっている。左右下部計測素子の単位荷重に対するひずみ出力感度はほぼ同一とみなされ、設計意図を満足していることを知る。また上部計測素子のひずみ出力は左右下部計測素子のひずみ出力に比し約25%も大きい値を示しているが、これはひずみゲージ中央部において誘起される曲げ応力が2-2で述べてある値の相異に基づくものであり、この程度の出力差は、加算回路において等しく整えることが可能である。

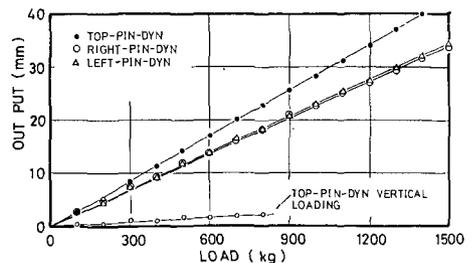


Fig. 2-8. Out put characteristics with direct load

2-b 較正用治具

傾斜作用力を計測素子に加えるため、万能試験機の屈曲試験用ポンチ（半径16 mm、幅90 mm）を利用する場合、作用点が移動するのを防ぐ目的で Fig. 2-9 に示すような玉継手に代る較正治具を製作して使用した。Fig. 2-10 は $\alpha=0^\circ, \beta=0^\circ$ なる荷重を3素子に加えた際にえられたひずみ出力特性である。3曲線とも荷重の増大と減少の線が一致しないで履歴している。上昇線は概ね400 kg以上の負荷に対し直線をなし、下降線は上に凸なる曲線となるが、上部計測素子については約1000 kg以下の領域で直線となり2-aの特性曲線と一致する。このようにループ現象が現われるのは、一般に弾性体の内部ひずみが原因とされており、弾性ヒステリシス (Elastic hysteresis) と呼ばれているが、2-a で直接荷重を加えた時にはこのヒステリシスループは顕著に現われていなか

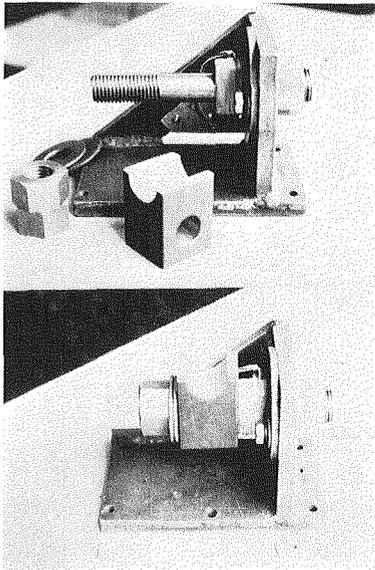


Fig. 2-9. Special jig for loading and top-pin dynamometer assembly

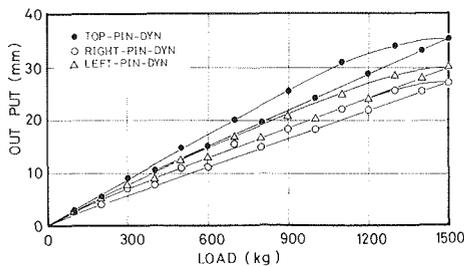


Fig. 2-10. Out put characteristics with special jig

った事実とを考え合わせると、今回較正用治具を用いたことによる影響と想定される。すなわち片持梁構造の計測素子に荷重が加わりこれが変形する際、較正用治具は計測素子と接触している全長にわたり、均一な分布荷重を加えているとはいいがたく、荷重の変化に伴って着力の中心点変動があるものと推定される。また較正用治具の材質的な問題もあり、これらについては後述する。

以上の理由から本較正用治具は傾斜作用力の影響を検定する装置としては精度が悪く、不適當であると判定されるのでこれに代るものとして玉継手を用いることにした。

2-c 玉継手

Fig. 2-11 は実際のトラクタリンクに用いられている玉継手を使用して各素子に $\alpha=0^\circ, \beta=0^\circ$ の荷重を加えた際にえられたひずみ出力特性である。上部計測素子にフォード5000用上部リンク玉継手を利用し、左右下部計測素子にはナフィールド342用の下部リンクを改造して用いた。えられた各計測素子の特性曲線については荷重の増加に伴い直線的にひずみ出力は増加せず、2-b 同様いずれも上に凸なる放物線状となり、かつ履歴する幅は2-bの例より若干減少するものの類似な傾向であることから、玉継手と素子の接触摩擦により着力点の変動が起きているものと推定される。

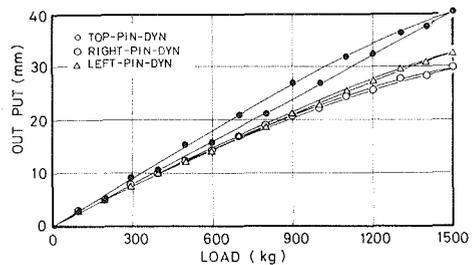


Fig. 2-11. Out put characteristics with ball joint for Nuffield & Ford tractor

なお上部計測素子を用いて α, β およびそれらの組合せた場合などのひずみ出力特性を検討してみたが、履歴現象がますます大きくなり、ひずみゲージの感応している値がはたして傾斜角による正確な分力なのか、継手部の接触面摩擦による誤差なのか明らかになしえなかった。そこで次の様な検討を行なって見た。計測素子の垂直方向感度を調べるため、ひずみゲージ貼付面と同じ \approx 軸方向に800 kgの荷重を加えた時にえられたひずみ出力は 200×10^{-6} である。一方 $\alpha=0^\circ, \beta=0^\circ$ にして1500 kg 荷重時の $\alpha=10^\circ, \beta=0^\circ$ に換算された荷重のY軸方向成分は264 kgとなる。その時計測素子のZ軸方向感

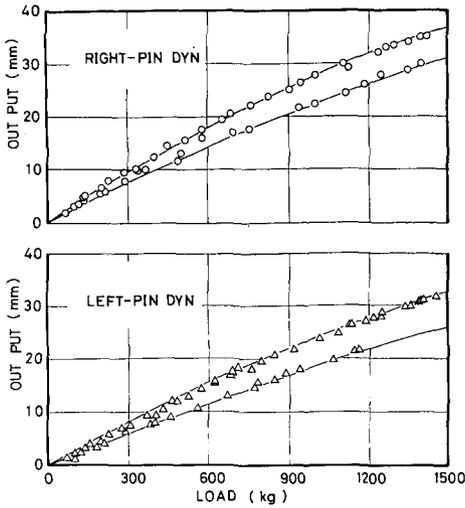


Fig. 2-12. Out put characteristics with ball joint for David Brown 990 tractor

度曲線からはひずみ出力が 70×10^{-6} と読めるので、1500 kg 時のひずみ出力 4.050×10^{-6} に対して $\alpha=10^\circ, \beta=0^\circ$ の場合は角度による誤差は 1.7% しか生じていないことになる。また $\alpha=0^\circ, \beta=10^\circ$ と水平傾斜角のみを与えた場合の計測素子の Z 軸方向感度による誤差の影響は上述の理由から判明しなかった。

Fig. 2-12 は供試トラクタ DB990 に計測素子を装着し、DB 用リンク玉継手を用いた場合のひずみ出力特性例である。荷重は定格容量 3 ton のチェーンブロックを用い、張力計 (北海道大学農学部農業原動機学講座製、容量 3 ton、精度 FS $\pm 2\%$ 以内) を介して荷重を加えた。この場合、出力特性の傾向は測定値の分散が大きく前例同様の曲線を描きつつ、新たな荷重を加えるたび毎にひずみ出力が変化している。

一般にトラクタの 3 点リンクに取付けられている玉継手は主として作業機着脱の使用に供する目的のものであるため、上述の如くひずみ出力が不安定な既製のトラクタ用玉継手をそのまま計測素子として利用することは、工作精度ならびに構造上不適当である。計測用リンクはリンク継手部の接触面摩擦を極力少なくし、起わい部に安定したひずみ誘起させるような構造のものであり、理想的には荷重の着力部をナイフエッジ構造にして荷重を加えれば、曲げモーメントの腕の長さが常に一定となり、安定したひずみを誘起させることができる。しかしトラクタが 6 自由度の空間運動を行ない、また作業機も 6 自由度の運動を行なうとき、この間を連結するものがヒッチ機構であるから、リンク継手部にナイフエッジの採用

が技術的にみて不可能に近いことになるので、これに代るものとして自動調心玉軸受を計測素子継手部に使用した。

2-d 自動調心玉軸受

前述の如く、玉継手を使用した場合計測用としての信頼性のある結果はえられなかった。継手部の摩擦を少なくし着力点の移動を最少に止めるため、1959 年 R. LAL により自動調心玉軸受の採用例がある。本研究においても上部、下部計測素子継手部の改造を行ない、複列自動調心玉軸受 2206 KHE, 2206 KHS (NTN 製) を取付けた。Fig. 2-13 は改造計測素子のひずみ出力特性を示すものである。各特性曲線ともに優れた直線性を呈し、各測点の偏差を求めてみると 500 kg 以上の荷重範囲において $\pm 5\%$ 以内であり、2-a において述べた特性曲線に近い較正曲線をうることができた。ただ同一荷重に対するひずみ出力は 2-a に比べ僅かな減少がみられる。これは計測素子に自動調心軸受を装着する際、アダプターを用いたため、ピン軸径が補強されて同一荷重に対する曲げ応力が減少したためか、荷重着力点とひずみゲージ貼付中心部までの曲げモーメント腕長が直接荷重の時より短いことによるものと思われる。また右下部計測素子に 0~300 kg の荷重を加えた場合、その出力曲線に新た

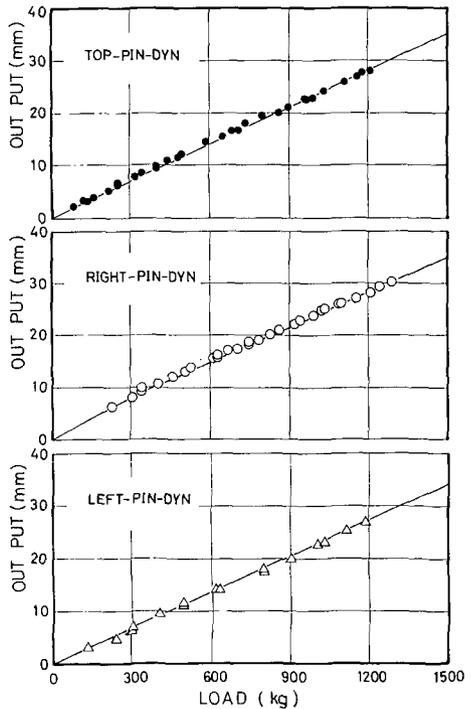


Fig. 2-13. Out put characteristics with self-aligning ball bearing

な傾向のわん曲が現われた。その特異な現象がおきた原因は、自動調心玉軸受を右リンク・アウトアーレス・ハウジングに圧入する際の半径方向残留応力が過大であることに基づくものとみなされ、今後軸受のリンクに対する保持方法を改良する必要があるも、機械的なひずみ出力調整はこの辺が限界である。

C-3 考察

本試験は供試計測素子の荷重に対するひずみ出力特性を明らかにするために行なわれたが、その過程において計測素子と自由度2の運動を行なう上部、下部リンクを結合している継手部の形状、材質が計測素子のひずみ出力特性曲線に著しく影響を及ぼすものであることを知った。たとえば計測素子について述べると、2-aにおいて $Y=2.86X$ の特性曲線がえられた。これは計測素子と荷重負荷装置間に介在物のない状態であるから、計測素子本来のひずみ出力特性とみなされ、2-b以後の試験において荷重のかけ方を同じくすればこれと比較検討をすることができることになる。次に較正用治具を使用した2-bにおいて、荷重の増大時と減少時においてひずみ出力曲線が一致しない履歴現象がみられた。また市販されているカテゴリーIIの上部リンク玉継手をそのまま使用した2-cにおいても履歴の幅は減少したものの同様な傾向が認められ、新たに荷重を加える毎に僅かづつ異なる特性曲線がえられた。このように2-b~cで履歴現象がみられ、しかも新たな荷重を加える毎にひずみ出力にばらつきがあることは、変動荷重に対し直線性のある可逆的な特性曲線がえられるような継手部を開発するために、これらひずみ出力のばらつきについて考察を行なった。

3-a ひずみ出力のばらつきについて

玉継手部に荷重が加わると、面接触しているボール表面とリンクのソケット内壁、およびボールのピン受け孔と計測素子は接触面に沿って互に相対運動を起そうとしてその結果すべり摩擦力を生じる。供試的接触面に潤滑油が供給されはしたものの、市販トラクタリンク用玉継手は工作精度が低く、切削表面が粗いので接触状態は不均等であり、しかも荷重が大きくなり速度は小さいので、潤滑油膜は破れ、境界潤滑における接触状態を呈する。したがって荷重の増加に比例して機械的摩擦も増大し、計測素子の接触有効長全域にわたり均一な荷重の分布を望むことはできず、結果として同一荷重を反復して加える毎に計測素子の曲げ応力は僅かづつ変わり、ひずみ出力はばらつき、安定した特性曲線をえられないものと考えられる。

3-b ひずみ出力の履歴現象について

計測素子単体に直接荷重した場合に履歴現象は生じない。したがって履歴現象の起きる原因は継手部にあるものと考えられ、加えられた荷重の大きさからみて金属の弾性限界内で現われたものと判定される。荷重の増加にともないひずみエネルギーは計測素子ばかりでなく介在させた較正用治具あるいは玉継手の金属内部にも貯えられる。分子論的にはこれにより金属分子間のポテンシャル・エネルギーに変化を生じ、その一部は内部摩擦を起して熱を発生させ、内部ひずみを生じる。それ故荷重の減少時においては弾性ひずみにこの内部ひずみ加わるので、荷重の増加時における同一荷重に比べひずみ量は大きくなる。弾性ヒステリシスと呼ばれるこの現象は低融解金属（たとえば較正用治具材 S25C、上部計測素子 SCM3、下部計測素子 S45C で治具材は他と比べて柔らかい）や応力の大きい時に著しく現われるといわれる⁷⁾。

いま荷重が正確に加えられても計測素子に面接触している較正用治具あるいは玉継手に上述のようなヒステリシス現象が起きていれば、計測素子のひずみ量として測定される値に上記介在物のひずみ量加わっていることになる。ゆえにこれらを介在させて計測素子の特性曲線を求めると、一見計測素子のヒステリシス曲線の如く現れるが、上述の理由により、それは計測素子本来の特性曲線ではなく、継手部の形状、材質によるものと推論される。

3-a, 3-b 2種の要因を計測素子の特性曲線から除去するには

(1) 継手部の工作精度を高め、できるだけ集中荷重として荷重が加えられ、接触面間の外部摩擦を少なくし、着力点の移動を防ぐこと。

(2) 継手部には荷重の変動による弾性ヒステリシスを最少にするような材質を選ぶこと。

これらの2条件に適合し、かつ上部、下部リンクともに2自由度の運動を行ないうるものとして自動調心玉軸受を採用し、その結果は既述した通りである。

D けん引力計の計力特性

いま計測素子の継手部に自動調心玉軸受を用いてえられたひずみ出力特性結果に基づいて、各計測素子のひずみ出力感度を加算回路上に設けられた可変抵抗を調節して等しく整えた。また供試トラクタの3点リンクに静的な荷重を加えるために作られた十字フレームを用いた本装置の予備テストでは Fig. 2-14, 15 の如くほぼ満足する結果がえられた。したがっては場実験に先立って求められる本けん引力計の較正曲線も、供試作業機とトラク

タを結ぶ仮想けん引線の近くでけん引力としての水平力に相当する荷重が加えられるならば、その特性曲線をけん引力較正曲線として差支えないものと考えられる。

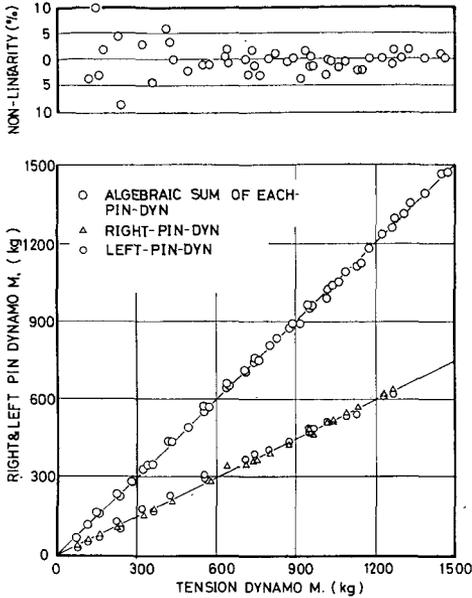


Fig. 2-14. Partial check of 3-point hitch dynamometer with tension type dynamometer

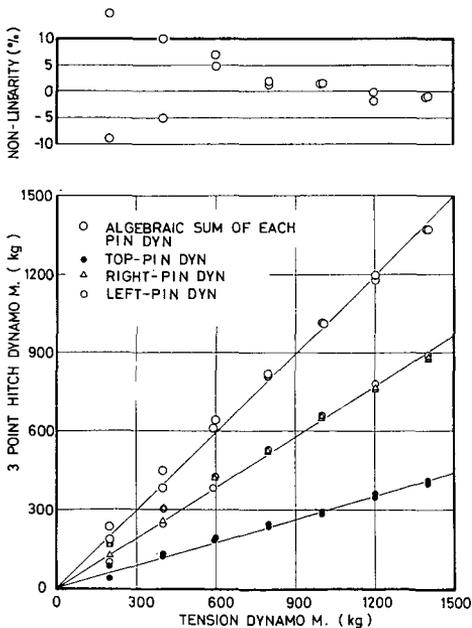


Fig. 2-15. Total check of 3-point hitch dynamometer with tension type dynamometer

Fig. 2-16 は、3畦重作業用カルチベータの貫入深さ 22 cm を一定とする想定のもとにえられた較正曲線である。この較正曲線における各測点の算出された偏差は、500~1500 kg の荷重範囲で $\pm 5\%$ 以内となっている。なお、較正を行なうにあたりトラクタのエンジンは停止し、油圧レバーは最下位にセットした状態で荷重を加えた。また、この状態において下部リンクにリフティングロッドを取付けた場合と、はずした場合とでのひずみ出力特性は変わらないことを確めた。

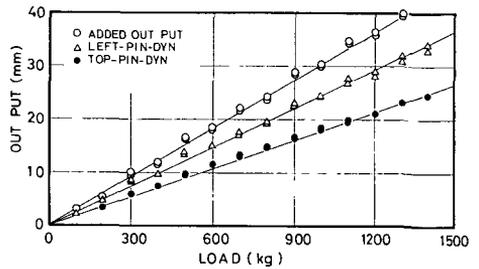


Fig. 2-16. Calibration curve for used with heavy duty cultivator

上述の較正曲線を用いての本けん引力計のけん引負荷試験と、トレース・トラクタ法により行なった結果とを Fig. 2-17 に示す。カルチベータの貫入深を一定とし、けん引負荷量を変化させる目的で走行速度を変化させたが、土壌の比抵抗に限界があるため、測定された抵抗値は 400~700 kg の範囲であった。この範囲においてのトレース・トラクタ法により求められた直装式作業機のけん引抵抗値と本けん引力計による測定値との間には、約 $\pm 11\%$ の相異があるも 1:1 の関係が認められた。しかし、トレース・トラクタ法による直装式作業機のけん引抵抗値を画一的に基礎値として採用する根拠がないので、上記の事実のみをもって試作けん引力計の精度を論ずることは妥当ではない。

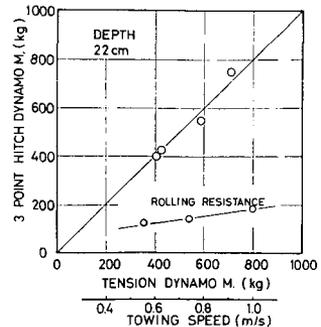


Fig. 2-17. Test result by means of trace-tractor method

E 要約

本章はトラクタの油圧機構を3点自由浮動とした場合に適応されるけん引計の開発を目的とした基礎実験の結果について述べたものである。本実験によって得られた結果および今後とり上げるべき問題点を要約すると次の通りである。

(1) 3点ヒッチ用リンクの玉継手を計測素子のリンク継手部に挿入するとピン部への荷重分布を均一に保持し難い。したがって安定したひずみを起わい部に誘起させえないのでかかる玉継手を計測用として不適当であると判定される。

(2) 玉継手を自動調心軸受に改装した結果、各計測素子におけるひずみ出力特性は良好な直線性を示した。各ひずみ出力の非直線偏差は500~1500 kgの範囲において±5%以内であった。

(3) 右下部計測素子のひずみ出力が0~300 kgの範囲でわん曲しているのは起わい部の機械的な影響によるものとみなされる。このような特性を有する計測素子が3素子の中にあると、荷重の全域においてひずみ出力感度を等しく整えることは不可能であり、したがって本けん引計における較正曲線の精度を左右する原因となっているので、さらに継手部の構造を検討する必要がある。

(4) 現在、本けん引計は暫定的に較正曲線を求めているが、画一的なものをえるための較正方法および装置を開発して、測定精度を検討する必要がある。

第3章 改良3点ヒッチけん引計

A 概論

本章は第2章に引続いて試作した3点ヒッチけん引計の不備な点を補うことに主眼をおき、改良研究を行なってその実用化を図らんとするものである。即ち前章の基礎実験過程では自動調心玉軸受を各リンクに圧入した締めばめ状態で用いていたが、その圧入時にリンクのアウトターレース・ハウジングに強力な力を加えたことによるためか、半径方向の残留応力により拘束されがちで、各軸受の心合わせ度がやや硬く、特に右下部計測素子におけるひずみ出力が0~300 kgの荷重範囲で直線性を失う結果となった。そこで本章ではリンクに対する各軸受の保持方法を締めばめからすきまばめに変え、Fig. 3-1に示される如く軸受を接着剤ボンドでリンク本体に固定させ、かつ両側面よりパッドを用いてネジ止めることによって軸受の心合わせ性の改善と所要の自由度がえられるものかどうか、各計測素子の正常化に伴う本けん引計の較正装置を含むその検定法および実用検

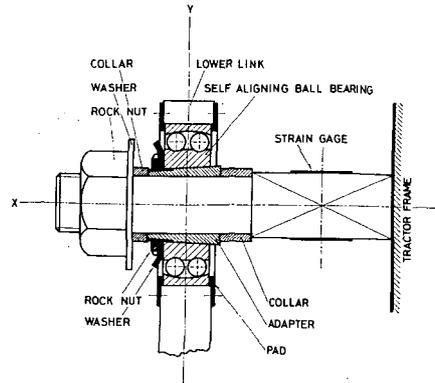


Fig. 3-1. Link-pin dynamometer. Improvement were made on a few points

討結果についての見解を述べることにする。

B 改良けん引計の較正

B-1 較正装置

本研究において較正作業は各計測素子をトラクタ本体に取付けた状態で行うことを建前としている。これまでけん引計の較正には容量3 tonのチェーンブロックを用いていたが、各リンクごとの単独荷重時には、較正装置の構造上トラクタの据え付け位置を変えて引張荷重の方向を揃える必要があり、また、チェーン・ブロック自体計測操作上不備であるのみならず、期待する精度がえられなかった。そこでFig. 3-2にみられる如き較正荷重負荷装置を新たに作り、これと従前の較正時に用いた装置Fig. 3-3とを用いて比較検定を行うことにした。

図に示された3個の張力計は、各プラーの引張荷重値(最大荷重値、750 kg)をモニターするためのもので、いずれも農業原動機学教室製¹⁾の定格容量3 ton(直線性:指示値の±1.5%以内)のものを用いている。較正時には

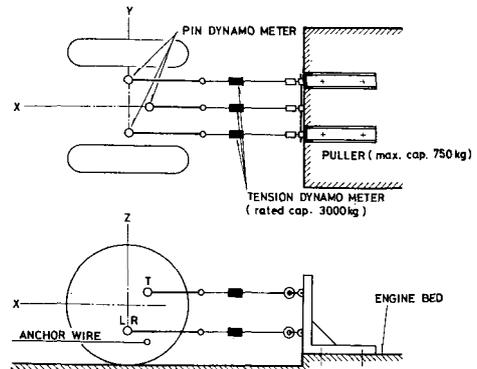


Fig. 3-2. Calibrating apparatus to load each pin dynamometer

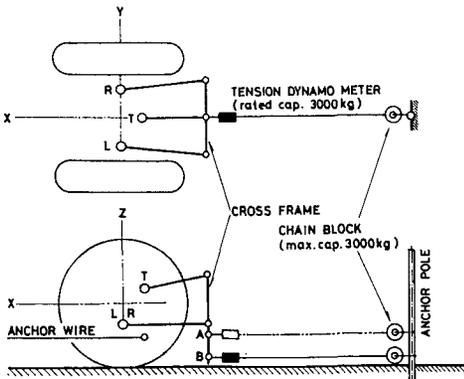


Fig. 3-3. Calibrating apparatus to load 3-point hitch dynamometer with cross frame

トラクタが引ずられるのを制制するため、トラクタのスウィング・ドロバにアンカーワイヤを掛け、かつ駐車ブレーキを用いてトラクタ本体を制動した。Fig. 3-3に示された荷重負荷装置は第2章で述べた装置同様、3 tonのチェーン・ブロックとこれによる荷重を3点リンクに分配する目的で造られた十字フレームからなっており、3点ヒッチけん引計の静的なひずみ出力特性を検定するものである。なお第2章の試験では十字フレーム上の荷重負荷位置の違いにより加算出力値に差がみられたので、今回試作した荷重負荷装置は特にその検討も行なう意図のもとに設計されている。

B-2 較正方法

較正試験時における測定系のブロック・ダイアグラムを Fig. 3-4 に示す。

本装置を用いてけん引計の較正を行う場合、供試3個の張力計の感度^{2,3)}をあらかじめ整えておき、次に述べる2-a~cの項目は Fig. 3-2 による装置を用いて負荷を加え、2-dの項目は Fig. 3-3 による装置を用いて負荷を加える。

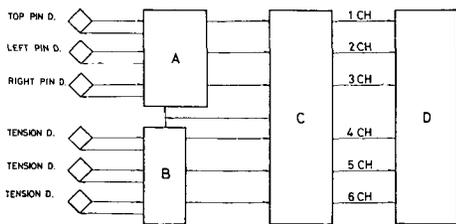


Fig. 3-4. Block diagram on calibration check

- A: adding circuit, B: gain adjuster,
- C: dynamic strain amplifier
- D: pen write oscillograph with preamplifier

2-a 計測素子のひずみ出力特性の検定

各計測素子ひずみ出力の直線性および感度差をみいだす目的で行う。また下部リンクにリフティングロッドを連結した場合とはずした場合とで、下部計測素子のひずみ出力に変化を生ずるかどうかも合わせて調べる。付帯条件としてトラクタ油圧昇降レバーは最下位にセットし、エンジンは停止状態とする。

2-b 計測素子の感度調整

計測素子に荷重 500 kg を負荷した状態で Fig. 2-7 に示した加算回路上の感度調整用ボリューム (0.1 kΩ) を用い、CH-3 の出力をモニターしながら各計測素子の単位荷重に対するひずみ出力感度を等しく調整しえたかどうかを検定する。

2-c 並列荷重時の加算出力の検定

各リンクに加わるブラーの引張荷重が 500 kg のとき加算出力値における誤差は最少となるが、ブラー荷重の大きさがそれぞれ異なった場合について加算出力値の測定精度がどのような分布にあるかを検定する。

2-d 一点荷重時の加算出力特性の検定

Fig. 3-3 の装置を用いて各リンクに荷重を加えた時にえられた加算出力値と、2-d の検定時にえられた較正曲線との間に差異がみられるかどうか、および荷重の着点位置を変えた場合に加算出力値が、前述の較正曲線と比較して異なるかも検定する。

上記の順序で較正を行なう場合、荷重は第2章に準じて負荷を加え、Σ法により算出された実験式に対して各測点の偏差を求め、これを測定精度としてその検定を行った。

B-3 較正結果および考察

3-a 計測素子のひずみ出力

各計測素子の単独荷重負荷時にえられたひずみ出力特性を Fig. 3-5 に示す。第2章において右下部計測素子のひずみ出力特性が荷重 0~300 kg あたりでわん曲することを指摘したが、今回の改良型においてはかかる現象が消去された。これは継手部の軸受保持機構を A で述べた如く改良して残留応力を取去ったことによるものと解され、各計測素子共そのひずみ出力は良好な直線性を呈し、その非直線偏差も 300 kg 以上の荷重負荷領域で ±3% 以内となり、改良前 500 kg 以上の荷重負荷領域で ±5% であったのに比して改良の成果は明らかである。また各計測素子のひずみ出力感度は調整点荷重 500 kg に対して、上部計測素子 1290×10^{-6} 右下部計測素子 1100×10^{-6} 、左下部計測素子 1065×10^{-6} の順であった。なお、リフティングロッドの重量はほとんどひずみ出力

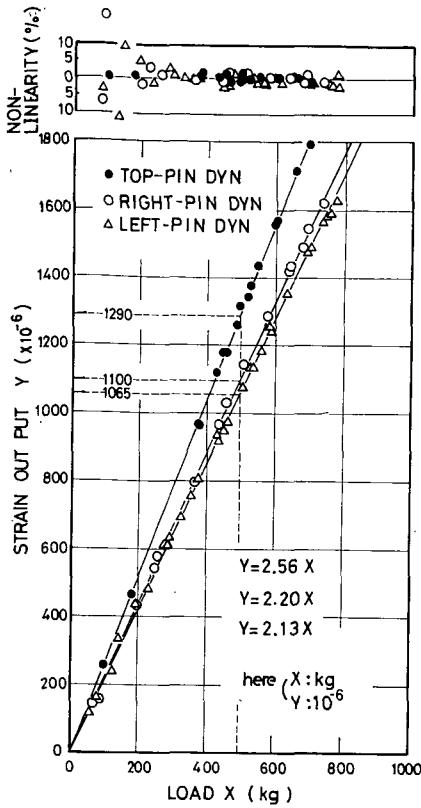


Fig. 3-5. Strain out put of each pin dynamometer and its non-linearity

に影響しないことが本図から確かめられた。

3-b 計測素子の感度調整

Fig. 3-6 はひずみ計の 3ch 増幅器に較正值 800×10^{-6} を入れ、そのときのオシロ振れ幅が 10 mm になるように測定系の感度を設定して、各計測素子の感度を等しく調整したときのひずみ出力特性である。このとき調整点荷重 500 kg において各素子のひずみ出力のオシロ振れ幅は 15 mm となるように調整してある。したがって直線式 $Y=3/100 \cdot X$ (X , 荷重, kg; Y , オシロ振れ幅, mm) が感度調整後のひずみ出力特性となる。上部計測素子のひずみ出力が左右下部計測素子のひずみ出力値に比べやや少ない傾向にある。またこの時の 1, 2ch に現われたひずみ出力と、3ch に現われたひずみ出力との関係を Fig. 3-7 に示した。動ひずみ計 1, 2ch の増幅器利得は較正值 1000×10^{-6} を入れた時、オシロ振れ幅を 10 mm に設定してあるので、各チャンネル間における感度比を計器の較正值から逆算してみると $Y=0.8 \cdot X$ になるべきであるが、実測した結果 $Y=0.738 \cdot X$, $Y=0.753 \cdot X$ とい

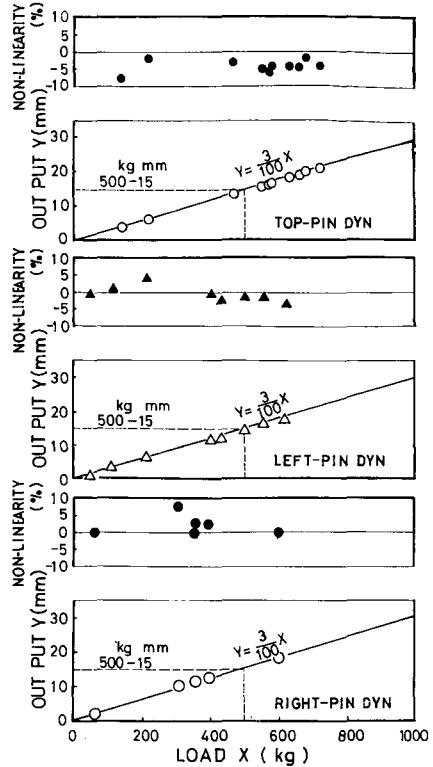


Fig. 3-6. Results when each pin dynamometer out put was adjusted

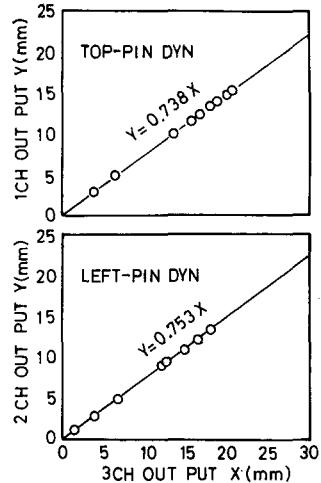


Fig. 3-7. The correlation between added out put and each channel

う関係がえられ、計器の較正值から逆算した結果より約 4~5% 程少くなっている。

ひずみ増幅器の利得は較正マークから定められるので

あるが、上記の如き測定結果がえられた原因は、本計測系の1ch, 2chと3chにある較正回路が相異していることによるものと考えられる。すなわち1ch, 2chは後続計器(共和電業製, DPM-6CT)に内蔵されているダブルブリッジ方式^{4,5)}により較正マークがえられ、3chは加算回路にあって供試変換器のブリッジ構成素子の一辺に標準抵抗を並列に付加する抵抗並列方式となっている。Table 3-1からも想定されるように、各計測素子の起わり部ひずみ量と較正マークから算出されるひずみ出力とは直接関係がなくなっている。この原因として考えられることは、供試動ひずみ計の較正回路内でつくられる較正基準電圧が加算回路を接続することにより誤差を生じているものと思われる。かかる場合にあっては、計器の較正マークはあくまで増幅器の利得を定める目的で用いれば問題はない。

Table 3-1. Adjusted out put of each pin dynamometer

	non-adjusted	adjusted
Top pin dynamo (10 ⁻⁶)	1290	1 ch, 1105 3 ch, 1200
Left pin dynamo (10 ⁻⁶)	1065	2 ch, 1125 3 ch, 1200
Right pin dynamo (10 ⁻⁶)	1100	— — 3 ch, 1200

各計測素子に加わっている荷重を算出するにあたっては次式に基づいて求めた。

$$\left[\begin{array}{l} \text{上部計測素子荷重} = \frac{1}{0.746} \times \frac{500(\text{kg})}{15(\text{mm})} \times 1\text{chの} \\ \text{オンシロ振幅(mm)} \\ \text{左下部計測素子荷重} = \frac{1}{0.746} \times \frac{500(\text{kg})}{15(\text{mm})} \times 2\text{chの} \\ \text{オンシロ振幅(mm)} \\ \text{右下部計測素子荷重} = 3\text{点ヒッチ荷重} + \text{上部計測素子} \\ \text{荷重} - \text{左下部計測素子荷重} \end{array} \right.$$

但し 0.746 は 0.738 と 0.753 の平均値

3-c 並列荷重時の加算出力

並列荷重時の加算出力特性試験結果を Fig. 3-8 に示した。上図①は各プラーでの引張り荷重が、すなわち3点に加わる荷重をほぼ等しい割合で変化させた場合にえられた加算出力特性結果であり、下図②は実作業におけるけん引荷状態を想定して、左右下部計測素子に加えられるプラーでの引張り荷重が等しく、上部計測素子にはその約 1/6 程度の割合で引張り荷重が加えられた場合

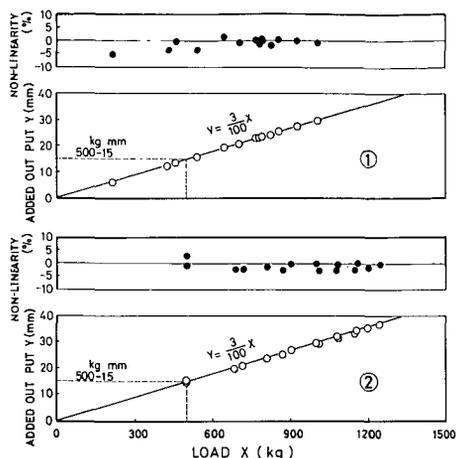


Fig. 3-8. 3-point hitch dynamometer out put characteristic

にえられた加算出力特性結果である。2-bにおいて懸念された上部計測素子における調整値に対してのひずみ出力不足も加算出力値には影響しないようであり、 $Y=3/100 \cdot X$ なる直線式に対して各計測点の偏差も 300 kg 以上の荷重荷重領域で±3%以内にとどまることを知り、2-aで述べた計測素子単独荷重時に測定された精度に等しい結果を得た。換言すれば2-bにおける各計測素子のひずみ出力感度は上述の範囲において等しく調整されていることがここにおいても確認されたことになる。

3-d 一点荷重時の加算出力

一点荷重時の加算出力特性を Fig. 3-9 に示す。上図は十字フレームの着力点Aにおいて水平方向に荷重を加えた時にえられた加算出力特性であり、下図は着力点Bに

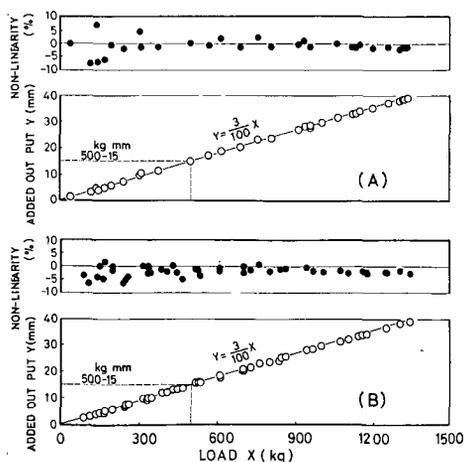


Fig. 3-9. 3-point hitch dynamometer out put characteristic

において水平方向に荷重を加えられた加算出力特性である。両出力特性共に $Y=3/100 \cdot X$ という直線式に対しては各測点の偏差が 300 kg 以上の荷重において $\pm 3\%$ 以内となっており、荷重の差力点位置 A, B による出力特性差はここではみられない。第 2 章の実験過程で、この着力点位置の違いによって加算出力特性に差がみられたのは恐らく、各計測素子のひずみ出力感度が充分等しく調整されておらず、不揃いがあったことによるものと思われる。本供試けん引計はその構造上特に上部計測素子の感度が左・右下部計測素子に比べて大きすぎる場合、水平力を加える着力点位置が A から B へ移動するにつれて加算出力が減少する傾向がみられる。

なお装置 Fig. 3-3 による較正方法を用いた場合、各リンクは共に数度の角度を持って計測素子に取付けられているが、えられたひずみ出力は前述の範囲で 2-c の場合にえられた出力と変りないことから、この程度の角度による影響は無視しうることを知る^{6,7)}。

以上の結果から $Y=3/100 \cdot X$ なる直線式を本けん引計の較正曲線と定めた。したがって以後作業機のけん引抵抗測定に先立ち必要とされる本けん引計の較正検定は 2-c, 2-d の項目について行えば充分と考えられ、度々作業機を 3 点リンクに装着して較正曲線を求める必要がないものと判定した。

C 実用検討実験

いまここに試作したけん引計の較正曲線を画一的に求めることができたので、これと従来直装式作業機のけん引抵抗測定に慣用されているトレーストラクタ法との比較実験を行なった。後者は直装式作業機の抵抗を間接的に測定するものであるから、あらかじめ測定したころがり抵抗値がけん引作業時と異なる場合には、算出される作業機のけん引抵抗値は不確かなものとなる。またころがり抵抗は地盤の状況によっても異なるものであるから、重量転移による影響をも検討するため、コンクリート路盤、埴土、壤土ほ場と 3 種の地盤を設定して実験を行った。このように、特にコンクリート路盤を選択した目的は、速度によるころがり抵抗が一定な路面での本けん引計の動的荷重負荷時における特性を知ることにある。

C-1 供試ほ場の概要

コンクリート路盤、埴土、壤土地盤は共に北海道大学農業機械特別実験室における室内ほ場を用いた。土壌は K 社製ロータリ耕耘装置 (RA-1700) を用いて耕耘深 18 cm の 2 回掛けによって細かく碎土した後、クローラトラクタ (TA-25, 3.5 ton) を用いて転圧調整してある。こ

ろがり抵抗は特にけん引路面の硬度に左右されるゆえ、その調整には充分な配慮をし、トラクタ履帯による転圧は一度掛けに限定し、重複を避けた。

C-2 実験方法

2-a ころがり抵抗試験

張力計を介して供試トラクタ DB990 をウニモグトラクタ HL でけん引させ、供試トラクタの被けん引速度に対するころがり抵抗を求める。けん引速度は 0.3-1.2 m/s の範囲で 5 点選んだ。

2-b けん引負荷試験

コンクリート路盤においては供試トラクタ DB990 をウニモグトラクタ HL にてけん引させ、その中間に張力計を介した。3 点ヒッチけん引計への負荷は Fig. 3-3 に示した十字フレームの B 点にワイヤをかけ、負荷車として後続配置したフォードソン・スーパーデキスタ (39.5 DS, 1464 kg) ならびに三菱 R301 (35 PS, 1400 kg) の 2 台のトラクタを制動して調節した。また 3 点ヒッチけん引計とけん引負荷トラクタの間には、3 点ヒッチけん引計が正常に作動しているかどうかを検定する目的でもう一台の張力計を介させた。けん引線高さは路面上 20 cm であり、引張荷重が加わり水平になった時点で十字フレームはやや浮き気味となる。したがって負荷時に 3 点リンクは完全に浮動状態となっている。けん引速度 0.3, 0.5 および 0.8 m/s の 3 種を選び、この各速度におけるけん引負荷量を 300, 500, 800, 1000 kg とした。

2-c 作業機けん引負荷試験

ほ場けん引試験の 3 点ヒッチけん引計に対する負荷はトラクタに対して左右対称にするため第 2 章に述べた試験で用いた定規車付 3 畦重作業用カルチベータを再び用いることにした。負荷量の範囲を 300~1000 kg とし、その調節は貫入深さを変えて行なうこととし、けん引速度は供試カルチベータの適正速度とされている 0.6 m/s を選んだ。なおけん引時の路面状態をころがり抵抗試験時と同じ条件とするため、DB990 トラクタをウニモグトラクタの中心線からずらしてけん引させ、前車の輪跡を後続車が踏まぬようなオフセットけん引法を採用している。

C-3 実験結果と考察

3-a ころがり抵抗試験

Fig. 3-10 は、3 種の供試路面における供試トラクタ DB990 のころがり抵抗試験結果であり、0.3~1.0 m/s の範囲における走行速度に対し、3 種のころがり抵抗はいずれもゆるい右あがりの傾きを持つ直線の関係がえられ

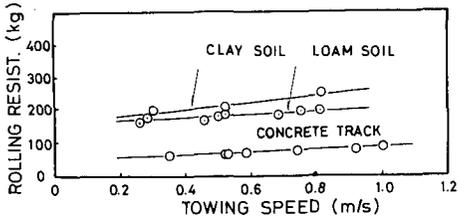


Fig. 3-10. Rolling resistance of test tractor on the three tracks

た。これらの測定結果をもとにしてけん引試験時における供試トラクタのころがり抵抗を前部張力計荷重から差引き、その値をトレース・トラクタ荷重 L_1 としている。

3-b コンクリート路上けん引試験

本路上におけるけん引負荷試験の結果を Fig. 3-11 に示す。横軸に後部張力計荷重 L_3 をとり、これを基準として3点ヒッチけん引計の指示値を検討すれば、後部張力計荷重 L_3 に対し3点ヒッチけん引計荷重 L_2 は $\pm 3\%$ 程度の偏差をみとめるが、測定された範囲内の2者はほとんど一致した値を示しているものとみてよい。この事実は本けん引計が従来けん引式作業機のけん引抵抗測定に際し用いられている張力計と同等な精度で使用に供せられていることを証明しているものとみてよい。また後部張力計荷重 L_3 とトレース・トラクタ荷重 L_1 との間にも測定範囲内では $L_1=L_3$ なる関係が認められた。

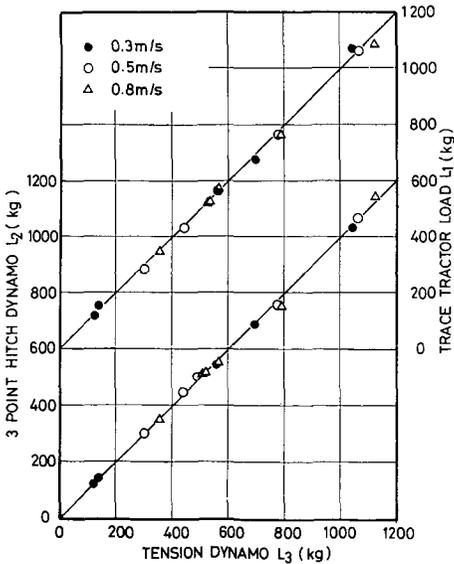


Fig. 3-11. Check of 3-point hitch dynamometer compared with the trace tractor method on the concrete test track

Fig. 3-12 は横軸に3点ヒッチけん引計荷重 L_2 、縦軸にトレース・トラクタ荷重 L_1 およびリンク荷重をとり、これらの関係を示したものである。3点ヒッチけん引計荷重 L_2 に対するトレース・トラクタ荷重 L_1 の関係よりかかるけん引法においては、トレース・トラクタ法で測定されるけん引抵抗力と3点ヒッチけん引計で測定されるけん引計とが一致していることを知り、本けん引計は動的な負荷に対しても正常に作動していることをここに確認した。3点ヒッチけん引負荷量の内訳については、図中に併記してあるが、上部計測素子荷重 $T=0.56L_2$ 、左・右下部計測素子荷重の和 $L+R=1.56L_2$ なる直線式で与えられる関係にあることをも確認した。

なお、十字フレームを3点リンクにとりつけた場合の X-Z 軸平面における力関係を Fig. 3-13 に示す。本けん

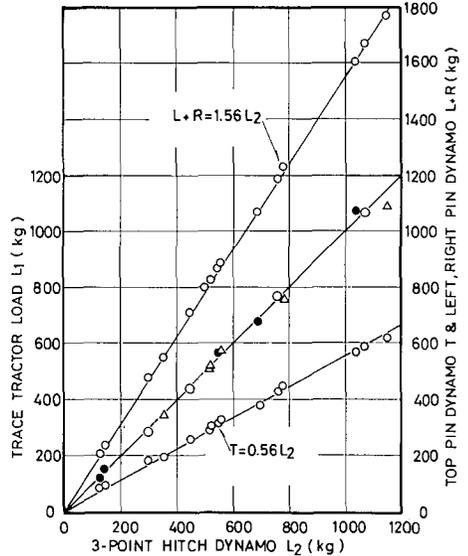


Fig. 3-12. Check of 3-point hitch dynamometer on the concrete test track

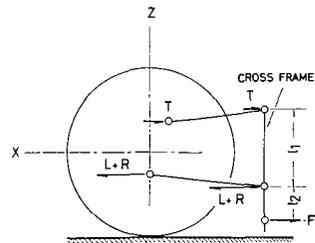


Fig. 3-13. 3-point hitch load and link forces
 T : top link force (kg)
 $R+L$: lower link force (kg)
 F : load acted on the cross frame (kg)

引力計は3点リンクの各リンクに加わる荷重の水平成分力を各計測素子において検出し、それらの代数和をけん引力として指示するものであるから、各リンクの傾きに関係なくリンクピン荷重とヒッチピン荷重は等しくなければならない。かかる観点にたち十字フレーム上での力関係に着目してみる。図中の記号を

T : 上部リンク抗力 (kg)

$L+R$: 左・右下部リンク抗力の和 (kg)

F : 十字フレームに作用する抗力 (kg)

とすれば

X 軸方向の力の代数和;

$$F - (L+R) + T = 0 \tag{3-1}$$

上部ヒッチピンまわりのモーメント;

$$(L+R)(L+R) \cdot l_1 = F(l_1 + l_2) \tag{3-2}$$

(3-1), (3-2)式より $T, L+R$ を求めると

$$T = \frac{l_2}{l_1} \cdot F$$

$$L+R = \left(1 + \frac{l_2}{l_1}\right) F$$

ここに十字フレームの寸法 $l_1=550$ mm, $l_2=340$ mm を代入すると

$$T = 0.62 F \tag{3-3}$$

$$L+R = 1.62 F \tag{3-4}$$

をうる。Fig. 3-12 から求められた実験式 $T=0.56 L_2$, ならびに $L+R=1.56 L_2$ を (3-3), (3-4) 式と比較検討してみると実測値の方が $T, L+R$ とも3点ヒッチけん引力計荷重 L_2 に対し約6%少ないものの計算値と一致することがわかり、3点ヒッチけん引力計荷重 L_2 の内訳 T および $L+R$ の値は l_2/l_1 の関数となることを知った。この事実はまだ外力の作用点までの距離 l_2 および外力の大きさを F 決定しうることをも意味している。

3-c 作業機けん引負荷試験

Fig. 3-14 は負荷として供試した重作業用カルチベータの貫入深と3点ヒッチけん引力計荷重すなわちけん引抵抗力との関係を示したものである。供試カルチベータの埴土ほ場におけるけん引抵抗値は貫入深 10~18 cm において 600~1400 kg であるが、埴土ほ場においては 200~700 kg となり、前者に比しほぼ半減している。これは土壌の条件が2者で極端に相違していることによる結果である。

次に上述の試験において測定された3点ヒッチけん引力計荷重 L_2 とトレース・トラクタ荷重 L_1 との関係を図 3-15 に示す。測定された負荷の全領域にわたり L_1

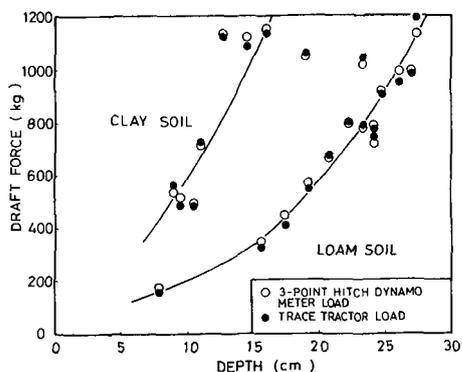


Fig. 3-14. Draft load of heavy duty cultivator

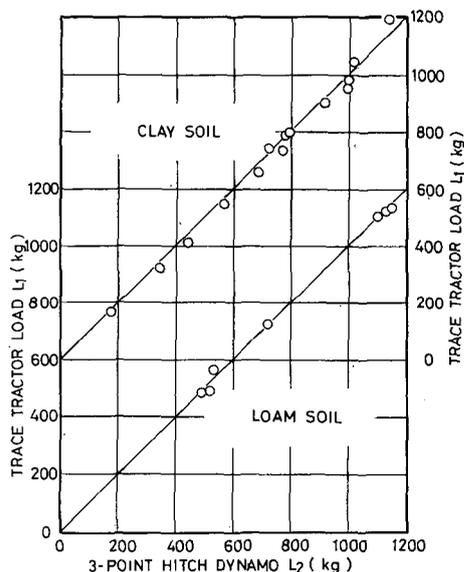


Fig. 3-15. Check of 3-point hitch dynamometer on clay and loam soil test track

と L_2 とは両区ともに5%以内の偏差を有するもほぼ等価の相関関係にあることを知るので、従来慣用されているトレース・トラクタ法であっても、あらかじめ作業機を直装したトラクタのころがり抵抗を正確に求めておけば、直装式作業機のけん引抵抗を測定することが可能である。しかし実際のは場においてけん引法によるころがり抵抗の測定は困難な場合が多く、かつその精度は一律に論じがたい。かかる場合に本けん引力計を用いれば、作業機を直装したトラクタのころがり抵抗の測定を必要とせず、即作業機の負荷抵抗を測定して求めることができると同時に各リンクピン(作業機側からみれば各ヒッチピン)に加わっているけん引抵抗成分力をも測定しう

るといふ長所を有する。なお、けん引法によるころがり抵抗値は作業機けん引時と異なるはずであるが、この点に関しては、測定した範囲においては確かめられなかった^{8,9)}。

D 要 約

(1) 第2章にて述べた3点ヒッチけん引計における各計測素子と3点リンクの継手部に機械的な欠陥がみられたので、これを改良した。その結果各計測素子のひずみ出力にみられた直線性は改良前において非直線偏差が500 kg以上の領域にて±5%であったのに比べ、300 kg以上の領域にて±3%と改良の成果が明らかに認められた。

(2) 改良された各計測素子のひずみ出力特性に基づき、これまで暫定的に求めていた3点ヒッチけん引計の較正曲線を画一的に求めるために適応される較正負荷装置を用いて静的荷重時における精度を求めた。その結果本けん引計はトラクタの3点ヒッチを自由浮動とした場合に適応される作業機に関しては、300 kg以上の計測領域において±3%以内の精度で測定することが可能であることが確かめられた。

(3) 実用実験としてはトレース・トラクタ法を用いての比較検討を行なった。

(4) コンクリート路上における3点ヒッチ荷重とトレース・トラクタ荷重の間には各けん引速度に相応する供試トラクタのころがり抵抗が介在するのみで、速度・負荷量の大きさ等による影響は計測した範囲内では認められなかった。また3点ヒッチ荷重と上部、左右下部リンク荷重との関係を図式解析による計算値と比較してみると実測値による方が6%程少ないものの、計算値と一致した傾向を認めた。

(5) 埴土・埴土の両ほ場におけるの負荷量は作業機の貫入深さを調節して200~1150 kgの範囲とした。その結果3点ヒッチ荷重とトレース・トラクタ荷重の間には供試トラクタのころがり抵抗が存在するだけで、貫入深さを変化させて作業機に加わる抵抗を増大させた場合にあっては(4)で得られた結果と同様なことを確かめた。

第4章 プラウのマスト高さ とトラクタのけん引特性

A 概 論

本章は先に開発試作したトラクタ3点ヒッチ用けん引計^{1,2)}を用い、従来の図上解析にのみ依存した自由3点ヒッチの力学平衡理論を確証する過程で生ずる仮想けん引点ならびにけん引角の曖昧な点を指摘し、これに代

る著者の考え、即ちトラクタの溝曳プラウ耕時における仮想けん引点を単一な点として求める作図法ならびにヒッチ点荷重に準拠したけん引角算定上の妥当性に関する提唱を行なって上記の理論修正を行なう一方、プラウのマスト高さがトラクタのけん引性能向上に及ぼしつ諸効果についての見解を述べんとするものである。後者の論議中著者は供試トラクタの駆動輪におけるすべり率値が数%から30%附近にて発揮されるけん引力範囲をけん引力の常用領域と定義し、また常松・吉田等が主張している実用最大けん引力⁴⁾なる考えを導入して供試トラクタとプラウマスト高さの適正範囲についての考察をも試みた。

A-1 自由3点ヒッチの力学平衡理論

実験に先だちトラクタのけん引特性を論ずる上で必要とされる仮想けん引点、けん引角、車輪荷重反力について明らかにしておくことが重要であると考えられる。

1-a 仮想けん引点

上部リンクの延長線と下部リンクの延長線とが交わる点、すなわち仮想けん引点の幾何学的位置はトラクタ側のリンクポイントおよび作業機側のヒッチポイントの取付点高さを変えることによってFig. 4-1に示したように移動する。図示されたa)~d)の4例はいずれもヒッチ機構の寸法諸元変更に伴って仮想けん引点 Q_1 が Q_2 へと移動することを現わしている。これらのうち一般に多用されている実例はb)とd)であると言ってよい。本章はこれら4例のうちd)について検討を加えることにする。

いまこの仮想けん引点に対し、作業機に加わる抵抗の中心点を1点と仮定すれば、作業機が3点自由浮動状態でけん引されている場合、力の平衡条件から仮想けん引線はこの2点を通ることになる。この線上に作用する抵抗力に対応して発揮されるトラクタのけん引性能を向上

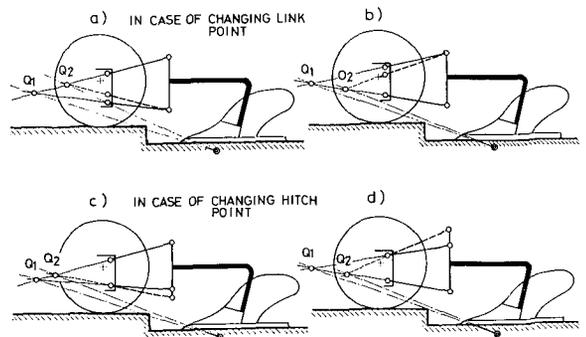


Fig. 4-1. Four examples in case of changing link and hitch point

Q_1, Q_2 : virtual hitch point

させるために図上での力学的解析が行なわれ、リンク諸元がどうあらねばならないかが今日まで論議されてきている^{5,6)}。しかしこれはいくつかの仮想条件を設けて行なわれているので、実機への設計解析に適応させようとするれば仮定に基づく問題点につきあたる。1例としてプラウ耕作業を想定すれば、溝曳けん引時のリンクポイントならびにクロスシャフトの下部ヒッチポイントは実機の垂直投影面上にそれぞれ2点ずつ現われる。したがって下部リンクの延長線が2本描かれることになり、仮想けん引点は単一の点として求められない。また作業機側における抵抗中心点の位置も明確には求め難いことなどにより従来の仮想けん引線による解析は結果として机上の論議に終止している。

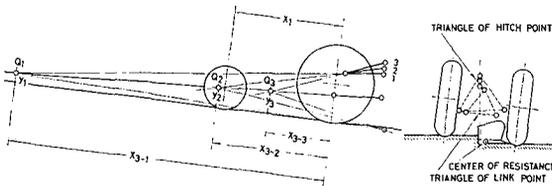


Fig. 4-2. One of the technical methods to find a virtual hitch point

そこでより実情に即した仮想けん引線を図するため垂直投影面内に Fig. 4-2 に示すような副投影面を設けてこれにけん引点を投影すれば、トラクタ側の下部リンクポイントは単一の点として求められる。この点と作業機クロスシャフトの midpoint を結ぶ直線の延長線は上部リンクの延長線と1点で交わることになり、この点を仮想けん引点として位置づければ解析はより明確化されることになる。

ここでクロスシャフトの midpoint を採用した理由は、これまでの実験でえられた測定結果から、左右の下部リンクに加わるけん引抵抗成分力はプラウの装着調整が著しく不釣合な状態でない限り、ほぼ等価とみなして差しつかえないと判定されたことによる。

1-b けん引角

けん引角を算定するにあたり次の2通りの方法が考えられた。

すなわちけん引作業時における上部リンク水平力と下部リンク水平力を既知量(実測値)とすれば、仮想けん引点においてこれらの水平力を Fig. 4-3 に示す作図法によってベクトル合成し、その合成力 P が水平面となす角をけん引角とする。この考え方によればけん引角は次式によって算出される。

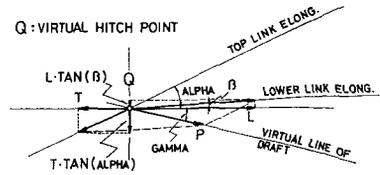


Fig. 4-3. Draft angle at virtual hitch point, Q

- T : 上部リンク水平力 (kg)
- L : 下部リンク水平力 (kg)
- P : 合成力 (kg)
- α : 上部リンク傾斜角 ($^\circ$)
- β : 下部リンク傾斜角 ($^\circ$)
- γ : けん引角 ($^\circ$)

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{-L \cdot \tan \beta + T \cdot \tan \alpha}{L - T} \quad (4-1)$$

なお各傾斜角 α, β は Fig. 4-2 に示された作図法により図上から求められる。この方法によればけん引角は作業機の抵抗中心点位置とは無関係に求めることが可能となる。

次に従来の慣行にならいプラウの抵抗中心点が耕深の1/3, 耕幅の1/4にあるものとし、また Fig. 4-2 の幅投影面内にあるはプラウ刃先端を含む垂直平面内に定め、この点と2-a で述べた仮想けん引点とを結んだ直線すなわち仮想けん引線が水平面となす角を測って求める方法である。

以上の2通りの求め方が考えられたのでそれぞれの場合に適用し、検討を加えてみた。

1-c 車輪荷重反力

トラクタのけん引性能を左右する重要な因子の1つに駆動輪荷重の大小が挙げられる。駆動軸が車輪管端外に延びていて、その上に取付けられた車輪ハブを内外へ移動させることによって輪距の調整が可能な国産小型トラ

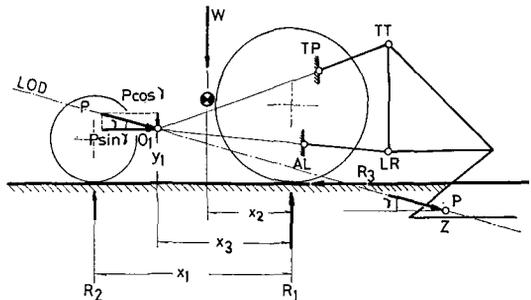


Fig. 4-4. Equilibrium of 3-point hitch forces in $x-z$ plane. Here lower linkage is not restricted

クタの一部を除けばその構造上動的な車輪荷重の適確な測定はほぼ不可能に近い。

D. C. HEISHU⁷⁾ は車輪荷重の算定を次式より求め、トラクタヒッチの力学解析を行なっている。Fig. 4-4 において

W :	トラクタ重量	(kg)
R_1 :	後車輪荷重	(kg)
R_2 :	前車輪荷重	(kg)
R_3 :	リムプル	(kg)
x_1 :	ホイール・ベース長	(mm)
x_2 :	重心と後車軸中心間距離	(mm)
x_3 :	仮想けん引点と後車軸中心間距離	(mm)
$\dot{\gamma}$:	けん引角	(°)
y :	仮想けん引点地上高	(mm)
P :	けん引抵抗力	(kg)
C_t :	けん引係数	(-)

とすれば、自由点ヒッチの力学平衡条件から

$$R_1 = \frac{x_1 - x_2}{x_1} \cdot W + \frac{x_1 - x_3}{x_1} \cdot P \cdot \sin \dot{\gamma} + \frac{y}{x_1} \cdot P \cdot \cos \dot{\gamma} \quad (4-2)$$

$$R_2 = \frac{x_2}{x_1} \cdot W + \frac{x_3}{x_1} \cdot P \cdot \sin \dot{\gamma} - \frac{y}{x_1} \cdot P \cdot \cos \dot{\gamma} \quad (4-3)$$

$$R_3 = C_t \cdot R_1 \quad (4-4)$$

(4-2), (4-3) 式における第1項はトラクタの静的な車輪荷重であり、第2項以後は合成抵抗力 P がトラクタに加わることによって生ずる動的な車輪荷重の増加量である。したがって、

$$\begin{cases} P \cdot \cos \dot{\gamma} = T_0 = L - T \\ P \cdot \sin \dot{\gamma} = T_0 \cdot \tan \dot{\gamma} \end{cases}$$

を(4-2), (4-3) 式の第2, 第3項に代入すれば後車輪荷重の増加量 ΔR_1 , 前輪荷重の増加量 ΔR_2 は次式によって算出される。

$$\Delta R_1 = \frac{1}{x_1} \left\{ (x_1 - x_3) \cdot \tan \dot{\gamma} + y \right\} \cdot T_0 \quad (4-5)$$

$$\Delta R_2 = \frac{1}{x_1} (x_3 \cdot \tan \dot{\gamma} - y) \cdot T_0 \quad (4-6)$$

更に上式の両辺を T_0 で除して単位けん引抵抗当りの車輪荷重の増加量を求め、一般化を計れば

$$\frac{\Delta R_1}{T_0} = \frac{1}{x_1} \left\{ (x_1 - x_3) \cdot \tan \dot{\gamma} + y \right\} \quad (4-7)$$

$$\frac{\Delta R_2}{T_0} = \frac{1}{x_1} (x_3 \cdot \tan \dot{\gamma} - y) \quad (4-8)$$

となる。ここで(4-7), (4-8) 式が持つ意味を少し考えて

みると、右辺の内容はホイール・ベース長 x_1 を一定とみなせば、前車輪の中心と仮想けん引点間の距離 $x_1 - x_3$, 後車輪中心と仮想けん引点間の距離 x_3 , けん引角の正切 $\tan \dot{\gamma}$, 仮想けん引点地上高さ y を変数として表わされたものであり、換言すればトラクタと作業機の幾何学的な寸法諸元のみにより決定されるところの無次元化した値を意味する。一方左辺の内容はけん引地盤を構成する土壌の力学的性質と深い関係を持ったけん引力増強要因としての単位けん引抵抗当りの車輪荷重増加量を表わしている。M. G. BEKKER⁸⁾ によればランド・ロコモーションを研究する上で土壌の剪断力の概念を与えるクーロンの式を最初に導入したのは MICKLETHWAIT⁹⁾ であるとされている。クーロン式を変形して書き改めるため

H :	推力	(kg)
A :	載荷面積	(cm ²)
W :	載荷重量	(kg)
c :	土壌の粘着係数	(kg/cm ²)
ϕ :	土壌の内部摩擦角	(-)

とすれば

$$H = A \cdot c + W \cdot \tan \phi \quad (4-9)$$

(4-9) 式をえる。土の推力は履帯にせよ、車輪にせよ、車両の荷重と推進する分力によって、土が変形を受けるときに生じる水平反力として定義される。すなわち、そのような状態のもとに起こる滑りせん断に抵抗する土の強度が、車両を推進するための推力となる。(4-7) 式における ΔR_1 は(4-9) 式における ΔW (W の増分) に相当する意味を持っている¹⁰⁾。更に今日けん引車両にみられる traction member の種類・形態の多様性は、上記理論の発展過程のものであり、けん引地盤を構成する土壌条件に対応せんと必要条件を具備したけん引車両の積極的な姿勢とみることが出来る。

要するに(4-7) 式の左辺は右辺の内容、すなわちトラクタと作業機の幾何学的な寸法諸元により決定されることは注目すべきである。Fig. 4-5 は作業機のマスト高さに対応して上部リンク傾斜角 α , 下部リンク傾斜角 β , 仮想けん引点地上高さ y , 前車軸の中心と仮想けん引点間の距離 $x_1 - x_3$ が変化する有様を示した一例である。本図からマスト高さ M を増すと作業機の耕深を変化させぬ限り下部リンクの傾斜角 β は一定であるが、上部リンク傾斜角 α はほぼ直線的に増加し、仮想けん引点地上高さ y および仮想けん引点と前車輪中心間の距離 $x_1 - x_3$ はそれぞれ下部リンクポイント取付高さ 420 mm, ホイール・ベース長 1955 mm に漸近することを知る。なおその極限状態では作業機がトラクタ下部リンクポイントの

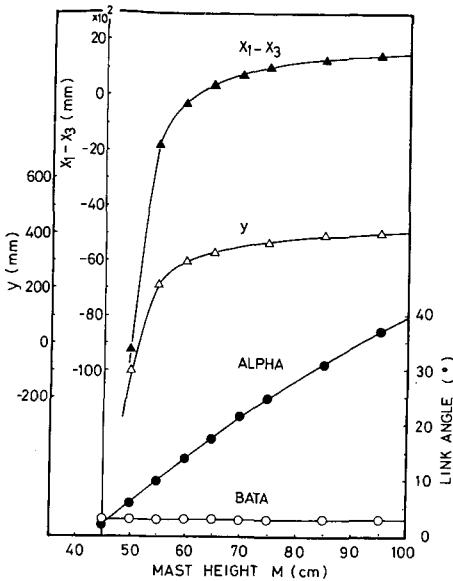


Fig. 4-5. Emplement mast height and other dimensions

1点で懸架されることを意味する。

前段の論議は一応これにとどめ、次に実施される実験の結果およびその解析検討を行なう過程で引き続き具体的な論議を継続することにする。

B 実験方法

B-1 供試トラクタおよび作業機

供試トラクタは第3章の実験に用いた12段変速機付David Brown 990を採用した。供試作業機は同一耕深

に対して耕幅を変えてトラクタに対するけん引負荷量を変化させる意図のもとに、定規車付ボトムプラウ3台(18''×1, 14''×2, 14''×3, 菅野農機製)を供試機として採用した。各供試プラウは実験目的に適応するように市販品を改造したもので、上部ヒッチ穴高さをクロスシャフト中心より測って450, 500, 550, 600, 650 mmの位置に50 mm間隔で設け、マスト高さを5段階に変化させるようにした。各プラウの主要諸元をTable 4-1に示す。

B-2 供試ほ場

本実験は均一な土壌条件ならびに耕深、耕幅およびすべり率の適確な測定値を必要としたため、供試ほ場を室内人工ほ場に設定した。ほ場区画は50 m×4 nで、その土性は北海道の代表的な土壌の一つである壤土を選んで繰返し調整しつつ実験を行った。土壌硬度の調整は土槽上をレール走行するダイナモカー(日立製作所製、走行出力22 kW, PTO出力22 kW)にスクリーペータを装着させ、耕転深30 cmにて耕転・砕土を行なった後、レベラーを用いて表面をならし、ローラで転圧して締め固めて行なった。Fig. 4-6にコーン・ペネトロメータ(丸東製・小コーン使用)による貫入深と貫入抵抗の関係およびTable 4-2に土壌含水比測定結果を揚げた。特にローラ転圧作業は貫入深に対しての土壌硬度を一定とするため、自重が500 kg, 4500 kgと異なる2ローラを併用した。

B-3 実験の進め方

供試トラクタのエンジン回転速度ならびに変速ギア位置は全実験を通じて1800 rpmの8速に設定し、前後車

Table 4-1. Test plow dimensions

		18''×1	14''×2	14''×3
Share width	(mm)	460	360	380
Share length	(mm)	700	590	590
Moldboard height	(mm)	440	370	375
Moldboard width	(mm)	520	400	390
Moldboard length	(mm)	820	670	670
Landside length	(mm)	1015	580, 785	585, 585, 780
Vertical cutting angle	(°)	15	14	15
Horizontal cutting angle	(°)	43	40	41
Lateral directional angle	(°)	46	39	37
Horizontal suction	(mm)	0	0	0.3
Vertical suction 1	(mm)	1.9	2.5	2.0
Vertical suction 2	(mm)	1.7	2.0	1.5
Working width	(mm)	460	728	1070

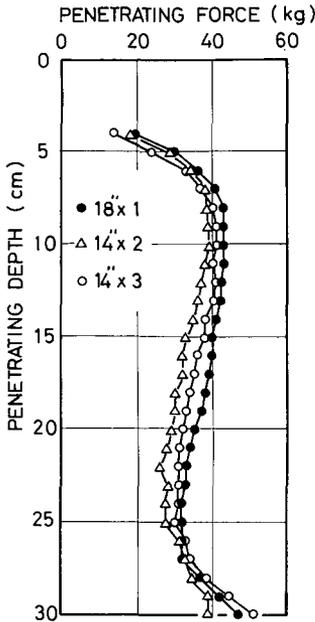


Fig. 4-6. Soil penetration resistance at each depth of test field, small cone penetrometer (Maruto Co. Ltd.)

Table 4-2. Soil moisture content at each depth of test field

Depth	Moisture content
0-5 (cm)	29.7 (%)
5-10 (cm)	29.7 (%)
10-15 (cm)	30.9 (%)
15-20 (cm)	28.7 (%)
20-25 (cm)	31.2 (%)
25-30 (cm)	31.0 (%)

輪のホイールウェイトはけん引負荷量の大小が駆動車輪のすべりを発生し易くするためあえて取除いてある。装着した3点リンクけん引計の誤動作を回避するため、作業時油圧昇降レバーはラムシリンダに作動油圧が加わらないよう最下位に設定し、チェックチェーンはその張りがたるみを保つよう配慮した。また測定中トラクタが直進状態を維持できるようデフロックを使用したので、左・右駆動車輪のすべり率は片側のみ測定した。

トラクタとプラウの水平面内における相対位置関係は、第1犁体のプラウ刃尻とトラクタ右車輪の内側との間隔が刃幅の10~15%となるよう、あらかじめクロスシャフトに対してプラウフレームを移動調整させてあ

る。けん引抵抗の増減はプラウの定規車取付点穴位置を変えることによって調節を行ない、プラウが所要の耕深に達した時、プラウフレームは水平面に対し平行となるよう上部リンクおよびリフティングロッドを伸縮して調整を行なった。なお所要耕深に対するれき耕底の変化は前れき耕深の影響を強く受けることが考えられたので、この修正は先に述べたダイナモカーに1連プラウを装着し調整を行なうという細心の注意を払っている。

B-4 測定項目

測定は Table 4-3 に示す項目について行なった。ここで第3章の実験からの反省として供試3点ヒッチけん引計の加算回路はけん引力と同時にその成分である上部リンク水平力、左右下部リンク水平力を個々に4点取出して測定できるものとした。この改良型加算回路はトラクタ3点リンクポイントにおける力のかかり具合が連続的に一目瞭然と判別され、けん引抵抗測定に先立つ計測器の初期調整が楽になった点なども利点としてあげることができる。

Table 4-3. Measurements

Engine speed (rpm)	PTO revolution pulse recorded on oscillogram
Travel speed (m/s)	Stopwatch and measure method
Travel reduction (%)	Stopwatch and measure method
Working depth (cm)	Depthmeter and measure combination
Working width (cm)	Measure
3-point hitch horizontal forces (kg)	3-point hitch dynamometer
Draft force (kg)	3-point hitch dynamometer
Top link angle ()	Handlevel and photograph combination
Tractor angle ()	Handlevel and photograph combination
Plow angle ()	Handlevel and photograph combination

C 実験結果と解析

C-1 比抵抗

Fig. 4-7 は供試けん引計で得られた各プラウのけん引抵抗値をもとにして耕深と比抵抗との関係を表わしたものである。得られた比抵抗値は $0.50 \sim 0.73 \text{ kg/cm}^2$ の範囲で耕深 18~20 cm 付近にその最小値が見受けられた。また同一耕深に対し各プラウの比抵抗値に差がみられた原因はは場調整時の土壌硬度差と考えられたが、

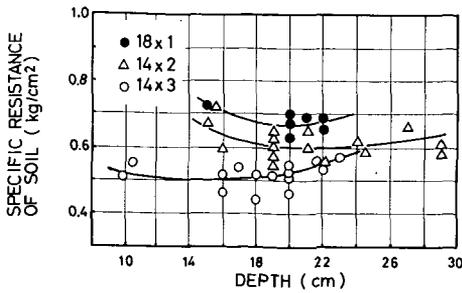


Fig. 4-7. Relation between working depth and specific resistance of soil

Fig. 4-6 の傾向とは一致せず、単に土壤硬度と比抵抗の関係だけでは説明できなかった。

手塚等の研究¹¹⁾によれば、和犁の耕幅が増大した時点で比抵抗が小さくなる原因として『切削長さ(耕深+耕幅)とけん引抵抗はほぼ比例している点から切削抵抗がけん引抵抗の主因をなし、切削長に対して断面積は二次的に増大することから、比抵抗が減少する傾向を持つものと思われる』と述べている点に注目し、本結果を検討すれば、和犁とプラウの機能上の違いはあるものの同一耕深に対して耕幅の大きいプラウほど比抵抗の減少する傾向は説明される。なお一般にプラウの比抵抗は耕起速度によってもはっ土板を流れる土塊の影響を受けて変化すると考えられるので、適正耕深を求めるためには耕起速度の要素をも加味して定めるのが妥当かと考える。

C-2 3点リンク力

次に、供試プラウ3台の耕深に対するけん引抵抗力および3点リンク力との関係を Fig. 4-8 に一括して表示した。

耕深を増減すると、けん引抵抗力は二次曲線的に変化し、その際上部、左右下部リンクに生ずる各水平力はマスト高さ M の大小、耕深の深浅に応じそれぞれ図示するように変化することが判明した。すなわち耕深が一定であり、したがってけん引抵抗が一定であってもマスト高さ M を変えると各リンクがそれぞれ負担する荷重のバランスも変化することが本図から読みとれる。また各リンク力と耕深との関係はけん引抵抗力曲線が右上がりの増加曲線であるのに対し上部リンクに作用する圧縮力はある点で最大値をもつ上に凸な曲線を描き、左右下部リンクに作用する引張力は上部リンクとは逆にある点で最小値を持つ下に凸な曲線を描いている。しかもこの傾向はマスト高さ M を 65 cm から 45 cm へと低くするにつれ顕著にみられる。前者の傾向はマストヒッチ点高さを固定してトラクタ側の上部リンク取付点位置を変えても同様な結果が得られるものと考えられるが、後者に関してはプラウボトムに作用する土壤抵抗との関連において検討を加える必要がある。

そこでいま、川村の研究¹²⁾で得られた垂直分力 R_V の耕深に対する特性を参考にして本結果に検討を加えてみると『垂直分力 R_V は R_L に比して小さいが、耕深と共

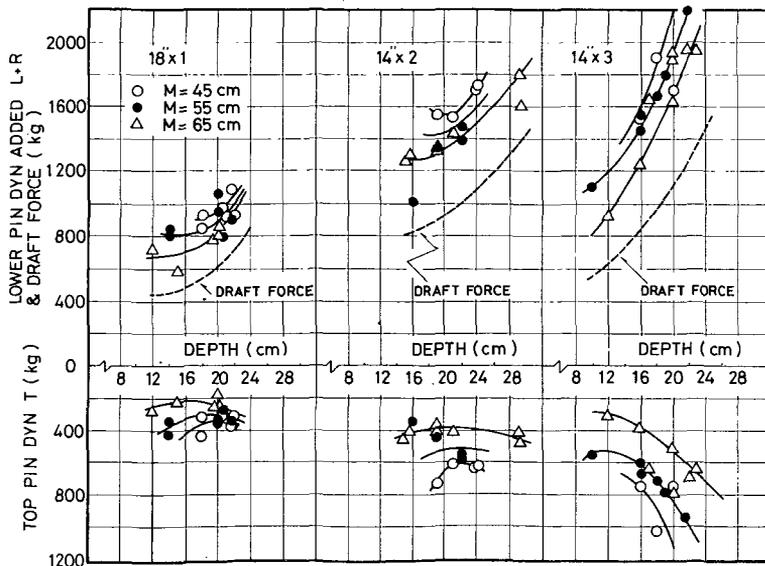


Fig. 4-8. Relation between working depth and 3-point linkage horizontal forces

に増加し最大値に達しそれ以上耕深が増しても減少する傾向』が供試トラクタの3点リンクを介し、モーメントとして上部リンクの水平力に作用し、図のような結果となって現われたものと考えられる。したがってこれまで六分力計を用いなければプラウボトムに作用する諸力を知ることは不可能と考えられていたが、供試けん引計を用いてもそれらの力の一部を間接ではあるが忠実に測定しうることも同時に判明されるので、トラクタプラウの基礎および応用研究を進めていく上では両者から得られるデータの関連性を重視して解析検討することに意義あると考える。

C-3 すべり率

Fig. 4-9は供試トラクタで供試プラウをけん引した際に得られた駆動論のすべり率に対するけん引力の特性曲線であり、これを一括図示した。トラクタ駆動論のすべり率値とけん引力値との関係は、直装式作業機を用いてけん引負荷を加えた場合でも、トラクタ単体で得られている従来のけん引性能試験結果と類似な傾向をもつと想定されていたが、ここにその想定を裏付けうることのできたことは本研究の成果の一つと考える。

供試トラクタに対してけん引負荷量が小さい18''×1プラウではマスト高さMの相異がトラクタのけん引特性に与える影響はほとんど図から見受けられないが、14''×2、14''×3プラウとけん引負荷量が漸次大きくなるにつれてマスト高さMの相異により、けん引特性上に明らかな差となって現われてくることが判定された。その差を検討すれば同一のすべり率値に対してマスト高さMが大きくなるほどけん引力が大きな値を示し、また逆

に同一けん引力値に対してすべり率値が小さくなるという傾向が本実験結果から明らかにされたので、トラクタのけん引力増強手段としての水パラスト、車輪付加重錘、トレッドパターン等の対策ばかりでなく、マスト高さMの値をも効果的に採用されねばならない事実を本図は示している。

ここに当初想定した事項を裏付ける結果を得ることができたので、これらのデータに基づきA-1項で述べた各事項を算出して更にMの持つ具体的な内容の検討に立入ることとする。

C-4 仮想けん引点

供試トラクタに直装されたプラウの耕深変化に伴って移動する仮想けん引点の軌跡は、いかなる曲線を描くのか。またマスト高さを変えた場合その幾何学的位置関係がトラクタに対してどのように変化するかをこの辺りで明らかにしておかなければならない。Fig. 4-10は1-a項で述べた作図法にしたがって求めたものである。図中Mは作業機のマスト高さを、また曲線上の○印の数値は耕深を表わす。トラクタの3点リンクは4節のリンク機構が4組よりなり、仮想けん引点は瞬間中心点の1つであるから、マスト高さMを一定としてプラウの耕深を変えた場合、その軌跡は変曲点を持たない曲線を描くはずであるが、得られた軌跡は一見3次曲線の様相を呈している。これは作図するときプラウのフレーム面を基線に対して常に平行となるよう耕深を変える度毎に上部リンク長さの伸縮調整に相当する操作を行なったことによるものである。本図から同一耕深であってもマスト高さMを変更すると仮想けん引点の位置が顕著に移動し、け

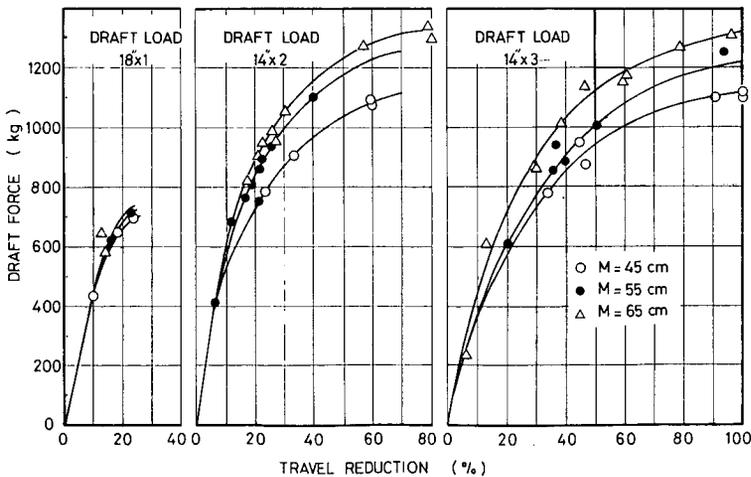


Fig. 4-9. Effect on draft force and travel reduction of changing plow mast height

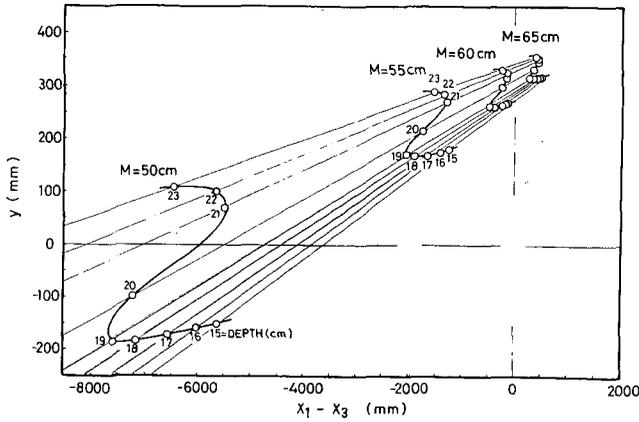


Fig. 4-10. Vertural hitch point line caused by changing mast height and working depth of test plow

ん引線の勾配も大きく変化することがわかる。

C-5 けん引角

Fig. 4-11 は各供試プラウの基準耕深を 20 cm として、1-b 項で述べた手法にしたがって求めたマスト高さ M

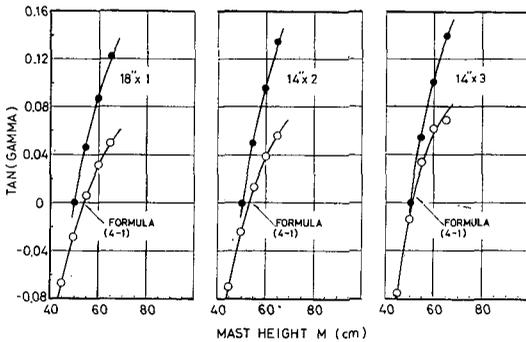


Fig. 4-11. Two examples of draft angle

とけん引角の正切 $\tan \gamma$ との関係を示すものであり、 $M=45\sim 65$ cm に対し γ の変化する範囲は (4-1) 式から算出された○印では $-5\sim 3^\circ$ 、一方慣行にしたがい図上解析のみで求められた●印では $0\sim 8^\circ$ であることを知る。これら 2 者を比較すると図上解析のみによって求めたけん引角の方が大きい値を示し、 $M=60$ cm では $2\sim 3^\circ$ の差がみられる。このような 2 者の角度差は図上解析によった場合作業機側の抵抗中心点を機械的に耕深の 1/3、耕幅の 1/4、刃先端上と定めていることによって生じたものと考え^{3,4)}られる。なお一般に直装式プラウのけん引角を図上より求める場合には抵抗中心点位置を左右する因子として、さらにディスク・コルターに作用する力ならびに定規車に対する反力なども考慮に入れる必要がある。D. C. HEITSHU によればリスターのけん引角はコルター無使用時 $9^\circ 24'$ で、コルター使用時には約半分減少し $4^\circ 46'$ であると述べている。これらの数値は実

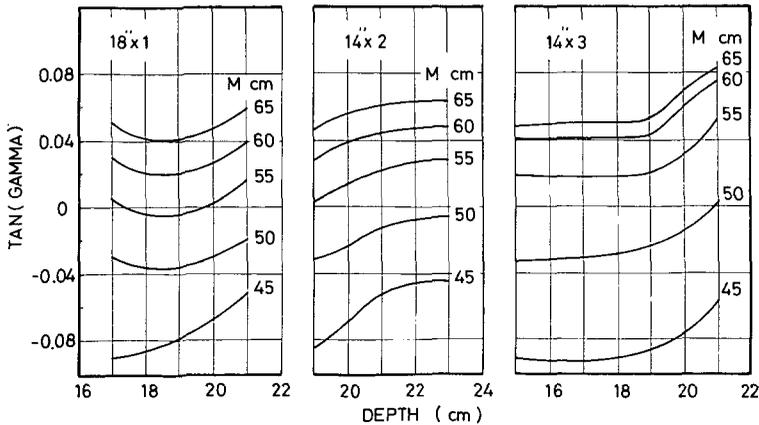


Fig. 12. Draft angle of test plows by formula (4-1)

測結果によるものではないとしても、本解析の発想に近い手法によって得られたものであるから、ディスクホルターの他定規車等に働く力を考えに入れるべきであることが理解される。

以上の結果から推論すればより妥当性のあるけん引角の算定は(4-1)式によって求められるものとみなされるので、以後この γ についての検討を試みる。Fig. 4-12はFig. 4-8に示されている範囲の耕深変化に対する $\tan \gamma$ をマスト高さ M をパラメータとして示したものである。本図からも $\tan \gamma$ の採る値は耕深の変化にくらべマスト高さ M の相違に基づくものの方が顕著であると指摘しえる。ここで(4-1)式を次のように書き改めてみると

$$\gamma(\alpha \cdot \beta \cdot T/L) = \tan^{-1} \frac{-\tan \beta + T/L \cdot \tan \alpha}{1 - T/L} \quad (4-10)$$

をうる。(4-10)式において同一耕深のもとでは β は定数として取扱え、また3点ヒッチに負荷されるモーメントが一定であるからマスト高さ M を大きく採ることにより T/L 値は減少し、一方 α , $\tan \alpha$ が増加することはこれまでの論議からも充分理解される。したがってこのとき分母の増加率と分子の増加率の比において分子の方が大きくなれば γ , $\tan \gamma$ は増加する。すなわち分子の第2項 $T/L \cdot \tan \alpha$ の相乗積における α の影響が著しい結果、上述の推論が成り立つものとみなされる。なお図中3台の供試プラウにおいて同一耕深に対応する $\tan \gamma$ の値に差がわずかみられる。これはFig. 4-8中破線で示された耕深—けん引抵抗力曲線における立上り傾向ならびにけん引抵抗力の大きな領域では駆動論がすべり沈下を生ずるため T/L 値に変化をきたすことによってその相違を生じたものと判定される。

けん引抵抗力の大きな領域では駆動論がすべり沈下を生ずるため T/L 値に変化をきたすことによってその相違を生じたものと判定される。

C-6 車輪荷重反力

Fig. 4-13はマスト高さ M をパラメータとして単位けん引抵抗当りの後車輪荷重増加量 $\Delta R_1/T_0$ と耕深との関係を表示したものであり、 $\Delta R_1/T_0$ は(4-7)式にC-5項で求めた $\tan \gamma$ に基づく諸値を代入して算出した。けん引抵抗が後車輪の荷重増加に貢献する比率は3台の供試プラウを通じてほぼ一定とみなされ、けん引負荷量の大小に無関係であることが本図から判定される。また同一のマスト高さ M に対して耕深と $\Delta R_1/T_0$ との関係を示す曲線は、その傾向がFig. 4-12に示された $\tan \gamma$ 曲線の影響を強く受けていることも明らかである。

これを要するに仮想けん引線と基準面とのなす角、すなわちけん引角はヒッチ機構の幾何学的な寸法諸元変更に伴って大きく変えることができ、この角度の大小がけん引負荷による駆動輪荷重の増加を左右する重要な因子となっている事実を証明している。

次に後車輪荷重の増加量 ΔR_1 について検討すれば、 ΔR_1 曲線は $\Delta R_1/T_0$ と同様総じて $\tan \gamma$ 曲線の影響を強く受けていると判定される。本図中 $14'' \times 3$ プラウの ΔR_1 値が $M=50, 55$ cmの小さいところで同一耕深・同一 M 値における $14'' \times 2$ プラウの ΔR_1 値を下まわっている。このことは上図の $\Delta R_1/T_0$ においても同じく指摘しえるところであるが、その原因としては(4-5), (4-7)式の右辺をみると $\tan \gamma$ ならびに T_0 の2者のみがこの場

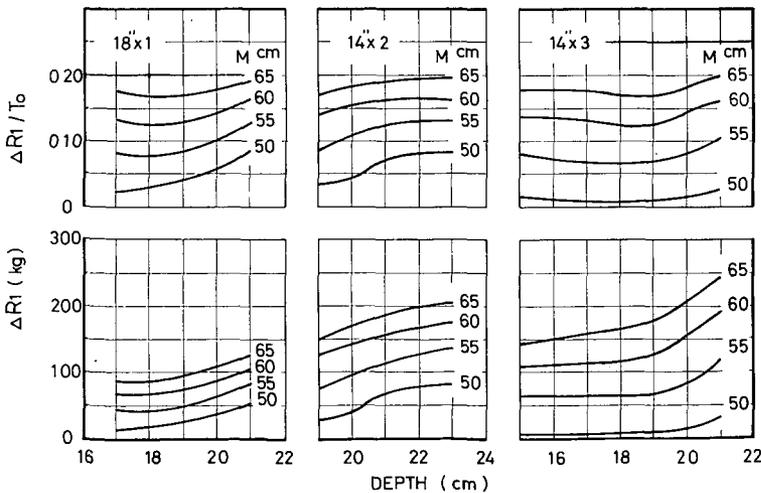


Fig. 4-13. $\Delta R_1/T_0$ and ΔR_1 calculated according to the equations (4-5) & (4-7)

合変数となりうるので、C-5 項で述べた $\tan \gamma$ の相違の理由がこの ΔR_1 に対しても影響していると考えられる。

3 例の後車輪荷重が増加する傾向をみると $M=65$ cm にて $18'' \times 1$ プラウについては 120 kg, $14'' \times 2$ プラウでは 200 kg, $14'' \times 3$ プラウについては 245 kg とそれぞれ算出される。いま供試トラクタに標準装備される後車輪附加重すいが 216 kg であることを考え合わせると、この値に相当する 1 例は $14'' \times 2$ プラウを $M=65$ cm にて 23 cm 耕起するときの値となるが、けん引力の増強効果としては $M=50$ cm にて本図から $\Delta R_1=80$ kg と読みとれ、後車輪附加重すいを装備した場合、 $80+216=296$ kg であるからその 7 割強に匹敵することが負荷の増大した時点で期待しうると判定される。

このようにトラクタのけん引特性を左右する動的な車輪荷重の増加量 ΔR_1 は、代表的な土壌に対する作業機の負荷特性が Fig. 4-8 の如く判明していれば、A-1 項で提唱した考え方に基づく諸値を用いて試算推定することができる。またこの方法を駆使すれば、供試トラクタ以外の任意なトラクタと供試作業機との組み合わせにおいても、後車輪荷重の増加量 ΔR 、前輪荷重の減少量 ΔR_2 を勘案して合理的なヒッチ機構を検討することも可能となる。

C-7 マスト高さですべり率

Fig. 4-14 は Fig. 4-9 で得られた結果を基に耕深をパラメータとして、負荷別にマスト高さですべり率との関係を示したものである。

$18'' \times 1$ プラウを供試トラクタがけん引した場合、そのけん引力に充分な余裕が見られ、マスト高さ $M=45 \sim 65$ cm の変化領域および耕深 $D=17 \sim 21$ cm の測定範囲に

対してのすべり率値 S は 19% 以下で概ね一定とみなされ、供試トラクタのけん引性能に対する 2 者 M および D の顕著な影響を無視しうることを知る。

$14'' \times 2$ プラウにおいては供試トラクタのけん引力増強に対して考慮すべき M の影響が明らかに見られる。すなわち $M=45 \sim 65$ cm の変化領域に対し、耕深 D の増加は供試トラクタの駆動輪すべり率値 S を増加させ、また同一耕深に対し M が増加するにつれ、すべり率値 S は右さがりの曲線となって減少し、 M のけん引性能向上に対する効果が明らかである。 $M=45$ cm のとき、 $D=23$ cm にてすべり率値が 51.5% であったものが、 $M=65$ cm にてすべり率値が 30% と 21.5% も減少している事実を換言すれば、けん引出力がそれだけ増加したことを意味する。

$14'' \times 3$ プラウにおいては M および D の影響が顕著にあらわれ、耕深の比較的浅い $D=15 \sim 17$ cm で M の増加にくらべすべり率値の減少する傾向は直線的で比較的緩慢であるが、耕深の大きい $D=20 \sim 21$ cm に至ってはその傾向が曲線となって激減してくる。ここに本結果で注目すべき事実は $M=45$ cm のとき $D=20$ cm 以上で耕起した場合、駆動輪のすべり率値が 100% となってけん引作業持続不能状態に陥ったことである。このとき $M=45$ cm から $M=65$ cm へと上部ヒッチの取付点高さ M を変更するだけで駆動輪のすべり率値が 100% から 50% と半減し、再びけん引作業を継続しうることも明らかにすることのできたことである。

以上の結果を要約すれば、供試トラクタが発揮しうるけん引力に対しけん引負荷の量が少ない場合にあっては駆動輪のすべり率値も少ないので、 M 値の変化がすべり

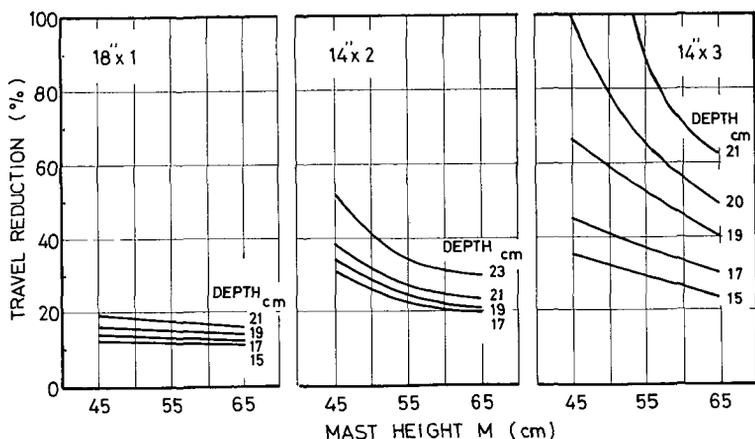


Fig. 4-14. Effect of working depth on relation between mast height and travel reduction

率値に及ぼす影響はほとんどみられない。けん引負荷の量が大きく、その範囲が供試トラクタの常用領域にあっては M 値の採る値は駆動論のすべりに及ぼす影響が顕著であるので無視しえない。

そこで次にこれら得られた諸結果から供試トラクタに装着される作業機が採用するマスト高さ M について言及する。

C-8 マスト高さの摘正值

Fig. 4-15 はマスト高さ M および耕深 D をパラメータとして後車輪荷重の増加量 ΔR_1 に対するすべり率値 S の変化する有様を各負荷別一括して図示したものである。後車輪荷重の増加量 ΔR_1 に対するすべり率値の減少する傾向は3者共 Fig. 4-14 について C-7 項で述べたマスト高さの増大した時点ですべり率値の減少する傾向と類似しており、ここに実験で得られた諸値と (4-1)~(4-8) 式の併用によりマスト高さ M を大きくとるにつれ、すべり率値が減少する理由を明らかとなし得た。すなわち同一耕深 (D = 一定) であっても M を増すと、仮想けん引点の幾何学的位置が変わり、後車軸方向へ移動してくるため、けん引角 γ が大きくなり、その結果重量転移を伴って後車輪の負担荷重が増大し、すべり率値が図示されたように減少する傾向を示す。耕深 D が増大すると $S-\Delta R_1$ 曲線の勾配の絶対値が大きくなる原因としては仮想けん引点地上高さ y が増大する結果けん引角 γ の値が大きくなるからである。また図中後車輪荷重の増加量 ΔR_1 の値が負値を示す場合も一部見受けられる。これはけん引角が負の値であることを意味し (Fig. 4-12 参照)、負の重量転移を伴って後車輪の負担荷重は静荷時に比べ減少していることを示している。かかるけん引法は干拓地、泥炭地等の地盤が軟弱で、トラクタ駆動論のすべりにより車輪沈下量が著しく、その結果走行抵抗が増大し

がちといった特殊な条件に対してのみ有効であり、トラクタのけん引性能向上となってその効果を発揮する¹⁶⁾。

ここで Fig. 4-14 および Fig. 4-15 の傾向から供試トラクタに対する供試作業機が採用すべき適正なマスト高さを常松・吉田等¹⁷⁾が提唱している実用最大けん引力を規定するすべり率値 20% (車輪式トラクタに限る) を用いて判定すれば、供試トラクタが 18'' \times 1 プラウをけん引して作業する場合、そのけん引能力に十分な余裕がみられ、 M 値の大小は問題とならない。しかし 14'' \times 2 プラウにおいて $M=65$ cm を用いることにより、実用最大けん引力を規定するすべり率では $D=19$ cm の耕深が可能であった。現在 BS・DIN・SAE および ISO 規格等^{18,19)}で推奨されている M 値は 46~51 cm とされているが、これは専らトラクタおよび作業機の互換性に重点の置かれた要素が強く、したがって本図中すべり率値の減少する傾向から判断して推奨値よりやや大きい $M=65$ cm を採ることが望ましいと考える。この数値はまた作業機全体のプロポーションからみて不自然な値ではなく、製作上の工程およびフレーム強度の観点からしても改造による支障のないものと考ええる。

D 要 約

(1) 本章は作業機、特にトラクタプラウのマスト高さがトラクタのけん引特性を左右する後車輪荷重の増加量に及ぼす影響を与えるかについての解析を行ない、実験を室内人工は場の壤土を用いて行った。

(2) マスト高さを変え、仮想けん引点の幾何学的位置を移動させることにより、一定負荷のもとでけん引作業をしているトラクタの動的な後車輪荷重が増減し、その結果すべり率が逆相関時に変化するという事実に着目して本実験を進めた。

(3) 供試プラウ 3 台 (18'' \times 1, 14'' \times 2, 14'' \times 3) の同一

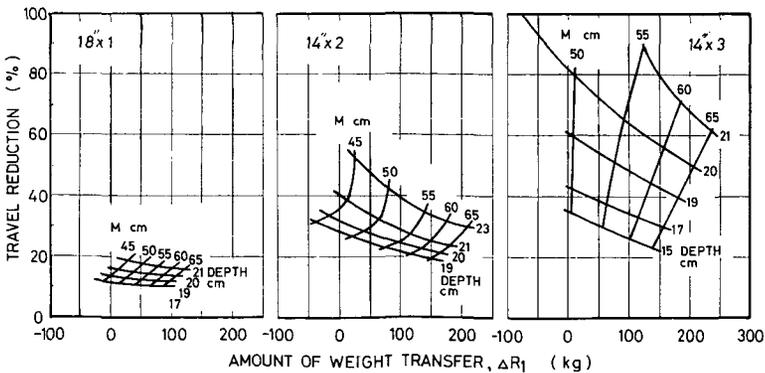


Fig. 4-15. Effects of mast height and working depth on relation between travel reduction and ΔR_1

耕深に対する比抵抗は耕幅の増加と共に減少することが判明した。これは和犁の耕幅が増大した時点で比抵抗が減少する研究事実と類似する。すなわち切削長さ（耕深＋耕幅）とけん引抵抗はほぼ比例している点から切削抵抗がけん引抵抗の主因をなし、切削長に対し断面積は二次的に増大することから比抵抗が減少したものと考える。

(4) 耕深を増加するとけん引抵抗は二次曲線的に増加するが、上部リンク水平力、左右下部リンク水平力の和は互いに相反して増加する傾向をみた。またマスト高さ M 値の大小で、各リンクがそれぞれ負担する荷重のバランスも大きくはっきりと変化してくることが確認された。これは同一耕深のもとでは3点ヒッチに負荷されるモーメントが一定であるので、マスト高さを大きくとることにより T/L 値が減少してくることによる。

(5) 次に供試トラクタに対するけん引負荷量が $18'' \times 1$ から $14'' \times 3$ ブラウへと漸次大きくなるにつれ駆動輪に生ずるすべり率値は、けん引抵抗を同じ規準でみると、マスト高さが採る M 値の大小により明らかに有意な差となって現われた。これは(4)で述べた事柄に関連してけん引角が変化することに伴う駆動輪荷重への重量転移量に変化を生ずることによるものである。

(6) 現在 M 値は一般に $46 \sim 51$ cm と規定されているが、これは専らトラクタと作業機との互換性に重点の置かれた要素が強い。重量転移を効果的に利用し、駆動輪のすべり率値を減少させる観点から判定すれば、上記数値にこだわらず仮想けん引点地高さ y_1 を大きくかつ仮想けん引点を後車軸近くへ配置させるような M 値を採用することが望ましい。

(7) いま本章の実験結果から供試トラクタに対するブラウが採用すべき適正なマスト高さの M 値を実用最大けん引力を規定するすべり率値 20% を用いて検討すれば、上記推奨値を 14 cm 上まわる $M=65$ cm を採ることが望ましく、これは $D=20$ cm を基準にとると $y_1=335$ mm, $x_3=-1570$ mm となる。

第5章 ブラウのマスト高さ と 耕深変動

A 概 論

第4章の実験結果からブラウのマスト高さ M がトラクタのけん引特性に著しい影響を及ぼし、特にけん引負荷量の増大した時点では M 値の大小を無視しえないことが指摘された。前章では平坦地耕起におけるけん引負荷に関する諸問題が扱われたが、これから取扱われる耕耘における運動学的な面からの検討も、上述の結果と相俟ち重要な問題と考えられる。即ち起伏ある波状地・不

整地でプラウは3点リンクヒッチを介してトラクタのピッチ角変動の影響を受け、また逆にトラクタはこれに伴うプラウの抵抗変化によりその運動が拘束されることになる。このように両者の連成関係を司るリンク構成にあって、その形状を左右する M 値は、プラウ耕深にどのような影響を及ぼすかという問題についての基礎的な性質を調べるため、本章では人工的に造成された正弦波凹凸地勢に基づく実測結果と図上解析の両面からの検討・考察を行なって所見を述べることにする。

B 実験方法

B-1 供試トラクタおよび供試作業機

供試トラクタは前章に用いた DB990 トラクタを用い、作業機は前章の結果より供試トラクタに最適な負荷量であると判明された $14'' \times 2$ ブラウのみを用いることにした。

B-2 ほ場調整法

供試ほ場は前章と同じく北海道大学農学部農業機械特別実験室の壤土槽を使用した。

供試ほ場の凹凸地勢を造成するにあたっては地勢変化による耕深変動についてのみ検討できるような配慮が必要となる。そこで土壤硬度調整方法としてダイナモカーにスクルーベータを装着して深さ $25 \sim 30$ cm を耕耘碎土し、直装式ランドレペラーにてほ場表面を均平した後、サブソイルパッカー（自作）にて下層土を締め、直装式ローラ（450 kg）により表層土を転圧し、更に自走式ローラ（960 kg）で再度所要硬度になるよう仕上げ転圧を行なった。

凹凸波形の整形はあらかじめ波長 2 m, 4 m 2種類の整形定規を作成しておき、ペグ・メジャー・スコップを頼りに人力で作成し、凸部の盛土は前述の自走式ローラを前進後退させることにより転圧して平坦部とほぼ同等な硬度とした。そのため Fig. 5-1 に示される如く、凹部における転圧回数が増したため平坦部の硬度に比べるとやや硬めに仕上がっている。仕上り後の凹凸地勢の精度は凹凸定規で調べた結果 ± 1 cm 内外の誤差を持つ程度であった。

土壤槽の広さは 4×50 m であるため、供試トラクタが $14'' \times 2$ ブラウを装着して走行できる回数は2度に限定される。このため供試ほ場は測定点数に応じて繰返し造成され、この1回の造成に要した時間は2人で約5時間を必要とした。

B-3 実験の進め方

M 値を $45, 55, 65$ cm の3通りに変化させる目的および狙いは A に既述した理由による。次にプラウのさき

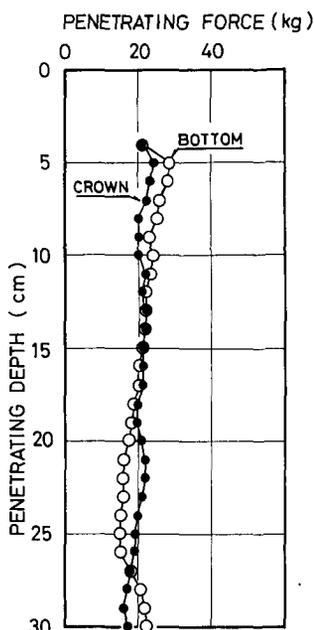


Fig. 5-1. Soil penetration resistance at each depth of test field by small cone penetrometer (Maruto Co. Ltd.)

り込む度合いは、ピッチ角の大小と自重によるものであるが、ピッチ角と自重が一定の条件下にあっては、速度による影響を無視し得ないものと考え、供試トラクタの作業速度は 0.9 m/s (5 速—2000 rpm), 1.2 m/s (6 速—1800 rpm), 1.65 m/s (8 速—1800 rpm) の 3 点を選んで行なった。また、正弦波の凹凸地勢を選んだ理由は主に解析作業を容易にするためであり、その振幅は P. A. COWELL¹⁾の例にならった。波長 L に関しては供試トラクタのホイールベース長に近い 2 m, 4 m を考え、 $L=6$ m 以上の凹凸地勢については、その造成の困難なことおよび後述するようにトラクタ機体のピッチ角変動が 4 m 波長に近似な傾向を持つことから充分類推可能と考え、以上 2 点を選定した。したがって実験は以上合計 18 点の組合せについて行なうことにした。

C 解析方法

C-1 耕深変動率の検討方法

トラクタ・プラウが地勢の変化に遭遇した際、プラウの耕深変動の解析検討が行ないやすいよう、凹凸地勢通過前、通過中、通過後を下記の 4 区間に分け、それぞれの区間平均耕深を求めた。

d_1 : トラクタ・プラウ共に平坦地にある 1 m 区間の平均耕深を d_0 とし、この値をもって耕深変動を解析するための基準値とした (cm)

d_1 : トラクタは凹凸地勢内に入り、プラウのみが平坦な地勢にある 3 m 区間の平均耕深 (cm)

d_2 : 凹凸地勢内の平均耕深 (cm)

$d_{1\max}$: 凹凸地勢内の最大耕深 (cm)

$d_{2\min}$: 凹凸地勢内の最小耕深 (cm)

d_3 : トラクタ・プラウが凹凸地勢を通過し、平坦な地勢に復帰した直後 1 m 区間の平均耕深 (cm)

次に上述の平均耕深より、作業速度、マスト高さおよび凹凸地勢の波長等が耕深変動に及ぼす定性的な影響を解析検討するため、耕深偏差を次の如く定めた。

δ_1 : 基準耕深 d_0 と d_1 の偏差 (%)

$$\delta_1 = \frac{d_1 - d_0}{d_0} \times 100 \quad (5-6)$$

偏差 δ_1 の絶対値が大きくなる程、プラウはトラクタ機体ピッチ角変動の影響を強く受けていることを意味する。偏差 δ_1 が正値とすれば $d_1 > d_0$ 、すなわちこの区間の耕深は初期値 d_0 より深くなることを意味し、負値をとれば反対の傾向を意味する。

δ_2 : 基準耕深 d_0 と d_2 の偏差 (%)

$$\delta_2 = \frac{d_2 - d_0}{d_0} \times 100 \quad (5-7)$$

$$\delta_{2\max} = \frac{d_{2\max} - d_2}{d_2} \times 100 \quad (5-8)$$

$$\delta_{2\min} = \frac{d_{2\min} - d_2}{d_2} \times 100 \quad (5-9)$$

凹凸地勢内の平均耕深 d_2 が基準耕深 d_0 と比べてどの程度浅深となるかを示す。偏差 $\delta_{2\max}$, $\delta_{2\min}$ の大小はトラクタプラウが地勢凹凸に追従する度合を表わす。これら 2 者の値が大きくなる程プラウは地勢変化に追従できないことを意味し、 $\delta_{2\max} = -100\%$ は耕深が 0、すなわちプラウが地表へ飛出した結果未耕状態であることを意味する。

δ_3 : 基準耕深 d_0 と d_3 の偏差 (%)

$$\delta_3 = \frac{d_3 - d_0}{d_0} \times 100 \quad (5-10)$$

トラクタ・プラウが共に平坦地へ復帰した直後の耕深が基準耕深 d_0 に復元する程度を示す。この偏差 δ_3 が大きい程耕深の復元性の悪いことを示す。

C-2 耕深変動曲線の作図法

実験結果を検討、考察する際に必要となるプラウの動きを想定する資料としてトラクタの機体ピッチ角変動曲線、プラウのピッチ角変動曲線、プラウのポイントおよびヒールの通過軌跡をあらかじめ図上解析して求めるこ

とにした。

2-a トラクタの機体ピッチ角変動

ブラウ耕をしているトラクタが凹凸地勢を通過する時、その姿勢は Fig. 5-2 のように5種に区分して考えられる。すなわち i) トラクタおよびブラウが共に平坦部にある状態、ii) トラクタの前輪が凹凸地勢に落込んで傾いている状態、iii) トラクタの前・後車輪とも凹凸地勢内にあり傾いている状態、iv) トラクタの前車輪が再び平坦地に復帰して傾いている状態、v) 前・後車輪共平坦部に復帰した状態である。そこでこれら5種の区間におけるブラウの耕深変動を調べるため、まずトラクタの機体ピッチ角 θ を求める必要がある。

- x : 原点から後車輪中心間の距離 (mm)
- d : 後車輪中心から作業機定規車中心間距離 (mm)
- B : トラクタ・ホイールベース長 (mm)
- L : 凹凸地勢波長 (m)
- θ : トラクタの機体ピッチ角 ($^\circ$)
- R : 後車輪接地点
- F : 前車輪接地点

とすれば、トラクタの機体ピッチ角 θ は x を変数として求められるが、求められた関数は非常に煩雑となる。そこで現実にはは場の硬軟およびすべり等による車輪の沈下という問題を考えたとき、近似的に車輪鉛直下に車輪と地表面との接点があるととして、また前車輪は常に $x+B$ の位置にあると想定すれば、トラクタの機体ピッチ角

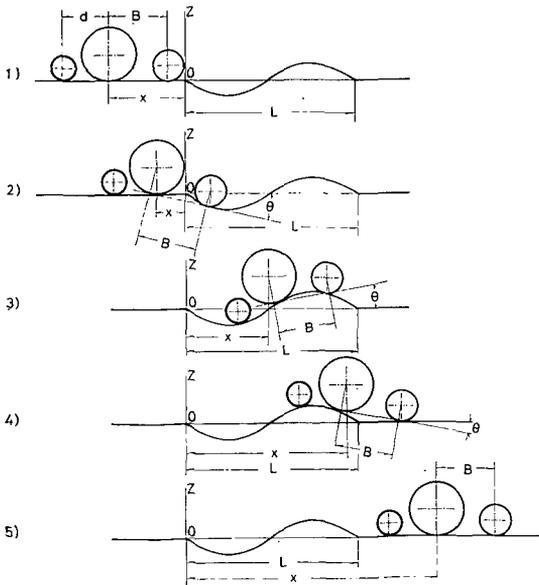


Fig. 5-2. Five modes of tractor pitch angle vs. field undulation

θ は (5-11)~(5-15) 式で表わされることになる。

$$x \leq -B, R\{x, 0\}, F\{x+B, 0\} \text{ に } \theta = 0 \tag{5-11}$$

$$-B \leq x < 0, R\{x, 0\}, F\left\{x+B, -A \sin \frac{2\pi}{L}(x+B)\right\} \theta = \tan^{-1} \left\{ -\frac{A}{B} \sin \frac{2\pi}{L}(x+B) \right\} \tag{5-12}$$

$$0 \leq x < L-B, R\left\{x, -A \sin \frac{2\pi}{L}x\right\}, F\left\{x+B, -A \sin \frac{2\pi}{L}(x+B)\right\} \theta = \tan^{-1} \left\{ -\frac{A}{B} \sin \frac{2\pi}{L}(x+B) + \frac{A}{B} \sin \frac{2\pi}{L}x \right\} \tag{5-13}$$

$$L-B \leq x < L, R\left\{x, -A \sin \frac{2\pi}{L}x\right\}, F\{x+B, 0\} \theta = \tan^{-1} \left\{ \frac{A}{B} \sin \frac{2\pi}{L}x \right\} \tag{5-14}$$

$$L \leq x, R\{x, 0\}, F\{x+B, 0\} \theta = 0 \tag{5-15}$$

正弦波の振幅 A と波長 L の値を決めるにあたり土壌硬度も考慮した上での造成作業が容易であるという理由、ならびに前述の P. A. COWELL の文献に前例が見られるので結果の比較検討ができることをも考慮して振幅を 10 cm と定めた。一方波長 L に関しては上記(5-11)~(5-15)式を用いて 2, 4...10 m の5波長につき θ を求めた結果が Fig. 5-3 となる。ここにホイールベース長に近い波長 $L=2$ m とトラクタ機体ピッチ角 θ_{max} の最大値を採る波長 $L=4$ m との2つを選べば、波長 $L=6$ m

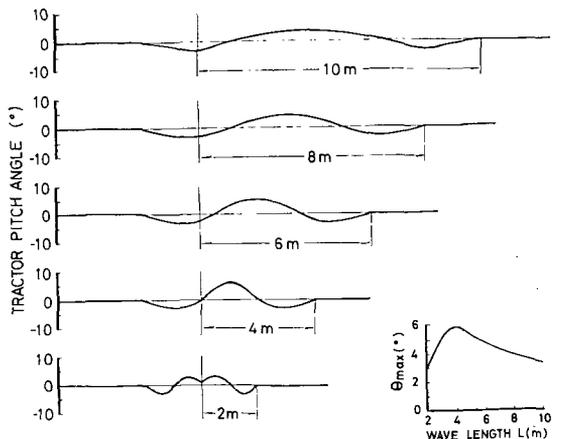


Fig. 5-3. Relation between tractor angle and wave length of test field undulation

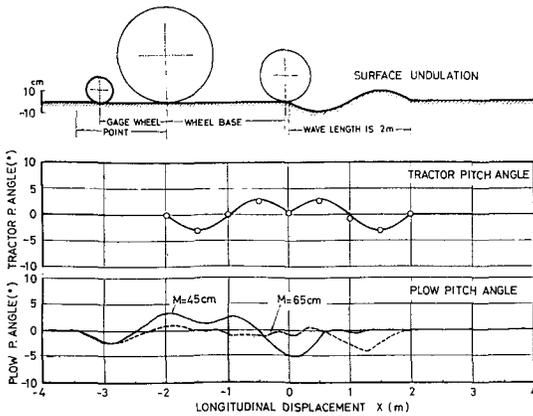


Fig. 5-4. Tractor pitch angle and plow pitch angle vs. test field undulation at 2 m wave length

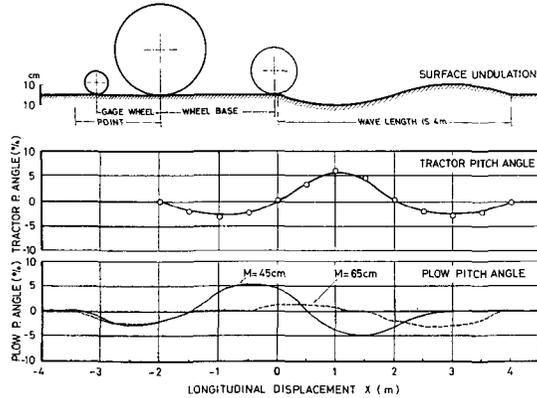


Fig. 5-5. Tractor pitch angle and plow pitch angle vs. test field undulation at 4 m wave length

以上の凹凸地勢に関しては4 m 波長に近似な傾向であり、類推が可能と考えてこの2種類の供試は場を用いることにした。

Fig. 5-4, Fig. 5-5 中○印は縮尺 1/10 の図上解析により求められたトラクタ機体ピッチ角 θ の値であり、実線は上記の5式を用いて算定したトラクタ機体ピッチ角 θ の値である。これら2者の大小関係を比較検討してみれば波長 $L=2\text{ m}$, 4 m 共に $\pm 1^\circ$ 内外の差を有するも、ほぼ一致した傾向を持つものと考えて差しつかえないことが判定されるので、ここに採用した凹凸地勢振幅 A および波長 L 値の範囲では、5式による変動曲線を用いることにする。

2-b プラウのピッチ角

次にプラウの定規車が確実に波長 $L=2\text{ m}$ の凹凸地表

面上を離れることなく転動するものと仮定すれば、プラウは3点リンクを介してトラクタ機体のピッチ角変動と凹凸地勢との相互影響を受けることになる。その結果変位 x に対するプラウのピッチ角変動は Fig. 5-4, Fig. 5-5 中上段のトラクタ機体ピッチ角 θ と非常によく似た動きをしていることが判定され、このことからプラウもトラクタと同様凹凸地勢の影響を強く受け変化していることを知る。このプラウピッチ角変動の傾向および大きさを $M=45\text{ cm}$ と $M=65\text{ cm}$ につき比較検討してみると、ほぼ平行リンク形状に近い $M=45\text{ cm}$ の方が位相遅れあるのみで、ほとんどトラクタ機体ピッチ角変動と類似していることを認められる。波長 $L=4\text{ m}$ 例でも全く同様ことが論じられる。

2-c プラウのポイントおよびヒールの軌跡

上述の手法によりその時のポイントおよびヒールの軌跡を調べてみた結果を Fig. 5-6, Fig. 5-7 に示した。図中実線はポイント通過軌跡を、また2点鎖線はヒールの通過軌跡を表わしている。2点鎖線で表わされたヒール

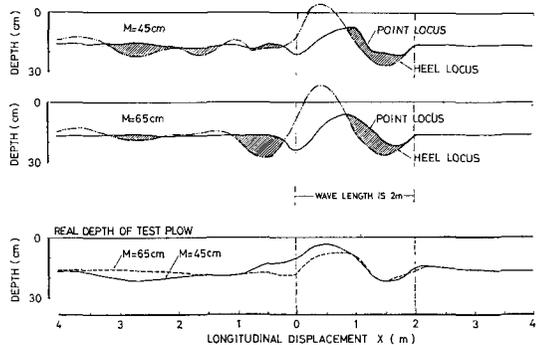


Fig. 5-6. Shear point locus, heel locus and real depth curve of test plow at 2 m wave length

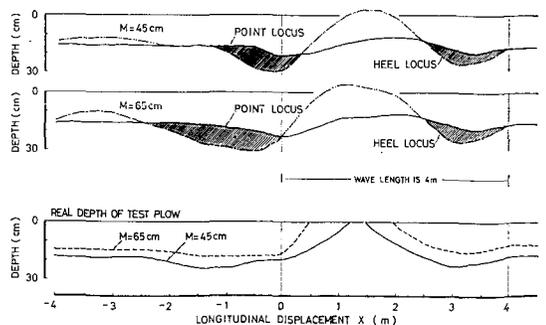


Fig. 5-7. Shear point locus, heel locus and real depth curve of test plow at 4 m wave length

の移動軌跡が実線で示されたポイントの通過軌跡より下に現われる傾向は、ここでもやはり2-b同様 $M=45\text{ cm}$ の方に多くみられる。したがって図上解析した各曲線の傾向だけから判定すれば、波長 $L=2, 4\text{ m}$ の凹凸地勢通過時にみられるブラウピッチ角変動は $M=65\text{ cm}$ の方が少ない結果となって現われている。しかし現実にはヒール移動軌跡がポイント通過軌跡より下側に現われるということはほとんど起きえず、図中の斜線部でヒールは土中の反力を著しく受け、ブラウは浮上を強いられることが想定される。

Fig. 5-6, Fig. 5-7 の下段に耕深変動曲線の実例を示した。上述のブラウポイント通過軌跡を本図と比較してみると、ほぼ似た傾斜が認められるも、実際のブラウ耕ではブラウのピッチ角変動に伴ない、定規車は地勢表面上を確実に追従するという先の仮定は成り立たず、結果として浮上、沈下を行なう。かかる現象は波長 $L=4\text{ m}$ の実例にはっきりとみられ、図上解析した各曲線にみられなかったブラウの地表面への飛出し現象が凹凸地勢区間で生じた事実からも充分説明されよう。

D 結果と考察

D-1 リンクの形状要因について

1-a 全区間平均耕深変動

最初に全区間を通して耕深変動の概要を握むため、区間別平均耕深変動に先立って、次式で得られる全区間耕深偏差 δ_m を検討した。

$$\delta_m = \frac{\sum_{i=0}^3 d_i/i + 1 - d_0}{d_0} \times 100 (\%) \quad (5-16)$$

イ) 2 m 波長

Fig. 5-8 上段に 2 m 波長における平均耕深偏差 δ_m を示した。この 3 図に共通した傾向は全区間平均耕深値 d_m が基準耕深値 d_0 より最大 13% 程浅く、またマスト高さ

M 値が 45 cm から 65 cm へと仮想けん引点がトラクタ前方からホイールベース内へと移動してくるリンク形状になるにしたがって、基準耕深値 d_0 へと近づいてくることを示している。この事実からは 2 m 波長では仮想けん引点がトラクタ後車軸に近い程、この地勢変化に追従しうる傾向があるように思われる。

ロ) 4 m 波長

Fig. 5-8 下段に 4 m 波長における平均耕深偏差 δ_m を示した。この 3 図に共通した傾向は全区間平均耕深値 d_m が基準耕深値 d_0 より最大約 10% 浅く、マスト高さ M 値が 45 cm から 65 cm となるにつれ、2 m 波長の例でみられた傾向とは全く逆の結果がみられた。なぜこのように波長別に全く反対の傾向がみられたかについての考察は次の区間別耕深偏差を検討することにより明らかとなしえよう。

1-b 区間別平均耕深変動

イ) 2 m 波長

δ_1 : 当区間は、ブラウがトラクタの機体ピッチ角変動によりその影響を受ける。Fig. 5-9 上段に 2 m 波長における耕深偏差 δ_1 を示した。 M 値が 45 cm から 65 cm へと増すにつれ、わずかではあるが耕深 d_1 は基準耕深 d_0 より深くなっている。この区間のブラウピッチ角変動曲線を見ると、 $M=45\text{ cm}$ の変動は $M=65\text{ cm}$ の変動に比べ正の方へ(ブラウは上向きに)大きく変化し、また

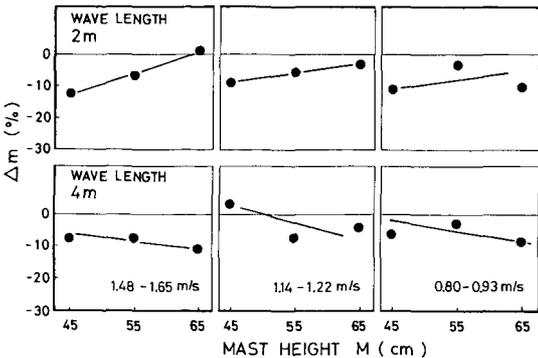


Fig. 5-8. Specific mean depth variation at whole measured sections

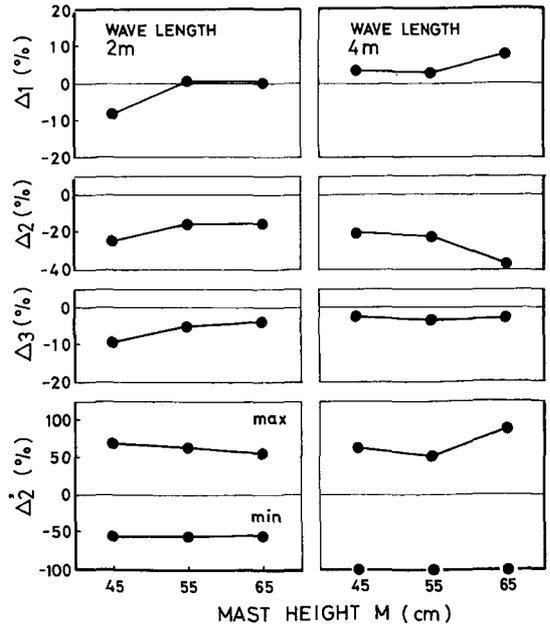


Fig. 5-9. Specific depth variations at each measured section

ポイントおよびヒールの移動通過軌跡をみてもこの区間においては斜線部分の占る割合は $M=45$ cm の方に多くみられ、プラウがささり込もうとすることに対するヒールへの反力による批制が充分考えられる。以上のことが重なって上述の結果がみられたものと解する。

δ_2 : 当区間はプラウが地勢の変動をまともに受ける区間であり、この区間でも M 値が 45 cm から 65 cm へと増すにつれ、耕深偏差 δ_2 は -24.3% から -15.0% と基準耕深 d_0 よりも浅いものの、近似してくる傾向は δ_1 の例でみたのと変りない。耕深の極値をみると -56.3 , -56.5 , -56.4% と3者とも変りないが、最大値はわずかながら M 値の増大と共に浅くなる傾向をもち、基準耕深 d_0 へと近づいていく傾向がみられる。この区間のプラウピッチ角変動曲線をみると、凹部では $M=45$ cm の曲線が $M=65$ cm の曲線に比べ大きく負側に振れていることから、 $\delta_{2\min}$ は $M=45$ cm で大きくなるように思われ、また反対に凹部では $M=65$ cm の曲線が $M=45$ cm の曲線に比べて大きく負側に振れていることから、 $\delta_{2\max}$ は $M=65$ cm の方が大きいように思われる。一方プラウのポイント・ヒールの移動通過軌跡からは上述の推定とは正反対のことが考えられる。すなわちポイントの 1.4 m 後にヒールのあることを考えれば、凹部でささり込もうとするプラウはヒールの反力を、 $M=45$ cm では早めに受けささり込めず、また凸部で深くささり込まんとするプラウはヒールの反力を、 $M=65$ cm ではここで強力に受けささり込めないことが想定される。以上の推定結果が相俟って本結果を得たものと考えられ、かろうじてではあるが δ_1 同様 δ_2 においてもわずかではあるが、この区間にあっても $M=65$ cm の方に追従性の良さが認められる。

δ_3 : トラクタ・プラウは共に平坦な地勢に復帰した区間である。本傾向も既に δ_1 , δ_2 , $\delta_{2\max}$, $\delta_{2\min}$ 等に指摘できたと同様 $M=45$ cm から $M=65$ cm へとリンク形状が変化するにつれ、基準耕深 d_0 より浅いながらもわずかではあるが基準耕深へ近付いている。プラウのピッチ角は $M=45$ cm ではかなり以前から 0° になっている。一方 $M=65$ cm はその区間で負側に大きく振れ、平坦地勢で 0° になってくる。またプラウのポイント・ヒールの移動通過軌跡をみると、ヒールにおける不合理な動きは2者共ほぼかわりない。これだけでは上述の結果を明確となしえないが、本区間においても $M=65$ cm の優位性はみられる。

以上要約すると全区間を通じての平均耕深変動でみられたリンク形状要因の傾向は同時に各区間にも共通して

表われ、追従性・復元性に与える要素はわずかながら認められる。

ロ) 4 m 波長

δ_1 : 2 m 波長において $M=45$ cm から 65 cm となるにつれ、耕深の変動が減少する傾向を示したのに、本波長では設定耕深 d_0 よりわずか深く、3.3, 2.7, 7.8% と逆に変動は大きくなる傾向がみられる。この区間におけるプラウのピッチ角変動曲線をみると、 $M=45$ cm は後半大きく正の方へ振れプラウは上向き、浅くならんとしている。またポイント・ヒールの軌跡についてもヒールが受ける反力でプラウが浅くなる傾向は、 $M=65$ cm より顕著に現われているにもかかわらず、上述の傾向が実測値からえられた理由をこれらのみでは充分説明しえない。

δ_2 : δ_1 とは逆に $M=45$ cm から 65 cm となるにつれ、この区間では変動が増大し、 -20.3 , -22.3 , -37.2% と設定耕深 d_0 より浅くなってゆく傾向は 1-a, ロ) の全区間平均耕深変動でみられた傾向と等しい。極値 $\delta_{2\max}$, $\delta_{2\min}$ についても同様な事が論じられ、特に $\delta_{2\min}=100\%$ という結果は 2 m 波長にみられなかった現象である。この区間のプラウピッチ角変動曲線をみると 0~2 m で $M=65$ cm の方が正、すなわちプラウは上向きとなり浅くならうとしている。ポイントおよびヒールの通過軌跡をみると、凹部が入る前にヒールが抑制を受ける傾向は $M=65$ cm の方が著しい。したがって本結果がえられたものと考えられる。

δ_3 : 基準耕深 d_0 より -2.5 , -3.3 , -2.7 とわずか浅目となっているが、リンク形状の相違による差はここでは全くみられない。この区間におけるプラウのポイントおよびヒールの通過軌跡をみると $M=45$ cm, $M=65$ cm 共全く類似した傾向がみられ、共にヒール反力によりプラウがささり込もうとする傾向を抑制していることが推察される。このようなことが原因となって本結果が生じたものと考えられる。

以上を要約すると全区間についての平均耕深変動でみられた形状要因の傾向は、 δ_2 の影響を強く受けた結果と考えられる。このことは波長が 4 m 以上の比較的ゆるやかな起伏をもった地勢にあっては、たとえ定規車を備えた作業機を用いても、平行リンク形状に近い方が追従性の観点から良好であることを示唆しているものと解せる。

D-2 速度要因について

2-a 全区間平均耕深変動

イ) 2 m 波長

Fig. 5-10 は Fig. 5-8 の結果を横軸に速度をとり書き

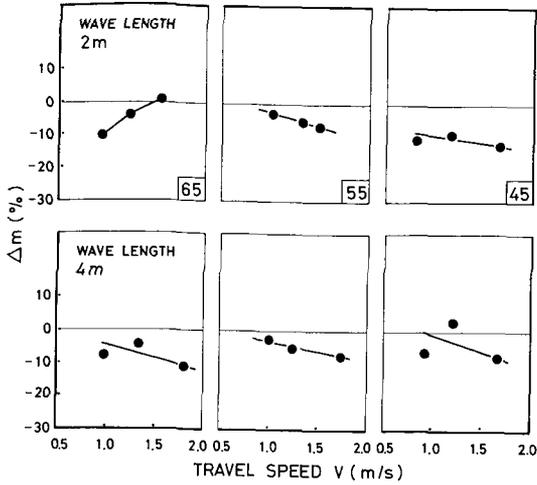


Fig. 5-10. Specific mean depth variation at whole measured sections

換えたものである。図中上段が2m波長例である。 $M=65$ cmを除いては作業速度が増すにしたがって基準耕深 d_0 よりも浅くなる傾向がわずかであるがみとめられる。

ロ) 4m波長

Fig. 5-10 下段が4m波長例である。この3図とも2m波長でえられた傾向と同様、作業速度が増すにしたがって基準耕深 d_0 よりも浅くなる傾向は4m波長にも認められた。

以上、速度要因に関しての全区間平均耕深変動については、波長別の傾向は等しく、速度が増すにつれてわずか基準値より浅くなっていく。これらの結果はP. A. COWELL, S. C. LEN HAWKINS²⁻⁴⁾等が油圧制御されたトラクタプラウの研究に参考として自由浮動状態でトラクタプラウを用いてえられた報告内容と対比して相異なかった。

2-b 区間別平均耕深変動 (Fig. 5-11)

イ) 2m波長

δ_1 : 当区間では作業速度が増につれ深くなる傾向にある。 $M=45$ cmでは基準耕深 d_0 に漸近し、 $M=65$ cmでは基準耕深 d_0 よりやや深くなる傾向もみられた。ここで再びプラウのピッチ角変動曲線を検討すると、 $M=65$ cmの方が $M=45$ cmの場合よりもささり込みとする傾向が強く、かかる状態で速度の増加に対するささり込みが良好となることは充分考えられる。

δ_2 : $M=45\sim 55$ cmで作業速度の増加と共に、耕深は浅くなる傾向がみられるも、 $M=65$ cmでは逆に基準耕深 d_0 に漸近している。耕深の極値 δ_{2max} 、 δ_{2min} をみてその傾向がみられるが、この $M=65$ cmを作業速度の

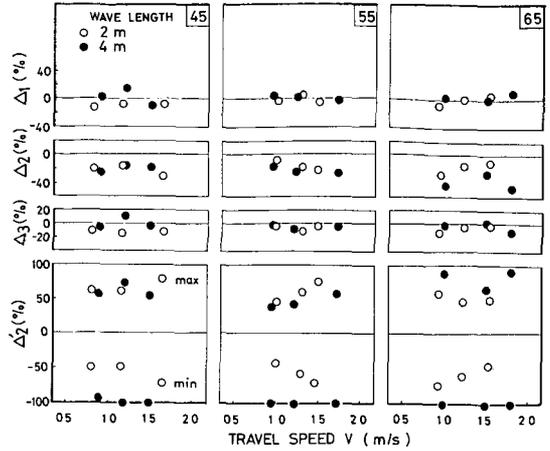


Fig. 5-11. Specific depth variations at each measured section

要因だけでは論じられない。

δ_3 : 本結果をみる限り作業速度の要因としての傾向は認めがたい。

ロ) 4m波長

δ_1 : 作業速度の要因でかかる傾向がえられたとは認めがたい。

δ_2 : 作業速度が増加するにつれ、浅くなる傾向が認められ、極値 δ_{2max} 、 δ_{2min} についても同様な傾向がみられる。

δ_3 : 2m波長と同様、なんとも論じがたく特に速度の要因が影響しているとは思われない。

以上を要すれば、区間別平均耕深変動における速度要因の傾向は、リンク形状要因にみられた程、はっきりとは認められなかった。これはトラクタが凹凸地勢内に入り走行抵抗ならびにけん引負荷が激変し、その結果すべり率の増減が著しく、区間全域を通して当初想定した均一な作業速度を望むことに難点のあったことにもよるものと思われる。

E 要約

(1) リンク形状の要因 2m波長の全区間平均耕深変動率は基準耕深より13%程度浅かったものの、 $M=45$ cmから $M=65$ cmへと変化するにつれ基準値に近づく傾向が認められ、この地勢変化には追従しうる傾向があるように思われる。各区間毎の傾向も全区間を通じての平均耕深変動でみられた傾向と共通しており、この波長程度の起伏地では $M=65$ cmにその優位性がかるうじて認められる。

4m波長の全区間の均耕深変動率は同様に10%程度

浅く、 $M=45\text{ cm}$ から $M=65\text{ cm}$ へと変化するにつれて 2 m 波長でみられた傾向とは逆の結果がみられた。これを区間別にみると凹凸地勢内の耕深変動の影響を強く受けた結果によることが判定された。したがって波長が 4 m 以上の比較的ゆるやかな起伏を持った地勢にあっては、たとえ定規車を備えた作業機を用いても、平行リンク形状に近い方が追従性の観点からわずかに良好であることを示唆している。

(2) 作業速度の要因 全区間平均耕深変動率は波長別の傾向は等しく、作業速度が速すにつれてわずかに浅くなっている。各区間別に検討してみると、速度要因の傾向はリンク形状の要因にみられたほどははっきりとは認められない。これは恐らく供試トラクタが凹凸地勢内に入り走行抵抗ならびにけん引負荷が激変し、その結果すべり率の変動が著しく、区間全域を通して当初想定した均一な作業速度を保つことができなかつたことによるものと考えられるが、このような状況下にあるにはリンク形状の要因にその優位性がやや認められるように思われる。

第6章 油圧制御されたプラウのマスト高さ けん引特性ならびに耕深変動

A 概 論

前2章まではトラクタの油圧制御機能が自由浮動に限定しての3点ヒッチに関する論議であった。本章ではこれまで述べられた諸見解が、下部リンクの拘束を伴う油圧制御3点ヒッチについても適応されうるものなのかという点に関し、4章で扱った自由3点ヒッチの力学平衡理論を基礎にその拡張・展開を試みる一方、確認実験を行ない、自由3点ヒッチおよび油圧制御3点ヒッチの如何を問わず、3点ヒッチけん引の力学におけるマスト高さの影響効果について普遍性のある結論を導き出すことを試みた。さらに5章で扱った問題についても拘束されたリンク機構の場合についてはどのように上述の事項と関連してくるかについての検討・考察を合せて行なわんとするものである。

B 油圧制御3点ヒッチの力学平衡理論

油圧制御3点ヒッチの力学解析は第1章、Bで既に触れているが、そこで論じられた内容は作業機に働く外力を不明確なままリンク作用力を定義してこれらを3次元空間で取扱い、抵抗力の大きさ、方向、作用位置等の決定を行なって自由3点ヒッチの力関係が油圧制御3点ヒッチにおける特殊な場合であることを指摘した。いま3点ヒッチの力学平衡理論を考える場合、作業機に働く外力を基準として論ずる必要があり、したがって本章は

第4章、A、A-1項で述べた自由3点ヒッチの力学解析を基盤として、後述する1外力を追加考慮することにより、同じく $x-z$ 平面でこの力学平衡理論の拡張、展開を行った。ここで従来3点ヒッチが油圧制御された時、リンク作用力、仮想けん引点、けん引角・車輪荷重反力等は明確にされていなかったためこれらの点を明らかにし、 M 値の問題をも考慮しうる著者の見解について述べる。

B-1 3点リンク力

第4章の Fig. 4-4 から次の (4-2)、(4-3)、(4-4) 式が得られることは既述した。

$$(4-2) \text{ 式: } R_1 = \frac{x_1 - x_2}{x_1} \cdot W + \left\{ \frac{y_1 \cos \tilde{\gamma} + (x_1 - x_3 \cdot \sin \tilde{\gamma})}{x_1} \right\} \cdot P$$

$$(4-3) \text{ 式: } R_2 = \frac{x_2}{x_1} \cdot W - \left\{ \frac{y_1 \cos \tilde{\gamma} - x_3 \cdot \sin \tilde{\gamma}}{x_1} \right\} \cdot P$$

$$(4-4) \text{ 式: } R_3 = C_t \cdot R_1 = P \cdot \cos \tilde{\gamma}$$

ここでは専ら重量転位量の取扱いが問題であったため、抵抗力 P の作用位置、けん引角 $\tilde{\gamma}$ の内容等を簡単に取扱ってきた。この抵抗力 P の方向を決定するけん引角 $\tilde{\gamma}$ は自由3点ヒッチに限ってその幾何学的条件により決定されるので、いまプラウのみを質点系と考えた場合、 $x-z$ 平面における力の平衡関係は Fig. 6-1 から

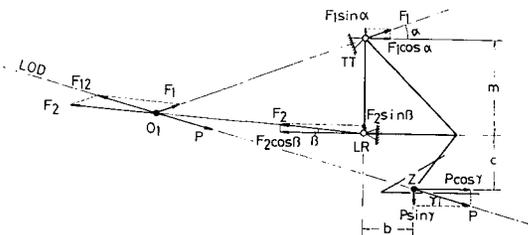


Fig. 6-1. Equilibrium of 3-point hitch forces in $x-z$ plane. Here lower linkage is not restricted

- P : 抵抗中心点に作用する抵抗力 (kg)
- F_1 : 上部ヒッチポイントに作用する抗力 (kg)
- F_2 : 下部ヒッチポイントに作用する抗力 (kg)
- α : 上部リンク傾斜角 ($^\circ$)
- $\tilde{\gamma}$: けん引角 ($^\circ$)
- m : プラウのマスト高さ (他の章においては M と記す) (mm)
- b : 下部ヒッチポイントから抵抗中心点までの距離 (mm)
- c : プラウフレームから抵抗中心点までの距離 (mm)

$$F_3 = \frac{1}{m \cos \alpha} (P \cdot c \cos \gamma - P \cdot b \sin \gamma - a W_1)$$

$$= \left(\frac{c \cos \gamma - b \sin \gamma}{n \cos \alpha} \right) \cdot P - \frac{a}{m \cos \alpha} \cdot W_1$$

書き改めると

$$F_3 = F_1 - \frac{m}{m \cos \alpha} \cdot W_1 \tag{6-12}$$

上式の右辺第1項は(6-4)式そのものであるからこれを

次に(6-10)式より F_4 を求めると

$$F_4 = \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \cdot P + \frac{1}{\cos \beta} \left\{ \left(\frac{c \cdot \cos \gamma - b \cdot \sin \gamma}{m \cdot \cos \alpha} \right) \cdot P - \frac{a}{m \cdot \cos \alpha} \cdot W_1 \right\} \cos \alpha$$

$$= \left\{ \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} + \left(\frac{c \cdot \cos \gamma - b \cdot \sin \gamma}{m \cdot \cos \beta} \right) \right\} \cdot P - \frac{a}{m \cdot \cos \beta} \cdot W_1$$

同様に上式の右辺第1項は(6-5)式そのものであるからこれを書き改めると

$$F_4 = F_2 - \frac{a}{m \cdot \cos \beta} \cdot W_1 \tag{6-13}$$

つぎに(6-12), (6-13)式を(6-10)式へ代入して F_5 を求めると

$$F_5 = W_1 + P \sin \gamma - \left(F_1 - \frac{a}{m \cos \alpha} \cdot W_1 \right) \sin \alpha - \left(F_2 - \frac{m \cdot \cos \beta}{a} W_1 \right) \sin \beta$$

$$= P \sin \gamma - F_1 \sin \alpha - F_2 \sin \beta + \left\{ 1 + \frac{a}{m} (\tan \alpha + \tan \beta) \right\} W_1$$

ここで上式右辺の第3項までをみると(6-2)式そのものであるから、これらは0となり第4項が残るだけとなる。したがってこれを書き改めると

$$F_5 = \left\{ 1 + \frac{a}{m} (\tan \alpha + \tan \beta) \right\} W_1 \tag{6-14}$$

B-2 仮想けん引点

以上で(6-12)~(6-14)式から油圧制御時のヒッチポイントの抗力 F_3, F_4, F_5 を求めたので、これらの抗力と自由3点ヒッチにおけるヒッチポイントの抗力 F_1, F_2 、仮想けん引点けん引角等がどのような関係にあるかを、Fig. 6-3に示した。図中の記号は次のように定義する。

- F_{12} : F_1 と F_2 の合成力 (kg)
- F_{45} : F_4 と F_5 の合成力 (kg)
- F_{345} : F_3 と F_{45} の合成力 (kg)
- Q : P と W_1 の合成力 (kg)
- δ : P と W_1 との合成力 Q の作用線が x 軸となす

- 角 ($^\circ$)
- ξ : F_4 と F_{45} との狭角 ($^\circ$)
- O_1 : 自由3点ヒッチにおける仮想けん引点
- O_2 : 油圧制御3点ヒッチにおける仮想けん引点
- O_3 : 油圧制御3点ヒッチにおける仮想けん引点
- TT : 上部ヒッチポイント
- LR : 下部ヒッチポイント
- G : W_1 と P との合力 Q の作用点
- Z : P の作用点

とすれば、 TT における抗力 F_3 と、 LR における合力 F_{45} との合力 F_{345} は F_3 の作用線と F_{45} の作用線との交点 O_2 にて求められる。この O_2 点は上部リンクの延長線上の点であり、かつこの点で F_{345} は W_1 と P の合力 Q と釣合うはずであるから、 Q の作用線もこの点を通らなければならない。すなわち3点ヒッチが自由浮動状態として使用されているときの仮想けん引点は O_1 に求められた

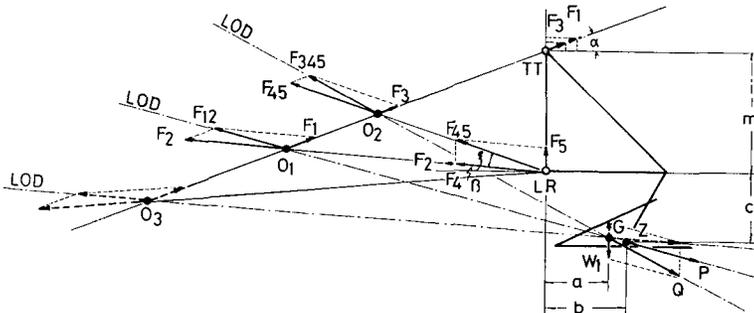


Fig. 6-3. Equilibrium of restricted 3-point hitch forces in $x-z$ plane (2)

が、下部リンクが油圧で拘束されることにより新たな仮想けん引点は点 O_1 から上部リンクの延長線上を点 O_2 へ移動してくる。

B-3 けん引角

油圧制御3点ヒッチの仮想けん引点が明らかにされたので、次にけん引角 δ を求めてみる。点 O_2 においてけん引角 δ は

$$\tan \delta = \frac{F_{45} \sin(\beta + \xi) + F_3 \sin \alpha}{F_{45} \cos(\beta + \xi) - F_3 \cos \alpha}$$

$$\begin{aligned} \tan \delta &= \frac{\left(F_1 - \frac{a}{m \cos \alpha} W_1\right) \sin \alpha + \left(F_2 - \frac{a}{m \cos \beta} W_1\right) \sin \beta + \left\{1 + \frac{a}{m} (\tan \alpha + \tan \beta)\right\} W_1}{\left(F_2 - \frac{a}{m \cos \beta} W_1\right) \cos \beta - \left(F_1 - \frac{a}{m \cos \alpha} W_1\right) \cos \alpha} \\ &= \frac{F_1 \sin \alpha + F_2 \sin \beta + W_1}{F_2 \cos \beta - F_1 \cos \alpha} \\ &= \frac{F_1 \sin \alpha + F_2 \sin \beta}{F_2 \cos \beta - F_1 \cos \alpha} + \frac{W_1}{F_2 \cos \beta - F_1 \sin \alpha} \end{aligned}$$

ここで上式右辺第1項は(6-8)式そのものであり、第2項の分母は $P \cos \tilde{\gamma}$ であるからこれを書き改めると

$$\tan \delta = \tan \tilde{\gamma} + \frac{W_1}{P \cdot \cos \tilde{\gamma}} \tag{6-15}$$

または

$$\delta = \tan^{-1} \left(\tan \tilde{\gamma} + \frac{W_1}{P \cos \tilde{\gamma}} \right) \tag{6-16}$$

ここに油圧制御3点ヒッチでえられる抵抗合力 Q の作用方向 δ は(6-15)、(6-16)式で決定される。

B-4 後車輪荷重反力

仮想けん引点・けん引角が新たに求められたので Fig. 6-4 の油圧制御3点ヒッチの力学平衡図から車輪荷重反力の関係が求められる。

R_4 : 後車輪荷重反力 (kg)

R_5 : 前車輪荷重反力 (kg)

R_6 : リムプル (kg)

x_4 : 後車軸中心と仮想けん引点 O_2 間の距離 (mm)

y_2 : 仮想けん引点 O_2 の地上高さ (mm)

とすれば、トラクタとプラウを全質点系と考えた場合、これら外力による系の平衡条件は同様にして

$$\sum F_x = 0; R_6 - Q \cos \delta = 0 \tag{6-17}$$

$$\sum F_z = 0; R_4 + R_5 - W - Q \sin \delta = 0 \tag{6-18}$$

$$\begin{aligned} \sum M = 0; R_4 x_1 + Q \sin \delta y_2 \\ - W x_2 - Q \sin \delta x_4 = 0 \end{aligned} \tag{6-19}$$

であるから、 R_4, R_5, R_6 をそれぞれ求めると

$$\begin{aligned} R_4 &= \frac{x_1 - x_2}{x_1} W \\ &+ \left\{ \frac{y_2 \cos \delta + (x_1 - x_4) \sin \delta}{x_1} \right\} \cdot Q \end{aligned} \tag{6-20}$$

然るに LR において

$$F_{45} \cos(\beta + \xi) = F_4 \cos \beta$$

$$F_{45} \sin(\beta + \xi) = F_4 \sin \beta + F_5$$

であるからこれらの関係を上式に代入すると

$$\tan \delta = \frac{F_3 \sin \alpha + F_4 \sin \beta + F_5}{F_4 \cos \beta - F_3 \cos \alpha}$$

ここで F_3, F_4, F_5 は(6-12)~(6-14)式で与えられているので、これらを上式に代入すると

$$R_5 = \frac{x_2}{x_1} W - \left\{ \frac{y_2 \cos \delta - x_4 \sin \delta}{x_1} \right\} \cdot Q \tag{6-21}$$

$$R_6 = Q \cos \delta \tag{6-22}$$

ここでけん引力に最も関係深い、(6-20)式 R_4 について更に検討してみると

$$Q \cos \delta = P \cos \tilde{\gamma}$$

$$Q \sin \delta = W_1 + P \sin \tilde{\gamma}$$

なる関係が知られているので、これらを R_4 の右辺に代入すると

$$\begin{aligned} R_4 &= \frac{x_1 - x_2}{x_1} W \\ &+ \left\{ \frac{y_2 P \cos \tilde{\gamma} + (x_1 - x_4) (W_1 + P \sin \tilde{\gamma})}{x_1} \right\} \\ &= \frac{x_1 - x_2}{x_1} W \\ &+ \left\{ \frac{y_2 \cos \tilde{\gamma} + (x_1 - x_4) \sin \tilde{\gamma}}{x_1} \right\} P \\ &+ \frac{x_1 - x_4}{x_1} W_1 \end{aligned} \tag{6-23}$$

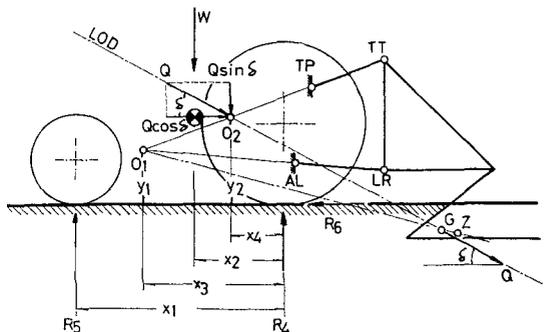


Fig. 6-4. Equilibrium of restricted 3-point hitch forces in x - z pland (3)

(6-23) 式右辺第1項および第2項をみると(4-2)式とよく似た形をしているも、Fig. 6-4より明らかな如く、 $y_2 > y_1$, $x_1 - x_4 > x_1 - x_3$ なる関係から、 R_4 は R_1 より幾分大きな値を有する。したがって W_1 の発生に伴う R_1

の増分を調べると、すなわち自由3点ヒッチから油圧制御3点ヒッチへの切換が行なわれることによる重量転移量の増加量をみると

$$\begin{aligned}
 R_4 - R_1 &= \frac{1}{x_1} \left\{ y_2 \cos \gamma + (x_1 - x_4) \sin \gamma \right\} \cdot P + \frac{1}{x_1} (x_1 - x_4) W_1 - \frac{1}{x_1} \left\{ y_1 \cos \gamma + (x_1 - x_3) \sin \gamma \right\} \cdot P \\
 &= \frac{1}{x} \left\{ (y_2 - y_1) \cos \gamma + (x_3 - x_4) \sin \gamma \right\} \cdot P + \frac{x_1 - x_4}{x_1} W_1 \\
 &= \frac{1}{x} \sqrt{(y_2 - y_1)^2 + (x_3 - x_4)^2} \sin(\gamma + \alpha) P + \frac{x_1 - x_4}{x_1} W_1 \tag{6-24}
 \end{aligned}$$

したがって書改めると

$$R_4 = R_1 + \frac{1}{x_1} \sqrt{(y_2 - y_1)^2 + (x_3 - x_4)^2} \sin(\gamma + \alpha) P + \frac{x_1 - x_4}{x_1} W_1 \tag{6-25}$$

をうる。

上述した油圧制御3点ヒッチの力学平衡理論は、油圧機構の機能がリンクの昇揚力および上昇速度のみを制御する通常のドラフトコントロールを想定しての論議であったが、Fig. 6-3に示したように W_1 の大きさ、方向を考えることにより他の機能についても同様な取扱いが可能となる。B項の総括としてこれをTable 6-1に示した。表中(2)の下段は油圧機構の機能が通常のドラフトコントロールとは逆にリンクの下降速度を制御する機種であることを意味し、かかる場合の仮想けん引点は図中の O_3 で示された位置を採る。たとえば本例で W_1 の急激な増加は O_3 が O_1 から上部リンク延長線上を左降して離れてくるため、重量転移量が極端に小または負となり、その結果トラクタの駆動輪は瞬間的にすべりを増大することになるので、これによりオペレータは過負荷になったことを知ると同時に、作業機の過負荷防止対策ともなる。また表中(3)はドラフトコントロールにポジションコントロール機能を加えた場合であり、耕起中 W_1 の大きさおよび作用方向が図に示すよう上下に変化する結果、仮想けん引点は自由3点ヒッチ時の仮想けん引点 O_1 を境として $O_2 \sim O_3$ 間を変動することを意味している。

C 実験方法

C-1 供試トラクタおよび作業機

本章の供試トラクタは北海道大学農学部農業原動機学教室所属の12段変速機付フォードソン・スーパーデキスタを使用した。供試トラクタの油圧制御機構は下部リンクの昇揚力ならびに上昇速度のみを制御し、リンクの下降機能は専ら3点ヒッチに懸架されている作業機の自重によるが、応答速度の調整をしぼり弁で行なう型式を有する。Table 6-2に供試トラクタの主要諸元を掲げた。

作業機は第4章の実験で供試した18''×1プラウが上記トラクタのけん引負荷として適当であると判定されたので、附属の定規車を取除いて本実験に供することにした。

C-2 実験の組合せ

供試場合は第5章と同じく北海道大学農学部農業機械特別実験室内の壤土槽を使用し、その土壤硬度調整および凹凸地勢造成方法等は前章に準じた。

油圧制御されたトラクタプラウの耕深変動に影響をおよぼす因子として凹凸地勢形状の他に作業速度、油圧制御系の応答速度、供試プラウのマスト高さを考え、これらを次のように組合せ企画した。地勢の波長を2点、作業速度として0.7, 1.4, 2.0 m/sの3点、油圧制御系の応答速度差による影響がはっきり表われるように供試トラクタ応答速度目盛の最大値 F と最小値 S の2点、プラウマスト高さ45, 55, 65 mmの3点としての合計36点

Table 6-1. Hydraulic control systems of 3-point linkage

Control-function	W_1	V. H. P.	D. angle	Weight-trans.
(1) Free-float	(0)	(01)	middle	middle
(2) Draft-control	(+) [#] (-)	(02) (03)	large little	large little
(3) D. C. with position control	(±)	(02-03)	large-little	large-little

(#) W_1 's direction is downward at Fig. 6-3

Table 6-2. Main dimensions of test tractor, Fordson Super Dexta

Engine power	(ps)	39.5
Total length	(mm)	3021
Total width	(mm)	1834
Total height	(mm)	1900
Wheel base	(mm)	1834
Wheel tread	(mm)	1320
Front wheel dia.	(mm)	680
Rear wheel dia.	(mm)	1118
Total weight	(kg)	1770 (with weight)
Front axle weight	(kg)	652 (36.8%)
Rear axle weight	(kg)	1118 (63.2%)
Hydraulic system		
pump	gear type
out-put	15.5 l/min
drive	PTO shaft
others	position control draft control flow control

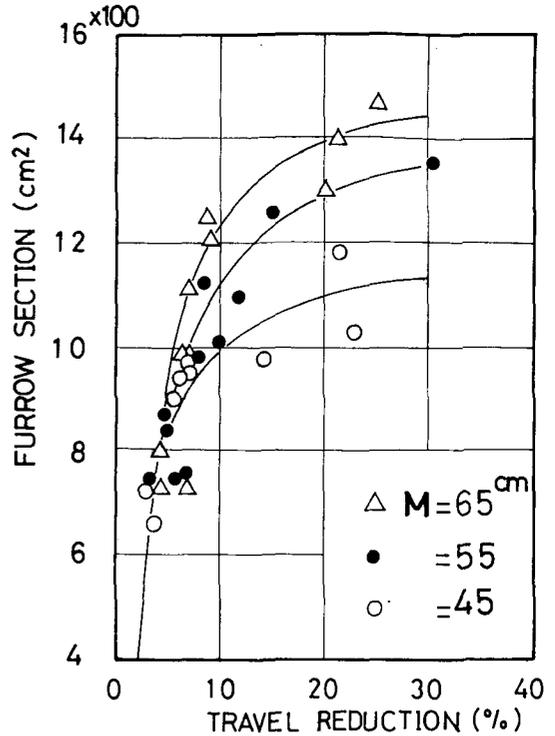


Fig. 6-5. Relation between travel reduction and furrow section

につき実験を実施した。

C-3 測定項目および測定機器

第2章～第5章まで供試したトラクタの機種をあえて本章で変更したのは、3章で開発した3点ヒッチ用けん引計が自由浮動状態にのみ適用され、油圧制御時に使用することが不可能な理由による。これらの対策としてプラウのれき耕断面積とけん引抵抗との関係はほぼ直線的に増加することが知られているので、耕起後の耕深と耕幅をメジャー計測した。すべり率は平坦地走行時と凹凸地勢内走行時に分け、かつ解析を行ないやすいように2点選んで第4章と同様な方法で測定することにした。

その他参考データとしてリフトアームの回転角、上部リンク作用力および制御バネの変位量についても測定を行なった。耕深の変動に対する測定データの解析検討方法は第5章に述べた方法を踏襲した。

D 実験結果と考察

D-1 マスト高さとはけん引特性

Fig. 6-5は供試トラクタで18'×1プラウをけん引した際に得られた駆動輪のすべり率とれき耕断面積との関係をマスト高さM値をパラメータとして図示したものである。供試プラウの比抵抗値は第4章の実験結果から約0.67 kg/cm²であることが知られているので、縦軸の数値を0.67倍すればFig. 4-9に相当するすべり率-けん引力曲線としてみる事ができる。したがって本図は

プラウ耕作が定常状態で行われているとき、M値が大きくなる程同一すべり率値に対してけん引力が増加してくることを表わしている。本結果はまた同一すべり率値においてM値を増すことによりFig. 6-6の如くプラウ耕深を大きくとりうる利点を意味し、油圧制御3点ヒッチにおいても自由3点ヒッチと同様にM値が駆動輪のすべり率に効果的な影響を及ぼしている事実を明らかに

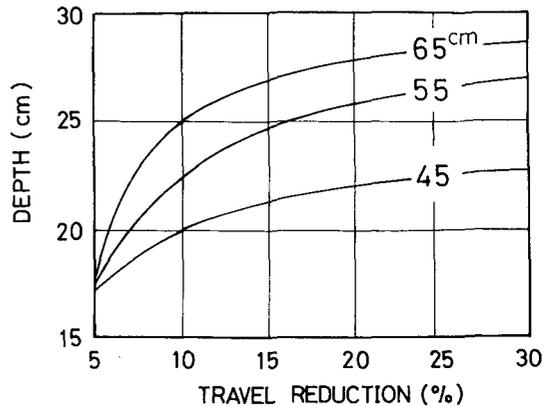


Fig. 6-6. Relation between travel reduction and plowing depth

なしえた^{1,2)}。

上述の結果をBで述べた理論解析結果と対照すれば、油圧制御3点ヒッチにおけるけん引角 δ は(6-15)、(6-16)式により求められ、その大きさは3点ヒッチが自由浮動状態で用いられるときのけん引角 γ の正接と $W_1/P \cos \gamma$ の和で表わされている。ここで M 値を大きくとれば第4章の研究結果で明らかな如く、 γ が増加することにより右辺第1項の $\tan \gamma$ は大きくなり、かつ油圧制御によって下部リンクが拘束される結果附加された右辺第2項の $W_1/P \cos \gamma$ の値も合せて大きくなり、その結果として本章のけん引角 δ も増大してくることが理解される。次に3点ヒッチの幾何学的な寸法諸元の変更によってけん引角 δ を大きく採ることにより後車輪への重量転移量は当然その影響を受けていることが考えられる。仮想けん引点 $O_2(x_4, y_2)$ はリンクの幾何学的条件のみでは決定されえない。したがって駆動輪のすべり率値に最も関係のある後車輪荷重 R_4 を与える(6-23)式は M 値との関係を論ずる上で不適当とみなされるので、(6-25)式を用いることにした。本式にて W_1 の発生による重量転移を考察すれば、右辺第1項は3点ヒッチが自由浮動状態で用いられたときの後車輪荷重そのもので、これは(4-2)式で与えられ、第2項・第3項は所謂ブラウが油圧制御されたことによる重量転移量の増加分である。この2項の M 値との大小関係は上述した理由から本式のみでは論じられないが(6-15)、(6-16)式右辺第2項と対比して考えると、 M 値を増すことによりこの2項の値は当然大きくならなければならない。

以上を要するにブラウを油圧制御3点ヒッチでけん引すると、自由3点ヒッチでけん引する時よりもそのけん引角が大きくなり、これに伴って重量転移量もそれだけ増える結果、駆動輪のすべり率値は減少してくることになる。しかもその減少する比率は単位けん引抵抗当りの後車輪荷重増加量が自由3点ヒッチでえられる値より増加するので、油圧制御3点ヒッチの方が大きくなる。そのけん引角はブラウのマスト高さを増加することによりその角度を大きくとることができる。Fig. 6-5はこの理論を実験により確認した結果である。したがって自由3点ヒッチおよび油圧制御3点ヒッチの様式何如を問わず、ここにけん引の力学における M 値の有する効果を立証しえたと考える。

D-2 マスト高さと耕深変動

2-a 全区間平均耕深変動

Fig. 6-7は角速度 ω と(5-10)式により算出された全区間の平均耕深偏差 δ_m との関係をプロットしてある。い

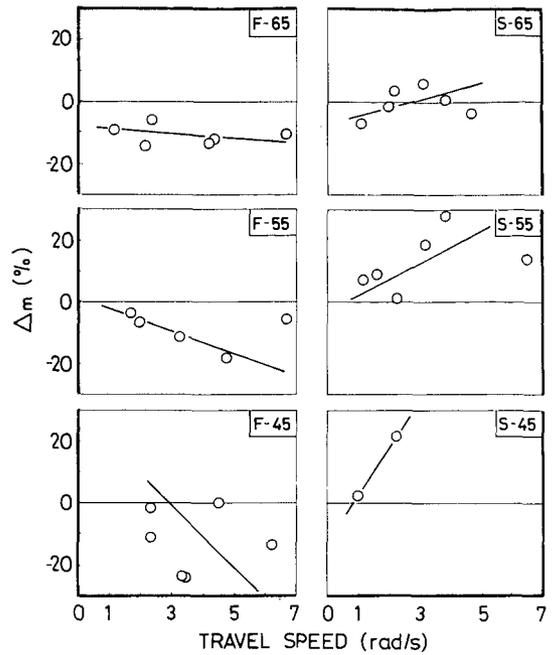


Fig. 6-7. Specific mean depth variation at whole sections

ま角速度 ω とトラクタ速度 V との関係は

$$\omega = \frac{2\pi V}{L} \tag{6-26}$$

- ここに L : 凹凸地勢の波長 (m)
- V : トラクタ速度 (m/s)
- π : 円周率 (rad)

ω は上式³⁾で表わされるので、トラクタ・ブラウ系がこの角速度で起振されると考えれば、 $L=2, 4$ m という波長区分を考える必要はなくなり、一貫して取扱いうる利点を有する。

本図の全般的な傾向としてはリンクの形状を決定する M 値および油圧制御系の応答速度 $F \cdot S$ の相違を問わず、耕起速度の増加に伴っていずれも偏差 δ_m が大きくなってゆく傾向を持っていることを知る。本傾向はトラクタ3点ヒッチを自由浮動状態で用いてえられた前章D-2項の傾向と類似しており、P. A. COWELL and S. C. LEN等^{4,5)}の実験結果と比較しても相違ないことを知った。彼等によれば耕起速度の増加と共に耕深が浅くなることを指摘しているのに対し、本図は浅くなる場合と深くなる場合の2通りの結果を示している。これは本実験が油圧制御系の応答速度を $F \cdot S$ 2段に調整されて行われていることによるもので、浅くなる傾向は図中の左側部に該当する。このようになぜ油圧制御系の応答速度を S

とした場合、左側部と正反対の傾向を示し耕深速度の増加に伴って深くなる理由は後に明らかとされる。

次にリンク形状要因に着目すれば、耕起速度の増加と共に耕深の変動してくる傾向は M 値が 65cm から 45cm へと平行リンクに近づくにつれ著しく、特に図中左側部下段 45 cm (S) でこのように測定値が他に比較して少ないのは、供試トラクタ凹凸地勢内を走行中、駆動輪のすべり率が 100% に達し、けん引走行不能という事態が発生したことによる結果であり、55 cm (S) および 65 cm (S) においてかかる現象をみなかったことも考え併わせてみても、その差は明白である。したがってここにおいても $D-1$ 項で既述したマスト高さとけん引特性における M 値の効果は本結果と相俟って耕耘の運動力学的見地からも矛盾しないことを指摘しようといえよう。

2-b 耕深の復元性について

次に油圧制御系の制御性能を調べるため、偏差 δ_3 すなわちトラクタ・プラウが凹凸地勢に遭遇したとき、これを通過した後の耕深が定常状態における基準値との関係に対してどのような結果となっているかについて検討してみると Fig. 6-8 から判定されるように基準値には復元しえないことを知る。

耕起速度と δ_3 との関係についてみると耕起速度の増加に伴って耕深の復元性が悪くなる傾向は 2-a 項全区間

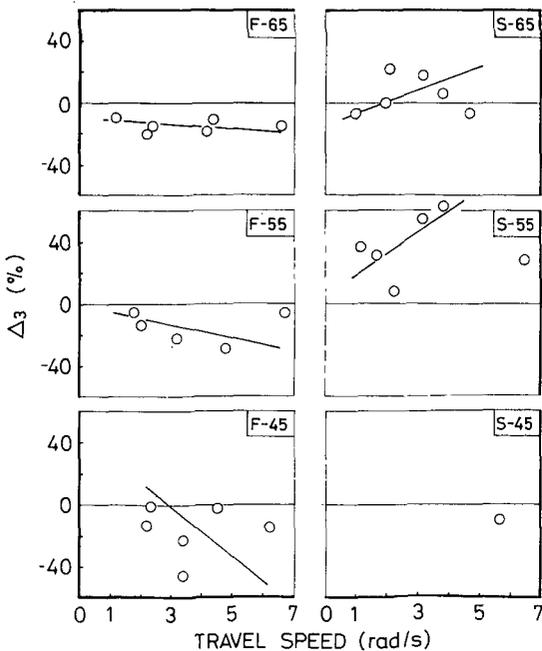


Fig. 6-8. Relation between travel speed and DELTA 3

平均耕深変動でみられた結果と一致する。これは供試プラウの相対速度が一定でないため、すなわち油圧制御系の応答速度が不変なため、耕起速度の増加につれ補償動作の位相遅れによって生じた現象であると考えられる。

そこで上記を検討する上でパラメーターの一つである応答速度 $F \cdot S$ と δ_3 との関係に注目してみると、応答速度の相異により F のとき浅くなり、 S のときは逆に深くなるという傾向が認められている。供試トラクタの油圧制御系応答速度は既に述べてあるようにリンクの昇揚力および上昇速度を制御するが、リンクの下降運動には無関係な機構である。したがってこのように応答速度差で浅深のはっきり異なる傾向を示した原因として、供試トラクタに組込まれている油圧シリンダーの作動型式が単動形であり、耕起中のプラウを昇揚させるためには油圧シリンダーに作動油を流入させて強制的に行なうことになる。しかし一方反対にプラウの下降運動時には専らその自重とささり等に依存している結果、下ではプラウの下降速度が上昇速度に比べて遅くなり、補償動作の位相ずれを生じ、凹凸地勢通過後の耕深が基準値より浅く、また S では反対の動作をする結果深くなったものと考えられる。

M 値と δ_3 との関係はわずかであるが 45 cm から 65 cm へとリンク形状の変化につれ δ_3 の減少してくる傾向が認められ、ここにおいても M 値の有する効果的な影響要因を無視しえないことを知る。

2-c 耕深の追従性について

最後にトラクタ・プラウが凹凸地勢内をどの程度その地勢変化に追従して耕起できるかをみた結果を Fig. 6-9 Fig. 6-10 を示した。

ここでもやはり 2-a, 2-b 項で既に指摘した様に、耕起速度の増加および M 値が 65 cm から 45 cm へと変化するにつれ、偏差 δ_2 の増す傾向は類似している。したがって仮に HAWKINS⁶⁾ の言うようにプラウは地勢の変化に追従してゆくべきだとすれば、プラウの耕起速度の通常値がその作業性能を維持するためほぼ一定の範囲内にあるので、その対策としては M 値を大きくとるか、あるいは第 5 章の結果および P. A. COWELL and S. C. LEN, HAWKINS, SEIFERT⁷⁾, 川村等⁸⁾ の実験結果から指摘されるように、明らかに耕深の制御性能の格段優れた定規乗付プラウを用いることが望ましいと言えよう。

以上 2-a~2-c 項を要すれば、プラウを油圧制御 3 点ヒッチでけん引して凹凸状不整地を耕起した結果、(1) 耕起速度の増加と共に耕深の変動は大きくなり、(2) かかる場合にあってはマスト高さを大きくすることによりその

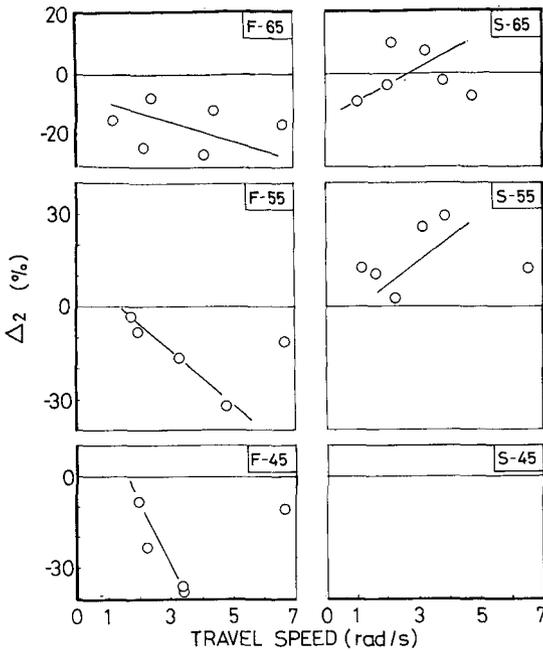


Fig. 6-9. Relation between travel speed and DELTA 2

変動を減少させる結果をえた。前者は川村・土井他⁹⁻¹²⁾の研究から指摘されているように“トラクタの油圧制御系の性質が一次遅れ系としての応答を示す”結果と考えられた。次に後者はマスト高さを大きくとり、リンク形状を変えた結果“等価的に油圧制御系の時定数とゲイン定数を小さくすることに相当する。このように油圧制御系の特性をリンク機構の構成方法によって補うことができる”という土井の理論と抵触しないことを知る。したがって、油圧制御3点ヒッチでもリンクの構成や地勢変化に対して復元的なプラウ姿勢を与えるとき、土壤条件や作業条件によらず常に安定な動作を期待できることになる。

E 要 約

本章は自由3点ヒッチの力学平衡理論を基礎として行なった油圧制御3点ヒッチの力学平衡理論の解析とその確認実験について述べたものである。

従来3点リンクヒッチが油圧制御されたとき、リンク作用力・仮想けん引点・けん引角・車輪荷重反力等不明確であった点を明らかにし、とくにこれらとマスト高さとの関係を解析した。これを要すれば、プラウを油圧制御3点ヒッチでけん引すると、自由3点ヒッチでけん引した時よりもそのけん引角が大きくなり、これに伴って重量転移量もそれだけ増える結果、駆動輪のすべり率値

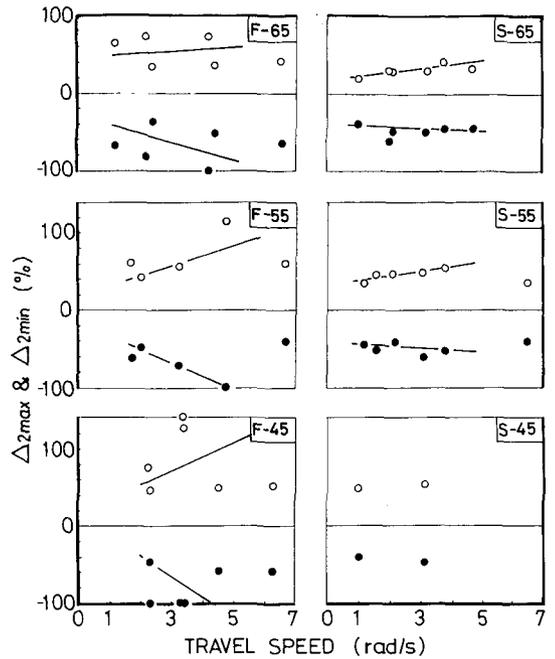


Fig. 6-10. Relation between travel speed and DELTA 2' max, DELTA 2' min

が減少してくる。しかもその減少する比率は単位けん引抵抗当りの後車輪荷重増加量が自由3点ヒッチでえられる値より増加するので、油圧制御3点ヒッチの方が大きくなる。そのけん引角は採用するプラウのマスト高さを増加することにより大きくとることができる。

またプラウを油圧制御3点ヒッチでけん引して凹凸状不整地を耕起した結果、(イ)耕起速度の増加と共に耕深の変動は大きくなり、(ロ)かかる場合にあってはマスト高さを大きくとることによりその変動を減少させる結果をえた。前者はトラクタの油圧制御系の性質が一次遅れ系としての応答を示す結果と考えられ、後者はマスト高さを大きくとり、リンク形状を変えた結果が等価的に油圧制御系の時定数とゲイン定数を小さくすることになったものと考えられる。したがって油圧制御3点ヒッチでもリンクの構成は地勢変化に対して、マスト高さを大きくとり復元的なプラウ姿勢を与えるとき、土壤条件や作業条件によらず常に安定な動作が期待されることになる。

総 括

第1次大戦後欧州において作業機をトラクタに装着するため開発された3点ヒッチ方式は、油圧昇揚機構も含めて2者の一元化を可能ならしめ、けん引作業・運搬作業および作業機の制御という諸点でトラクタ発達史上

類のない優れた性能を発揮させることができるようになったので、欧州はもとより諸外国にも普及した。これに伴い各国およびISO等でトラクタと作業機との着脱に関する規格化の努力がなされてきてはいるものの、それらは各種作業機の異なる使用状態に対し明確な論拠を与えるに乏しく、互換性に重点を置いた経験的なものにすぎない。またこれと関連したトラクタ3点ヒッチけん引の研究も3点ヒッチの制御機能が自由浮動の場合に限定された図上解析理論の報告がある程度で、利用学的見地に立脚して系統的に行なわれた研究は皆無に等しい。かかる実情に鑑み著者はトラクタ作業機の中でもその取扱いが比較的難事と目されている直装式プラウを被けん引機として選び、合理的な3点ヒッチ機構の設計・製作ならびにその取扱い上トラクタのけん引性能向上に対し考慮すべき資料をうることを目的として本研究を実施した。すなわち本研究においてはけん引抵抗の基本的な性質から合理的な車輪式トラクタの3点ヒッチけん引を究明する上で、不可欠なトラクタ3点ヒッチけん引計を開発し、これを用いて既往の自由3点ヒッチの力学平衡理論における不備な点の指摘・修正を行ない、プラウマスト高さがトラクタのけん引性能向上に及し、もし諸効果に関する見解を述べている。更にこの見解が油圧制御3点ヒッチの場合についても適応されるか否かという点に関し上記の理論の拡張・展開を試みる一方その確認実験を行ない、ここに普遍性のある結論を導くことと併行して上述の見解を耕耘の運動学的な面からの補足実験を実施した。以上の諸結果から3点ヒッチけん引に関する総括的な所見を述べ本論文の結論とする。

I トラクタ3点ヒッチけん引計

(第2・3章の要旨)

(1) トラクタ3点ヒッチけん引の研究に資するため、断面の縦横比が2:1の矩形をもつ改造リンクピンの特定方向にひずみゲージを貼付した力量変換器3個とその個々の出力と同時にけん引成分を加算して取出せる動ひずみ計前置演算回路との2者からなる3点ヒッチけん引計の開発研究を実施した。

(2) この型式はトラクタ側の改造箇所が少なく済み、作業機との互換性にも優れ、リンクが傾斜した状態での作用力に対してもけん引成分である水平分力のみを検出して垂直方向力・側方向の影響を回避しうる機能の特徴として具備している。反面計測素子とリンクとの間に介在する継手部の機械的な摩擦力により著しくその性能が左右されるという欠陥を持ち、荷重一ひずみ出力特性における極端な不確定・ヒステリシス現象を生ずる

おそれがある。

(3) この対策として継手部に複列自動調心玉軸受を使用し、改良を重ねた結果、各計測素子のひずみ出力特性は300 kg以上の荷重領域にてその非直線偏差が $\pm 3\%$ まで減少させることができた。

(4) この成果に基づき供試けん引計に適応される較正負荷装置を用いた静的荷重負荷試験において、本けん引計はトラクタの3点ヒッチを自由浮動とした場合に適用される作業機に関し300 kg以上のけん引負荷抵抗に対して $\pm 3.0\%$ 以内の計測精度をもって測定しうる画一的な較正曲線を求めることができた。

(5) つぎに動的荷重負荷による実用検討試験としてトレース・トラクタ法を駆使し、3点ヒッチに十字フレームを装着してのコンクリート路上および重作業用カルチベータを装着してのはげけん引走行試験を実施した。その結果本けん引計は動的荷重負荷に対しても正常に作動し、3点ヒッチ荷重とトレース・トラクタ荷重の間には各けん引速度に相応する供試トラクタのところがり抵抗が介在するのみで速度・負荷量の大きさ等による影響はみられないことを確認した。

II プラウのマスト高さとけん引特性

(第4・6章の要旨)

(1) プラウのマスト高さがトラクタのけん引特性を左右する後車輪荷重の増加量に及ぼす影響を及ぼすかについて3点ヒッチの力学平衡理論解析を行ない、これを確認するためマスト高さを変え仮想けん引点の幾何学的な位置を移動させることによるトラクタ駆動論のすべり率とけん引力との関係に着目した実験解析を室内人工は場で実施して次のような結論を得た。

(2) 3点ヒッチけん引におけるトラクタの仮想けん引点は上部リンク延長線上にあってヒッチの油圧制御機能に応じてその位置を異にする。制御機能が自由浮動では上下両リンクの延長線の交点がけん引の中心となり、両リンクの軸力による合成力はこの点で抵抗合力と釣合いを保つ。したがってこの場合のけん引角は合成力の方向から決定し得るので、仮想けん引線は抵抗中心点と無関係に求められる。

(3) 次にドラフトコントロール機能を用いてけん引した場合の仮想けん引点は(2)で述べたけん引中心点から上部リンク延長線上をリンクポイント側へ移動した位置を採る。

これは下部リンクが拘束されることによって新たな垂直反力を生ずる結果、下部ヒッチにおける合力の方向が下部リンクに対し角度をもつことによる。仮想けん引点

における合成力の方向すなわちけん引角は(2)よりこの角度増分を伴うため、仮想けん引線はその分傾斜角が増すことになる。

(4) (3)にポジションコントロール機能を併用して、けん引した場合下部リンクの拘束条件は上記と異なるため、下部ヒッチ点に生ずる垂直反力の大きさ・方向が変化し、その結果仮想けん引点の位置は上下両リンクの交点を中心として上部リンク延長線上を前後に変動する。したがってこの時のけん引角の大きさは(1)より大きくも小さくもなることがある。

(5) けん引負荷量の増大に伴ない、駆動に生じたすべり率値をけん引抵抗の同一な規準で判定すれば、マスト高さが上部リンク形状を水平とする $M=45\text{ cm}$ から 65 cm へと増すに従って減少してくることが認められた。この端的な例としてすべり率 100% により耕起継続の不可能であったトラクタがマスト高さの変更によりすべり率を 50% まで半減し、作業の続行を図ることの可能性をも確認した。

(6) 上記はマスト高さを増すことにより各リンクの負担する荷重のバランスが変わり、これに伴ってけん引角が変化し駆動輪への重量転移量が増加する結果として生じた現象である。

(7) 現在マスト高さ M 値は一般に $46\sim 51\text{ cm}$ と規定されている。ここに本実験結果から供試トラクタに対するプラウの採用すべき適正な M 値はいかにあるべきかに関して実用最大けん引力を規定するすべり率 20% を基準に検討してみると、供試プラウは上記推奨値を 14 cm 上回る 65 cm を採用することが望ましいことを知った。

(8) (5)で述べられた傾向は、ドラフトコントロール機能を用いた実験からも確認しえた。ここにその両者における傾向差を量的に検討すれば、プラウを油圧制御 3 点ヒッチでけん引すると自由 3 点ヒッチでけん引した時よりもけん引角が大きくなり、これに伴って重量転移量もそれだけ増える結果、駆動輪のすべり率は減少してくる。しかもその減少する比率は単位けん引抵抗当りの後車輪荷重増加量が自由 3 点ヒッチでえられる値よりも増加するので油圧制御 3 点ヒッチの方が大きくなる。プラウのマスト高さはそのけん引角を大幅に変動させることができる意味を持つ。

III プラウのマスト高さと同深変動

(第 5・6 章の要旨)

(1) 耕起の運動学的な見地からその基本的な性質を調べるためプラウを自由 3 点ヒッチでけん引して人工的に

造成された正弦波凹凸地を耕起した結果によれば、耕深変動への影響は速度要因に比べ、リンク形状要因による方が顕著であると認められた。

(2) 2 m 波長の全区間平均耕深変動率は基準耕深より 13% 程浅かったものの、 $M=45\text{ cm}$ から 65 cm へと変化するにつれ基準耕深に近づいてくる傾向が認められた。各区間毎の傾向も全区間を通しての平均耕深変動でみられた傾向と共通しており、この程度の波状地では 65 cm にその優位性が認められる。

(3) 4 m 波長の全区間平均耕深変動率は(2)同様に 10% 程浅く、 $M=45\text{ cm}$ から 65 cm へと大きくなるにつれ上記でみられた傾向とは逆の結果がみられた。これを区間別にみると凹凸地勢内の耕深変動の影響を強く受けた結果によるものと判定された。したがって波長 4 m 以上の比較的ゆるやかな起伏をもった地勢にあっては、たとえ定規車を備えたプラウを用いても、リンク形状は平行に近い方が追従性の観点からはわずかに良好となる。

(4) 油圧制御 3 点ヒッチでプラウをけん引して凹凸波状地を耕起した結果によれば、予想された如く耕深変動の幅は自由 3 点ヒッチに比べ大きく、劣るもののその傾向としては、イ) 耕起速度の増加と共に耕深の変動率は大きくなり、ロ) かかる場合にあってはマスト高さを増すことによりその変動幅を減少させることができた。前者はトラクタの油圧制御系の性質が一次遅れ系としての応答を示す結果と考えられ、後者は M 値を大きく採り、リンク形状を変えた結果が、等価的に油圧制御系の時定数とゲイン定数を小さくすることになったものと考えられる。

(5) したがって油圧制御 3 点ヒッチでもリンクの構成は地勢変化に対してマスト高さを大きくとり復元的なプラウ姿勢を与えるとき、土壌条件や作業条件によらず常に安定な動作が期待されることになる。

参考文献

—(第 1 章)—

- 1) 土井淳多・安田与七郎：ホイルトラクタに於けるすべりと振動現象，農機誌 27-2, p. 78-80, 1965.
- 2) 川延謹造・三枝浩三：大型トラクタとその利用，農業技術協会，p. 8-13, 1963.
- 3) S. SONNE KOFOED; SV. AA. CHRISTANSEN: An Approach to a Universal Tractor Hitch, J. agric. Engng. Res., 18, p. 37-45, 1973.
- 4) I. C. ROGERS and G. M. JOHNSTON: Measuring the Forces in Tractor Linkage, Agr. Eng.,

- p. 542-546, 1953.
- 5) 吉田富穂・武田太一・松見高俊・寺尾日出男・伊藤和彦：トラクタ3点ヒッチ用けん引力計の試作研究(第1報), 農機誌 31-4, p. 275-280 1970.
 - 6) 太田義信：トラクタ3点ヒッチ用牽引動力計に関する実験的研究, 北海道大学農学研究科修士論文集 1966.
 - 7) M. NESTROVIC: Kraftkomponenten Messung an der Dreipunktaufhängung, Landtech. Forsch., 10 (4), S. 89-92.
 - 8) H. SKALWEIT: Messungen des Zugwiderstandes von Dreipunktanbangeräten, Landtech. Forsch., 8 (4), p. 108-115, 1958.
 - 9) D. C. SCHOLTZ: A Three-Point Linkage Dynamometer for Restained Linkages, J. agric. Engng. Res., 11 (1), S. 33-37, 1966.
 - 10) R. LAL: Measurement of forces on mounted implements, Trans. ASAE, 2 (1), p. 109-111, 1959.
 - 11) S. ORLOWSKI und D. WOLF: Bestimmung der beim Dreipunkt anbau wirkenden Kräfte, Landtech. Forsch., 13 (6), S. 153-155 1963.
 - 12) A. R. REECE: A Three-Point Linkage Dynamometer, J. agric. Engng. Res., 6 (1), p. 45-50, 1961.
 - 13) D. C. SCHOLTZ: A Three-Point Linkage Dynamometer for Mounted Implement, J. agric. Engng. Res., 9 (3), p. 252-258, 1964.
- (第2章)—
- 1) 青柳鷹之介：ワイヤ・ストレーン・ゲージ, 日刊工業新聞社 1963.
 - 2) 川口・永倉共訳：ストレーン・ゲージ—構造と使用方法一, コロナ社 1964.
 - 3) 渡辺 理：ひずみゲージとその応用, 日刊工業新聞社 1968.
 - 4) 北海道立中央農業試験場農業機械部：営農用トラクタ性能試験成績集 1966.
 - 5) 第2章の(1)に同じ.
 - 6) 寺尾日出男：車輛荷重計の試作. 農機誌 35-4, p. 345-352, 1974.
 - 7) 日本熱処理技術協会：残留応力, 共立出版社 1955.
- (第3章)—
- 1) 吉田富穂・武田太一・松見高俊・寺尾日出男・広島和夫：振り防止形張力計の試作について, 農機学会北海道支部会報 10号, p. 1-4, 1969.
 - 2) 吉田富穂・武田太一・松見高俊・寺尾日出男・伊藤和彦：ストレーンゲージ応用変換器の出力調整法について, 農機学会北海道支部会報 10号, p. 5-7, 1969.
 - 3) 新興通信工業株式会社：ゲージファクタダイヤルの設計, ストレーンニュース 第39号, 1965.
 - 4) 前畑寿朗：抵抗線動的ひずみ測定器の較正回路の比較について, 共和技報 No. 11, 1959.
 - 5) 前畑寿朗：抵抗線動的ひずみ測定器の較正回路の比較について(続), 共和技報 No. 12, 1959.
 - 6) 広島和夫：トラクタ3点ヒッチ用牽引力計トランスデューサの形態に関する実験的研究, 北海道大学農学研究科修士論文集 1970.
 - 7) 吉田富穂・松見高俊・寺尾日出男・広島和夫：二方向力量計における起歪部の形状とひずみ出力について, 農機学会北海道支部会報 第13号, p. 132-140, 1972.
 - 8) 第1章の(5)に同じ.
 - 9) 吉田富穂・武田太一・松見高俊・寺尾日出男・伊藤和彦：トラクタ3点ヒッチ用けん引力計の試作研究(第2報), 農機誌 32-2, p. 96-103, 1970.
- (第4章)—
- 1) 第1章の(5)に同じ.
 - 2) 第3章の(9)に同じ.
 - 3) 吉田富穂・武田太一・松見高俊・寺尾日出男・広島和夫：ブラウのmast高さとトラクタのけん引特性に関する考察, 農機学会北海道支部会報 第11号, p. 1-8, 1971.
 - 4) 常松 栄・吉田富穂・太田 享：営農用トラクタの使用能力限界について, 農機誌 20-2, p. 74-78, 1958.
 - 5) CLYDE, A. W.: Vertical Hitching of Farm Implements, Agr. Eng., 16, p. 358-360, 364, 1934.
 - 6) D. C. HEISHU: The Kinematics of Tractor Hitches, Agr. Eng., Vol. 33, p. 343-346, 356, 1952.
 - 7) 第4章の(6)に同じ.
 - 8) M. G. BEKKER: Off the Road Locomotion, p. 25-40, Ann. Arbor, The University of Michigan Press, 1960.
 - 9) MICKLETHWAIT, E. W. E.: Soil Mechanics in relation to Fighting Vehicles, Military College of Science, Choban Lane, Chertsey 1960.
 - 10) 寺尾日出男：トラクタ作業機械装着上の問題点, 機械化農業 10月号, p. 36-39, 1969.
 - 11) 手塚右門・小第俊雄：小型トラクタ用作業機のけん引抵抗に関する研究(第3報), 農機誌 26-1, p. 30-34, 1964.
 - 12) 川村 登：ブラウ牽引抵抗の6分力の測定(第1報), 農機誌 17-3, p. 75-77, 1956.
 - 13) 第4章の(12)に同じ.
 - 14) 第4章の(11)に同じ.

- 15) 第4章の(7)に同じ。
- 16) 常松 栄： 軟弱地盤における装軌式トラクタの接地圧並びにその分布と牽引性能に関する基礎的研究 農業機械化研究所編 1965.
- 17) 第4章の(4)に同じ。
- 18) 農業機械学会編： 農業機械ハンドブック，コロナ社 p. 371-379, 1969.
- 19) 土井淳多・安田与七郎： 3点リンクヒッチの動特性に関する研究 (第1報)，農機誌 26-3, p. 149-155, 1964.
- 20) 寺尾日出男： 3点ヒッチの力学平衡理論，農機学会北海道支部会報 16号, p. 9-15, 1975.

—(第5章)—

- 1) P. A. COWELL; S. C. LEN: Field Performance of Tractor Draught Control Systems, J. agric. Engng. Res., 12 (3), 203-221, 1967.
- 2) HAWKINS, J. C.; BOA, W.: Plough and surface irregularities, Agric. Engng. Rec. Oxf. 1, 146, 1946.
- 3) SEIFERT, A.: Untersuchungen von drei systemen regelender hydraulischer kraftheber beim Pflügen wechslender Boden, Grundl. Landtech., 15 (4), S. 107-110. 1962.
- 4) 松居勝広・寺尾日出男・松見高俊・近江谷和彦： トラクタの動特性に関する研究 (第2報)，耕深の安定性について，農業機械学会第30回総会講演要旨 1971.

—(第6章)—

- 1) 松居勝広・寺尾日出男・松見高俊・近江谷和彦： トラクタの動特性に関する研究 (第3報)，リンクが拘束された場合，農業機械学会第30回総会講演要旨 1971.
- 2) 松居勝広・寺尾日出男・松見高俊・近江谷和彦： トラクタプラウの油圧制御に関する一実験，農機学会北海道支部会報 第13号, p. 1-5, 1973.
- 3) 入江敏博： 機械振動学通論. 朝倉書店, p. 40-41, 1972.
- 4) 第5章の(1)に同じ。
- 5) 第6章の(2)に同じ。
- 6) 第5章の(2)に同じ。
- 7) 第5章の(3)に同じ。
- 8) 川村 登： 油圧操作3点リンクヒッチの動特性，農機誌 18-3, p. 89-92, 1956.
- 9) 土井淳多・安田与七郎： 3点リンクヒッチの動特性に関する研究 (第5報)，プラウの上下方向に関する基本的な運動力学，農機誌 27-1, p. 18-23 (14), 1965.
- 10) 土井淳多・安田与七郎： 3点リンクヒッチの動特性に関する研究 (第6報)，トラクタおよびけん引され

たプラウの上下方向の運動，農機誌 27-2, p. 81-86, 1965.

- 11) 土井淳多・安田与七郎： 3点リンクヒッチの動特性に関する研究 (第7報)，制御されたプラウの運動力学，農機誌 27-3, p. 155-161, 1965.
- 12) R. L. ERWIN: Background of the ASAE Three-Point Hitch Standard, Trans. of the ASAE, 1-2(5), 1961.

—(その他)—

本論文に引用しなかったが，参考とした文献としては

- 1) M. J. DWYER: The Effect of Draught Control Response on the Performance of Agricultural Tractor, J. agric. Engng. Res., 14(4), S. 295-312. 1969.
- 2) K. BERNHARDT: Eine Mesteinrichtung zur Bestimmung von Kräften zwischen Traktor und Arbeitsgeräte, Deutsche Agratechnik, 22. Jg. Heft 5, S. 220-221, 1972.
- 3) M. J. DWYER: An Investigation of the Potential for Improvement of Tractor Draught Controls, J. agric. Engng. Res., 19, p. 147-165 1974.
- 4) Horst HESSE und Rudolf MÜLLER: Experimentelle und simulierte Untersuchung eines elektrohydraulischen Pflugregelungssystem, Grundl. Landtechn., Bd. 18, Nr. 15, S. 177-184. 1968.
- 5) Horst HESSE und Rudolf MÖLLER: Eine elektrohydraulische Zwei-Größen-Tiefenregelung für groste Schlepperanbaupflüge, Grundl. Landtechn., Bd. 22, Nr. 3, S. 75-79, 1972.
- 6) Hubert GEISTHOFF: Ein automatisches Kupplungsverfahren für landwirtschaftliche Geräte, Grundl. Landtechnik, Bd. 24, Nr. 3, S. 87-89, 1974.
- 7) Rudolf MÖLLER: Pflugregelungssystem—alte und neue Möglichkeiten, Landtechnik 4, Mitte April, S. 151-157, 1974.
- 8) Michael GRAEF: Pflugkräfte-und Pfluglaugemessungen in einer Bodenrinne, Ergebnis-Auswertung mit Hilfe eines Analogrechners, Grundl. Landtechnik, Bd. 22, Nr. 3, S. 69-74, 1972.
- 9) Henrik HAVE und Svend Sonne KOFOED: Die Hubkraft-Kennlinien eines Dreipunkt-Systems, Grundl. Landtechnik, Bd. 22, Nr. 1, S. 16-20, 1971.
- 10) H. SKALWEIT: Messung der Kräfte zwischen

Schlepper und Anbrupflug in zwei Meststellen, Landtech. Forsch., 11(6), S. 151-158, 1961.

Summary

Following World War I, in European countries, principally England, the development of the three-point hitch system—including the hydraulic lift—has probably been the most important feature in the development of the modern tractor, which made it possible to integrate the function of tractors and implements. This coupling system is unique and can be applied to hauling, carrying and controlling implements and the system has been widely applied not only in European countries but also all over the world. Since then, various workers all over the world and ISO have been striving to standardize the three-point hitch for hitching implements to agricultural wheeled tractors.

But reports available do not have a firm scientific basis for various implements which are used in different manners and emphasis is laid on attaching and removing the implements with the three pins based mainly on experience. In connection with the above, only a few studies on three-point hitch drawn by agricultural wheeled tractor are available. The reports are confined to graphical theories and systematic study of the free link hitch system from a standpoint of use are rare.

Thus the author selected a tractor mounted plow which was uneasy to handle as the draft load and carried out an investigation to obtain data for design, manufacture and use on the traction improvement of agricultural wheeled tractors and hitches thereof. To investigate a rational three-point hitch drawn by wheeled tractor for agricultural use from the fundamental properties of draft load, attempts were made to develop a three-point linkage dynamometer. Using this, the author attempted to improve the inadequate part of the theory of equilibrium of three-point hitch forces in a free link hitch system and to clarify to some extent the tractor reactions resulting from various mast heights of tractor plows. Next, in order to determine whether the present findings could be applied to the draft-responsive three-point hitch system, the above theory was expanded and developed and experiments were

conducted. Also confirmation experiments made. In relation to the facts described above and for kinematic analysis of tillage, some experiments were carried out to obtain general conclusion.

As a result an all-inclusive view for a three-point hitch of agricultural wheeled tractor was given as a conclusion of this report.

1. Three-Point Linkage Dynamometer for Mounted Implements (Chapter 2 & 3)

(1) Development research regarding a three-point linkage dynamometer for mounted implements was conducted. It consists of 3 pin dynamometer with a rectangular cross-sectional ratio of 2:1 (h and b). Four strain gages were affixed to a specially oriented site of a remodelled link pin, and a dynamic strain amplifier preadding circuit which isolates the output of each pin dynamometer and automatically adds the draft load was developed.

(2) The present dynamometer requires only a minimal amount of remodelling of the tractor, and can be changed readily from one implement to another. Even when the link is tilted, the horizontal force alone which is a component of the draft load can be measured and at the same time the results are not influenced by vertical and lateral forces. On the other hand as a drawback the function of the dynamometer is influenced by the hysteresis between the load and strain output arising from friction of the plane ball joints.

(3) As a countermeasure self-aligning ball bearings were used in place of plane ball joint and considerable improvement giving a reliable linearity between load and strain output of each pin dynamometer. By this deviation from linearity at each pin dynamometer improved to $\pm 3.0\%$ when the load was above 300 kg. Where the value was within $\pm 5.0\%$ when the load was above 500 kg.

(4) Calibration curve and measuring accuracies were investigated by applying static load on the three-point linkage dynamometer, using calibrating apparatus and methods. The results may be summarized by the statement that this dynamometer was applicable to a tractor using free linkage hitch and measures loads above 300 kg with an accuracy of $\pm 3.0\%$.

(5) Next the apparatus was checked by applying a horizontal dynamic load to the three-point link-

age hitch via a simple cross frame on a concrete test track. Also some field experiments were done with a heavy duty cultivator on loam and clay soil of the artificial indoor test fields at the Department of Agriculture, Hokkaido University. In the indoor test beds, a generally used method for determining the draft load of mounted implements is to tow the implement and tractor with a second tractor, measuring the towing force with a conventional tension type dynamometer. The average draft load with the implement lowered minus that with the implement raised is considered to be the draft load of the mounted implement. Compared with the results obtained by towing with a conventional tension type dynamometer against those from the three-point linkage dynamometer, the effect of towing speed and the draft was not recognized.

2. Pow Mast Height and Traction of Wheeled Tractor (Chapter 4 & 6)

(1) To clarify to some extent the tractor reactions—the amount of weight transfer upon traction wheels—resulting from various mast heights of mounted plow, the theory of equilibrium of three-point hitch forces was investigated. In order to confirm this experimental analysis special attention was paid to the relation between travel reduction of traction wheels and the draft force in the presence of changing the geometrical location of the virtual hitch point, was carried out in the indoor artificial test field mentioned above. The results obtained are as follows.

(2) The virtual hitch point of the tractor having a three-point linkage hitch lies on the extension line of the top link and varies with its geometrical location according to the control function of the hydraulic lift system. In case of the free link hitch system the intersection of the extension of both top link and lower link performs at the center of pull or draft. The resulting combined axial forces of both links acts in the opposite direction to and is equal in magnitude with the resulting resistant forces applied to the plow bottom at this point. Therefore, it should be noted that the line of pull or draft when determined from the directional angle of the resultant can be obtained independent of the center of resistance.

(3) Next, in the case of a draft-responsive sys-

tem, the intersection of the extension line of both links does not perform at the center of pull. It is transmitted to the top link point along the extension line of top link. This is because the lower links are restricted by the lift arms via the lifting rods and the vertical directional reaction forces are produced at the lower link hitch points, in such a way that the direction of the resultant at this points takes a certain angle against the lower link axial line. Since the direction of the resultant at virtual hitch point, namely, the angle of draft increases beyond that of the above described in (2), the line of pull takes a steeper incline to the corresponding angle.

(4) In the case of using the draft-control system with a position control, the restricted condition of lower links differs from the above mentioned in (3). As a result, the location of the virtual hitch point moves around the intersection of the extension line of both links along the extension line of top link. Therefore, here the magnitude of draft angle becomes larger or smaller than that of the above described in (1).

(5) The travel reduction produced in the traction wheels of test tractor increased due to increasing of draft load. Judging from the travel reduction with an identical basis of draft load, as the mast height increases from 45 cm—which forms an angle of top link inclination of zero—to 65 cm in height, decreasing tendency can be seen. As a good example of this, the possibility of the tractor by means of changing mast height higher, decrease the travel reductions within about 50% and when continuous plowing was made it would be impossible under 100% travel reduction.

(6) The reason, as mentioned, was because the balance of applied force of each link changed and according to this, the draft angle changed so that the weight transferred to the rear wheels was increased.

(7) The mast height of an implement is now generally standardized and ranges from 45 cm to 51 cm in height. Judging the proper mast height for the test tractor based on the idea of practical max. the pull which was defined by 20% travel reduction from the results obtained in this experiment, it may be concluded that the mast height should be 65 cm—namely 14 cm higher than the recommended max. value of 51 cm in height.

(8) It was also recognized that the results obtained in the case of draft-responsive system showed a similar tendency as stated in (5). To investigate the difference of the two cases quantitatively, when plow was drawn by a hydraulically controlled linkage hitching, the draft angle becomes larger than that when drawn by a free linkage hitching. In accordance with this, the amount of the weight transfer to traction wheels will become larger. As a result, we can expect a decrease in the travel reduction of traction wheels. Furthermore, the decreasing ratio of travel reduction becomes larger as the unit draft of weight transfer obtained from hydraulically controlled linkage hitching becomes larger than that of the free linkage hitching. Thus, the plow mast height has a great significance in changing the draft angle extensively.

3. Plow Mast Height and Working Depth Variation (Chapter 5 & 6)

(1) From a view point of kinematic analysis of tillage, plowing in free linkage hitching was carried out to investigate the fundamental working depth variation related to a tractor-plow combination in a test field with an artificial sinusoidal undulating surface. The results of the experiment on the effect of forward speed and linkage from of the working depth variation showed that the latter was more intensively influenced than the former.

(2) Specific mean depth variation of whole measured sections of 2 m wave length showed a 13% reduction related to the initial set depth. A tendency of reduction toward the initial set depth was seen as the mast height M changed from 45 cm to 65 cm in height. Also the tendency of specific mean depth variation at each measured section was similar to that of the entire measured sections. To such an undulation, $M=65$ cm was recognized to be superior for working depth variation.

(3) Specific mean depth variation of the entire measured sections of 4 m wave length showed an approximately 10% reduction related to the initial set depth in a similar manner as stated in (2). When the mast height was increased from 45 cm to 65 cm in height, the result of this experiment showed an opposite tendency to the above. Therefore, when plowing was conducted over undulations over 4 m in wave length and on a relatively gentle slope, even if the plow is equipped with depth wheel control, the linkage form giving parallelograms showed a better performance at maintaining its bottom depth within the limits set.

(4) Next, as a result when plowing was conducted over the undulation described above, the working depth variation of the plow drawn by a hydraulically controlled linkage hitching showed a considerably higher fluctuation and was expected to show a poorer performance than that of a plow drawn by a free linkage hitching. From this tendency it was surmized that the working depth variation became larger as the forward speed increased and under these circumstances the amplitude of fluctuation could be expected to diminish according to the increase in the mast height higher. The former is considered to be a characteristic of the draft-responsive system equipped with an agricultural wheeled tractor and is a response of first order of time lag. The latter was considered to be the result of the mast height increase and the linkage form change was equivalent to the decrease of time-constant and gain-constant of the draft-responsive system

(5) Therefore, when the three-point linkage hitching is used with a hydraulically controlled system, the mast height could be increased higher and the proper implement position of the plow when following ground irregularities was obtained, a steady state plowing independent of soil and working conditions can be expected.