

農業機械化研究所報告

第 18 号

Technical Report

of the

Institute of Agricultural Machinery

(Nogyo Kikaika Kenkyusho)

Omiya, Saitama, Japan

No. 18 November 1984

農 機 研 報

Tech. Rep.

Inst. of Agric.

Nov.

18: 1-78

1984.

昭和 59 年 11 月

農業機械化研究所

埼玉県大宮市日進町 1 丁目

農業機械化研究所報告 第18号（昭和59年11月）

目 次

三浦恭志郎：乗用農機座席の振動に関する安全工学的研究

1	緒 言	1
1.1	用語・定義等	2
2	乗用農機座席振動研究の基本方向	3
3	全身振動と人体	3
3.1	全身振動に起因する健康障害	5
3.2	人体の振動特性と振動の生理的影響	6
3.3	全身振動感覚とその規格化	7
4	農作業等における座席振動の実態	9
5	座席振動の計測	11
5.1	振動現象の表現	11
5.2	座席振動の検出	12
5.3	加速度 rms 計, 乗心地計	13
5.3.1	乗心地計	13
5.3.2	デジタル乗心地計の試作	14
5.4	周波数分析関係	16
5.5	計測・分析系全般	16
6	座席試験の振動入力	16
6.1	座席の耐久性試験等の場合	18
6.2	座席の振動特性試験の場合	18
6.2.1	振動入力諸法の概観	19
6.3	人工悪路とその設計	21
6.3.1	路面のプロファイル	21
6.3.2	既往のランダム・プロファイル人工悪路	21
6.3.3	人工悪路の基本設計	24
6.3.4	第1次人工悪路の作成	27
6.3.5	第2次人工悪路の作成	28
6.3.6	人工悪路実用可能性の検証について	29
7	人工悪路におけるトラクタ座席振動の測定	31
7.1	運転者の体重と座席上振動	31
7.2	同一トラクタによる座席試験	32
7.3	国産市販トラクタによる試験	35
7.4	測定結果に対する考察	35
8	座席振動と運転者	37
8.1	機械的インピーダンス	38

8.2	座席研究から見た人体の機械的インピーダンスの意義	39
8.3	人体の機械的インピーダンスと人体モデルに関する既往の研究	39
8.4	座位人体機械的インピーダンスの測定	42
8.4.1	測定装置	42
8.4.2	測定・校正の原理	42
8.4.3	被験者とその体格	45
8.4.4	試験条件と手順	46
8.4.5	測定結果	48
8.5	考察とインピーダンスモデルの提案	54
9	乗用農機座席の試験・評価に関する今後の問題点	55
9.1	トラクタ座席の試験・評価に関する諸問題	55
9.2	トラクタ座席懸架系の設計に関する諸問題	57
9.3	座席の形状・寸法に関する諸問題	58
9.4	座席の耐久性に関する諸問題	59
10	結 語	59
	参考文献	60
	Summary	69
附一 1	モンテカルロ法による rms の求値	73
附一 2	機械的インピーダンスに関する若干の計算	73
附一 3	座席振動の観点から行った人体計測値の主成分解析	74

Technical Report of the
Institute of Agricultural Machinery

(Nogyo Kikaika Kenkyusho Hokoku)

No.18 (November 1984)

CONTENTS

Kyoshiro MIURA: A Safety Engineering Study on Seat Vibration of Self-Propelled
Machines and Tractors for Agriculture

1	Preface	1
2	Major Dominions of Studies on Seat Vibration	3
3	Whole-body Vibration and Man	3
4	Seat Vibration in Agricultural works.....	9
5	Ride Measurements	11
6	Vibration Input in Seat Tests	16
7	Measurements of Seat Vibration on Artificial Tracks	31
8	Seat Vibration and Operator	37
9	Problems Left for Further Studies on Test and Evaluation of Seats.....	55
10	Conclusion and Acknowledgements	59
	References.....	60

Appendix 1 :	rms Measurement by Means of Monte-Carlo Method.....	73
Appendix 2 :	Some Mathematical Expressions of Mechanical Impedance	73
Appendix 3 :	Principal Component Analysis of Ergometric Data from the View Point of Seat Vibration.....	74

乗用農機座席の振動に関する安全工学的研究

三浦恭志郎*

1984—07—04 受理

抄 録

三浦恭志郎：乗用農機座席の振動に関する安全工学的研究。農機研報 18：1—78(1984)

全身振動が人体に与える影響に関する既往の研究を俯瞰した後、座席振動の実態に関して、ISO 2631による測定・評価法の確立以降の自験例及び国内外のデータを整理した。ついでトラクタ座席試験の振動入力として、路面凹凸パワースペクトル密度が簡単な式で示され、中間的な凹凸状態を持つような人工悪路を、自己回帰モデルによるコンピュータシミュレーションにより設計し、製作した。この人工悪路により、各種の試験を行って、座席試験・評価に関する諸要因の影響を検討し、座席良否判定基準を提案した。これらの試験との関連で、stochastic ergodic measurement の手法による乗心地計を試作した。また座席試験に大きい影響を与える要因となる運転者の問題について人体計測を行った被験者の機械的インピーダンスの測定を通して、日本人の大・中・小の体格に対応するインピーダンス・モデルを示した。さらに、座席試験・評価に関して残されている諸問題を整理し、今後の研究発展方向を展望した。

1 緒 言

昭和30年代後半から40年代初頭にかけて、我が国における農業の機械化は急激な発展と展開を始め、乗用トラクタ、田植機、自脱コンバインの大量普及と大型化、さらには“乗る農業”への志向に象徴される現況に至っている。この間の農業形態の変貌は目ざましく、いわば欧米における農業機械化の長い歴史の階段を、一気に駆け登った観がある。しかし、この急激な農業機械化の進捗は、一方では新しい幾つかの問題を伴ったものでもあった。1960年代末（昭和40年代半ば）から重要性が認識されてきた農作業の安全問題はその中の大きいものであった。

農業機械化研究所は、この背景の流れに即して、1970（昭和45）年度から「農業機械の安全に関する研究」なる課題を設定し、安全問題に対する機械面からの接近を積極的に開始することとなった。そして組織の変更が行われ、研究第1部に農業機械の安全性に関する研究単位、つまり、いわゆる安全工学研究室が設けられた**。筆者は、同研究室設置とともに、初代の担当主任研究員を命ぜられ、具体的研究方法の確定から始めて、資料の整備、調査・試験研究の実施等に意を注いできた。本論

文は、この時点から現在に至る諸研究のうち、全身振動問題に関連する諸研究を、乗用農機、特にトラクタ座席振動の視点から取りまとめたものである。研究着手当時と現在とでは、基本的な問題意識には変化はないものの、計測器の発展によって、振動の計測法、座席の評価法に変化が生じている。このため、研究初期のデータで今日の視点から信頼性が低いと思われた自験例については触れないこととした。一方、当然、現段階ではまだ研究が不十分で、今後一層の研究深化の必要のある項目もある。研究の進捗にともない研究を深化すべき事項は次々と生ずるものであるから研究の終局はないのであるが、一つには筆者が1979（昭和54）年に他部門を担当することとなり、また、一つには、研究が、トラクタ座席の評価法に関して一応の提言ができる段階に達したと考えられるので、これを機に研究成果を取りまとめ、併せて残された問題点を整理して研究発表の方向を展望することとした次第である。

さて、具体的な論議に入る前に、乗用農機座席振動の研究が、農業機械の安全に関する諸研究の中に占める位置、ないし意義について概説しておく必要がある。農作業安全に関する規制・教育等の面に関することはさておくと、農業機械の直接関与する安全関係の研究分野は、次のような3本柱で整理すると理解しやすい、というのが筆者のかねてからの持論である。

* 研究第1部（現農林水産省東北農業試験場）

** 安全工学研究室発足前後のより詳細な背景・経緯については文献80)を参照されたい。

(i) 人身事故防止に関する諸研究

(ii) 健康障害防止に関する諸研究

(iii) 取扱性向上に関する諸研究

たとえば、トラクタの転倒過程、安全キャブ・フレーム、歩行型トラクタの後退発進時の反力減少装置等に関する諸研究は(i)に、全身振動、局所振動、騒音、粉塵等に関連する事項は(ii)に、また、一般に人間工学的研究分野に関連するものと表現される事項は(iii)に、それぞれ分類できる、という訳である。しかし、厳密には、この3本柱は単なる研究課題整理上の便宜のためのものであって、事故なり健康障害の原因究明、対策と必ずしも一致しない。このことは、たとえば、取扱性の不良な機械があったと仮定し、そのために取扱者が誤操作をして人身事故や健康障害に結びつく可能性のあることを考えれば明らかである。全身振動、ないしはトラクタ座席振動の場合についても事情は全く同一で、確かにトラクタの運転者が強い振動に長期間さらされると、胃腸、脊椎等に異常を来すことは周知で、このことに注目して全身振動関係の問題は上記(ii)に分類するのであるが、全身振動がひどいため座席に座らずにすまそうとすることから来る操縦上の誤動作(操作遅れを含む。),あるいは、全身振動に起因する注意散漫による誤動作、操作遅れ等が生じうることを考えると、上記の例と同じく、上記(i), (iii)にも、全身振動が深くかかわっていることが分る。以上筆者の言いたかったことを要約すれば、本論文の主題であるトラクタ座席振動の問題は、本論文を含めて一般に、健康障害の視点から整理・論及をされるものではあるが、安全問題全般から見れば、より広い分野と関連するものであることを認識する必要がある、ということである。言い換えれば、次章以下の各論は、章ごとに個別的な目的・手法を採るように見えても、畢竟は広義の農業機械の安全の視点から統一されているということである。

本論文は、乗用農機座席振動の問題に関して、農業機械、ひいては農作業の安全の視点から検討を加えたものであることは、上記のとおりであるが、もとより、問題は大きく、それに反してここに示された成果は部分的なものに過ぎない。本論文で随所に整理・提起した諸問題点に対する解決策が将来諸方面から示される時が来よう。その際に、以下に記する調査・研究・考察の結果が活用されれば幸これに過ぎるものはない。

1.1 用語・定義等

本論文で頻繁に用いる用語の意味・定義等を予め規定

しておく。個別的なものについては、その用語を用いる箇所において規定する。また、記述の便のために用いる諸外国研究機関等の略称についても併せて掲げることとする。

ア) 用語・定義

- 1) **トラクタ** 特にことわらない限り、車輪型4輪乗用トラクタで汎用型のものをいう。
- 2) **座席** 主として座面及び座面とトラクタ間の懸架装置を含めた構造をさすものとするが、場合によっては、トラクタ運転者の座る場所、部品としての座面(シートパン)、背もたれ、肘かけ、もしくはそれらにつけられた緩衝材等(upholstery)を含めたものをさすこともある。
- 3) **運転者** 特に規定する必要もないが、試験の目的によっては、被験者と表現することもある。ただし、被験者は必ずしも運転者ではない。
- 4) **全身振動** 特記しない限り、座位(腰かけた体位)人体に対し、座面から印加される振動をいうこととする。

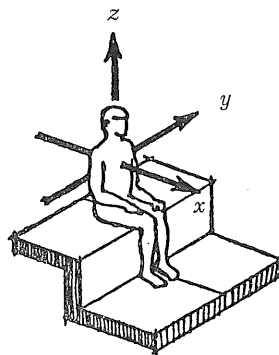


図1 座位人体の解剖軸
(ISO 2631改正案による。
原図：法政大・後藤剛史氏)

- 5) **振動の方向の表現** ISO 2631に従って図1のように定める。ここで、 x , y , z 各軸は、(空間ではなく)、人体に付随するもので、解剖軸(anatomical axes)と呼ばれる。

イ) 略号

- 1) **rms** : root mean square (実効値)
- 2) **NIAE** : National Institute of Agricultural Engineering 英国農業工学研究所 (Silsoe在)。
- 3) **BVPA** : Bundesversuchs-und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen und Geräte オーストリー農機研究検査所 (Wieselburg 在)

- 4) MPI: Max-Planck - Institut für Landarbeit und Landtechnik 西独マックスプランク農業労働農業工学研究所 (Bad Kreuznach にあった。50余あるマックスプランク研究所の一つであったが、数年前解体された。)

ウ) その他

単位は原則として SI 単位を用いるが、理解の便のため従前の工業単位を併記することもある。この際概数の換算には、換算値の概数を用いることもある (例: 25 PS 程度のトラクタ→場合により 19 kW または 20 kW と表現することがある)。

2 乗用農機座席振動研究の基本方向

農業機械のオペレータにとって、座席は作業のための定位置であり、いわゆる座席回りは、そこで作業に従事するという意味での作業空間であり、また広義の作業環境の一部をなしている。農作業の安全性・快適性の向上を旨とする視点からすれば、この作業空間・作業環境もまた安全・快適でなければならない。この安全性・快適性を損なう諸要因については、各種の視点* からの実態調査、原因の究明、対策、規制等が、研究途上のものも含めて、かなり報告されているが、本論文は、このような要因のうち、もっぱら振動に研究の対象をしばったものである。

しかし、座席振動のみを取りあげるとしても、関連する事項は多く、とうてい単一の論文でその諸相を解明し尽すことは不可能である。そこで本章では、関連する諸事項を整理して研究の基本方向を示し、これを通して、次章以下の各論が、全体の問題の中でいかなる位置を占めるかを示すこととする。

まず、我々は、座席振動が人体に与える影響について知らねばならない。このことについては、過酷な振動条件がどのような健康障害を与えるかという問題と、他面どの程度の振動であれば実際問題として許容し得るか、という問題をとりあげねばならない。このことは、一面では座席振動の問題の重要性を示すことであり、一面では、座席の改良、評価にあたっての目標値を見ることでもある。この問題については、3章でとりあげ、既往の研究、規格等について、農機座席の観点から取りまとめる。

第2の基本問題は、座席振動の現状と、その現状の把

握法、つまりは振動測定の方法である。1950年代後半から、主としてトラクタについて座席振動に関する研究が欧州で開始されたが、つい最近までは、筆者をも含めて、それぞれの研究の年代に応じた測定器、解析器を用いて結果を取りまとめているため、新旧の測定結果の定量的比較は、ほとんど不可能に近いといつてよい。このことから見ても測定法の規準化は必要であることが分るが、規準化された測定法は、単に測定結果を示すために必要なのではなく。座席改良の目標設定の上でも、制度的な良否の判定——型式検査、型式認定等における判定基準の確立——の上でも、ある程度の年限、継続して採用し得て、しかも、具体的方法は簡単で曖昧さがなく、かつ十分の再現性をもつものでなくてはならない。4章では座席振動の現状について述べ、5章では、筆者が約10年間の研究過程で順次改善しながら到達した計測法、および、関連の計測器について述べる。

第3の基本問題は、試験条件に係わる問題である。座席良否の判定に代表される広い意味での比較試験では、試験条件を斉合することは根本的な重要性をもつ。この問題には、共通な、つまりは十分な再現性と客観性をもつ試験用振動入力を、いかにして与え得るかということと、試験時に座席に人が座る場合、その人による影響をどのように考えるか、という2面があり、それぞれ、6～7章及び8章で詳述する。

第4の基本問題は、座席の設計の問題である。振動に対する対策を主眼として座席懸架系を設計するための設計基準が問題の中心となるが、本論文では、そこまで至っていない。9章には、このことを中心として諸問題点の包括的な整理を行い。今後の研究方向について展望を示す。

緒言において、本論文の各章ごとの目的・手法は安全の視点から統一されたものであることを述べた。そして上に整理した4種の基本問題についての概説にも示したように、全体を通じて評価の客観性と対策が基調となっている。つまり、乗用農機の座席振動に関する本研究も、安全に対する機械面からの、言い換えれば工学面からの接近という基本方向から外れるものではない。このことがまた、本研究を「安全工学的研究」とした所似でもある。

3 全身振動と人体

全身振動 whole-body vibration の正確な定義づけは意外に困難である。振動の語の概念規定はさておき、全

* 工学、労働科学、人間工学、医学、疫学、心理学等の視点を例示し得る。

身の語に双義性があるからである。つまり、全身一様に振動が印加されることと、人体の一部に振動が印加される結果として全身、あるいは少なくとも躯幹が振動することの両義を有するからである。前者の例としては、人体が周囲を気体または液体で囲まれ、その流体が振動している場合、より具体的例としては強烈な音場で人体が空気振動を受ける場合等、が典型的な、文字通り全身に印加される振動として挙げられる。しかし、多くの場合にはこの例の場合は考慮に入れられず、後者の考え方を基本とする。ただし、臥位の場合、たとえば仰臥位の場合、全身が励振されると見るか、背面に振動が印加されて、結果として全身が振動すると見るか、微妙な考え方の差は出て来ようが、いずれにせよ、振動印加の結果として少なくとも躯幹が振動する状態を全身振動と考えるというのが全身振動に論及する者全般の共通意識と見て過ちはない。

本論文は乗用農機座席に座乗する運転者*を意識の中心に置いたものである。このことから、本論文での中身の全身振動の語は、かなり限定された意味に用いる。つまり、特にことわらない限り、座位人体に座面から機械的な振動が印加される場合をいうこととする。さらに、この場合にあっては、1Hz以下の低周波域80~100Hz以上の高周波域の振動は原則として取扱わない。これは、1Hz以下の低周波域では振動に対する人体の感覚・反応が1~100Hzの振動に対する感覚・反応と異なり、問題とされるのは主として kinetosis ** の面からであること、100Hz以上の周波数帯では、局所振動の様相を帯びることの両理由による。

ここで、全身振動との対比において、局所振動についてごく簡単に触れておきたい。局所振動の語自身は全身振動に対する語として広い意味で用いられ始めたが、実際面ではほぼ手腕系振動のみが問題とされるため、局所振動即ち手腕系振動という短絡した考え方・用法がかなり広く行われるようになった。そこで、手腕系振動を取扱う場合は局所振動の語を用いず手腕系振動と表現することにより混乱を防ぐことが提案され、一般化されるに至ったと見てよいが、このことが逆に手腕系振動の語があるから局所振動の語は不要という考え方に結びつき、今なお若干の混乱があると見てよい。この混乱の原因は、上記のごとく実際面ではほぼ手腕系振動のみが問題

とされることにあるのであるが、この混乱を避けるためには、まず手腕系振動以外の局所振動のあることを示せばよい。その例を農業機械関係で示せば、背負式動力農業機械(防除機、刈払機、摘採・剪定機等)や、座位乗用農業機械の footrest 振動等が挙げられる。そして局所振動そのものについては、人体の一部に振動が印加されても、全身ないし躯幹が全体としては振動しないような振動入力あるいはその状態と解することが妥当である。一般的に、局所振動入力は周波数がある程度以上高く、このことが人体の振動が印加される部位近傍でのエネルギー発散・吸収につながり、全身が振動するに至らない。これらのことを表現したのが冒頭の全身振動の第2番目の意義であり、また100Hz以上の周波数帯の振動を取扱わねとした背景でもある。

ところで、以下において、振動に対する人体の感覚、機械的振動特性、振動による健康障害等について概観するが、そこに取扱われる事項以外で、極めて日常的な事象についてもまだ解明のなされていないもののあることに一応の注意を払っておきたい。

それは、人体に対する振動の影響を云々するときには多くの場合振動が健康障害の原因として取扱われるにもかかわらず、ある種の振動は、人間にとって好ましいもの、あるいは、少なくとも不快・不利でないものとして広く認められているという事実である。よく引き合いにだされるのは、ゆり椅子(rocking-chair)であるが、子供のゆりかご、乳幼児をゆすってあやす動作、ブランコ等も、現在の知識では、なぜ人間が快く感じるかは未解明のようである***、****。そのため、音については、完全な分類・定義ではないとしても、楽音と騒音という2種の語、ないし概念があるのに対応して、振動についても、何らかの区別をつける表現法がほしいとも言われるが、現在までのところ、このことに関する検討はなされていない。そして我々もこの面については、これ以上入らない。

さて、全身振動と人体に関わる諸問題を大づかみに把握するために、表1に、Preuschenが労働科学の立場から提示した整理表を示す²³⁾。表中Ⅱの部分に、心理的な影響に関する事項が、主観的感覚の語以外は挙げられ

*補助席への座乗、座席以外の場所への同乗等については考慮に入れないという意味である。

**車酔い、船酔い等乗物酔いに代表される、運動による酔い状態

***胎児が母親の鼓動を羊水を介して感じる原経験、人間は誰でも心臓という原始的な発振源を持つこと、歩行に伴う振動等との関連が云々されるが、結局不明である。

****極端な例としては、自律的に行われるびんぼうゆすりがある。また、全身振動ではないが、電気マッサージ機による加振については、好悪の個人差が極端に大きい意味で不可解である。

ていないこと、つまり振動曝露に伴う疲労感・倦怠感の助長等、ないしは精神的負荷の増大、が取りあげられていないことに若干の不満はあるが、整理の便宜上、以下の記述は、主としてこの表のⅡの部分に記されている項目によって進めることとする。

表1 機械的振動による人体への影響
(Preuschen²³²)

Ⅰ 作業位置に伝達される振動	
・振動印加位置	
・振動方向	
・振幅	
・振動数	
・経時的変動	
・作用時間	
Ⅱ 人間に対する影響	
急性	
・人体の振動的挙動	
・生理的作用	
・主観的感覺	
・動作能への影響	
慢性	
・健康障害	
Ⅲ 人間工学の応用	
・振動に対する防護	
・評価尺度	

3.1 全身振動に起因する健康障害

トラクタの運転者が座席から受ける振動に起因して胃や脊柱に異常を来たことは、Haack¹⁸¹、Rosegger 夫妻^{235), 236)}の研究で一般に知られるようになった。Rosegger らは、371名の専従的トラクタ運転者を対象として胃、脊柱の状況を調査し、表2、3に示すように、他職種または一般人との比較の形で結果を取りまとめた。そして、トラクタ運転者は平均年齢26才にして、平均年齢51才の鉱山労務者と同率の脊柱異常が認められ、また運転歴1年未満でも一般人に比して高率の異常所見があることを報告し、トラクタ運転者の全身振動による健康障害の問題に関して警鐘を打ち鳴らしたのであった。我々がここで注意すべきことは、特に脊柱の異常は非可逆的であるということである。

これより少し遅れて、Dupuis と Christ は、約5年の間隔をおいた追跡調査の形で同様な調査を行った¹⁵⁹⁾、¹⁶⁹⁾。211名の青年農民(再調査時平均年齢23.0才)を対象として脊柱等の状態を調査しておき、約5年後におい

表2 農業別にみた脊柱異常者の割合
(Rosegger²³⁶より)

職 業	脊柱弯曲者の割合	平均年齢
トラクタオペレータ	71%	26歳
トラック運転手	80	
バス運転手	44	40
荷役労務者	98	56
鉱山労務者	70	51
農業労務者	55	40
工場労務者	43	45
建築労務者	37	51
一 般	23	43

表3 トラクタオペレータと一般人との
胃の異常者の比較 (Rosegger²³⁶⁾より

区 別		異常者の割合
オ ペ レ ー タ	運転経歴<1年	73.0%
	運転経歴<2年	75.7
	運転経歴<3年	76.0
	運転経歴<4年	69.4
	運転経歴<5年	77.5
	運転経歴<10年	87.2
	運転経歴>10年	81.8
	平 均	76.1
一	般	45.9

(レ線による調査)

て、なお農業に従事していた137名について再検査をし、Rosegger らと同様に、トラクタ座席振動が胃・脊柱に異常を与える原因となることを示したのであった*。この関連で Christ, Dupuis は、屍体脊柱の破壊強度を調査した^{135), 169)}。1例報告であるが、脊柱下部(第5腰椎と仙骨の一部)を屍体から切り出した標本について、加振台を利用して周波数、力を増加させながらの動的破壊試験を行い。同時にその破壊過程をレ線によって観測した。腰椎破壊時の荷重は882 kgf (約8.6kN)であったが、悪い座席の着いたトラクタで凹凸の激しい農道を走行したとき殿部にかかる力の測定例 320kgf (約3.1kN)と比較して、悪路走行時には脊椎の強度余裕があまりないことに注意を喚起した。また、このような極端な場合以外については、同著者らが一種の椎間板ヘルニア (Schmorl 症候) 等の面から問題を整理している¹⁵⁹⁾。

我国では上記のような健康障害は報告されていない代

*年間運転時間の増大に伴い脊柱レ線有所見、脊柱・胃愁訴が増大する。

りに、飯島による「耕運機流早産」に関する調査がある(表4)11)~13)。この表のBのうち、「同乗」の項が他に比して高率の流早産を示しているが、この同乗というのは、おそらく、歩行型トラクタにけん引されるトレーラの荷台またはあおりの部分に腰を掛けた状態と推測される。このことについては、全身振動の観点から見て重要であるだけでなく、婦人労働ないし母体保護(Mutterschutz)の観点からも極めて重要な意味をもつので、本章初頭の脚注にも拘らず、特に記しておきたい。

表4 耕運機流早産(飯島^{11)~13)})

A) 妊娠中使用1,530人について

	流早産あり	流早産なし	計
秋田	12人	127人	139人
長野	106	1,226	1,332
広島	6	53	59
計	124	1,406	1,530
%	8.1	91.9	100.0

B) 使用法別検討

	耕耘	運転	同乗	計	人数
秋田	3件	3件	6件	12件	12人
長野	13	28	100	141	131
広島	3	0	4	7	6
計	19	31	110	160	149
%	11.9	19.4	68.7	100.0	

3.2 人体の振動特性と振動の生理的影響

ここでは、前掲 Preuschen の表のⅡの急性に挙げられた諸項のうち、感覚を除く3項について概説する。

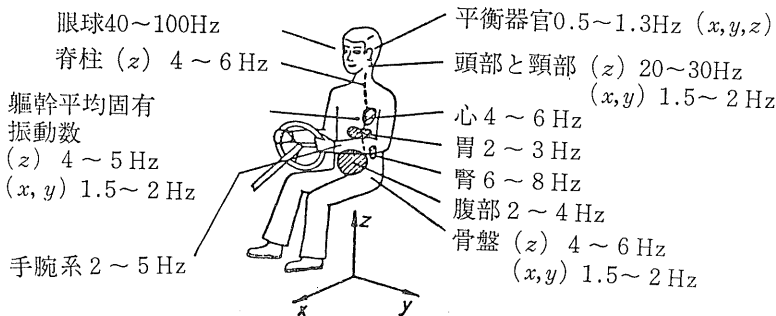


図3 座位人体の方向別固有振動数(Graef¹⁷⁸⁾)

(Rao, Ashley, Dupuis らの結果をまとめたもの)

人体の振動特性のうち、まず注目すべき事項は、人体各部の共振であろう。この共振については、次にとりあげる振動感覚と密接に関連することであるが、ここでは、まず客観的に見ることに話題をしぼることとする。

まず、Christ, Dupuis の一連の報告のうちから、胸椎、の下部及び腰椎について、座位における垂直正弦波振動入力に対する応答例を図2に示す^{135), 169)}。この試験は、研究者自身の胸椎・腰椎に、麻酔後、観測用十字マークつきの鍼を立てることにより応答側の測定をしたものであったが、この結果から脊椎は4Hz近辺に共振点を有すること、また、垂直振動入力に対して、人体は上下方向のみならず、前後方向にも共振を示す、という重要な知見が得られた。彼らは、頸椎、胃についても同様な目的を持って試験を行っているが、これらの場合についてはレ線の観測が可能であったとしている。その他の部位の共振については、Graef が諸家の報告を集約して図3の形に取りまとめている¹⁷⁸⁾。また、身体部位そのものの共振ではないが、Claaßen が脊柱を取りまく

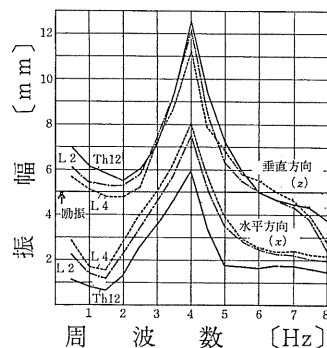


図2 脊椎の共振(Christ 及び Dupuis¹³⁵⁾)

(Th12: 第12胸椎
L2, L4: 第2, 4腰椎)

諸筋肉の活動電流が、1~10Hz 励振の間、5Hz で顕著なピークを示すことを報告して、脊柱の共振に伴う負荷を間接的に立証した*138), 139)。

なお、人体全体の振動特性、特に伝達特性あるいは振動工学的モデル化については8章にゆずる。

振動に対する人間の生理的影響については、軍事面を含めた各種の観点から研究が行われており、その例は枚挙にいとまがない程だが、乗用農機座席の観点からは座席の形式とエネルギー消費皮膚電流の関係を示したDupuisらの報告¹⁵³⁾以外にはないといわざるを得ない。この報告は通常座席懸架系においては平行四辺形機構を組み込んで、身体の運動方向をできるだけ上下方向のみに限定することの必要性を示すため、しばしば引用されるものである(図4)**。この内容は現在既に半ば神話化されており、筆者も経験的に十分肯定し得るものとは感じているが、誰も近代的手法による確認追試をしていない、という意味で、敢て本項において言及することとした。

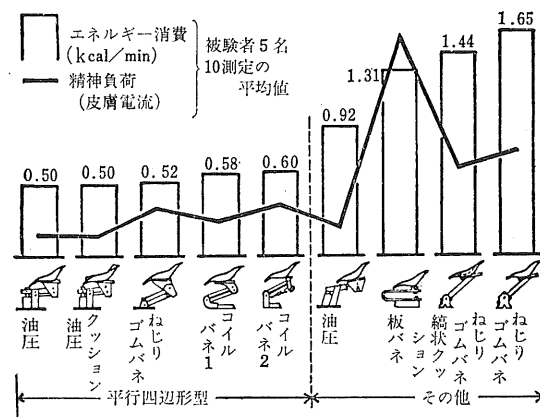


図4 座席の形式とエネルギー消費量等 (Dupuis¹⁵³⁾)

3.3 全身振動感覚とその規格化

人間の振動感覚は、音の感覚の場合と同様に、周波数に依存する。より具体的に言えば、異なる周波数の振動について“同一の強さ”と感じても、その振動の物理量としての大きさは異なり得るということである。そこでいわゆる等感覚曲線を求めることが各国で試みられ、その結果を集大成する形で ISO 2631 が定められた。こ

*頸椎 (H3/5)、胸椎 (Th10/11)、腰椎 (L1/2) の両側へ表面電極を貼付し、振動数、加速度を変えて筋電図を記録した。

**この図はしばしば Dieckmann, Lehmann, Preuschen の名を冠して引用されるが、原著は Dupuis である。彼の属していた MPI の所長が Preushen、共同研究をした労働生理関係 MPI (Darmstadt) 所長が Lehmann であつた故と思われる。

ではその経過の詳細に立入らないが、図5、6にそれぞれ Dupuis¹⁶⁹⁾、三輪⁸⁹⁾の成績を挙げておく。特に後者では、騒音の場合との比較において、20Hz を基準にと

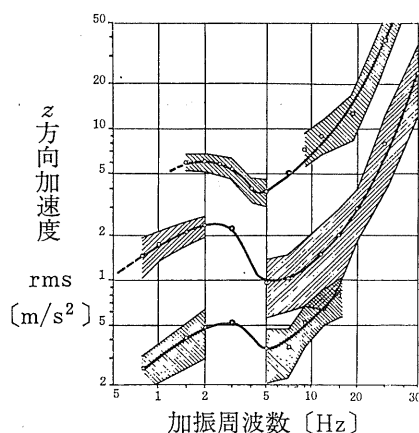


図5 振動に対する等感覚曲線の例—1—(Dupuis¹⁶⁹⁾) (平均値±標準偏差)

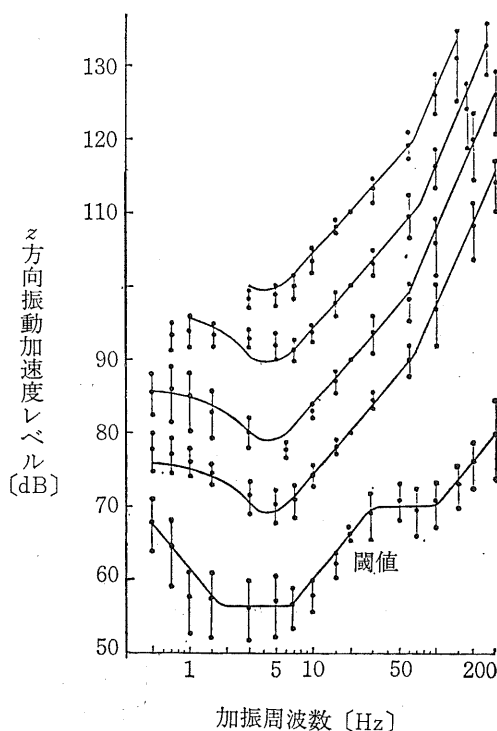


図6 振動に対する等感覚曲線の例—2—(三輪⁸⁹⁾) (ただし、縦軸は基準加速度 10^{-5} m/s^2 に換算)

り、その周波数におけるある振動の大きさと同等に感覚する他周波数における振動の大きさを求め、騒音の場合の phon に相当して VGL という量を提案したが、これは現在では用いられていない。ただ、この両図に示された標準偏差の大きさには十分の注意を払っておきたい。

ところで、これらの等感覚曲線に関する類似の試験をふまえて、ISO2631¹⁰⁵⁾ が定められた(1974年)。ここでは、上記 VGL のような等感覚曲線のための単位は導入されず、曝露限界(Exposure Limit)、疲労(による)能率減退限界(Fatigue-Decreased Proficiency Boundary、以下FDPと言う。)、快適度減少限界(Reduced Comfort Boundary)の3種の概念とそれに応じた曝露許容時間が定められた。このうちFDPの許容限を示せば図7のとおりである。なお、この図の各許容時間に対する曝露限界は6dB(2倍)高く、快適度減少限界は10dB(3.15倍)低く定められている。Exposure Limitは、一応健康ないし安全上の許容上限、Reduced Comfort Boundaryは乗物等で(乗客として)食事・読書・筆記等が困難となる限界、FDPは、その時間以上振動に曝露されると作業能が著しく落ちる危険のある限界とされ、乗用農機の場合もつばら問題となるのは、このFDPであり、以下ではもっぱらFDPにのみ言及する。

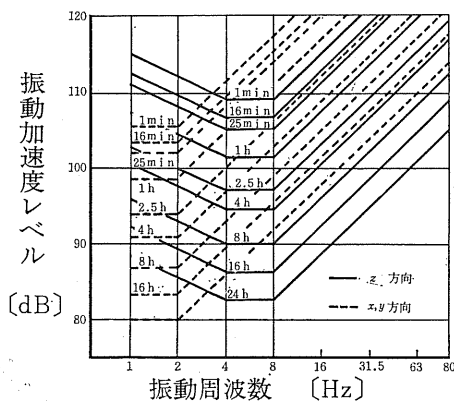


図7 ISO 2631 の FDP 曲線

(原図では横軸は1/3 オクターブごとに目盛り、縦軸は m/s^2 単位で目盛ってある。ここでは簡単のため縦軸は 10^{-5}m/s^2 を基準とする dB 表示とした。)

ところで、ISO 2631 の曲線(折れ線)群は、感覚曲線の一般化であることは上3図を比較することによって容易に背首できるが、許容限が記入されていることにより、規格の性格に関して二つの考え方が生じていること

に、注意を払っておこう。それらの相異点は健康障害との関連をどう考えるか、ということにある。片方はいわば、「感覚派」とでも仮称すべき考え方で、振動曝露と具体的発症の因果関係が明確でない以上、感覚曲線をもって許容限を与える次善の策を採るのも致し方ない、という考え、つまりFDPを、いわば許容感覚の等感覚曲線と考えるものである(実際にFDPはこのような考え方から定められた)。一方、「限界派」とでも仮称すべき、もう片方の考え方は、振動曝露と発症の因果関係は分らないにせよ、曝露限界に対して1/2の安全率を見込んだものとしてFDPを考えるべきで、たとえその曲線が実際に等感覚曲線から定められたものであっても、今や等感覚曲線として考えるのではなく、一種の曝露の限界と考えるべきである、と主張するものである。後者は、したがって、後記する乗心地計の原理(5章)のように、FDP曲線を上下入れかえた形の周波数レスポンスをもつ荷重回路による変換を「感覚補正」と呼ぶことにも反対し、このため、若干あいまいにはなるが「周波数補正」と呼ぶことが正式とされる。筆者としては、FDP曲線の成り立ちをすなおにとらえて、等感覚曲線群としてFDPを考えておきたい。その意味で、本節の見出しにも感覚の規格化という語を用いているが、その意味が個々人の感覚を枠にはめ込む意味でないことは上記より明らかであろう。

なお、自動車・鉄道では、現在でもJanewayの乗心地係数が言及され、また西独の旧VDI規格VDI 2057による感覚強度(K値)も近い過去までの文献に用いられているが、共にISO 2631に切替えるか、準拠する方向にあるので、繁雑を避けるため、ここでは触れないことにする*。

ISO 2631は元来、単一の正弦波入力に対する感覚の実験結果に多くを依存しているが、不規則振動入力に対しても周波数分析や周波数補正によって適用しうる手段と解釈を与えた点で、大きな意義をもつ。このため、複合振動の感覚に関する実験(たとえば、2種の正弦波入力を重畳したとき、それらの位相差によって感覚がどのように変わるか、等を検討する実験)は、最近ほとんど行われなくなった。しかし、特に注意を払うべきことは、ISO 2631はソ連圏を除く広い地域で、また広い分野で用いられるようになって来たが、必ずしも固定したものと考えるべきでないことである。現に、短期的・長期的視野に

* これらについては、たとえば31)を参照

立つ改正案が数多く出されているのである。

なお、人体胸部での振動加速度のパワースペクトル密度で乗心地を判断することを提唱した Thierry 263) の説は興味深い。

4 農作業等における座席振動の実態

乗用農機の座席振動に起因する健康障害が意識されて以降、各国の研究者は座席振動の実態を把握すべく、多くの測定・報告を行った(たとえば154))。しかし、これらの報告に用いられている測定法、分析法はまちまちであり、また取りまとめ法にも多くの苦勞と工夫が見られるものの、現時点での比較・検討には不便なものもある。たとえば、1オクターブまたは1/3オクターブ分析をして、その最大ピーク値とそこの周波数のみで結果を集約する方法は、当該試験区の振動を低減するための対策を建てる上での第1目標を与える点で、あるいは乗心地を悪くしている主要因を示唆する点で意味を有するものの、2以上の試験区間での乗心地の評価には、實際上殆んど無力である。

そこで、本章では、ISO2631の手法が成立した後の報告に注目することとした。

ところで、農機座席の振動は、個々の構造・型式によっても、またその運転条件、路面・圃場面の状態、運転者等によっても異なるので、振動の実態を大づかみに把握するための、しかも質の均一なデータを得るのは意外と困難である。その点、最近報告された農業機械化研究所検査部のデータ72)は貴重である。これらは特記のない限り、中庸の圃場条件下で、標準的な連続作業を行う場合の座席振動を測定したものである。また、遠藤ら24)は、岡山県南部児島地区で、農家の実作業中の振動実態調査を行っていて、トラクタ用ロータリによる耕耘・碎土作業については、32型式79台を対象とした測定結果を報告している。また筆者らは最近水田利用再編対策との関連でクローズアップされ、問題となっている振動式弾丸暗渠造成機各種について、それらを装着したトラクタ座席の振動測定を行った86)。これら3群のデータをまとめて示せば表5のとおりである。

主として π 方向振動に注目してこの表を見ると、周波数補正のなされている振動レベルVLでは、乗用田植機のコンクリート路走行が、きわめて高い値を示している。これは、ラグ付き鉄車輪にゴム・コーティングを施した構造の車輪に起因するものであり、当然高い値を示すものと認められる。しかし、乗用田植機は、作業中に

はかなり低い振動レベルであるし、圃場間移動も、隣接地はともかく、大抵はトラック等に積んで行うのが一般であるから、あまり問題はない。その点、作業中に高い振動レベルを示す自脱コンバインの方が問題が大きい。このように振動が大きいことの原因には、クローラ、刈刃、揺動選別部、脱穀負荷、エンジン等が挙げられるが、筆者の経験からは、これらのうちクローラに起因する振動は少ないようである。それは、作業速度がかなり低いことと、作業時の田面は一般に湿潤で一種の吸振をするからである。一般に、作用部に揺動・振動する機構を有する機種にあっては、機械全体に剛性を持たせる等、それなりの対策が必要になるのは当然であるが、自脱コンバインのごとく、接地圧の関係から機重を少しでも軽減する必要のある機種では、いきおい、機体剛性ないし質量を小さ目にとらざるを得ない事情もあり、オペレーターの受ける振動との兼ね合いについて、より深く検討する必要があるものと考えられる。

ところで、トラクタについて見ると、表5で見える限り、特にきわだった問題はないように見受けられる。しかし、下表には、一般に、トラクタで最もきびしいとされる作業については触れられていない。トラクタで最もきびしい振動にさらされる作業として挙げられるのは、非舗装農道での走行と、畦立てした圃場を畦に対して直角ないし斜めに突っきって行う走行である。ここに農道というのは、広大な牧場の草地間を結ぶ“場内道路”のごときも含まれることに注意したい。そしてこのような農道では一般に水蝕も甚しく、一方では作業側側の馴れもあつてかなりの高速で走行することも稀でなく、筆者が実地に調査した某公共育成牧場内の農道では、運転者は立ち姿勢でトラクタを運転し、トラクタは4輪共宙に浮くバウンドを行いながら走行する、という極端な例も見られた。このような極端な場合は、座席上振動という概念が適用できず、別の安全面からの考慮・指導が必要であるが、それにしても、農道での走行は、きびしい条件であることに違いはない。草地、農道でのトラクタ座席振動の最近の報告は少ないが、参考に、Matthewsによる農道走行と圃場内走行の比較例を図8に挙げておく212)。なお、畦に対して直角ないし斜めに走行することについては、Matthewsの実験例から進んで、BS114)、OECD111)、ISO107)、EC117)の人工悪路路面凹凸の決定にまで一般化される程、これもまた畑作を主とする国では重要視されていることに注目しておこう。以下の各章においてトラクタの振動入力と関連して、農道、人工悪路

表5 各種農機の座席等振動の実態

機 種 名	測 定 対 象 型 式 数	VAL (dB)*			VL (dB)*			報 告 者	備 考
		x	y	z	x**	y**	z		
1. ト ラ ク タ	***	102 (83～ 114)	99 (86～ 109)	93 (85～97)	82 (76～89)	86 (79～95)	86 (80～91)	農機研 検査部	約0.56m/s (ブラウイング, ロータリ耕)
		103 (87～ 115)	101 (92～ 110)	94 (89～98)	87 (82～90)	90 (83～94)	90 (85～97)	〃	コンクリート路走 行 約1.94m/s
109 (100～ 120以上)		108 (100～ 120以上)	102 (96～ 111)	92 (83～98)	91 (86～95)	94 (85～ 102)	〃		
106 (102～ 110)		102 (94～ 108)	95 (89～ 102)	89 (78～93)	87 (79～96)	84 (71～89)	〃		
108 (101～ 114)		104 (97～ 110)	101 (94～ 106)	91 (86～93)	90 (86～93)	96 (91～ 102)	〃	コンクリート路走 行	
95 (92～97)		95 (92～99)	90 (86～93)	86 (81～89)	86 (84～89)	85 (82～86)	〃	自走式, けん引式 含む	
97 (91～ 105)		98 (93～ 109)	97 (93～ 104)	83 (75～91)	83 (78～87)	87 (83～92)	〃	選別者ステップ	
102 (96～ 109)		101 (97～ 105)	97 (92～ 108)	90 (89～93)	90 (85～93)	90 (86～94)	〃	自走式, けん引式 含む	
105 (97～ 120以上)		105 (102～ 110)	98 (91～ 112)	89 (85～95)	86 (84～90)	90 (86～96)	〃	自走式, けん引式 含む	
110 (104～ 120以上)		112 (104～ 120以上)	106 (93～ 120以上)	88 (81～98)	88 (82～99)	91 (81～ 102)	〃		
8. トラクタ+ロ ータリ	32型式 70台	105 (96～ 114)	102 (94～ 108)	100 (89～ 107)	— —	— —	— —	25) 遠藤ら	耕耘 (平均0.43m/s) 碎土 (平均0.59m/s) (0.25～0.98m/s)
9. トラクタ+ 振動式弾丸暗 渠機	4	105 (101～ 108)	104 (102～ 106)	98 (91～ 101)	87 (77～92)	80 (77～86)	87 (82～91)	86) 筆者ら	

*) dB re 10^{-5}m/s^2

**) 農機研検査部は振動レベル計を用いているので, 9に比し 3dB 高く指示される。5章参照

***) 機種により型式数は異なるが, 1~7の機種の合計で約100型式

8. の機種を除いては, 機種ごとの運転者は同一人である。

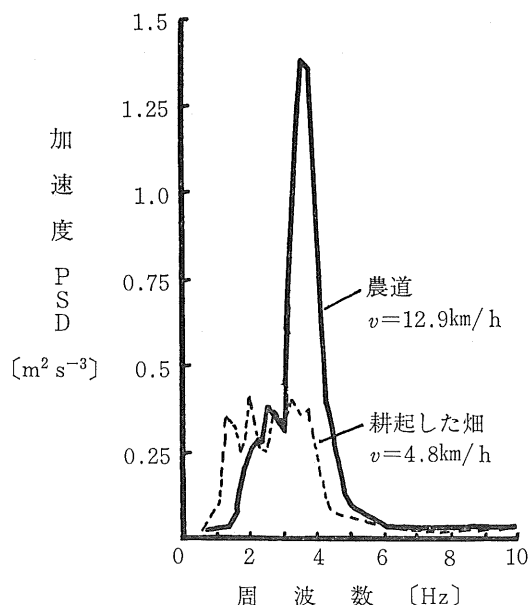


図8 同一トラクタでの座席上加加速度
PSD の比較 (Matthews²¹²⁾)

に言及することが多いのは、以上の理由による。なお、新VDI規格のK表示であるが、Graef¹⁷⁸⁾のデータもこれを裏付けている。

次章以下では、主としてトラクタ単体の、しかも農道走行を意識の中心に据えて記述する。そのため、以下の諸章の記述と関連はあるが、それらの諸章にはまとめにくく、かつ、農作業の実態と関連のある注意すべき事項を定性的に示しておく。

ア) 同一のサスペンション・シートでも、それを取りつけるトラクタによって、同一の振動入力に対する座席振動が異なることは周知であり、実際BVPAの豊富な検査例でも多くの例を見ることができる²⁴⁰⁾。これと同様に、トラクタの座席としてDLGで承認*された座席を普通型コンバインに用いたところ、むしろゴムによる緩衝装置しか持たぬ当該コンバイン用座席の方が良好である例を Jensen¹⁹⁵⁾が報告しており、その理由を、コンバインの固有振動数がトラクタのそれよりも低く、座席の固有振動数に近づいたためと解釈している。コンバインの座席振動については、他に Jensen¹⁹⁶⁾にも記載がある。

イ) Gerkeら^{173), 174)}は、最近欧米で増えている chisel

plowing (大豆跡、トウモロコシ跡) 及び chisel plowing 後の disk plowing の作業時座席振動(3方向)を測定し、アスファルト道、非舗装道運搬作業時のそれと比較しているのが興味深い。 x , y 方向の振動軽減と、 z 方向低周波域振動の減少の研究が必要としているが、75kW, 115kWという大型トラクタの実作業データとして注目したい。

ウ) Crollaら¹⁴⁵⁾は、トラクタ単体、トラクタ+2輪トレーラ、トラクタ+4輪トレーラについて、4種の路面(NIAE人工悪路を含む)走行時の座席上振動(x , z , ピッチング、ローリング)を測定し、いずれのトレーラをけん引しても単体走行時より座席振動が大になること、その他の知見を得、また、トラクタ+トレーラ系の解析を行っている¹⁴⁶⁾。

エ) 同一の座席でも潤滑が悪いと、入力加速度が低いし中の時は乗心地は悪くなることを Jensen¹⁹⁵⁾が報告している。設計の面でも、保守の面でも注意すべき事項と考えられる。

5 座席振動の計測

座席振動の計測については、多くの要因が関連している。本章では、問題としているトラクタ、座席、運転者、振動入力等々、いわば試験条件に関する要因には触れず計測ないし分析の面での諸問題をとりあげ、計器試作を含む計測の諸経験の記述、問題点に関する考察、注意すべき点の指摘等を行う。

5.1 振動現象の表現

機械的振動を表現するためには、着目している対象の変位、速度、加速度、加加速度等の変動状態で表現することが基本となる。そして、どの物理量で表現するかは、どの物理量を測定し、またどの物理量で測定結果を評価するかにかかわることだけに重要である。

まず結論から先に述べれば、筆者は、我々の取扱う問題に関しては、加速度で表現するのが最も妥当であると考えている。その理由を以下に概述する。

第1には、多くの振動感覚関係の研究・資料は加速度ベースで取りまとめられていることが挙げられる。このことは、加速度で測定した際に、他との比較に便であり、また評価も行いやすい現実的な有利さをもつ。一方、前述したように、ソ連では、機械的振動が人体に与える影響を考える際、エネルギーを最も基本的なものとして**、その点から速度による表現・評価をするよう

*DLG (Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft) の承認 (Anerkennung) は、ニュアンスとして国営検査合格に近い。

**たとえ102) 参照

統一されているが、やはり世界全体の方向には沿っているとはいえず、我々が速度ベースに移るだけの根拠にはなり得ない。

ここで注意すべきことは、速度と加速度の換算の問題である。正弦波振動であれば換算可能であることはもちろんであるが、不規則振動の場合、たとえば rms 値は換算できない。国際規格においても、周波数を横軸にとり、縦軸に加速度、速度の両者を併記したものも見受けられることがあるが、これは、加速度ベースの規格と、速度ベースの規格を1図に盛り込むための妥協的産物なのであって換算のためのものではないことに留意しなければならない。

第2の理由としては、加速度は検出・測定が簡単であることが挙げられる。この点については速度も同様である。なお、実際面においては、変換器が加速度系か、速度系かについては、ほとんど問題にはならないが、一応の注意を払っておくことも必要と思われる。

その他、加加速度を直接測定目的とすることは少ないし、変位は座席変位の上下限との関連で論じられるのみといってもよい。

これらを総合的に判断して、加速度で表現するのが最も妥当であると考えるのである。

5.2 座席振動の検出

座席振動を座席懸架系評価の観点から測定するためには、座席下、つまり座席への振動の入力点、具体的にはトラクタへの座席の取付点及び、座席上、つまり、座面上面とトラクタ運転者股部の間の位置、の2点での加速度を測定する必要がある。座席下については変換器を直接又は取付金具等を介して取付ければよいから問題はないが、座席上については必ずしも簡単ではない。

座席上加速度を検出するための具体的方法には大別して二つの方向がある。一つは、変換器を平たい箱に納めて、その箱を座席上に置き、その上に運転者が座る方法である。他は、箱の厚さの影響をきらって、変換器の部分以外は薄いゴム円板とし、変換器部分はゴムで丘状に覆う、いわば円板式のもので、箱型の場合と同じく座席上に置いて、その上に運転者が座るようにしたものである(図9)。

実は、この2様式は提唱者の差が現在まで持ち越されているものであって、前者は西独 Dupuis が一連の研究に用い、オーストリーその他の国でも用いられている方式である。筆者もこの方法を用いているし、国内振動計メーカーも、この箱型のものを市販するようになって来

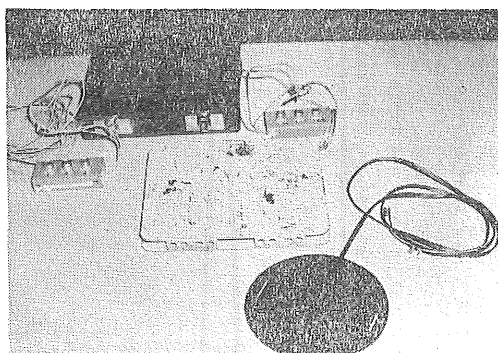


図9 加速度変換器を組込んだ座席上振動測定用検出具
(奥から旧箱型、新箱型、円板式、いずれも農機研で使用したもの)

た。このように市販されるようにまでなった理由としては、取扱上の簡便さばかりでなく、三輪* が、箱の重量、ないしはインピーダンスを無視すれば、(少なくとも Σ 方向については) 十分の精度を有することを、計算及び実験で示したことも挙げられよう*。

一方、円板式は Matthews を主とする英国 NIAE 派の主張するところで、現在では、円板式が ISO107), SA E115)にも採り上げられるようになってきている。

しかしながら、この両法のいずれがより良い計測法であるかは、にわかには断じ難い。箱方式の場合は、箱の厚みがあるだけ、運転者の姿勢、ひいては足との重量配分が変わるという不利な点があり、逆に、円板式の場合は厚さによる影響はない。一方、円板式の場合、変換器は75mm ϕ の小円板にとりつけられ、そのまわりをゴムで覆った形のものであるため、クッションにはなじみやすい反面、わずかの脚の動き等による外乱の影響を受けやすいものと考えられる。

この問題に関して、農業機械化研究所では最近、両方式の比較を行うための試験を行っている¹⁶⁾。すなわち、箱式、円板式の両者について、個々に、また箱の上に円板を載せた状態で同一入力に対する出力を調査した。その結果は図10に示すごとくであって、 Σ 方向については同一結果を示すと見られるが、水平方向、特に Σ 方向では乗心地で問題となる低周波域においてかなりの差を示していることが認められる。主として Σ 方向加速度を議論の対象とする限りにおいては、どちらの方法を用いても差支えない保証は得られた訳であるが、 Σ , Δ 方向についても測定評価に組み込むことになると、十分の注意

* 個人的教示

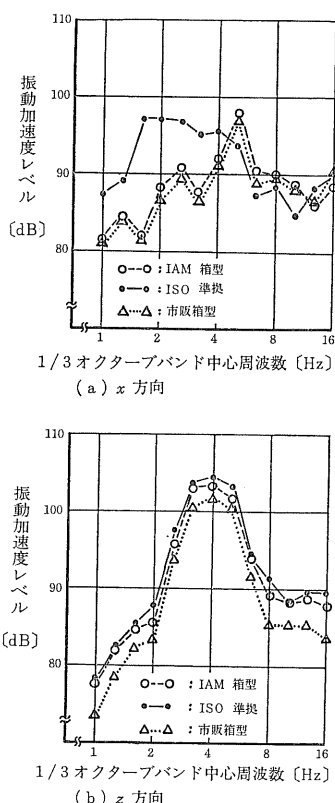


図10 箱型及び円板型検出器の比較¹⁶⁾
(トラクタA, 人工悪路 8km/h 走行, オペレータ I)

を扱う必要がある。現在、何故このような差が出るかを検討中であるが、その結論が出るまでは、いずれの方式による測定であるかの明記が特に必要であろう。

5.3 加速度rms計, 乗心地計

振動現象を加速度を用いて表現することの妥当性については上述のとおりであるが、具体的な表現法についてもいくつかの問題点がある。

まず、単位については、 ms^{-2} を用い、 $G(=9.8\text{ms}^{-2})$, $\text{gal}(=10^{-2}\text{m/s}^2)$ を用いないという点については、SI 単位採用の趨勢をも含めた観点から、ほとんど問題は無い。ついで、振幅 (片振幅又は全振幅) で表現するか、rms で表現するかを選択については、座席振動等の場合のようにランダムな振動を扱う場合、当然 rms を選択することになる。ここであえてこの問題に触れたのは、加速度計又は振動計といわれる市販計器の中に、整流型のモニタを用い、正弦波片振幅で加速度を目盛っているものが少なくないため、較正時あるいは読みとり時に注意を要するからである。

これに対して、JISの振動レベル計では rms を採用しているからまぎれは少ない (但し $10^{-5}\text{ms}^{-2}\text{rms}$ を基準とする dB 表示)¹⁾。なお、このように rms を用いることについては ISO2631 との斉合性が考慮されていることにも注意を喚起しておきたい。

5.3.1 乗心地計

ここで、乗心地計という語について若干触れておこう。まず、乗心地という語は、英語の ride, ride comfort 等の語に対応するものとしてとらえられるのが通常であるが、英語としての概念規定にもかなりの意見の相違がある。トラクタ・オペレータの ride comfort についての一連の報告で有名な Matthews の論文の第 1 報で²¹⁾、彼は緒言の部分で problem of ride, favourable operator ride という表現を用い、ついで comfort の語に触れ、定義は困難であるが心理学的な視点からの ride comfort が必要であろうとしている。そしてさらに、主観テストから導かれ物理的に定義された、'comfort index' によって比較試験が可能になろうと言った。この用法を見ると、ride は、いわば漠然とした乗心地、ないし乗心地の良さを意識しているのに対し、ride comfort は何らかの心理尺度を組み込んだ物理量と考えていることが読みとれる。この際、振動に話が限定されていないことに注意しておこう。一方、ISO/DIS5805(1979) Mechanical Vibration and Shock Affecting Man—Vocabulary, つまり ISO 案では、ride を物理量と定義していたが、翌80年には、上記 DIS 立案の主役であり、ISO/TC 108/SC4 で用語関係を担当している WG1 の Guignard が改正案を提出し、ride と ride quality の 2 語を示し、それぞれ次の定義を与えている。

ride: Measurable motion environment (including mechanical vibration, shock motions, rotational motions, sustained accelerations etc) in a vehicle as experienced by the passengers and crew.

ride quality: Degree (which may be quantifiable) to which the whole experience (including the motion environment and other factors, such as noise) of a journey by vehicle is perceived and rated favourably or unfavourably by the passenger or passengers on an individual or group basis.

* 局所振動、特に手腕系振動に関係する手持工具用の振動レベル計でも同様である²⁾。

我々の視点からこの両語(定義)を見たとき重要であるのは、前者はもっぱら motion に関係しており、かつ crew が含まれており、後者は、いわばお客さんに対する各種要因に関係していることである。

一方 ride meter^{116),186),246)}, Komfortmeßgerät¹⁹⁵⁾等と呼ばれ、筆者が乗心地計と呼んでいるものは、振動計に人間の振動感覚の周波数特性を加味したものである。上記の定義等に照らして言えば、筆者のいう乗心地計は、Guignard のいう ride のうち measurable motion environment として振動に注目し、振動感覚補正回路を組み込むことによって Matthews のいう comfort index の1種を与えるもの、ということになる。

振動感覚補正回路としては、前出ISO2631の感覚曲線に基く周波数レスポンスを持つフィルタを用いるのが通例である* (西独では、VDI 規格 2057 による感覚強度 Wahrnehmungsstärke の曲線に対応したフィルタを用いK値を求めることが行われていたが¹⁾、最近 ISO2631 準拠に移行したK値が用いられている¹⁷⁸⁾)。

この意味では、JIS の振動レベル計は、まさに乗心地計そのものであると見てもよい**。しかし、振動レベル計を乗心地計として用いようとする場合に特に注意しなければならない点があることを忘れてはならない。それは、図11に見るとおり、水平振動特性で、1~2Hzの部分の相対レスポンスが+3dBとして平行移動していることである。これは、ISO2631 感覚曲線において、同一許容限、たとえば8h、を示すz方向に関する線と、x,y方向に関する線を比較するとx,y方向の1~2Hz域の部分の水平な曲線部分とz方向4~8Hz域の水平部分との差が3dBあってx,y方向の方が、周波数域の差はあるにせよ人間の振動に対する感度がよいことを示していることに対応しているのであって、この、方向による感度差を補正するため、+3dBの補正量を水平振動に対して与えたものである。このように方向感度補正を行うより具体的な理由は振動レベル計がしばしば公害振動計といわれることから分るように、規制値と深くかかわっていること、そして、上記のような方向感度補正をしておけば、振動の方向にかかわらず、測定値と曝露時間規制値を1対1に対応させ得ることにある。

このように、振動レベル計では水平振動特性に方向感度補正をしているため、ISO2631で与えられているx,y方向に関する特性—1~2Hzで0, 2Hz以上で-6dB/oct

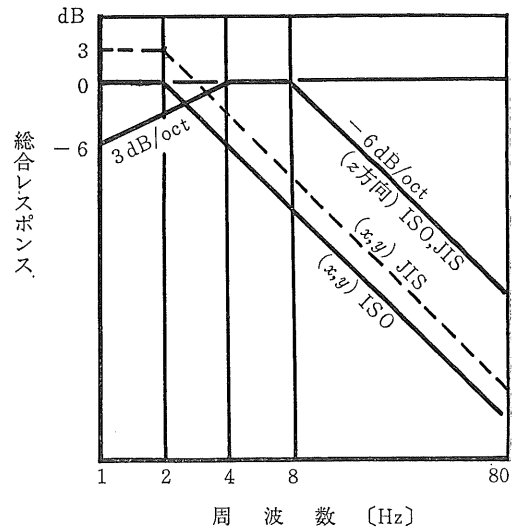


図11 JIS C 1510 の周波数補正回路の周波数レスポンス (比較のため ISO 2631 についても記入してある。)

で減衰—を用いた場合との間に 3dB の差が生ずる。注意しなければならない点といったのはこの点である。そして、このことは、水平方向の振動の評価を行うときだけでなく 3 方向合成振動レベルを考えるとときにも関係すること、もちろんである。3 方向合成振動レベルは、ISO 2631 の周波数補正を行った各方向の加速度 rms a_z ; a_x , a_y を用い、方向感度補正を考えて

$$\sqrt{(1.4a_x)^2 + (1.4a_y)^2 + a_z^2}$$

で定義されるが、振動レベル計の指示値 (dB) から換算した加速度 rms の値 $a'_x, a'_y, a'_z (=a_z)$ を用いれば、上式は

$$\sqrt{a'^2_x + a'^2_y + a'^2_z}$$

となり、この両式の混同に対して注意を払わなければならない。

5.3.2 デジタル乗心地計の試作

振動レベル計の場合、指示計の動特性は、整流回路平滑時定数0.6s相当となっている***。これは、三輪***が単一バースト振動に対する振動感覚に関する実験で、振動

**原理としての表現で、箱型等の検出計を用いればの話である。同JIS 附録にはこのような用法も含まれるとなっているが、[検出計が地面又は床面に設置する形となっているのでそのままでは使用できない。この関係から、振動レベル測定方法のJIS案では公害振動測定に限定している⁸²⁾。]

***1)の解説参照

* 結果の判定はレスポンスの曲線が水平の部分、すなわちz方向では4~8Hz, x,y方向では1~2Hz部分のrms値と比較して行う。

継続時間が短いほど、感覚量が減少することを量的に示した結果に基づいており、0.6sという時定数は、いわば人間の振動感覚の時定数に合わせたもの、ともいえる。

ところで、道路走行時、あるいは後述する人工悪路走行時には、座席下・座席上共振動加速度 rms は時々刻々変動しその変動の状況は適当な時定数をもつ指示計の指示値、(または記録計の記録値)の変動として示される。一方、同一路面状態の所を、トラクタ、座席、運転者、走行条件等を変化させてその比較をしたい、という場合には、変動値を何らかの意味で時間平均して一つの値としてから比較することが便利である。そこで筆者は rms の定義式

$$a_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}$$

における T を任意に定めることができ、 T と a_{rms} をデジタル表示する計器を作ることを考えた。なお、上式中の $a(t)$ として、振動加速度をそのまま用いてもよし、ISO2631準拠の周波数補正回路を通してから用いてもよいようにし、デジタル乗心地計と名付けた。この際一番の問題になるのは数100sに及ぶ T の間の2乗積分の求め方であるが、これについては、通常考えられる2乗値の累加の方法を採らず、モンテカルロ法によることとした。モンテカルロ法を計測に応用する技術は SEM (Stochastic Ergodic Measurement; 確率的エルゴード測定法) と呼ばれ、オーストリーのウィーン工科大学 Wehrmann が同国計測器メーカ Norma 社と共同で開発した技術である²⁴⁰⁾。我々の必要とする2乗平均値の場合について、その測定原理を附一1に示すが、ここに極めて簡単に要点だけを述べれば次のとおりである。つまり、未知量 a ($|a| < 1$ とする) に対し、0~1間に一様分布する乱数を N 個発生させ、そのうち、乱数の2乗が a^2 より小さなものの個数 n をカウントすると $(n/N)^2 = a^2$ となって、開平すれば a が求められる。

国内では、鍋小野測器製作所が SEM の技術を有していることを知ったので、基本仕様を与えて SEM によるデジタル乗心地計を、1977 (昭和52) 年から次年にかけて、同社に試作させた。外観を図12に、主要諸元を表6に示す。なお2チャンネルとしたのは、同一測定時間内の座席上、座席下の振動の比較、あるいは、周波数補正回路を通したものと通さぬものの比較等、1対に考えるべき事項に対処しようという考えによるものである。

校正・使用の段階で得られた知見は次のとおりである。まず、rms の計算については、入力レンジを適当に

選べば実用上の問題はない。しかし、周波数補正回路は周波数レスポンスの精度があげにくく、同一AC入力に対する両チャンネルの指示値がかなり違った。この点に関しては、別途、より精度の高いフィルタを準備して対処しなければならなかったが、そもそも折線で示された周波数レスポンスを持つフィルタを用い、かつ dB 表示せずに V ないし ms^{-2} のまま表示させる場合において、

表6 2ch デジタル乗心地計の主要諸元

項 目		仕 様
入 力 部	最大入力	±5V (DCレンジ), DC5V ±5V _P (ACレンジ)
	入力レンジ	1, 2, 5Vフルスケール手動切換, オーバフロー警報付
	入力インピーダンス フィルタ	100kΩ ISO2631準拠(≈方向), ON—OFF可能
演 算 部	サンプリング間隔 乱 数	0.1ms毎 11ビットM系列シフトレジスタによる (100ms/周期)
	測定時間	0.1~999.9s
表 示 部	実効値 時 間	両チャンネル共4桁, LED 4桁, LED
コ ン ト ロ ー ル	計測スタート 計測ストップ	手動押スイッチ 同上及びデジタルスイッチ による自動ストップ
電 源	電 源	AC 100V(±10V), 50/60 Hz, 100VA
重 量	重 量	約15kg



図12 試作デジタル乗心地計

複数チャンネルの指示値が同一になる程フィルタ特性を精度よくそろえることはかなりの難事である。表示をdBとすることが許される場合、この難点は事実上解消すると見てよからう。

なお、SEM乗心地計については、これより先、1974年、オーストリーのSchrottmaierが3チャンネルのものを報告し、また検査に実用している²⁴⁰⁾。筆者のものと基本構想は同じであるが、各チャンネルについて2乗平均値の他、平均、絶対値の平均、ピーク値等も得られるようになっている。ただし、デジタル表示器は2個で、測定値用1個(切換えて使用)とT表示用1個となっている。また、2乗平均は、SEC(Stochastic Ergodic Converter)部のXの形の出力を自乗器、積分器を通して求める形となっているのが内容的に大きく筆者のものと相違しているところである。オーストリー Norma社の製品について脚注*を参照されたい。

5.4 周波数分析関係

トラクタ座席振動の周波数分析は、現在よりも1970年以前の頃の方が関心を持たれ、報告も多かったと見られる。それは当時まだ周波数補正(感覚補正)後にrmsを求めて、その1個の数値で現象、あるいは座席の良否を検討比較する方法が確立していなかったからと見られる。そして、多数の分析結果をまとめて表示・比較するためには、周波数分析でピークを示した周波数に対して全帯域でのrms値をプロットする、というような苦肉の策も用いられていた。

現在では、比較・検査のためには乗心地計が用いられるようになったので、一般的な評価は極めて容易にはなったが**、このことは周波数分析を不要とするものではない。振動の原因・特性の把握、対策の検討等には、当然周波数成分に関する情報が必要となる。これに関しては、最近高速フーリエ変換FFTの技術が一般化して、リアルタイム・スペクトルアナライザの形での分析器が市販されるようになったので、極めて分析が容易になった。しかも、我々の場合、入力レベルがかなり変動する現象を対象とすることが多いため、平均操作の組み込まれた分析器によって安定した分析結果が得られることのメリットは大きい。ただ、現在の大抵の分析器では、パワースペクトル密度PSDの形での結果表示がされないで、場合によっては不満が残ることがある。

5.5 計測・分析系全般

座席振動の計測上の基本的事項について、筆者の、試作を含む諸経験と問題点の考察、注意すべき点の指摘の記述を行ってきたが、本章の終りに当って、筆者らが農業機械化研究所で用いている計測・分析系について略記しておく。

計測・分析系を、人工悪路における座席振動計測の場合について模式的に示せば図13のとおりである。この図に記入してあるもののうち主要なものについては上に述べたところであり、全体として特に問題なくルーチンに使用できる。したがって、若干のモディファイ程度で座席の型式検査方法にまで十分に用いることのできる精度と安定性、取扱性があると考えている。

ただ、なお若干の仕様の追加は必要である。その一つは、振動加速度入力ピーク値のホールド機能の追加である。これはcrest factorをチェックするためである。

$$\text{crest factor} = \frac{|\text{信号の最大ピーク値}|}{\text{rms}}$$

つまり、筆者の経験では、人工悪路走行試験に関するかぎり、座席上でcrest factorが3を越える状態はまず生じないのだが、もし3を越えることがあると、ISO 2631の適用自身に問題がでて来るからである。最近では6程度までは適用性があるとの論もなされているが、確立された説にはなっていない。また、crest factorが大となると、計器のレスポンスにも検討を要することにもなる。ただし、SEMによる計測部は、crest factorが14程度まではよいとされている。

なお、研究用としては、PSDないし伝達関数が簡便に得られる分析器のあることが望ましい。

6 座席試験の振動入力

座席の振動特性を明らかにする目的での試験を行う場合はもちろん、座席懸架系部品、座面等のクッション類の耐久性に関する試験を行う場合などでも、座席に何らかの振動を、試験目的に応じて入力する必要がある。本章の主題は振動特性を明らかにするためのものにあるが、まずその他の目的の試験に他機関で用いられている諸法を概観し、ついで振動特性を明らかにするための入力諸法について比較検討し、筆者の設計した座席試験用人工悪路について述べることにする。

* オーストリー Norma社のSEMによる指示計器はU関数計の名で輸入・販売されている。ピーク値、平均値、2乗平均値、実効値を計測する2chのものであるが、周波数範囲が10~15Hz以上で、我々の目的には適しない。

**比較試験型式検査における乗心地計の有効性が広く認められていることについては、122)参照
また乗心地計による評価法が1/3オクターブ分析による評価法よりきびしい結果を与える例は、195)参照

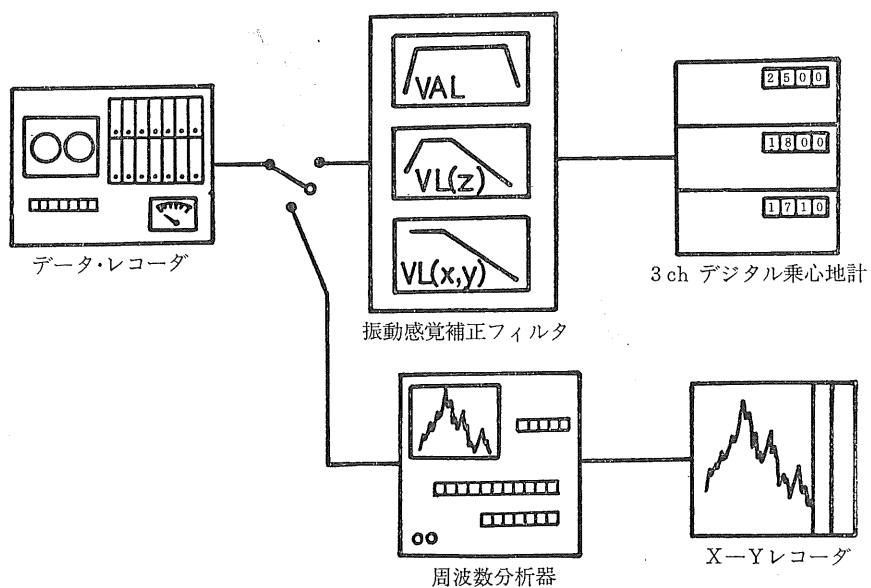
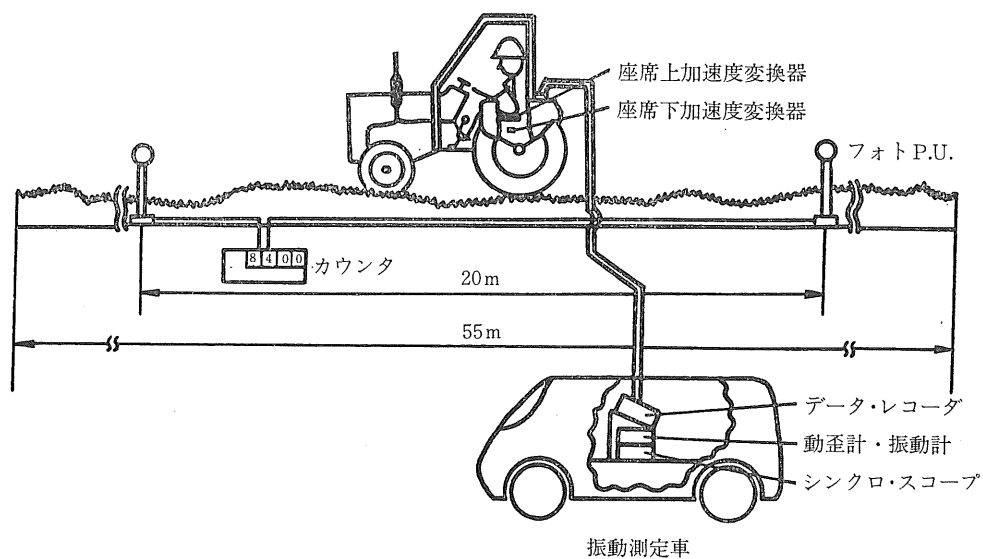
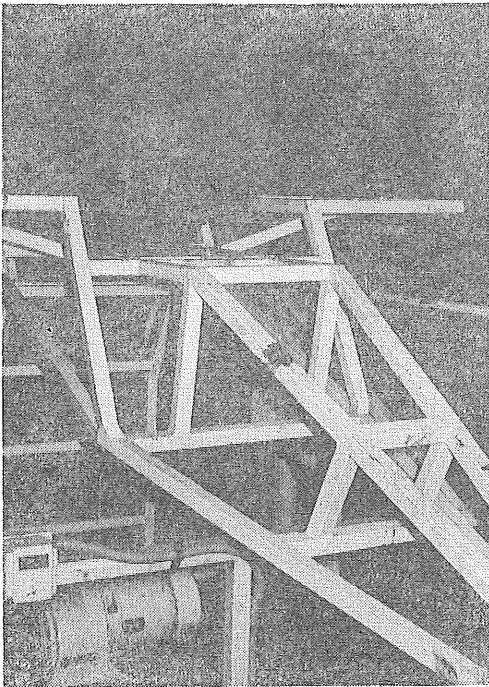


図13 使用測定器・分析器とその配置（最近のもの）

6.1 座席の耐久性試験等の場合

1970年当時、NIAEでは図14に示すような耐久性試験装置を製作・使用して耐久性試験を行っていた。これは左右1対の不整形カムによって台枠を振動させるもので、座席上には重錘を負荷する。NIAEでは、この装置を1971年に、座席試験に関する OECD 標準コードに提案したが¹¹⁰⁾、結局採用には至らなかった。その理由の一部には、不整形カムの形状に一般妥当性のある基礎づけがなかったことが指摘されよう。



ンションシートの採用が一部始められた段階で、統一的な耐久性試験が具体的に要請されてはいない。しかし、このことはやがては問題にされることは確実であろうと考えられ、その時には上述の諸例は十分参考に値する。ただし、upholstery 材料の経年劣化は別途検討を要する。

6.2 座席の振動特性試験の場合

まず、座席への振動入力を実施しようとする際の考え方に、大別して2通りあることに注目しておく。つま



図14 NIAE の座席耐久性試験装置

(左：回動式フレーム。右：加振凹凸輪 1971.1 筆者撮影)

BVPAでは図15に示す方式のものをを用いている。簡単な油圧加振台の上に座席を取り付け、重錘で負荷して連続加振するものである。ちなみに試験中は懸架系、特にダッシュポットの油の過熱を防ぐため、ファンで送風冷却している。

なお、国内で市販されている座席試験機は、機械的に加振する一方、人体股部の形状を模した荷重板を介して負荷し、さらに、その荷重板に垂直軸まわりの振りを加える機構となっているが、その用途は主として一般自動車用シート、特にその upholstery の耐久性試験に用いられている。

我が国の農用トラクタ用座席の場合、ようやくサスベ

り、座席懸架系の振動特性を明らかにするのであるから、単体としての座席を対象に試験を行えばたり、とする考え方と、同一の座席、運転者、路面状態の条件下でも、その座席をとりつけたトラクタの違いによって運転者の受ける振動は異なるから、トラクタと座席の組合わせについて試験をすべきであるとする考え方である。理想的には、この二つの考え方のいずれかによる実測値から、他の考え方によって得られる筈の値への換算が得られることが望ましいが、現在のところまだ実用的な一連の手法としては確立されていない。

実は、この座席単体、トラクタと座席の組合せのいずれについて試験をするかということの選択には、後記す

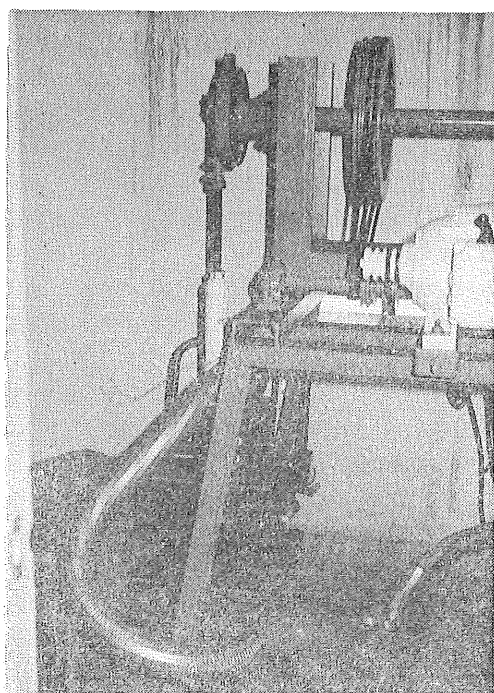


図15 BVPA の座席耐久性試験装置
(1976.5 筆者撮影)

る各種振動入力法のいずれを用いるかということにも大きく影響され、ひいては経費、主として設備費に影響されることである。また、当然ながら試験の目的にも左右されるのである。ここにいう目的とは、試験がいわゆる一般的試験研究として行われるのか、あるいは座席もしくはトラクタとの座席の組合せの型式認定 type approval のために行われるのか、ということである。以下、このことにも意を払いながら、入力諸法を概観する。

6.2.1 振動入力諸法の概観

1) 振動入力の諸法 座席への振動入力の方法は大別して次の3方法がある。

- a 機械式加振装置による方法
- b 電気油圧式加振装置による方法
- c 人工悪路による方法

この他に、bに類するものとして動電型加振装置による方法が考えられるが、座席への振動入力としては低周波大振幅が要求されるため、実際には用いられない。

2) 機械的加振装置 初期の座席試験はこの方法によって行われた。Dupuis の座席の形式とエネルギー消費等に関する一連の有名な研究（前述、図4）は、ドラムに取付けた突起によって上下方向に加振される枠上に、各

種座席単体を取りつける方法によって行われた。また、スウェーデン国立農機検査所（Jordbrukstekniska Institutet）のBjerninger が用いたのは、トラクタを後2輪のところで加振するもので、トラクタ後輪を支える2本のロールに突起を取付ける方式であった¹³⁰⁾。

他にも、機械的加振装置を用いた例があるが、いずれにせよ、振動数はドラム等の回転速度調節で簡単に変更できるものの、振幅の調節は簡単でなく、さらに、基本的には、正弦波入力に得にくく、衝撃波的になりやすいという欠点があり用いられなくなった。

3) 電気油圧式加振装置 最近10年間に容量も増大し各方面に普及して、トラクタ等の車両の加振に用いた報告も若干見られる。また、座席単体の試験に供した例の代表的なものは、1960年代後半のNIAE、MPIの諸研究に見られる。特に後者では1970年代初頭、2本の油圧シリンダを用い、 x 方向のみならず y 方向の加振も可能とした。農業機械化研究所で筆者が座席等の試験を主目的として昭和46年度に導入した加振装置は x 方向加振のものである。本論文中でも、この装置を用いた試験の結果が若干箇所に分かれて記載されているので、ここに装置の主要な仕様をまとめて記しておく（表7）。

表7 農機研で用いている
電気油圧式加振装置の主要な仕様

項 目		仕 様
油 圧 源 部	定格圧力	13.7MPa (140kgf/cm ²)
	電動機 オイルタンク	15kW 容量200ℓ, 水冷式
加 振 部	加振力	±14.7kN (±1500kgf)
	最大振幅 振動台	±100mm 600mm×600mm Aℓ製
総 合 機 能	加振周波数 制御機能	DC, 0.1~200Hz 変位フィードバック制御 変位, 加速度AGC
	モニタ	周波数, ピストン位置 片振幅, 加速度
安 全 装 置		過振幅時自動停止 非常停止ボタン (遠隔操作非常停止可能)

ところで、電気油圧式加振装置では、正弦波振動、不規則振動が容易に得られるから試験を行うのに便であるが、実際面では不利な点、注意を払うべき点がある。まず不利な点を挙げると、1方向の振動を与える場合には

油圧シリンダ部が1セットで済むが、2～3方向の振動を与える場合、あるいは軸方向振動にピッチング、ローリング、ヨーイング等の角振動を重合しようという時には複数の油圧シリンダ部とその制御部（同期のための制御部を含む。）が必要となり、油圧源の容量増大とあいまって経費が莫大となり、取扱いも複雑となる。

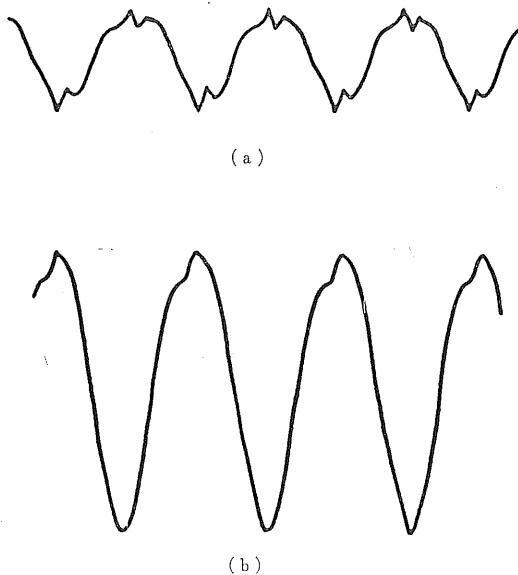


図16 電気油圧式加振装置の加速度波形の乱れの例

- a : 40Hz 2G レンジで $\pm 1G$ 加振時
 b : 40Hz 5G レンジで $\pm 3G$ 加振時
 ただし $G=9.8m/s^2$

注意すべき点としては、まず波形の問題がある。先に触れたように、電気油圧式は低周波数、大振幅の場合に動電式より有利とされるが、波形の面では動電式に劣る。具体的には、正弦波振動の場合、加速度波形のピーク部分に鋭い突起等が生ずる。図16に一例を示すが、これは電気油圧式の場合、変位でフィードバックする制御方式が採られ、サーボバルブとの関連で、ピストンの変位波形のピーク部にわずかのリップルが生じ、その2階微分としての加速度では特異な形が生ずるものと一般に説明されている。このことは、加速度に対する人体の感覚を云々するときは特に注意を要することである。しかし、その突起の生ずる時間は極めて短いから、主として

変位で論議する場合はもちろん、加速度で論議する場合でも、振動感覚の時定数、高周波成分の減衰の関係から、特に問題とせずに用いうることも多いのである。

ついで波形関係では、周波数による位相のずれのため、テープ等に収録した加速度波形の再現時に波形の異なることが生じ得ることに注意しなければならないが、このことは通常入出力の統計的性質が同一であることを確認して処理される。

なお、実際面としては、型式認定のように routine な形で用いる場面を想定すれば、振動のレベルの設定、つまりは増幅度の設定の面で、設定の精度と再現性が十分確認されなければならないが、供試機ごとくに要する較正・調整のための時間と労力はかなりのものになることに注意しておく必要がある。

4) 人工悪路 詳細は次節で取りあげるが、実車の走行による振動入力法として人工悪路を用いることは基本的に理解を受けやすい方法であり、条件設定、再現性の面でのトラブルも避けられる利点も持っている。一方、どのような悪路を建設するかを定めることが問題であり、一旦建設した人工悪路の路面プロファイルの変更は不可能に近い。そして、人工悪路は、その規模にもよるが、建設のためにかなりの用地を要し、供試機走行のみならず、その回行・搬出入、測定車の走行を考慮すれば、人工悪路本体の必要とする面積の少なくとも2倍以上の敷地を必要とする。また、その規模からして屋外施設となることが実際上避けられぬため、雪の多い国、地方では試験期間に限られる。このことが、人工悪路を用いる座席試験法の国際的統一に対する北欧諸国の消極的態度ないしは反対表明の原因ともなっている*。

ところで、筆者はかねてから人工悪路の語を用いて来ているが、走行路の路面は必ずしも極端な悪路であることは要しない。何らかの意味で振動の入力となり得る走行路路面が人工的に固定的に建設されていればよい。その意味では、振動試験用人工走行路とでも言えばよいのかも知れないが、一般に問題となるのはある程度以上の悪路には違いないから、上記の事情にかかわらず人工悪路の語を用いる。なお、これに関連する語は国内・外でも統一されておらず形状、用途、慣行等により種々の名称が附されている。たとえば、波状路, artificial track, obstacle road, Belgian road, Ersatzbahn¹⁹⁸⁾, Holperbahn²⁴⁰⁾等々である。

5) 電気油圧式加振装置と人工悪路の比較 両者とそ

* 結局はISO 5008が成立した(1979)。

れによる試験の特徴、問題点は前2号にあげたが、その他の項目を含めた比較表を表8に示す。

表8 電気油圧式加振装置と人工悪路による座席試験法の比較

項 目	電気油圧式加振装置法	人工悪路法
1. 敷地面積	狭	広
2. 構造	複 雑	簡 単
3. 試験条件（入力として）	可 変	固 定
4. 条件設定・校正	慎重を期す必要がある	全く不要
5. 再現性	上に同じ（繰返しの意味で。現実振動の再生の場合には、別途位相特性要注意）	特に注意を払う要なし。
6. 天候・季節・時刻の影響	無	有
7. 実験に要する人数	少	中

6.3 人工悪路とその設計

座席振動入力としての人工悪路についての概観は上述のとおりであるが、本節では一般路面及び各種人工悪路の路面プロファイルについて検討し、ついで、一般性のあるランダム・プロファイルを持つ人工悪路について、設計法を論じ、また筆者の行った設計～造成の経験について述べる。

6.3.1 路面のプロファイル

路面等の凹凸を統計的に把握する諸方法としては

- 一定区間（3 m）の最大凹凸量
- 標準偏差
- 波形として連続式測定機で測定し、プロファイルインデックス(PrI)、トータル・キュミラティブ・ラフネスTCRとして整理する。
- 1輪のラフネスメータで測定しラフネス・インデックス（内容的にはTCRと同様）として整理する。

等が用いられるが¹⁸⁾、凹凸の周波数の考え方を導入するためには、

e) 凹凸のパワースペクトル密度（PSD）が用いられる。

PSDによって凹凸を統計的に把握する方法は、一定間隔ごとに凹凸を計測してPSDを計算するもので、実際面では測定間隔の選択、路面緩傾斜の取扱い、ウィンドーのかけ方等に、それなりの注意と検討を要するが*、解析的な意味の裏打ちもあることから、不規則な凹凸を表現する方法として広く用いられている。また、農道、耕作地等における地表の凹凸PSDも発表されていて、比較にも便であり、以後特に断わらない限り、本論文では、路面凹凸の統計的性質はPSDで考えることとする。ただ、ここで、金津ら³²⁾が、農業機械化研究所内の砂利道の凹凸に関して、PSDと共に、凹凸の確率分布を調査した例のあることを附記しておきたい。

ここで、図17、図18に、農道等の凹凸のPSDについて各国で報告されている例若干を示す。

これらの図を見ると、全体として右下がり特に横軸（単位長間における凹凸周波数、あるいはそれに対応する相当角速度）、縦軸（PSD）の両者を対数目盛としたときは、PSDはほぼ右下がりの直線に近いことが分る。このことに注目して、BSI**の関連部会では、単にPSDで道路凹凸を表現することから一歩進んで、路面凹凸PSDによって路面状態を分級し、良否の判定を行うことを1972年に提案した¹³³⁾。その内容の概略は表9及び図19に示すとおりで、 $1/(2\pi)\text{cycle/m}$ を境として低周波側では周波数の2乗に、高周波側では1.5乗にそれぞれ反比例してPSDが減少する曲線群を与えたものである。この分級案については、周波数域を低いところまでとりすぎている(10^{-4}cycles/m 、つまり10kmに1cycleのところまで)という問題はあるが、全体としておおむね妥当であろうという判断が、我国の道路関係者からも示されている⁹⁶⁾。

6.3.2 既往のランダム・プロファイル人工悪路

上記道路分級案の提案される数年以前、1969年中頃に、NIAEと西独において、ランダム・プロファイルをもつ人工悪路が検討され、作成された。最も有名で、かつ影響の大きいのがNIAEのMatthewsによるものである²¹⁴⁾。それは2種の人工悪路をセットにしたもので、農道に対応する全長100mのものと、畦のある畑を畦と

* Köpper²⁰⁰⁾ は解析法の相異がPSD表示結果に与える影響を検討している。

** British Standard Institute.

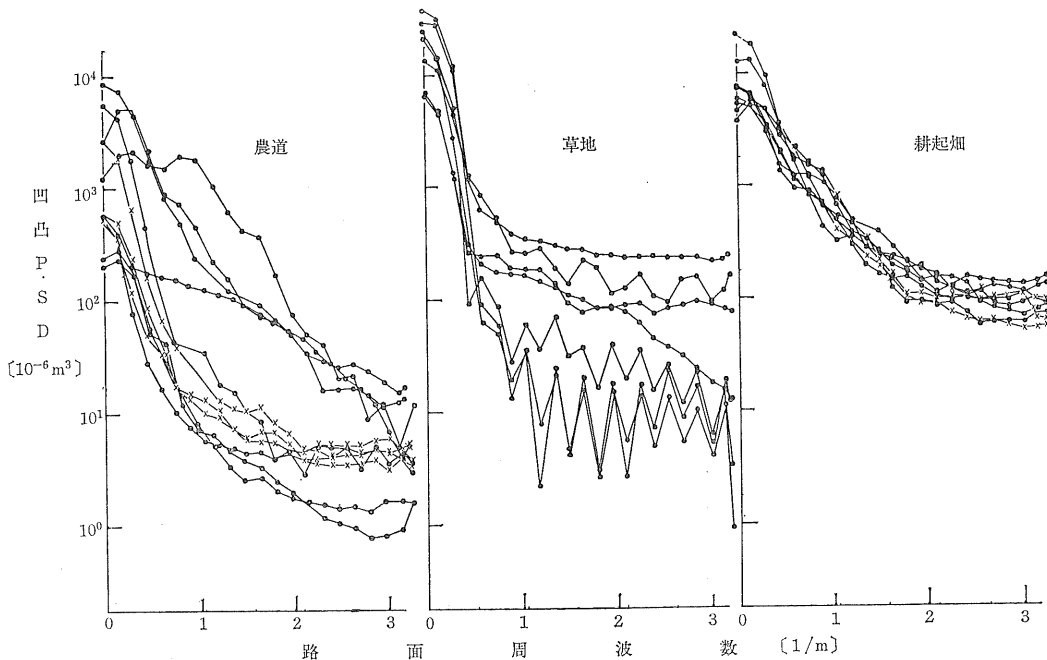


図17 農道等の凹凸 PSD (I)
(Matthews ²¹⁾による。ただし、両軸の単位は換算した。)

直角に走行することに対応する35mのものから成る。その一部を図20に示すが、図に見るとおり、高低差のある木を定められた順に配置・固定したものである。

この人工悪路のプロファイルは、後にBS, EC, OEC D Test Code, ISO における座席試験用人工悪路のプロファイルの原型となったという点で意義深いものがあるが、そのプロファイルはどのように定められたかに注意を払う必要はある。上記の100m人工悪路は smooth track, 35m人工悪路は rough track と呼ばれているが、簡単のため話を smooth track に限れば、その路面 PSD は次のように定められたものであった。まず、農道、草地等トラクタがかなりの速度で走行できる程度の路面（及び圃場面）多数の路面凹凸を16cm間隔で測定して PSD を求め“それらの平均の PSD を持つ”ものとして、smooth track 路面プロファイルが定められたと報告されている。この PSD の平均の表現は曖昧であって、何

表9 BSI 路面分級案の内容

$$S(n) = S(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w_1} \quad \text{for } n \leq n_0$$

$$S(n) = S(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w_2} \quad \text{for } n \geq n_0$$

路面クラス		$S(n_0)$ 範囲	$(S(n_0))$ 幾何平均	w_1	w_2
A	Very good	2 ~ 8	4	2	1.5
B	Good	8 ~ 32	16	2	1.5
C	Average	32 ~ 128	64	2	1.5
D	Poor	128 ~ 512	256	2	1.5
E	Very Poor	512 ~ 2028	1024	2	1.5

$S(n)$ は $10^{-6} \text{ m}^3/\text{c}$ の単位で測定する

n_0 は $1/(2\pi)$ cycles/metreである

らかの数学的平均を連想させるが、1971年1月、筆者がNIAEを訪れ、Stayner氏に直接訊ねた結果では、この

平均の意味は、多数の PSD 曲線の内から、視察によって中庸な位置にあるものを選び出す、ということであった。つまり、数量的平均ではないのであった。

なお、OECD 規格の人工悪路はBVPAで座席の型式検査に実用されている。Berlin 大学でも同様な人工悪

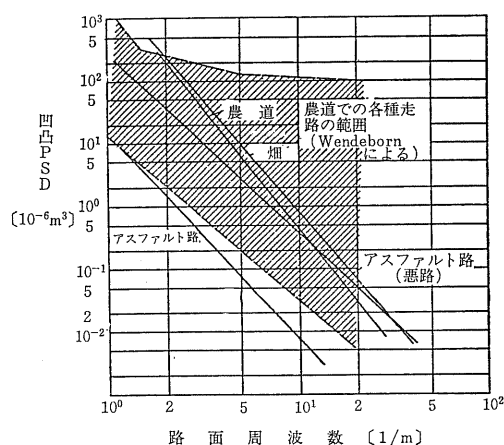


図18 農道等の凹凸 PSD (Ⅱ)
(Graef¹⁷⁷⁾ による)

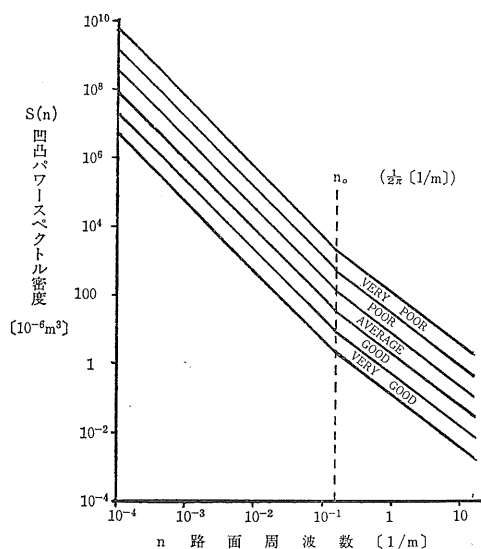


図19 BSI 路面分級案¹³³⁾

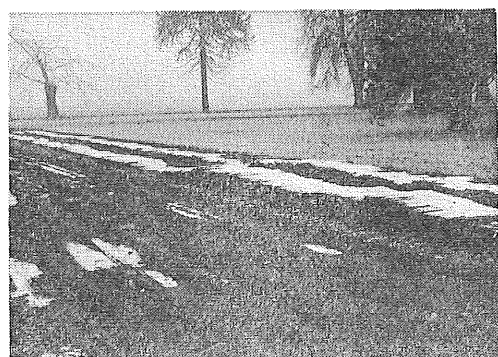
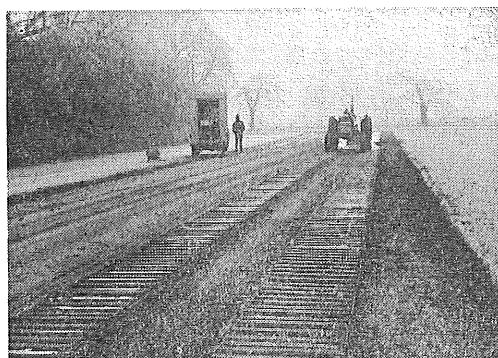


図20 NIAE の人工悪路
(上: smooth track, 下: rough track)
1971.1 筆者撮影

路を設置しているといわれるが、確認はしていない。なお、1979 (昭和54) 年に茨城県谷田部町の(財)日本自動車研究所で、ISO準拠ということで、smooth track の方を設置したが⁹²⁾、この建設に際して、筆者は後述する人工悪路造成に至る諸経験と注意点を伝え、その順調な設計・造成に寄与することができた。

その他の例としては Kiene¹⁹⁸⁾ の例を挙げることができるが、彼の方法も内容的には実存の農道のプロファイルを採用する方法で、移動平均のとり方に工夫を加えようとしたに過ぎないといえよう。

上に述べたものは座席振動計測を主目的としたものであったが、各自動車メーカーの備えている Belgian road についても附記しておく必要がある。Belgian の語は約10cm 立方の舗石を敷き並べた舗装道路において、道路が傷んだために凹凸が生じた状態を“ベルギー風”と称した所に発する。ベルギーに、そのような道路が多かったためか、濡れ衣であるかは不明であるが、それはともかくとして、車輛進行方向のみならず左右方向にも不規則な凹凸がある状態を人工的に再現したものであ

る。上記の意味での傷んだ舗装道路を悪路の代表とし、自動車の耐久性のみならず乗心地の研究にも当然用いる訳であるが、難点は舗石1個ごとにレベルを合わせて施工する要があるため、建造費が巨額にのぼること、路面の悪さが標準化され難いこと等であり、逆に、長所としては、実際の路面を模写したものだけに、何と云っても“実際の”である、ということが挙げられる。

なお、振動入力というより、衝撃の入力を加えることにより、特に耐久性に注目した試験を行おうという目的をもつものとしては、Rifai²³⁴⁾がトラクタ用トレーラについて行った試験例、Skromme²⁵⁰⁾がけん引式エレベータ類について行った試験例、全農の試験路等を挙げることができる*。

6.3.3 人工悪路の基本設計—ランダム・プロファイルのコンピュータ・シミュレーション—

さて、以下論を進めて筆者の設計・製作した人工悪路について述べることにする。

筆者が人工悪路設計において、最も基本的な事項として考えたのは、路面プロファイルの一般化であった。すなわち、NIAEのsmooth trackは、上述の意味での平均ではあり得ても、やはり、実存の道路の模写である事実には変りはない。そして、その路面プロファイルPSD曲線はかなり独特な形をしており、特に2cycles/m以下の凹凸周波数では乱れが大きい(図21)。そこで、前記のBS道路分級案に基づいて、同案の分級図(前出図19)に記入されている線またはそれらに平行な線を選定し、PSDがその選定した線になるような路面を定めることはできぬか、と考えたのであった。つまりは、PSDを前提し、その逆Fourier変換で自己相関関数を求めたあと、そのような自己相関関数を持つ数列が発生できるかという問題である。

所与のPSDから平均2乗誤差の意味での最良の線型予測を求めること自体は1940年代末のWienerに遡るようであるが、自己回帰モデル(autoregressive model)のあてはめ、という形で実用的な手法を開発・提示したのは文部省統計数理研究所の赤池氏であった。筆者が、

* 規則的な造成法ながら、結果として不規則な衝撃入力となると思われるものに、高さ175~180mmの突起物を3.5m間隔千鳥に配列して、装軌型、車輪型トラクタのけん引部・懸架部の強度を調査したDmitrichenko²⁹¹⁾292)の例、ネブラスカ・トラクタテストにおけるobstacle road、スピードスプレヤーの型式検査³⁾の例を挙げることができる。また、ドラム式の加振装置の中でもきわだって不規則性を強調した松本⁷⁹⁾の自動車耐久試験装置(擬ランダム2信号の双生素数列にフィルタをかけて得た凹凸を36等分したドラムに装着)は注目に値する。

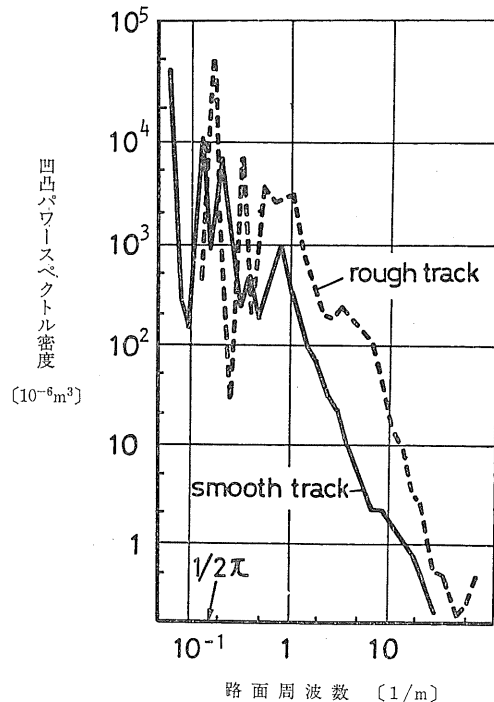


図21 NIAE 人工悪路の凹凸 PSD
(Köpper²⁰⁰⁾より、各右側走路についての、
(ある分析法によるものを採用、作図)

上記のごとく、所与のPSDから路面凹凸をシミュレーションによって発生することを考えた1974(昭和49)年の約1年前には、自己回帰モデルのあてはめによる線型予測の手法が一般書の形で公刊されていたのであったが⁹⁾、同手法の我々の問題への適用の可否と具体的注意点については、直接同氏からの御指導を得ることができた。そして、我々の問題は、自己回帰モデルのあてはめを経て、コンピュータ・シミュレーションによって実現することが可能となった。

以下に、筆者の行った人工悪路プロファイルの基本設計について項目ごとに略記する。

(1) 人工悪路は、左右2条の、いわば長い梯子2連を

平行に寝かせた形とし、左右両路の凹凸は独立する*。ただし、左右の凹凸 PSD は同一とする。

(2) 凹凸は75mm 幅の米松材を用い、枕木の間隔は、125mmとする。NIAE では間隔は160mmであるが、少しでもこの間隔をちぢめ、かつ、製作の労力上、1mがこの間隔で整除されるように考え 125mmとしたものである。この枕木間隔 $\Delta\tau$ を0.125mと定めることは、凹凸周波数 $1/(2\Delta\tau) = 4[1/m]$ 以上の細かい周波数成分を考慮しないこととすることに通ずる。なお、枕木の幅の影響は考えないこととする。

(3) 計算の出発点におくべきPSDは、上記 BSI 道路分級案の図の分級“poor”の中央を通る線とする。ただし、路面凹凸周波数を f として、 $1/(2\pi) \leq f \leq 4$ の間で考える。PSDを $S(f)$ として式で示せば：

$$S(f) = 256(2\pi f)^{-1.5}$$

ここに f は路面凹凸周波数 $[1/m]$

$$\left(\frac{1}{2\pi} \leq f \leq 4\right)$$

S は路面凹凸PSD $[10^{-6} m^3]$

(4) 路面凹凸の発生までの手順は図22および図23に示す。図中、 f 軸を普通目盛で表わした S の模式的グラフで、 S 軸に近い部分 ($f \leq 1/(2\pi)$) で S が放物線となっているのは、 S 曲線を S 軸に対称に書き加えて作る新しい $S(f)$ 、($-4 \leq f \leq 4$) が、Fourier 逆変換の積分において収束するようにするための“細工”である。計算は Facom 230—10によって行ったが、自己回帰係数とその次数を求める部分は、赤池のプログラム(文献9)所載のうち関連部分)を、上記計算機用にアレンジして用いた。また、正規乱数は、一様乱数12個の平均より得る方法を用いた。結局、路面凹凸プロファイル数列 $\{y_n\}$ は、

$$y_n = 0.0766y_{n-3} - 0.0519y_{n-2} + 0.8372y_{n-1} + \text{乱数}$$

の形で発生させ、スケーリングを行って定めた、そして2000個まで発生させたプロファイル値を2mmごとに丸め、また、乱数発生時に適当に与えた初期値の影響を避けるため、頭の方50個の値を棄て、数列の前半と後半とを、それぞれ左右の“梯子”のプロファイル値とすることとした。前後半を左右に振り当てることについては、この数列の自己相関関数が急速に減衰することから、十分離れた位置とは相関はなく、結局、左右路面凹凸を統計的に独立に定めていることに相当する。

なお、製作の都合上、プロファイル値の最小値が0に

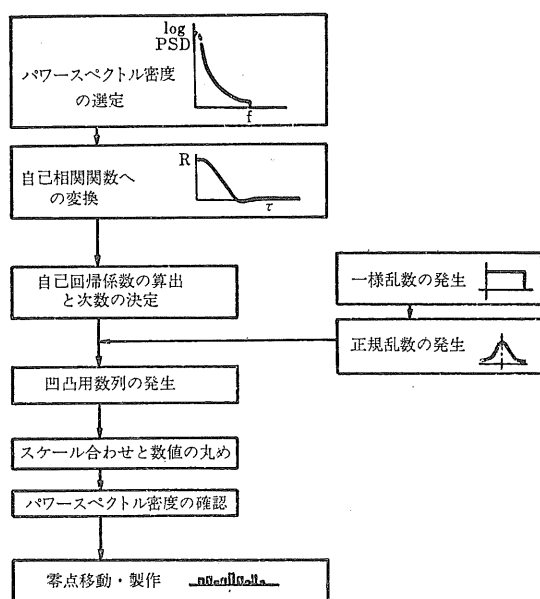


図22 路面プロファイル値発生の手順

(I) フローチャート

なるよう零点を移動した。以上のようにして得られたプロファイル値表の一部を表10に示す。

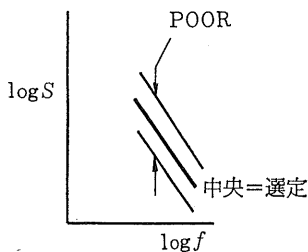
表10 路面プロファイル値表 (部分)

No	基準位置 からの距離	プロファイル値数列	
		左	右
	m	mm	mm
1	0.125	52	86
2	0.250	52	78
3	0.375	52	82
4	0.500	46	84
5	0.625	44	84
6	0.750	42	84
7	0.875	30	90
438	54.750	78	50
439	54.875	76	52
440	55.000	84	76

(5) 上に述べた手法によって得たプロファイル値が予め想定した条件、すなわち、所与のPSDを持つか、また正規分布をしているか**、について確認を行ったのが、

* 左右方向の凹凸については情報が少ない。よしんば coherency 等の形の情報を利用するにせよ、トラクタ輪距に合わせて“梯子”間隔を変える方法にとっては、無意味である。

** 路面凹凸は必ずしも正規分布をなさない。というよりも異なる場合の方が多い²¹⁾。しかし、代表的な分布を想定し得ないのと後の解析時のことを考えて正規乱数を用いたのであった。

1 パワースペクトル密度 $S(f)$ の選定

$$S = A f^{-1.5} \left(\frac{1}{2\pi} \leq f \leq 4 \right)$$

$$= a - b f^2 \left(0 \leq f \leq \frac{1}{2\pi} \right)$$

$$= 0 \quad (4 < f)$$



2 Fourier 逆変換による自己相関関数の決定

$$R(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S(f) \cos(2\pi f \tau) df$$

$$R(n\Delta\tau) = 2 \int_0^4 S(f) \cos(2\pi f \cdot n\Delta\tau) df$$

数値積分は台形則により,

$\Delta\tau = 0.125$ m とした



3. 自己回帰係数の決定

$$\sum_{m=1}^M R(h-m) a_m = R(h)$$

$$(h = 1, 2, \dots, M)$$

自己回帰次数 $M = 3$

$$a_1 = 0.8372$$

$$a_2 = -0.0619$$

$$a_3 = 0.0766$$

R_ε (下記) の推定

4. プロファイル値の発生

$$y_n = a_3 y_{n-3} + a_2 y_{n-2} + a_1 y_{n-1}$$

+ 乱数

乱数は平均値 0, 分散 $\hat{R}_\varepsilon$ の擬似正規乱数を発生させることとした。

一旦 $\{y_n\}$ を得た後, スケーリングのためパワースペクトル密度を算出し, その結果により乱数の分散を修正した ($R_\varepsilon = 68.0 \text{ mm}^2$)。

改めて $\{y_n\}$ ($n = 2000$ まで) を発生。

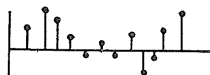


図23 路面プロファイル値発生の手順
(Ⅱ) 主要部分の数値的説明

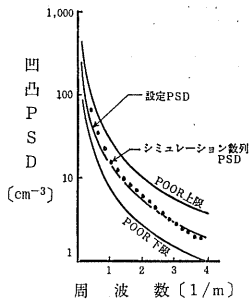


図24 所与のPSDと発生凹凸PSDの比較

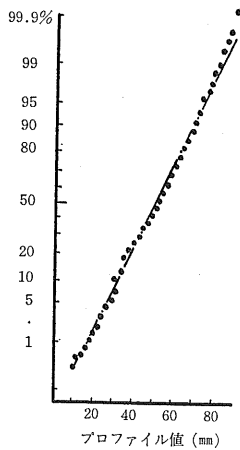


図25 発生プロファイル値の分布
(正規確率紙にプロット)

図24及び図25である。PSDの面でも、正規分布の面でも十分に満足できるものである。

6.3.4 第1次人工悪路の作成

上記の人工悪路用プロファイル値の発生に続く第1次人工悪路の実際の作成は、1974（昭和49）年初頭に着手した。その構造概要は図26に示すとおりであるが、作成の手順、細部仕様等は以下のとおりである。

まず、初めに、75mm角、長さ400mmの米松材多数を

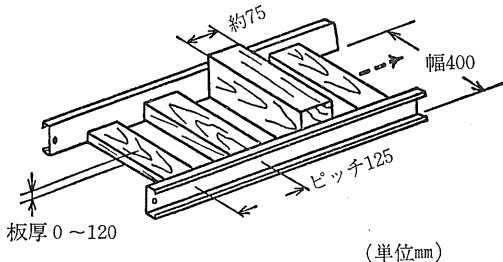


図26 第1次人工悪路模式図

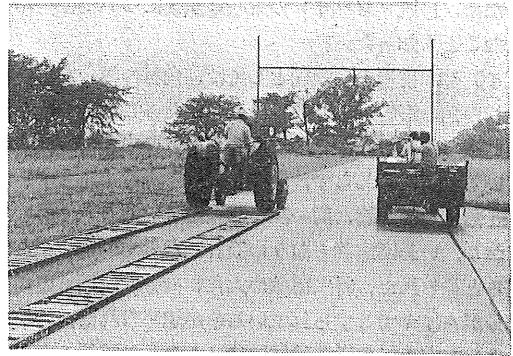


図27 第1次人工悪路における試験風景

準備し、これからプロファイル値に応じた厚さに加工作して凹凸用の“枕木”を作成した。この際使用した機械は木工用鋸盤及び自動鉋盤である。多くの“枕木”は角材の切落し鉋がけで所定の厚さ（高さ）を得たが、75mmを越え、最高102mmに達する厚さのものについては、2個の材料を重ねて釘止めすることによって作成した。ついでリップ溝形鋼を長さ6mに切りそろえたものを7×4=28本準備し、125mm間隔に“枕木”を釘止めするための釘穴をハンドドリルで穿った。そして、プロファイル値表に従って“枕木”を配置し、リップ溝形鋼と釘で締結し、6mの梯子状のもの14個を作成した。これらを、農業機械化研究所内テストコースのコンクリート舗装面上*に順次配置し、結合することにより、左右1対の、長さ42mの梯子状の第1次人工悪路を仮設の形で作成した**。この仮設第1次人工悪路模式図と試験風景を図26、27に示す。

この第1次人工悪路での実験段階において経験した諸事項のうち、第2次の人工悪路造成に向って参考となったものは次のとおりである。

ア) 凹凸の具合は、トラクタ座席振動入力としては試験目的に適っていると見られた。すなわち、トラクタ上下方向励振の状態としては、座席懸架系の構造で明らかな感覚差を生ずる程度の凹凸程度であり、しかも、乗用車では、乗心地を大きく損なう程の振動は感じなかった。ただし、トラクタの左右方向のゆれはかなり大きく、左右両路の独立性が少し強ききすぎているものと見られた。なお、ゴムクローラ式走行部をもつ自脱コンバインに対しては、間歇的で大きいピッチングが発生す

* テストコース・コンクリート面の凹凸は、継目部分を除き、高々5mm以内といわれている。

** 以上の工作は、総て筆者らの手作業によった。

るため、自脱コンバインの乗心地試験については適用できぬことも知った。

イ) 基本構造上の問題としては、角材の幅、ないしは角材の角の影響がありそうに思われた。このことは、凹凸の高さが角材の幅(悪路長手方向)の中心で定義されているにもかかわらず、実際にはその点を中心とする75mm角材の幅の間、同一高さになっていることに起因しており、いわば定義どおりの設計になっていないことに因ると見られた。特に落差の大きい部分では角材の角の部分がタイヤでこすられているのが認められた。

ウ) 左右1対の梯子状悪路は、トラック輪距の大小に応じて間隔を調節せねばならず、不便であった。また、厳密に言えば間隔調整にともなう、コンクリート路面の凹凸によるプロファイルの変化が生じ得る。

エ) ア項に記したようにトラクタの左右方向のゆれが大きく、2次元計算をしてみると、計算結果と実測結果の比較が困難になるおそれがあると認められた。

オ) 耐久性の面から言えば、釘で木材を固定する方式はよくない。釘が錆びて枕木の固定がきかなくなる等の他に、釘が錆びていなくても、トラクタに何らかの理由で急ブレーキをかけると、枕木は抜けてしまう等の不具合が生ずる。ちなみに、BVPAの枕木式人工悪路では、我々のリップ溝型鋼に相当する部分は不等辺角形鋼を用い、それに、角形鋼を溶接することにより、規定の高さに加工した枕木を落し込む、ないしは嵌め込む構造としている。枕木方式で人工悪路を作成する場合には、このように交換・補修の便を考慮しなくてはならないし、一方では、恣意的な枕木の入替えに対する何らかの対策も併せ考えねばなるまい。

6.3.5 第2次人工悪路の作成

上述の第1次人工悪路作成と、それに伴う試験によって得られた知見に基づいて、1976(昭和51)年度末、農業機械化研究所構内に、第2次の人工悪路を本格的工事により設置した。その設計の主要な仕様は以下のとおりである。

ア) 路面プロファイルは、左右共第1次のものと同一とした。つまり中位の POOR、かつ左右独立とする。

イ) 助走路を除く凹凸部分の全長は、55mとする。これは、材料規格長5.5mの倍数のうち、敷地との関連でできるだけ長くとれる長さとして定めた。もちろん、全長42mの第1次人工悪路での経験で、解析上、全長55mあれば一応十分であることを確認していたこともある。

ウ) プロファイルを、できるだけ定義に忠実に実現す

るため、つまりは、枕木方式におけるように枕木の角の影響を心配する必要をなくするため、鋼管によってプロファイルを作成することとした。つまり1対の平鋼の長手方向の1辺を基線とし、125mm間隔で、基線からの距離がプロファイル値になるよう鋼管(22mmφ)用の孔をあけ、そこへ鋼管を入れて梯子状に溶接した。この‘梯子’の外側に、基礎への取付け用に角形鋼を溶接した。(図28参照。)

エ) 基礎は、栗石を下に敷き、鉄筋を入れたコンクリートであり、その上に‘梯子’をおいてレベルを出した後、‘梯子’と基礎との間にコンクリートを流し込み、また表面はセメントモルタル鉄こて仕上として、鋼管によるプロファイルがセメントの凹凸によって干渉されぬように入念に施工した。なお、長時間の使用の間には、鋼管がコンクリートと離れて振動する懸念もあるので、そのようなことのないよう、鋼管には適宜のアンカーをとりつけた。(図28~31参照。)

オ) 左右の悪路面の幅は等しくせず、左側は0.6m、右側は2.1mとした。この寸法はおおむね45kW(60PS)程度までのトラクタの走行を考慮して定めたものである。



図28 第2次人工悪路建設風景 (I)
(梯子の構造及び鋼管下側のアンカーに注意)

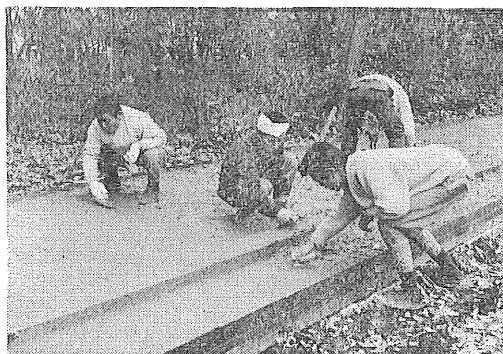


図29 第2次人工悪路建設風景 (II)

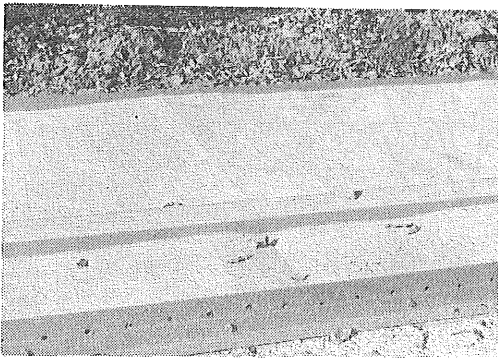


図30 第2次人工悪路完成時の路面
(プロファイル値を確保するため、鋼管上部がわずかに露出していることに注意)

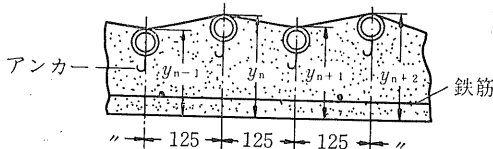


図31 第2次人工悪路断面模式図

つまり、このクラスまでのトラクタについて、左右輪*に別々の入力を与えたいときは図32の(A)のように走行させればよく、一方、左右輪に同一の入力を与えて、いわば2次元計算の様式を現実化したいときは、同図(B)のように走行させればよいということから、この両方の走行の仕方ができるよう、標準的なタイヤサイズ、輪距等から定めたものであった。なお、この際、全幅は敷地の関係から、できる限り狭くおさえる、という条件がついていたのは、いうまでもない。

カ) 助走路は、エンジンをかけてはいるが走行はしていない状態での振動を測定する、計測器の調整を行う、悪路へ乗り入れる前に定速になるよう助走を行う、等の目的で不可欠のものである。筆者の場合には、55mの悪路の両端に約5mの助走路を、コンクリート製で設けた。なお、このような助走路は、土を悪路上に持ち込まぬという面からも必要である。

キ) 計測器と計測者を積んだ測定車を、悪路走行をしているトラクタと併進させるためには、いわゆる伴走路が必要となる。筆者の場合には、既設の構内道路(幅員約4m)に隣接して人工悪路を設置することによって、特別の伴走路を建設しないですむ形をとった。

ク) この様式の人工悪路の保守上の問題は、路面の谷

* '左右'の語は上にも用いたが、その時は1対をなす悪路の両方という程度の意味であった。幅の異なるこの場合にも基本的には同じであり、トラクタが逆方向に走れば左右は入れ換わるが、簡単のためこの語を用いる。

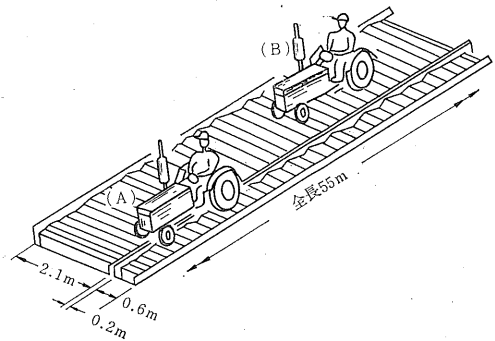


図32 第2次人工悪路におけるトラクタの2種の走行様態模式図

になった部分の水ぬきの問題である。しかし、側板の必要個所に水ぬき用の穴を設けることを設計時に指定することは、全プロファイルの作図を要することで容易ではないので、完成後、側板に穴をあける方法を採用した。ところが、穴が小さいと落葉、土等ですぐ穴がふさがるので、試行錯誤的に穴の大きさを大にして行かざるを得なかった。路面に穴をあけ、パイプで水を下に導くことも検討したが、施工技術の面で困難なので、設計段階で廃案とした。

6.3.6 人工悪路実用可能性の検証について

以上各項では、座席試験の振動入力としての人工悪路について、その意義、既往の試み、筆者の第1次、第2次の人工悪路設計から、建造に至る経過等を述べて来た。ここで、筆者の作成した人工悪路が、座席振動入力として実用に供し得るか否かの検証をしなければならない。

実は、第1次人工悪路での経験をふまえて第2次人工悪路建設に踏み切る段階で、当然、実用に供し得ると判断するだけの材料はそろっていた訳であるが、記述の便のため敢て触れなかった。そして、ここでは、これら人工悪路で行った、振動の再現性の観点からの検証について述べる。なお、以下では、第2次人工悪路を単に人工悪路という。

さて、振動入力の再現性を見るために、以下の3例を見ることとする。

ア) 同一運転者が同一トラクタで人工悪路を繰返し走行したときの、座席下加速度レベルの変動の再現性

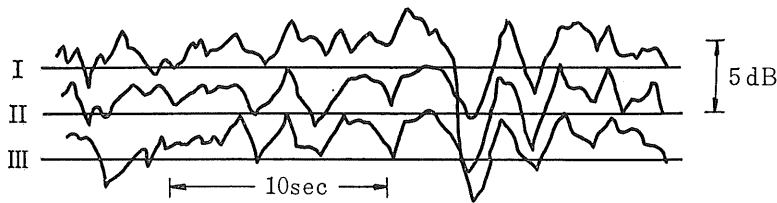


図33 反覆測定時の加速度レベル変動の比較

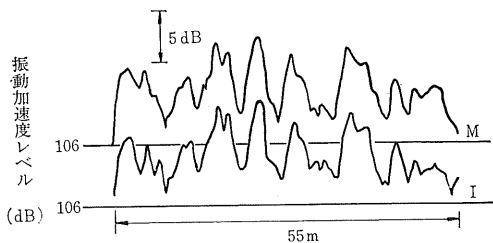
(同一のトラクタ、運転者(M)，同一速度での反覆。I，II，IIIの基線は同一レベルであるが、見易くするため3dB相当ずらせてある。レベルレコーダペン速度slow。第1次人工悪路にて。50・6・25)

(図33)。

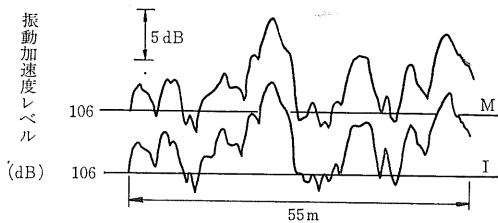
イ) 同上条件における座席下加速度のスペクトルの再現性(図34)。

ウ) 同一トラクタを異なる運転者が運転したときの、座席下振動レベルの変動状態(図35 a)，b)。

いずれの場合にも、特に説明を要しない程、秀れた再現性を示している。ウ)の場合は、運転者の体重差があるため、再現性の概念からは若干の問題はあるが、少なくとも座席下振動入力のパターンとしては、十分の再現性があると見られるので、ここに併せて示した。なお、ここに示したトラクタA，Bの主要な仕様については、次章の表11を参照されたい。



a) トラクタA座席下振動(8 km/h)



b) トラクタB座席下振動(8 km/h)

図35 同一トラクタを2名の運転者(M，I)が運転したときの座席下振動

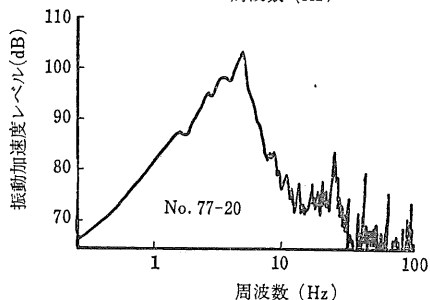
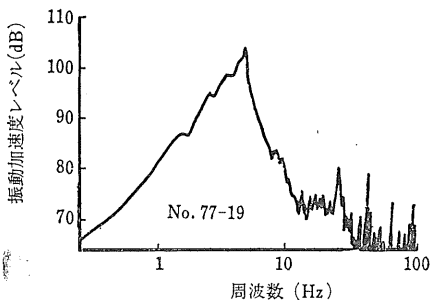


図34 反覆走行時のスペクトルの比較

以上の諸例から、振動の再現性は、スペクトルを含めて十分に認められることが明らかになり、人工悪路の実用性が検証された。

なお、実際の道路走行時との座席下振動加速度スペクトルの比較を図36に示す。正確には道路の路面凹凸PSDとの関係で比較検討しなければならない事項であるが、ここでは、かなりの低周波域(3.25~3.50Hz)に特徴的な大きいピークをもち、約6Hzまでの間に20~30 dB程度の急な下向を示していることに注意しておく。

ところで、現在までの経験では、走行速度が10~12 km/h程度以上になるとトラクタや座席の種類によってはトラクタがバウンドしたり振動がひどくて運転に差し

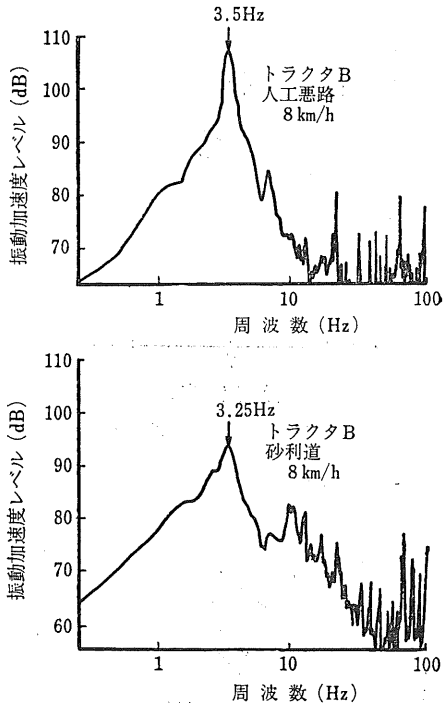


図36 人工悪路と砂利道を走行したときのスペクトルの比較

支えるので、一応10~12km/h以下の走行速度で試験を行うのが妥当と考えている。ただし、試験目的が座席振動計測でない場合はこの限りではない。

7 人工悪路におけるトラクタ座席振動の測定

前章で詳述したように、人工悪路は車両ないし座席の試験のための入力装置であるから、それをを用いる試験の目的なり、方法なりは、無数にあるといってよいが、本章では、現在までに行った、トラクタ座席振動の測定結果を、若干の項目に整理し、もっぱら $\times$ 方向振動について述べる。

なお、測定・解析に用いた計器については、既に5章（たとえば図13）に示した。測定はすべて有線方式、つまり計器類を搭載した車両を伴走させる方式である。図37、38に昭和52年頃と現在（昭和56年）の測定風景を示しておく。

7.1 運転者の体重と座席上振動

前述のごとく、運転者の体重によって、同一トラクタ、同一走行条件でも、座席上振動が異なり得ることは周知であり、また、そのために筆者もできるだけ複数の運転者で試験を行ってきいて、具体例も多く有してい

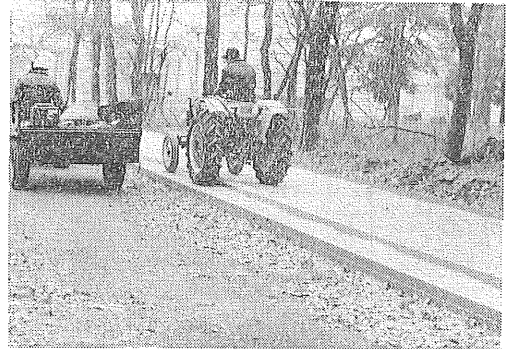


図37 人工悪路における座席振動測定風景（昭和52年当時）



図38 人工悪路における座席振動測定風景（昭和56年）
（計測器、計測系の防振、反覆測定時の後進の）
容易化により能率の向上が図れた。）

るが、ここでは、その1例として昭和52年に行った試験例を挙げることにする。

被験者はM（体重61.5kg）、I（体重72.0kg）*の2名で、A、Bの2台のトラクタに同一のサスペンション・シートAを取付けて供試した。トラクタの主要仕様を表11に、シートの荷重=変位曲線を図39に示す。

まず座席上の振動レベルを図40、41に示す。ここで、トラクタにより設定速度が異なるのは、Aにおいては8km/hを越える速度で走行することは、腰が痛くなる等運転者への負荷が大きいのに対して、トラクタBでは、特にそのようなこともなく10km/h程度まで走行できることによる。図40を見ると、運転者Mにとって、シートのバネが“弱”である方が有利であるに反し、運転者Iにとっては“弱”では不利であることを知る。トラクタBに同じシートを取付けた場合を図41によって見ると、運転者Iにとっては、やはり“弱”が不利であるが、Mにとっ

*本章の被験者符号と次章の被験者符号とは一致させていない。

表11 供試トラクタの主要諸元

略 称	A	B
名称	サト- S-500	フォード3000
軸 距	1440 mm	1920 mm
輪 距 F.	1030 mm	1350 mm
R.	1020 mm	1340 mm
車 重	992 kg	1942 kg
F.	407 kg	835 kg
R.	585 kg	1107 kg
タイヤ F.	4.00-15	5.50-16
R.	8.3/8-24	12.4/11-28
空気圧 F.	0.31MPa (3.2kgf/cm ²)	0.24MPa (2.4kgf/cm ²)
R.	0.16MPa (1.6kgf/cm ²)	0.11MPa (1.1kgf/cm ²)

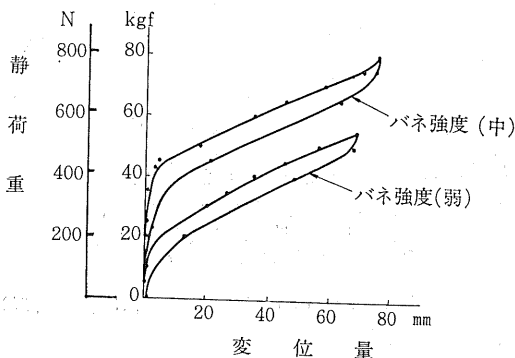


図39 サスペンション・シートAの荷重=変位曲線

では、大差ないことが分る。

以上の結果、運転者の体重は、トラクタの種類、座席懸架系バネ強さと共に、座席上振動レベルに大きい影響を与えることが分る。正確には、運転者の体重のみでなく、座席=人体系の違いで考察すべきであろうが、これについては次章にゆずる。

なお、念のため、上の試験例の際の座席下振動の大きさを図42に、トラクタA+シートAの場合の座席上振動スペクトルを図43 a)~d) に示しておく。

7.2 同一トラクタによる座席試験

次いで、同じく昭和52年に行った座席の比較試験について述べることにする。この試験は前項と同じA、Bの2台のトラクタに、各種の座席をとりつけて、同じM、Iの運転者によって試験したものである。

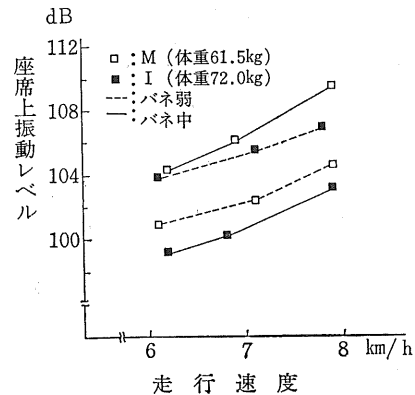


図40 バネ強度と座席上振動レベルの関係
(トラクタ：A
座席：サスペンション・シートA)

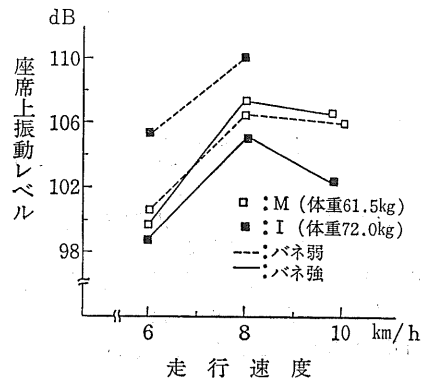


図41 バネ強度と座席上振動レベルの関係
(トラクタ：B
座席：サスペンション・シートA)

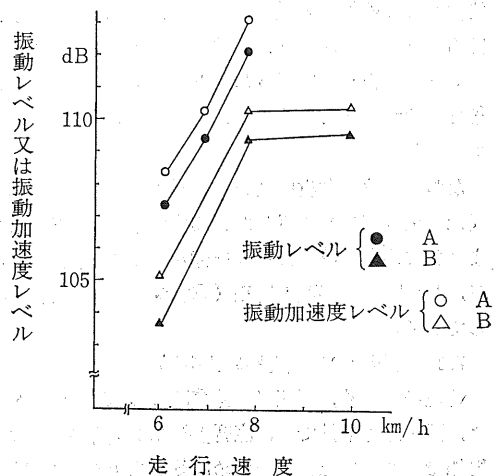


図42 トラクタA、Bの座席下振動

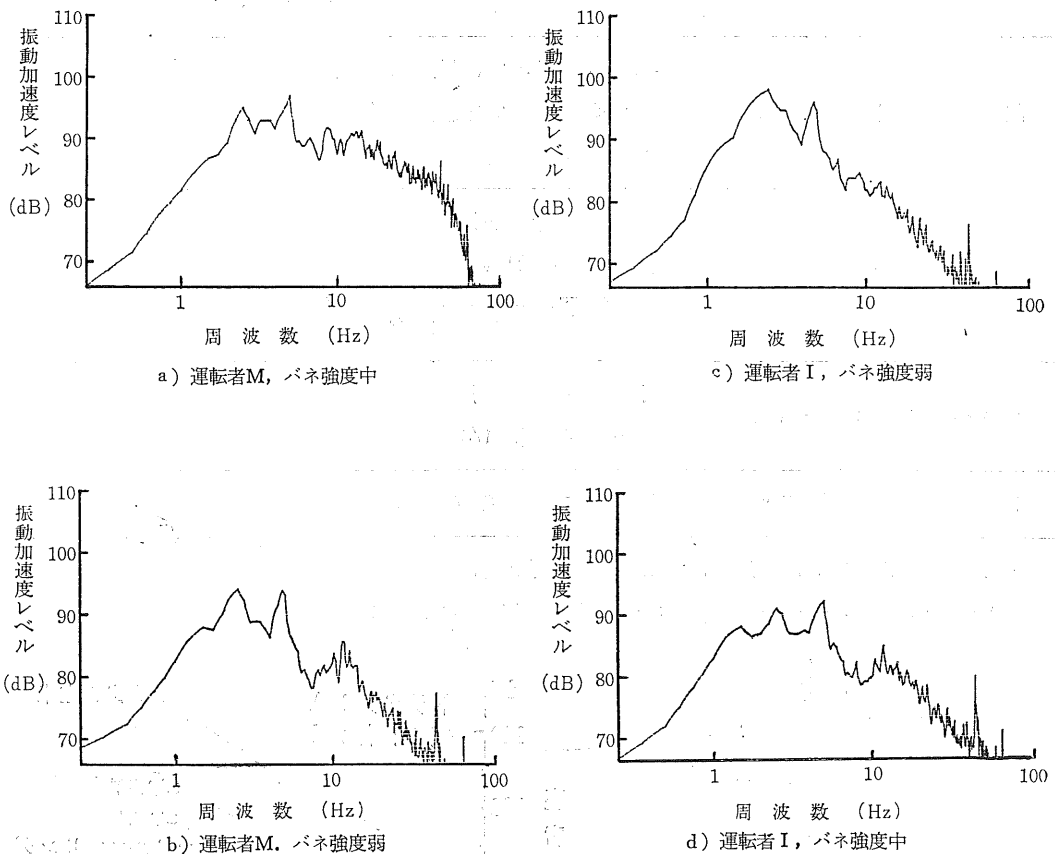


図43 座席上振動加速度のスペクトル
トラクタ：A 座席：サスペンションA
速度 6km/h, 32回平均

まず、供試した座席の種類を表12に示す。表中、ペロー型防振ゴムは、図44に示す形状をもち、日立電線株式会社の試作品である。この試作品は、ゴムのペローの座屈現象を利用して、単体で図39の閉曲線の下半分の曲線に似た荷重=変位曲線をもつようになったものである。このような荷重=変位曲線の傾向は、Söhneが指摘するように、変位の中心部では軟らかく、両端に近い部分では硬くなっている（正確にはバネ定数が変わる）ため、振動振幅が小のときの乗心地と、大のときにストップに座席が当たる衝撃的な力を減少させることの両面をねらったものである。

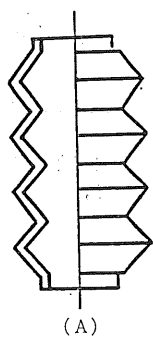
これらの座席を供試した時の座席上振動レベルの測定結果のうち、トラクタAについては運転者Iの、トラクタBについては運転者Mの、それぞれ乗車した場合について、図45、46に例示する。

また図47、48は、上の2図に対応して振動伝達率を示したものである。ここに、振動伝達率 η_1 は次式で定義する。

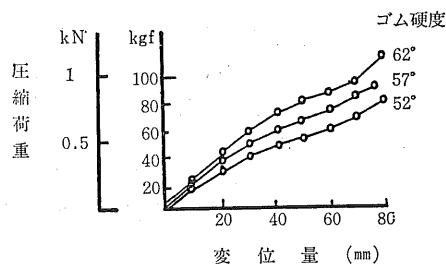
$$\eta_1 = \frac{\text{座席上の} z \text{ 方向振動加速度 (周波数補正なし) のrms}}{\text{座席下の} z \text{ 方向振動加速度 (周波数補正なし) のrms}} \times 100 (\%)$$

表12 供試座席の種類

名 称	座 席 構 造 と バ ネ 強 度
試 作 座 席	I ベロー型防振ゴム(硬度52°)組込み。
	II ベロー型防振ゴム(硬度57°)組込み。
	III コイルスプリング組込み。
サスペンションシートA	弱……バネ調節最弱 中……バネ調節1/4 (最弱←●— — →最強) 1/4 2/4 3/4
サスペンションシートB	弱……バネ調節最弱 中……バネ調節 1/4
トラクタ A 在来座席	座席下部に小型防振ゴムを持つ。
トラクタ B 在来座席 (サスペンションシートC)	弱……バネ調節最弱 中……バネ調節ネジ最弱より6回転



(A)



(B)

図44 ベロー型防振ゴム

(A)構造概要
(B)3個重ねの際の荷重=変位曲線

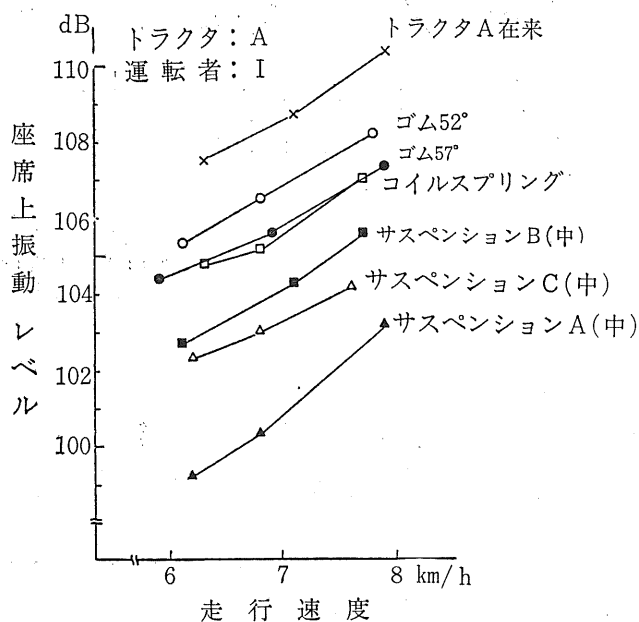


図45 各種座席の座席上振動レベル(1)

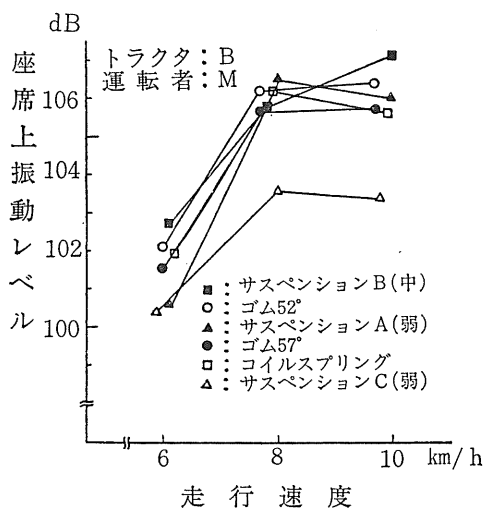


図46 各種座席の座振上振動レベル(2)

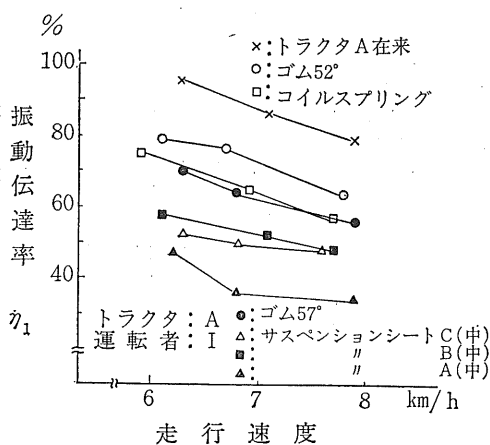


図47 各種座席の振動伝達率(1)

これはまた、座席上、下の z 方向振動加速度レベルの差の百分率換算、と言い換えることができる。

以上の試験結果に関する考察は7.4にゆずる。

7.3 国産市販トラクタによる試験

前項で扱ったトラクタB+在来座席(サスペンション・シートC)の組み合わせも市販品であったが、本項では昭和53年に行った国産の市販トラクタ5型式についての試験について述べる。

供試トラクタの仕様を表13に示す。試験に当っては、前項の試験とのつき合わせを考えて、D機を除く4型式については走行速度を6, 7, 8 km/hを、D機につい

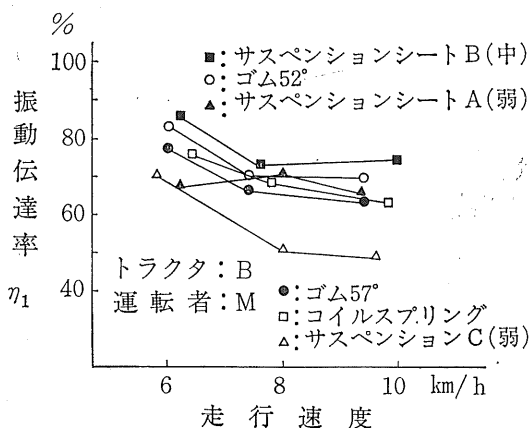


図48 各種座席の振動伝達率(2)

ては6, 8, 10, 12 km/hをそれぞれ目標として速度段を定めた。また、この試験時の被験者M, Iの体重は、それぞれ、60 kg, 70 kgであった。

得られた結果のうち、 z 方向の座席上振動レベルについては図49に*, また z 方向振動伝達率を表14に示す。表中 η_2 は、 η_1 と同じく振動伝達率と呼んでいるが、それは、上式の分子・分母に示した括弧内を(周波数補正あり)に置きかえたもの、つまり、座席上、座席下の両加速度共、ISO 2631の z 方向フィルタをかけてからrmsを求めて、それらの比を求めるものである。 η_2 はBVPAで用いており**, Schrottmaierはこれを、「実際に生じている振動とは係わりなく、何よりも車両座席の作用を特徴づけるもの」²⁴⁰⁾としている。基本的な考え方としては、人間の感じ易い周波数成分が、座席でどれだけ緩衝されて人間に伝えられるかを見る指標ということになる。

7.4 測定結果に対する考察

以上7.1~7.3に、人工悪路を用いたトラクタ座席振動に関する試験結果を掲げた。ここで、それらの結果をふまえた総括的な考察をしておこう。

ア) 運転者の体重差については7.1に記したとおりである。

イ) 同一トラクタに種々の座席を取りつけて行った試験(7.2)で、座席により、トラクタAでは6~8 dB、トラクタBで2~4 dBの z 方向振動レベルの差が生じた。 η_1 について見ると、トラクタAの在来座席つまり座

* 各区毎の詳細な数値は文献⁸⁵⁾に掲げてある。

** SchrottmaierはDurchlaßfaktorと呼んでいる。透過率ほどの意である。

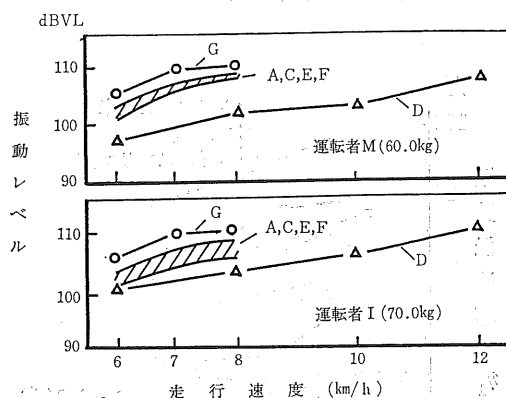
表13 供試トラクタの主要諸元

トラクタ 項目	C	D	E	F	G
機関出力 PS (kW)	18.2(13.4)	73(53.7)	22(16.2)	23(16.9)	16(11.8)
全 重 kg	747	3,285	778	884	732
軸 距 mm	1,415	2,230	1,472	1,435	1,335
輪距(前) mm	860	1,400	820	910	860
(後) mm	850	1,450	880	940	850
座席懸架	ゴム・プシュ	サスペンション・シート	ゴム・プシュ	ゴム・プシュ	コイルバネ

表14 振動伝達率の表

トラクタ	運 転 者 M			運 転 者 I		
	進行速度	η_1	η_2	進行速度	η_1	η_2
C	km/h	%	%	km/h	%	%
	5.8	86	94	5.8	81	91
	6.9	87	97	6.9	85	93
D	7.9	90	98	7.9	87	94
	6.2	56	56	6.0	68	68
	8.8	50	50	8.3	57	56
	10.4	54	58	10.1	60	59
E	11.8	46	65	11.8	59	73
	6.0	106	108	6.0	95	101
	6.9	114	117	7.0	108	111
F	7.9	111	111	7.9	100	104
	5.8	82	71	5.8	72	64
	7.1	84	75	7.1	70	60
G	8.0	86	73	8.0	62	55
	6.1	92	93	6.1	88	92
	7.1	84	85	7.1	86	90
	8.0	94	99	8.0	92	93

席下部に小さな防振ゴム*を付けたものでは、ほとんど防振効果が認められなかった反面、体重に合わせて適度にバネを調節したサスペンション・シートでは η_1 が50%以下のものもあり、適当な懸架系の有効性と重要性が認められた。また、試作ベロー型防振ゴムによる座席懸架系については、上記防振ゴムよりは良い結果を与えているが、ベロー型防振ゴムとの対照用に作った単一のコイルバネとは殆んど差がなかった。しかし、調節の悪いサスペンション・シートよりは良い結果を与えたこともある。

図49 座席上 π 方向振動レベル

ウ) 以上の試験結果と、5種の国産市販トラクタの座席試験結果に、測定時の経験(運転者Mとは、実は筆者のことであった)から総合的に判断すると、トラクタ座席良否判定のラインは、 π 方向加速度に関する限り、この人工悪路を8km/hで走行したとき、座席上振動レベルで106dBVL以上、 η_2 で70%以下の近辺かと思われるに至った。もちろん、良否判定基準は、より広い試験と、より高度の判断から定められて行くものであろうが、現状ではこのように判断しても大過はないと考えら

*内容的に防振の名に値しないこれらゴム・プシュを、筆者は戲言的に“消しゴム”と言い習わしている。

れる。

このことを念頭において、C～G機の結果を見直してみる。これらの結果から帰納した判定基準で、その結果を見直すこと自身には論理的厳密性を欠くが、座席の構造との関連を探るために、敢えて見直しを行うものである。

まず、トラクタC、E、Gは、振動レベル、 η_2 共、上記の判定基準をこえているが、これらのトラクタでは特別な座席懸架系がなく、単にシートパンを小さなゴム・ブシュで支持しているだけの構造となっているものである。一方、サスペンション・シートを持ち、かつ大型のトラクタであるDでは、両運転者について両判定基準をクリアしている。

一方、シートパンを2本のコイルバネで支持したトラクタFの場合では、運転者Mでは判定基準値をこえ、運転者Iについては基準値以下であった。運転中の感覚では、Iはときどきバネがきいているのが分ると言い、Mは、上下動のはげしい時だけ若干バネがたわむのが分る程度ということであった。結局、このバネは体重60kgのMには硬すぎるということであるが、その荷重=変位曲線は図50のとおりであって、図39と比較して極めて硬

いバネであることを知る。この例からも、バネの弾性係数の適宜な選択、ないし、運転者体重に対する調節機構採用の重要性が認められよう。

エ) η_1 と η_2 を比較してみると、一般に η_2 が大きい。バネ懸架のFとサスペンション・シートDの低速側だけが η_2 の方が小さい。低周波側の緩衝がゴム・ブシュでは絶望的であるという常識を裏付ける数値である。また、Eのごとく、両運転者に対し、 η_1, η_2 共100%を越している、つまり座席が振動の増幅器になっているものもあり、このようなものには早急な改造が必要であることが示されている。

8 座席振動と運転者

座席振動の試験を行うとき、座席に座る運転者の違いが試験結果に大きく影響することが知られている。このことを端的に示す自験例が図40であった。

この例は、同一振動入力、同一座席（及びバネ調節）でも、運転者の違いによって座席上振動レベルが大きく影響されること、逆に言えば座席懸架系は、運転者の体格の変動を考慮して定められるべきことを顕著に示している。すなわち、体重の異なる運転者M（61.5kg）とI（72.0kg）について、Mではバネ調節“弱”の方が座席上振動レベルが小であるに比し、Iでは“弱”ではバネが軟らかすぎ、“強”に調節しないと振動レベルが下らないことが示されている。

実は、このように体重によって座席振動状態が変化すること自体は広く知られていることであって、サスペンションシートにバネ調節機構も組込まれているものも多く、また各国の座席試験法でも、体重の異なる2名の運転者での測定を必須とするものが多い（表15）。

しかし、これとても、体重の大小によって測定結果が変わることから、体重の異なる運転者で測定すれば一応の判断はつこうという、かなり定性的な、言い方を変えれば実際運用面からせまられた考えに依っているに過ぎない。ちなみに、表中の体重75kg、90kgという数字は、それぞれ、欧米人男子の、おおむね50パーセント、97.5パーセントの体重に相当するものであり、日本人の場合に比してかなり重い。参考に、成人男子の体重についての比較表を表16に示しておく。

さて、体重の異なるトラクタ運転者での測定結果が異なる結果を与えることは既知としても、その定量的関係については未知である。さらに一步進めて言えば、同一体重でも体格の異なる運転者を考えるときには、同じ結

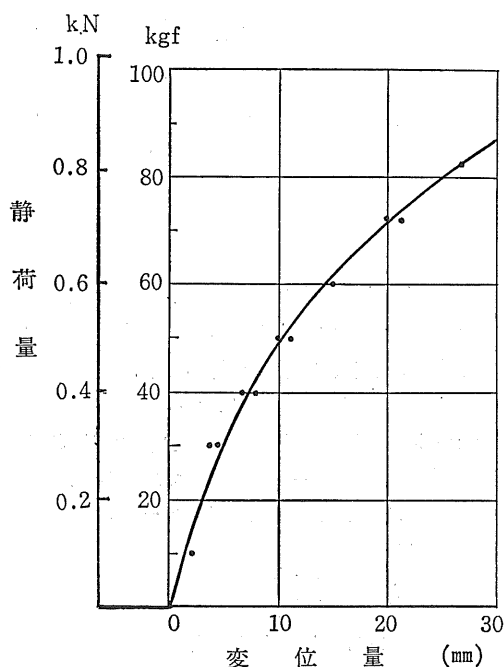


図50 トラクタFの座席の荷重=変位曲線

表15 座席試験法における被験者数と体重(三浦83)

国名	西独	オーストリー	英 国	ソ 連	東 独	チェコスロバキア
対 象	トラクタ座席	トラクタ及 motorized cart 座席	トラクタ座席	農機座席一般	農機座席一般	振動一般
加 振 法	電気油圧式加振機	人工悪路2種	人工悪路2種	作業実態	作業実態	特記なし
被験者数	3	2	3	1	1	—
同 上 体 重 kg	60, 75, 90	60 ^{-s} , 95 ^{-s}	50 65 85 1 1 1 60 75 95	60~80	60~80	—
基 準	$K \leq 25$	(ISO)1.8m/s ²	(ISO)	$z: 128-107\text{dB}$ $x, y: 120-116\text{dB}$		(オクターブバンド許容値)+(20-30dB)
典 拠	(事故防止規程)	FZG-DFV	BS 4220	ГОСТ 16526 (16529)	(TGL24626/21)	公衆衛生規則 Band 29; 33

注1 座席耐久性等については触れない。

注2 ソ連dB表示 $\text{ref}=5 \cdot 10^{-8} \text{m/s}$ 。注3 チェコdB表示 $\text{ref}=10^{-6} \text{ms}^{-2}$ 。バンド許容値 95~120dB。

注4 調査時点1975年

表16 体重の分布(単位 kg)

パーセンタイル	日本人男子*	日本人男子**	日本人女子**	西欧人男子***	西欧人女子***
2.5	45.8	(43.5)	(38.5)	57.5	42.8
5	48.1	(45.7)	(40.2)	—	—
50	60.1	57.2	49.3	72.9	60.7
95	72.1	(68.7)	(58.4)	—	—
97.5	74.4	(70.9)	(60.1)	94	87.8

*) 新井ら^{72, 83)} (農民110名)**) 内村ら¹⁹⁾ (第1次調査分。男子985名女子948名; 昭40)
(括弧内は標準偏差データからの筆者の推計計算値)***) Dreyfuss¹⁵²⁾

果を与えるとも与えぬとも言えぬのが現状である。ただしこの場合については、あまり大きな差はなからうという経験はあるのだが、このことは、運転者をモデル化する際は純質量で置換してよい、ということにはつながらない。

以上のような背景のもとに、1973(昭和48)年に、体格の異なる成年男子を対象に、座位における人体振動特性の測定を行った。以下に、測定方法、結果等について述べることにする。

8.1 機械的インピーダンス

機械的インピーダンス (mechanical impedance) は、一般に、正弦波励振を受けている機械振動系の2点a、bに注目し、その一方の点、たとえばa、に作用する力

と、他の点bの速度の比で、位相差を考慮に入れて複素数表示される量と定義される。aとbを同一点、しかも振動系の励振点(駆動点)に採るとき、その機械的インピーダンスは駆動点機械的インピーダンス (driving point mechanical impedance) と呼ぶ。以下取扱うのは駆動点機械的インピーダンスのみであるから、特に駆動点とことわず、単に機械的インピーダンスと呼び、Zであらわす。

$$Z(j\omega) = \frac{F(j\omega)}{V(j\omega)}$$

ここに、F、Vはそれぞれ駆動点における力及び速度の複素表示量

なお、より一般的には、振動入力に正弦波入力である

ことを要しないが、ここでは触れない。

機械的インピーダンスに関する以下の記述に必要な基礎事項は、附-2にまとめている。

8.2 座席研究から見た人体の機械的インピーダンスの意義

まず加振装置に座席を固定し、その上に人間が座った状態で加振することを考えよう。人間の体重によって座席部分の振動応答が異なることは前に見たとおりであるが、今、標準的な人間を考え、その人間が座席上に座ったときと同じ座席振動応答が得られる代替振動系——人体モデル——が得られれば、わざわざ人間が、非人格的な座席荷重として、座席に座る必要はなくなる。そして、このような人体モデルが得られれば、長時間の試験、あるいは大きい加速度を加える試験でも、安心して行い得ることとなる。この際注目しているのは座席振動応答だけであるから、代替振動系のある一部の振動応答が人体の特定部分の振動応答と一致しなくても差し支えない。つまり、このような場合の人体モデルは、座席と人体の接点において人体と同じ負荷を座席に与えれば十分であり、人体モデルは、人体の座位の機械的インピーダンスと同等な機械的インピーダンスを持てばよい。我々は、座席の上に人間が座る代りに、上記の意味での負荷を座席に与えるための、つまり具体的な形をもつ人体モデルを、本章内に限り具体的人体モデル*と仮称しよう。

一方、トラクタ、座席（懸架系を含む）、人体を含む振動系を、集中定数系の工学的振動モデルで表現する際の人体に相当する部分については、仮想的人体モデルと仮称しよう。仮想的人体モデルの場合にあっても、もっぱら座席負荷としての意味を与えられている場合には、機械的インピーダンスに着目したモデル化で十分であろう。そして、人体の機械的インピーダンスに関する研究あるいは、一歩進んで、機械的インピーダンスを規格化しようという動きは、多くは、この仮想的人体モデルを定めてコンピュータ・シミュレーションによる振動系解析を行おうとすることから来ていると見られる。

筆者が人体の機械的インピーダンスを測定することとした目的は、本章冒頭に記したごとく、体重差、正確には体格差、が座席試験にどのような影響を与えるか、を見ることであったから、上の語で言えば仮想的モデルの基礎付けということになる。筆者の現在までの試みでは残念ながら、体格差による仮想的モデルの類別に関する

提唱にまでは至らなかったが、将来このことが実現されれば、体格差に応じた具体的人体モデルの作成はそれほど困難なものではなくなる筈である。

以下、筆者の測定結果の記述に移る前に、既往の研究データを通観しておこう。

8.3 人体の機械的インピーダンスと人体モデルに関する既往の研究

人体の機械的インピーダンスの測定は、Coermann によって始められ¹⁴³⁾、その後主として米国の軍関係の研究として進められたようである。つまり、人体の機械的モデルを利用することによって、強烈な振動、衝撃、急加減速に対する人体応答をシミュレートしようというものである。そして、目的に応じて種々の体位での比較¹⁴³⁾、定常振動と過渡的・衝撃的な振動との比較²⁷³⁾、0～3 Gの重力加速度がかかっている場での測定²⁷¹⁾、振動曝露時間の経過に伴う機械的インピーダンスの変化¹³²⁾等の研究も報告されている。

これらのうち、まず、Coermann のデータに注目してみよう。座位人体の機械的インピーダンスのデータとして、5人の被験者について平均と共に20パーセントイル、80パーセントイルを含めて示した、極めて有名な例と、1人の被験者でも、体位、緊張と弛緩、腹部にガードルを着けるか否かによって機械的インピーダンスが如何に変るかを示した例を、図51及び52に示す。この例を初めとしその他の測定例²²⁰⁾、²⁵⁹⁾、²⁶⁰⁾や後述する筆者の測定例を通じて示される顕著な傾向として、緊張しているか、弛緩しているかで具体的な数値は変わるが、 $|Z|$ は、5Hz 近辺で大きなピークを示し、また11Hz 近辺で、より小さなピークを示すことが見られる。そしてこの傾向は、2Hz 程度までは質量型の挙動を、5～8Hz 域ではバネ型の挙動を、そして、15Hz 以上はバネ型とダンパ型を組み合わせた挙動を示している。

このような顕著な傾向に注目して、機械的インピーダンス曲線を標準化する考えが ISO/TC108 で1977年ごろ提案された。当初は、被験者体重の相違による $|Z|$ の値の変動を打ち消すため、体重1kg当りの $|Z|$ で標準化する案も提出されたが、それでは物理的な意味がはっきりしなくなることもあって、結局図53に示す形での標準化に落ちついたのであった (ISO 5982)¹⁰⁸⁾。この規格では図に示した座位の他、立位、臥位についても同様な趣旨の曲線とモデルが規定されており、座位の場合について言えば、体重 51～93.8kg の被験者39人についての測定結果の80%をカバーするものとして与えられている

* シミュレータという方が分りやすいかも知れない。

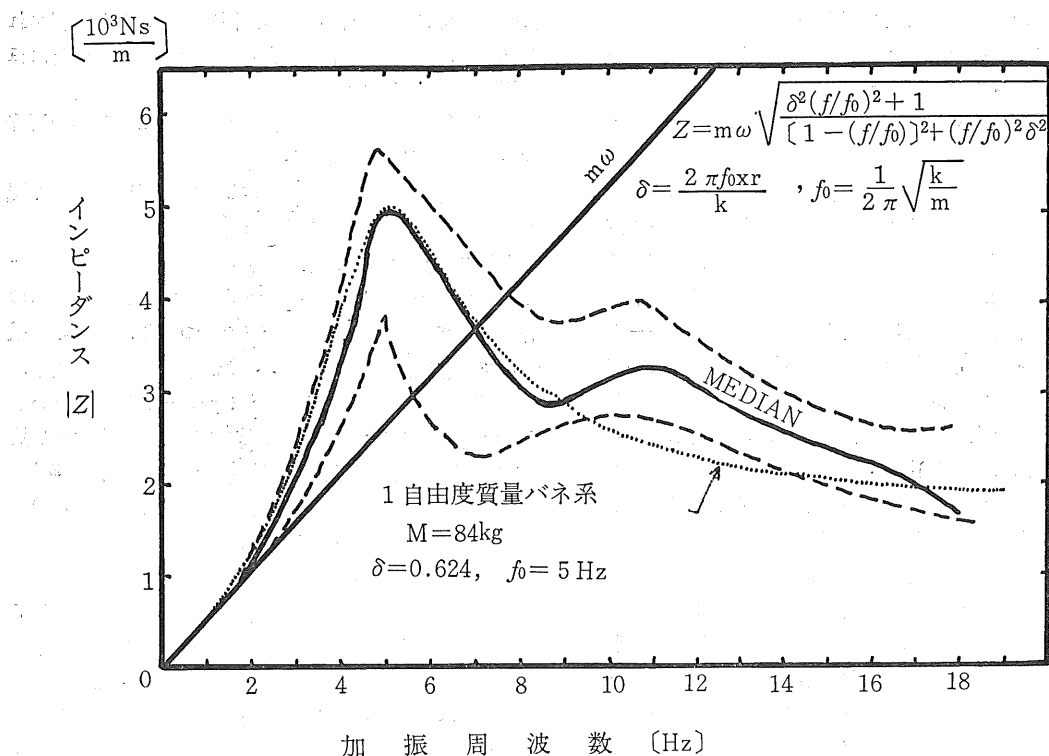


図51 5名の被験者の機械的インピーダンス (座位)
 (メディアンと20パーセンタイル, 80パーセンタイル, Coermann¹⁴³⁾ による。)

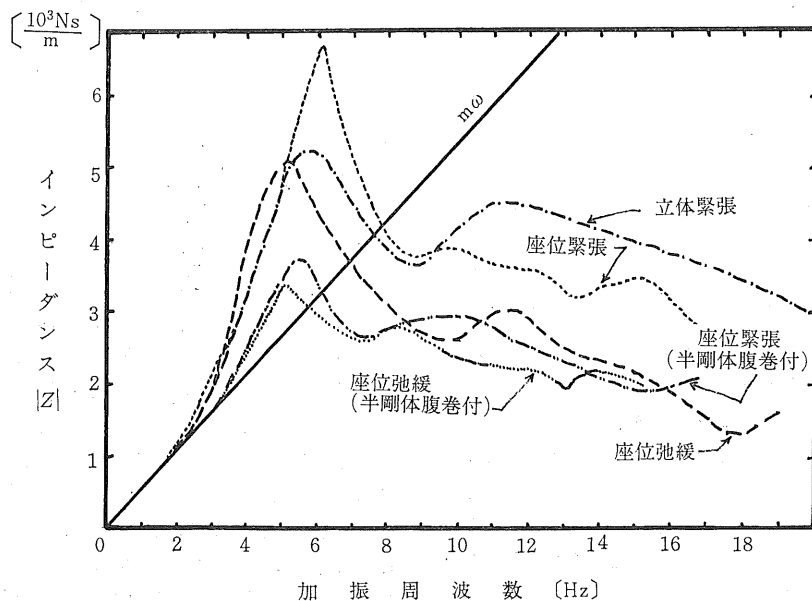


図52 1人の被験者の体位等による機械的インピーダンスの変化 (Coermann¹⁴³⁾)

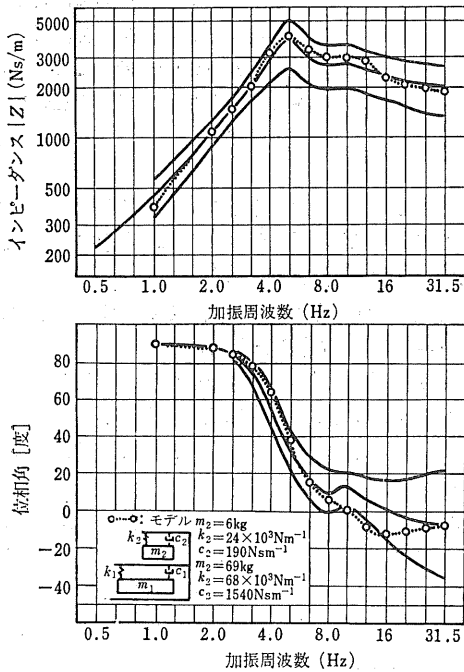


図53 座位人体の機械的インピーダンス (ISO5982¹⁰⁸⁾)

が測定条件はかなりばらついているようである。そして、我々として注意すべきことは、少なくとも10人については、シートと一緒に上下する footrest で足を支えており、足が支えられていない場合はインピーダンスの値はもっと大きくなると見られるとしている点である。なお、footrest の有無による影響については三輪²²⁰⁾ の報告があり、確かに footrest の無い場合の方が大きい値となっている。ちなみに国内の ISO/TC108/SC4 では、上記規格の投票に当っては、体重75kgを基準とした標準では日本人の体格からみて重きに過ぎるとの観点から、注意すべき旨コメントしたが、結局上記の形となった。

ところで、体重の大きい被験者の方が大きいインピーダンスの値を示すというのが一般の受けとり方である。たとえば Suggs²⁵⁹⁾ は、体重57.6kg~89.1kg (平均72.9 kg) の11人の被験者について、トラクタ等 off-road vehicles のオペレータを想定して座位インピーダンスを測定しているが、インピーダンスのピーク値について、体重の大きい者が一般に大きい値を示すとしている (具体的な対比は示されていない)。しかし、上述 ISO では、「現在までのデータ* では、体重又は体格の差からは、インピーダンスの値の変化に関して何らの結論をも導き得ない」としている。

さて、人体のモデル化について簡単に触れておこう。

図54~図64に報告されている仮想的モデルを挙げて、それらの特長を以下順に記すこととする。

ア) 図54は Coermann¹⁴³⁾ のモデルである。初期のものとして有名であるが、パラメータは与えられていない。むしろ定性的なものに近いが、胸部、腹部部分については、4端子電気回路によるアナログ解析を行ったことが報告されている。

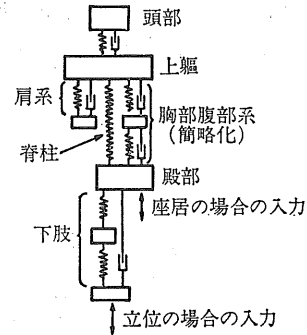


図54 Coermann¹⁴³⁾ のモデル

イ) 図55は最も簡単なもので、車輦=人間系のモデル化の場合等で人体の影響をあまり細かく考えなくともよいときに用いられる (たとえばRyba²³⁸⁾, 笹尾⁴⁹⁾)。また先に示した Coermann のインピーダンスの図 (図51) にも、この1自由度モデルについてのインピーダンスの値が示されている。Sirenko²⁹⁹⁾ のモデルもこの型である。

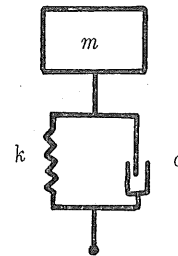
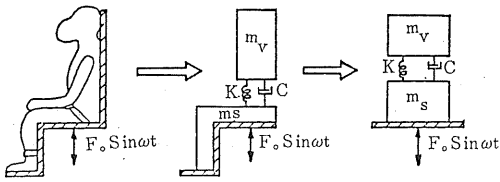


図55 1自由度質量・バネ・ダンシュポットモデル

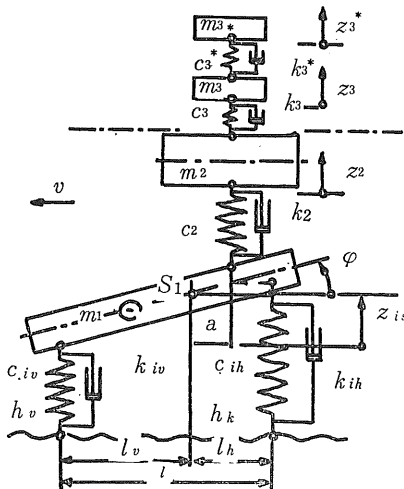
ウ) 図56は Broderson らがアカゲザルを試し、下半身を座席に拘束して行った長時間 (1 G, 1時間) 試験の報告で示したものである¹³²⁾。

エ) 図57は、Drechsler¹⁵⁰⁾ が報告した特徴あるモデルである。運動解析時には、図の最上段の星印を附した

* 入力正弦波で加速度 $1 \sim 2 \text{ m/s}^2$ (報告者によっては、はっきりしないものもある)、footrest の有無の場合が混在している等。ただし、いずれの場合も座面は剛、かつ平滑である。(上記規格附録)

図56 Broderson¹³²⁾のモデル

部分は無視して、人体は上記イ)と同様に扱い、次いで m_3 系を感覚補正用に加えて検討しようというものである。

図57 Drechsler¹⁵⁰⁾のモデル
(懸架キャブ(添字2の部分)付キトラクタの場合)

オ) 図58は NIAE の Thomlinson²⁶⁷⁾, Suggs^ら 259) が用い、また前述ISOも、表現法は若干異なるが同じ内容のものである。これらについてはパラメータも与えられているので図中に併記する。

カ) 図59は Potemkin^らが与えたもの²⁹⁵⁾。図60は, Muksian²²³⁾, 図61は Patil^ら228) の提案を示す。また Macduff²⁰⁹⁾ の報告もあるが、ここには挙げない*。

キ) 図62は、極めて最近、Dieckmann^が示したものである。つまり、人体の伝達を標準化しようという、ISO/TC108/SC4/WG5 の Vogt の提案¹⁰⁹⁾ に関して、Vogt のまとめた数値例に対して Dieckmann^がモデル提唱しているものである。図中質量 m_3 に加わる input に対する、質量 m_1 の output が、座位・立位を通じ

て、頭部までの伝達率とされている。そして、若干のパラメータの変更で前述 ISO 5982 の曲線を再現できること、同規格の改正が必要になった時点で、この新しい型のモデルに取り替える意向のあることが、WG5 の convener である Vogt 名で SC4 専門家あて通知されている(1981年8月)。

ところで、これらのうち図58のものは具体的人体モデルとして、NIAE, North Carolina 大学で実現され、それなりの成績を上げたと報告されている。図63, 64にその外観を示す。なお後者に関する振動学的考察は竹内^{52), 53), 262)} によって与えられている。

8.4 座位人体機械的インピーダンスの測定

さて、筆者の行った測定に話題をもどす。測定は農業機械化研究所内で、所員男子を被験者として行った。

8.4.1 測定装置

電気油圧式加振装置を用いた測定装置の模式図は、図65に示すとおりである。まず、鋳鉄製で4面が仕上げてあるマス型ブロックを購入し、開口側を上下方向として、下面を鋼板で閉じ、上面には約30cm×21cm、厚さ12mmの合成樹脂板を座面として取付けた。加振台の加振板上には、上下2列、各列2個の玉軸受を取りつけた支柱4本をボルト止めし、その中央に歪ゲージ式荷重計(容量1kN)を同じくボルト止めした。この状態で上記マス形ブロックを玉軸受で側面を支持するよう静かに支柱の間に落とし込む。この方法によって上下方向の力は、荷重計のみによって支持される**。このようにして力は荷重計から歪計を介して求められる。一方加振台に組みこまれた変位トランスで検出される加振台の変位は制御部の出力端子から求められる。力と変位はローパスフィルタを経て直視オシロに記録した。振動数は制御部の発振器部の発振周波数をエレクトロニック・カウンタで測定した。ただし、測定対象周波数は非常に低いので、周期測定によって精度を上げた(3~4桁)。

8.4.2 測定・校正の原理

まず、若干の記号を、次のように定める。

Z_x : 被測定物の複素機械的インピーダンス

m_0 : 上記荷重計の荷重検出部より上の部分の質量

と、座面を含むマス型ブロックの質量の和。

マス型ブロック部分の質量は容易に測定し得るが、荷重計の上記部分については直接的に

* 座位人体の fore-aft motion に関するものであるため。

** Suggs (前出) は片持架の利用で、また Weis, Broderson (共に前出) は3個の荷重検出リングを用いて上下方向の力を検出している。

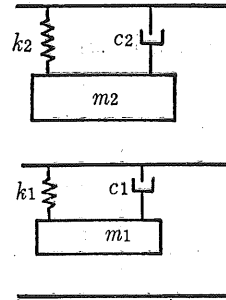
は測定し得ない。

$K_f|e_f|$ 及び $K_v|e_v|$, $K_a|e_a|$: それぞれ, 力, 速度, 変位 (振幅) について, 記録紙上の表現を倍率を含めて表わしたもの。

さて, 機械的インピーダンスの定義は, 力の速度に対する比であった。 f と v の位相差を β とし, m_0 の影響を修正して考えれば, m_0 部分のインピーダンスは $j\omega m_0$ であるから (附 2)*,

$$Z_x = \frac{K_f|e_f|}{K_v|e_v|} e^{j\beta} - j\omega m_0$$

筆者は, 直接速度 v を測定せず, 変位 (振幅) a を測定



パラメータ	Thamlinson ²⁶⁷⁾	Suggs ²⁵⁹⁾	ISO 5983
m_r [kg]	24.9	36.2	69
h_1 [kN/m]	13.1	25.8	68
C_1 [Ns/m]	614	483	1540
m_2 [kg]	13.1	18.6	6
k_2 [kN/m]	19.3	41.3	24
C_2 [Ns/m]	746	880	190
m_3 [kg]	19.3	5.7	—

図58 2自由度モデルとパラメータの値 (一部単位換算)

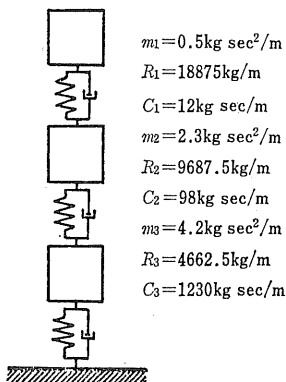


図59 Potemkin²⁹⁵⁾ のモデル

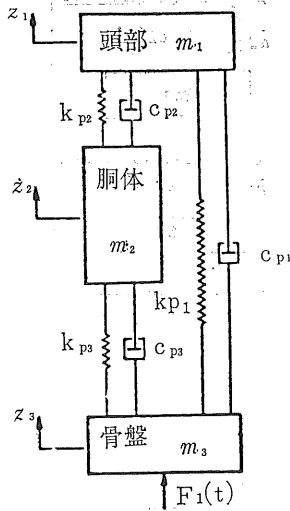
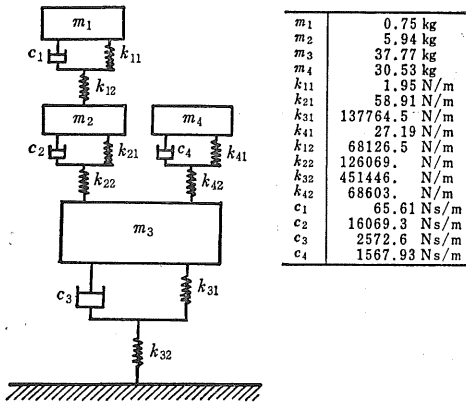
するから, v を用いず a で表現しなければならない。複素数での微分 $\dot{I} = j\omega I$ 等を想起しつつ変位での表現に書き換えれば,

$$Z_x = \frac{K_f|e_f|}{K_a|j\omega e_a|} e^{j(\alpha-90^\circ)} - j\omega m_0 \quad (8.1)$$

ここに, α は変位と力の位相差とする。

ここで, 較正用の重錘 2 個 m_1 , m_2 を準備する。まず m_1 に注目すれば, そのインピーダンスは $j\omega m_1$ であることと位相差に注意しつつ

* 以下の数理工法は, 基本的には文献188)による。ただし, 同文献では f , v の関係式であるが, 筆者の場合は a を測定するため, 位相角等についてもアレンジしなければならない。

図60 Muksian²²³⁾ のモデル図62 Dieckmann¹⁰⁹⁾ のモデル

$$j\omega m_1 = \frac{K_f |e_{f1}|}{K_a \omega |e_{a1}|} e^{j(180^\circ - 90^\circ)} - j\omega m_0$$

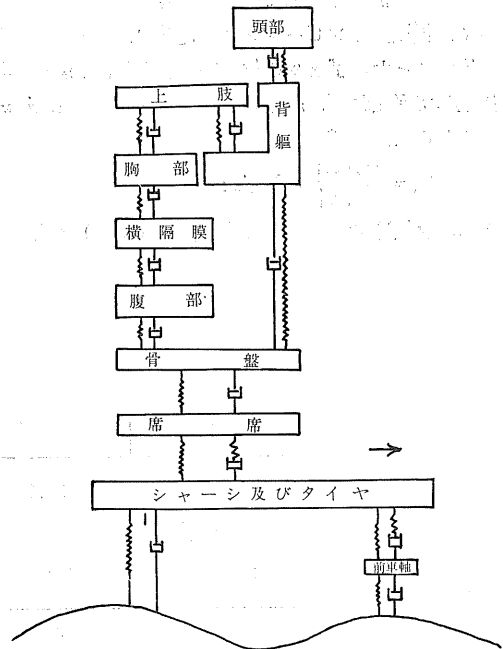
$e^{j90^\circ} = j$ であるから、この式を整理すれば

$$\frac{K_f}{K_a} = \omega^2 \frac{|e_{a1}|}{|e_{f1}|} (m_1 + m_0)$$

同様に質量 m_2 を用いた時は

$$\frac{K_f}{K_a} = \omega^2 \frac{|e_{a2}|}{|e_{f2}|} (m_2 + m_0)$$

したがって、荷重計のうち荷重検出部より上の質量という、判然とせぬ質量部分と、マス型ブロックの質量の和としての m_0 は、 m_1 , m_2 をそれぞれ積荷した時の記録から、上2式を m_0 について解いた形：

図61 Patil²²⁸⁾ のモデル
(前車軸と座席が relaxation suspension の場合)

$$m_0 = \frac{\frac{e_{a2}}{e_{a1}} m_2 - \frac{e_{f2}}{e_{f1}} m_1}{\frac{e_{a1}}{e_{f1}} - \frac{e_{a2}}{e_{f2}}}$$

で求められる。このようにして m_0 が既知となれば、任意の被測定物の機械的インピーダンスは、式 (8.1) より求められることになる。

次いで、上式に示したとおり正しく得られるか、つまりは上記の測定法で未知のものが測定できるかの較正が必要となる。この較正のために筆者の用いた手順は次のとおりである。

(i) 3枚の円板状重錘 w_i ($i=1, 2, 3$) を準備した。

ここに $w_1 = 22.708 \text{ kg}$
 $w_2 = 22.570 \text{ kg}$

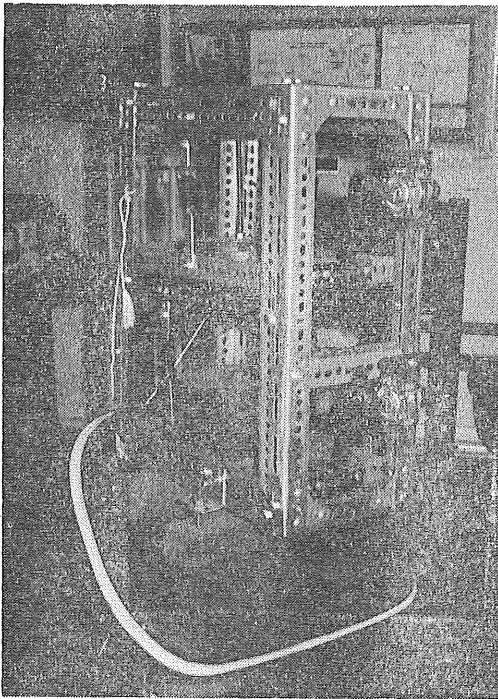
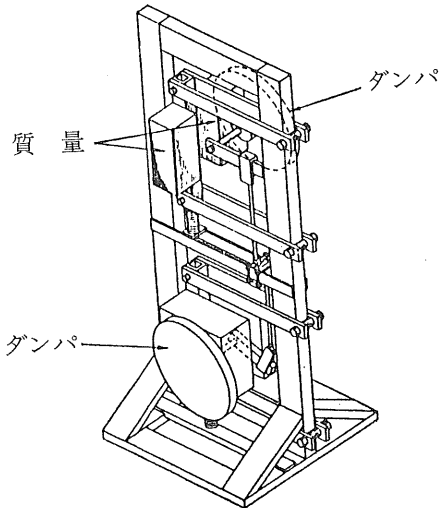


図63 NIAE のシミュレータ (1971, 筆者撮影)

図64 Suggs の 'Human Simulator'²⁵⁹⁾

$$w_3 = 22.562 \text{ kg}$$

である。

- (ii) $m_1 = w_1$, $m_2 = w_1 + w_2$, つまり m_2 としては 2 枚の円板重錘を重ねることとし, m_1 , m_2 の測定結果から m_0 を求める。
- (iii) 未知の m_3 として $w_1 + w_2 + w_3$ の形で載荷し

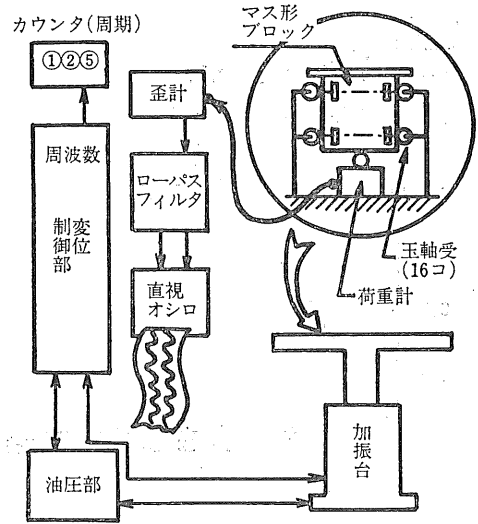


図65 機械的インピーダンス測定装置概要

た場合の測定値 e_{a3} , e_{f3} と m_0 から, m_3 の機械的インピーダンス測定値を求める。

- (iv) 一方, m_3 が純粋な質量であることから, その機械的インピーダンスの値 $|j\omega m_3| = 2\pi f m_3$ の形で計算する。

- (v) 上記 (iii), (iv) を比較する。

このような較正は, K_f , K_a , つまり記録紙上の振幅に関係するから, 一連の試験ごとに確認する必要がある (理論的には一旦 m_0 が既知となればよいが, 念のため, 試験シリーズごとに確認した方がよいという意味) が, 実際には, 実験日によって較正結果が変化することではなく, 図66に例示するごとく純質量に関するかぎり, 測定値と理論値の差は実用上全く問題にならぬ程であった。ただし, 図示した周波数以上での試験で, 重ね合わせた重錘がおどるような不安定状態になったときのデータは破棄している*。

8.4.3 被験者とその体格

この試験より前, 110名の若い男子農民の人体計測値8種を用いて主成分解析を行い, 2個の主成分X1, X2でそれぞれ体の大小, ふとり = やせぎすの度合を表わし得ることを示した。また農業機械化研究所役職員18名について8種の人体計測値を求め, 各人のスコア (X1, X2) を算出して, 主成分の上記解釈を確認した。この一連の解析と具体的数値は, 整理の便宜上附-3に取りまとめることとした。

* 誤差はおおむね1%以下。不安定なのは5%を超える。

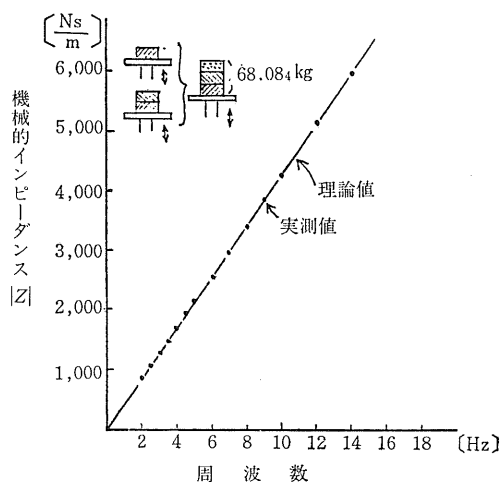


図66 純質量による校正の例

表17 被験者の体重とスコア

被 験 者 記号(姓名頭文字)	体重 kg	ス コ ア	
		X 1	X 2
A (A. O.)	51.2	-4.27	0.69
B (I. Y.)	51.6	-3.30	0.62
C (N. Y.)	52.8	-0.71	-2.22
D (S. S.)	55.0	-1.99	0.04
E (K. M.)	58.6	-0.21	0.60
F (K. K.)	59.0	-2.31	-0.26
G (M. K.)	61.4	-2.57	2.33
H (T. I.)	62.4	-0.86	0.67
I (F. I.)	68.5	1.37	2.18
J (S. Y.)	82.0	5.69	-0.25

注：本表体重の欄記載の数値は、測定当日の測定値で上下作業服、普通の履物（ケミカルシューズ等）着用の値
ところで、人体機械的インピーダンス測定 の被 験 者
は、上記人体計測を行った農業機械化研究所の18名中から、10名に依頼した。10名のスコアと、その分布状態を表17および図67に示す。

8.4.4 試験条件と手順

予備試験を経たあと、試験は2日に分けて行った。各試験日には、当日の被験者（5～7名、重複あり）が全員そろったところで次の手順で試験を行った。

各設定周波数に対して加振台振幅を調節し、加振台加速度が、 1.8ms^{-2} rms（制御盤モニター0.26G）。なお、

*2.0, 2.24, 2.50, 2.80, 3.15, 3.55, 4.00, 4.25, 4.50, 4.75, 5.00, 5.30, 5.60, 6.00, 6.30, 7.10, 8.00, 9.00, 10.00, 11.2, 12.5, 14.0

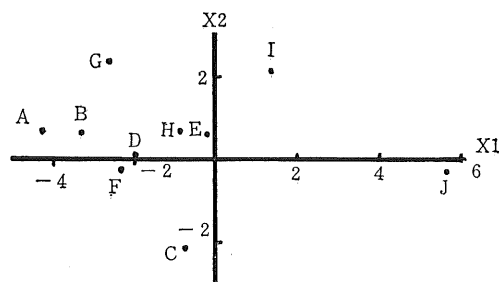


図67 被験者のスコアの散布図

周波数変更範囲は2～14Hzで、その間は標準数列R20/40に従って設定周波数を定めることとした*。

各設定周波数に対して振幅の調整が終わったところで、校正用の重錘3個を1個づつ座面の上に重ねて行き、1個の場合、2個の場合、3個の場合について記録をとる。ついで被験者が順次座面上に腰をかけ、手は膝の上に軽く置いた状態で、緊張・弛緩の2姿勢について記録をとる。なお、footrestはなく、足は宙ぶらりんの状態である（図68）。被験者が一巡したところで、次の周波数設定に移り、このサイクルを繰り返して一連の試験を終了した。

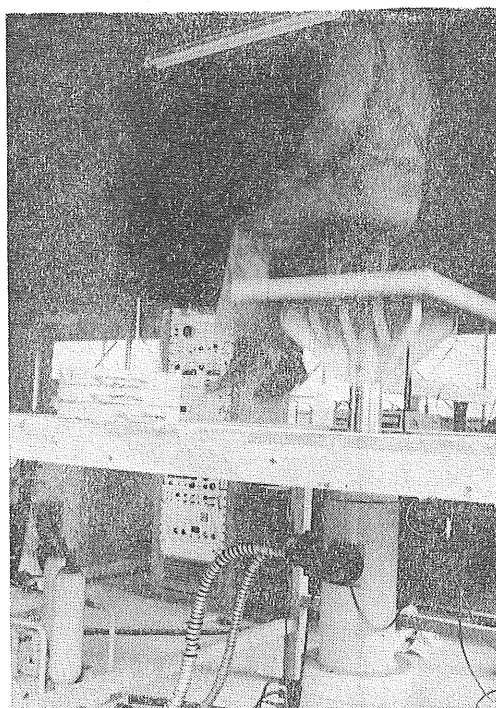
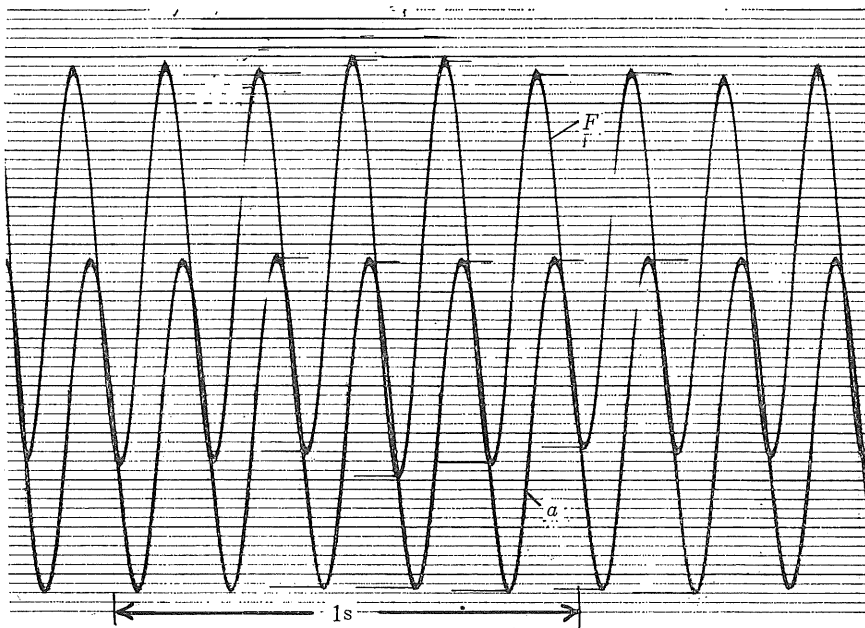
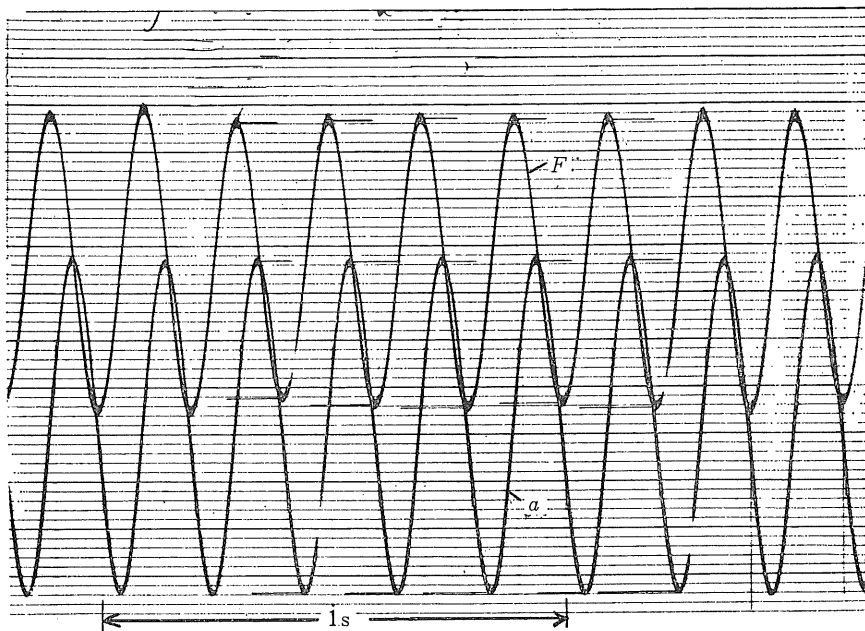


図68 座位人体の機械的インピーダンス測定状況



(a)



(b)

図69 記録波形の例

被験者G 5Hz; F : 力, a : 変位

(a) correct

(b) relax

8.4.5 測定結果

まず図69に、記録の1例を示す。力記録波形の方は変位記録波形に比し、振幅の変動がやや大であるが、共に5個の振幅を測って平均をとり、それぞれの振幅の測定値とした。また、位相差は、力、変位のピーク部分の間隔を測定した。

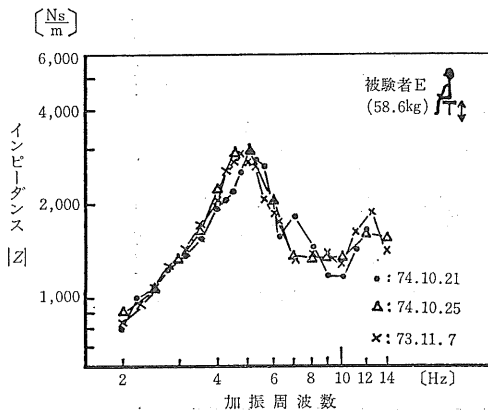


図70 測定結果の再現性

(1) 同一被験者での再現性 被験者Eについては、測定年月日の異なる3回の反覆測定結果が得られたので、図70に、 $|Z|$ の形で示す。図に見るとおり、傾向としては十分の再現性が認められる。5Hz近辺及び、10月21日分の7, 9Hz近辺で若干の変動が認められるがこれは“緊張”といっても、測定区ごとに必ずしも同一の緊張度が再現できる訳でなく、そこに変動の原因があるものと考えられる。このような人体の“不確かさ”を前提して考えるとき、この測定結果は、全体として再現性の高いものと言える。

(2) 各被験者のデータ

上に、データの再現性を確認したところで、まず、7章に示した、運転者の体重の差によって座席上振動加速度レベルが大きく変る例(図40)を想起しよう。この2

名の機械的インピーダンスの $|Z|$ と、位相角 ϕ の結果を図71に示す*。明らかに、体重の大きなI (F.I.)の方が、E (K.M.)に比し、測定周波数区間全般にわたって大きな $|Z|$ を示している。位相角については、両者の間に差はほとんど認められない(特に、興味深い8Hzでは)。

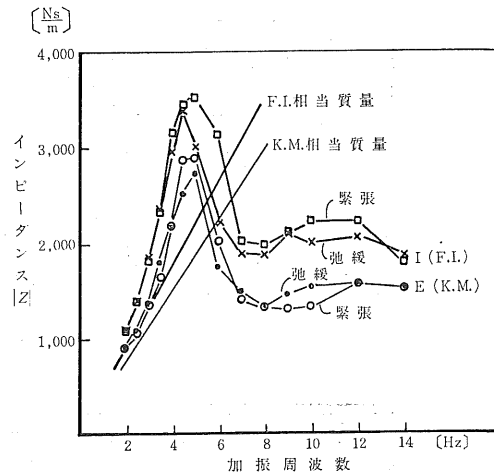
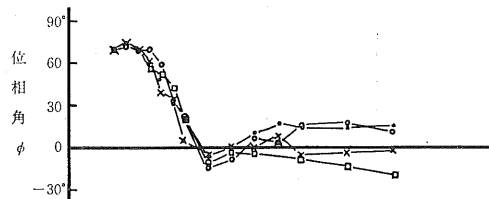
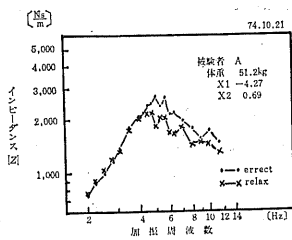
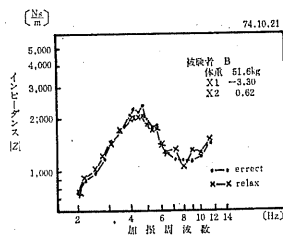
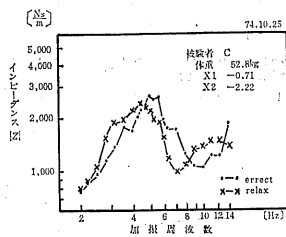
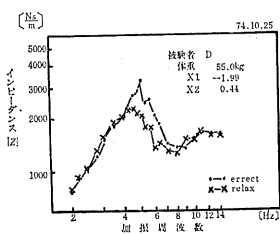
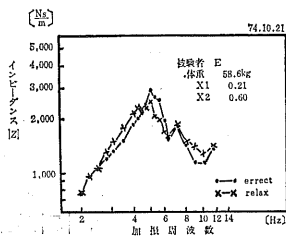
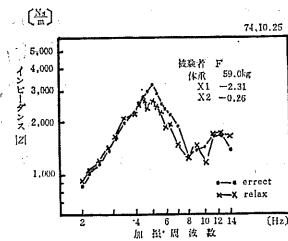
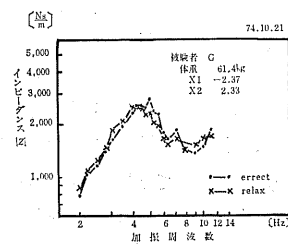
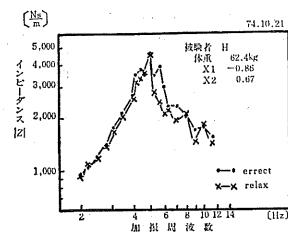
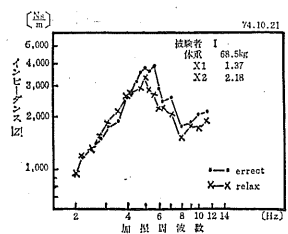
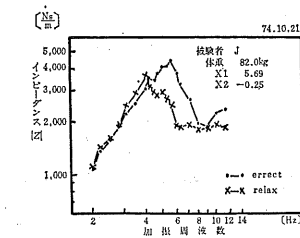


図71 体重の異なる2被験者のインピーダンスの比較



*この図では、 $|Z|$, ϕ 共に自然目盛として、表示法の例とした。 $|Z|$, ϕ を1図に示すには複素平面に記す方法も用いるが、比較には不便のため、ここには用いない。

そこで、被験者全員のデータを挙げて、比較検討してみることにする。この場合、位相角については、上例と

図72(a) 各被験者の $|Z|$ 図72(b) 各被験者の $|Z|$ 図72(c) 各被験者の $|Z|$ 図72(d) 各被験者の $|Z|$ 図72(e) 各被験者の $|Z|$ 図72(f) 各被験者の $|Z|$ 図72(g) 各被験者の $|Z|$ 図72(h) 各被験者の $|Z|$ 図72(i) 各被験者の $|Z|$ 図72(j) 各被験者の $|Z|$

同様、ほとんど被験者間の差が認められなかったのに、 $|Z|$ のみについて示すこととする (図72(a)-(j))*。

ただし、反復測定のあるE, Iの2名については、簡単のため、前図に挙げたものと異なる区のみについて結果を示す。なお(a)~(j)は、体重の小さいものから順にあげてある。

(3) 結果の検討 (その1)

(7) まず、緊張・弛緩の姿勢の差に注目すれば、全体として緊張の場合の方が若干大きい $|Z|$ の値を示すが、それ程大きな差はなく、特に4~6Hz近辺にあるピークより低周波側では、Cを除いて殆んど一致しているように見えてよい。Cは、弛緩の方が曲線の傾向が低周波側へ移動した傾向を示しており、Jの低周波側にも似た傾向が認められる。ピークより高周波側では緊張の方が高い値を示しているものが多いが、B, E, Gでは殆んど差が認められない。低周波側は質量型の変化をしていることからあまり大きい差がないのは当然であるが、C, Jの場合のように差がでて来る理由は、体重、スコア(X1, X2)の面からの考察では見出せない。一方高周波側の下降部での差はバネ型の変化であるから、姿勢によるバネ作用の差と解釈されるが、やはり体重、スコアの面での差と直結して理解はできない。このことについては後に再び触れる。

(4) 体重の異なるE, Iの比較で、体重の大きいIの方が全体に大きい $|Z|$ を示すことは既に見た。この傾向が一般に言えるかどうかが次の問題である。

まず体重51kg台であるA, B両者の $|Z|$ は殆ど差がなく、体重の大きいI (68.5kg), J (82.0kg) に比して $|Z|$ が小であることは、上述の傾向と一致している。

しかしH (62.4kg) とI, Jの3名は、HとJの体重差が約20kgあるのに $|Z|$ の値は殆ど同じである。一方、HはG (61.4kg) と体重差は1kgしかないのに $|Z|$ の差は大きい。そこで、Gが被験者の中では最もX2が大、すなわち肥満型であることに注目し、逆にX2が最小のCと比較して見ると、Cの方が6~8Hz域で低い $|Z|$ はとるものの、 $|Z|$ ピーク値は殆ど同一値を示している。また、IとGはX2にあまり差がない。

結局、体の大きい方、体重の大きい方が全体として大きい $|Z|$ を示す傾向はあるが、かなり個人差もあることが示された。そこで、各人のデータに対して同一モデルをあてはめ、そのモデルのパラメータの値を推定し、そ

れらと体重、X1, X2とが関連づけられるかどうかを試みることにした。

(4) Curve Fitting の試み

各人の機械的インピーダンスが計測されると、次には当然、図58に示したモデルについて、各人ごとのパラメータ($m_1, c_1, k_1, m_2, c_2, k_2$)を推測することが問題となる。ただし、各人の体重 $W (=m_1+m_2)$ は所与であるから、 m_1, m_2 の2パラメータ $P=m_1/W$ でおきかえることができる。結局、 W は所与として、5個のパラメータ(c_1, k_1, c_2, k_2, P)を何らかの方法で求めるcurve fittingが差し当たりの問題となる。この際、計測データ、つまりfittingする対象は $|Z|$ 、つまり機械的インピーダンスのmodulusとし、位相角については一応考慮の外におくことにした。

(7) 古典的方法としてまず考えつくのは、最小自乗法によるcurve fittingである。想定モデルを図58のモデルとしているから、その機械的インピーダンスは附-2に示す式となり、 $|Z|$ は、より複雑な式で、上記5個のパラメータについて非線型である。そこで

$$\frac{\partial |Z|}{\partial c_1}, \frac{\partial |Z|}{\partial k_1}, \frac{\partial |Z|}{\partial c_2}, \frac{\partial |Z|}{\partial k_2}, \frac{\partial |Z|}{\partial P}$$

の、2乗以上の項を無視することによる線型化の方法63)を試みたが、正規方程式が実際上singularになることが多く、結局この方法の利用は不調に終わった。

(4) ついで、最大傾斜法も試みて見たが、論理の不備もあって発散(例えば m_1 が負になる等)してしまうのでこの方法も断念し、結局次に記す一種のモンテカルロ法による方法を試みることにした。

(5) 最後に用いた方法は、各パラメータにつき、ある範囲内で乱数を発生させ、多数の乱数的パラメータについて $|Z|$ を計算して、実験値にできるだけ近い結果を与えるパラメータの組をピックアップしようというものである。このため、図73のフローチャートに示す計算論理を考えたが、筆者はこのプログラムを‘LASVEG’と仮称したので、本章内に限り、本手法も同じくLASVEGと仮称することにする。

LASVEGの手法を要約して述べれば以下のとおりである：まず各パラメータについて変動しうる範囲を与え、それぞれの範囲内で乱数的に各1個の値をきめる。この、1組の乱数的パラメータを用いて、計測時に選んだ周波数と同一の周波数について順次 $|Z|$ を算出する。そして、その周波数のいずれかで、 $|Z|$ が計測値 $|Z|_m$ とある程度以上(例えば±20%以上)の差を示すときは、

* 図中‘errect’, ‘relax’は前出‘緊張’, ‘弛緩’に対応。

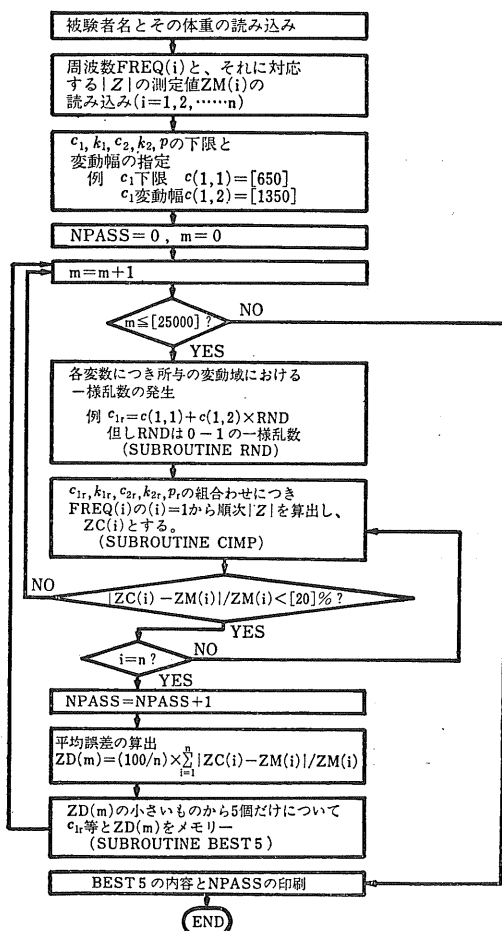


図73 LASVEG のフローチャート

〔 〕内の数値はデータとして与える

そのパラメータの組についての $|Z|$ の計算は打ち切り、次の乱数的パラメータの発生に移る。もし $|Z|$ と $|Z|_m$ の差が各周波数について範囲内であれば、そのパラメータ値と、平均誤差(図中の式参照)をメモリーしておく。ただし、このようなパラメータの組が多数あるときのことを考慮して、平均誤差の小さいものから5組だけメモリーして、他は棄却する。そして、次の乱数的パラメータの発生に移る。

実際には、 $|Z|$ と $|Z|_m$ の許容差は20%としたが、これを15%とすると、適合するパラメータの組は殆ど得られない。同一人の $|Z|$ の再現性に関するデータ(図70)から見ても20%(約1.5dB)の差は、十分のあてはめ精度と考えてよい。また、乱数発生回数は25,000回とした。

この方法によっても、すべてのデータについてパラメータの組を探索はできなかったが、その理由としては、パラメータの変動域の設定、上記許容差の設定等が考えられる。

ところで、このようにして得られたパラメータの組の例を、Aについてのアウトプットの形で図74及び75に示す*。また、若干名について、緊張の場合の結果のうち平均誤差の最も小なもの1組をとりあげ、表18にまとめて示す。数値は丸めて示した。

なお、このLASVEGは、MELCOM70/10で計算したが、1組のデータについての所要時間はおおむね1時間10~20分であった。また、ISO5982(図53)に示されたパラメータから各周波数での $|Z|$ を算出して、それらをデータとしてLASVEGでパラメータを逆に推測したときの最小の平均誤差は0.49%、許容範囲通過回数は1810であった。

(5) 結果の検討(その2)

(7) まず図74, 75を見ると、同一組のデータについても、個々のパラメータの値はかなり変動することを知る。たとえば図74の場合でみると、C2は88~239と約2.7倍の間変動しているし、K2は約19000から30000までと約1.5倍の間の変動を示している。しかも、平均誤差は殆ど同じ値であり、また、これらのパラメータを用いて計算した $|Z|$ の値、したがってそのグラフも、殆ど見分けのつかぬ程の差しか与えない(図76)。

このことは、實際上パラメータと体重、X1, X2の対照検討を断念せざるを得ないことを示している。

(i) しかし、個々の場合については若干の知見を得ることができる。まず図74, 75の比較において、つまり緊張と弛緩の比較において、弛緩の場合K1は明らかに小となり、Pは逆に大となっている。弛緩の場合、重心が低くなり、バネが弱くなったことに対応していると見られ、この差が、図72(a)で見たピークより高周波側において弛緩の方が下に来ていることにも対応している。一方緊張と弛緩の曲線の差が殆どなかった被験者Bについて、表示したパラメータ値の比較をすると、やはりあまり差は認められない。

一方、体重の大きいI, Jの2名は、A, Bと比較して、パラメータの面でもいくつかの特徴をもつ。まず、Pが82%台であることを初めとして、C1が大、C2は小、K1はAの弛緩程度、K2は明らかに小、等である。

*FREQの項はout putのformatの誤りで小数点以下1位までしか示されていない。

HR.	A	(ERRCT)	(HASS=	51.2 KG)
INPUT DATA (MEASURED IMPEDANCE)				
		FREQ (HZ)	Z (NS/H)	
1		2.0	728.7	
2		2.2	868.0	
3		2.5	983.7	
4		2.8	1143.5	
5		3.1	1349.1	
6		3.5	1795.1	
7		4.0	2031.5	
8		4.2	2132.0	
9		4.5	2341.5	
10		4.7	2440.2	
11		5.0	2650.4	
12		5.3	2354.2	
13		5.6	2647.2	
14		6.0	2119.1	
15		6.3	2147.3	
16		7.1	1956.1	
17		8.0	1754.6	
18		9.0	1511.7	
19		10.0	1712.3	
20		11.2	1466.2	
BEST FIVE OF DETECTED SET OF CONSTANTS				
	C1	C2	K2	H1
1	1055.1	42271.3	238.6	27794.1
2	1059.6	41986.3	134.0	29226.3
3	1070.7	42562.0	173.3	26361.9
4	1153.8	42442.3	87.9	30398.1
5	1134.9	42795.7	228.6	19209.3
				47.7
				47.6
				47.8
				48.1
				49.1
				0.128E+01
				0.131E+01
				0.131E+01
				0.131E+01
				0.132E+01
				0.932E+00
				0.931E+00
				0.934E+00
				0.940E+00
				0.958E+00
				479
				25000
				NUMBER OF SETS WHICH GIVE Z WITHIN LIMIT BAND OUT OF TOTAL RANDOM SETS OF
				RANGE OF DETECTION
				C1= 650.0 THROUGH 2000.0
				K1= 16000.0 THROUGH 72999.9
				C2= 80.0 THROUGH 250.0
				K2= 12000.0 THROUGH 33000.0
				P= 0.820 THROUGH 1.000
				WIDTH OF LIMIT BAND= PLUS AND MINUS 20. %

START TIME 19H 3MIN 52SEC 100HSEC
 END TIME 20H 18MIN 19SEC 900HSEC
 USER'S NAME K. HIURA
 DATE 81 05 27

図74 A (errect) の LASVEG Out Put

HR.	A (RELAX)	(HSS=	51.2 KG)				
INPUT DATA (MEASURED IMPEDANCE)							
	FREQ (HZ)	Z (NS/H)					
1	2.0	741.8					
2	2.2	880.9					
3	2.5	1030.8					
4	2.8	1166.8					
5	3.1	1333.4					
6	3.5	1767.1					
7	4.0	2040.1					
8	4.2	2130.2					
9	4.5	2145.8					
10	4.7	2193.1					
11	5.0	1804.7					
12	5.3	2032.6					
13	5.6	2017.2					
14	6.0	1671.6					
15	6.3	1637.9					
16	7.1	1800.7					
17	8.0	1401.8					
18	9.0	1483.5					
19	10.0	1426.1					
20	11.2	1292.8					
BEST FIVE OF DETECTED SET OF CONSTANTS							
	C1	K1	C2	K2	H1	P	Z0 (% MEAN)
1	1081.1	33755.5	115.6	31187.7	48.6	0.950E+00	0.160E+01
2	1086.6	34046.2	220.3	29755.5	48.7	0.952E+00	0.161E+01
3	1092.1	34331.2	155.0	28323.3	48.8	0.953E+00	0.163E+01
4	1097.7	34621.9	89.6	26889.0	48.9	0.955E+00	0.164E+01
5	1134.4	33413.5	131.7	26903.7	49.7	0.971E+00	0.165E+01
				NUMBER OF SETS WHICH GIVE Z WITHIN LIMIT BAND		308	
				OUT OF TOTAL RANDOM SETS OF		25000	
				RANGE OF DETECTION			
				C1=	650.0	THROUGH	2000.0
				K1=	16000.0	THROUGH	72999.9
				C2=	80.0	THROUGH	250.0
				K2=	12000.0	THROUGH	33000.0
				P=	0.820	THROUGH	1.000
				WIDTH OF LIMIT BAND= PLUS AND MINUS 20. %			
START TIME				20H 18MIN 19SEC 900HSEC			
END TIME				21H 27MIN 54SEC 900HSEC			
USER'S NAME				K. MIURA			
DATE				81 05 27			

図75 A (relax) の LASVEG Out Put

表18 LASVEGによるパラメータの推定

被 験 者	A	B	B	H	I	J	(ISO)
errect, relaxの別	e	e	r	e	e	e	—
C1 [NS/m]	1065	868	852	945	1563	1763	1540
K1 [kN/m]	42.3	28.5	27.6	52.5	36.6	33.7	68
C2 [Ns/m]	239	119	145	193	94	86.2	190
K2 [kN/m]	27.8	23.6	27.9	14.7	13.2	17.2	24
M1 [kg]	47.7	47.9	47.6	59.3	56.3	67.6	69.0
P —	0.932	0.927	0.922	0.950	0.821	0.824	0.92
平均誤差[%]	1.28	2.58	2.01	2.22	2.10	2.45	—
許容範囲通過回数 (25,000回のうち)	479	10	36	11	1	3	—

注1: ISO の項の数値は ISO5982に与えられた数値

注2: パラメータ変域は図74の場合と同じ

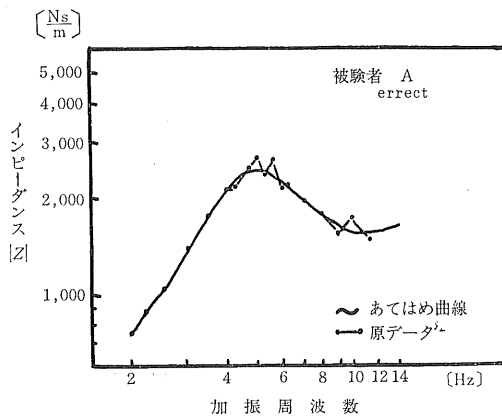


図76 曲線のあてはめの例

さらに、体重は約60kgでありながら大きい $|Z|$ を示したHでは、Pが大きく、K1が大C1もかなり大、など添字1をもつ系のインピーダンスを大とする要素が全体に大であることが特徴的である。

8.5 考察とインピーダンスモデルの提案

本章では、体重の異なる2者について座席振動が異なることから出発して、その相異を機械的インピーダンスの観点から検討し、体格の異なる10名の被験者について機械的インピーダンスを測定すると共に、2自由度モデルによる表現で整理をすすめ、モデルのパラメータを推定する試みを行って来た。

その結果、体重その他の体格を表現する因子とパラメータの間の関係を一般的に検討することはできなかったが、若干の特徴的事項を明らかにすることができた。パラメータが一義的に定められなかったことは、この段階で振り返って見れば、ある意味では当然であったともいえる。すなわち、駆動点インピーダンスは、元来負荷系の駆動点での観測によるものであって、負荷系の内部構造には全く触れないものである。そして筆者は負荷系の構造に2自由度モデルを適用することとしたのであるが、このモデルも、駆動点での観測のみによる情報で判断する限りにおいて、内部構造は一義的であることは要求されていないからである。

しかしながら、日本人の体格としてはかなり広い範囲をカバーする10名の被験者のデータは貴重であって、それらを取りまとめたインピーダンスモデルが得られれば、座席負荷系としての人体を考えてシミュレーションを行う際に極めて有効なはずである。

そこで、上述のデータから、小さい人、中位の人、大きい人（以下仮に下限、中庸、上限という。）に相当するインピーダンスモデルを求めることとした。その手順は、次のとおりである。

ア) 被験者10名の緊張、弛緩の両方のデータを1枚の図に書きこむ。緊張、弛緩の差は、個人によってあまり無い場合と、かなり有る場合があるが、差のある人でもその差の大きいところで5dB程度で、人による差よりは小であると認めて、コミにすることにした。

イ) これらの線は全体として帯状になるから、その帯について包絡線的に下端、上端の曲線を定め、それぞれ下限、上限用のインピーダンス・カーブとする。下限はおおむね、被験者A, Bに、上限はH, I, Jの包絡線に相当する。下限と上限の両カーブの中間（対数尺のままでの）に平均的なカーブを選び中庸用のカーブとする。これはおおむねE, Fのカーブに相当する。ここにEは $X1=0.21$, $X2=0.60$ とほぼ標準的な体格であることに注目しておきたい。

ウ) これらの線について、 $|Z|$ の値を注意深く読み取り、LSAVEGによってパラメータを求める。ただし、この際の体重については下限、中庸、上限の順に51.0, 59.0, 82.0kgとした。

図77に3本のインピーダンス・カーブをISO5982のカーブと比較して示した。ISOのカーブとかなり異なっていることに注目したい。

また表19に、LSAVEGで得られたパラメータの組のうち、最も平均誤差の小さなものを挙げた。

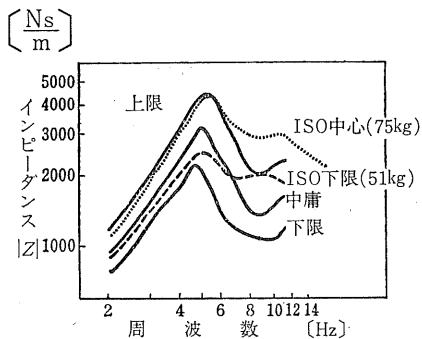


図77 インピーダンスカーブの提案

9 乗用農機座席の試験・評価に関する今後の問題点

以上5～8章では、主としてトラクタ座席懸架系の試験とそれに係わるものとしての人体機械的インピーダンスについて述べて来た。本章においては、座席に関する諸問題の整理を行い、若干の考察を行う。

表19 日本人のインピーダンス・モデル・パラメータ

	下 限	中 庸	上 限
体 重 [kg]	51.0	59.0	82.0
C1 [Ns/m]	883	1059	1635
K1 [kN/m]	27.35	27.17	43.37
C2 [Ns/m]	82.2	104.2	94.9
K2 [kN/m]	29.36	12.21	15.55
M1 [kg]	47.4	47.4	67.7
M2 [kg]	3.6	11.6	14.3
平均誤差[%]	2.8	1.6	1.8
許容範囲通過回数 (25,000回のうち)	13	43	84

9.1 トラクタ座席の試験・評価に関する諸問題

7章では、人工悪路での α 方向振動測定結果から、一応の判断基準として、座席上振動レベル106dB以下、 η_2 70%以下（ただし8km/h走行時）という数値を提案したが、公的提案とするためには、なおいくつもの検討すべき事項がある。それらの問題点を挙げてみよう。

ア) α 方向だけで評価してよいかという問題。既に座席の試験を公的に行っている諸外国でも、 α 方向についてのみの測定結果によって可否を判定している一方では、合成振動レベル（5.3.1参照）による3方向総合判断の動きもあることに留意しなくてはなるまい。このことに関して筆者は、型式検査等、公的評価はまずトラクタ座席を対象として実施されることが当然、ないし妥当であることからして、この面についてはとりあえず α 方向についてのみの測定と評価で十分であると考えている。 α , γ 方向の測定・評価については、5章で述べたごとく、未だ測定面での技術的問題もあり、かつ、合成振動レベルについてはISOで採用の動きが強いものの、生理的影響との関連づけが確立されていないから、なお、研究の進展をまたなければ、公的評価法としてはとり上げる段階に至るまい。ただし、可否を定めない一般の測定・研究においては、4章にも示したようなデータを積み重ねる意味でも、使用計器・測定法を明示した上での測定結果の公表がまたれるところである。また、実作業におけるピッチング、ローリング、ヨーイングの角振動について我が国では報告例がなく、この面での研究発展が望まれる。外国の報告としては、Sjøflot(247)～

249), Crolla 146) 等があり, 規格化の動きは仏国の規格協会から提案がある。

イ) 判定基準の数値について。たとえばオーストリーでは, BVPA の人工悪路での座席上振動が, ISO 周波数補正後で 1.8m/s^2 で合格としている。 1.8m/s^2 は 10^{-5}m/s^2 基準で約 105dB であるが, 筆者提案と凹凸条件と速度条件が異なるから, 一概に比較はできない。そこで, 筆者の人工悪路と, OECD ないし ISO, EC 規格での人工悪路での比較試験がやはり必要と言えよう。また, 仮りに ISO 規格人工悪路で公的評価を行うとしても, m/s^2 単位で判定するか, $\text{dB re } 10^{-5}\text{m/s}^2$ 単位で判定するかについては十分の検討を要する。このことは, 単位の換算問題ではなく, 周波数補正回路の周波数レスポンスの許容誤差範囲とも関連して, 実際面では見過し得ない重要な問題である。すなわち, 判定基準設定時には, 数値と共に, 単位, 計測法も含めて検討することが重要である。

ウ) 運転者体重の規定について。この点については, 8章で詳述し, そこで西欧人と日本人とでは, 体重のみならず, 機械的インピーダンスの周波数に対する変化の様相の面でも異なる傾向があることを見た。西欧諸国と連繫を保った公的試験, 現実には OECD 試験に座席試験が組み込まれる動きが出て来たときには, 単に 95kg の被験者が見出し難い, という面だけでなく, このような傾向の評価についても国際的合意を得るという面でも, より一層の検討が必要となろう。また, 公的試験での運転者体重を云々するときは, 女子運転者をどう考慮するかについても検討する必要がある。

エ) 座席下振動の規格化。加振装置で座席の良否を判定することを考えるときには, 座席下加速度 Input について十分検討する必要がある。ISO 5007¹⁰⁶⁾ では, 標準形トラクタ(2軸, 後輪荷重70~55%, 後輪の方が大, 最小輪距 1150mm以上, 後車軸非懸架, 座席位置は後車軸とトラクタ重心の間)を, 機体重で

class 1 : 1400~3600kg

class 2 : 3601~5000kg

と分け, それぞれのクラスに対照トラクタの仕様と, それに対応する z 方向座席下振動加速度 PSD の概略値を

$$\phi = \phi_{\max} \exp \left\{ -\frac{(f - f_m)^2}{2b^2} \right\}$$

の形で与えている。対照トラクタの仕様と, 上式のパラメータは表20, 21のように与えられている。

実はこのクラス分けは, PSD を指標に行ったもので

表20 ISO5007の対照トラクタ諸元表

仕 様	Class 1	Class 2	許容差
空 車 質 量 kg	3040	4750	$\pm 5\%$
前車軸荷重 kg	1300	1830	$\pm 5\%$
後車軸荷重 kg	1740	2920	$\pm 5\%$
前輪タイヤ	7.50-18	12.4/11-28	
後輪タイヤ	16.9/14-34	16.9/14-38	
前輪タイヤ圧 kPa*	200	150	+10 kPa
後輪タイヤ圧 kPa*	110	130	+10 kPa
軸 距 mm	2125	2590	$\pm 10\%$

* 表中の値はバイアスタイヤに適用する。ラジアルタイヤの場合は空気圧を15%増とする。

表21 対照トラクタ PSD のパラメータ

パラメータ	Class 1	Class 2	許容差
$\phi_{\max} (\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$	6.0	5.5	$\pm 10\%$
f_m Hz	3.25	2.65	$\pm 5\%$
b Hz	0.33	0.3	*

* b の許容差は, Class 1 にあつては $1.9 \sim 2.2\text{m/s}^2$ の, Class 2 にあつては $1.6 \sim 1.8\text{m/s}^2$ の座席取付部周波数補正加速の許容差に応じて定められる。

あり, また, 上式と表に示された PSD は smooth track を $12 \pm 0.5\text{km/h}$ で走行したときのものとして与えられたものである。6章の末尾で, 砂利道と人工悪路でそれぞれ 3.25, 3.50 Hz にピークのあるスペクトルの測定結果を示したが, それとの対照において, 数値はともかくとして, 傾向としてはおおむね妥当な PSD 曲線と思われる。しかし, 6, 7章で測定をした A~G, 7種のトラクタのうち, 上記の class 1 には B, D の2種が入るだけで, 他は, いわばここに規定されていない class 0 とでもいうべき小型機に属するものである。つまり上記の ISO は我が国の現状にはそぐわないのであるが, 我が国のトラクタの諸特徴を考慮に入れた座席下 PSD の一般的傾向の把握, ないしは, 何らかの意味での規格化のための試験に試みる価値のある課題と考えられる。

なお, 上記 ISO では, 室内試験は微小時間ごとに示された油圧シリンダ変位の表に基づくが, 人工悪路で集録した振動の再生に基づいて実施することになっているが, PSD から加振装置油圧シリンダの変位を求めるアルゴリズムは, 6章に示した人工悪路設計時と同様であることに注意を払っておきたい。

オ) 型式検査個有の問題点。座席試験を型式検査として実施する場合には, 輪距調節はもちろん, 他のいくつかの問題を検討する必要がある。たとえば, 同一型式

と認められる範囲内のタイヤの問題、安全フレーム/キャブとの関係で、振動面では良好な複数の座席が装着可能な場合、座席基準点¹¹²⁾の位置いかんでは安全域が確保できなくなるものもあり得るときの取扱いの問題等である。

カ) 懸架系特性値の測定に係る問題点、バネ=ダンシュポット式の懸架系でも、他の形式の懸架系、たとえば空気バネ式の懸架系でも、荷重=変位曲線を求めることは、載荷・除荷の際にそれなりの注意を払えば、比較的容易に行える*。しかし、粘性減衰係数 C または減衰係数比 ζ を求めることは、簡単でない。Lasser²⁰¹⁾は落下式のスタンド(Fallstativ)を用いる方法、つまり、スタンドに座席を取付けて載荷し、そのスタンド下部を2重筒にしておくことにより、スタンドの姿勢を保ったまま急激にコンクリート床面まで落下させ、その時の振動減衰曲線から ζ を推定する方法をとっていたが、波形の乱れ等から見ても精度は期待し難い。より精度が高く、しかも簡便な測定法を開発する必要がある。

9.2 トラクタ座席懸架系の設計に関する諸問題

サスペンション・シートが用いられるようになってからかなりの年月が経、西欧の座席専門メーカーのみならず国内トラクタメーカーも、かなり水準の高い座席を市販するようになって来てはいる。しかし、バネ調節を誤るとかえって乗心地の悪くなる場合もあることは7章で見たとおりである。このことは、バネ調節位置の表示の不親切・不適切によるものであろうが、厳密には体重の70~80%程度の負荷しか座席にかからないという実態から考えると、正確な表示というのはかなり困難なものである。

ここでは、その前の段階の設計についての諸問題を整理し、考察することとする。

ア) 懸架系変位の方向。3章記載のとおり、平行四辺形機構等を利用して、変位の方向を上下方向に規制することがよい、というのが通説であり、このことを設計の基礎におくことが妥当である。しかし、必ずしも厳密に上下方向でなくてはならない、ということではなく、footrestに足を乗せて運転する際には、膝頭から下は動かず、大腿骨は膝関節を中心に回転するように、座席の変位方向を定めると乗心地が向上するとも言われている²⁸¹⁾。筆者も7章記載ベロー型防振ゴムを組み込んだ座席試作の際に、このような変位の方向を与えたものも作成したが、効果ははっきりしなかった。この問題は、

ある程度以上の性能をもつ懸架系が一般化した上での、第2段階の問題ともいえよう。

なお、懸架系からは少し話題がはずれるが、背あてがバネで支持されていて前後にある程度動き得るものにあつては、背あての回転の中心を、Hip Pointの所へ定めると、背中と背あての相対変位が少なくなり、座り心地が改善されるといわれていることにも、注意を払っておこう。

イ) バネ、ダンシュポットの仕様決定。多くの座席研究がなされている割には、バネ定数 E 、ダンシュポット粘性減衰係数 C を直接扱い、最適値を明確に提案しているものはほとんどない。Wendeborn²⁷⁴⁾は多くの座席の E 、 C を調査し、また座席上振動も測定しているが、この面での結論は出していない。わずかにLasser²⁰¹⁾が、 $\zeta=0.2\sim0.4$ がよく、実際に

$$E=0.4\text{kgf/mm}=3.9\text{kN/m}$$

$$\zeta=0.25$$

の座席を試作して好結果を得たとした報告がある程度である。このことについては、経験的にでも、もっと整理する必要がある。ただし、このときでも、実際のダンシュポットは、一般に往復のストロークの一方が殆んど抵抗なしの状態で作られること、座席の荷重=変位曲線は、クッションの特性を込みにして測定されているのが通常であることに注意を要する。

また、座席懸架系(より正確には、人体=座席系)の固有振動数は、車両固有振動数の1/2以下がのぞましいと言われている³¹⁸⁾、このことはかなり軟らかいバネの採用、ひいては変位量の増大、操作機器との相対変異の増大にともなう操作性の劣化にも関連するので、原理的には当然としても、実現はかなり困難な事項である。

ウ) シミュレーション等による懸架系最適仕様探索。

シミュレーションの手法により懸架系の解析・設計に資することを目的とする研究も近年増えて来た(たとえば⁴⁹⁾, ⁹¹⁾, ⁹²⁾)。ここでは、シミュレーションのためのモデルについては立ち入らず、モデルの具体的パラメータに関する問題点についてのみ整理をしておく。

まず、人体のモデル化の問題があるが、これについては8章に詳述した。

ついで、トラクタの慣性モーメント I の問題がある。最近では、安全フレーム/キャブの研究・検査においても I を重要視する傾向にあるが、その測定は原理的には簡単でも、実際には、トラクタの大きさ、質量の面から、容易でないのが一般であると見てよい。 I の測定法には

* 最近、農業機械化研究所で、容易かつ正確に荷重=変位曲線を自記させる装置を作成した¹⁷⁾。

物理振子法^{215), 177)}, 後車軸のまわりに機械を振らせる方法²⁷⁴⁾ ほかがあるが*, トラクタに全く手を加えず測定できる面では物理振子法は簡便である。図78は, 筆者が昭和45年に二, 三のトラクタをこの方法で測定したときの装置を示したものであるが, 装置としていくつも

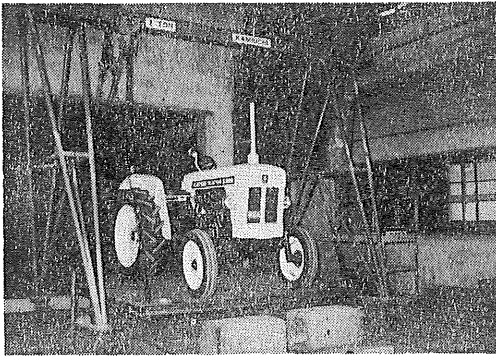


図78 トラクタ慣性モーメント測定(昭和45年)
太くて長い角材で較正。トラクタ質量 939kg
重心を通る水平軸まわりの慣性モーメント (SI 単位)
 I_y (ピッチング方向) = 441kgm²
 I_x (ローリング方向) = 170kgm²

の不備があり, 測定にかなりの労力を要した。その不備な点の一つは, プラットフォームをワイヤーロープで吊ったため較正用重量, トラクタ重量等の差により, ワイヤーロープが伸縮したこと, 他は, トラクタ重心と振子支点の距離が大なため, 分解能¹⁷⁷⁾が落ちたことである。現在では, トラクタが大型化しているため, プラットフォームの大きさ, 強度が図のものより格段に上になると考えられるので, ルーティンな測定に用いるとすると, 全体としてかなり大きく, 頑丈な装置が要求されることになるが, 較正法を含めて取扱いが容易, かつ高精度のものを作ることが必要である。

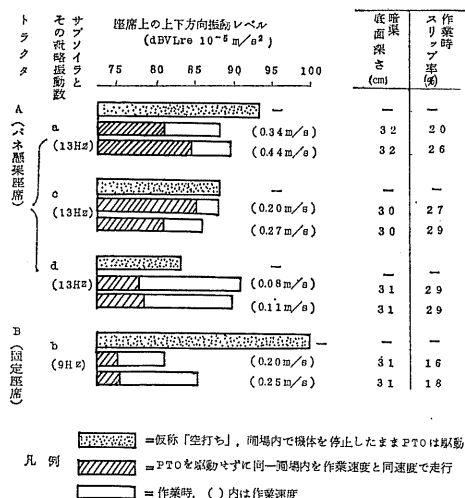
次に, タイヤのモデル化の問題がある。一般には, タイヤの δ を, 対数減衰率から求める等の手法がとられるが, 望月⁹²⁾はこの方法によって得た値は良い結果を与えず, トラクタを加振台に乗せて加振して求めた値を使っている。はじめて良好な予測を行うことができたとしている。

エ) 一方, 藤原, 室津らは, 解析的に最適な懸架系を求める試みを行っている^{75), 76)}。内容としては, 座席下の PSD に対して, ある条件下で乗心地を最適とする方法であって極めて興味が深い方法ではあるが, ISO 2631 の z 方向周波数レスポンスを前提に考えると, 一般

*種々の測定法の調査については66)参照

的な利用はなお困難のようである**, ***。

オ) 土の影響を考えるとモデル化はなお困難になる。土とタイヤの関連もさることながら, 土とトラクタ装着作業機との関連を考えに入れると極めて問題は複雑となる。図79は, 振動式サブソイラで実際に作業しているときの方が, 空打ちの場合より座席振動が低いことがあるのを示した自験例である。



注1) 試験機条件: 水田用, 重負土, 小型円鋸歯数 6.4 kg/cm² 含水比 5.8 %
 注2) 前後・左右方向のデータは記載を省略したが, 座席の上でも下でも, 前後方向の振動加速度レベルの方が上下方向より大で, その差は座席上で 1 ~ 1.5 dB であった。

図79 振動サブソイラを装着したトラクタの座席振動の例(昭和53年)

9.3 座席の形状・寸法に関する諸問題

座面の横幅, 奥行き, 後方傾斜角等については, 最近次第に改善されて来て実用上の問題は少なくなって来ている。しかし, 背もたれ, 腕のせ (arm rest) については, 十分な検討がなされていない。トラクタの場合, 斜め後方を見ながら, つまり後方に装着した作業機の作業状態を監視しながら運転する場合が多いことから, 座席

**1~4Hz帯域の 3dB/oct の感覚曲線に対応して, 伝達関数分母に $\sqrt{s}$ の形が現われ, 特性根の求値による逆 Laplace 変換が困難になると思われる。藤原がこの帯域においても 6dB/oct を用いているのはこのためと思われるが, 問題がある。

***この頃は, アクティブ・シート・サスペンションとも関連するが, 本論文ではアクティブシート・サスペンションの話題には触れない。

をシート・パンの形にして、特に背もたれという程のものはつけないことも少なくないが、一方では長時間運転の場合を考えると、何らかの形で背もたれが要求される。そこで、両者の場合の要求を満足する背もたれが必要となるが、その位置・形状の設計に用い得る人間工学的資料はほとんどない。さらに、座面のみから人体へ振動が印加された場合と、座面・背もたれの両者から印加された場合とについて、振動感覚その他に差が出るのか否かの問題もある。これについては問題として意識はされているが具体的研究は行われていない。

以上はいわば座席自体の問題であるが、当然座席と他の操作部との関連位置にも、いくつかの問題点がある。座席とその他の操作部との関連位置については、標準寸法なり、調節範囲なりの形で示されたデータはかなりあり、それなりに利用し得るものではあるが、実際面では必ずしも問題なしとしない。筆者が実際に見聞した極端なもの2例を示せば、某研修所ではある輸入トラクタについて、ペダル表面に木の角材を取付けることによって初めて大抵の研修生がペダルを踏み込める寸法に修正していたし、他の例では、空気バネを座席懸架系に使用している輸入機で、空気バネのベローズ部に空気を入れるとペダルに足が届かなくなるため空気を全く抜いてしまい、ストップとしてのゴムだけで座席が支持されている形で使用していた。このような極端な例はともかくとして、座席と操作部の相対位置寸法決定にあたっては、なお一層の考慮が払われて然るべきものと考えられる。この際、特に寸法の下限を定める際には、最近における婦人の労働従事増加を考え、女子人体計測値の 5-percentile, ないし 10-percentile を基準に検討することが要請されてよからう。

さらに、これらの関連位置寸法は通常静的な状態で検討されるが、特に、ある幅での変位が生ずる懸架系があるときには、その変位を考慮する必要があるのはもちろんである。この際留意すべき事項として、ペダルに対する SRP 変位の軌跡があることを指摘しておきたい。このことは一般の場合、つまり機体が水平かそれに近い場合についてはそれほど大きい問題にはならないが、傾斜地における登坂途中で停止するような場合には問題となり得る。つまり、座席の沈下（荷重に伴うバネの縮み）にしたがってペダルと SRP との距離が大きくなるような構造においては、上記の場合、すなわち登坂途中でクラッチ、ブレーキを踏むと、平地の場合以上に座席が沈下し、クラッチとブレーキ、特にブレーキの踏力を

保持するのが困難となる。このため、運転者はブレーキ踏力と自分の体重の斜面方向成分をハンドルにかけた手、ないしは腕の力で支えなければならぬ状態となり、不安感と実際の危険度は急激に増加する。この事例は、運転席回り設計時に見落されがちな要素について重要な意味をもつものとして掲げておく。

なお、傾斜地用トラクタと呼ばれるものの中には、等高線走行時における体軸の傾斜に対応するため、座面角度を左右方向に調節可能としたものがある。この構造の座席があると、体軸がほぼ垂直に保たれるため安心感が増大するのみならず、普通の座席では体軸をできるだけ垂直に保つため脚部を中心に体の各部に力を入れるのが、これではその必要が減じ、作業が楽となる。

傾斜地におけるトラクタあるいは自走式作業車の座席の位置と作業に対する恐怖感については、若干の調査・所論が報告されているが、ここでは立入らない。

9.4 座席の耐久性に関する諸問題

座席の耐久性については、トラクタ本体と同等以上でなければならない、という基本的な考え方がある。この考え方は、もし、座席部分が傷んでもトラクタとしては“動く”場合には、何らかの応急措置が施されるだけで使われると見られるため、安全面で問題があるということに基づいている。

ところで、座席の耐久性という場合、検討の対象となる部分は大別して懸架系と upholstery の2者を挙げることができる。このうち、懸架系の耐久性については、サスペンション＝シートの場合について、座面に荷重をかけた状態で座席下から振動入力を与える試験法のあることを、6章で述べた。この試験は短期日の間に行われるものであるから、材料の経年劣化については検討外となり、主として各部の摩耗とある程度の疲労に関する試験を行っていると思われる。一方、upholstery の方は疲労と経年劣化が耐久性を規制する主要因と考えられる。このことについてはほとんど実態が明らかにされておらず、わずかに Lasser ら²⁰³⁾ が調査した結果の仮報告があるだけといってもよい。しかし、座席表面のビニール＝レザー、ウレタン＝フォーム等が裂けている状態も散見できることから、これらについての検討も必要であることを指摘し得る。

10 結 語

ここまで、乗用農機座席の振動に関して、種々の側面から論じ、また今後の研究方向を展望する意味で問題

点の整理を行ってきた。具体的な研究対象としては乗用トラクタをとりあげることが多かったが、基本的考え方は乗用農機全般に共通したものであった。

1970(昭和45)年に筆者が農業機械の安全に関する諸研究の一環として座席振動の研究に着手した当時、我国ではこの課題に関する組織的な研究は行われておらず、したがって、研究目標、手法についても、その枠組の大綱から自ら設定し得る幸運に恵まれた。しかし具体的な事項については暗中摸索で事を進めなければならなかった。その中で特に厄介であったのが、全身振動問題に特有の低周波振動についての解析法(計器の低周波域における周波数特性)と、結果の評価法であった。結果の評価法については既に西独の旧 VDI 規格が用いられていたが、そのK値の曲線は、低周波側で、受動回路を前提とした回路技術側の要請から実際の感覚実験の結果と離れていたものであった。しかし、1970年代半ばに至って ISO 2631 が一応確立し、また回路技術も発達して折線的な周波数レスポンスをもってフィルターの製作も可能になって来、それに伴って、座席振動の評価も容易となった。この段階以降、研究の進捗度は急に早くなり、人工悪路の建設と相まって、多くの知見を得ることができたのであった。そして、少なくとも、農用座席の振動の測定と評価に関する技術と認識の面においては、欧米諸国と比肩し得る段階に到達し得たと自負している。ただ、具体的防振対策ないし、座席懸架系の設計基準の提示には、部分的にしか手が及ばなかったが、この問題についても、本論文で示した試験法・評価法の上に立ち、また、9章に整理した諸問題に関する展望をふまえて対処すれば、それ程大きい困難に阻まれることなく、研究を進展し得るものと考えている。

この意味において、農作業の安全に対して機械面から接近する、という基本的な考え方に立って全体の構成を図って来た本論文において、それなりの取りまとめはできたものと感じている。

本論文の終りに当たり、本研究着手以来ご指導・ご鞭撻を賜わり、また研究施設・備品等の拡充・充実に格別のご配慮を載き、かつは、2度にわたる海外調査の機会を与えて戴いた農業機械化研究所、鍋木豪夫、故立川基、故原政司、小暮光美、川田則雄歴代理事長、永野義治、渡邊鐵四郎、前田耕一歴代研究検査担当理事、三浦保、金須正幸歴代研究第1部長の各位に衷心から感謝の念を捧げる。特に、本論文の取りまとめを強くお奨め戴き、文字どおり、ご鞭撻を賜った上記前田耕一理事、

また、取りまとめに当たって、全般にわたるご指導・ご激励を賜った東京大学農学部木谷収教授に深甚の謝意を表する。

また、農業機械化研究所安全工学研究室の石川文武・小林恭・高柳礼子の各氏は、研究の途次、筆者と苦楽を共にして来た。記してその間のご苦労とご協力に感謝する次第である。

さらに、本研究の播監時代に研究方向を示唆して戴いた小川浄寿農機検査部長(現 RNAM)、初回の海外留学時に受入れ、指導の労を惜しまれなかった MPI の G. Preuschen 教授(現在自適)、H. Dupuis 博士(現 Johannes Gutenberg 大学—Mainz 在—)、その後 ISO の国内委員会(ISO/TC 108/SC 4:振動、衝撃に関する人体の許容限調査班)の席で常に有益なご助言を下された國枝正春主査(石川島播磨重工業株式会社技術研究所副所長)、三輪俊輔幹事(労働省産業医学総合研究所環境人間工学部長)の各位に、改めて感謝の念を表する次第である。(昭和57年6月)

参考文献

1. JIS C1510 振動レベル計 昭51.
2. JIS C1511 手持工具用振動レベル計.
3. —: スピードスプレヤーの型式検査の主要な実施方法及び基準 昭和52年4月7日改正 同日付官報公示.
4. —: 全身振動の身体に及ぼす影響とその許容基準振動・要望課題23.『衛生関連学の進歩』(第17回日本医学会総会衛生関係6分科会連合学会及び日農医誌第17回日本医学会総会衛生関係6分科会連合学会抄録号)、昭42. 4.
5. —: 振動・騒音・乗心地、自動車技術27巻6号、1973.
6. 青山友雄: 小型トラクタにおける騒音と振動、農機学会東北支部報、No.8, 1971.
7. 新井清一ほか: 農業従事者の人体計測——操縦席回り設計のために——、農機研昭和47年度研究成績検査部(2)、昭48. 3.
8. 新井清一・西崎邦夫: 乗用トラクタに関する人間工学的研究、農機誌、36巻2号、昭49. 9.
9. 赤池弘次・中川東一郎:『ダイナミックシステムの統計解析と制御』。サイエンスライブラリ情報電算機=9. サイエンス社、昭47.
10. 荒牧定仁・萩原裕子・長沢有恒: 振動と動作能に関する実験的研究、人間工学、6巻1号、1970. 2.
11. 飯島貞司ほか: 小型耕運機と流早座、日農医誌、15巻3/4号、昭42.12.
12. 同上: 耕運機流早座、同上、21巻2号、昭47. 9.
13. 同上: 農村婦人の流座、同上、23巻3号、昭49. 10.
14. 居垣千尋: 乗用トラクタの振動に関する研究、農機学会関西支部報26号、昭44.
15. 居垣千尋・小泉武紀・山本博昭: 乗用トラクタの振動に関する研究(第1報)——エンジンによる車体各諸点の振動分析、農機学

- 会28回要旨。
16. 石川文武・小林恭：ISO 5008 準拠座席振動変換器の試作，農機研昭和56年度事業報告Ⅰ—5—3，農機研，昭57. 2.
 17. 石川文武・小林恭：座席静特性試験機の試作，農機研研究成績56—2，昭和57. 3.
 18. 市原薫：路面のすべりと凹凸，自動車技術，25巻2号，1971.
 19. 内村喜之・武市啓司郎：機器設計のための人体計測値，医歯薬出版，昭43.
 20. 梅田重夫ほか：トラクタの振動，農機学会関西支部報，24号，昭42.
 21. 遠藤後三ほか：トラクタのシートにおける振動について，同上，28号，昭45.
 22. 同上：上下振動が人体に及ぼす伝達特性，同上，30号，昭46.
 23. 遠藤俊三・西村功・笹尾彰：トラクタの振動とその伝達特性（第1報）——トラクタの振動特性について，農機誌，35巻2号，昭48. 9.
 24. 同上：同上（第2報）——人体の応答特性，農機誌，35巻3号，昭48. 12.
 25. 遠藤俊三・芝野保徳・笹尾彰：農作業におけるトラクタの乗心地。とくに騒音ならびに振動の実態，農機誌，43巻2号，昭56. 9.
 26. 大内一夫・林喜男：シートのクッション性能に関する研究，人間工学，5巻4号，1969.
 27. 大沢秀一・出先洋一：小型車の振動・乗心地の測定法と評価，自動車技術，27巻8号，1973.
 28. 大島正光：『生体振動論』，東京大学出版会，1969.
 29. 太田義信・伴野達也：トラクタの操縦性に関する研究，農機誌，40巻2号，1978.
 30. 岡田晃：全身振動の基準をめぐって，労働の科学，22巻1号，1967.
 31. 岡田晃・中村円生：『騒音，振動，衝撃の影響と対策』，人間と技術社，昭45.
 32. 金津豊彦ほか：自脱コンバインの試験方法に関する研究—トレッドミル方式による走行部耐久性試験方法の検討，農機研47年度成績検査部Ⅰ，昭48.
 33. 川村登ほか：自脱コンバインの振動に関する研究——振動特性について，農機学会関西支部報，28号，昭45.
 34. 同上：同上——振動の人体におよぼす影響，同上.
 35. 同上：農用車両シート加振機の試作，農機学会関西支部報，Vol 43，1978.
 36. 同上：アクティブ・シート・サスペンションに関する研究——速度検出型サスペンションについて——，同上，Vol 44，1978.
 37. 川村登・笹尾彰：農用車両のアクティブ・シート・サスペンションに関する研究（第1報）——電気・油圧サーボ機構によるサスペンション——，農機誌，42巻3号，1980.
 38. 金須正幸：トラクタ性能の向上に関する研究，農機研研究所報告，1971.
 39. 北川敏男編：『多変量解析論』，情報科学講座A5—3，共立出版，昭41.
 40. ケンドール著・浦昭二・竹並輝之共訳：多変量解析の基礎，サイエンスライブラリ統計学=4，サイエンス社，昭47.
 41. 小嶋和雄ほか：四輪トラクタの振動特性について，農機学会関西支部報，30号，昭46.
 42. 同上：トラクタの振動特性とそれが人体に及ぼす影響，同上，32号，昭47.
 43. 小堀乃・山川勇・倉田久治：機械・作業者システムの解析について——特に農業機械の振動と騒音の分析について，農作業研究，10号，1970.
 44. 小堀乃：農作業の近代化に関する人間工学的研究——環境解析編Ⅰ——農作業環境としての振動の解析，東海近畿農試研報，27号，昭49.
 45. 近藤武・大久保亮夫・堀江良典：自動車シートの評価に関する一考察，人間工学会15回大会論文集，1974.
 46. 酒井学：『あぜ道の人間工学』，家の光協会，昭52.
 47. 笹尾彰・遠藤俊三：路面凹凸に対するトラクタの振動特性，農機学会33回要旨，1974.
 48. 同上：自脱コンバインの振動特性について，同上34回要旨，1975.
 49. 同上：トラクタ振動とその伝達特性（第3報）——不規則路面走行時の挙動，農機誌，38巻4号，1977.
 50. 塩谷哲夫ほか：飼料作物生産におけるトラクタオペレータの作業負担（第1報）——振動・騒音・心拍，農機学会28回要旨，1969.
 51. 高波克治：自動車の振動乗心地，機械の研究，27巻12号，1975.
 52. 竹内竜三ほか：NCSU製 Human Simulator に関する振動学的考察，農機学会33回要旨，1974.
 53. 同上：ドライバーをシミュレートする(1)，(2)，機械化農業，No. 9及び10，1974.
 54. 田中孝・太田直憲・松谷広志：トラクタ座席の振動に関する研究，農機学会関西支部報，32号，昭47.
 55. 田中孝・末永哲郎：トラクタの座席振動に関する研究，同上，35号，1974.
 56. 田中孝・末永哲郎・小池正之：トラクタの座席振動に関する研究（続報），農機誌，36巻3号，昭49.
 57. 同上：同上，農機学会33回要旨，1974.
 58. 田中孝・末永哲郎：トラクタの座席振動に関する研究，農機学会関西支部報，35号，昭49.
 59. 田島清瀬：『振動の工学』，産業図書，昭45.
 60. 千葉一彦・萩原文二・菊池弘吉：セミトレラ・トラクタの乗心地について，自動車技術，27巻8号，1973.
 61. 東北農試機械化作業第1研：トラクタ操縦席及び操縦装置に関する2，3の人間工学的考察，農機学会東北支部報，No. 12，1965.
 62. 時田保夫：振動レベル測定方法JIS原案について，日本音響学会誌，37巻1号，1981.
 63. ドレーバーN. R.，スミス，H. 著 中村慶一訳：応用回帰分析，森北出版，昭43.
 64. 鳥巢諒・守島正太郎・田代克己：トラクタの振動・乗心地に関する研究(1)——路面，圓場面おうとつのパワースペクトル測定，農機学会32回要旨，1973.
 65. 同上：同上(2)，路面・圓場面おうとつのパワースペクトルとトラクタの伝達関数，同上33回要旨，1974.
 66. 鳥巢諒・田代克己・守島正太郎：トラクタの慣性モーメントの測定，農機誌，40巻1号，1978.
 67. 豊田文一：農業機械による振動と騒音に関する実験的研究，日農医誌，24巻3号，昭50.
 68. 日本音響学会騒音研究委員会振動分科会：振動レベル計の規格について，日本音響学会誌，26巻10号，1970.

69. 日本機械工業連合会・日本自動車研究所：農業機械の安全性に関する調査研究報告書，日機連51安全化No2，昭52.8.
70. 同上：同上，日機連52安全化No. 2，昭53. 7.
71. 同上：同上，53安全化No. 2，昭54. 4.
72. 農機研：昭和56年度事業報告，p210，昭57. 2.
73. 福島時雄・佐藤徹哉・内田義一：テストコース砂利道の路面について，自動車技術会学術講演会前刷集，昭47秋.
74. 藤本義二：建設機械の運転員に対する振動伝達防除方法に関する研究，建設機械化研究所10周年記念論文集.
75. 藤原直史・室津義定・中川憲治：不規則動振に対する吸振器の最適構成，日本機械学会論文集，Vol37. No. 296，1971.
76. 藤原直史：『不規則振動に対する振動絶縁装置の最適化に関する研究』，昭48.9.
77. 堀尾仁・徳橋弥三郎・角谷久生：当地方における流・早産の統計的観察——特に農作業の与える影響について，日農医誌，17巻4号，昭44. 12.
78. 増田正三・伊藤信孝・石井伝：ホイルトラクタの座席振動防止に関する研究，農機学会27回要旨，1968.
79. 松本廉平・影山夙・坂口彰：ドラム式試験装置による自動車の促進耐久試験，自動車技術論文集，No. 3，1971.
80. 三浦恭志郎：農業用機械の安全に関する研究，『農機研十年史』，Ⅱ—2—4，農機研，昭47.
81. 三浦恭志郎・石川文武：座位人体の機械的インピーダンス測定，農機学会34回要旨，1975.
82. 同上：人工悪路について——乗心地の立場から，同上，34回要旨，1975.
83. 三浦恭志郎：農業機械，特に乗用トラクタの乗心地に関する研究の現状，農機誌，37巻3号，昭50.12.
84. 三浦恭志郎・石川文武：車輛振動計測用人工悪路について，『農業機械の安全性に関する研究』(中間報告)，農機研研究成績53—1，昭53. 7.
85. 三浦恭志郎・石川文武・小林恭：人工悪路におけるトラクタ座席の振動測定，Ⅰ，Ⅱ，同上及び成績54—1，昭54. 7.
86. 三浦恭志郎ほか：振動サブソイラを装置したトラクタの座席振動について，同上(第2報)，農機研研究成績54—1，昭54. 7.
87. 三輪俊輔・米川善晴：振動感覚の尺度化，人間工学，6巻5号，1970.
88. 三輪俊輔：振動の評価表，日本機械学会誌，74巻626号，昭46. 3.
89. 三輪俊輔・米川善晴：正弦振動の評価法，日本音響学会誌，27巻1号，1971.
90. 同上：複合正弦振動とランダム振動の評価法，同上.
91. 望月常次：トラクタオペレータの全身振動のシミュレーション(第1報)，自動車研究，2巻1号，昭55. 1.
92. 同上：同上(第2報)，同上，2巻3号，昭55. 3.
93. 守和子：低振幅全身振動の人体生理機能に及ぼす影響，産業医学，15巻6号，昭48. 11.
94. 安田与七郎・土井淳多・佐野孝志：ホイルトラクタの座席の振動について，農機学会25回要旨，1966.
95. 山内二郎他編：電子計算機による数値計算法 Ⅰ，数理科学シリーズ1，培風館，昭42.
96. 山川新二ほか：路面凹凸の表示法について，自動車技術会学術講演会前刷集，No. 731.
97. 山本博昭：乗用トラクタの振動に関する研究(第1報)——搭載エンジンの振動分析，神大農研報，10巻1号，1971.
98. 万木良平ほか：肺換気ならびに肺循環に及ぼす全身振動の影響，J. J. Aerospace Med. & Psy, 1967 (5).
99. 吉田義之・小磯章・伊藤秀三郎：振動感覚の一計測法，人間工学，9巻1号，1972.
100. ラポール，P.：農耕トラクター運転者の背骨の病変の二三の面について，第1回国際農業医学会議(ソール・フランス1961年)記録集抜粋，第4回国際農村医学会議学術運営実行委員会.
101. 渡辺真也・若葉金三・福地保馬：トラクタの振動と騒音，日農医誌，24巻3号，昭50. 10.
102. 渡辺真也監修，伊藤史子訳：産業における振動，労働科学叢書38，労働科学研究所，昭50.
103. 渡辺真也ほか：農作業におけるトラクタの振動と騒音，日農医誌，28巻4号，昭54.
104. VDI Richtlinie 2057 : Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Okt, 1963.
105. ISO 2631 : Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration, 1978 (2nd ed.).
106. ISO DIS 5007 : Agricultural wheeled tractors-Operator seat-Measurement of transmitted vibration and seat dimensions, 1976.
107. ISO 5008 : Agricultural wheeled tractors and field machinery-Measurement of whole-body vibration of the operator, 1979.
108. ISO 5982 : Vibration and shock-Mechanical driving point impedance of the human body.
109. ISO/TC 108/SC 4 : Draft Proposal-Mechanical transmissibility of the human body, SC 4 N102, Aug, 1981.
110. OECD Standard codes for the official testing of agricultural tractors, Some notes on the test rig for 200 hour endurance tests on tractor seats, DAA/T/1029, 1971.
111. OECD Testing of tractor seats, DAA/T/1041, 1971.
112. OECD Standard code for the official testing of agricultural tractors (C (80) 60), 1980.
113. OECD Testing of tractor seats, DAA/T/1039, 1971.
114. BS 4220 : Methods of test for seats on agricultural wheeled tractors, Part 1, Tests on an artificial track, 1967.
115. SAE J1013 JAN 80 (SAE Recommended Practice): Measurement of whole body vibration of the seated operator of off-highway work machines.
116. SAE J1225 (SAE Information Report) : Development of a frequency weighted portable ride meter.
117. EC : Council Directive of 25 July 1978 on the approximation of the laws of the Member States relating to the driver's seat on wheeled agricultural or forestry tractors (78/764/EEC).

118.: Testing and Assessment of seats for agricultural tractors, National Swedish Testing Institute for Agricultural Machinery, Report 1930, Sept., 1968.
119.: Self-Leveler for Agricultural Vehicle Seats. Agric. Engng, Feb., 1971.
120.: Verordnung über die Beschäftigung von Frauen auf Fahrzeugen. Der Güteverkehr, H. 1, 1972.
121.: Ergonomic Standards in agriculture-Self-propelled Agricultural Machines and Tractors International Workshop, Potsdam, 1974.
122.: Ergebnisse der Diskussion zum Thema 'Mechanische Ganzkörperschwingungen auf selbstfahrenden Landmaschinen und Traktoren', Abschlußbericht zu den wissenschaftlichen Beratungen und Diskussionen der Internationalen Arbeitskonferenz 'Ergonomische Standards in der Landwirtschaft-selbstfahrenden Landmaschinen und Traktoren', Potsdam, Mai 1974, (unpublished).
123.: The seat of the trouble, Power Farming, September, 1976.
124.: Are your drivers sitting pretty? Materials Handling News, September, 1978.
125. Anselm, D. : Verbesserung eines mathematischen Autositz-Modells bezüglich Federkennlinien und Reibung, ATZ, 77 (1975) 6.
126. Allen, R. E. : Limits of ride quality through cab isolation, SAE Paper 750165, 1975.
127. Anderson, T. W. : Introduction to multivariate statistical analysis, Wiley, 1965 (5th pr.).
128. Batel, W. : Technische Möglichkeiten zur Erleichterung der Arbeit der Fahrer von Schleppern, Mähdrechern und anderen selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. Grundl, Landtechn., Bd. 24 (1974) Nr. 1.
129. Bjerker, N., Kylin, B., Lidström, M. : Changes in the Vibratory Sensation Threshold after Exposure to Powerful Vibration, Ergonomics, Vol. 15 No. 4, 1972.
130. Bjerninger, S. : Traktorsitsar. Jordbrukstekniska Institutet (Swedish Institute of Agricultural Engineering) Meddelande nr 307, 1964.
131. Böttcher, L. : Die Arbeitsbedingungen des Traktoristen. Deutsche Agrartechnik, 21. Jg., H. 10, Okt., 1971.
132. Broderon, A. B., Gierke, H. E. : Mechanical Impedance and its Variation in the Restrained Primate During Prolonged Vibration. ASME Paper No. 71-WA/BHF-8.
133. BSI Panel MEE/158/3/1 : Proposals for Generalized Road Inputs to Vehicles, 1972. (ISO/TC 108/SC 4, Split (Yugoslavia)).
134. Christ, W. : Aufbaustörungen, der Wirbelsäule bei den in der Landwirtschaft tätigen Jugendlichen im Hinblick auf das Schleppverfahren, Grundl. Landtechn., H. 16, 1963.
135. Christ, W., Dupuis, H. : Über die Beanspruchung der Wirbelsäule unter dem Einfluß sinusförmiger und stochastischer Schwingungen, Int. Z. angew. Physiol. einschl. Arbeitsphysiol., 22, 1966.
136. Christ, W., Dupuis, H. : Untersuchung der Möglichkeit von gesundheitlichen Schädigungen im Bereich der Wirbelsäule bei Schleppverfahren, Die Med. Welt, 1968, 19 (N. F.).
137. Claar, P. W. et al. : Agricultural tractor chassis suspension system for improved ride comfort, SAE Technical Paper Series 80 1020.
138. Claassen, C. -D. : Über die Schwingungs-Beanspruchung und-Belastung von Schleppern und ihre Verminderung, Dissertation, T. U. München, 1970.
139. Claassen, C. -D. : Schwingungs-Belastung und -Beanspruchung von Schleppern und ihre Verminderung. Grundl, Landtechn., 1971 21 (6).
140. Coenenberg, H. H. : Das "äußere" Schwingungsverfahren von Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten. Landtechn.Forschung, 12 (1962) H.6.
141. Coermann, R. : Einfluss von Stößen und Vibrationen auf den Menschen, Ergonomics in Machine Design, Vol. 11, ILO, 1969.
142. Coermann, R. : Einwirkung stoßförmiger Beschleunigungen auf den Menschen, VDI-Berichte Nr. 135, 1969.
143. Coermann, R. R. et al. : The Passive Dynamic Mechanical Properties of the Human Thorax-Abdomen System and of the Whole Body System, Aerospace Medicine, 1960, 31 (6).
144. Coermann, R. R., Lange, W. : Untersuchung der Möglichkeit einer aktiven Dämpfung für Fahrzeugsitze, Grundl, Landtechn., 1971, 21 (1).
145. Crolla, D. A., Dale, A. K. : Ride vibration measurements of agricultural tractor and trailer combinations, Vehicle Systems Dynamics, 5, 1976.
146. Crolla, D. A. : A theoretical analysis of the ride vibration of agricultural tractor and trailer combinations, Vehicle Systems Dynamics, 9, 1980.
147. Dahlberg, T. : Comparison of ride comfort criteria for computer optimization of vehicles travelling on randomly profiled roads, Vehicle System Dynamics 9 (1980).
148. Van Deusen, B. D. : Human Response to Vehicle Vibration. SAE Paper No. 680090.
149. Drechsel-Burkhard, E. : Körpergerechte Ausformung von Sitzen für Traktoren und selbstfahrenden Landmaschinen. Forschungsberichte der Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Wiesenburg, Dez. 1973.
150. Drechsler, K. : Neuentwickelter Traktorsitz des VEB Traktorenwerk Schönebeck, Deutsche Agrartechnik, 17.

- Jg., H. 1, Jan. 1967.
151. *Drechsler, K.* : Untersuchungen zur Schwingungsübertragung auf den Fahrerstand mobiler landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen, *Agrartechnik*, 24. Jg., H. 11, Nov. 1974.
 152. *Dreyfuss, H.* : The measure of man, human factors in design. 2nd ed., Whitney Library of Design, 1967.
 153. *Dupuis, H., Preuschen, G., Schulte, B.* : Zweckmäßige Gestaltung des Schlepperführerstandes. Ergebnisse einer arbeitstechnischen Untersuchung über die Bedingung von Schleppern. Gemeinschaftsarbeit des Institutes für landwirtschaftliche Arbeitswissenschaft und Landtechnik in der Max-Planck-Gesellschaft zur Förderung der Wissenschaften, Bad Kreuznach und des Max-Planck-Institutes für Arbeitsphysiologie, Dortmund, Schriftenreihe Landarbeit und Technik, H. 20, 1955.
 154. *Dupuis, H., Broicher, H. A.* : Schwingungsuntersuchungen mit elektronischer Klassierung bei praktischen Fahrversuchen, *Landtechn. Forschung*, 12. Jg., H. 2, 1962.
 155. *Dupuis, H.* : Fahrkomfort ist meßbar! Verkehrswissenschaftliches Seminar, e. V., Hamburg, 1. Studientagung für Verkehrswissenschaft, Nov. 1963.
 156. *Dupuis, H.* : Senkrechte Schwingbeschleunigungen von Fahren in Kraftfahrzeugen, auf Ackerschleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen, *Grundl. Landtechn.*, H. 16, 1963.
 157. *Dupuis, H.* : Bewertung der Schwingbeanspruchung bei Fahren von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz. *Landtechn. Forschung*, 14 (1965) H. 4.
 158. *Dupuis, H., Broicher, H. A., Pleszczyński, W.* : Frequenzanalyse mechanischer Schwingungen in drei Richtungen am Schleppersitz, *Landtechn. Forschung*, 15 (1965) H. 5.
 159. *Dupuis, H., Christ, W.* : Untersuchung der Möglichkeit von Gesundheitsschädigungen im Bereich der Wirbelsäule bei Schlepperfahren. *Schrift des MPI*, 1966.
 160. *Dupuis, H., Hartung, E.* : Schleppersitz-Untersuchungen mit Hilfe eines servo-hydraulischen Schwingungssimulators. *Landtechn. Forschung*, 16 (1966) H. 5.
 161. *Dupuis, H.* : Arbeitsmedizinische Untersuchungen der Schwingungseinwirkung auf Wirbelsäule und Magen bei Kraftfahren. 11. Internationaler automobiltechnischer Kongreß, Juni 1966 in München.
 162. *Dupuis, H., Christ, W.* : Über das Schwingverhalten des Magens unter dem Einfluß sinusförmiger und stochastischer Schwingungen. *Int. Z. angew. Physiol. einschl. Arbeitsphysiol.*, 22, 1966.
 163. *Dupuis, H., Broicher, H. A.* : Servo-hydraulischer Schwingtisch zur Simulierung von Fahrzeugschwingungen. *ATZ*, 68. Jg., Nr. 2, 1966.
 164. *Dupuis, H., Christ, W.* : Über das Verhalten einiger Körperteile bei Schwingungseinwirkung, *VDI-Bericht* Nr. 113, 1967.
 165. *Dupuis, H., Broicher, H. A.* : Methoden zur Untersuchung der Schwingbeanspruchung des Menschen, *Landarbeit und Technik*, H. 35, MPI, 1968.
 166. *Dupuis, H., Rehschuh, D.* : Über die Beanspruchung der Fahrer von Forst-Schleppern durch mechanische Schwingungen, *Forstarchiv*, 39. Jg., H. 7, 1968.
 167. *Dupuis, H.* : Über die Einwirkung von Fahrzeugschwingungen auf den mechanischen Körper. *Österreichische Ärztezeitung*, 23. Jg., H. 9, 1968.
 168. *Dupuis, H.* : Über die ergonomischen Beurteilung von Traktorsitzen, *Ergonomics in Machine Design* Vol. II ILO 1969.
 169. *Dupuis, H.* : Zur physiologischen Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen. *Fortschr. -Ber. VDI-Z. Reihe 11*, Nr. 7, 1969.
 170. *Dupuis, H., Broicher, H. A.* : Meßtechnische Verhalten zur Bestimmung der Schwingbelastung des Menschen. *Meßtechnische Briefe* 1, Hottinger Baldwin Meßtechnik GmbH, 1969.
 171. *Dupuis, H., Hartung, E., Louda, L.* : Vergleich regelloser Schwingungen eines begrenzten Frequenzbereiches mit sinusförmigen Schwingungen hinsichtlich der Einwirkung auf den Menschen, *Ergonomics*, 1972, Vol. 15, No. 3.
 172. *Dupuis, H., Hartung, E.* : Reduction of the driver's vibration stress on heavy tractors, Paper presented at the CIOSTA/IUFRO Congress at Mainz, 1981.
 173. *Gerke, F. G., Hoag, D. L.* : Measurement of tractor vibrations at the operator's station, *ASAE Paper* No. 79-1078, 1979.
 174. *Gerke, F. G., Hoag, D. L.* : Tractor vibrations at the operator's station, *Trans ASAE*, 1981.
 175. *Goering, C. E., Bockhop, C. W.* : Determining Field Surfaces in Relation to Tractor Dynamics, *Trans. ASAE*, 1965.
 176. *Goldman, D. E., von Gierke, H. E.* : Effects of Shock and Vibration on Man, in *Shock and Vibration Handbook*, Vol. 3, McGraw-Hill, 1961.
 177. *Graef, M.* : Technische Möglichkeiten zum Senken der Schwingungsbelastung auf fahrenden Arbeitsmaschinen, *Grundl. Landtechnik*, Bd. 26, Nr. 2, 1976.
 178. *Graef, M.* : Schwingungsbelastung von Fahrern landwirtschaftlicher Fahrzeuge und ihre Bewertung, *Grundl. Landtechnik* Bd. 29, Nr. 3, 1979.
 179. *Graef, M.* : Schwingungen und Schwingungsbelastung bei der Landarbeit, *Landtechnik* 11, Nov. 1981.
 180. *Guignard, J. C., Guignard, E.* : Human Response

- to Vibration; A Critical Survey of Published Work, Institute of Sound and Vibration Research, Memorandum, No. 373, 1970.
181. *Haack, M.* : Über die Beanspruchung des Menschen durch Erschütterungen auf Schleppern und Landmaschinen, *Grundl. Landtechn.*, H. 4, 1953.
 182. *Haffer, D., Dupuis, H.* : Untersuchungen an einem neuartigen Autositz, *ATZ*, 67. Jg., H. 9, 1965.
 183. *Hansson, J. E., Sjöflot, L., Suggs, C. W.* : Matching the farm machine to operator's capabilities and limitations. *Implement and Tractor*, Aug. 21, 1970.
 184. *Harris C. M., Crede, C. E.* : Shock and Vibration Handbook in three volumes, McGraw-Hill, 1961.
 185. *Hertzberg, H. T. E.* : The Human Buttocks in Sitting: Pressures, Patterns, and Palliatives, SAE Paper, No. 720005.
 186. *Hilton, D. J.* : A Frequency-weighted Ride Meter. *J. Agric. Engng Res.*, 1970, 15 (4).
 187. *Hilton, D. J.* : Design considerations relating to tractor cabin suspensions, *Proc Insts Mech Engrs* 1969-70, Vol 184 Pt 30.
 188. *Hixson, E. I.* : Mechanical Impedance and mobility. in Schock and Vibration Handbook, Vol. 1, g. v.
 189. *Hlawitschka, E.* : Federungs- und Dämpfungsverhalten von Reifen auf gekrümmten Aufstandsflächen. *Deutsche Agrartechnik*, 21. Jg., H. 2, Feb. 1971.
 190. *Hontschick, H., Schmid, I.* : Der Sitz als Verbindungselement von Mensch und Kraftfahrzeug, *ATZ*, 74 (1972) 4.
 191. *Hornick, R. J.* : Effects of Tractor Vibration on Operators, A consideration of human factors, *Agric. Engng*, Dec. 1961.
 192. *Huang, B. K., Suggs, C. W.* : Vibration Studies of Tractor Operators, *Trans. ASAE*, 1967.
 193. *ISO/TC 108/SC 4/WG 5* : Draft Proposal 'Mechanical Impedance of the Human Body', Jan. 1975.
 194. *Iwata, H., Dupuis, H., Hartung, E.* : Übertragung von horizontalen Sinusschwingungen auf die oberen Extremitäten bei Halbpronationsstellung und Reaktion des M. biceps. *Int. Arch. Arbeitsmed.*, 30, 1972.
 195. *Jensen, U., Sommerfeld, P.* : Federungskomfort von Fahrersitzen meßbar. *Landtechnik*, H. 4, Mitte Feb. 1970.
 196. *Jensen, U.* : Messen des Federungskomforts von Fahrzeugen, *Grundl. Landtechn.*, 1971, 21 (4).
 197. *Johnston, W. L., Ayoub, M. M.* : Body Orientation under Vertical Sinusoidal Vibration, *Human Factors*, 1972, 14 (4).
 198. *Kiene, W.* : Entwicklung einer Ersatzfahrbahn zur Prüfung des Sitzkomforts auf Ackerschleppern. *Landtechn. Forschung*, 15 (1965) H. 4.
 199. *Köpper, R.* : Geregelte Federungssysteme für Fahrersitze und Fahrzeugkabinen. *Proc ISTVS-SFM Intern Conf 4th, Stockholm*, Vol. 1, 1972.
 200. *Köpper, R.* : Zur Bestimmung des erforderlichen Schwingungskomforts in geländegängigen Fahrzeugen und seine Verwirklichung durch aktive Federung, *Grundl. Landtechn.*, 1973, 23 (5).
 201. *Lasser, M.* : Ergebnis der im Jahre 1966 durchgeführten Vergleichsprüfung von Traktorfahrersitzen. *Mitteilungen der Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftlicher Maschinen und Geräte in Wieselburg a. d. Erlauf*, NÖ, 12. Jg., Nr. 4, 1966.
 202. *Lasser, M.* : Traktorfahrer können durch gute Sitze geschützt werden. *Wieselburg*, 16 (1), 1969.
 203. *Lasser, M., Lechner, B.* : Examination of the durability of tractor seats with a view to finding a suitable test model, *Wieselburg*, 27 (11), 1970.
 204. *Liljedahl, J. B.* : Tractor tire vibrations, *Agric. Engng*, Aug. 1974.
 205. *Lins, W. F., Dugoff, H.* : Motion Simulation and Its Application to Ride Dynamics Research, SAE Paper No. 720003.
 206. *Louda, L., Tihelkova, D.* : Specification for tractor seat design. *Ergonomics in Machine Design*. Vol. II. ILO 1969.
 207. *Louda, L.* : Perception and Effect of the Mixture of two Vertical Sinusoidal Vibrations on Sitting Man. *Work-Environment-Health*, Vol. 7 No. 1, 1970.
 208. *Lucas, N.* : Deft delft touch with tractor comfort cab. *Power Farming*, April 1977.
 209. *Macduff, J. N.* : Vibrational Characteristics of Man, SAE Paper No. 710514.
 210. *Marsi, S. F.* : Theory of the Dynamic Vibration Neutralizer With Motion-Limiting Stops, *J. Applied Mechanics*, June 1972.
 211. *Matthews, J.* : Ride Comfort for Tractor Operators, I. Review of Existing Information. *J. Agric. Engng Res.*, Vol. 9 No. 1, 1964.
 212. *Matthews, J.* : Ride Comfort for Tractor Operators, II. Analysis of Ride Vibrations on Pneumatic-tyred Tractors. *J. Agric. Engng Res.*, Vol. 9 No. 2, 1964.
 213. *Matthews, J., Talamo, J. D. C.* : Ride Comfort for Tractor Operators, III. Investigation of Tractor Dynamics by Analogue Computer Simulation, *J. Agric. Engng Res.*, Vol. 10 No. 2, 1965.
 214. *Matthews, J.* : Ride Comfort for Tractor Operators, IV. Assessment of the Ride Quality of Seats, *J. Agric. Engng Res.*, Vol. 11 No. 1, 1966.
 215. *Matthews, J.* : An Analogue Computer Investigation of the Potential Improvement in Tractor Ride Afforded by a Flexible Front Axle, *J. Agric. Engng Res.*,

- Vol. 12 No. 1 1967.
216. *McCullough, M. L.* : Human Response to Whole-Body Vibration : An Evaluation of Current Trends, Human Factors, 16 (1), 1974.
 217. *Menshow, A. A.* : Standardization of Vibration at Working Places on Selfpropelled Agricultural Machines and Tractors, General Report II B. International Workshop, Potsdam, 1974.
 218. *Mertins, K.-H., Ulrich, A.* : Zur Frage der Lenksicherheit von Ackerschleppern mit Anbaugeräten bei Straßenfahrt, Grundle. Landtechnik Bd 28 Nr. 3, 1978.
 219. *Miwa, T., Yonekawa, Y.* : Evaluation methods for vibration effect. Part 10. Measurement of Vibration Attenuation Effect of Cushions. Ind. Health, 1971, 9.
 220. *Miwa, T.* : Mechanical Impedance of human body in various postures, Ind. Health, 1975, No. 13.
 221. *Miwa, T.* : Guides for human exposure to whole body vibration, Internoise 75, Sendai Aug. 1975.
 222. *Morrison, C. S., Harington, R. E.* : Tractor Seating for Operator Comfort, Agric. Engng, Nov. 1962.
 223. *Muksian, R.* : On frequency-dependent damping coefficients in lumped parameter models of human beings. J. Biomechanics. 9-5, 1976.
 224. *Odet, P.* : Les phénomènes vibratoires sur les motocycles, Ingenieurs de l'automobile, 2. 1972.
 225. *Okada, A. et al.* : Temporary Hearing Loss Induced by Noise and Vibration, J. Acoustical Society of America, Vol. 51 No. 4 part 2, 1972.
 226. *Osborne D. J., Boarer, P., Heath, T. O.* : Variations in response to whole-body vibration intensity dependent effects, Ergonomics Vol. 24, No. 7, 1981.
 227. *Patil, M. K., Palanichamy, M. S., Ghista, D. N.* : Dynamic Response of human body seated on a tractor and effectiveness of suspension systems, Twenty-First Stapp Car Crash Conference, No. 770932, 1977.
 228. *Patil, M. K., Palanichamy, M. S., Ghista, D. N.* : Man-tractor system dynamics: Toward a better suspension system for human ride comfort, J. Biodynamics, Vol. 11, 1978.
 229. *Pleszczynski, W., Christ, W. W.* Steuerfehler bei ralativ-bewegungen zwischen Fahrersitz und Lenkrad, XVI CIOSTA Congress Paper, Part A, Wageningen, Sep. 1972.
 230. *Pradko, F. et al.* : Human vibration analysis, SAE Paper No. 650426.
 231. *Preuschen, G., Dupuis, H.* : Körperhaltung und Sitzgestaltung des Kraftfahrzeugführers. Ergonomics Vol. 12, No. 2, 1969
 232. *Preuschen, G.* : Einführung in die Arbeitswissenschaft, Verlag Rombach Freiburg, 1973.
 233. *Radke, A. O.* : International view of tractor seating. SAE Paper 740562, 1973.
 234. *Rifai, M.* : Beitrag zur technischen Prüfung von landwirtschaftlichen Einachsanhängern. KTL Berichte über Landtechnik, Nr. 93, 1965.
 235. *Rosegger, R., Rosegger, S.* : Health Effect of Tractor Driving, J. Agric. Engng Res., 1960, 9 (3).
 236. *Rosegger, S.* : Arbeitsphysiologische Probleme in der Landtechnik, insbesondere beim Schlepperfahren, Grundle. Landtechn., H. 13, 1961.
 237. *Runki, P., Börnchen, H.* : Plaste im Landmaschinen- und Traktorenbau, Teil IV. Deutsche Agrartechnik, 16. Jg., H. 10, Okt. 1966.
 238. *Ryba, D.* : Possible improvements in ride comfort, Vehicle System Dynamics No. 2 1973.
 239. *Sachs, H. K.* : An adaptive control for vehicle suspensions. Extended summary of paper presented at 6 th IAVSD-IUTAM Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Berlin, September 3-7, 1979, Vehicle Dynamics Vol. 8, 2/3, 1979.
 240. *Schrottmaier, J.* : Schutz des Menschen vor vertikalen Schwingungen bei Traktoren und Motorkarren (Theorie und Versuch). Forschungsberichte der Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Wieselburg, Okt. 1974.
 241. *Schümann, W.* : Arbeitshygienische Probleme in der Landtechniuk, Deutsche Agrartechnik, 15. Jg., H. 11, Nov. 1965.
 242. *Schütz, F.* : Anforderungen au Fahrersitze, Landtechnik 11, November 1978.
 243. *Seidel, H. et al.* : On human response to prolonged repeated whole-body vibration. Ergonomics, Vol 23 No. 3, 1980.
 244. *Severy, D. M. et al.* : UCLA-ITTE engineers research a safer seat, SAE Journal, June 1970.
 245. *Simons, A. K.* : Better Tractor Ride Improves Driver Safety, Health and Productivity, J. Proc. Inst. of Agric. Engrs, Vol. 20, 1964.
 246. *Sjöflot, L., Dupuis, H.* : Frequenzspektren der auf den Fahrer einwirkenden mechanischen Schwingungen bei Ackerschleppern und Mähreschern, Grundle. Landtechn., Bd. 18 (1968) Nr. 6.
 247. *Sjöflot, L.* : Some methods and results from tractor vibration studies. Methods in Ergonomic Research in Forestry, IUFRO division No. 3 'Forest operations and techniques', Dept. of Forest Operations and Techniques, The Norwegian Forest Research Institute, 1973.
 248. *Sjöflot, L., Suggs, C. W.* : Low Frequency Angular Vibrations in the Roll Mode on Farm Tractors, J. Agric. Engng Res., (1972) Vol. 17.
 249. *Sløflot, L., Suggs, C. W.* : Human Reaction to Whole-Body Transverse Angular Vibrations Compared

- to Linear Vertical Vibrations, *Ergonomics*, Vol. 16 No. 4, 1973.
250. Skromme, A. B. : Accelerated Testing of Farm Machinery, *Agr. Engng*, 1960, No. 3.
 251. Smith, D. W. : Computer Simulation of Tractor Ride for Design Evaluation, SAE Paper 770704, 1977.
 252. Söhne, W. : Stand des Wissens auf dem Gebiet der Fahrzeugschwingungen unter besonderer Berücksichtigung landwirtschaftlicher Fahrzeuge, *Grundl. Landtechn.*, Bd. 15 (1965) Nr. 1.
 253. Stayner, R. M. : Aspects of the development of a test code for tractor suspension seats, *J. Sound and Vibration*, (1972) 20 (2).
 254. Stayner, R. M., Hilton, D. J., Moran, P. : Protecting the tractor driver from low-frequency ride vibration.
 255. Stech, E. L. : A Review of Restraint Systems Test Methods. ASME Paper No. 63-WA-279
 256. Stikeleather, L. F., Suggs, C. W. : An Active Seat Suspension System for Off-Road Vehicles, *Trans. ASAE*, 1970.
 257. Stikeleather, L. F., Hall, G. O., Radke, A. O. : A Study of Vehicle Vibration Spectra as Related to Seating Dynamics, SAE Paper No. 720001.
 258. Suggs, C. W. : To Utilize Human Engineering Principles in Agriculture... *Agric. Engng*, July 1969.
 259. Suggs, C. W., Abrams, C. F., Stikeleather, L. F. : Application of a Damped Spring-Mass Human Vibration Simulator in Vibration testing of Vehicle Seats, *Ergonomics*, Vol. 12 No.1, 1969.
 260. Suggs, C. W. et al. : Application of a Dynamic Simulator in Seat Testing, *Trans. ASAE*, 1970.
 261. Suggs, C. W., Stikeleather, L. F., Abrams, C. F. : Field Tests of an Active-Seat Suspension for Off-Road Vehicles, *Trans. ASAE*, 1970.
 262. Takeuchi, R., Suggs, C. W., Abrams, C. F. : On the Vibration consideration of Human Simulator at North Carolina State University. *Res. Bulletin of Fac. of Agr.*, Gifu University, No. 36, 1974.
 263. Thiery, J. : La mesure objective du confort vibratoire à bord des camions, *Ingenieures de l'automobile*, 1972, 4.
 264. Thomé, F. -J. : Die Beanspruchung des Menschen bei landwirtschaftlichen Arbeiten. *Landtechnik* 12, Dezember 1979.
 265. Thompson, J. E. : Tractor ride comfort package, SAE Paper 770705, 1977.
 266. Throen, A. R. : Derivation of mass and stiffness matrix from dynamic test data. AIAA Paper No. 72-346.
 267. Tomlinson, R. W., Kyle, D. J. : The Development of a Dynamic Model of the Seated Human Operator, NIAE Department Note, Oct. 1970, Unpublished.
 268. Tschalamoff, N., Mucker, J. : Forderungen an Fahrerkabinen selbstfahrender Landmaschinen und Traktoren, *Agrartechnik*, 24. Jg. Heft 11, November 1974.
 269. Tschechoslowakisches Ministerium für Gesundheitswesen : Richtlinien für Gesundheitsschutz gegen ungünstige Wirkung mechanischer Schwingungen (Vibrationen). *Vorschriften der Hygiene*, Band 29, 1967, Staatsverlag für Medizinische Literatur.
 270. Vanek, J. : Der pneumatisch gefederts Sitz. *Deutsche Agrartechnik*, 19. Jg., H. 11, Nov. 1969.
 271. Vogt, H. L., Coermann, R. R., Fust, H. D. : Mechanical Impedance of the Sitting Human under Sustained Acceleration; *Aerospace Medicine*, 1968, 39 (7).
 272. Vykukal, H. : Dynamic Response of the Human Body to Vibration When Combined With Various Magnitude of Linear acceleration, *Aerospace Medicine*, 1968, 39 (11).
 273. Weis, E. B. et al. : Mechanical Impedance as a Tool in Research on Human Response to Acceleration, *Aerospace Medicine* 1964, 35 (10).
 274. Wendeborn, J. O. : Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf Ackerschleppern, *Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 14*, Nr. 8, 1968.
 275. Wendeborn, J. O. : Mechanische Schwingungen auf Ackerschleppern und ihre Wirkung auf den Fahrer, *Grundl. Landtechn.*, Bd. 19, (1969) Nr. 2.
 276. Wyss, W. : Influence des caractéristiques de siège du tracteur sur la dépense énergétique du conducteur. *Ergonomics in Machine Design*, Vol. II. ILO, 1969.
 277. Yamakawa, S., Kondo, I. : An application of autoregressive process to vibration analysis of automobiles.
 278. Yoerger, R. R. : Noise and Vibration of Off-Road Equipment at The University of Illinois, *Agric. Engng*, Feb. 1971.
 279. Yonekawa, Y., Miwa, T. : Sensational responses of sinusoidal whole body vibrations with ultra-low frequencies, *Ind. Helth*, 1972, No. 10.
 280. Young, R. E., Suggs, C. W. : Seat Suspension System for Isolation of Roll and Pitch in Off-Road Vehicles, *Trans. ASAE*, 1973.
 281. Zach, D. J. : The Development of a Seat Suspension for Mobile Construction Equipment, SAE Paper No. 710515

- 282 *Zezula, J.* : Abgefederter Schleppet, Landtech. Forschung. 15 (1965) H. 4.
- 283 *Zwolinski, L. M.* : Molded Urethane Foam for Automotive Seating, SAE Paper No. 720130
- 284 ----- . Машины Самоходные Сельскохозяйственные Строительно-Дорожные — Колесные. Низкочастотные Колебания на Рабочих Местах Методы испытания. (Self-propelled agricultural and wheeled road — construction machines. Low frequency vibration of the working peaces. Methods for tests) ГОСТ 16526-70.
- 285 *Антонов, Н. С., Тольский, В. Е.* : Оценка виброизолирующих свойств подвески силового агрегата СМД-60/62 на тракторах Т-150 и Т-150К. Тракторы и сельхозмашины, № 9, 1974.
- 286 *Викморов, Е. Д.* : О связи между некоторыми функционалами в задаче оптимальной амортизации. Тр. Ленинград. Политех. Инст., № 318, 1971.
- 287 *Волошин, Ю. Л., Голоскоков, Е. Г., Исигов, Н. Е.* : Применение теории марковских процессов к исследованию колебаний колесных машин. Тракторы и сельхозмашины, № 12, 1974.
- 288 *Глухарев, К. К., Потемкин, В. А., Сиренко, В. Н.* : О нелинейных и нестационарных динамических характеристиках тела человека. Машиноведение, № 4, 1974.
- 289 *Глухарев, К. К., Фролов, К. В.* : Функциональное моделирование в биомеханическом анализе человека-оператора. Наука, 1973.
- 290 *Голоборолько, А. А.* : Влияние гидронавесной системы на колебания колесного трактора. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, № 2, 1967.
- 291 *Дмитриченко, С. С. и др.* : Ускоренные испытания прочности тракторов на полигоне. Тракторы и с.-х.машины, № 7, 1963.
- 292 *Дмитриченко, С. С., Никулин, В. Н., Портной, Ф. Е.* : Режим полигонных испытаний промышленного трактора. Тракторы и с.-х.машины, № 10, 1968.
- 293 *Кратиров, И. В., Сидоров, В. И., Столпник, В. Г.* : Колебания тракторов и с.-х.машин, возбуждаемые грунтозацепами колес. Тракторы и сельхозмашины, № 11, 1974.
- 294 *Пановко, Г. Я., Потемкин, Б. А., Соловьев, В. С.* : Методика экспериментального исследования динамических характеристик человека-оператора при случайном вибрационном воздействии. → 289
- 295 *Потемкин, Б. А. Фролов, К. В.* : Построение динамической Модели тела человека-оператора, подверженного действию широкополосных случайных вибраций. → 289
- 296 *Разумов, И. К. и др.* : О порогах восприятия человеком полос статистической вибрации. Гигиена Труда, № 5, 1966.
- 297 *Ротенберг, Р. В., Сиренко, В. Н.* : О колебательных характеристиках человека в связи с изучением системы человек — автомобиль — дорога. Автомобильная промышленность, № 1, 1972.
- 298 *Саранчук, В. Г., Троицкий, В. А.* : К синтезу оптимальных амортизаторов. Тр. Ленинград. Политех. Инст., № 318, 1971
- 299 *Сиренко, В. Н.* : К аналитической оценке плавности хода автомобиля с учетом передаточных функций человека. Автомобильная промышленность, № 5, 1972.
- 300 *Фролов, К. В. (ред)* : Виброизоляция машин и виброзащита человекаоператора.
- 301 *Черевань, В. Н. и др.* : Исследование шума и вибрации кабины самоходного шасси. Тракторы и Сельхозмашины, № 7, 1974.

SUMMARY

A Safety Engineering Study on Seat Vibration of Self-Propelled Machines and Tractors for Agriculture Kyoshiro MIURA

Mechanization of Japanese agriculture has rapidly developed during the last 15 years, and many kinds of machines, such as four-wheeled tractors, rice transplanters and combine-harvesters of Japanese type have been introduced into most farms throughout the country. Progress of farm machines from the walking type to the riding type, and the general preference of farmers for the riding type have recently brought about an allegoric expression, the 'riding agriculture'. Such a drastic change in agriculture in recent years has caused a number of new problems. Safety problem in agriculture is one of the major problems which have to be solved urgently.

For the operators of self-propelled machines and tractors, the riding seat is the predetermined site for their work; and the location and arrangement of control devices around the seat and the seat itself constitute a part of the space in which they work, or their working environment in wider sense. From the stand point of promoting safety and well-being of the operators, this working space/environment has to be safe and comfortable enough as well. Out of various factors which may burden the operators physically and mentally, the present author took up the problem of seat vibration as a key component and has made an engineering or technical approach to the safety in agricultural works : this is why this study is entitled 'safety engineering study'.

Abatement of seat vibration results in reduced effects on operator's health in the first place, and may also contribute to prevent accidental traumas. Handling quality of machines may also be improved. In this paper, the author begins with reviewing existing studies on the effect of whole-body vibration on human health, and on human sensation, especially from the view point of seat vibration. Then, the problems concerning the vibration measurement and instrumentation are discussed on the basis of the author's experience over ten years. Special emphasis is placed on the methodology which may make the objective comparison of measured data possible between different organizations, or, which presents a promising practice to be used in type tests.

Next, the method for seat evaluation, which is a vital problem in the practical aspects regarding riding seats was taken up. After general considerations on vibration input methods as a test condition, described is the author's experimental study on the theoretical, computer-aided design and construction of artificial tracks, the profile of which is of statistical generality. From tractor ride measurements and seat evaluation tests on these tracks, the influence of the body-weight, or the physical constitution in general, on ride data was made clear. In this connection, the relation between the results of principal component analysis of anthropometric data and driving point mechanical impedance of man in sitting posture was investigated with 10 male subjects. Parameters of an impedance model are proposed for three impedance curves corresponding to big, medium and small male, respectively.

Though the establishment of designing criteria for seat suspension systems, based on the

tests and evaluation methods discussed above, can give a firm basis for devising counter measures to be taken, research approaches along this line seem to be still at an early stage. Therefore, a detailed analysis of various items to be involved in the future research development was made and is presented in this paper.

Thus, this paper offers the basis and concrete methods for objective evaluation of seat suspension systems, including a tentative proposal of evaluation criteria. Also given are data which are indispensable for the analysis of the road-vehicle-seat-man system, or, for simulation of vehicle ride. The perspective provided in connection with problems concerned will be a solid help for the next step in scientific, technical and administrative way of access.

Given below is the summary of the achievements and discussions in each chapter:

- 1) Whole-body vibration and man. whole-body vibration exerts various influences on man; the author made a review of literatures with a focus on the effect of whole-body vibration on human health, sensation and reduction of proficiency, which are directly related to operators of self-propelled machines and tractors. A detailed description is given with special emphasis on the studies of Rosegger, Dupuis and Iijima who reported health effect of vibration, as well as on ISO 2631 and concerned standards/guide lines about the sensation level and exposure criteria.
- 2) Seat vibration in agricultural works. Only a few measurements have been reported at least since ISO 2631 standardized the measuring and evaluating method. Ride data of various self-propelled agricultural machines and tractors by Japanese researchers including the author were examined and discussed in comparison with those in Western countries.
- 3) Ride measurements. As it was recently made clear that the shape of the accelerometer holder, placed between the seat surface and the operator's buttocks, exerts a considerable influence on ride data for longitudinal direction, the author discussed ride measurements mainly in terms of the vertical vibration. Particular attention which should be paid to make ride data comparable with each other was thoroughly discussed with regard to the vibration sensing, data processing and instrumentation. Furthermore, because of the inconveniences in the comparison of ride in terms of fluctuating rms data in such cases as in type tests or in field tests for general understandings of hygienic conditions, a prototype of digital ride meter was accomplished. This is a kind of rms meter, indicating an rms value for a given time length; the sensed acceleration is fed directly or via ISO weighting circuit to the meter, and the integration time is preset or manually controlled. The specific feature of the meter lies in the calculation of mean square value, which owes the stochastic-ergodic measurement technique by means of Monte-Carlo method. Thus acquisition of ride data for a given time length in terms of rms is made easier and more precise than before.
- 4) Vibration input in seat tests. A critical comparison was made among the three major vibration input methods for seat tests: shaking by mechanical exciter, by electro-hydraulic exciter and running on artificial tracks. In case when an official test is intended to be done, the last method has an advantage of receiving consent for test method as well as of avoiding troubles concerning the determination and consistency of test conditions. As for the selection of the surface profile, the author attempted to design the test tracks with such surface profile, as that the power spectral density of the unevenness is of statistical generality, instead of just re-copying a surveyed road profile. The power spectral density was chosen as a function of the frequency of the road undulation, $f[1/m]$,

$$S(f) = 256(2\pi f)^{-1.5} \quad [\text{m}^3]$$

which corresponds to the middle line of the 'Poor' zone of the British proposal on road classification in terms of surface roughness, but with the restricted range of f . To generate the profile values by computer simulation, the autoregression method was applied, after the Foulter inverse transform of the above formula was calculated. Using these profile ordinates, a pair of artificial tracks was constructed, and positively verified for practical use.

5) Measurements of seat vibration on artificial tracks. Through a series of measurements, in which the same seat and tractor but different operators were used, the importance of the adjustment of suspension spring in accordance with the operator's body weight was ascertained. This indicates that careful attention should be paid to the selection of operators in case of comparative tests. From the second series of tests, in which several different seats were used in sequence on a same tractor, importance and effectiveness of an adequate suspension system, such as a suspension seat with the spring adjusted in accordance to operator's body weight, was made clear. On the other hand, no significant improvement in vibration isolation was found with a suspension system consisting of rubber springs of the bellows type. Judging from the results of these serial tests and evaluation tests for five commercial tractors, the author proposed the tentative evaluation criteria for seat tests as follows: When a tractor runs on the artificial track with the speed of 8km/h, the seat may be positively evaluated if the vibration level on the seat be lower than 106 dB (re 10^{-5}m/s^2), and the transmissibility of weighted acceleration be less than 70%.

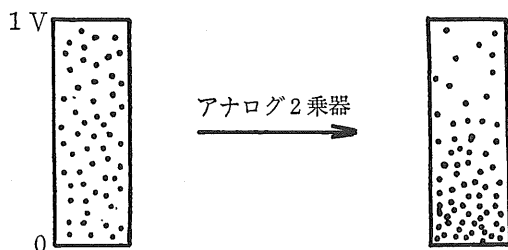
6) Seat vibration and operator. In relation to the fact that the difference in operator's body weight brings about different vibration levels on the seat even under the same test condition, the author paid his attention not only to body weight but also to the physical constitution of operators, and discussed the relationship between the driving point mechanical impedance and physical constitution of sitting operators. Numerical indicators of physical constitution were set up on the basis of the results of the author's previous work on the principal component analysis of anthropometric data of 110 young farmers. Using 10 male subjects for the impedance measurements, eight anthropometric data were obtained, and the scores of the two principal components for each subject were calculated. The mechanical impedance of these subjects with erect and relaxed postures was measured and an impedance model of 2 degrees of freedom was assumed to fit the data obtained. Parameters of the model were inferred by means of Monte-Carlo method, but parameters thus obtained were found to fluctuate in fairly wide range. So that, it was impossible to analyse quantitatively the relation between the parameters inferred and the scores of ergometrics. The impedance data of all subjects, therefore, were pooled together, and three impedance curves which correspond to the impedance of big, medium and small Japanese male adults were taken out. Then, model parameters for these curves were determined. These curves show steeper descent in the absolute value of impedance above 5~6 Hz when compared with the ISO curves, which are derived from measurements with Western people.

7) Problems left for further studies on test and evaluation of seats. The problems were classified into the following four groups (composed of 13 subgroups), and thorough discussions and perspective were given for each group: test and evaluation of seats, design of suspension systems, shape and measure of seats and durability of seats.

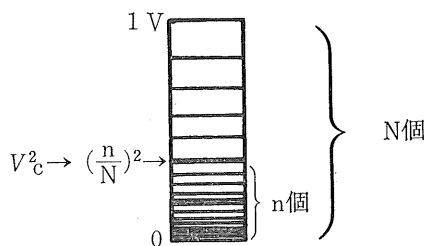
附-1 モンテカルロ法による rms の求値

まず、解説的な意味で、モンテカルロ法による円の求積、ないしは π の求値についての有名な例を示しておく。円 $x^2+y^2=1$ の面積を求めることとし、簡単のために第1象限のみに注目する。すなわち、 $0 \leq x, y \leq 1$ とする。いま、 $0 \sim 1$ の間で一様分布する乱数を2個考え、1対として (r_x, r_y) とする。このような乱数の組を N 組発生させ、そのうち $r_x^2+r_y^2 \leq 1$ の関係を満足する組の数を n とする。ここで N を十分大きくとれば、比 (n/N) は第1象限にある円の部分の面積 ($\pi/4$) に十分近い値を与えることになる。

さて、第1段階として一定 DC 電圧 V_0 について実効値 (V_0 と一致する) を求めることを考える。 $0 \sim 1$ V 間に一様分布する乱数 (電圧) を発生させ、これを2乗器に通せば、分布状態は模型的に図A1-1のようになる。これと、予め1 V以下に attenuate した V_0 (同じく V_0 と書く) を比較することを考えると、発生乱数 (電圧) の数 N 個のうち、 V_0^2 より小さな電圧2乗値をも

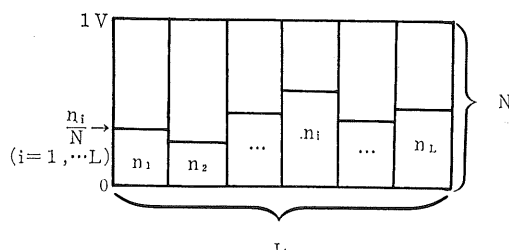


図A1-1 分布状態の変化

図A1-2 V_0^2 との比較

つもの数 n として、 $V_0^2 = (n/N)$ となる (図A1-2)。この事情は、図の横軸を時間と考えて細分しても同様である。

次段階として、横軸を L 個に分割し、その各々の時間に対して V_0 が変化する場合を考えると、図A1-3の記



図A1-3 時間軸の分割

号を用いて、 L 個の区間にわたる V_0^2 の平均値は

$$V_0^2 = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^L \left(\frac{n_i}{N} \right)$$

となり、結局これで V_0 の2乗平均値は n/N の形で求められることになる。これを開方すれば rms が得られる。

附-2 機械的インピーダンスに関する若干の計算*

機械的駆動点インピーダンスは、ある系の1点に力が加えられるとき、その力 F と、 F が作用する結果その点に生ずる F 方向の速度 v との比で定義される。

F が振動的の場合、 v は F と位相差を持つのが一般であるから、その時に F を位相の基準 (phase reference) にとる。

力 F を

$$F = F_0 \exp(j\omega t)$$

と表わすとき、それと ϕ の位相差を持つ v は

$$v = v_0 \exp(j(\omega t + \phi))$$

そして F を phase reference にとれば

$$v = v_0 \exp j\phi$$

ここで、質量 m 、バネ k 、ダンパ c の機械的インピーダンスを求めれば次のとおりである。

(a) 質量 m のインピーダンス Z_m

$$\ddot{x} = \frac{F}{m} = \frac{F_0 \exp(j\omega t)}{m}$$

$$v = \frac{F_0 \exp(j\omega t)}{j\omega m}$$

$$\therefore Z_m = \frac{F_0 \exp(j\omega t)}{F_0 \exp(j\omega t) / j\omega m} = j\omega m$$

(b) バネ k のインピーダンス Z_k

バネの歪量 δx に注目して

*主として、文献(188)を、参照した。

$$\delta x = x_2 - x_1 = \frac{F_a}{k}$$

一端を固定して歪量を改めて x とすれば

$$x = \frac{F_0 \exp(j\omega t)}{k}$$

これより

$$\dot{x} = \frac{j\omega F_0 \exp(j\omega t)}{k}$$

であるから

$$\begin{aligned} Z_k &= \frac{F_0 \exp(j\omega t)}{j\omega F_0 \exp(j\omega t)/k} \\ &= \frac{k}{j\omega} \\ &= -\frac{jk}{\omega} \end{aligned}$$

(c) ダッシュポット c のインピーダンス Z_c

上と同様に

$$v = (v_2 - v_1) = \frac{F_a}{c}$$

一端を固定して考えて

$$v_1 = \frac{F_0 \exp(j\omega t)}{c}$$

$$\begin{aligned} Z_c &= \frac{F_0 \exp(j\omega t)}{\frac{F_0}{c} \exp(j\omega t)} \\ &= c \end{aligned}$$

また、2個のインピーダンス Z_1, Z_2 があるとき、それらが並列に結合されたとき、及び直列に結合されたときの合成インピーダンス Z は、それぞれ

$$Z = Z_1 + Z_2 \quad (\text{並列のとき})$$

$$\frac{1}{Z} = \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \quad (\text{直列のとき})$$

となる。また、インピーダンスの逆数モビリティ M を用いれば、

$$M_1 = \frac{1}{Z_1}$$

$$\frac{1}{M} = \frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \quad (\text{並列のとき})$$

$$M = M_1 + M_2 \quad (\text{直列のとき})$$

以上の前提のもとに、本文図58のモデルについて Z を求めれば、以下のとおりである。添字 i ($i=1, 2$) をもつ要素からなる部分のインピーダンス、モビリティを Z_i, M_i とすれば、

$$\frac{1}{M_1} = \frac{1}{j\omega m_1} + \frac{1}{c_1 - \frac{jk_1}{\omega}}$$

これを变形して

$$= \frac{c_1 \omega^2}{c_1^2 \omega^2 + k_1^2} + j \left(\frac{\omega k_1}{c_1^2 \omega^2 + k_1^2} - \frac{1}{\omega m_1} \right)$$

逆数をとって

$$Z_1 = \frac{\left(\frac{c_1 \omega^2}{c_1^2 \omega^2 + k_1^2} \right) - j \left(\frac{\omega k_1}{c_1^2 \omega^2 + k_1^2} - \frac{1}{\omega m_1} \right)}{\left(\frac{c_1 \omega^2}{c_1^2 \omega^2 + k_1^2} \right)^2 + \left(\frac{\omega k_1}{c_1^2 \omega^2 + k_1^2} - \frac{1}{\omega m_1} \right)^2}$$

結局、モデル全体のインピーダンスは

$$Z = Z_1 + Z_2$$

の形となる。

附-3 座席振動の観点から行った人体計測値の主成分解析

筆者らは、昭和46年に、主としてトラクタの座席回り諸寸法の人間工学的検討を行うために、4箇所の県経営研修所等の学生、つまり若い男子農民110名につき、人体計測を行った。その結果概要は⁷⁾に取りまとめ、また新井らにより農業機械学会誌に報告された⁸⁾が、筆者は座席振動の観点から、座席振動に関係すると思われる人体計測項目を選び、そのデータの主成分解析を行い、さらにその結果を援用して、振動試験、特に人体の機械インピーダンスの測定試験における被験者の体格の影響を検討した(8章)。ここでは、その主成分解析について略述する。

1) 対象計測項目等

上記人体計測は27項目について行ったが、目的とする体型の分類ないし標示に関連すると考えられ、かつ、主成分解析の結果の確認や、振動試験被験者の体型標示をする際に必要な測定が簡単に行える項目として次の8項目を選んだ。

x_1 =体重(kg)	x_5 =肩峰高(mm)
x_2 =前方腕長(mm)	x_6 =座位腹厚(mm)
x_3 =身長(mm)	x_7 =座位股幅(mm)
x_4 =座高(mm)	x_8 =座位下肢長(mm)

これらの項目に関する平均、標準偏差、相関係数を、上記報告から再記すれば、表A3-1、-2のとおりである。

2) 主成分解析結果

表A3-2に示した相関行列を用い、末尾(註)に示す方法で主成分解析を行った。なお本解析は昭和47年度に行ったものであり、使用電算機はFACOM 230-15であった。

まず、得られた固有値、固有ベクトルを表A3-3に示す。これらのうち、固有値の大きいものから2個をと

表A3-1 平均と標準偏差

番号	測定位置	単位	平均値	標準偏差
1	体重	kg	60.14	7.29
2	前方腕長	mm	794.80	35.73
3	身長	mm	1670.84	53.38
4	座高	mm	910.36	28.36
5	肩峰幅	mm	378.25	19.14
6	座位腹厚	mm	206.54	19.62
7	座位殿幅	mm	336.21	22.38
8	座位下肢長	mm	988.66	43.54

ている。元来の x_1 にもどして主成分 X1, X2 を書きなおせば、次のとおりである。

$$\left. \begin{aligned} X1 &= 0.05199x_1 + 0.01063x_2 + 0.00790x_3 \\ &\quad + 0.01216x_4 + 0.01839x_5 + 0.01208x_6 \\ &\quad + 0.01314x_7 + 0.00884x_8 - 58.4708 \\ X2 &= 0.05377x_1 - 0.00403x_2 - 0.00607x_3 \\ &\quad - 0.01037x_4 - 0.00454x_5 + 0.03160x_6 \\ &\quad + 0.01894x_7 - 0.00576x_8 + 14.3252 \end{aligned} \right\} (A3-1)$$

110名の被計測者について、スコア X1, X2 を算出してプロットしたものが図A3-1である。なお、主成分の

表A3-2 相 関 行 列

測定項目の 番 号	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1.000							
2	0.490	1.000						
3	0.521	0.729	1.000					
4	0.453	0.469	0.825	1.000				
5	0.517	0.538	0.606	0.505	1.000			
6	0.737	0.309	0.132	0.078	0.274	1.000		
7	0.668	0.333	0.359	0.288	0.325	0.528	1.000	
8	0.449	0.720	0.842	0.505	0.539	0.189	0.340	1.000

表A3-3 固有値と固有ベクトル

番 号	1	2	3	4	5	6	7	8
固有値	0.1518	0.2703	0.0407	0.6327	0.5405	1.5349	0.4292	4.3998
固有ベクトル	0.7769	-0.1483	-0.0870	0.1330	0.0859	0.3922	-0.2106	0.3789
	0.0795	0.7063	-0.1104	-0.5333	-0.1264	-0.1436	-0.1301	0.3802
	-0.0066	-0.1351	0.8076	0.1040	-0.1578	-0.3237	-0.1056	0.4217
	-0.2485	0.1463	-0.4013	0.6472	0.0250	-0.2940	-0.3616	0.3451
	-0.0803	0.0128	0.0034	-0.0254	0.7977	-0.0875	0.4738	0.3524
	-0.5384	-0.1278	0.1003	-0.2024	0.1555	0.6197	-0.4226	0.2365
	-0.1531	0.1977	0.0012	0.2931	-0.4572	0.4239	0.6134	0.2944
	-0.0920	-0.6196	-0.3961	-0.3750	-0.2857	-0.2509	0.1324	0.3848

って λ_1, λ_2 とし、それらに伴う固有ベクトル $\mathbf{a}_1, \mathbf{a}_2$ を用いて2個の主成分 X1, X2 を得た。すなわち、

$$\begin{aligned} Y1 &= \mathbf{a}_1' \mathbf{x} = \sum_{i=1}^8 a_1^i x_i \\ &= 0.379x_1 + 0.380x_2 + 0.422x_3 + \cdots + 0.385x_8 \end{aligned}$$

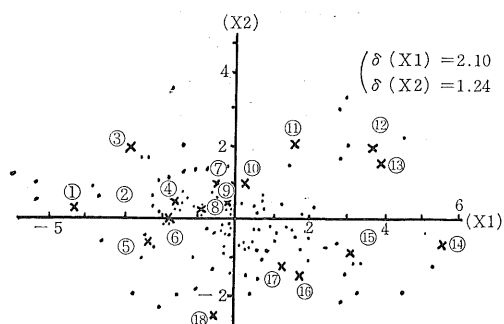
$$\begin{aligned} X2 &= \mathbf{a}_2' \mathbf{x} = \sum_{i=1}^8 a_2^i x_i \\ &= 0.32x_1 - 0.144x_2 - 0.324x_3 - \cdots - 0.251x_8 \end{aligned}$$

この式における x_i は、註1に示すように平均0、分散1に標準化されている、つまり元来の x_i に対し $(x_i - x_i)/\sigma_i$ の変換が加えられて、あらためて x_i と表記され

寄与率等については表A3-4に取りまとめている。これによれば、X1, X2 の2値で、8種の計測値に係る総分散の74.2%が説明し得ることを知る。

ところで、これらの主成分 X1, X2 の具体的な意味・内容について検討を加えれば以下のとおりである。

まず、標準化された x_1 についての X1 の係数、つまり固有ベクトル $\mathbf{a}_1$ の各要素はすべて正であって、体重なり、身長なり、どの項目が大となっても X1 に正の値を付加することになるから、体の全体的な大きさを示すものと解釈される。一方、X2 の係数、つまり固有ベク



図A3-1 X1, X2の散布図

員18名について上記8項目の人体計測を行い、式A3-1によってX1, X2を算出した。その結果は図A1-1中に×印をもって示した。これら18名のスコアについては、上記のX1, X2の解釈から、おおむねどの位置にプロットされるかを計測前に予想したのであったが、16例については全く問題なく予想が適中した。予想の適中しなかった2例(Na15及びNa18)は、いわゆるノッポ的体格で、背の高いことと、体全体の大小を混同して予想したため、実際の点より右寄りに予想していたもので、結局、目で見た全体的な体格と、両主成分による表現は極めてよく合致することが確認された。

註 主成分解析に関する基礎事項 以上に記した主成分解析の数学的基礎と具体的手法について、参考のため略述する。これらは、主として文献(39), (95), (184)

表A3-4 主成分の寄与率

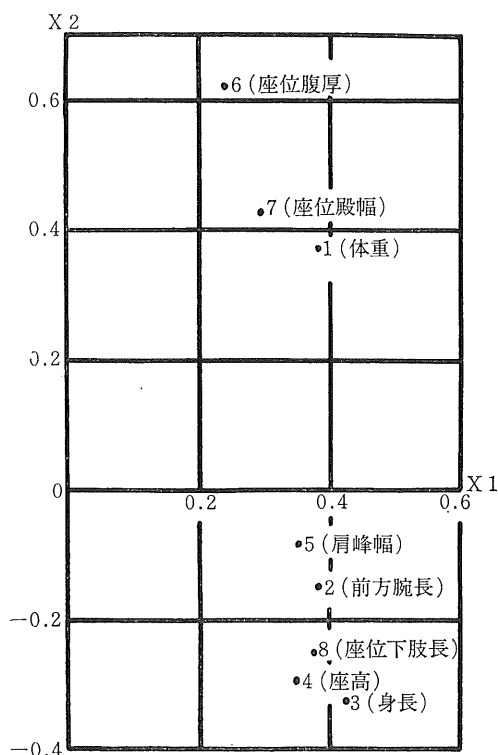
	第 1 成 分 (X1)		第 2 成 分 (X2)		註
固 有 値 λ_i	4.3998		1.5349		(平均として)
$\sqrt{\lambda_i}$	2.0976		1.2389		
寄 与 率 (%)	55.0		19.2		
同上累積	55.0		74.2		
	固 有 ベ ク ト ル	寄 与 率 (%)	固 有 ベ ク ト ル	寄 与 率 (%)	累 積 寄 与 率 (%)
1 体 重	0.379	63	0.392	24	87
2 前 方 腕 長	0.380	64	-0.144	3	67
3 身 長	0.422	78	-0.324	16	94
4 座 高	0.345	52	-0.294	13	66
5 肩 峰 幅	0.352	55	-0.087	1	56
6 座 位 腹 厚	0.237	25	0.620	59	84
7 座 位 殿 幅	0.294	38	0.424	28	66
8 座 位 下 肢 長	0.385	65	-0.251	10	75

トル a_2 の各要素について見れば、それらのうち正のものに対応する計測項目は、体重、座位腹厚、座位殿幅であり、負のものに対応する計測項目は、前方腕長、身長、座高、肩峰幅、座位下肢長である(図A3-2)。すなわち、X2軸の正側は肥満の意味を持ち、負側は長身瘦躯の意味を持つと見られる。要すれば、X1軸は体の大小、X2軸は、ふとり=やせぎすを表わす軸と解釈される。この軸の意味、傾向は、Burt and Banks (1941) が英空軍男子志願者2,400名について行った調査結果⁴⁰⁾の第1因子、第2因子の意味、傾向とはほぼ完全に一致する。*なお、この解釈の確認のため、農業機械化研究所役職

によるものを、我々の話題に引き寄せて取りまとめたものである。

1) 基礎事項 P人目の計測データを x_i^p ($i=1, \dots, n$; n は計測項目数) とし、第 i 項目に関する平均、標準偏差を $\bar{x}_i$, σ_i とする。各データを $(x_i^p - \bar{x}_i)/\sigma_i$ と変換することによって平均0、分散1の形に基準化すれば、標準共分散行列は相関行列 R と一致する。

* Burt らの計測項目は9項目で、我々の場合に比し、大腿長が加わっており、腹厚、殿幅、肩峰高の代わりに腹囲、腰囲、肩幅を用いている⁴⁰⁾。



図A3-2 固有ベクトルの値

このように基準化されたデータを、あらためて $\mathbf{x}^p = (x_1^p, x_2^p, \dots, x_n^p)'$ と書き、 n 次元空間におけるランダムベクトル $\mathbf{x}$ の p 個目の標本と見る。

さて、 $\beta' \beta = 1$ となる列ベクトル β を用いて $\beta' \mathbf{x}$ なる1次結合を作りその分散を求めれば

$$\varepsilon(\beta' \mathbf{x})^2 = \varepsilon(\beta' \mathbf{x} \mathbf{x}' \beta) = \beta' \mathbf{R} \beta$$

$\beta' \beta = 1$ なる条件下で上式の分散を最大とする β を求めると、Lagrange 法により

$$\phi = \beta' \mathbf{R} \beta - \lambda(\beta' \beta - 1)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \beta} = 2\mathbf{R}\beta - 2\lambda\beta,$$

これを0とおき

$$(\mathbf{R} - \lambda \mathbf{I})\beta = 0 \quad (\#)$$

これから n 個の固有値 λ_k と、それに伴う固有ベクトル β_k が得られる。我々の人体計測の場合には、大きい順に2個の固有値 λ_1, λ_2 と、それに伴う固

有ベクトルを採った。そして2個の1次結合

$$X_1 = \beta_1' \mathbf{x}$$

$$X_2 = \beta_2' \mathbf{x}$$

を二つの主成分として採り上げたのであった。

また、 β' を (#) の左から乗ずることにより

$$\beta' \mathbf{R} \beta = \lambda$$

となり、 λ_k は第 k 主成分の分散を示すこと、及び、データが基準化されていることから総分散は n 、したがって、 $\sum_1^n \lambda_k / n$ は全分散に対する2個の主成分の寄与率となる。

なお、計測値と主成分の相関係数は

$$\rho(x_1, X_k) = \sqrt{\lambda_k} \beta_{k1},$$

X_k 自身の平均寄与率は

$$\frac{1}{n} \sum_1^n \rho^2(x_1, X_k) = \frac{\lambda_k}{n},$$

第 i 計測値 x_1 の変動のうち m 個の主成分によって説明される量は

$$\sum_1^m \rho^2(x_1, X_k) = \nu_1$$

などの関係がある。

2) 具体的計算方法 $\mathbf{R}$ の固有値、固有ベクトルを算出するに用いた Jacobi 法は大略次のとおりである。

[A] $\mathbf{R} = (a_{ij})$ の非対角要素のうちで最大のものを探します。今それを $a_{ij} (i > j \text{ とする})$ とする。

[B] $\tan 2\theta = \frac{2a_{ij}}{a_{jj} - a_{ii}}$ より $\sin \theta, \cos \theta$ を求め、

$$C = \begin{pmatrix} 1 & & & 0 \\ & \ddots & & \\ & & 1 & \\ & & & \ddots & 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \\ \\ \text{j 行目} \\ \\ \text{i 行目} \\ \\ 1 \end{matrix}$$

j 行目 i 行目

$$\left(\begin{matrix} C_{11} = C_{jj} = \cos \theta; C_{1j} = \sin \theta, C_{j1} = -\sin \theta \\ C_{kk} = 1 (k \neq i, j); \text{他は } C_{kl} = 0 \end{matrix} \right)$$

を定める。

[C] 行列の積 $C'RC$ を計算する。その行列の要素を $\tilde{a}_{ij}$ で示せば

$$a) \tilde{a}_{kl} = a_{kl}, k, l \neq i, j$$

$$b) \quad \tilde{a}_{ki} = a_{ki} \cos \theta - a_{kj} \sin \theta \quad k \neq i, j$$

$$\tilde{a}_{kj} = a_{ki} \sin \theta + a_{kj} \cos \theta \quad k \neq i, j$$

$$c) \quad \tilde{a}_{ij} = 0$$

$$\tilde{a}_{ii} = \frac{1}{2}(a_{ii} + a_{jj}) - \frac{1}{2}(a_{jj} - a_{ii}) \cos 2\theta \\ - a_{ij} \sin 2\theta$$

$$\tilde{a}_{jj} = \frac{1}{2}(a_{ii} + a_{jj}) + \frac{1}{2}(a_{jj} - a_{ii}) \cos 2\theta \\ + a_{ij} \sin 2\theta$$

〔D〕 ここで再び最大の非対角要素を探索し、A, B, Cの順に計算を繰り返す。〔C〕-c) 第1式で一旦0とされた要素も、次のループで非0になることもあり得ることは〔C〕-b) が示している。そのため予め十分小さな数 ϵ を与えておき、総ての非対角要素が $< \epsilon$ となったところで計算を打ち切る。

〔E〕 N回で計算を打ち切ったとすると、変換された $\mathbf{R}$ の最終形は

$$\mathbf{A} = \mathbf{C}_N' \mathbf{C}_{N-1}' \cdots \mathbf{C}_1' \mathbf{R} \mathbf{C}_1 \mathbf{C}_2 \cdots \mathbf{C}_N$$

となり、 $\mathbf{R}$ の固有値を λ_i とすると、

$$\mathbf{A} = (\lambda_i \delta_{ij})$$

となる。また、 $\prod_1^N \mathbf{C}_i$ が固有ベクトルの行列を与える。

我々の人体計測値の場合、 $\epsilon = 0.00001$ としたが、 8×8 の $\mathbf{R}$ について、ループを54回まわったところで計算打ち切りとなった。

農業機械化研究所報告 第18号

Technical Report of Institute of
Agricultural Machinery No.18

昭和59年11月15日 印刷・発行

頒価 1,350円

〒330 埼玉県大宮市日進町1丁目
Nisshin, Omiya, Saitama, Japan
Tel. 0486-63-3901~4

農業機械化研究所
Institute of Agricultural Machinery

印刷・製本／ 望月印刷(株) 埼玉県大宮市桜木町4-444