

ISSN 1341-0148

# 農業機械化研究所研究報告

## 第30号

---

Technical Report  
of the

Institute of Agricultural Machinery  
(Nogyo Kikaika Kenkyusho)  
Omiya, Saitama, Japan  
No.30 March 1998

---

農機研報

Tech. Rep.  
Inst. of Agric.  
Mar.  
30:1-46  
1998

平成10年3月

生物系特定産業技術研究推進機構  
農業機械化研究所  
埼玉県大宮市日進町1丁目

生物系特定産業技術研究推進機構

農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

(Bio-oriented technology Research Advancement Institution)

編集委員会

宮 永 豊 司 (委員長)

福 森 功

諏 訪 健 三

鷹 尾 宏之進

市 川 友 彦

長 木 司

八 木 茂

森 芳 明

北 村 誠

Editorial Committee

Toyoshi MIYANAGA (Chief)

Isao FUKUMORI

Kenzo SUSAWA

Hironoshin TAKAO

Tomohiko ICHIKAWA

Tsukasa NAGAKI

Shigeru YAGI

Yoshiaki MORI

Makoto KITAMURA

## 目 次

1	緒 言	1
2	研究の背景と目的	2
2.1	畜産を取り巻く現状	2
2.1.1	農業と畜産	2
2.1.2	畜産経営の動向	2
2.2	飼料需給量と飼料生産	3
2.2.1	畜産と飼料需給量	3
2.2.2	飼料作物作付面積の推移	4
2.3	研究の目的	5
2.3.1	飼料作物収穫用作業機におけるトラクタへの装着方式の実態	5
2.3.2	研究の背景と目的	5
3	インライン式のけん引式作業機を対象としたアクティブ追従制御法 I の開発	6
3.1	開発のねらい	6
3.1.1	けん引式作業機におけるかじ取り制御の現状	6
3.1.2	アクティブ追従制御法開発のねらい	7
3.2	アクティブ追従制御法 I の基礎的検討	7
3.2.1	制御の基本的考え方	7
3.2.2	定常円旋回時の相対位置関係	7
3.2.3	動的変化の基礎モデル	10
3.2.4	リンク方式の設計	11
3.2.5	アクティブ追従制御法 I の設計	12
3.3	実験用トレーラによる実証	12
3.3.1	実験用トレーラの概要	12
3.3.2	定常円旋回実験	14
3.3.3	動特性の検討	15
3.4	摘 要	21
4	アクティブ追従制御法 I のオフセット式のけん引式作業機への適用拡大	22
4.1	研究の目的と展開	22
4.2	追従制御のための基礎的検討	22
4.2.1	内輪差のない旋回位置関係	22
4.2.2	オフセット式のけん引式作業機でのアクティブ追従制御	24

4. 3	オフセット式実験用トレーラの試作と走行実験	24
4. 3. 1	オフセット式実験用トレーラの概要	24
4. 3. 2	オフセット式実験用トレーラによる定常円旋回実験	26
4. 3. 3	オフセット式実験用トレーラによるステップ応答, 90° 旋回実験	27
4. 3. 4	オフセット式実験用トレーラによる蛇行走行実験	29
4. 4	摘要	30
5	アクティブ追従制御法 I の実機への適用と効果	30
5. 1	供試機の概要	30
5. 2	実験方法	32
5. 2. 1	90° 旋回実験	32
5. 2. 2	模擬集草列による往復作業実験	32
5. 2. 3	牧草収穫作業実験	33
5. 3	実験結果と考察	33
5. 3. 1	90° 旋回実験	33
5. 3. 2	模擬集草列による往復作業実験	34
5. 3. 3	牧草収穫作業実験	34
5. 4	摘要	34
6	アクティブ追従制御法 II の開発	35
6. 1	開発の目的と研究方法	35
6. 1. 1	開発の目的	35
6. 1. 2	研究の方法	35
6. 2	アクティブ追従制御法 II の基礎的検討	35
6. 2. 1	トラクタ前輪の実舵角の推定	35
6. 2. 2	けん引式作業機のかじ取り制御のための基礎式の検討	37
6. 3	摘要	38
7	アクティブ追従制御法 II の実機への適用と追従性能	38
7. 1	供試機の概要	38
7. 2	実験方法	38
7. 2. 1	ステップ応答実験	39
7. 2. 2	90° 旋回実験	39
7. 2. 3	蛇行走行実験	39
7. 2. 4	実作業実験	39
7. 3	実験結果と考察	39
7. 3. 1	ステップ応答実験	39
7. 3. 2	90° 旋回実験	40
7. 3. 3	蛇行走行実験	40

7. 3. 4 実作業実験 .....	41
7. 4 摘要 .....	41
8 総括 .....	41
謝辞 .....	43
参考文献 .....	43
Summary .....	45

Technical Report of the  
Institute of Agricultural Machinery  
(Nogyo Kikaika Kenkyusyo)  
No.30 March 1998

C O N T E N T S

Nobuki YAMANA, Tomohiro TAKIGAWA and  
Akira HIRATA: Developmental Study on Precision  
Control System for Agricultural Semi-Trailer  
Tracing the Track of Tractor

1	Introduction .....	1
2	Backgrounds and Purpose of Study .....	2
3	Development of Active Tracing Control Method (type I) for in-line type Semi-Trailed Machinery .....	6
4	Extensive Application of Active Tracing Control Method (type I) to the off-set type Trailed Machinery .....	22
5	Application of Active Tracing Control Method (type I) to the Machinery on the Market and it's Effects .....	30
6	Development of Active Tracing Control Method (type II) .....	35
7	Application of Active Tracing Control Method (type II) to the Machinery on the Market and it's Tracing Performance .....	38
8	Generalization .....	41
	Acknowledgement .....	43
	References .....	43
	Summary in English .....	45

# けん引式作業機のトラクタへの追従制御法の開発研究

1

山名伸樹\*・瀧川具弘\*\*・平田 晃\*

## 抄 録

飼料作物収穫機に多いセミトレーラ方式のけん引式作業機の操作性を改善し、飼料作物収穫作業の軽労化、快適化に貢献することを目的に、けん引式作業機のトラクタへの追従性を高めるための制御法（アクティブ追従制御法）を開発した。

まず、制御のための基礎式を導き、試作実験用トレーラに導入してコンクリート路面上での走行実験、90°旋回実験等を通してその妥当性を検討した。さらに、市販のロールベアラ（定径式、ベール直径90cm）にこの制御法を導入して走行実験や実作業実験を行った。その結果、開発した追従制御法によってけん引式作業機のトラクタへの追従性が大幅に改善されることを実証した。特に、開発した2つの制御法のうち、追従制御法Ⅱ（けん引角度とけん引角度の変化速度から求めたけん引角速度によってトレーラ車輪をかじ取り制御する方法）は制御機器等の構成を作業機側のみで構成できるため、実用性が高いことがわかった。

## 1. 緒 言

近年の農業者の高齢化、担い手不足に対応し、農作業の省力化、軽労化や快適化を図るための手段の一つとして、各種先端技術を導入した農作業の改善や農業機械の開発研究が進められている。そしてその結果、21世紀初頭には3K（きつい、汚い、危険）から3C作業（快適、きれい、創造的）へと変身して行くとの見通しが紹介されている<sup>1) 2)</sup>。

農作業の省力化に最も効果的な手法は、作業ロボット等による作業の無人化であり、圃場作業についても自律走行車両がいろいろな角度から検討されてきている<sup>3) - 6)</sup>。筆者らは、飼料作物収穫用機械に多いセミトレーラ方式の作業機（本研究では、これをけん引式作業機と呼ぶ）に着目し、作業を高精度に、しかも快適に行うことのできる機械の開発を目指して、「飼料作物収穫機の高精度化」の研究を実施してきた。これは、昭和61年度から平成2年度にかけて、所内特別研究課題「先端技術の活用に関する研究」の一環として実施したもので、作業機の操縦操作のような高度な判断は人間（オペレータ）が行うことを前提とし、自動制御技術によりオペレータの補助を行うことによって、作業の快適化を図り、作業性の向上と操作性の向上に貢献しようとするものである。

具体的には、けん引式作業機の車輪をアクティブにかじ取り制御することによって、その走行軌跡をコントロールしようとするものであるが、研究を進めるに当たっては、単に飼料作物収穫用機械のための技術としてだけでなく、他の作業機にも広く活用可能な技術として展開できるよう留意した。そして、二つの制御方法を開発した。

その方法の一つは、けん引式作業機を装着したトラクタトレーラ系におけるけん引点での折れ曲がり角度（けん引角度）とトラクタ前輪の実舵角をもとに、作業機車輪をかじ取り制御するもので、本報ではこれをアクティブ追従制御法Ⅰとした。もう一つの制御方法は、けん引角度とけん引角速度（けん引角度の変化する大きさ）をもとに作業機車輪をかじ取り制御するもので、アクティブ追従制御法Ⅱとした。

なお、アクティブ追従制御法Ⅰは、昭和63年度「総合農業の新技术」のうちの一つ<sup>7)</sup>として農林水産省農業研究センターによって、また1989年「最新技術シリーズ国立編」の成果の一つ<sup>8)</sup>として農林水産技術会議事務局によって登録されている。アクティブ追従制御法Ⅰは、特許第2662970号（農用牽引式作業機の操向操作方法）として、アクティブ追従制御法Ⅱは、特許第2079293号（農用牽引式作業機の操向制御方法）として登録された。さらに、一連の研究は、生物系特定産業技術研究推進機構研

\*：畜産工学研究部 \*\*：畜産工学研究部（現筑波大学）

究報告会<sup>9)</sup>、農業機械学会年次大会等で報告して来たが、これらを取りまとめた「追従型けん引システムの開発研究」は、第55回農業機械学会年次大会(平成8年7月23日)において農業機械学会・森技術賞を受賞した<sup>10)</sup>。

本研究は、8章で構成しており、本第1章に続き、第2章では畜産を取り巻く現状に触れながら、研究の背景と目的について述べた。第3章及び第4章でインライン式及びオフセット式のけん引式作業機をアクティブに追従制御するための基礎式の導出と、実験用トレーラによる追従性能の検討結果について述べた。第5章以降では、インライン式のけん引式作業機におけるアクティブ追従制御に問題を絞り、第5章で実機(ロールベアラ)にアクティブ追従制御法Ⅰを適用した結果について述べ、第6章でアクティブ追従制御法Ⅰの欠点を改善したアクティブ追従制御法Ⅱについての基礎的検討の結果について触れた。さらに、第7章ではアクティブ追従制御法Ⅱを実機に適用した結果について述べ、第8章では、本研究の総括を行った。

## 2. 研究の背景と目的

### 2.1 畜産を取り巻く現状

#### 2.1.1 農業と畜産

平成4年における我が国の畜産の産出額は、農業総産出額11兆2千億円の中の約25%に相当する2兆8千億円を占めている。この割合は、昭和55年の約30%(約3兆円)と比較すると低下してはいるものの、図2-1に示すように野菜の約22%(約2兆4千億円)を凌ぎ、米・麦類の約31%(3兆5千億円)に次ぐ額となっている。このことは、畜産が食生活を支える上で重要な位置を占めていることを示している。

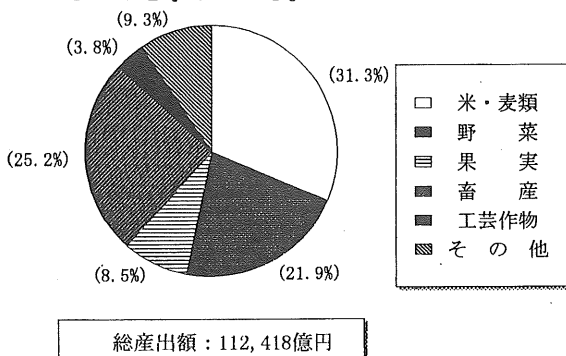


図2-1 平成4年における農業総産出額の構成  
(参考文献11)より作成)

ここで、この畜産について、家畜の種類を大家畜(乳用牛、肉用牛)、中家畜(豚)、小家畜(鶏)・その他に区分し、それぞれの粗生産額を見ると、大家畜が約1兆4千億円、中家畜で約6千億円、小家畜・その他で約8千億円という数値になっており、畜産の粗生産額のほぼ半分を、従って、農業全体で見ると約12%を大家畜が担っていることになる。

表2-1に主な品目の国民1人1年当たりの供給純食料(国民1人が1年当たり食料として直接利用可能な消費量)を示した。畜産物の粗生産額が農業全体の約30%を占めていた昭和55年と平成4年を比較すると、米が78.9kgから69.7kgへ、野菜が112.0kgから106.7kgへと減少しているのに対し、肉類は22.5kgから29.5kg、牛乳・乳製品は65.3kgから83.6kgへと増加している。そして平成7年に公表された農林水産省「農産物の需要と生産の長期見通し」<sup>12)</sup>によれば、10年後の平成17年における他品目の需要は横這いしない減少傾向で推移すると見通されている中で、肉類と牛乳・乳製品は需要増加が見込まれている。また、平成8年公表の「酪農及び肉用牛生産の近代化を図るための基本方針」<sup>13)</sup>でも、消費者ニーズに即した乳製品等を安定的に供給する必要があるとするなど、ライフスタイルの変化に伴う食料消費の量から質への変化に適応していくためには、畜産の生産基盤を一層充実させる必要があることが指摘されてきている。

表2-1 国民1人1年当たりの供給純食料

	年 度						
	昭和50	昭和55	昭和60	平成2	平成4	平成5	平成17
穀 類	121.5	112.9	107.9	103.5	103.0	103.0	
うち 米	88.0	78.9	74.6	70.0	69.7	69.2	61~65
小麦	31.5	32.2	31.1	31.7	31.6	32.2	32
野 菜	109.4	112.0	110.2	107.2	106.7	102.7	106
果 樹	42.5	38.8	36.8	37.4	38.7	38.5	42
肉 類	17.9	22.5	25.1	28.5	29.5	29.9	33~35
牛乳・乳製品	53.6	65.3	70.6	83.2	83.6	83.6	95~103

注) 参考文献12)13)より作表

#### 2.1.2 畜産経営の動向

農業粗生産額の12%を占める大家畜について、図2-2に乳用牛の飼養動向を、図2-3に肉用牛の飼養動向を示した。乳用牛の飼養頭数は、昭和54年に200万頭を



越えて以来、ほぼ横這い状態を続け、平成5年では約207万頭となっている。飼養農家戸数は、一貫して減少する傾向を示し、平成5年で約5万戸と、5年前の昭和63年に比較しておよそ2万戸も減少している。従って、農家1戸当たりの飼養頭数は増加傾向にあることになり、平成5年では、全国統計で約41頭（北海道では70頭）になっている。大規模飼養農家は増頭を進めたものの、小規模飼養農家層が飼養を中止したことが大きく影響しており、その背景には、これからの農業にとって大きな問題として広く指摘されている高齢化、後継者難等がある。ちなみに、図2-4は北海道における農家1戸当たりの成畜（乳用牛）飼養頭数の推移を示したもので、成牛50頭以上の構成比が増加しているのに対し、49頭以下の階層は減少傾向にあることがわかる。また、我が国の搾乳牛1頭当たりの搾乳量はオランダ、デンマーク等の酪農国のそれを上回るものとなっているものの、多頭化の進行に伴い、大規模層で労働時間が長くなり、個体管理の不徹底から個体乳量は減少をきたし始めているという現実も報告されている<sup>17)</sup>。

肉用牛については、大規模飼養農家を中心に規模拡大がなされてきたことから、全飼養頭数は増加傾向にあるものの（平成5年で約296万頭）、飼養農家戸数は、乳用牛の場合と同様に減少し、平成5年で20万戸を割るに至っている。その結果、農家1戸当たりの飼養頭数は一貫して増加し続け、平成5年には14.9頭となり、農家にとって、飼料確保の面からも改めて工夫が必要な時代に入っている。

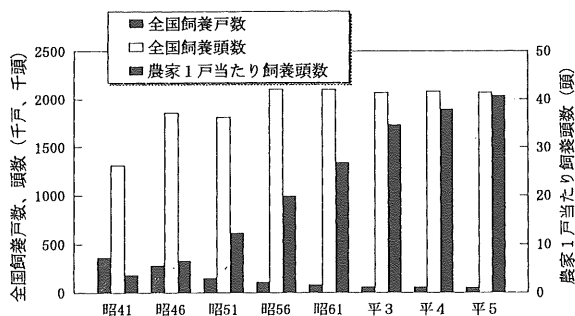


図2-2 乳用牛飼養戸数・頭数の推移  
(参考文献15)16)より作成)

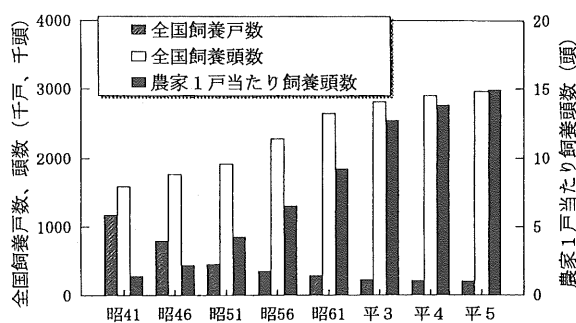
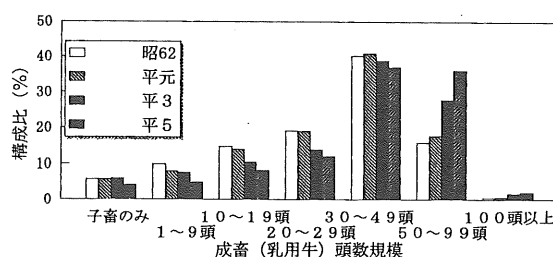


図2-3 肉用牛の飼養戸数・頭数の推移  
(参考文献15)16)より作成)



戸数(平成5年): 37,300戸

図2-4 北海道における成畜(乳用牛)頭数規模の推移  
(参考文献15)16)より作成)

## 2.2 飼料需給量と飼料生産

### 2.2.1 畜産と飼料需給量

我が国における飼料の需給表を表2-2に示した。需要量(平成6年)は可消化養分総量(以下、TDNと略す)ベースで2,755万tであり、そのうち濃厚飼料が約2,171万t、粗飼料は約584万tとなっている。濃厚飼料の輸入量は1,592万tで、これに原料として輸入されている量を加えると約1,951万tになるので、濃厚飼料は需要量の約90%を輸入に頼っていることになる。また、粗飼料の輸入量も年々増加し、平成6年度には約113万tが輸入されるにまで至っており、平成6年度における粗飼料の総供給量が約584万tであるので、粗飼料ですらTDNベースで20%近い量を輸入に依存しているのが現状である。

また、農林水産省畜産局自給飼料課の調べによる草食性家畜に係る国内粗飼料供給率(粗飼料国内供給量を草食性家畜の飼料需要量で除して求めた値)は表2-3の

ように減少傾向を続け、ここ数年では40%を割るなど、大家畜生産の基盤は、次第に脆弱なものになる傾向にある。そのようなことから、前述した農林水産省公表の「農産物の需要と生産の長期見通し」でも、前提条件の中に自給飼料基盤の拡充が入れられており、平成5年で草食性家畜の飼料需要量に貢献している国内産飼料作物の生産量TDNベース 384万tを、平成17年度には600万tと見通すなど、飼料生産基盤の整備は今後の畜産における重点事項の一つとして認識されている。

表2-2 飼料の需給表 [TDNベース]

		昭60年度	平2年度	平4年度	平6年度	
需 要 量		27,596	28,517	28,476	27,550	
供 給	国内産飼料	粗飼料	5,278	5,310	5,056	4,705
		濃厚飼料	2,310	2,187	2,206	2,196
		輸入原形	3,454	3,509	3,324	3,591
		小計	5,764	5,696	5,530	5,787
	輸入量	粗飼料	430	932	1,074	1,134
	濃厚飼料	16,124	16,579	16,816	15,924	

注) 参考文献18)より抜粋。

表2-3 草食性家畜の飼料需給表 [TDNベース:千t]

	昭50年度	昭60年度	平2年度	平4年度	平6年度
飼料需要量 (草食性家畜)	8,423	11,903	12,769	13,314	13,100
粗飼料国内供給量	4,793	5,278	5,310	5,056	4,705
草食性家畜に係る 国内粗飼料供給率	56.9%	44.3%	41.6%	38.0%	35.9%

注) 考文献18)より抜粋。

2.2.2 飼料作物作付面積の推移

昭和62年から平成3年まで105万ha前後を維持してきた飼料作物の作付面積は、近年の急激な農家戸数の減少が影響して平成4年以降若干減少傾向に転じ、平成6年度では100万haを割って99万haとなった(図2-5)。このうち、牧草の占める割合は、約84%の83万ha、青刈りとうもろこしは11%の11万haである。減少程度を平成5年対比で見ると、牧草で7千ha、青刈りとうもろこしで8千ha弱の減少と、とうもろこしの減少割合が大きい。この飼料作物作付面積について、農家1戸当たりの飼料

作物作付面積で見ると、小規模経営層の離農が多いという現実が反映されて徐々に増加し、平成6年には全国平均で15haを越えるまでになっている。

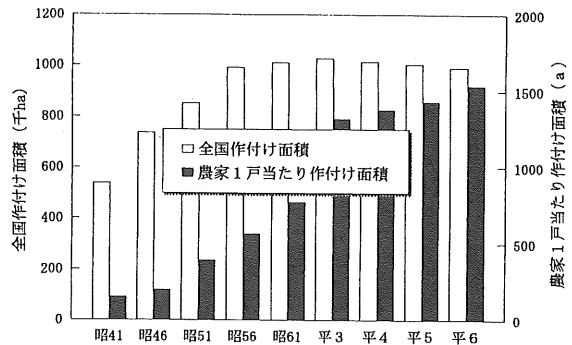


図2-5 飼料作物作付面積の推移 (参考文献19)より作成)

表2-4に、単位面積当たりの所要労働時間の推移を示した。高性能作業機の登場や、省力的調製技術の開発等によって、例えば、混播牧草のサイレージ生産作業で昭和61年に7.9時間/10aであったものが平成5年には2.2時間/10aと1/3以下に短縮されるなど、単位面積当たりの労働時間は確実に減少してきたことがわかる。ところが、農家1戸当たりの飼料作物作付面積が増加していることにより、単位面積当たりの所要労働時間が減少しているにもかかわらず、一農家が飼料作物の収穫作業に携わる合計時間の実態は、必ずしも単位面積当たりの所要労働時間ほど、顕著に減少しているとはいえない現状が推定できる。

表2-4 飼料作物生産における10a当たりの所用労働時間の推移

	昭和56年	昭和61年	平成3年	平成4年	平成5年
混播牧草(S)*	12.2	7.9	5.0	2.4	2.2
青刈りとうもろこし(S)*	34.1	27.9	18.1	14.0	9.3
混播牧草(H)*	7.1	5.9	5.5	2.4	2.2

注) 1) \*: Sはサイレージ, Hは乾草を示す。  
2) 参考文献18)より抜粋

平成17年に目標とされているTDN 600万tの自給粗飼料のベースには120万haの飼料作物作付面積が見込まれている<sup>13)</sup>。この数字は、平成6年の20%を超える面積であり、その目標を達成するためには、既耕地への

作付け拡大、未利用地の活用、水田の高度利用など今以上に幅広い形での生産基盤の強化が必要になり、仮に農家戸数が現状を維持するとしても、農家1戸当たりの飼料作物作付面積は、さらに増えることになる。従って、農家は多様な圃場条件で、より広い経営面積での飼料生産作業を効率的に行わなければならないことになり、作業性に優れた高性能機械による作業の省力化、高効率化及び粗飼料の低コスト生産はこれからの畜産を支える必須の要件になってくる。

## 2. 3 研究の目的

### 2. 3. 1 飼料作物収穫用作業機におけるトラクタへの装着方式の実態

作業機の走行方式を自走式とトラクタ装着式に、さらにトラクタ装着式をけん引式と直装式に分け、それぞれを以下のように定義する。

- ① 自走式：作業機自身が走行用の原動機を保有し、自走して作業を行うことができるもの
- ② トラクタ装着式：トラクタに装着して走行あるいは作業を行うもの
  - A けん引式：トラクタでけん引して作業を行うもの。本研究では、1軸トレーラのように作業機質量の一部をトラクタで支える方式のものを含める
  - B 直装式：運搬時には、作業機的全質量をトラクタで負担して移動する方式のもの

飼料生産作業では、例えば牧草収穫の場合、モータコンディショナ、テッド・レーキ、ペーラ、フォレンジハーベスタ、ワゴン等の多くの機械が関与する。これらの機械について、トラクタへの装着位置の関係をみると、トラクタの後方に装着する方式が多い。

飼料生産に関わる作業機について、主な機種種のトラクタへの装着方式を「'95/'96農業機械・施設便覧」<sup>20)</sup>をもとに分類した結果を図2-5に示した。これからもわかるように、モータコンディショナでは28型式のうち75%、タイトペーラ（国産ビッグペーラ1機種を含む）で14型式のうち85%、ロールペーラでは48型式のうち80%強がけん引式となっているなど、飼料作物収穫用作業機では、けん引式作業機の種類、型式が他の農作物用作業機に比較して多い。なお、ここでのロールペーラは、ペーラ直径50cm以下の小型ペーラを含んでいるので、ペー

ール直径90cm以上の型式に限定すれば、95%を超える型式がけん引式ということになる（表2-5）。さらに、ファームワゴン等の運搬車、スラリスプレッド、マニユアスプレッドなどでもけん引式が多く採用されている。

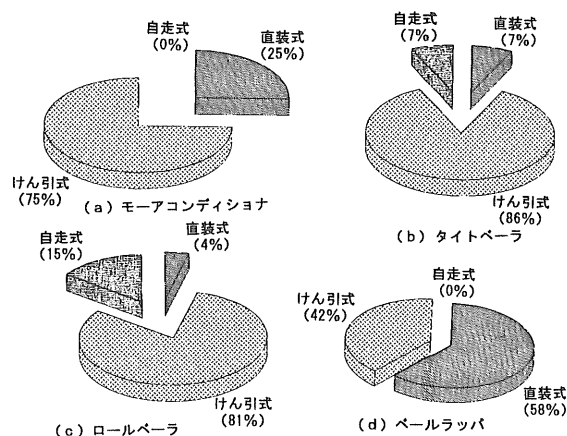


図2-6 主な牧草収穫用機械の走行・装着方式  
(参考文献20)より作成

表2-5 大きさ別に見たロールペーラの走行・装着方式毎の型式数

走行、装着方式	ペーラの大きさ*			
	50cm未満	50cm以上 90cm未満	90cm以上 120cm未満	120cm以上
自走式	3	2	0	0
直装式	0	3	0	1
けん引式	0	1	7	31

注) \*: ペーラ直径（可変径式のものにあつては最大直径）で示した。  
\*\*：本表は参考文献20)より作成。

### 2. 3. 2 研究の背景と目的

装着方式によるけん引式の特徴の一つとして、直装式のように運搬時にトラクタ車輪に作業機全質量がかかることがないため、大型でしかも質量の大きい作業機にも対応できることがある。従って、飼料生産用機械でも、中型機以上の作業機や運搬車にけん引式が多く用いられている。また、トラクタとの連結を主として1点、または2点で行うため、直装式に比較して着脱が容易な場合

が多く、トラクタを効率的に利用しやすいという利点がある。反面、けん引式作業機では旋回時に内輪差が生じる欠点がある。そこで、例えば、集草された牧草の拾い上げ作業において拾い残しなく作業を行う場合のように、長時間の高精度作業が要求される飼料収穫作業では、集草列と作業部を常に安定した位置関係に置く必要があり、オペレータは追従性の悪い作業機の軌跡を常に想定しながら操縦を行うなど、作業には高い熟練度が要求される。また、フォレージハーベスタ作業では、フォレージハーベスタと刈取り部、刈取り部の境目を注視するという場合が多いという調査結果<sup>21)</sup>が示す様に、作業時間中不自然な姿勢をとることが多いことから作業負担も大きく、収穫作業の最盛期になると腰、肩等に不調を訴えるオペレータも少なくない。

また、けん引式ビートハーベスタ等で収穫作業を行う場合では、その旋回半径から大きな枕地が必要となること、旋回しながらの作物列への進入や退出の際に、内輪差があるために作物を踏みつけてしまうことなどの問題が生じている。

自給飼料生産基盤の拡充が今後の畜産の大きな課題として、しかも飼料作物作付面積の拡大が見通されていることを踏まえると、これからの作業機は、熟練したオペレータでなくても高精度の作業が可能で、より使いやすいものである必要がある。さらに、生産コストの低下に貢献するためには、圃場面積の大小、区画、形状などにとらわれず、広く活用できる作業機であることが望ましい。

このようなことから、本研究では、前節で述べた背景にも鑑み、飼料作物収穫用機械に多いセミトレーラ式のけん引式作業機の作業性や操作性を向上させることによって、作業の高精度化と軽労化に貢献することをねらいとした。そして、けん引式作業機の車輪をアクティブにかじ取り制御し、トラクタ上の任意の一点と作業機側の任意の一点の軌跡を一致させることによって研究目的への接近を図った。

ここで開発した制御方法は、飼料作物の収穫用機械への適用を前提に検討を進めたものであるが、他のけん引式作業機にも利用が可能で、高い汎用性を有しているものと判断している。

### 3. インライン式のけん引式作業機を対象としたアクティブ追従制御法 I の開発<sup>22) - 25)</sup>

#### 3. 1 開発のねらい

3. 1. 1 けん引式作業機におけるかじ取り制御の現状  
マニユアスプレッダやビートハーベスタには作業時の操作性を向上させ、また狭い場所での旋回を可能にするため、けん引角度に基づいてけん引式作業機の車輪を操縦する機構をもつものが開発され、市販に移されている。しかし、この機構による制御は後述(3.2、3)のようにパッシブなものであるため、集草列に追従する場合の蛇行運転や急旋回のような非定常な運動に関しては追従性の向上はあまり期待できない。

一般の車両で農用けん引式作業機に類似したものとして、トレーラがある。トレーラの場合、高速時の操縦安定性の問題と、旋回時にトラクタの通った軌跡よりトレーラが旋回内側に踏み込んでしまう内輪差の問題とがある。内輪差はセミトレーラで特に大きく、自動車では交差点における巻き込み事故問題として良く知られている。このため、自動車工学の分野においては内輪差現象の研究が古くから行われている<sup>26) 27)</sup>。内輪差現象の回避や旋回性能の向上を目的としたけん引角度によるトレーラ車輪のかじ取り制御は、連結式のバス等に導入されており、その特性はヨーロッパを中心として研究されてきた<sup>28) - 30)</sup>。わが国においては景山が、トレーラ車輪を制御することによって内輪差の減少及び操縦安定性が向上することを報告している<sup>31) 32)</sup>。ただし、自動車の場合にはトレーラ車輪の実舵角(本稿では、トラクタ前輪の実舵角との混同を防ぐため、以下「かじ取り角」とする)を大きくとり過ぎると、トレーラの後部が旋回外側にはみ出して対向車線を通行する車両の進行の障害となるなど新たな問題が生じる。トレーラとトラクタの軌跡を一致させるためにはトレーラ車輪のかじ取り角が大きくなりがちであることから、軌跡を一致させるとの観点での研究よりも、旋回性や操縦安定性に重点が置かれているように見受けられる。

一方、工場、集荷場、倉庫や空港といった場所での運搬作業では、狭い場所を縫うように走行する必要があり、トラクタへのトレーラの追従性が問題となる。一般にこのような場所での運搬に用いられるトレーラはフルトレーラであり、旋回性能と追従性能の向上のために、リン

ク機構により逆相4輪操舵を行うものなどがある<sup>33)</sup>。

### 3. 1. 2 アクティブ追従制御法開発のねらい

農業用のけん引式作業機には、一部の運搬用機械を除きセミトレーラが多く、作業の面から旋回性やトラクタへの追従性に問題があった。このため、張ら<sup>34)</sup>が、トレーラ車輪を適切に操舵することによって連結車両の旋回特性が大幅に改善される可能性があることを明らかにしているように、連結バスなどと同様に、けん引角度をリンクによって伝えて車輪を操向するマニュアルプレッダなどの作業機が市販化されている。しかし、より多くの農作業への適応のためには、追従性の一層の向上やオフセット式作業機への適用拡大などが必要である。

そこで、ここでは、多くの作業機への適用拡大が可能で、しかも、従来のけん引角度に基づいてけん引式作業機の前輪をかじ取り制御する方法に比較してより高い追従性が確保できる新しい制御方法の開発を目標にした。本研究ではこの新しい制御方法を「アクティブ追従制御法」と呼ぶことにした。その制御の基本的な考え方としては、まず、トラクタとけん引式作業機それぞれの平面投影上に設定した任意の1点の定常円旋回時の旋回半径を一致させることとし、さらに非定常旋回時の軌跡をも一致させる方向に発展させることとした。

## 3. 2 アクティブ追従制御法Ⅰの基礎的検討

### 3. 2. 1 制御の基本的考え方

直進時にトラクタの真っ直ぐ後方に作業機がくるようにけん引して作業を行うインライン式のけん引方式について、追従制御法の基本的考え方におけるトラクタとけん引式作業機の間を、2輪車モデルで近似して図3-1に示した。このモデルでは、トラクタの旋回中心は後車軸の延長上にあるとしている。基本構想の第1のねらいは、トラクタの平面投影上（想像線上も含む）の中心線にある任意の1点（図3-1において、後車軸から $l$ の距離にあるA点）と作業機の平面投影上の中心線にある任意の1点（図3-1においてけん引点から $l_b$ の距離にあるB点）のトラクタのハンドルを保持して旋回を行う定常円旋回時の旋回半径を一致させることにある。この旋回半径を一致させることは、けん引角度（図中の $\phi$ ）の変化をリンク等を用いてかじ取り可能にした作業

機車輪のかじ取り機構に伝達することによっても可能である。しかし、この場合、第3章第2節、第3節で述べられるように、応答が漸近的であるために、不規則にハンドル操作を行うような非定常旋回時に軌跡を一致させることは困難である。

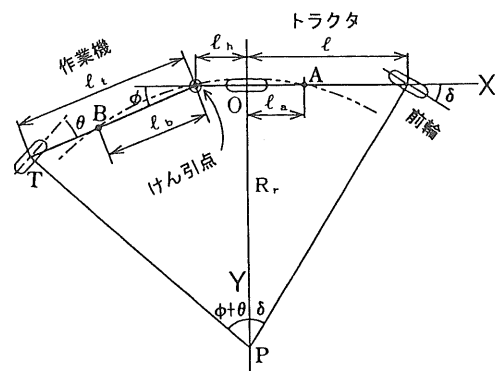


図3-1 追従制御法の基本的考え方

従って、構想の第2のねらいは、トラクタ前輪の実舵角とけん引角度とのフィードバックをアクティブ制御によって行い、非定常過程での追従性能の向上を図ることにある。

なお、制御方式を区別するため、市販機に見られるけん引角度のみをリンク等を用いてフィードバックし、作業機車輪をかじ取り制御する方式をリンク方式、通常のけん引式作業機のようにいかなる制御も行わない場合を無制御と呼ぶこととする。

### 3. 2. 2 定常円旋回時の相対位置関係

定常旋回時におけるトラクタと作業機の相対位置関係について検討する。この前提として、車輪の横滑りは無視できると仮定する。

青木<sup>35)</sup>やVik<sup>36)</sup>によるけん引車両の操縦安定性研究のレビューによれば、トラクタ・トレーラ（作業機）系の定常旋回時の旋回半径は、トラクタ前輪の実舵角 $\delta$ が小さい範囲では次式で示される。

なお、本研究では、アクティブ追従制御Ⅰにかかわる関係式を(1-)、アクティブ追従制御Ⅱにかかわる関係式を(2-)で表すことにする。

$$R_r = l (1 + K_1 V^2) / \delta \quad (1-1)$$

ここで、(1-1)式における $R_r$ は図3-1で示すようにトラクタ後車軸での旋回半径、 $l$ はトラクタの軸距、 $V$ は走行速度である。また、 $K_1$ は

$$K_1 = (P_f/C_f - P_r/C_r) / g l$$

で表され、青木はこれを便宜上スタビリティファクタと呼んでいる。ここで $P$ は車軸の分担荷重、 $C$ はコーナリングパワー（左右輪の合計）であり、添字 $f$ は前車軸、添字 $r$ は後車軸に関するものであることを示し、 $g$ は重力の加速度である。

青木は6種のけん引車両について $K_1$ を求めたところ、 $-0.00108 \sim +0.00054 (m^{-2} s^2)$ の範囲にあったことを報告している。農業機械では運搬作業を除く作業時の速度は一般に3 m/s以下であるので、この範囲で $K_1 V^2$ を求めると

$$1 \gg K_1 V^2$$

となり、(1-1)式における $(1 + K_1 V^2)$ は1と見なすことができる。従って

$$R_r = l / \delta$$

と見て良い。

このように平坦地での作業を前提とした時、農業機械においては、トラクタ前輪の実舵角 $\delta$ が小さい範囲では、車輪の横滑りが無視できると判断される。しかし、重い作業機やトレーラをけん引してトラクタの前輪負担加重が極端に小さくなる場合や、作業機側から外力を受ける場合などではこの仮定は成り立たず、別途検討が必要となると思われる。

なお、前輪のみをかじ取りする4輪車両において、 $R_r = l / \delta$ が成立するのは、 $0 < \delta \ll 1$ 、かつ $l \ll R$ であることが必要<sup>37)</sup>とされている。

インライン式のけん引式作業機について、定常円旋回時の旋回軌跡を一致させようとする場合のトラクタ側の点Aと作業機側の点Bは、図3-1に示すように、それぞれの車体中心線上に設定する。これは、例えば集草列を目標としてそれをまたぐような感覚でトラクタを運転操作すれば、ピックアップ装置の作用部が目標物に追従して作業できるようになることを意味している。ここで、トラクタ前後車輪中心を通る直線（機体の中心線）をX軸とし、トラクタの後車輪中心O点を通りX軸に直交する直線をY軸とする直交座標系をとり、角度は反時計回りを正にとるものとする。

A点を通り、P点を中心とした半径 $(R_r^2 + l_a^2)^{1/2}$ の円の方程式は、A点の座標を $(x, y)$ とすると、次式で表すことができる。

$$x^2 + (y + R_r)^2 = R_r^2 + l_a^2 \quad (1-2)$$

また、B点の座標は $(-l_h - l_b \cos \phi, -l_b \sin \phi)$ であり、B点はA点と同一軌跡上にあるので、B点においても(1-2)式と同様の関係が成立する。そこで、(1-2)式の $x$ の代わりに $-(l_h + l_b \cos \phi)$ 、 $y$ の代わりに $(-l_b \sin \phi)$ を入れると

$$(l_h + l_b \cos \phi)^2 + (R_r - l_b \sin \phi)^2 = R_r^2 + l_a^2$$

が得られ、これを整理すると

$$l_a^2 - l_b^2 - l_h^2 = 2 l_b (l_h \cos \phi - R_r \sin \phi) \quad (1-3)$$

となる。ここで、 $l_a$ 、 $l_b$ 、 $l_h$ は、それぞれトラクタ後車軸とトラクタ側設定点Aとの距離、けん引点から作業機側設定点Bまでの距離、トラクタ後車軸からけん引点までの距離を示す。

さらに、図3-1において、 $R_r = -l / \tan \delta$ が成り立つので、(1-3)式の両辺を $l$ で除して無次元化すると

$$\beta_a^2 - \beta_b^2 - \beta_h^2 = 2 \beta_b (\sin \phi \cot \delta + \beta_h \cos \phi) \quad (1-4)$$

となる。なお、 $\beta_a$ 、 $\beta_b$ 、 $\beta_h$ は、それぞれ $l_a$ 、 $l_b$ 、 $l_h$ を $l$ で除して無次元化したものである。

この時の作業機車輪のかじ取り角 $\theta$ を求める。図3-2に旋回中のトラクタと作業機の幾何学的関係を2輪車モデルを用いて示した。

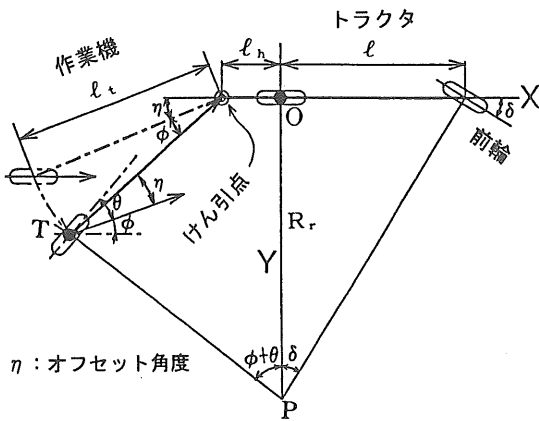


図3-2 旋回中のトラクタと作業機の幾何学的関係

座標系を図3-1と同様に構成することとすると（角度は反時計回りを正にとる）、旋回中心P点の座標は  $(0, -l/\tan\delta)$  であり、作業機車輪中心T点の座標は  $(-l_h - l_i \cos(\phi + \eta), -l_i \sin(\phi + \eta))$  である。作業機の車輪をかじ取りしない場合、車輪の横滑りはないとの仮定から、車輪中心線と線分PTとは直交する。また、作業機の車輪をかじ取りされていないので  $\theta = 0$  であり、 $\angle OPT$  は  $\phi$  となる。そこで、上記のTの座標値を利用して、TからY軸に垂線を下ろして形成される三角形を考えると、垂線の長さが  $l_h + l_i \cos(\phi + \eta)$ 、垂線の足からP点までの長さが  $R_r - l_i \sin(\phi + \eta)$  であるので、 $\tan\phi$  は

$$\tan\theta = \frac{l_h + l_i \cos(\phi + \eta)}{R_r - l_i \sin(\phi + \eta)} \quad (1-5)$$

となる。

ここで、 $l_h$  : トラクタ後車軸中心からけん引点までの距離

$l_i$  : 作業機の車軸中心からけん引点までの距離

$\phi$  : けん引角度

$\eta$  : けん引点からのオフセット角度

である。なお、オフセット角度とは、直線走行を行って定常に達したときのけん引点と作業機の車軸中心とを結んだ線と、トラクタ機体中心線とがなす角を呼ぶこととする。従って、直後方にけん引して作業を行うインライン式作業機の場合は、 $\eta = 0$  となる。また、 $R_r$  はトラクタ後車軸中心O点での旋回半径である。ここで、(1-5) 式を

$\cos(\phi + \eta) = \cos\phi \cos\eta - \sin\phi \sin\eta$   
 $\sin(\phi + \eta) = \sin\phi \cos\eta + \cos\phi \sin\eta$   
 の関係を使用して整理すると、次式が得られる。

$$R_r \sin\phi = l_h \cos\phi + l_i \sin\eta \quad (1-6)$$

次に、作業機車輪を  $\theta$  だけ操向した場合について考える。この場合も、前と同様の仮定から、作業機車輪中心線と線分PTとが直交するから、 $\angle OPT$  は  $\phi + \theta$  となる。そこで、(1-2)式と同様に、 $\tan(\phi + \theta)$  は(1-7)式で表せる。これを整理すると(1-8)式が得られる。

$$\tan(\phi + \theta) = \frac{l_h + l_i \cos(\phi + \eta)}{R_r - l_i \sin(\phi + \eta)} \quad (1-7)$$

$$R_r (\cos\phi \tan\theta + \sin\phi) =$$

$$l_i (\cos\eta + \sin\eta \tan\theta) + l_h (\cos\phi - \sin\phi \tan\theta) \quad (1-8)$$

インライン式の場合は  $\eta = 0$  であるから、(1-8) 式は

$$R_r (\cos\phi \tan\theta + \sin\phi) = l_i + l_h (\cos\phi - \sin\phi \tan\theta)$$

となり、整理すると次式に書き換えることができる。

$$\tan\theta = \frac{l_h \cos\phi + l_i - R_r \sin\phi}{R_r \cos\phi + l_h \sin\phi} \quad (1-9)$$

(1-9) 式に、(1-3) 式を

$$R_r = \left( l_h \cos\phi - \frac{l_a^2 - l_b^2 - l_h^2}{2 l_b} \right) \times \frac{1}{\sin\phi}$$

と書き換えて代入し、 $R_r$  を消去して整理すると、(1-10) 式のように  $\theta$  を  $\phi$  の関数として表すことができる。

$$\theta = \tan^{-1} \frac{l^2 - l_b^2 - l_h^2 + 2 l_b l_i}{(-l_a^2 + l_b^2 + l_h^2) \cos\phi + 2 l_b l_i} \times \sin\phi \quad (1-10)$$

また、 $\delta$  と  $\phi$  の関係は、(1-3)式から次式のように導くことができる。

$$l \sin\phi - l_h \cos\phi \tan\delta + (l_a^2 - l_b^2 - l_h^2) \tan\delta / 2 l_b = 0 \quad (1-11)$$

以上より、トラクタ上の点Aと、作業機上の点Bの定常円旋回時における旋回半径を一致させるためのトラクタ前輪の実舵角  $\delta$ 、けん引角度  $\phi$ 、作業機車輪のかじ取り角  $\theta$  の関係が得られる。

図3-3は、 $\beta_b = \beta_i = 1.0$ 、 $\beta_h = 0.2$  として、 $\beta_a$  の値を変化させた時の  $\phi$ 、 $\theta$  と  $\delta$  の関係を例示したも

のである。いずれの場合も、 $\phi$ 、 $\theta$ は $\delta$ とともに増加する。全体に右上がりの傾向であるが、ここでは $\delta$ が約±40°の範囲では、一次式で近似することも可能であるとして取り扱うこととする。ちなみに、 $\beta_b = \beta_i = 1.0$ は、トラクタの軸距 $l_i$ と、けん引点から作業機の車軸中心までの距離 $l_b$ が等しく、しかも、軌跡を合わせようとする作業機上の点は、作業機車軸上にあることを示している。また、 $\beta_a$ が大きくなることは、トラクタ上の設定点をより前方に設定することを意味している。トラクタ上の点が前方に移動すれば、作業機は旋回外側に位置するようになる。

このことは、旋回時の作業機後部が旋回外側へ大きくふれることにつながる。また、トラクタ上の設定点を前方に移すと、オペレータが設定点を目標にしやすくなり、その結果作業も容易になると思われるが、反面、作業機上の設定点との距離が大きくなるので、非定常時の追従性の低下を招くおそれが強くなる。従って、インライン式のけん引式作業機においては、制御を行うといった点からは、トラクタ上の設定点をトラクタ後車軸中心近辺に置くのが妥当と思われる。

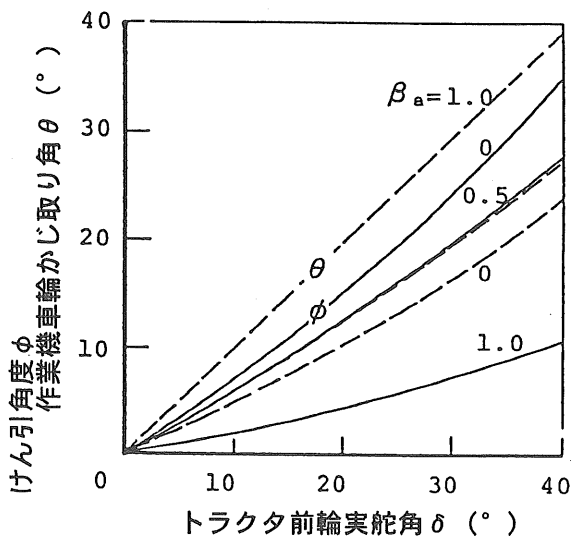


図3-3 基本的考え方に基づき $\delta$ の関数として求めた $\phi$ と $\theta$  ( $\beta_b = \beta_i = 1.0$   $\beta_h = 0.2$ )

また、図3-4は、 $\beta_a = 0$ 、 $\beta_b = \beta_i = 1.0$ の場合、すなわちトラクタ側の点Aをトラクタ後車軸上に、作業機側の点Bを作業機車軸上に設定し、 $\beta_h$ を変化させた時の $\phi$ 、 $\theta$ と $\delta$ との関係の違いを例示したものである。図のように、 $\beta_h$ の値が大きくなると、 $\delta$ の変化に対する $\phi$ の値の変化が大きくなり、逆に、 $\theta$ の変化は小さくなる。また、 $\beta_i = \beta_h$ 、すなわち $l_i = l_h$ の時、 $\theta$ は $\delta$ の大小に関わらず0となって、トラクタ後車軸と作業機車軸での旋回半径は定常状態では常に一致する。

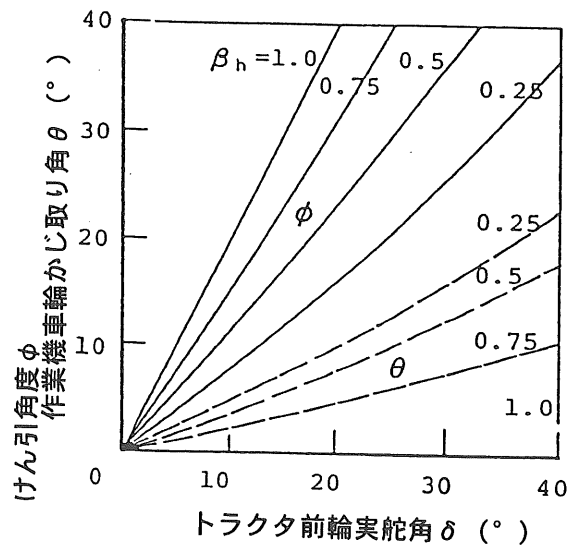


図3-4 基本的考え方に基づく $\delta$ と $\phi$ 及び $\theta$ の関係 ( $\beta_i = \beta_b = 1.0$   $\beta_a = 0$ )

### 3. 2. 3 動的变化の基礎モデル

前項までは、定常円旋回時のトラクタと作業機の幾何学的位置関係から制御の方法を考えてきたが、ここでは制御系の設計に活用することをねらいとして、非定常旋回時のけん引角度の変化を表す方程式を導く。ここでも、車輪の横滑りがないとの仮定のもとに、トラクタ-けん引式作業機系の平面運動を考えることとする。

トラクタと作業機は、それぞれ2輪車モデルで近似し、けん引点での両者の速度ベクトルが一致するとする。そして、図3-5において、けん引点と作業機車軸中心(点T)を結ぶ線を基準線とすると、この線方向のトラクタの移動速度と作業機の移動速度が一致するので、次式が導ける。



$$V_t \cos(\phi - \theta) = V \cos(\eta + \phi - \beta) - (l_r + l_h) r \sin(\eta + \phi) \quad (1-12)$$

$$\tan \theta = (l_h \cos \phi + l_t - R_r \sin \phi) / (R_r \cos \phi + l_h \sin \phi) \quad (1-9)'$$

次に、基準線に直交する速度成分を考えてけん引角度  $\phi$  の変化速度を求めると、次式が得られる。

$$\dot{\phi} = [V_t \sin(\phi - \theta) - (l_r + l_h) r \cos(\eta + \phi) - V \sin(\eta + \phi - \beta)] / l_t - r \quad (1-13)$$

制御系の実用設計を行うため、2次以上の項の無視、 $\sin \phi \approx \phi$ 、 $\tan \phi \approx \phi$ 、 $\cos \phi \approx 1$ 等の近似を行って(1-17)式を線形化すると、次式が得られる。

$$\dot{\phi} = V \{-l \phi - (l_h + l_t) \delta - l \theta\} / l l_t \quad (1-18)$$

ここで、 $V$ ：トラクタの走行速度

$V_t$ ：作業機の走行速度

$r$ ：トラクタのヨー角速度

$\beta$ ：トラクタ重心での横滑り角度

$\dot{\phi}$ ： $\phi$ の時間微分

$l_t$ ：トラクタの重心と前車軸間の距離

である。さらに、 $\beta$ と $r$ は車輪の横滑りがない場合にはそれぞれ(1-14)並びに(1-15)式で表わせる。

$$\tan \beta = l_t \tan \delta / l \quad (1-14)$$

$$r = V \tan \delta \cos \beta / l \quad (1-15)$$

これらから、 $\sin \beta = l_t \tan \delta / L$ 、 $\cos \beta = l / L$ 、 $r = V \tan \delta / L$ となる(ただし、 $L = (l^2 + l_t^2 \tan^2 \delta)^{1/2}$ )。また、(1-12)式から $V_t$ を求め、これらを(1-13)式に代入して整理すると次式が導ける。

$$\dot{\phi} = V [-l \sin \phi - (l_h \cos \phi + l_t \cos \eta) \times \tan \delta + \{-l \cos \phi - (l_t \sin \eta - l_h \times \sin \phi) \tan \delta\} \tan \theta] / l_t L (\cos \eta + \sin \eta \tan \theta) \quad (1-16)$$

インライン式では $\eta = 0$ であるので、インライン式を対象とした場合、(1-16)式は次のように簡略化できる。

$$\dot{\phi} = V \{-l \sin \phi - (l_h \cos \phi + l_t) \tan \delta + (-l \cos \phi + l_h \sin \phi \tan \delta) \tan \theta\} / l_t L \quad (1-17)$$

この式で、 $\dot{\phi} = 0$ 、つまり定常状態になった場合の関係は、(1-9)式と一致するので、これを(1-9)'式とする。

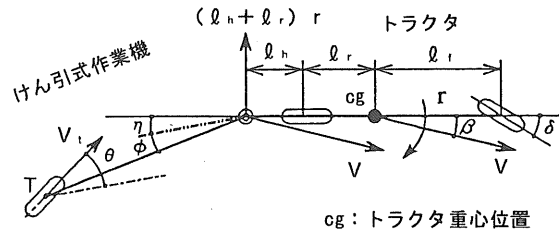


図3-5 トラクターけん引式作業機系の動的システムを表すモデル

### 3. 2. 4 リンク方式の設計

アクティブ追従制御法による追従性を比較するために、リンク方式の設計法を明確にするとともに、通常のけん引状態(無制御)及びリンク方式でかじ取りを行った場合の動特性を検討する。

前2項において、2点での定常旋回半径を一致させるために必要な $\phi$ と $\theta$ との関係式(1-10)式を導いた。これを(1-18)式を求めたときと同様の近似を行って線形化すると、(1-19)式が得られる。この(1-19)式を用いれば、計測したけん引角度( $\phi$ )から必要となる作業機車輪のかじ取り角 $\theta_t$ を計算することができる。

$$\theta_t = \frac{l_a^2 - l_h^2 - l_b^2 + 2 l_b l_t}{l_h^2 + l_b^2 + l_a^2 + 2 l_b l_h} \phi \quad (1-19)$$

ここで、点Aをトラクタの後車軸上、Bを作業機の車軸上、即ち $l_a = 0$ 、 $l_b = l_t$ (図3-1参照)とす

れば

$$\theta_i = (l_i - l_h) \phi / (l_h + l_i) \quad (1-20)$$

が得られる。この(1-19)、(1-20)式によって、リンク方式によって定常円旋回時の旋回軌跡を一致させるための仕様を設計することができる。なお、無制御の場合の動特性は、(1-18)式で $\theta$ を0とした次式で表すことができる。

$$\dot{\phi} = V \{ -l \phi - (l_h + l_i) \delta \} / l l_i \quad (1-21)$$

リンク方式では、 $\theta$ が常に(1-19)式の目標値 $\theta_i$ に一致するとすれば、(1-22)式が得られ、これがリンク方式での動的挙動を表す方程式となる。

$$\dot{\phi} = \frac{V}{l l_i} \left\{ -\frac{2 l l_i}{l_h + l_i} \phi - (l_h + l_i) \delta \right\} \quad (1-22)$$

(1-21)、(1-22)式に基づけば、ステップ応答が次式のよう求められる。ただし、経過時間を $t$ 、ステップ入力値を $\delta_s$ 、定常時のけん引角度を $\phi_i$ 、時間0におけるけん引角度を $\phi_0$ で表す。無制御の場合は

$$(\phi - \phi_0) / (\phi_i - \phi_0) = 1 - \exp(-V_i / l_i) \quad (1-23)$$

ここで  $\phi_i = -\delta_s (l_h + l_i) / l$  である。

リンク方式の場合は

$$\frac{(\phi - \phi_0)}{(\phi_i - \phi_0)} = 1 - \exp \{ -2 V_i / (l_h + l_i) \} \quad (1-24)$$

ここで  $\phi_i = - (l_h + l_i)^2 \delta_s / 2 l l_i$  である。

(1-23)、(1-24)式ともに、右辺の第2項の値は時間の経過とともに徐々に減少することから、無制御やリンク方式でのけん引角度は漸近的に目標値に達することになる。

### 3. 2. 5 アクティブ追従制御法Iの設計

まず(1-11)式を線形化し、定常円旋回においてトラクタ側のA点と作業機側のB点で旋回半径を一致させるために必要な $\phi_i$ を、トラクタ前輪の実舵角 $\delta$ の関数として表すと次式が得られる。

$$\phi_i = \{ (l_h + l_b)^2 - l_a^2 \} \delta / 2 l l_b \quad (1-25)$$

$\phi$ を $\phi_i$ に一致させるように制御を行う方法には、様々

な方法が考えられるが、ここでは簡単に $\phi$ の変化が次式で表せるようにフィードバックを行うことにする。

$$\dot{\phi} = \alpha (\phi_i - \phi) \quad (1-26)$$

ここで、 $\alpha$ ：フィードバックゲイン

である。

このフィードバックを実現するために必要な $\theta_i$ は

$$\phi_i = k_1 \delta, \quad \dot{\phi} = -k_2 \phi - k_2 \theta_i - k_3 \delta$$

と置くと次式により求められる。

$$\theta_i = (\alpha - k_2) \phi / k_2 - (\alpha k_1 + k_3) \delta / k_2 \quad (1-27)$$

ここで、 $k_1 = \{ (l_h + l_b)^2 - l_a^2 \} / 2 l l_b$

$$k_2 = V / l_i$$

$$k_3 = V (l_h + l_i) / l l_i$$

である。

作業機車輪のかじ取り角( $\theta$ )の制御は、アクチュエータ及び制御装置として何を用いるかでその方法が異なってくる。アクチュエータの動力源としては油圧、空気圧、電気が考えられるが、ここでは、トラクタから動力が容易に、かつ十分に供給できることから油圧を利用することとした。

油圧利用の場合、制御を高精度に行うためにはサーボ弁、比例制御弁等を利用することが望ましいが、実用性を重視して通常の電磁油圧方向制御弁でのON-OFF制御によって $\theta$ を制御することとした。つまり、( $\theta_i - \theta$ )を入力とする不感帯をもつリレー要素の制御系とすることとなる。

## 3. 3 実験用トレーラによる実証

### 3. 3. 1 実験用トレーラの概要

制御のために導いた基礎式の妥当性を検討するため、けん引式作業機を想定したインライン式の実験用トレーラを試作し、小型の乗用型トラクタでけん引して走行実験を行った。実験用トレーラ(以下「トレーラ」と略す)並びに供試トラクタの概要を図3-6に示した。供試トラクタの機関出力は10kW(13.5PS)/2,500rpmである。トラクタ前輪の実舵角とけん引点におけるけん引角度は、リンクを介して回転型ポテンショメータ(2k $\Omega$ )により、トレーラ車輪のかじ取り角は直線型ポテンショメータ(5k $\Omega$ 、ストローク200mm)により計測すること

とし、ポテンシオメータへの電源は、三端子レギュレータを利用した自作の定電圧電源装置を使用した。また、トラクタ前輪の実舵角及びトレーラ車輪のかじ取り角は左右車輪の実舵角あるいはかじ取り角を平均して出力電圧との関係を求めた。なお、回転型ポテンシオメータを使用したトラクタ前輪の実舵角測定に当たっては、路面からの振動を防止し、かつ急激な角度変化を緩衝して測定精度を高めるため、ポテンシオメータとリンクの間にバネを介在させた。図3-7、8にポテンシオメータの装着状況を、図3-9に各ポテンシオメータの角度変化と出力電圧との関係をポテンシオメータ出力線図として示した。

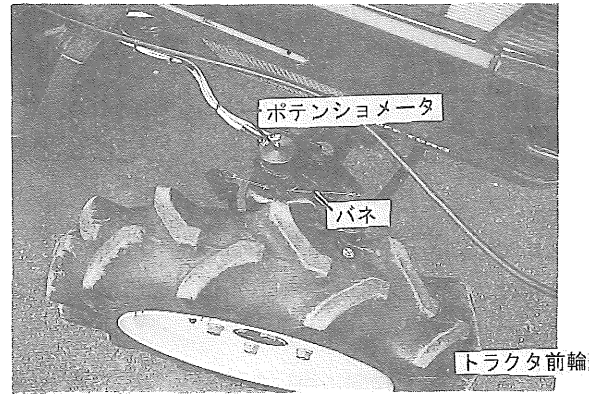


図3-8 トラクタ前輪実舵角測定用ポテンシオメータ（回転型）

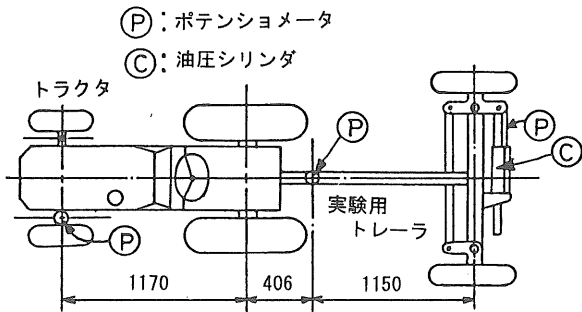


図3-6 実験用トレーラと供試トラクタ

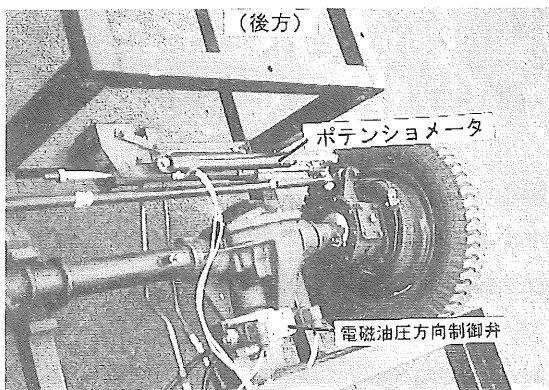
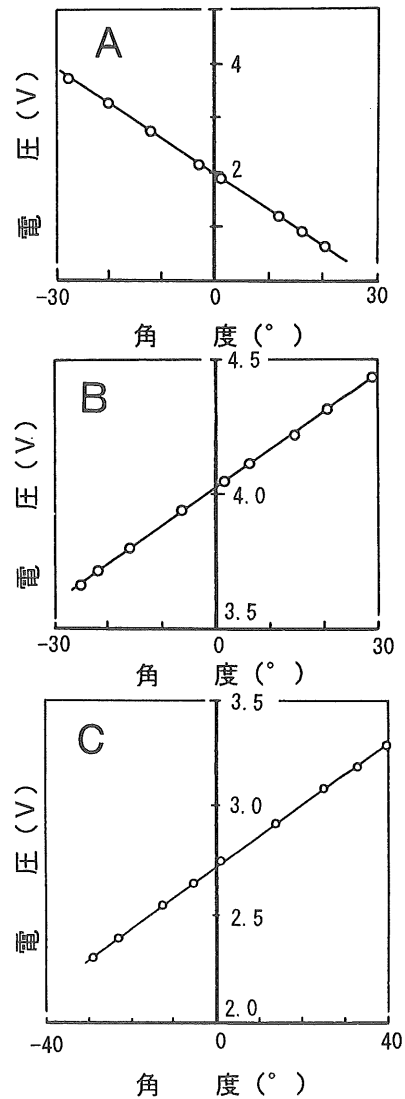


図3-7 トレーラのポテンシオメータ等の配置



A	トレーラ車輪かじ取り角
B	けん引角度
C	トラクタ前輪実舵角

図3-9 ポテンシオメータ出力線図

制御装置にはパーソナルコンピュータ PC9801Eを使用してADコンバータによりポテンショメータからの出力電圧を読み込み、リレーボードを介して電磁油圧方向制御弁をON-OFF制御した。制御を行うに当たっては、制御間隔を一定とするため、コンピュータ内蔵のインターバル・タイマによる10ms毎の割り込みによって制御プログラムを駆動した。また、同時に一定周期でデータの収録を行った。

トレーラ車輪の操向に用いた油圧シリンダは内径30mm、ロッド径16mm、ストローク 250mmの両ロッド形で、操作に必要な油圧はトラクタの内部油圧源から供給した。また、使用した電磁油圧方向制御弁はDC12V駆動、定格流量は15ℓ/min (株式会社不二越 SA-G01-C7Y-D1-10) である。

### 3. 3. 2 定常円旋回実験

定常円旋回における理論の妥当性を実証するため、軌跡を合わせる点をトラクタでは後車軸中心線上に、トレーラ側は車軸中心線上に設定し、生研機構内のテストコースのコンクリート路面や草地等で定常円旋回実験を行った。図3-10にコンクリート路面での実験状況を示した。

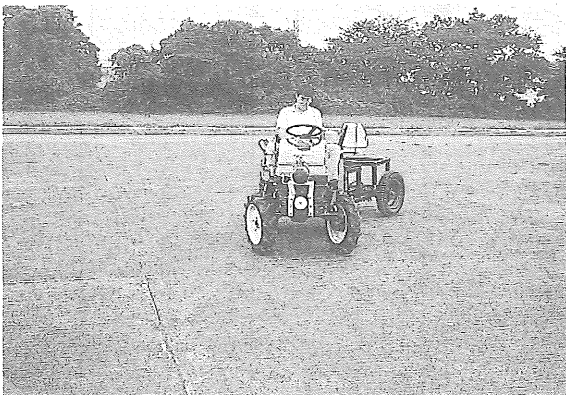


図3-10 コンクリート路面における定常円旋回試験

リンク方式の制御を実現する場合、けん引角度をリンク装置によってトレーラ車輪の操向機構に伝え、車輪をかじ取り操作する方式も考えられる。しかしながら、ここで供試したトレーラは、そのようなリンク装置を備え

ていないため、ポテンショメータにより検出したけん引角度 $\phi$ を用いて(1-19)式から $\theta_1$ を計算し、電磁油圧方向制御弁の操作によって油圧シリンダを伸縮してトレーラ車輪を操向操作することにより、リンク方式を実現することとした。アクティブ方式では、トラクタ車輪の実舵角 $\delta$ とけん引角度 $\phi$ を読みとり、(1-27)式により $\theta_1$ を計算してトレーラ車輪を操向操作した。なお、実験では、トラクタ前輪を一定角度に保持したまま定常円旋回に入り、定常旋回に到達した後の軌跡を測定するものとし、設定点から水を滴下してコンクリート面上等に軌跡を描き、これを記録した。

図3-11は、トレーラ車輪を走行前にあらかじめ操向操作した後に固定し(4段階)、トラクタ前輪を保舵して行った定常円旋回実験により得られた旋回時の $\phi$ 、 $\delta$ 、 $\theta$ 間の関係を示したものである。図中の実線は(1-5)式による計算値であり、実測値と比較的よく一致している。

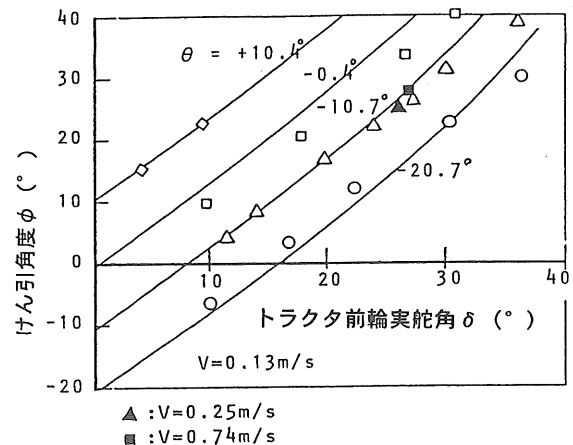


図3-11  $\theta$ を固定したときの $\delta$ と $\phi$ の関係

図3-12は、リンク方式、アクティブ追従制御法Iでのトラクタ及びトレーラの設定点における旋回半径とトラクタ前輪の実舵角との関係を示したものである。リンク方式とアクティブ追従制御法Iの定常旋回特性は理論上同一であり、実験においてもほぼ同じ傾向を示すことが確認できた。

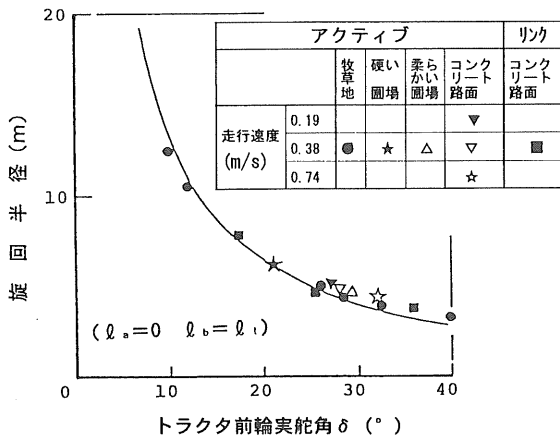


図3-12 制御したときのトラクタ前輪の実舵角と旋回半径

図3-13に、アクティブ追従制御法Iにおける旋回実験の軌跡記録事例を示した。無制御の場合のトラクタとトレーラの旋回半径の差は、トラクタ車輪の実舵角18°で8.5cm、31°で26cm程度であったが、制御時には、同図にも見られるように、水滴を滴下する方法ではトラクタとトレーラの設定点での旋回半径の差はほとんど観察できなかった。

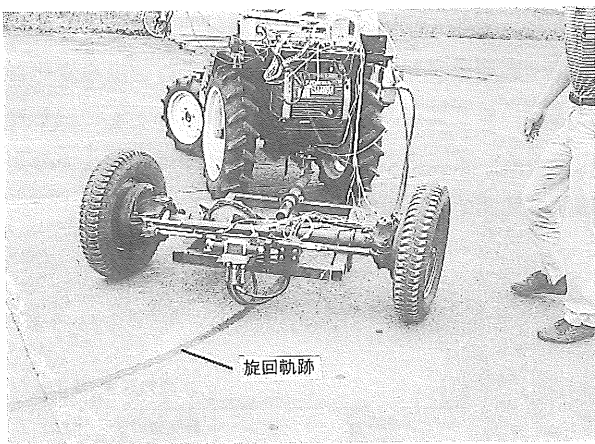


図3-13 定常円旋回実験（アクティブ追従制御時）

図3-14にはリンク方式及びアクティブ追従制御法Iでの $\delta$ 、 $\phi$ 、 $\theta$ の関係を表した。図中の実線は理論に基づく計算結果であり、実測値とほぼ一致している。図中の破線及び一点鎖線は、トレーラ上の設定点の位置を変化させたときの計算値であり、この場合にも実測値とほぼ一致している。

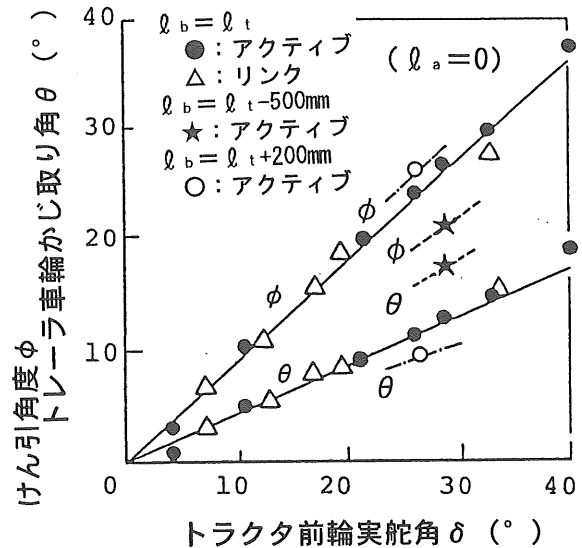


図3-14 制御を行った場合の $\delta$ と $\phi$ 及び $\theta$ の関係

リンク方式、アクティブ追従制御法Iでは、トレーラ車輪を操向することによりトラクタ前輪の実舵角が同じでも無制御の場合よりもけん引角度が小さくなるために、トラクタがより小さい半径で旋回しても、トラクタ後輪と作業機の干渉はなく、結果として小回りできることが確認できた。

以上の実験結果からみて、本研究で提案したリンク方式及びアクティブ追従制御法Iによるトレーラのかじ取り制御のための理論式は、トラクタとインライン式のけん引式作業機にそれぞれ設定した点の定常旋回時における内輪差解消のための制御系設計に有効であると判断した。

### 3.3.3 動特性の検討

アクティブ追従制御法Iの非定常旋回時における性能を明らかにするとともに、制御方法の違いによる追従性能を比較検討することをねらいとして、実験用トレーラにより、トラクタ前輪を保舵して走行を開始して旋回を行うステップ応答実験と、急激な操舵を行って90°旋回を行う90°旋回実験を実施し、トレーラのトラクタへの追従性を調査した。

実験条件を表3-1、2に示した。

表3-1 実験条件一覧(ステップ応答実験)

制御方法等	$\delta$ (°) *1	走行速度(m/s)	ゲイン	実験路面
無制御	10, 20, 25, 30	0.19	/	コンクリート**
	25			コンクリート**
リンク	10, 20, 25, 30	0.19, 0.38, 0.74	/	コンクリート**
	25			コンクリート
アクティブ追従制御I	5, 7, 12, 20, 22	0.19	1.0	コンクリート
	25, 30, 35, 40			
	25	0.19, 0.38, 0.74	0.2, 1.5	

注 1) \*1: 目標値で示した。  
 2) \*2:  $\theta = 0^\circ$  に設定 \*3:  $\theta = 10^\circ$  に設定 \*4:  $\theta = -10^\circ$  に設定  
 3) 走行速度は、直線走行時の設定目標速度で示した。

表3-2 実験条件一覧(90度旋回実験)

制御方法等	走行速度(m/s)	ゲイン	実験路面
無制御	0.19, 0.38, 0.74 (1.14)	—	コンクリート
リンク		0.2	
アクティブ追従制御I		1.0	
		1.5	
	0.38	1.0	牧草地, 耕起直後の圃場, 裸地

注) \*: アクティブのみで実施

なお、軌跡を一致させようとする設定点は、リンク方式及びアクティブ追従制御法Iともにトラクタの後車輪中心とトレーラの車輪中心とに置いた。

1) ステップ応答実験

ステップ応答実験では、試験条件を統一するため、まず停止状態でけん引角度 $\phi$ が負の値(時計回りを負とする)となるようにトレーラを配置し、けん引角度が走行とともに負から正に変化する方向にトラクタ前輪の実舵角 $\delta$ を所定角度に保持して走行を開始した。そして、けん引角度の計測値が $0^\circ$ になった時に作業機車輪のかじ取り制御を開始した。この一連の手順により、トラクタ前輪の実舵角をステップ状の目標入力として与えたとき( $\delta_s = \text{const.}$ )、即ちけん引角度の制御目標値( $\phi_i = \text{const.}$ )を与えたときの制御系の挙動をけん引角度がほぼ $0^\circ$ の状態から計測した。なお制御開始後、トラクタ車輪の実舵角 $\delta$ 、けん引角度 $\phi$ 、トレーラ車輪のかじ取り角 $\theta$ の変化を記録した。

リンク方式やアクティブ追従制御Iでは、旋回時の挙動に制御系やアクチュエータの特性が影響する。そこで、

まず無制御の場合において、トラクタ前輪の実舵角を一定にした場合のステップ応答実験を行い、前3節までに導いたトラクタトレーラ系の動的挙動を表す方程式について検討を加えた。

なお、前3節までに、けん引角度の変化を表す方程式を線形化して次の(1-18)式のように導いた。

$$\dot{\phi} = V \{-l\phi - (l_h + l_i)\delta - l\theta\} / l l_i$$

さらに、ステップ応答実験では、 $\delta$ と $\theta$ とは一定値であるので、次式(1-23式)を導くことができる。

$$\frac{\phi - \phi_0}{\phi_i - \phi_0} = 1 - \exp(-V t / l l_i) \quad (1-23)$$

ここで、

$$\phi_i = -(l_h + l_i)\delta / l - \theta$$

である。

図3-15は、トラクタの走行速度を0.13m/sに設定し、トラクタ前輪の実舵角 $\delta$ とトレーラ車輪のかじ取り角 $\theta$ を4段階に変化させた時の無制御時の実験結果で、けん引角度 $\phi$ の変化を表したものである。図中の○印が実測値で、実線は(1-28)式による計算値を示している。(1-28)式は、線形化等による近似式であるが、この実験範囲では実験結果と計算値とは比較的よく一致した。

また、図3-16は、トラクタ前輪の実舵角 $\delta$ を $25^\circ$ に設定(実測値 $27^\circ$ )し、トラクタの走行速度を変化させた場合の無制御時の実験結果を計算値とともに示したものである。実線で示した計算結果は、0.74m/sまでの走行速度の範囲で、実験結果とよく一致した。

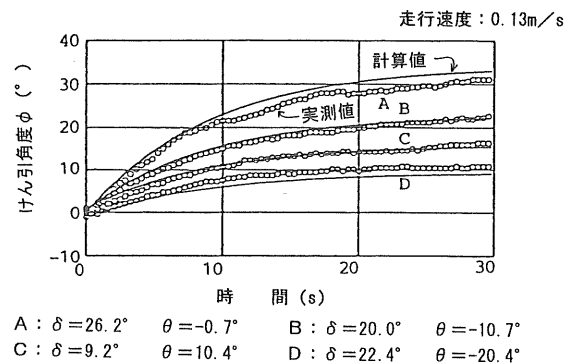


図3-15 走行速度を一定としたときの $\phi$ の変化(無制御時)

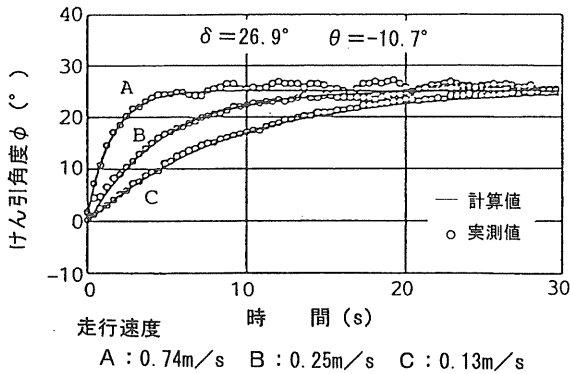


図3-16 無制御において走行速度を変えたときのφの変化

リンク方式では、定常円旋回実験時と同様に、検出したけん引角度φから(1-19)式によりθ<sub>i</sub>を計算し、電磁油圧方向制御弁を操作することによって油圧シリンダを伸縮してトレーラ車輪を操向操作することを原則としている。この実験では、軌跡を一致させようとするトラクタ側の点をトラクタの後車軸中心上に、トレーラ側の点をトレーラ車軸中心上に設定し、前項で導いた(1-20)式により、φの測定値から軌跡を一致させるためのトレーラ車輪のかじ取り角θ<sub>i</sub>を計算し、トレーラ車輪のかじ取り角θがθ<sub>i</sub>になるように操向用シリンダの伸縮操作を行った。

トラクタ設定走行速度 0.19m/sにおいて、トラクタ前輪の実舵角を変化させた場合のステップ応答実験の結果を図3-17に示した。なお、図中の実線は次式(1-24)式に基づいて計算したものである。

$$\frac{\phi - \phi_0}{\phi_i - \phi_0} = 1 - \exp \{ 2 V_i / (l_h + l_i) \}$$

ここで

$$\phi_i = - (l_h + l_i)^2 \delta / 2 l l_i$$

である。この式ではON-OFF制御の遅れ等を考慮していないが、この実験の範囲では、図に見られるように、計算値と実測値とは比較的良好一致した。

また、無制御の場合と同じく、リンク方式でのφのステップ応答は漸近的で、目標値である定常時のφ<sub>i</sub>になかなか収束しないことが、実験時の観察により確認された。

図3-18には、アクティブ追従制御法Iで走行速度を0.19m/sとし(ゲインは1.0に設定)トラクタ前輪の実舵

角δを変えて行った実験の結果を示した。初期けん引角度φ<sub>0</sub>は、目視で一定になるように配慮したが、測定の結果、若干のばらつきがあった。また、図3-19は、トラクタ前輪の実舵角を一定(25°)とし、走行速度を変えて実施したステップ応答実験の結果(ゲイン1.0)を示したものである。

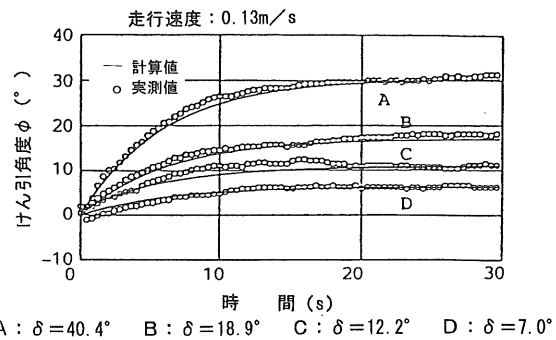


図3-17 リンク式制御によるφの変化

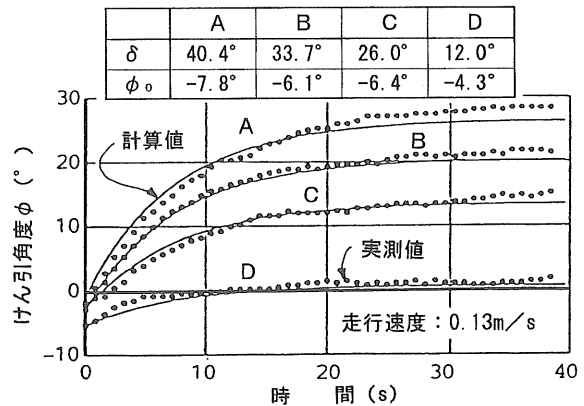


図3-18 アクティブ追従制御法Iによるφの変化

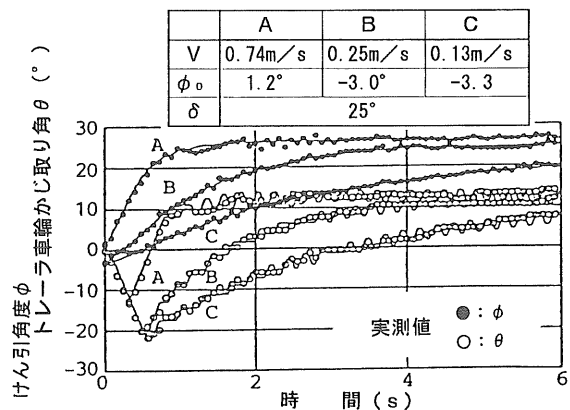


図3-19 アクティブ追従制御Iによるφとθの変化

ここで、アクティブ追従制御法 I の動的挙動を予測する方程式を検討する。アクティブ追従制御法 I では、トレーラ車輪のかじ取り角の目標値  $\theta_i$  について、トラクタ車輪の実舵角  $\delta$  とけん引角度  $\phi$  によって  $\theta$  と  $\theta_i$  が一致するように制御を行うものである。

実験用トレーラを用いた実験では、コンピュータにより一定時間間隔 (10ms) でデータをサンプリングして目標値を計算し、これに基づきリレーの ON-OFF 制御を行っている。よって、制御は離散的に行われる。また、ここでの ON-OFF 制御は、リミットサイクル対策のために  $\pm 1^\circ$  の不感帯をとった。さらに、リレー及び電磁油圧方向制御弁の作動には遅れが存在する。従って、制御の妥当性を検討するためには、これらを考慮した数式モデルにより動特性の予測を行う必要がある。

まず、トラクタトレーラ系の動特性を表す (1-18) 式を、離散時間系での式に変形する<sup>35)</sup> と次式が得られる。

$$\phi(k+1) = P\phi(k) - k_2 q \theta(k) - k_3 q \theta(k) \quad (1-28)$$

なお、 $P = \exp(-k_2 \tau)$

$$q = \{1 - \exp(-k_2 \tau)\}$$

$$k_2 = V / l_i$$

$$k_3 = (l_h + l_i) V / (l l_i)$$

である。さらに、 $\theta$  の変化は、次式で表すことができる。

$$\theta(k+d) = \tau K_{sp} H\{\theta_i(k) - \theta(k)\} \times L\{\theta(k)\} + \theta(k) \quad (1-29)$$

ここで、 $H$  は  $(\theta_i - \theta)$  を入力とする  $\pm D^\circ$  の不感帯をもつリレー要素で、 $L$  は  $\theta$  を入力として上限  $\theta_u$ 、下限  $\theta_l$  を有するリミッタ要素である。 $\tau$  はサンプリング間隔、 $k_{sp}$  は電磁油圧方向制御弁が開いたときのトレーラ車輪のかじ取り角の変化速度であり、 $d$  は遅れに相当するサンプリング間隔である。

つまり、制御系は図 3-20 の線図に示したように、不感帯をもつリレー、リミッタ、遅れ要素で構成されると考えることになる。

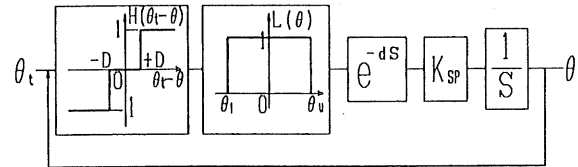


図 3-20 制御系のブロック図

アクティブ追従制御法 I では、旋回にはいると、トラクタと作業機の軌跡を一致させるために作業機車輪は一旦旋回内側にかじ取りされ、その後定常状態へと収束する。図 3-19 ではこの特徴がよく現れている。また、図 3-17、18 ともに、実験の範囲内では計算値 (図中の実線) と実測値はよく一致することが確認できた。

このように、アクティブ方式による制御系の設計においても前項で導いた理論に基づき、制御系の特性を組み合わせた数式モデルを用いてシミュレーションを行えば、よく推定できることがわかった。なお、計算に使用した数値は、下記のとおりである。

$$l = 1.168\text{m}, l_i = 1.150\text{m}, l_h = 0.406\text{m}, D = \pm 1.0^\circ, \\ \theta_u = \theta_l = 25.0^\circ, \tau = 10\text{ms}, d = 5 (=50\text{ms}), k_{sp} = 45^\circ/\text{s}, V' = 0.7\text{m/s}$$

## 2) 90° 旋回実験

トラクタとトレーラを直進状態において走行を開始し、オペレータが急激な操舵を行って 90° 旋回する時の各部の角度の変化と旋回軌跡を測定し、制御方式の違いによる追従性を比較した。走行軌跡は、トラクタ及びトレーラの設定点 (トラクタは後車軸中心、トレーラは車軸中心) から水を滴下させてコンクリート路面に直接記録し、後に基準となる直線からの距離を計測した。

図 3-21 は、0.38m/s で走行したときの各部の角度変化の測定結果を示したものであり、この時のアクティブ追従制御法 I でのゲインは 1.0 である。

角度変化からみると、トラクタ前輪の実舵角  $\delta$  へのけ



けん引角度  $\phi$  の追従性は、理論やステップ応答実験でも確認したとおり、無制御及びリンク方式のけん引角度の応答が漸近的であるのに対し、アクティブ追従制御法 I では、速やかな反応と収束を示すことが確認できた。

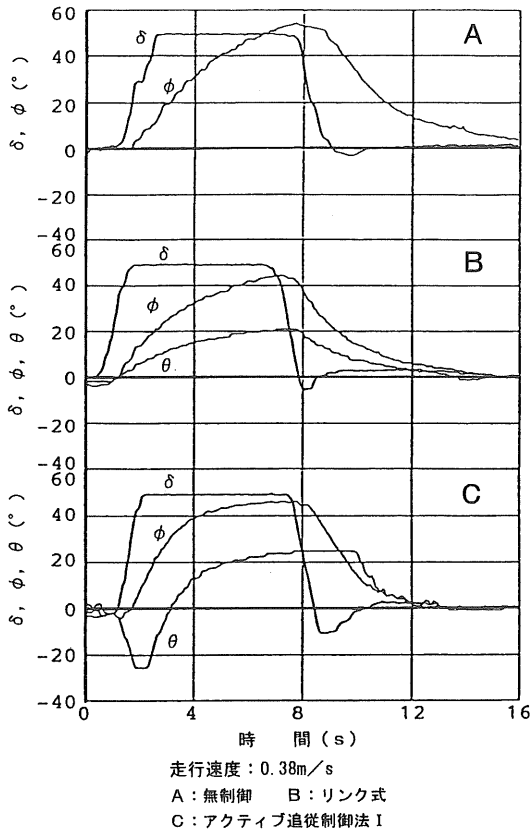


図 3-21 各方式毎の90度旋回における各角度の変化

図 3-22 は図 3-21 に対応する A (無制御)、B (リンク方式)、C (アクティブ追従制御法 I) の走行軌跡を示したものである。それぞれの軌跡の特徴を見ると、無制御ではトレーラの設定点は旋回内側に入り、その軌跡の差も非常に大きい。リンク方式とアクティブ追従制御法 I とともに、定常円旋回時の設定点の軌跡は一致するよう制御しているが、リンク方式は漸近的な動特性のために、90° 旋回の前半ではトラクタの軌跡に対し旋回外側に踏み出し、旋回後半では内側に踏み込んで、無制御の場合ほどではないが大きなずれを生じている。アクティブ追従制御法 I では、90° 旋回に入るためのかじ取りを始めた部分でトレーラ軌跡が内側に入る現象が見られているが、軌跡が一致してからは旋回が終わるまで、良好な追従性を保持している。このように、走行軌跡の一致の程度からも、アクティブ追従制御法 I の優れた特徴を確認することができる。

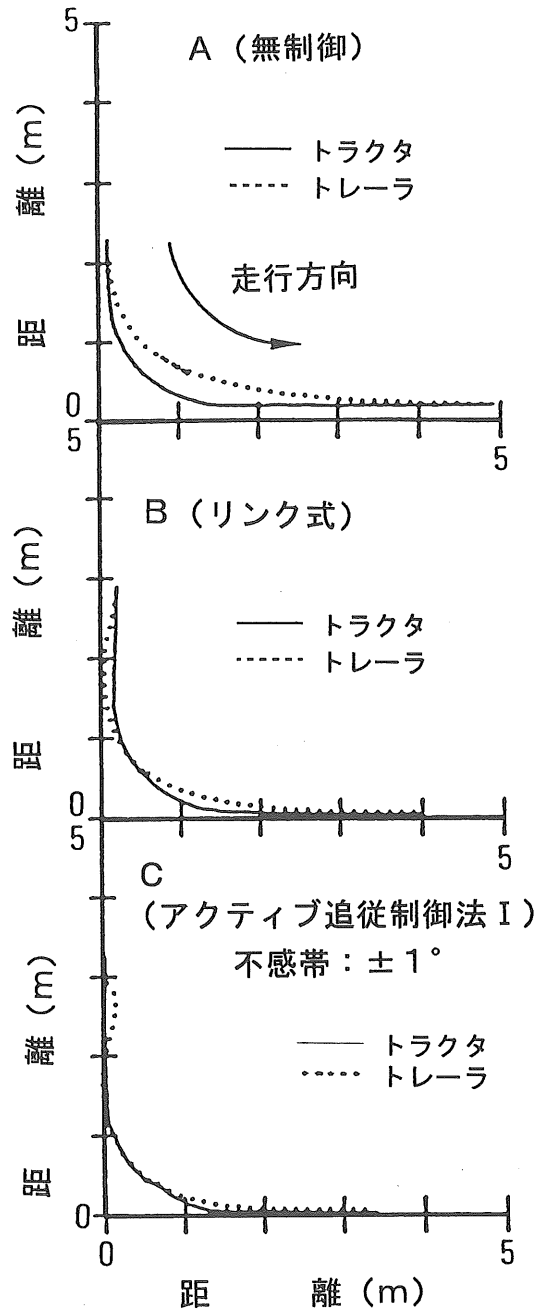


図 3-22 90° 旋回における軌跡(1)

なお、本追従制御方式はトラクタとトレーラの定常旋回時の旋回半径が一致するよう制御することを基本としている。従って、トラクタが直進から旋回に移行し始めた段階でトレーラはトラクタが直進していたときの直線軌跡上にあるにもかかわらず、トラクタ車輪の実舵角から計算される旋回半径に一致するようトレーラ車輪がかじ取りされることになり、アクティブ追従制御法 I の場合で旋回開始時にトレーラが旋回内側に踏み込む現象が生じると判断される。

アクティブ追従制御法 I について、けん引角度の不感帯を  $\pm 2.5^\circ$  に設定して  $90^\circ$  旋回を行って記録したのが図 3-23 である。この図からもわかるように、不感帯を大きくすることにより、旋回初期の踏み込み現象を少なくすることができた。しかし、けん引角度が  $\pm 2.5^\circ$  以内の操作量では制御が行われなため、図 3-22 におけるリンク方式とアクティブ追従制御法 I による方法の中間的な軌跡となり、旋回後期では収束が漸近的になる傾向がうかがわれた。

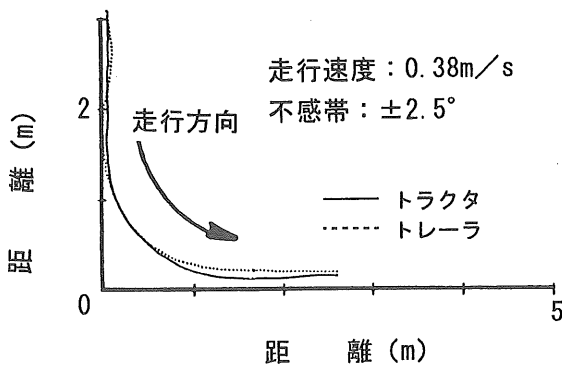


図 3-23  $90^\circ$  旋回における軌跡(2)

アクティブ追従制御法 I での走行速度と走行軌跡との関係を見るために、走行速度  $1.14\text{m/s}$  での軌跡を図 3-24 に示した。図 3-22 (C) と図 3-24 では、踏み込み量等において若干違いが認められるものの、旋回開始時点でトレーラは旋回内側に踏み込み、以後は良好な追従が観察できるなど、同じ傾向を示している。

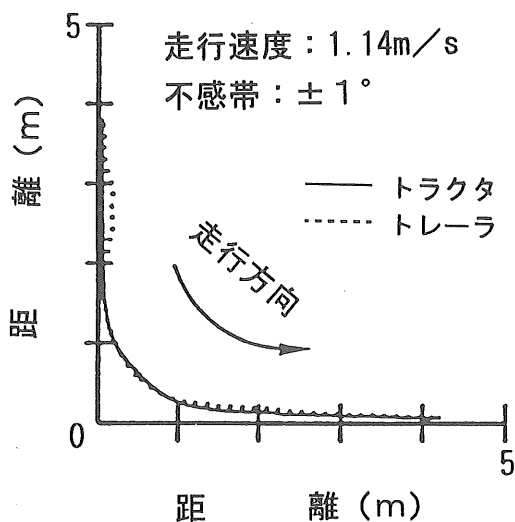


図 3-24  $90^\circ$  旋回における軌跡(3)

ここで、 $\theta_i$  の計算式での  $\delta$ 、 $\phi$  の係数は、走行速度を一定 (表 2-1) としている。アクティブ追従制御方式の基本的な考え方は、 $\theta$  が常に  $\theta_i$  と同一であると仮定すれば、これまで述べたように、次式に基づき制御していることになる。

$$\dot{\phi} = \alpha_g (\phi_i - \phi) \quad (1-26)$$

なお、 $\phi = K_1 \delta$  である。

この式からは、 $\phi$  の変化を走行速度とは無関係になるように制御しているように見えるが、実際には  $\theta_i$  の算出においては、走行速度を一定値  $V'$  としているので、(1-26) 式に相当する式は次のようになる。

$$\dot{\phi} = \alpha_g (K_1 \delta - \phi) V / V' \quad (1-30)$$

両辺を  $V$  で除し、 $V = dS/dt$  ( $S$  は走行距離) であることを考慮すると

$$d\phi/dS = \alpha_g (K_1 \delta - \phi) / V' \quad (1-31)$$

が得られる。

(1-26) 式は種々の仮定のもとに導いたもので、実際には完全に成立しているわけではないが、この制御を大まかにみると、(1-31) 式のとおり  $\phi$  の走行距離に関する微分からみて、 $\phi$  と  $\delta$  のフィードバックゲインを一定とおいていたことになる。

ここでは、 $\theta_i$  の算出において、トラクタの走行速度が検出できない場合にも対応することを考えて走行速度を一定にしたが、実験結果からみて、本実験の条件内では、走行速度を一定にしたことによる大きな問題は生じていないと判断された。

表 3-3 に、 $90^\circ$  旋回時の制御方式を変えたときの軌跡のずれ量を示した。これは、設定した  $90^\circ$  旋回の座標軸において、進入側  $2\text{m}$  を「カーブ前」、反対側を「カーブ後」、その間を「カーブ中」とすることとし、その地点での軌跡のずれ量を測定したものである。「カーブ中」でのずれ量を比較すると無制御の場合が約  $30\text{cm}$  と最も大きく、リンク方式及びアクティブ追従制御法 I では、この測定の範囲内では軌跡のずれは認められなかった。この結果と、記録した図 3-22 ~ 24 の軌跡と合わせ、アクティブ追従制御法 I の採用によって、トレーラのトラクタへの追従性が改善されていると判断された。

表 3 - 3 制御方式と軌跡のずれ量

制御方式	走行速度 (m/s)	軌跡のずれ量 (cm)		
		カーブ前	カーブ中	カーブ後
無 制 御	0.19	0	+33	+18
	0.38	0	+30	+18
	1.14	+3	+30	+15
リンク方式	0.19	-12	0	+15
	0.38	-12	0	+15
	1.14	-12	0	+12
アクティブ	0.19	+9	0	-9
	0.38	-9	0	+12
追従制御	1.14	-6	0	+12

注) 旋回内側へのずれを+, 外側へのずれを-とした。

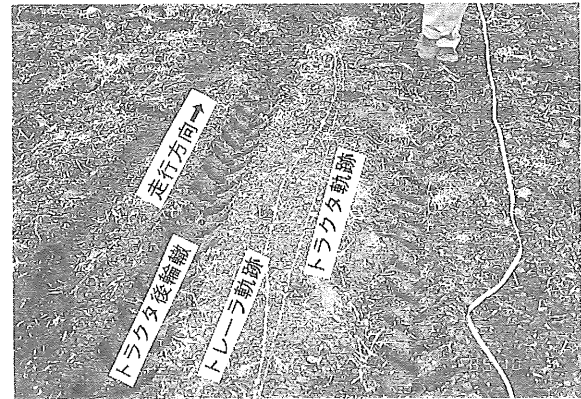


図 3 - 2 5 ロータリ耕直後の畑地での走行軌跡

3) 走行路面が追従性に及ぼす影響の調査

飼料作物の収穫作業では、とうもろこし圃場、永年草地、耕起跡地等の不整地を含む様々な路面条件下での走行が想定される。従って、けん引式作業機の追従制御も悪走路条件でも機能する必要がある。そこで、悪走路条件下での追従性を確認するため平坦な採草地（植生の草丈：短）及び採草地内の裸地や、ロータリ耕直後の柔軟な畑地においてコンクリート路面と同様の90° 旋回実験を行った。なお、いずれの圃場も生研機構内の圃場で、ロータリ耕後の畑地の円錐貫入抵抗（SR 2型 2cm<sup>2</sup> 円錐使用）は、深さ10cmまでは0.1MPa以下と非常に小さく、それより深い部分では15cmで平均0.1MPa、20cmで0.9MPaであった。

これらの走行路面における走行では、コンクリート路面に較べて制御の精度が若干低下した。これは、路面に凹凸が多いことから、トラクタのローリングやピッチングなどの影響を受け、けん引角度がコンクリート路面ほど正確に測定できなかったことによるものと思われる。しかし、実験の結果得られた軌跡を見る限りでは、供試した3種の悪走路での90° 旋回軌跡及び角度変化は、コンクリート路面上での実験と大差ないことが確認できた。ロータリ耕直後の畑地で追従制御法 I により走行した時の軌跡例を図 3 - 25 に示した。

以上の結果を総合的に見ると、アクティブ追従制御法 I の採用により、けん引式作業機の追従性能は全般的に向上したといえる。

3. 4 摘要

インライン式のけん引式作業機の追従性能及び旋回性能の向上を目的として、けん引角度に加えて、トラクタ前輪の実舵角を利用してトレーラのかじ取り制御を行うアクティブ追従制御方式（アクティブ追従制御法 I）を提案した。そして、定常旋回におけるトラクタとけん引式作業機（トレーラ）との位置関係を与える理論式を導き、これに基づいてトラクタと作業機の設定点での定常旋回半径が一致するための条件を、インライン式のけん引式作業機について求めた。さらに、非定常旋回時においても軌跡を一致させるための理論式を導いた。

また、リンク方式及びアクティブ追従制御法 I について、作業機車輪のかじ取り角の設定方法を提案した。さらに、作業機車輪のかじ取り制御が可能なトレーラを試作し、定常旋回性能実験、ステップ応答実験、90° 旋回実験を行った。これらの結果は以下のとおりである。

- 1) トラクタ前輪の実舵角を  $\delta$ 、けん引角度を  $\phi$ 、作業機車輪のかじ取り角を  $\theta$  とした時、定常旋回時には次の関係式が成り立つ。

$$\tan \theta = \frac{l_1 \cos \phi + l_2 - R \sin \phi}{R \cos \phi + l_1 \sin \phi}$$

- 2) インライン式のけん引式作業機において、設定点（トラクタ中心線上の1点と作業機中心線上の1点）での旋回半径を一致させる条件は、定常状態では次の

とおりである。

$$\theta = \tan^{-1} \left\{ \frac{l_a^2 - l_b^2 - l_h^2 + 2 l_b l_i}{(l_h^2 + l_b^2 - l_a^2) \cos \phi + l_b l_h} \right. \\ \left. \times \sin \phi \right\} \\ l \sin \phi - l_h \cos \phi \tan \delta - (l_h^2 + l_b^2) \\ \times \tan \delta / 2 l^b = 0$$

- 3) リンク方式でのトレーラ車輪のかじ取り角決定法として、次式を提案した。

$$\theta_i = \frac{l_a^2 - l_h^2 - l_b^2 + 2 l_b l_i}{l_h^2 + l_b^2 - l_a^2 + 2 l_b l_i} \phi$$

- 4) アクティブ追従制御法での作業機車輪のかじ取り角決定法として、次式を提案した。

$$\theta_i = (\alpha - k_2) \phi / k_2 - (\alpha k_1 + k_3) \delta / k_2$$

ここで、 $k_1 = \{(l_h + l_b)^2 - l_a^2\} / 2 l l_b$

$$k_2 = V / l_i, \quad k_3 = (l_h + l_i) / l l_i$$

である。

- 5) 実験用トレーラを用いた定常円旋回実験の結果、リンク方式、アクティブ追従制御法 I とともに前3、4項の方法により、定常円旋回半径がほぼ一致することが確認できた。

- 6) ステップ応答実験では、滑りの少ない路面を低速で走行する限り、導いたモデルは十分な精度を有することがわかった。また、リンク方式、アクティブ追従制御法 I とともに、実験で求めた動特性は、設計で使った理論値とほぼ一致した。

- 7) 90° 旋回実験の結果、新たに提案したアクティブ追従制御法 I により、インライン式のけん引式作業機(トレーラ)の追従性向上が確認できた。ただし、旋回開始時に、作業機が旋回内側に踏み込む傾向が見られた。

#### 4. アクティブ追従制御法 I のオフセット式けん引式作業機への適用拡大<sup>2) 3) 38)</sup>

##### 4. 1 研究の目的と展開

第3章までは、インライン式のけん引式作業機のアクティブ追従制御法について、基礎的な検討を試みてきた。ここでは、タイトベアラやフォレンジハーベスタのようなオフセット式のけん引式作業機の作業性等の改善を図ることをねらいとして、オフセット式のけん引式作業機の追従制御について検討を進める。

さらに、インライン式の追従制御を拡張して基礎的な制御式を検討後、実験用トレーラによる各種走行実験を通して、理論の妥当性を検討する。

##### 4. 2 追従制御のための基礎的検討

まず、第3章でのインライン式の場合と同じく、定常円旋回半径を一致させる条件を求める。次に、この条件を満たす制御法として、オフセット式の場合のリンク方式とアクティブ方式に関する制御式を提案する。

###### 4. 2. 1 内輪差のない旋回位置関係

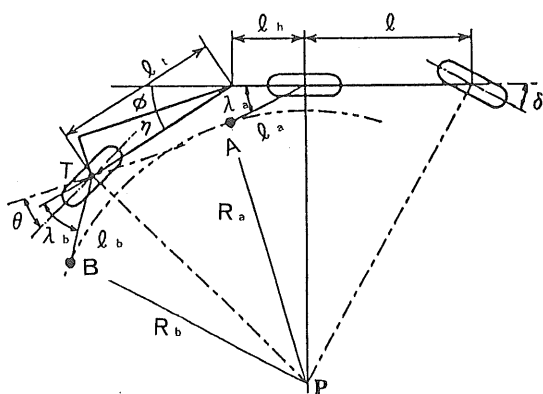
オフセット式の場合には、図4-1のようにトラクタ側のA点及びトレーラ側のB点をいずれも機体中心線からオフセットした位置に設定し、定常円旋回半径を一致させることを考える。これは、オペレータの走行目標を横方向におくことによってトレーラの作用部が目標に追従して走行できるようにすることをねらいとした。

図4-1において、 $R_a$  と  $R_b$  は次式で表すことができる。

$$R_a^2 = R_r^2 + l_a^2 - 2 l_a R_r \sin \lambda_a \quad (1-32)$$

$$R_b^2 = \{l_h + l_i \cos(\eta + \phi) + l_b \cos(\eta + \phi + \lambda_b)\}^2 + \{R_r - l_i \sin(\eta + \phi) + l_b \sin(\eta + \phi + \lambda_b)\}^2$$

(1-33)



$\lambda_a$  : トラクタ側の任意の点とトラクタ後車軸中心とを結ぶ線がトラクタ中心線となす角  
 $\lambda_b$  : トレーラ車軸中心とけん引点を結ぶ線とトレーラ側の任意の点となす角  
 $l_a$  : トラクタ車軸中心と任意の点との距離  
 $l_b$  : トレーラ車軸中心と任意の点との距離  
 $\eta$  : オフセット角

図 4-1 オフセット式けん引式作業機での基本的考え方

ここで、 $\lambda_a$  : トラクタ側の点Aとトラクタ後車軸中心を結ぶ線とトラクタの機体中心線となす角

$\lambda_b$  : 作業機側の点Bとトレーラ車体の中心線上にある車軸中心とを結ぶ線とトレーラ車体中心線となす角

を示す。

A点とB点での定常円回転半径が一致する時は  $R_a^2 = R_b^2$  であるから、上の2式を等しいとおき、これを整理すると、次式が得られる。

$$\begin{aligned}
 & 2(R_r l_i + l_b l_h \sin \lambda_b + R_r l_b \cos \lambda_b) \\
 & \times \sin(\eta + \phi) - 2(l_h l_i + l_b l_h \cos \lambda_b \\
 & - R_r l_b \sin \lambda_b) \cos(\eta + \phi) = -l_a^2 \\
 & + l_b^2 + l_h^2 + l_i^2 + 2 l_b l_i \cos \lambda_b \\
 & + 2 R_r l_a \sin \lambda_b
 \end{aligned} \tag{1-34}$$

ここで、(1-34)式の簡略化のためいくつかの仮定条件を置く。まず、作業機側での設定点の位置は、作業機の車軸ないしその延長線上にあるとする。この仮定により次式が成り立つ。

$$\lambda_b + \eta = \pi / 2 \tag{1-35}$$

さらに、この状態で、直進時 ( $\delta = \phi = 0$ ) にもトラクタと作業機の設定点での軌跡が一致するためには、次式が成り立つ必要がある。

$$l_a \sin \lambda_b = l_b + l_i \sin \eta \tag{1-36}$$

これら条件を利用して変形し、 $\sin \eta = \alpha$ 、 $\cos \eta = \beta$  と置くと、(1-34)式は次式のように表せる。

$$\begin{aligned}
 & -l_a^2 + l_b^2 + l_h^2 + l_i^2 + 2 l_b l_i \beta + 2 l_b l_h \\
 & \times \sin \phi - 2 l_h l_i (\beta \cos \phi - \alpha \sin \phi) \\
 & = 2 R_r (-l_b + l_b \cos \phi - l_i \alpha + l_i \alpha \cos \phi \\
 & + l_i \beta \sin \alpha)
 \end{aligned} \tag{1-37}$$

さらに、この式を線形化するため、 $\cos \phi \approx 1$ 、 $\sin \phi \approx \phi$  とおき、回転半径  $R_r = -l / \tan \delta$  を  $\tan \delta \approx \delta$  として代入すると、次式が得られる。

$$\begin{aligned}
 & -l_a^2 + l_b^2 + l_h^2 + l_i^2 + 2 l_b l_i \beta + 2 l_b l_h \phi \\
 & - 2 l_h l_i \beta + 2 l_h l_i \alpha \phi = 2 R_r l_i \beta \phi
 \end{aligned} \tag{1-38}$$

これから

$$\phi = \frac{-l_a^2 + l_b^2 + l_h^2 + l_i^2 + 2 l_b l_i \beta}{2(l l_i \beta + l_b l_h \delta - l_h l_i \alpha \delta)} \delta \tag{1-39}$$

となり、 $\phi = \phi_i$  ( $\phi$  が目標けん引角度  $\phi_i$  と一致する) とおけば、目標とするけん引角度  $\phi_i$  が  $\delta$  の関数として表せることになる。

なお、分母第3項は  $\sin \eta \cdot \sin \delta$  の項であり、オフセット角度  $\eta$  及びトラクタ前輪の実舵角  $\delta$  が大きくなければ、その値は小さい。例えば  $l = 2\text{m}$ 、 $l_i = 1.5\text{m}$ 、 $l_h = 0.5\text{m}$ 、 $\eta = 15^\circ$ 、 $\delta = 45^\circ$  とすると分母の第1項の5.6%、 $l = 2\text{m}$ 、 $l_i = 2\text{m}$ 、 $l_h = 0.5\text{m}$ 、 $\eta = 30^\circ$ 、 $\delta = 30^\circ$  の条件では、およそ7%である。また、 $l_b = 0.3\text{m}$ 程度であれば、第2項も第1項の3%程度である。

ここで、インライン式の場合と同じ考え方で、トレーラ側の設定点は車軸中心に ( $l_b = 0$ )、トラクタ側の設定点は後車軸の延長線上にあるとし、かつ(1-36)式に相当する  $l_a = l_i \alpha$  の関係を利用すれば、次式が得られる。

$$\phi_i = - \frac{(l_h + \beta l_i)^2}{2 \beta l l_i} \delta \tag{1-40}$$

リンク方式の場合の条件は、 $\theta$  を  $\phi$  の関数として表す必要がある。そこで、(1-8)式を利用し、この式を、 $R_r = -l / \tan \delta$ 、 $\sin \phi \approx \phi$ 、 $\cos \phi \approx 1$ 、 $\tan \delta \approx \delta$  等を用いて簡略化すると、定常円回転時の  $\delta$ 、 $\phi$ 、 $\theta$  の関係が次式で示される。

$$l(\theta + \phi) = -(l_h + l_i \beta) \delta \tag{1-41}$$

この式に(1-13)式の条件を代入すれば、 $\theta$  を  $\phi$  の関数と

して表すことができる。

$$\theta_i = \frac{l_a^2 - l_b^2 - l_n^2 - (1-2\beta^2)l_i^2 - 2l_b l_i \beta - 2l_n(l_b - l_n \alpha)\phi}{l_a^2 - l_b^2 - l_n^2 - l_i^2 - 2l_b l_i \beta - 2l_n l_i \beta - 2l_n(l_b - l_n \alpha)\phi} \phi \quad (1-42)$$

これをさらに簡略化するために、(1-37)式の場合と同様に、トレーラ側の設定点は車軸中心に ( $l_b = 0$ )、トラクタ側の設定点は後車軸の延長線上にある ( $l_a = 0$ ) とし、直進時にもトラクタと作業機の設定点の軌跡が一致するための条件式 (1-36) 式) を利用すると、次式が得られる。

$$\theta_i = (\beta l_i - l_n) / (\beta l_i + l_n) \phi \quad (1-43)$$

#### 4. 2. 2 オフセット式のけん引式作業機でのアクティブ追従制御

オフセット式作業機でのけん引角度の変化は、(1-16)式のように複雑な関係となる。しかし、内輪差がない旋回位置関係の場合と同様、オフセット角度が小さいことを前提とすれば、線形化と2次以上の項を削除することで、次式のように簡略化できる。

$$\dot{\phi} = V \{ l \phi - (l_n + l_i \beta) \delta - l \theta \} / l l_i \beta \quad (1-44)$$

この式は、 $l_i$ を $l_i \cos \eta (= l_i \beta)$ で置き換えた以外はインライン式の場合の(1-18)式と同形である。よって、オフセット式作業機でのアクティブ追従制御方式に関してもインライン式と同様の方法を採用することができる。つまり、(1-42)式に基づいてトラクタ前輪の実舵角 $\delta$ から、定常円旋回半径を一致させるけん引角度 $\phi$ が求まる。ここでけん引角度 $\phi$ の変化が次式となるように、(1-26)式と(1-43)式を等置し、(1-38)式を利用する事で、トレーラ車輪の目標かじ取り角 $\theta_i$ を(1-45)式のように求めることができる。

$$\theta_i = (\alpha_g - C_2) \phi / C_2 - (\alpha_g C_1 + C_3) \delta / C_2 \quad (1-45)$$

$$C_1 = - (l_n + \beta l_i)^2 / 2 \beta l l_i$$

$$C_2 = V / \beta l_i$$

$$C_3 = V (l_n + \beta l_i) / \beta l l_i$$

で、 $\alpha_g$ はフィードバックゲインである。トレーラ車輪のかじ取り角 $\theta$ の制御は、インライン式と全く同じ方法を用いればよいことになる。

#### 4. 3 オフセット式実験用トレーラの試作と走行実験<sup>39)</sup>

##### 4. 3. 1 オフセット式実験用トレーラの概要

試作したオフセット式の実験用トレーラをトラクタに装着し、直進状態のときの位置関係を図4-2に示した。図中のA点、B点は、軌跡を一致させようとするトラクタ及びトレーラ上の点を示す。この位置は、トラクタ後車輪が、例えば集草列に近接したところを通るように運転すれば、作業機の作業部はそれを追従するという効果をねらって設定したものである。

なお、トレーラの車軸中心は、トラクタのけん引点から後方142cmにあり、前進方向に対し右に37cmオフセットしている。

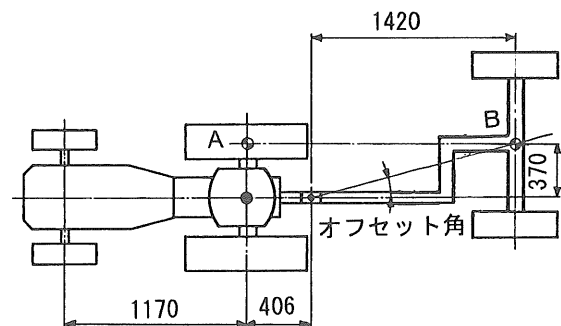


図4-2 オフセット式実験用トレーラとトラクタ

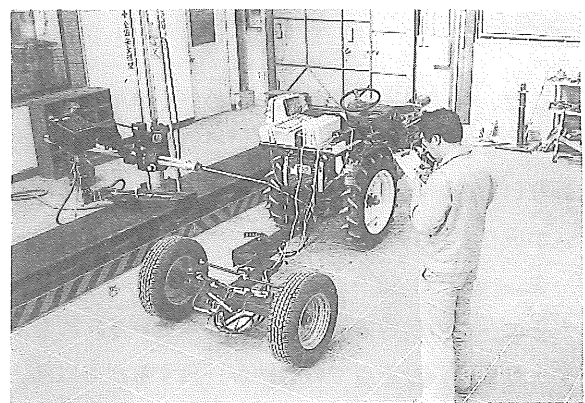


図4-3 各部の寸法、角度等の測定

図4-3には、3次元寸法測定装置を使用して、実験用オフセット式トレーラの各部の主要寸法及び角度とポテンシオメータ出力との関係等を測定している状態を示した。

ここで、直進で定常状態に達した時のトラクタ中心線と、けん引点とトレーラ車軸中心とを結んだ線とがなす角度をオフセット角度と呼ぶこととする(図4-2参照)と、ここでのオフセット角度は約 $14.5^\circ$ となる。なお、試作機のけん引桿の長さは142cm、162cm及び177cmの3段階に調節可能である。

トラクタ車輪、トレーラ車輪のかじ取り角とけん引角度(トレーラがヒッチ点回りに回転した角度を、直進時の位置を基準として表したものはインライン式の時と同様にポテンシオメータにより検出し、パーソナルコンピュータ(NEC PC9801E)により計測した。

トレーラ車輪は、トラクタからの油圧を電磁油圧方向制御弁(DC12V駆動、定格流量 $15\text{ l/min}$ で、インライン式の実験機で使ったものと同一)を介して油圧シリンダ(内径30mm、ロッド径16mm、ストローク250mmの両ロッド型)に供給して操向した。電磁油圧方向制御弁の操作は、上記パソコンのリレーボードによるON-OFF制御で行った。実験機の後視図を図4-4、コンピュータの搭載状況を図4-5に示した。

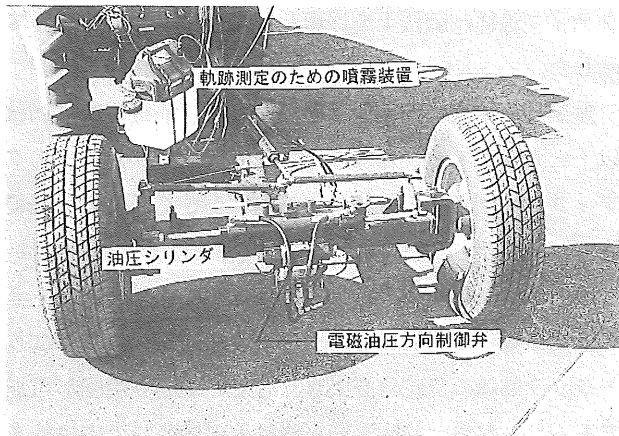


図4-4 実験機の後視図

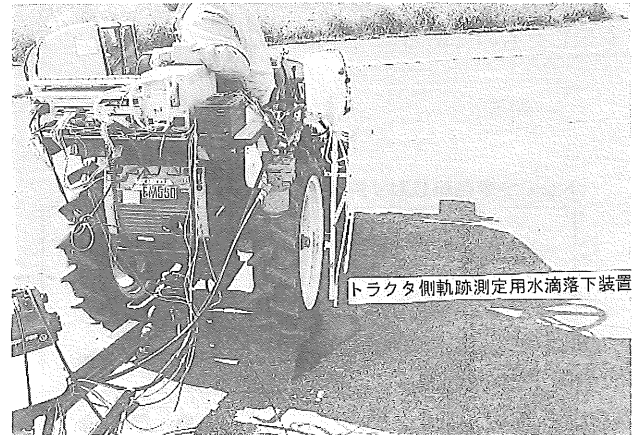


図4-5 制御に用いたコンピュータの搭載状況

オフセット式のけん引式作業機をリンク方式でかじ取り制御する場合、トレーラ車輪かじ取り角の目標値 $\theta_i$ は、次式で示される。

$$\theta_i = (\beta l_i - l_n) / (\beta l_i + l_n) \phi \quad (1-46)$$

ここで、 $l_n$  : トラクタの後車軸からヒッチ点までの距離

$l_i$  : トレーラのけん引点から車軸までの長さ

$\beta$  : オフセット角度の正弦値

$\phi$  : けん引角度

$\theta_i$  : トレーラ車輪のかじ取り角の目標値

である。

また、アクティブ追従制御法Iでは、次式によりトレーラ車輪のかじ取り制御を行う。

$$\theta_i = (\alpha_g - C_2) \phi / C_2 - (\alpha_g C_1 + C_3) \delta / C_2 \quad (1-47)$$

ここで、 $C_1 = - (l_n + \beta l_i) / 2 \beta l_i$

$C_2 = V / \beta l_i$

$C_3 = V (l_n + \beta l_i) / \beta l_i$

で、さらに

$l$  : トラクタの軸距

$V$  : 走行速度(ただし実際の走行速度でなく固定値 $V'$ を使用する)

$\alpha_g$  : フィードバックゲイン

$\delta$  : トラクタ前輪の実舵角

である。

なお、図4-6は、実験機とトラクタに装着した角度

検出のためのポテンショメータにおける出力電圧と角度との関係(トラクタ車輪実舵角測定用は図3-9参照)を示したものである。

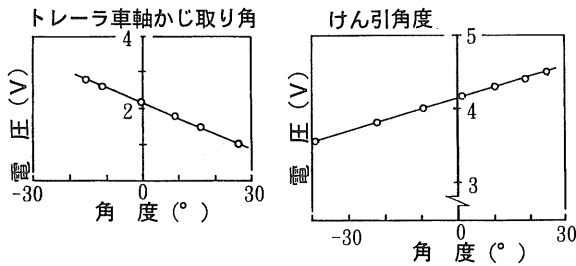


図4-6 ポテンショメータ出力線図

4. 3. 2 オフセット式実験用トレーラによる定常円旋回実験

オフセット式作業機の挙動を表す理論式の妥当性を検討することをねらいとして、トレーラ車輪のかじ取り角を一定の値に固定して、定常円旋回を行った。トレーラの設定点はトレーラ車軸中心(図4-2のB点)、トラクタの設定点はトラクタ後車軸上で中心からトレーラと同じだけオフセットした点(図4-2のA点)とした。

測定項目は、定常円旋回時のトラクタ前輪の実舵角 $\delta$ 、けん引角度 $\phi$ 、トレーラ車輪のかじ取り角 $\theta$ と旋回半径とし、旋回半径はそれぞれの設定点直下に水滴を滴下して記録した。ただし、トラクタ側の設定点は図4-3のように後車輪の位置と重なったことから、設定点より9cm外側の位置に水滴を滴下し、後に換算した。

図4-7は、無制御の場合について、定常円旋回実験の結果を示したものである。これは、実験により得られた $\delta$ と $\phi$ との関係を、一定とした $\theta$ の値をパラメータとして表したものであり、図中の実線及び点線、一点鎖線はそれぞれの $\theta$ での(1-8)式による計算値である。計算値と実測値との差は、インライン式での実験に比べ若干大きくなった。この現象には、オフセット角度 $\eta$ が加わったことが影響しているものと判断されるが、この実験の範囲では、オフセット式作業機の挙動を表すために導いた理論式は実作業上大きな問題にならない範囲で、定常円旋回時の位置関係の予測に応用できると判断できた。

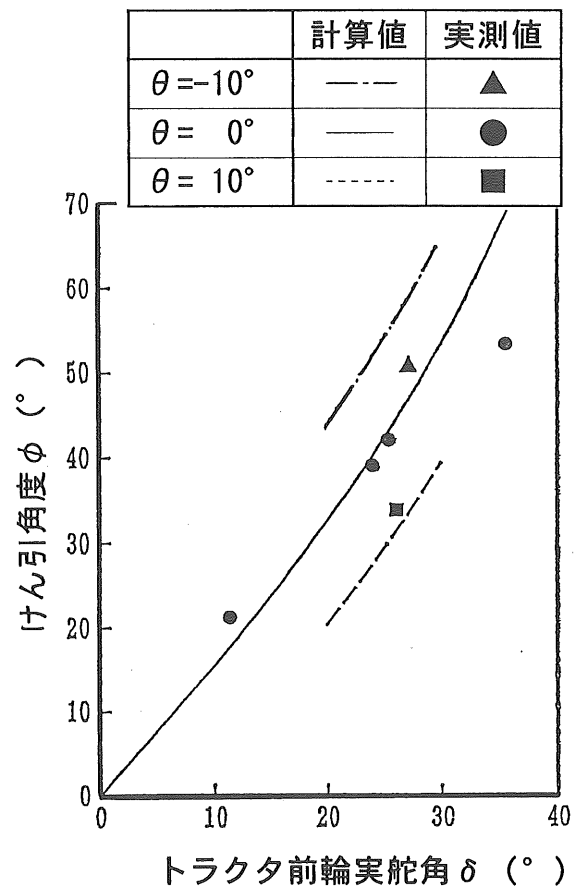


図4-7 トレーラ車輪かじ取り( $\theta$ )を固定した時のトラクタ前輪実舵角( $\delta$ )とけん引角度( $\phi$ )の関係

図4-8に、トラクタ前輪の実舵角 $\delta$ と、旋回半径及び内輪差との関係を無制御の場合、リンク方式、及びアクティブ追従制御法Iを採用した場合について比較して示した。

無制御の場合、内輪差は実舵角が $25^\circ$ 前後の時に35cm以上と大きかった。これに比較して、リンク方式とアクティブ追従制御法Iでは、内輪差は小さく、この実験範囲では5cm以下であった。また、制御を行った場合にはけん引角度が無制御の時よりも小さくなるために、トラクタ後車輪とけん引桿とが接触する危険性が少なくなり、トラクタ前輪の実舵角を大きくしての小回り旋回が可能であった。なお、旋回半径と無制御の場合での内輪差を(1-8)式に基づき計算した値を図中に実線で示した。



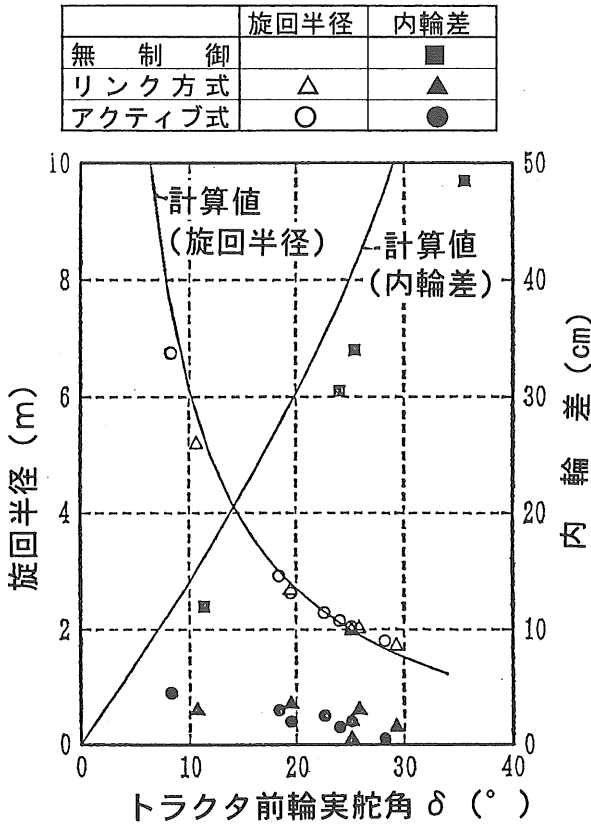


図4-8 旋回半径と内輪差

定常円旋回時のトラクタ前輪の実舵角  $\delta$  と、けん引角度  $\phi$  及びトレーラ車輪のかじ取り角  $\theta$  との関係を図4-9に示した。図中の実線は、(1-40)式及び(1-43)式による計算結果である。

定常旋回での  $\phi$  の実測値と計算値との差は1~2°程度であったが、 $\theta$  では最大7°程度の差が生じた。これは、線形化に伴う誤差等が  $\phi$  に表れ、これを打ち消すようにフィードバックが働いたために、操作入力である  $\theta$  の誤差が大きくなったものと思われる。なお、けん引程を伸ばした実験でも同様の結果となった。

インライン式ではほとんど観察できなかった内輪差が、オフセット式での定常円旋回実験では5cm程度生じた。これは、オフセット式に伴う非線形性を無視したため生じた誤差と思われる。このように、供試したオフセット角度が15°程度の車両では、内輪差を実用上問題のない範囲に制御することができた。

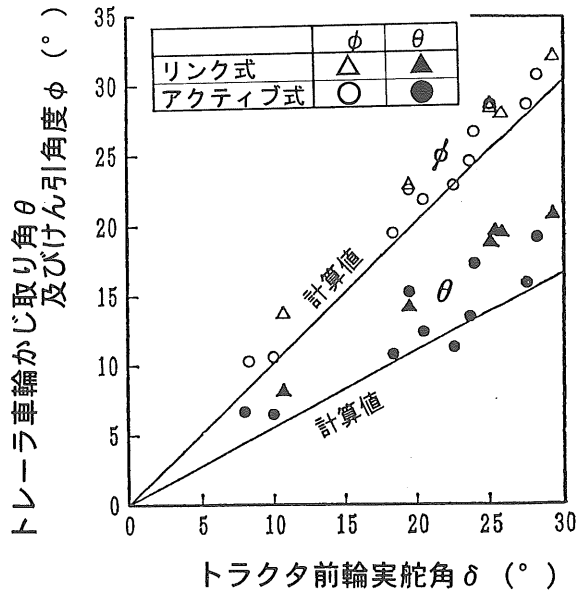


図4-9 制御時のトラクタ前輪実舵角( $\delta$ )とトレーラ車輪かじ取り角( $\theta$ )及びけん引角度( $\phi$ )の関係

#### 4. 3. 3 オフセット式実験用トレーラによるステップ応答、90°旋回実験

##### 1) ステップ応答実験

ステップ応答実験では、トラクタ車輪を一定角度に操舵して保持した状態で走行を開始し、けん引角度がほぼ0°になる時点を待って制御を始める方法で行った。旋回方向は、トレーラがオフセットした側に旋回する右旋回とした。

図4-10は、走行速度0.19m/s、トラクタ前輪の実舵角を30°(実測31°)としてアクティブ追従制御法Iの場合のステップ応答実験結果を示したもので、図中の実線は、離散時間での制御や電磁油圧方向制御弁の遅れ等を考慮にいれて導いた次式による計算値である。

$$\phi(k+1) = P\phi(k) - C_2q\theta(k) - C_3q\delta(k) \tag{1-48}$$

なお、 $P = \exp(-C_2\tau)$ 、 $q = \{1 - \exp(-C_2\tau)\}$  である。 $\theta$  の変化は次式で表せる。

$$\theta(k+d) = \tau K_{sp}H \{ \theta_i(k) - \theta(k) \} L \{ \theta(k) \} + \theta(k) \tag{1-49}$$

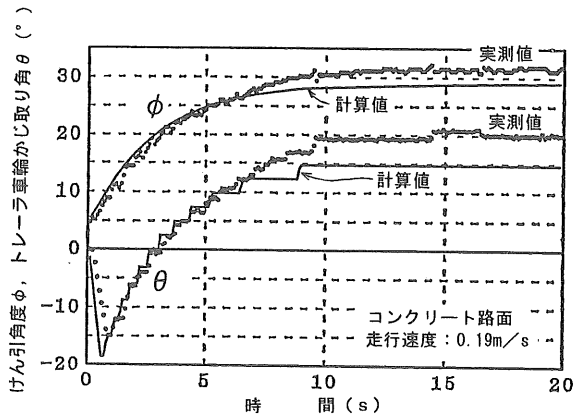


図4-10 アクティブ追従制御法Iによるステップ応答時の $\theta$ と $\phi$ の変化

ここで、Hは $\theta$ 、 $-\theta$ を入力とする $\pm D^\circ$ の不感帯をもつリレー要素、Lは $\theta$ を入力として上限 $\theta_u$ 、下限 $\theta_l$ を有するリミッタ要素である。 $\tau$ はサンプリング間隔、 $k_{sp}$ はバルブが開いたときのトレーラ車輪のかじ取り角の変化速度( $^\circ/s$ )であり、 $d$ (s)は遅れに相当するサンプリング間隔である。

計算に使用した数値は、下記のとおりである。

$l = 1.168m, l_t = 1.480m, l_h = 0.406m, D = \pm 1.0^\circ,$   
 $\theta_u = \theta_l = 25.0^\circ,$   
 $\tau = 10ms, d = 5(=50ms), k_{sp} = 35^\circ/s, V_r = 0.7$   
 $m/s, \beta = \cos 14.53^\circ$

本実験でのオフセット角度の範囲(約 $14.5^\circ$ 以下)では、応答はインライン式とほぼ同様の傾向を示した。前述の定常円旋回実験と同じく定常誤差が生じたが、計算値と実測値とは比較的良好に一致した。

リンク方式もインライン式と同じ傾向にあることを実験で確認することができ、オフセット角度が小さい場合には、オフセット式での動特性をインライン式を拡張して近似しても大きな誤差が生じないと判断した。

2)  $90^\circ$  旋回実験

トラクタとトレーラで構成される系を直進状態に保った後、急激な操舵により $90^\circ$ 旋回を行い、旋回中の角度変化と走行軌跡とを計測した。旋回方向は、オフセット方向への右旋回とした。

図4-11は、速度  $0.38m/s$ での旋回軌跡を示したものである。

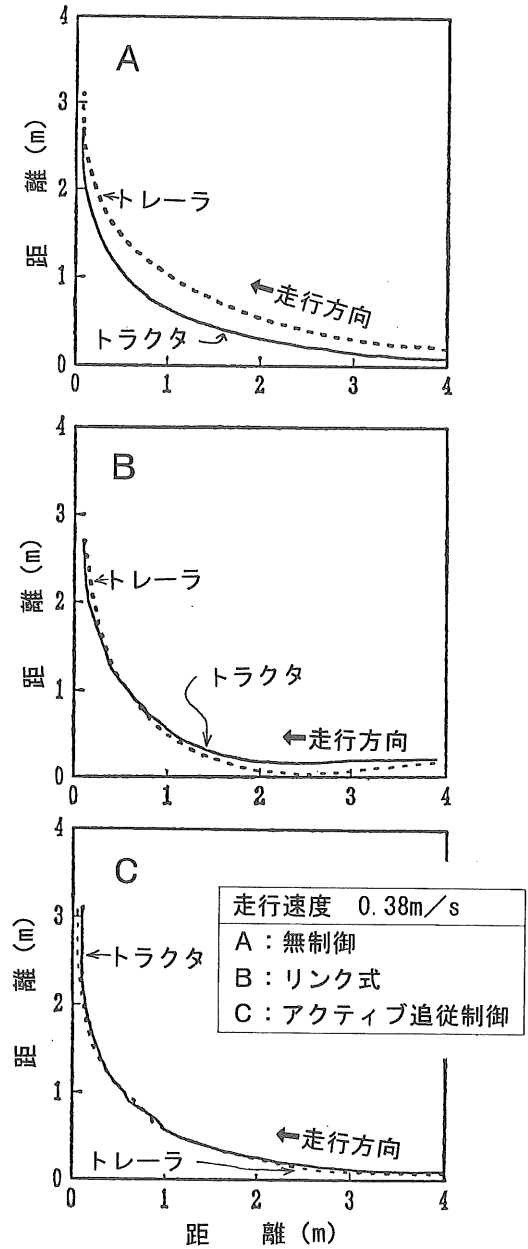


図4-11  $90^\circ$  旋回軌跡の比較

図4-11の無制御の場合には、トレーラの軌跡がトラクタの軌跡より大きく内側に踏み込んでいる。リンク方式では、トラクタ軌跡とトレーラ軌跡との差は無制御に比べ大きく減少しているものの、旋回開始時にトレーラ軌跡が外側へ膨らみ、直進復帰時に内側に踏み込む現象を示している。旋回開始時点の踏み出しは、10cm以上であった。また、トレーラ軌跡の収束も漸近的であった。一方、アクティブ追従制御法Iでは、トラクタ軌跡とトレーラ軌跡との差は小さく、最大でも5cm程度であった。

また、軌跡の収束も急速であった。このことは、各部の角度の計測記録でも明らかに認められた。さらに、走行速度約1m/sでの実験でも同様の結果が得られた。

また、90° 旋回において、90° 座標軸の原点より進入側 2 m をカーブ前、反対側をカーブ後、その間をカーブ中として、それぞれの段階における走行軌跡のずれ量を測定した結果を表 4-1 に示した。

表 4-1 制御方式と軌跡のずれ量の比較

制御方式	走行速度 (m/s)	軌跡のずれ量 (cm)		
		カーブ前	カーブ中	カーブ後
無制御	0.19	+21	+33	+15
	0.38	+18	+30	+12
	1.14	+21	+30	+12
リンク方式	0.19	-9	0	+6
	0.38	-12	0	+3
	1.14	-12	0	+3
アクティブ追従制御 法I	0.19	-3	0	-6
	0.38	-3	0	-6
	1.14	-3	0	-6

注) 旋回内側へのずれを+, 外側へのずれを-とした。

無制御の場合、カーブ前では20cm前後、カーブ中では走行速度にかかわらず30cm前後、カーブ後では12~15cmのずれが生じていたのに対し、リンク方式やアクティブ追従制御法Iで制御した場合には、カーブ中でのずれはほとんど生じていない。また、カーブ前と後を比較すると、カーブ前ではリンク方式が10cm前後であったのに対し、アクティブ追従制御法Iでは数cm以下のずれに止まるなど、アクティブ追従制御法Iによる軌跡のずれは、無制御、リンク方式に比較して小さくなることがわかった。

これらの結果から、オフセット式作業機においても、アクティブ制御方式の採用により、トレーラの追従性は大きく向上することが確認できた。

#### 4. 3. 4 オフセット式実験用トレーラによる蛇行走行実験

特性を把握するための実験の一環として、コンクリート路面に振幅4m、波長8mの正弦波状の走路を設定し、この走路にトラクタを沿わせて走行し、各制御方法によるトラクタとトレーラの設定点の走行軌跡の違いを比較

した。設定走行速度は、0.19m/s、0.38m/s、1.14m/sとした。

図4-12は、蛇行走行実験の状況、また、図4-13は蛇行走行実験で速度を0.38m/sに設定して走行した結果を示したものである。

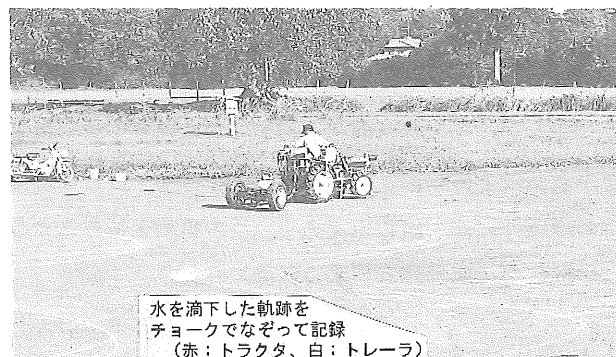


図 4-12 実験用トレーラによる蛇行走行実験

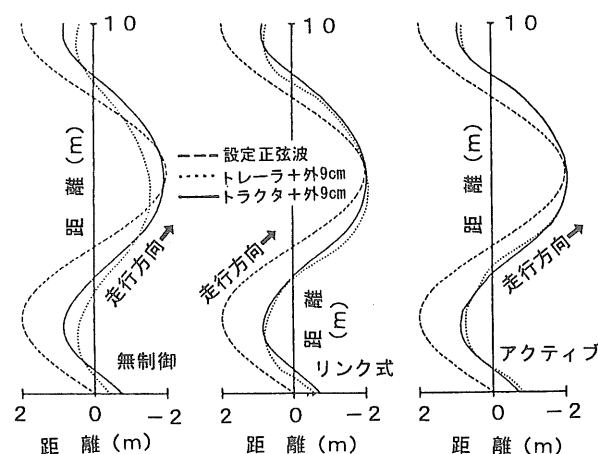


図 4-13 蛇行走行軌跡の比較 (走行速度:0.38m/s)

無制御の場合、90° 旋回と同様に、右旋回、左旋回ともに内側に大きくずれ、リンク方式におけるずれは、無制御に比較して格段に改善されている。アクティブ追従制御法Iでは、右旋回（作業機がオフセットした側に旋回）時にはトレーラの軌跡が内側に入り込んだものの、左旋回（作業機のオフセット側とは反対の方向）での軌跡はよく一致した。この左・右旋回での軌跡の違いは、オフセット角度の存在が原因となって生じたものであるが、この実験の範囲内では、実作業に支障が生じるほどの差ではないと判断された。なお、走行速度を変えた場合にも同様の傾向が観察された。

## 4. 4 摘要

オフセット式けん引作業機のトラクタへの追従制御方法について検討した。さらに、実験機を試作し、この実験機を用いて定常円旋回、ステップ応答実験、90° 旋回実験、蛇行走行実験等を行い、開発したアクティブ追従制御方法を採用した場合の追従性を他の制御方法等と比較して検討した。その結果は以下のとおりである。

- 1) オフセット式作業機において、トラクタ上の一点とトレーラ上の一点とで定常円旋回半径を一致させるための条件式を、設定点がトレーラの車軸上にあるとし、線形化等により次式のように導いた。

$$2(R_r l_i + l_b l_h \sin \lambda_b + R_r l_b \cos \lambda_b) \times \sin(\eta + \phi) - 2(l_h l_i + l_b l_h \cos \lambda_b - R_r l_b \sin \lambda_b) \cos(\eta + \phi) = -l_a^2 + l_b^2 + l_h^2 + l_i^2 + 2l_b l_i \cos \lambda_b + 2R_r l_a \sin \lambda_b$$

$$\phi_i = \frac{-l_a^2 + l_b^2 + l_h^2 + l_i^2 + l_b l_i \beta}{2(l l_i \beta + l_b l_h \delta - l_h l_i \alpha \delta)} \delta$$

- 2) オフセット式のけん引式作業機の場合のリンクによる制御のための条件式として次式を導いた。

$$\theta_i = \frac{l_a^2 - l_b^2 - l_h^2 - (1 - 2\beta^2) l_i^2 - 2l_b l_i \beta - 2l_h(l_b - l_h \alpha) \phi}{l_a^2 - l_b^2 - l_h^2 - l_i^2 - l_b l_i \beta - 2l_h l_i - 2l_h(l_b - l_h \alpha) \phi} \phi$$

- 3) オフセット式のけん引式作業機でのアクティブ追従制御法 I の制御条件式として次式を導いた。

$$\theta_i = (\alpha_g - C_2) \phi / C_2 - (\alpha_g C_1 + C_3) \delta / C_2$$

ここで、 $C_1 = -(l_h + \beta l_i)^2 / 2\beta l l_i$   
 $C_2 = V / (\beta l_i)$   
 $C_3 = V(l_h + \beta l_i) / \beta l l_i$

である。

- 4) 実験用トレーラを用いた定常円旋回実験、ステップ応答実験、90° 旋回実験等の結果、オフセット角度が15° 以下と小さい範囲では、オフセット式けん引車両の挙動は、インライン式のけん引式作業機で求めた理

論を拡張することで近似できることがわかった。また、アクティブ追従制御法 I の導入により、オフセット式のけん引式作業機の追従性が向上することが実験的に確認できた。

## 5 アクティブ追従制御法 I の実機への適用と効果

(40) (41)

## 5. 1 供試機の概要

前章まで、基礎理論ならびに実験用トレーラによる各種実験を通して、アクティブ追従制御法 I の方法が作業機の追従性向上に有効であることを明らかにしたが、ここでは、それをさらに一歩進めて、市販機にアクティブ追従制御法 I を応用し、実機レベルでの効果や問題点等を探ることとした。

供試した作業機は、拾い上げ幅 100cm、ベール直径90cmの市販定径式中型ロールベアラで、車輪を操向操作できるよう改造した。制御装置としてパーソナルコンピュータ (EPSON PC286LF) をトラクタに搭載して供試した。トラクタ車輪の実舵角とベアラ車輪のかじ取り角及びけん引角度はポテンショメータで検出し、ADコンバータを介してコンピュータに取り込んだ。トラクタ前輪の実舵角検出用ポテンショメータは、トラクタ前輪キングピンの軸心とポテンショメータ軸心が一致するよう配慮して取り付け、ポテンショメータ軸とトラクタキングピン軸心とを弾力性に富んだチューブで連結した。用いたポテンショメータは、いずれも回転型 (抵抗値5kΩ) である。ポテンショメータの電圧は、トラクタバッテリーを電源として実験用トレーラの場合と同様に三端子レギュレータをベースに自作した定電圧電源装置を介して供給した。

また、ベアラ車輪の操向は、内径30mmロッド径20mmの片ロッド型の油圧シリンダを左右車輪のナックルアームにそれぞれ1本ずつ取り付け、連動して作動するようにして行ったが、このベアラにおける車輪のかじ取り角は、車輪が車体と干渉するのを避けるため±20° に制限した。

ベアラ車輪のかじ取り操作は、油圧ユニットをベアラに組み込んで油圧源とし (トラクタ PTO 駆動)、リレーボードを介して油圧ユニットに組み込まれた電磁油圧方向制御弁 (DC12V 駆動、ソレノイド電流10A、定格流量15 l/min) を ON-OFF 制御し、シリンダを伸縮することにより行った。なお、油圧ユニットの流量は常温で

2.6 l/min(トラクタPTO軸回転数540rpmの時)で、この流量はベアラ車輪のかじ取り角速度 $21.3^\circ / s$ に相当する。供試トラクタは出力22.1kWで、軸距( $l$ ) 1.79m、けん引棒長さ( $l_h$ ) 0.96mのものを使用した。

供試トラクタにベアラを装着した全体図を図5-1に示した。また、図5-2は制御用コンピュータの搭載状況、図5-3はトラクタ前輪の実舵角を検出するために取り付けられたポテンショメータの取付状況、図5-4はベアラ車輪操舵用油圧シリンダの取付状況を示したものである。

また、制御における設定点は、トラクタ側では後車軸中心( $l_a = 0$ )に、作業機側ではロールベアラの拾い上げ部前端的中心においた。なお、ヒッチ点からトレーラ車軸中心までの距離( $l_c$ )は1.76m、ヒッチ点からベアラの拾い上げ部中心までの距離( $l_b$ )は0.995mである(図5-5)。

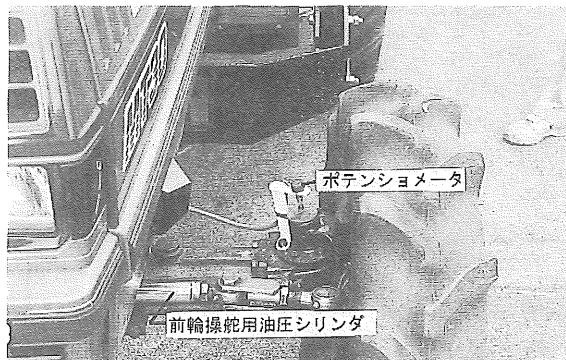


図5-3 トラクタ前輪実舵角測定用ポテンショメータの取り付け状況



図5-4 ベアラ車輪かじ取り角測定用ポテンショメータ等取り付け状況



図5-1 供試ベアラとトラクタ

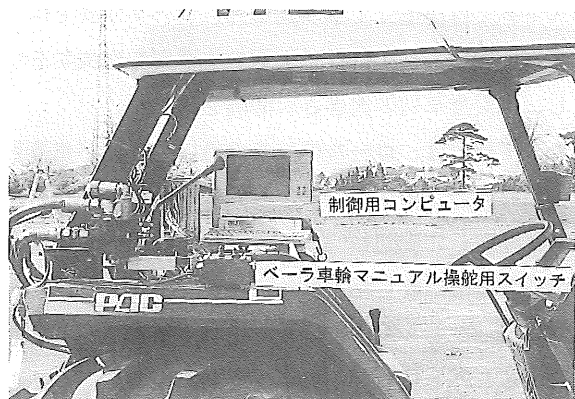


図5-2 制御用コンピュータ(エプソンPC286LF)の搭載状況

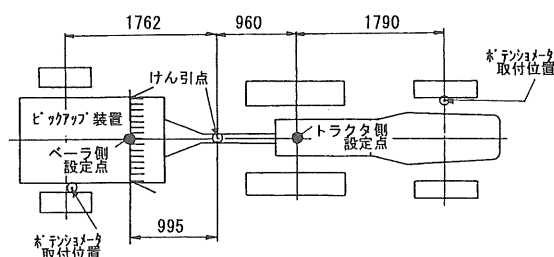


図5-5 各部の位置関係

装着したポテンシオメータについて、得られた出力電圧と角度の大きさの関係を図5-6に示す。

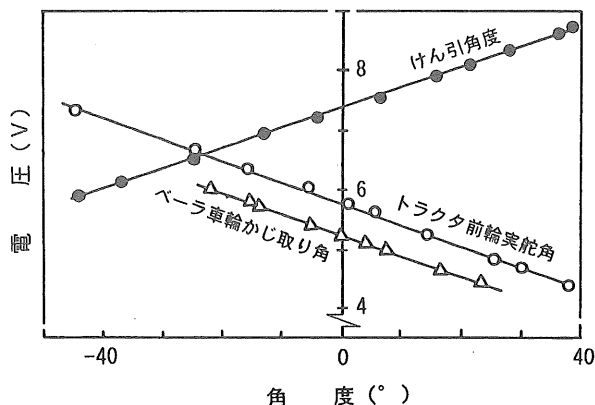


図5-6 ポテンシオメータ出力線図

## 5. 2 実験方法

### 5. 2. 1 90° 旋回実験

ロールベアラを空荷の状態（梱包室内にベアラがない状態）とし、無制御の場合、リンク方式を模して制御した場合、アクティブ追従制御法Iによって制御した場合について平坦なコンクリート路面で90° 旋回を行い、それぞれの軌跡を比較した。

アクティブ追従制御法Iについては、実作業時の荷重条件を想定して、拾い上げ梱包した高水分ロールベアラ（質量約140kg）を成形室内に残した状態で、作業速度を変えたときの90° 旋回実験も実施した。

軌跡の記録には、トラクタ側は後車軸中心に水を滴下し、ベアラ側は、設定点に肩掛け式液剤散布装置のノズルを設置して水を路面に噴射した。図5-7に、ベアラ設定点における水の散布状況を示す。なお、旋回実験でピックアップ装置が駆動されると、軌跡記録用の噴霧装置の取り付け上不都合が生じることから、拾い上げ部・成形機構等を駆動するチェーンを取り外してトラクタPTO軸からの動力が伝達されないようにし、油圧ユニットのみの駆動となるようにした。

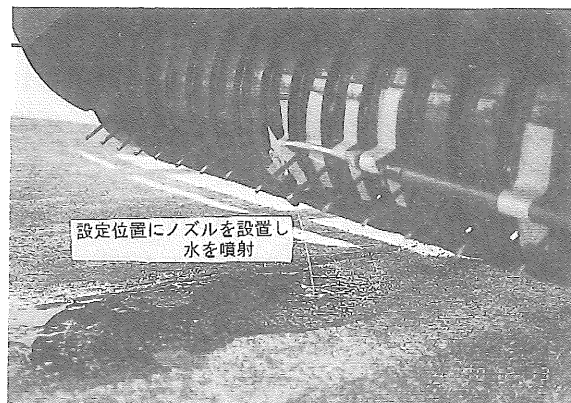


図5-7 ベアラ設定点（ピックアップ部中央）の軌跡記録方法

### 5. 2. 2 模擬集草列による往復作業実験

実作業（隣接する集草列への進入作業）を想定して、平坦なコンクリート路面上に幅80cm、長さ8mの長方形を間隔3mで8個描き、これを集草列とみなして往復走行を行い、作業に必要な枕地長さ、旋回の結果生じる集草列入口でのずれ量、拾い残り面積を調査した。

なお、一連の集草・拾い上げの作業は供試ベアラに適應できるサイズのトラクタにより行うものとし、ベアラの適應トラクタ15~33kW（カタログ値）に見合うテッド・レーキの作業幅は、ベルト式で1.5~1.8m、ロータリ式で3m前後であるので（ただしいずれもカタログ値）、ベルト式では往復で1本の集草列、ロータリ式では2軸式の作業機により1行程で1本の集草列を作成するものとし、模擬集草列の大きさ、間隔を決めた。

この実験では、ロールベアラの拾い上げ部が集草列を抜けた時点で、オペレータが最大実舵角（42.5°）まで急速に操舵して旋回し、トラクタ前車軸の中心が集草列の中心とほぼ一致したと思われるときに直進走行に向けて急速にハンドル操作を行って、隣接する模擬集草列に進入することとした。ただし、無制御の場合、トラクタからベアラへの動力伝達軸と周囲構造物との干渉を避けるため、実舵角は37.5°程度に制限した。図5-8に模擬集草列の概要を示した。

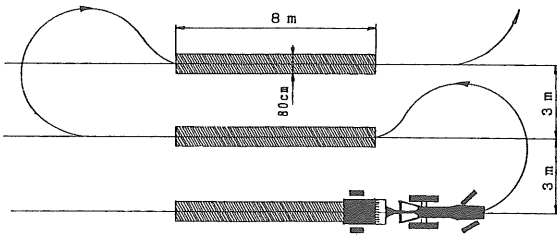


図5-8 模擬集草列の概要と走行方法

5.2.3 牧草収穫作業実験

前項までのアクティブ追従制御法Iを採用したロールベアラにより、生研機構内の面積30aの平坦な採草地で牧草拾い上げ梱包作業を行い、作業状態の観察及び運転操作感覚などを中心にして、実用上の問題点を調査した。供試した牧草は、秋まき年内刈り（12月刈取り）のイタリアンライグラスで、作業状態を図5-9に示した。

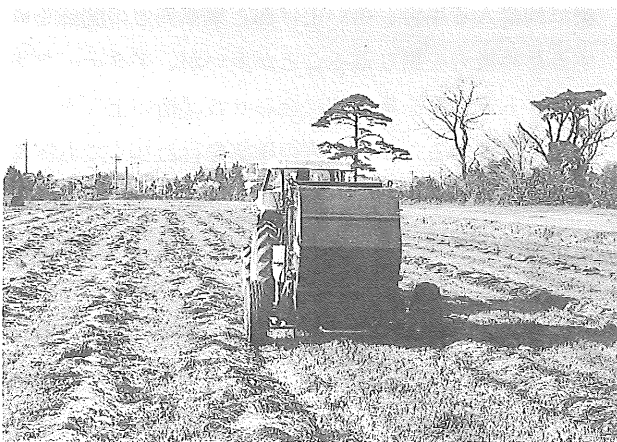


図5-9 牧草収穫作業実験

5.3 実験結果と考察

5.3.1 90° 旋回実験

軌跡の測定結果を図5-10に示した。走行速度は1.65m/sである。無制御では、旋回後期に内側にロールベアラが大きく踏み込み、三つの方式の中で最も大きいずれを生じた。旋回の初期には、各部寸法（ $l$ 、 $l_n$ 、 $l_i$ 、 $l_o$ ）の関係上、ロールベアラが外側に踏み出している。軌跡のずれは、リンク方式、アクティブ追従制御法Iの順に小さくなった。リンク方式では、無制御の場合と同

様に旋回初期には外側へ、旋回後期には内側にずれ、その幅は最大で20cm程度であった。アクティブ追従制御法Iでは、両者の軌跡はほとんど一致し、インライン式実験機による90°旋回で見られた旋回初期の内側への踏み込みも、実作業には全く支障を生じない範囲であると思われた。なお、この時の $\phi$ の不感帯幅は、 $\pm 1^\circ$ とした。図5-10をもとに軌跡がずれた部分の面積（以下「ずれ面積」とする）を算出すると、アクティブ追従制御法Iでは $0.09\text{m}^2$ 、リンク方式では $0.72\text{m}^2$ 、無制御では $1.46\text{m}^2$ であった。

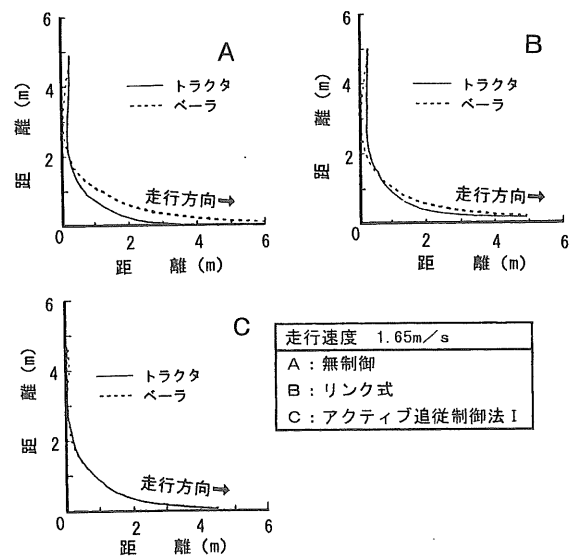


図5-10 ロールベアラによる90度旋回軌跡

ベアラ内にロールベアラを積載した状態での旋回実験は、走行速度を3段階（1.29m/s、1.65m/s、2.22m/s）に変えて実施して軌跡を測定した。そして、軌跡のずれた部分の面積を求めてずれ面積とし、ベアラ内にロールベアラがない場合と比較した。

ずれ面積の算出結果を表5-1に示す。この実験の範囲では、ベアラの積載の有無によるずれ面積の大きな変化は見られず、実際の作業でも、アクティブ追従制御法Iの採用により、高い追従性が得られることが期待できた。なお、ずれの幅も、本実験で用いた水の滴下による軌跡測定方法では、ベアラ積載の有無による顕著な差はなかった。また、作業速度が速くなるにつれてずれが小さくなるような現象が観察された。これは、 $\theta_i$ の算出に当たっては、(1-27)式において速度を一定値として

与えていることによる。しかしながら、この実験での速度範囲では、実作業に問題が出るほどの影響は生じないものと判断した。

表5-1 アクティブ追従制御法Iにおけるロールベール積載の有無による軌跡のずれ面積の変化

項 目			走行速度 (m/s)		
			1.29	1.65	2.22
ずれ面積 (m <sup>2</sup> )	ベール積載	旋回内側	0.181	0.188	0.073
		旋回外側	0.057	0.014	0.014
		計	0.238	0.202	0.087
	ベール無積載	旋回内側	0.138	0.048	0.104
		旋回外側	0.063	0.043	—
		計	0.201	0.091	0.104

5.3.2 模擬集草列による往復作業実験

実験の状況を図5-11、実験結果を表5-2に示した。

これまでの実験と同様に、無制御の場合における集草列入口でのずれ幅が最も大きく32~52cm(平均40cm)、旋回に必要な枕地も多く必要とした。また、拾い残し面積は、トラクタのかじ取り操作を人力で行っているためばらつきはあったが、リンク方式、アクティブ追従制御法Iではほとんど発生しなかったのに対し、無制御時では0.06~0.76m<sup>2</sup>(平均0.24m<sup>2</sup>)と推定された。なお、ここでは、ベールのピックアップ幅が1mで、集草列の幅より20cm大きいことから、集草列入口で集草列の中心線とベールピックアップ中心の軌跡が±10cmずれても拾い残しにはつながらないとの前提をおいた。

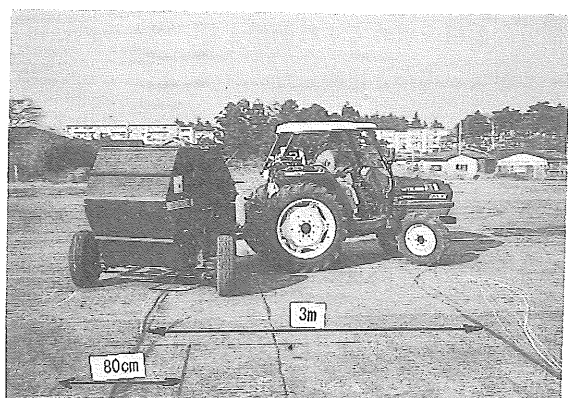


図5-11 模擬集草列での往復作業実験

表5-2 模擬集草列による軌跡のずれの比較\*\*

	無 制 御	リンク方式	アクティブ追従制御法I
旋回に必要な枕地長さ (m) *	4.39	3.86	3.86
集草列入口でのずれ幅 (cm)	32~52 平均 40	0~6 平均 4	0~4 平均 0.5
推定拾い残し面積 (m <sup>2</sup> )	0.06~0.76 平均 0.24	ほとんどなし	ほとんどなし

注) \*: 実測した平均値で示す。 \*\*: 走行速度1.29m/s

5.3.3 牧草収穫作業実験

牧草収穫実験では、ピックアップ装置を駆動する必要があり、軌跡確認のための水滴下装置が装着できないことから、作業状態の観察に重点を置いた。その結果、蛇行した刈倒し列の拾い上げ作業を行っても良好な追従状態を示し、さらに、小さい半径での旋回ができるため、旋回に必要な枕地が少なくすむことが確認できた。また、通常の無制御の状態での作業では、枕地旋回をして集草列に入る場合、拾い上げ部と集草列との関係を確認するため後方を振り返ることが多いが、アクティブ方式では、トラクタを集草列に合わせれば拾い上げ部はその位置に追従するため、後方の確認を行わなくても円滑な作業が可能であった。

実用上の問題点としては、制御を行いながら後退すると作業機車輪がかじ取りされるために一般のけん引式作業機と同じ感覚で後退できず、操作が困難になる点がある。これに対応するには、アクティブ追従制御をOFFにする機能を付加するなどして、後進時には無制御の状態に切り替わる装置が必要であると思われる。

また、本アクティブ追従制御法Iでは、新たにトラクタ前輪の実舵角を検出する装置が必要である。トラクタにその機能が盛り込まれていれば問題はないが、現時点では、トラクタの前輪ないし操舵系に何らかの改造等を必要とする。このような改造はトラクタの価格上昇につながる可能性が大きく、実用化のためには作業機側からの対応で制御を行えるようにすることが望ましい。

5.4 摘要

アクティブ追従制御法Iによる追従性向上の効果を確認するため、ベール直径90cmの市販中型ロールベールの



車輪をかじ取り操作、制御できるよう改造し、90° 旋回実験、圃場作業実験等を実施した。

- 1) コンクリート路面上における90° 旋回実験では、実験用トレーラの場合と同様、アクティブ追従制御法 I の採用により、供試ロールベアラの追従性が向上した。
- 2) 供試ベアラにロールベアラを積載して90° 旋回実験を実施したが、無積載の場合に比較して、軌跡のずれ等に大きな変化は見られなかった。
- 3) コンクリート路面上に設置した模擬集草列による実験では、無制御の場合、集草列入口でのずれ幅が32～52cmであったのに対し、リンク方式、アクティブ追従制御法 I では、拾い残しにつながると思われる軌跡のずれは生じなかった。また、リンク方式、アクティブ追従制御法 I での旋回枕地長さは短くてすむことが実験的に確認できた。
- 4) アクティブ追従制御法 I を採用したロールベアラでの牧草収穫実験の結果、追従性、旋回性が改善された。
- 5) アクティブ追従制御 I の残された問題点としては、後退時の操作性低下への対応や、トラクタ前輪の実舵角を検出するための方策が必要なこと等があげられる。

## 6. アクティブ追従制御法 II の開発<sup>4) 2) 4) 3)</sup>

### 6. 1 開発の目的と研究方法

#### 6. 1. 1 開発の目的

第5章までに、けん引角度とトラクタ前輪の実舵角をもとに、けん引式作業機の車輪をアクティブにかじ取り制御するアクティブ追従制御法 I を採用することによって、けん引式作業機の追従性や旋回性を大幅に改善できることを実証した。しかしながら、この方式の場合、作業機だけでなくトラクタにも実舵角の測定装置を取り付ける必要があること、制御中の後退操作が困難であること等が問題点として残された。特にトラクタ前輪の実舵角測定装置の取付けは、実用化に際しての解決すべき課題の一つにあげられる。

そこで、ここではアクティブ追従制御法 I の問題点を

解決し、追従型けん引式作業機の実用化の実現に向けて、トラクタ前輪の実舵角の検出を必要としない方法を開発することを目的とした。

#### 6. 1. 2 研究の方法

アクティブ追従制御法 I では、けん引式作業機の車輪をアクティブに追従制御するために、けん引角度に加えてトラクタ前輪の実舵角を利用した。これによって良好な追従性を確保できるに至ったが、一方では、実舵角を検出するための何らかの手段をトラクタに加える必要があるという課題を生むことにもなった。そこで、この課題を解決するため、これに変わる要素を導入することによって制御を行うこととした。まず、トラクタ前輪の実舵角を推定する方法について、基礎的検討を行った。その結果、簡便な装置での制御が可能と思われるけん引角速度から推定する方法が、農業機械を対象にする上では有効ではないかと考えるに至り、この方法を前章で使用したかじ取り制御が可能ないように改造した市販ロールベアラに適用してステップ応答実験、90° 旋回実験、蛇行操向実験、傾斜地での牧草収穫作業を行い実用上の問題点を調査した。

ここで開発したけん引角速度を利用する方法を、アクティブ追従制御法 II と呼ぶことにする。

### 6. 2 アクティブ追従制御法 II の基礎的検討

#### 6. 2. 1 トラクタ前輪の実舵角の推定

前章の(1-18)式で示したように、けん引角度の変化は次式で表せる。

$$\dot{\phi} = V \{ -l \phi - (l_h + l_t) \delta - l \theta \} / l l_t$$

ここで、V：トラクタ走行速度(m/s)

l：トラクタ軸距(m)

l<sub>h</sub>：トラクタ後車軸からけん引点までの距離  
(m)

l<sub>t</sub>：けん引点からトレーラ車軸までの距離  
(m)

である。

これはk<sub>2</sub> = V/l<sub>t</sub>、k<sub>3</sub> = V(l<sub>h</sub> + l<sub>t</sub>)/l l<sub>t</sub>とおく

と、次式のように表すことができる。

$$\dot{\phi} = -k_2 \phi - k_2 \theta - k_3 \delta \quad (1-18)'$$

この式に基づき、トラクタ車輪の実舵角  $\delta$  を推定する。ここでは次の二つの方法を検討した。

#### 1) オブザーバを構成して推定する方法

(1-18)' 式に新たに中間変数  $\omega$  を導入して次式に変形する。ここで、オブザーバとは「もとのシステムの出力と入力の情報を用いて状態の推定値を求めるための装置」<sup>44)</sup> を指す。

$$\begin{aligned} \dot{\phi} &= -k_2 \phi - k_2 (\theta + k_3 \delta / k_2) \\ &= -k_2 \phi - k_2 \omega \end{aligned} \quad (2-1)$$

オブザーバを構成して推定するには、 $\delta$  の挙動をモデル化する必要があるが、ここでは単純化のため、トラクタ車輪の実舵角速度  $\dot{\delta}$  は 0 とする。よって、 $\dot{\omega} = \dot{\theta}$  であるので、 $\dot{\theta} = u$  とおいて  $u$  を新たな入力変数とすると、次の状態方程式が導ける。なお、 $\dot{\quad}$  は、それぞれの時間微分を示す。

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \phi \\ \omega \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -k_2 & -k_2 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \phi \\ \omega \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} u \quad (2-2)$$

これを、入力はサンプリング周期毎に行われる、即ち入力が階段状に変化すると考え、離散値系の方程式に変換すると

$$\mathbf{X}(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}u(k) \quad (2-3)$$

$$y(k+1) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) \quad (2-4)$$

となる。ここで、 $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$  は係数行列、 $\mathbf{C}$  は出力行列係数を示し

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} P & -1+P \\ 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} -\tau + (1-P)/k_2 \\ \tau \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$P = \exp(-K_2 \tau), \quad \mathbf{x}^T = [\phi(k) \quad \omega(k)]$$

である。また、 $y(k)$  は  $k$  番目の入力に対する出力、 $\tau$  はサンプリング時間である。ここで、オブザーバを構成する方程式を次のようにおく。

$$\tilde{\mathbf{x}}(k+1) = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B}u(k) + \mathbf{M}(y(k) - \tilde{\mathbf{y}}(k)) \quad (2-5)$$

(2-5) 式は、次式のように変形できる。

$$\tilde{\mathbf{x}}(k+1) = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B}u(k) + \mathbf{M}(y(k) - \mathbf{C}\tilde{\mathbf{y}}(k)) \quad (2-5)'$$

なお、 $\tilde{\mathbf{x}}$ 、 $\tilde{\mathbf{y}}$  は、 $\mathbf{x}$ 、 $\mathbf{y}$  の推定値である。また、真値  $\mathbf{x}$  と推定値の差で表される推定誤差を 0 に収束させるためには、(2-5)' 式から得られる  $(\mathbf{A} - \mathbf{M}\mathbf{C})$  が安定行列である必要があり、 $\mathbf{M}^T = [m_1 \quad m_2]$  は  $(\mathbf{A} - \mathbf{M}\mathbf{C})$  が安定行列となるように選んだパラメータで、 $\mathbf{M}^T$  は転置行列を示す。以上より、 $\omega$  が推定できる。ここで、(2-1) 式を導く際、 $\omega = \theta + k_3 \delta / k_2$  とおいた。 $\theta$  は作業機車輪のかじ取り角で、その値は測定されている。従って、トラクタ前輪の実舵角  $\delta$  は、次式によって  $\omega$  の推定値 ( $\tilde{\omega}$ ) と作業機車輪のかじ取り角から求めることができる。

$$\delta = \frac{k_2}{k_3} (\tilde{\omega} - \theta)$$

#### 2) 逆算により求める方法

(1-18)' は、下式のように変形できる。

$$\delta = -(\dot{\phi} + k_2 \phi + k_2 \theta) / k_3$$

ここで、 $\phi$  と  $\theta$  は既知で、 $\dot{\phi}$  は  $\phi$  の時間的変化で算出可能であるので、軌跡は一致するのに必要な旋回のためのトラクタ前輪の実舵角 ( $\delta$ ) は  $\phi$  と  $\theta$  の角度から逆算して求めることができる。そこでこの実舵角を  $\tilde{\delta}$  とおくと、次式を導くことができる。

$$\tilde{\delta} = -(\dot{\phi} + k_2 \phi + k_2 \theta) / k_3 \quad (2-6)$$

なお、ここで  $k_2$  と  $k_3$  の定義に用いる走行速度  $V$  は、実際の走行速度である。また、けん引角速度  $\dot{\phi}$  は、一定時間  $\tau_n$  間での  $\phi$  のサンプリング値の差  $\Delta \phi$  から、 $\Delta \phi / \tau_n$  として求める。

前章のインライン式作業機を供試した実験で得られたけん引角度の変化から、トラクタ前輪の実舵角を推定してみた。なお、走行速度 0.25m/s でのオブザーバでの重

み行列 $M^T$ は  $[0.3, -1.8]^T$ とした。結果を図6-1、2に示した。図6-1は、トラクタ前輪の実舵角を $27^\circ$ に設定して実施したステップ応答実験で測定した角度を入力してトラクタ前輪の実舵角を推定したもので、これを見ると、オブザーバによる実舵角の推定値は実測値に近く、その変化も比較的滑らかなのに対し、(2-6)式を用いて逆算した推定値は大きく振れている。これは、サンプリング周期（ここでは20ms）毎のけん引角度の微妙な変化からけん引角速度を計算しているためにこのような結果となったものと判断される。そこで、図6-1について、10点の移動平均により求めた値を使用したところ、(2-6)式を使用した逆算による方法でも滑らかな推定が行えた。

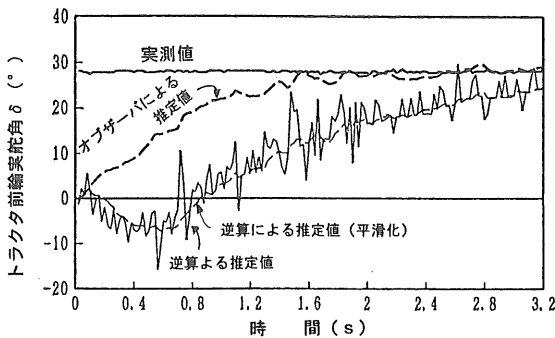


図6-1 トラクタ前輪実舵角の推定結果

図6-2は、走行速度0.25m/sにおいて、トラクタ前輪を一定の実舵角までかじ取りした後保舵し、再びトラクタ車輪を直進方向に戻すことによって $90^\circ$ 旋回を実施した例について、サンプリング間隔( $\tau_n$ )を400msと長くして推定したものを測定値と比較して示したもので、(2-6)式を用いた逆算による方法でも比較的滑らかな推定値が得られている。

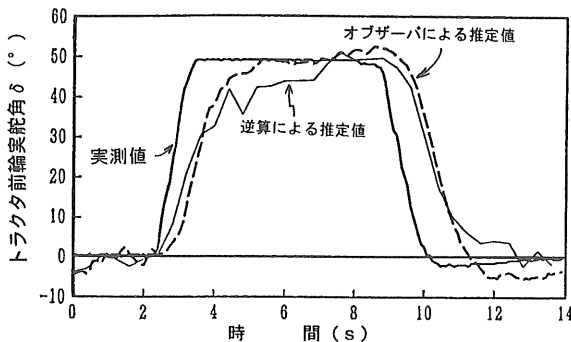


図6-2 サンプリング間隔を長くしたときのトラクタ前輪実舵角の推定結果（走行速度0.25m/s）

以上より、トラクタ車輪の実舵角の推定はオブザーバによる方法が適用できるが、サンプリング時間の選定など、けん引角速度の計算に注意すれば、角速度から推定する方法も可能であると考えられる。

アクティブ追従制御法を農業機械へ適用する場合、埃、振動等の使用環境を考えると、システムができるだけ簡単に構成できることが重要であると思われる。また、実機への応用では簡単なアナログ回路での制御を行う場合も想定できるため、アクティブ追従制御Iに変わる方法としては、けん引角速度を用いてトラクタ前輪実舵角を推定する方法を採用することが有効と判断した。

### 6.2.2 けん引式作業機のかじ取り制御のための基礎式の検討

けん引角速度( $\dot{\phi}$ )から(2-6)式を用いて $\delta$ を逆算して推定し、トレーラ車輪かじ取り角の目標値 $\theta_i$ の計算に用いる。(1-27)式に(2-6)式の関係式を代入する。ただし、(2-6)式での走行速度は、実際の走行速度 $V$ であるのに対し、(1-27)式での走行速度 $V'$ は、実際の走行速度とは関係なく固定した値である。この速度の値を固定することにより、フィードバックゲインが走行速度に関係なく走行距離に関して一定の値となる。そこで、(1-27)式での係数を $k_2'$ 、 $k_3'$ として(1-27)'とし、(2-6)式の係数と区別することによると

$$\theta_i = \frac{\alpha - k_2'}{k_2'} \phi - \frac{\alpha k_1' + k_3'}{k_2'} \delta \quad (1-27)'$$

さらに、トレーラ車輪かじ取り角の目標値 $\theta_i$ は

$$\begin{aligned} \theta_i &= \frac{\alpha - k_2'}{k_2'} \phi + \frac{\alpha k_1 + k_3}{k_2'} \left\{ \frac{1}{k_3} \dot{\phi} + \frac{k_2}{k_3} (\phi + \theta) \right\} \\ &= \alpha \frac{k_3 + k_1 k_2}{k_2' k_3} \dot{\phi} + \frac{\alpha k_1' + k_3'}{k_2' k_3} \phi + \left( 1 + \frac{\alpha k_1 k_2}{k_2' k_3} \right) \theta \end{aligned} \quad (2-7)$$

となる。

ここで、 $\alpha$ ：フィードバックゲイン

で、

$$k_1 = -[(l_b + l_n)^2 - l_a^2] / 2 l l_b$$

$$k_2 = V' / l_i$$

$$k_3 = V (l_n + l_i) / l l_i$$

である。

また、 $l_a$  : 後車軸からトラクタ設定点までの距離(m)

$l_b$  : けん引点からトレーラ設定点までの距離  
(m)

$V'$  : 走行速度 (一定値)

である。この式から、けん引角度、けん引角速度、そして現在のトレーラ車輪かじり角から目標かじり角が計算できる。

さらに簡略化を図るために、トレーラ車輪のかじり角が目標値に一致する  $\theta_i = \theta$  とおいて整理すると

$$\theta_i = \frac{l_a^2 - l_b^2 - l_h^2 + 2 l_b l_i}{-l_a^2 + l_b^2 + l_h^2 + 2 l_b l_h} \phi - \frac{l_i}{V} \left[ 1 - \frac{2 l_b (l_h + l_i) V}{\alpha l_i [(l_b + l_h)^2 - l_a^2]} \right] \dot{\phi} \quad (2-8)$$

となる。この式で、けん引角度とけん引角速度からトレーラ車輪のかじり角の目標値が求められる。

(1-27) 式による制御では走行速度を一定 ( $=V'$ ) として制御を進めたが、この式では、けん引角速度の推定に際し、走行速度  $V'$  の他に実際の走行速度  $V$  も用いることになる。よって、精度の高い追従制御を行うためには、トラクタ前輪の実舵角を計測するアクティブ追従制御法 I と異なり、走行速度を計測して代入するか、予め走行しようとする速度を与える必要がある。

### 6. 3 摘要

前章で述べたトラクタ前輪の実舵角とけん引角度を利用するアクティブ追従制御法 I の問題点を改善するために、けん引角度  $\phi$  とけん引角速度を利用してトレーラのかじり制御を行う制御方式(アクティブ追従制御法 II)を提案した。その結果を取りまとめると、以下のとおりである。

- 1) アクティブ追従制御法 II ではトラクタ前輪の実舵角の推定が必要になるが、このための方法として、オブザーバを構成して推定する方法と、けん引角速度から逆算して推定する方法の二つを検討した。
- 2) 農業機械での利用場面を考えると、制御装置の構成、

構造が簡易になると思われるけん引角速度からトラクタ前輪の実舵角を推定する方法がより好ましいと判断された。

- 3) アクティブ追従制御におけるトレーラ車輪かじり角の制御目標値  $\theta_i$  を次式のように導いた。

$$\theta_i = \frac{l_a^2 - l_b^2 - l_h^2 + 2 l_b l_i}{-l_a^2 + l_b^2 + l_h^2 + 2 l_b l_h} \phi - \frac{l_i}{V} \left[ 1 - \frac{2 l_b (l_h + l_i) V'}{\alpha l_i [(l_b + l_h)^2 - l_a^2]} \right] \dot{\phi}$$

## 7. アクティブ追従制御法 II の実機への適用と追従性能

<sup>42) 43)</sup>

### 7. 1 供試機の概要

実験に供試したペーラはアクティブ追従制御法 I の追従実験を実施した中型ロールペーラで、供試トラクタも同じものを用いた(図5-5参照)。また、ポテンシオメータ等の設定もアクティブ追従制御法 I の時と同一である。

この実験において、軌跡を一致させる点は、トラクタ側は後車軸中央に、ロールペーラ側は牧草拾い上げ部中央に設定した。このときの主要寸法は、 $l=1.79\text{m}$ 、 $l_h=0.96\text{m}$ 、 $l_i=1.76\text{m}$ 、 $l_a=0\text{m}$ 、 $l_b=0.995\text{m}$ である。

### 7. 2 実験方法

本実験に先だって、フィードバックゲインと一定走行速度値の調整を行うための予備実験を行い、一定走行速度  $V'$  を  $1.2\text{m/s}$ 、フィードバックゲイン  $\alpha$  を  $0.84$  (速度段 M-4、H-1の時) または  $0.75$  (速度段 H-2の時) とすることにした。また、(2-8) 式における走行速度  $V$  は、トラクタのエンジン定格回転数 ( $2,500\text{rpm}$ ) での走行速度を変速段ごとに与えることとした。この時の走行速度  $V$  は、速度段 M-4、H-1、H-2 でそれぞれ  $1.29\text{m/s}$ 、 $1.69\text{m/s}$ 、 $2.22\text{m/s}$  である。

なお、ステップ応答実験、 $90^\circ$  旋回実験、蛇行走行実験は、ペーラを空荷状態(ペーラ成形室内にペールを入れない状態)で行った。

### 7. 2. 1 ステップ応答実験

アクティブ追従制御法Ⅱの動特性を把握するためステップ応答実験を行い、リンク方式及びアクティブ追従制御法Ⅰとの比較を行った。

アクティブ追従制御法Ⅱでは、走行速度 $V$ をトラクタのエンジン回転数が定格時(2,500rpm)の値としたが、実作業では走行速度が変動することが考えられるので、エンジン回転数の加減によって走行速度を調節した。

実験は、平坦なコンクリート面においてトラクタとロールベアラをほぼ一直線上に置き、トラクタ前輪の実舵角を $30^\circ$ に保舵して発進し、定常円旋回を行った。走行速度段はⅡ-1(設定速度:1.69m/s)とした。

なお、アクティブ追従制御法Ⅰでのフィードバックゲインは1.18とした。また、実験では、けん引角度およびロールベアラ車輪かじり角の変化をサーマルアレイコーダ(グラフテック社 WR7700)で記録し、この記録から時定数および定常円旋回になるまでの整定時間を読みとった。

### 7. 2. 2 $90^\circ$ 旋回実験

アクティブ追従制御法Ⅰの場合に準じ、平坦なコンクリート面上で $90^\circ$ 旋回実験を実施した。追従性は、トラクタおよびロールベアラそれぞれの設定点位置から水を滴下し、コンクリート面に残された通過軌跡から検討した。実験は、トラクタエンジン回転数が定格で走行速度1.69m/sを標準としたが、多様な事態を想定し、変速位置を固定してエンジン回転数を2,000rpm、及び1,500rpmとして走行速度を変えた $90^\circ$ 旋回も試みた。

### 7. 2. 3 蛇行走行実験

ロールベアラによる牧草収穫作業では、梱包の密度や形状の均一なバールができるように、集草列をまたいでベアラを左右に振りながら拾い上げ作業を行う。 $90^\circ$ 旋回実験は、単発的な旋回であるため、実作業への適応性を検討するためには連続して旋回を行う場合の追従性を明らかにする必要がある。そこでコンクリート路面において蛇行走行実験を実施し、追従性を検討した。

蛇行走行路として、平坦なコンクリート路面に振幅2m波長12mの正弦波を2波長分描き、トラクタ前車軸中心が正弦波を追従するように配慮してオペレータがトラ

クタのハンドルを操作することとした。走行軌跡は、 $90^\circ$ 旋回実験と同じ方法で設定点に水を滴下して比較することとし、路面に描いた2波長分の軌跡のうち、正弦波の起点より $1/4$ から $5/4$ 波長の部分の軌跡を測定、記録した。なお、実験での走行速度は1.29m/s、1.69m/sとした。

### 7. 2. 4 実作業実験

アクティブ追従制御法Ⅰでは、平坦な採草地で実作業を行って追従性を確認した。そこで、アクティブ追従制御法Ⅱでは、これまでの実験結果から、平坦地では満足のいく実験結果が得られるものと仮定し、また、多様な圃場での使用も想定して、傾斜草地で作業を行った場合の追従性を調査することとした。供試草地は生研機構内の傾斜草地(平均傾斜: $8^\circ$ )で、弦が等高線方向になる半径約5mの半円状の集草列(図7-1)を作り、拾い上げ作業を行った。走行速度は1.29m/sで、PTO軸回転数は540rpmとした。

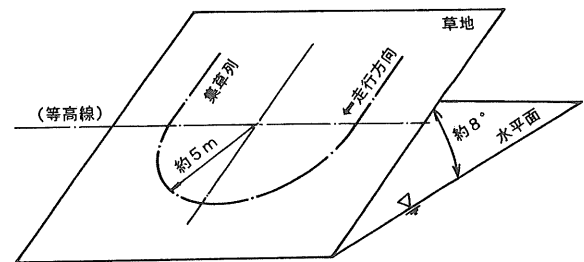


図7-1 集草列の作成状況

## 7. 3 実験結果と考察

### 7. 3. 1 ステップ応答実験

実験結果を表7-1に示した。時定数、整定時間からみて、アクティブ追従制御法Ⅱは、アクティブ追従制御法Ⅰとほぼ同様の応答特性を示し、リンク方式に比べ応答が優れていると判断された。なお、エンジン回転が低速になるに従い、アクティブ追従制御法Ⅱでの応答性は

低下する傾向を示したが、エンジン回転数1,500rpmにおいても、時定数、整定時間ともにリンク方式より小さく、アクティブ追従制御法Ⅱはアクティブ追従制御法Ⅰと同様に、早い収束を示すことが実証された。

表7-1 ステップ応答実験結果

機関回転数 (rpm)	リンク	アクティブ追従制御法Ⅰ	アクティブ追従制御法Ⅱ		
			2,500	2,000	1,500
時定数 (s)	1.4	0.8	0.9	0.9	1.2
整定時間 (s)	3.0	2.2	1.8	2.0	2.6

### 7.3.2 90° 旋回実験

90° 旋回実験でトラクタの変速レバー位置を固定し、エンジン回転数を2,500、2,000、1,500rpmの3段階に変えた場合の走行軌跡を図7-2に示した。

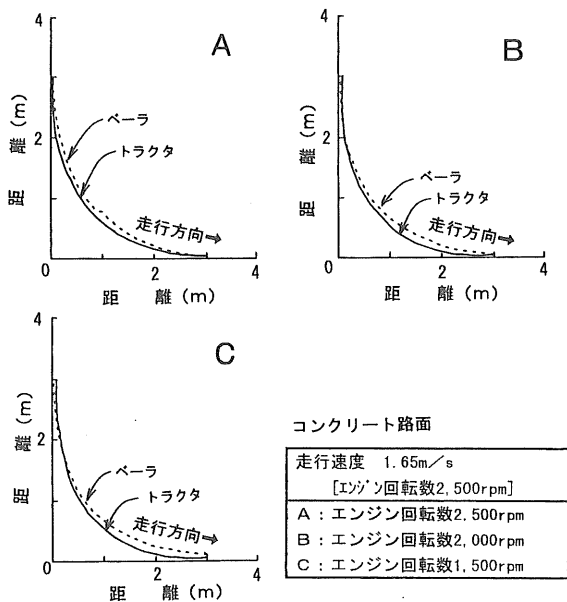


図7-2 エンジン回転数と90° 旋回軌跡

トレーラ側の軌跡は、旋回前半ではトラクタの軌跡よりわずかではあるが外側に踏みだし、後半で内側に踏み込んだ。この傾向は、リンク方式と類似している。また、この踏み込み等による軌跡のずれは、エンジン回転数2,500rpmでは最大5cm程度であったが、1,500rpmでは最大12cm程度になり、回転数の低下にともない軌跡のず

れが増加する傾向にあった。しかし、実験の範囲では軌跡のずれは全体的に小さく、エンジン回転数が定格回転数から毎分1,000回転も低下するような場面では、作業そのものを停止して回転の復帰を待つのが一般的であることから、実作業上は問題はないと判断した。

ここで、(2-8)式について見ると、第1項はけん引角度について、第2項はけん引角速度についてのフィードバックに相当する。即ち、第1項は、リンク方式における目標けん引角度の計算式(1-19)に一致しており、第1項のみを用いて制御を行った場合がリンク方式であるといえる。そして、この項には走行速度が含まれていないから、トラクタエンジン回転数の低下によるフィードバックゲインへの影響はない。

第2項は、けん引角速度に基づくアクティブ制御を示す項である。この項には走行速度が含まれていることから、この項の影響は走行速度の低下とともに減少し、第1項のみの制御であるリンク方式に挙動が近づくと考えられる。つまり、アクティブ追従制御法Ⅱを用いたとき、車両の挙動はアクティブ追従制御法Ⅰとリンク方式との中間的なものになると考えられる。

### 7.3.3 蛇行走行実験

二つの走行速度(1.29、1.69m/s)で行った実験の結果、追従軌跡の傾向は、どちらの速度でも同様の結果を示した。そこで、1.69m/sで走行した場合の各方式の測定軌跡を比較して図7-3に示した。

無制御では、最大52cmのずれが生じ、リンク方式では、位相が遅れる形で最大23cmのずれが生じた。アクティブ追従制御法Ⅰにおける追従性は良好で、ずれは最大で10cmとなった。アクティブ追従制御法Ⅱでの追従性はアクティブ制御法Ⅰの場合とほぼ同じ傾向にあり、ずれも最大7cmと小さく、良好な追従性を確認することができた。

蛇行走行路での走行速度は、オペレータが走行路に追従可能な範囲の1~2m/s程度とした。通常の収穫作業では、実験条件のような蛇行走行路ほど急激なハンドル操作を行う場面はほとんどないことから、さらに高速走行であっても良好な追従性が得られるものと思われる。

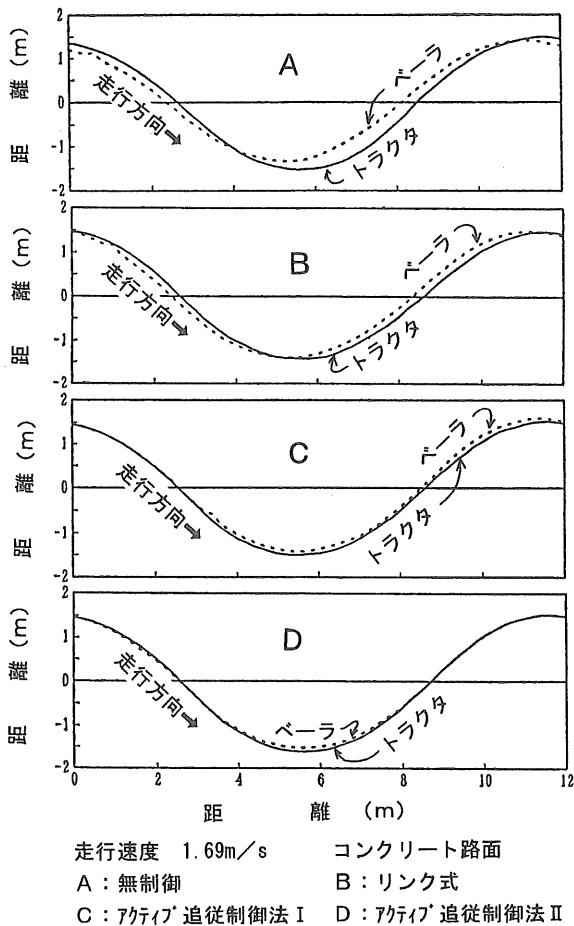


図 7-3 蛇行走行実験での走行軌跡の比較

### 7. 3. 4 実作業実験

アクティブ追従制御法Ⅱを採用して傾斜草地（平均傾斜約  $8^\circ$ ）で作業を行った結果、オペレータが集草列をまたぐ感覚で前を向いたままトラクタを操縦しても、高い追従性と作業精度を維持することができた。また、下り旋回作業での横滑りや不安定な挙動は観察されることもなく、良好な追従性を確認することができた。この結果、本アクティブ追従制御法Ⅱの制御方式は、実用に供しうるものと判断した。

### 7. 4 摘要

トラクタ前輪の実舵角とけん引角度を利用するアクティブ追従制御法Ⅰの方式の問題点を改善するために、けん引角度  $\phi$  とけん引角速度  $\dot{\phi}$  を利用してアクティブにトレーラをかじ取り制御する制御方式（アクティブ追従制御法Ⅱ）を提案した。

第 6 章までに導いたトラクタ前輪の実舵角  $\delta$  とけん引角度  $\phi$  との関係式、けん引角度  $\phi$  とトレーラ車輪かじ取り角  $\theta$  の関係式、非定常状態でのけん引角度の変化を表す運動方程式、加えてトレーラ車輪かじ取り角の制御目標値  $\theta_c$  と  $\delta$  および  $\phi$  との関係式から、 $\theta_c$  と  $\phi$  および  $\dot{\phi}$  との関係式（(2-8) 式）を求めた。

また、この関係式を用いた追従制御システムを市販のロールバーに適用してステップ応答実験、 $90^\circ$  旋回実験、蛇行走行実験を行った。さらに実際の牧草拾い上げ作業を行って実作業時の問題点を調査した。

以上の研究の結果は、次のとおりである。

- 1) ステップ応答実験の結果、本制御方法はアクティブ追従制御法Ⅰとほぼ同程度の応答特性を示すことがわかった。
- 2)  $90^\circ$  旋回実験では、けん引するトラクタのエンジン回転数が低下するに連れ、軌跡のずれが大きくなる傾向が見られたが、実作業上の問題はないと判断できた。
- 3) 蛇行走行実験及び平均傾斜約  $8^\circ$  の草地における実作業実験では、アクティブ追従制御法Ⅰと同様に良好な追従性を保つことができ、本制御方法は実用に供試得るものと判断された。

### 8 総括

近年のライフスタイルの変化に伴い、食料消費も量から質に変化しつつある。農業生産物について品目毎の需要見通しを見ると、米、野菜等の品目の消費が横這いで推移すると予測される中において、肉類、牛乳・乳製品の需要は、増加が見込まれている。将来的にも安価で高品質な畜産物の提供が一層必要になると予測されており、そのためには生産基盤をさらに充実させていく必要があるとされている。

しかしながら、一方では、高齢化、担い手不足、さらに畜産物の輸入自由化がこれに追い打ちをかけ、農家数は減少の一途にある。農家戸数の減少は畜産に限らず、農業全般の傾向でもあるが、この傾向に歯止めをかけ、農作業の省力化、軽労化や快適化を可能にし、3K（きつい、汚い、危険）から3C（快適、きれい、創造的）

農業へと展開していくための手段の一つとして、各種先端技術を活用した農業機械の開発研究が進められてきている。また、より使いやすい機械の開発も、強く求められているところである。

以上のような背景を受け、本研究は、飼料作物収穫機に多いセミトレーラ式のけん引式作業機に着目し、自動制御技術の導入によってトラクタへの追従性を高め、ひいては作業の高精度化やけん引式作業機の作業性の向上を通して飼料作物収穫作業の軽労化、快適化に貢献しようとしたもので、二つの追従制御方法を開発した。そして、実験用トレーラによる適応実験、開発した制御方法を市販機に導入しての実験等によりその性能を明らかにした。以下に、これらの研究の内容を総括して述べる。

### 1. 基礎理論の検討 (第3章)

インライン式のけん引式作業機の追従性能及び旋回性能の向上を目的として、定常旋回におけるトラクタと作業機(トレーラ)との位置関係を与える理論式を導き、これに基づいて設定点での定常旋回半径が一致するための条件をインライン式のけん引式作業機について求めた。さらに、非定常旋回時においても軌跡を一致させるための理論式を導き、けん引角度に加えてトラクタ前輪の実舵角を利用して、トレーラのかじ取り制御を行うアクティブ追従制御方式(アクティブ追従制御法I)を提案した。また、リンク方式及びアクティブ追従制御法Iについて、作業機車輪のかじ取り角の設定方法を提案した。

### 2. アクティブ追従制御法Iのオフセット式作業機への適用拡大 (第4章)

開発したアクティブ追従制御法Iのオフセット式牽引作業機への適用拡大を図り、オフセット式トレーラにおいて、トラクタ上の一点とトレーラ上の一点とで定常円旋回半径を一致させるための条件式を導いた。さらに、オフセット式けん引トレーラにおけるリンク方式制御のための条件式や、アクティブ追従制御法Iの制御条件式を導いた。

### 3. 実験用トレーラによる実証 (第3章、第4章)

トレーラ車輪のかじ取り制御が可能な実験用インライン式トレーラびオフセット式トレーラを試作し、定常旋

回性能実験、ステップ応答実験、90°旋回実験を行った。その結果、トレーラのトラクタへの追従性は、無制御及びリンク方式でかじ取り制御する場合に比べて、良好な追従性を示すことがわかった。ただし、アクティブ追従制御法Iでは、旋回開始時にトレーラが旋回内側に踏み込む傾向があった。

### 4. アクティブ追従制御法Iの市販機への適用と性能 (第5章)

アクティブ追従制御法Iによる追従性向上の効果を確認するため、ボール直径90cmの市販中型ロールベアラの車輪を操向操作、制御できるよう改造し、90°旋回実験、圃場作業実験等を実施した。

コンクリート路面上における90°旋回実験では、実験用トレーラによる実験と同様、アクティブ追従制御法Iの採用によりロールベアラのトラクタへの追従性が向上することがわかった。また、供試ベアラにロールベアラを積載して90°旋回実験を行ったが、無積載の場合に比較して、軌跡のずれ等に大きな変化は見られなかった。

さらに、隣接した集草列に移って作業を行う場面を想定し、コンクリート路面上に設置した模擬集草列による走行実験を行った。その結果、アクティブ追従制御では、拾い残しに繋がるとされる軌跡のずれはなく、旋回のための枕地長さも短くてすむことが実験的に確認できた。

実際の牧草収穫実験では、アクティブ追従制御法Iの採用により、作業機の追従性、旋回性が改善されることが明らかとなったが、制御しながらの後退操作が困難になること、トラクタ前輪の実舵角の検出を要するなどの問題点があり、実用化に際してはその対策が必要である。

### 5. 新たなアクティブ追従制御方法の開発 (第6章、第7章)

トラクタ前輪の実舵角とけん引角度を利用するアクティブ追従制御法Iの問題点を改善するために、新たなアクティブ追従制御方法を提案した。

トラクタ前輪の実舵角 $\delta$ をけん引角度 $\phi$ とトレーラかじ取り角 $\theta$ から推定し、これをもとに、アクティブ追従制御におけるトレーラ車輪かじ取り角の制御目標値 $\theta_c$ をけん引角度 $\phi$ とけん引角速度から求める式を導いた。さらに、この式を用いた新たなアクティブ追従制御方式



(アクティブ追従制御法Ⅱ)を市販のロールペーラに適用して動特性実験、90°旋回実験、蛇行走行実験を行うとともに、実際の牧草拾い上げ作業を行って、実作業上の問題点を調査した。その結果、アクティブ追従制御法Ⅱの動特性はアクティブ追従制御法Ⅰと同程度であった。また、トラクタのエンジン回転数が低下した場合、応答性は若干鈍くなったが、リンク方式に比べて優れた動特性を示した。さらに、アクティブ追従制御法Ⅱによる制御を適用したときの追従性能は、アクティブ追従制御法Ⅰの場合と同等であり、圃場での実作業においても問題は見られなかった。これらの結果より、アクティブ追従制御法Ⅱは実用に供しうるものと判断した。

## 謝 辞

本研究を実施するに当たっては、生物系特定産業技術研究推進機構芦澤利彰前理事には研究環境を整えていただき、桑名隆元研究第3部長、同諏澤健三元研究第3部

長(現研究交流推進本部長)には貴重なご助言、ご指導を頂戴しました。また、とりまとめを行うに当たっては、生物系特定産業技術研究推進機構菅原敏夫理事に格段のご配慮をいただくとともに、同石束宣明前畜産工学研究部長(現四国農業試験場総合研究部長)、同八木茂畜産工学研究部長には暖かい励ましと、激励を頂きました。衷心より御礼申し上げます。また、多くのご助言、ご協力をいただいた生物系特定産業技術研究推進機構の役職員の方々に心より御礼申し上げます。

本論文を取りまとめるに当たっては、鳥取大学農学部小松實前教授に親切なご指導を賜りました。深甚の謝意を表します。また、本論文をご校閲いただき、有益なご助言とご指摘を賜りました島根大学農学部中尾清治教授、藤浦建史教授、鳥取大学農学部岩崎正美教授、藤井禧雄教授に心より謝意を表します。

さらに、真々田鉄工所、株式会社タカキタには実験機の製作にご協力を賜りました。記して謝意を表します。

## 参考文献

- 1) 未来型農業機械開発研究戦略の策定に関する調査, 生物系特定産業技術研究推進機構, 1994
- 2) 原剛: 日本の農業, 192-197, 岩波書店, 1994
- 3) 行本修: 自律走行システムに関する研究(第1報), 生物系特定産業技術研究推進機構平成2年度研究報告会資料, 1-27, 1991
- 4) 倉田和彦・中野和弘・金子昌彦・安達仁: 農用自律走行車両の制御に関する研究(第1報), 農機誌55[2], 23-32, 1993
- 5) 金子昌彦・倉田和彦・中野和弘: 農用自律走行車両の制御に関する研究(第2報), 農機誌55[6], 69-76, 1993
- 6) 松尾陽介: 自律走行システムに関する研究(第2報), 生物系特定産業技術研究推進機構平成5年度研究報告会資料, 21-34, 1994
- 7) 山名伸樹・瀧川具弘・平田晃: 追従型インライン式牽引作業機, 昭和63年度総合農業の新技术, 134-138, 1989
- 8) 山名伸樹・瀧川具弘・平田晃: 追従型インライン式牽引作業機, 最新技術シリーズ国立編1989, 87-88, 農林水産技術会議, 1989
- 9) 山名伸樹・平田晃・瀧川具弘・亀井雅浩: 牽引式作業機の操向制御に関する研究, 平成4年度生物系特定産業技術研究推進機構研究報告会資料, 73-83, 1995
- 10) 山名伸樹・瀧川具弘・平田晃: 追従型けん引システムの開発研究, 農機誌58[5], 2, 1996
- 11) 農林水産大臣官房調査課: 農業白書附属統計表(平成6年度版), 32-33, 農林統計協会, 1995
- 12) 日本農業年鑑刊行会編: 日本農業年鑑1996年版, 家の光協会, 1996
- 13) 農林水産省: 農産物の需要と生産の長期見通し, 1995
- 14) 農林水産省: 酪農及び肉用牛生産の近代化を図るための基本方針, 1996
- 15) 農林水産省統計情報部: 畜産統計, 1994
- 16) 農林水産省畜産局畜産経営課編: 平成6年畜産経営の動向, 中央畜産会, 1994
- 17) (社)全国酪農協会: 全酪新報, 第1597号, 1996
- 18) 農林水産省畜産局自給飼料課: 飼料作物関係資料, 1996

- 19) 農林水産省統計情報部：平成5年産作物統計，1995
- 20) (社)日本農業機械化協会：'95/'96農業機械・施設便覧，1996
- 21) 古谷正・宮原佳彦・森芳明・平田晃・松尾陽介：乗用トラクターの運転視界に関する調査結果概要，7-8，生研機構・農業機械化研究所，1987
- 22) 瀧川具弘・山名伸樹・平田晃；追従型けん引システムの開発（第1報），農機誌54 [5]，57-65，1992
- 23) 山名伸樹・瀧川具弘・桑名隆；追従型牽引システムの開発（第1報），農業機械学会第47回年次大会講演要旨，14，1988
- 24) 瀧川具弘・山名伸樹・桑名隆；追従型牽引システムの開発（第2報），農業機械学会第48回年次大会講演要旨，15，1988
- 25) 山名伸樹・瀧川具弘・平田晃；追従型けん引システムの開発（第2報），農機誌55 [4]，23-31，1993
- 26) G. A. G. Frazekas, N. Y. Brooklyn: On the Kinematic Path of Semi-Trailers, Trans. of the ASME, Vol. 22, No. 9, 407-410, 1955
- 27) F. Jindra: Off-Tracking of Tractor-Trailer Combination, Automobile Engineer, Vol. 53, No. 3, 96-101, 1966
- 28) F. Vlk: Design Trends of Articulated Buses, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 4, No. 6, 646-658, 1983
- 29) F. Vlk: A Linear Study of the Transient and Steady Turnig Behavior of Articulated Buses, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 5, No. 1/2, 171-196, 1984
- 30) 辺見勇・中沢迪・茂木徳男・杉浦健一：連節バスの操安性，自動車技術，40[3]，376-385，1986
- 31) 景山一郎：連結車両（乗用車・トレーラ系）の安定化に関する研究，自動車技術，36[3]，291-297，1982
- 32) 景山一郎：連結車両の操縦性・安定性について，自動車技術，39[3]，234-239，1985
- 33) 荷役機械工学便覧，II-7，318，コロナ社，1970
- 34) 張樹槐・寺尾日出男・上野正博・藤田耕一：農用連結車両に関する研究（第3報），農機誌53 [2]，13-21，1991
- 35) 青木章：多重連結車両の安定性について，自動車技術，29[10]，945-956，1975
- 36) F. Vlk: Handling Performance of Truck-Trailer Vehicle A State-of-the-Art Survey, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 6, No. 3, 323-361, 1985
- 37) 田中孝・笈田昭：車両と機械と土系の力学，89，学友社，1993
- 38) 瀧川具弘・山名伸樹・平田晃・桑名隆；追従型けん引システムの開発（第3報），第48回農業機械学会年次大会講演要旨，123，1989
- 39) 瀧川具弘・山名伸樹・平田晃；追従型けん引システムの開発（第4報），第49回農業機械学会年次大会講演要旨，45-46，1990
- 40) 平田晃・山名伸樹・瀧川具弘；追従型牽引システムの開発（第5報），第50回農業機械学会年次大会講演要旨，169-170，1991
- 41) 山名伸樹・瀧川具弘・平田晃；追従型けん引システムの開発（第3報），農機誌56 [3]，69-75，1994
- 42) 平田晃・山名伸樹・瀧川具弘；追従型牽引システムの開発（第6報），第50回農業機械学会年次大会講演要旨，269-270，1992
- 43) 平田晃・山名伸樹・瀧川具弘；追従型けん引システムの開発（第4報），農機誌56 [4]，61-66，1994
- 44) 吉川恒夫・井村順一；現代制御論，119，昭晃社，1996

## S u m m a r y

### Developmental Study on the Precision Control System for Agricultural Semi-Trailer Tracing the Track of Tractor

Nobuki YAMANA, Tomohiro TAKIGAWA and Akira HIRATA

It is very important for a new animal industry to make farm works simple and comfortable and to raise the working ability of farm machines.

In order to improve the tracking performance of semi-trailer type agricultural implement (here after called 'trailer'), new steering control methods(type I and II) of trailer wheels were developed in this research. The results are as follows;

1. The basic concept of the steering method is to make the steady state turning radius of the trailer equal to that of the tractor. The equation which expresses the above geometrical relationship between the tractor and the trailer was derived.

According to the equation, we proposed an activesteering control method( type I), in which the trailer wheels are controlled as a function of the steering angle of the tractor wheels and the angle between the tractor and the trailer.

Theoretical equations describing the active control method for off-set trailer were also derived.

2. The active control method (type I) was applied to experimental trailers.

From the results using the experimental in-line trailer, it was confirmed that the method make the off-tracking of the trailer nearly zero.

In the step response test, when a conventional trailer or a trailer equipping the link type passive control system were used, reply of the angle of traction was slow. Therefore, the rate of the angle change was asymptotic to the desired value.

On the other hand, when the active control method was applied, the angle reached desired value much faster.

In 90 degree turn test, the difference between the trajectories of the tractor and the trailer was large in the cases of the conventional trailer and the trailer with link method. Though a small cut-in was observed in the early stage of the turn , the tracking error of the trailer equipping the active control system was small.

Step response and 90 degree turn tests were conducted using the prototype offset trailer equipped with the active steering control system. The results showed that the control system decreased off-tracking and improved follow-up ability of off-set trailer having relatively smaller off-set angle.

3. Simulative operation experiment and actual grass harvest experiment using a real sized roll baler (fixed chamber type, 90cm bale-dia:) were carried out. It was confirmed that the application of the active control method resulted, in easy and effective operation. The results of the practical experiment by an

---

in-line type roll baler of real size were ;

- 1) The application of the active trailer wheel steering control system (type I) improved tracking performance of both types of trailers, in-line and offset type.
- 2) However, it was considered necessary to fit a rotation sensor on the front axle of tractor to measure the steering angle of the tractor wheels.
4. An active control method (type II) was developed which uses the steering angle of the tractor wheels estimated from the angle and the angular velocity between tractor and trailer, and it was applied to an in-line-type roll baler of actual size.

Step response, 90 degree turning, zigzag running and grass harvesting tests were carried out.

The results showed that the performance of the active control method using estimated angle was almost the same as that of the method using measured angle, and this system was considered to be of practical use.

---

農業機械化研究所研究報告 第30号

平成10年3月 印刷・発行

Technical Report of the Institute of  
Agricultural Machinery No. 30

頒価 950円

〒331-8537 埼玉県大宮市日進町1丁目

Nisshin, Omiya, Saitama, Japan  
Tel. 048-654-7000

生物系特定産業技術研究推進機構

農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

Bio-oriented Technology Research Advancement Institution

---

印刷・製本 / 株式会社 三元社