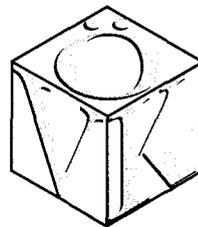


RGD 7451-EN-02
N68171-94-M-6148



**Austrian
Armed
Forces**

**Austrian Society
of Automotive
Engineers**

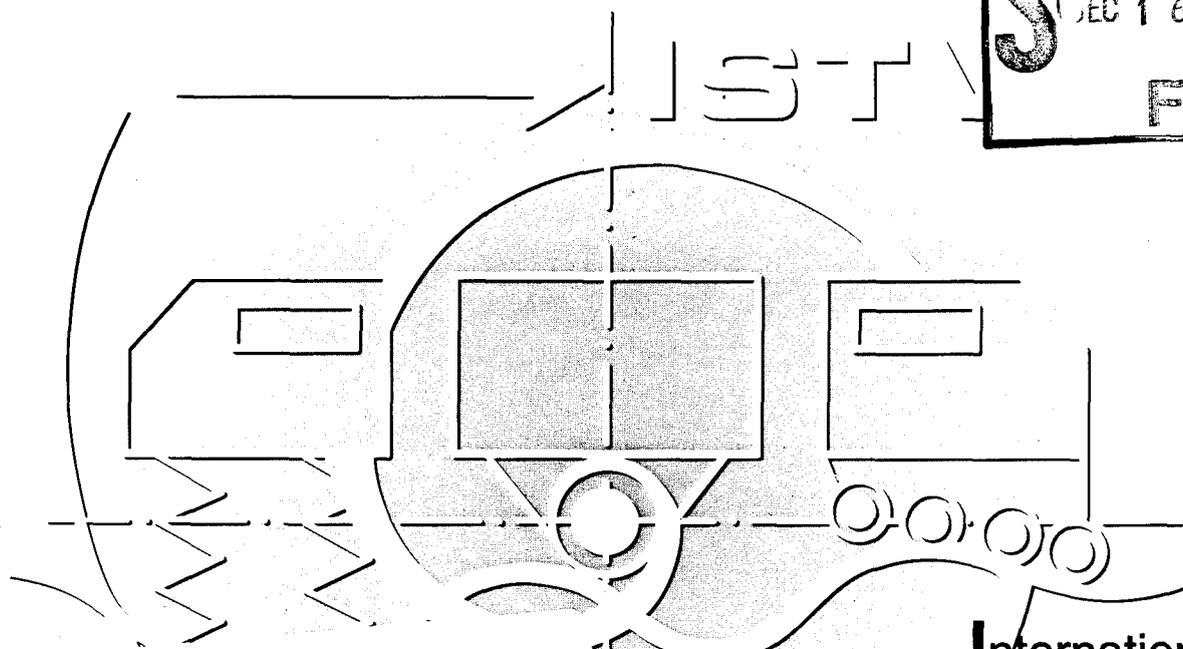
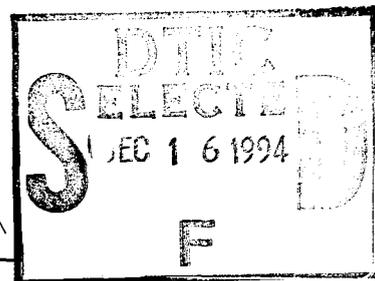


6th EUROPEAN ISTVS CONFERENCE

4. ÖVK Symposium "Off Road Vehicles in Theory and Practice"

**Vienna, Austria
September 28-30, 1994**

APPENDIX



19941206 024

This document has been approved
for public release and sale; its
distribution is unlimited.

**International
Society for
Terrain-
Vehicle
Systems**

Terramechanics - its Present and Future

Bodenmechanik - Gegenwart und Zukunft

Professor J.Y. Wong

Ph.D., D.Sc., F.I.Mech.E., F.A.S.M.E.

Carleton University, Ottawa, Canada

Der derzeitige Stand der Technik auf dem Gebiet der Bodenmechanik wird vorgestellt, speziell das Gebiet von Fahrzeugbewegung auf weichem Boden. Verschiedene Ansätze und Methoden zur Behandlung der Bodenmechanik, auch empirische und computerunterstützte analytische Methoden, werden untersucht und kritisch verglichen. Empirische Methoden zur Vorhersage von Fahrzeugbeweglichkeit im Gelände haben in der Vergangenheit eine hilfreiche Rolle gespielt. Trotzdem sind in den letzten 10 Jahren durch ein verbessertes Verständnis der physikalischen Natur der Fahrzeug-Gelände Wechselwirkung und des Bodenverhaltens unter Fahrzeuglasten eine neue Generation von umfassenden und realistischen Computer-Simulationsmodellen entwickelt worden. Im Gegensatz zu den früher entwickelten empirischen Modellen basieren die neuen Modelle auf detaillierten Studien über die Fahrzeug-Boden Wechselwirkung und berücksichtigen alle wesentlichen Fahrzeugentwurfs-Parameter sowie Bodeneigenschaften. Sie spielen eine zunehmend wichtigere Rolle in der zukünftigen Entwicklung von Geländefahrzeugen.

Interactions of Vehicle and Terrain - Results from 10 Years Research of IKK

Another problem is the excitation of vehicle- oscillations by soft ground Wechselwirkungen Fahrzeug-Boden - Ergebnisse aus 10 Jahren Forschung am IKK

Prof. Dr.-Ing. Ingobert C. Schmid

IKK-Universität der Bundeswehr Hamburg

Seit mehr als 10 Jahren forscht das Institut für Kraftfahrwesen und Kolbenmaschinen (IKK) der Universität Hamburg auf dem Gebiet der geländegängigen Fahrzeuge und der Bodenmechanik. Über Teilaufgaben ist auf ISTVS-Tagungen laufend berichtet worden. In diesem Beitrag wird ein Überblick gegeben und der Zusammenhang zwischen den verschiedenen Teilaufgaben deutlich gemacht.

Die durchgeführten Arbeiten beziehen sich auf die Festigkeitseigenschaften von Geländeböden sowie auf die Wechselwirkungen zwischen Fahrzeug und Boden:

An Overview of Suspension Systems of Wheeled Off-Road Vehicles

Ein Überblick über Fahrwerke von geländegängigen Radfahrzeugen

Günter H. HOHL

Österreichisches Bundesheer

Österreichischer Verein für Kraftfahrzeugtechnik

Dieser Vortrag gibt einen Überblick und einen Vergleich verschiedener Fahrwerksysteme von geländegängigen Radfahrzeugen.

Die Fahrwerke von geländegängigen Radfahrzeugen werden in zwei Gruppen, der Einzelradaufhängung und der Starrachse eingeteilt entsprechend ihrer mechanischen Verbindung zu den Rädern.

Da beide Systeme erfolgreich in Verwendung sind erscheint es durchaus sinnvoll die Vor- und Nachteile beider Systeme zu untersuchen. Die einzelnen Radaufhängungen werden vom Blickwinkel

- der Verwindungsfähigkeit beim Überschreiten von Hindernissen
- Aufbauneigung bei Kurvenfahrt und bei Hangschrägfahrt
- Radführung und Lenkbarkeit
- wirtschaftliche, praktische und konstruktive Überlegungen
- Gesamthöhe und Unterseite der Wanne

untersucht.

In Bezug auf Verwindbarkeit sind Starrachsen in ihrer Geländegängigkeit überlegen, da die Radlastdifferenz bei diagonalem Anheben von Rädern in diagonalen Richtung geringer ist als bei Einzelradaufhängungen.

Im Gegensatz zu den eben erwähnten Eigenschaften ist die Einzelradaufhängung günstiger in Bezug auf die Aufbauneigung bei Kurvenfahrt und bei Hangschrägfahrt.

Das Überschreiten von Einzelhindernissen mit einem Rad bewirkt ein vertikales Anheben bezüglich des Fahrgestells. Im Fall einer Starrachse wird nicht nur jenes Rad über dem Hindernis beeinflusst, sondern auch das gegenüberliegende. Dieser Umstand bewirkt ein Kreiselmoment, das einen negativen Einfluß auf die Radführung und Lenkbarkeit im Gegensatz zur Einzelradaufhängung hat. Nach der Vorstellung der einzelnen Modelle und der theoretischen Überlegungen werden Berechnungsergebnisse vorgestellt.

Vom wirtschaftlichen, praktischen und Konstruktionsstandpunkt haben Starrachsen den Vorteil, daß sie von handelsüblichen Lastkraftwagen übernommen werden

können, und daß das Federungssystem in einfacher und preiswerter Weise verbunden werden kann.

Materialerhaltung, Wartung und periodische Kontrolle profitiert von der Einfachheit des Starrachsenprinzips. Dies ist auch der Grund, daß das Starrachsenprinzip bereits am Beginn der Entwicklung von Geländefahrzeugen verwendet wurde.

Die Gesamthöhe ist geringer für die Einzelradaufhängung. Ein anderer Vorteil der Einzelradaufhängung bei Radpanzern ist, daß der Antriebsstrang sicher in der Wanneninnenseite untergebracht ist, und daß die Unterseite der Wanne flach ist und nicht durch Gelenkwellen unterbrochen wird.

Self Generated Torques in All-Wheel Drive Power Trains

Blindmomente in Allrad-Antriebssträngen

Dipl.-Ing. J. Stockmar

Steyr - Daimler Puch - Fahrzeugtechnik GmbH
Graz, Österreich

In Antriebssträngen von allradgetriebenen Fahrzeugen mit starrem Allradantrieb, formschlüssigen Differentialsperren oder kraftschlüssigen Differentialsperren mit hohen Sperrwerten entstehen in vielen Fahrsituationen Blindmomente. Die wichtigsten Ursachen für diese inneren Momente sind unterschiedliche dynamische Reifendurchmesser, kinematischer Schlupf bei Kurvenfahrt zwischen Vorder- und Hinterachse und kinematischer Schlupf zwischen den beiden Rädern einer Achse. Selten dagegen werden in starren Allradantriebssträngen gezielt unterschiedliche Übersetzungen für Vorder- und Hinterachse gewählt, die ebenfalls zur Erzeugung hoher Blindmomente führen können.

Die im Antriebsstrang erzeugten Blindmomente benötigen zu ihrer Überwindung mit der Drehzahl linear steigende Leistungen, die als reine Verlustleistung nicht für den Vortrieb des Fahrzeugs eingesetzt werden können. Die aufzubringende Verlustleistung erhöht den Kraftstoffverbrauch, den Verschleiß aller Komponenten des Antriebsstranges und ebenso den Reifenverschleiß. In Extremfällen können Überhitzung und Überlastung zu einer deutlichen Einschränkung der Dauerhaltbarkeit führen und ein frühes Versagen von Bauteilen bewirken.

***The Effects of limited Slip Differentials on the
Handling and Traction Properties of
Off-Road Vehicles***

**Die Auswirkungen schlupfbegrenzter Differentiale
auf die Fahreigenschaften und die Traktion von
Geländefahrzeugen**

B. MacLaurin
Defense Research Agency
Choham Lane
Chertsey
Surrey KT16 OEE

Der Artikel beschreibt die Auswirkungen von schlupfbegrenzten Differentialen auf das Fahrverhalten und die Traktion von Geländefahrzeugen. Ein 4x4 Testfahrzeug wurde entwickelt, welches ein doppeltes Differential im seitlichen Antriebsstrang besitzt. Dieser Aufbau ermöglicht die Simulation von verschiedenen Drehmomentcharakteristiken des schlupfbegrenzten Differentials. Außerdem wurden Computermodelle entwickelt, um die Auswirkungen von Drehmomentübertragung durch Differentiale auf das Fahrverhalten im Gelände und auf der Straße vorherzusagen. Verschiedene Resultate sowohl vom Testfahrzeug als auch von Computermodellen werden vorgestellt.

ADM A New Drive-Train Management

ADM Ein neues Antriebsstrangmanagement

Dipl.-Ing. Dr. K. Lettner, Dipl.-Ing. F. Stelzeneder
Steyr Daimler Puch AG
Antriebstechnik
A-4400 Steyr, Austria

Das neue Antriebsstrangsystem ADM (Automatic Drive-Train Management) wurde in der ersten Ausbaustufe in erster Linie für schwere Nutzfahrzeuge entwickelt und steuert sämtliche in einem Fahrzeug vorhandene Traktionssysteme wie Allradzuschaltung und Differentialsperren. Der Vorteil gegenüber herkömmlichen manuell betätigten oder automatisierten Traktionssystemen ist, daß ADM sich formschlüssiger Kupplungen mit 100% Drehmomentenübertragung bedient, die automatisch je nach Bedarf aktiviert werden.

Ein elektronisches Steuergerät errechnet aus den Informationen verschiedener Sensoren für jede einzelne Kupplung getrennt den Einschaltzeitpunkt. Das Einrücken der Kupplungen erfolgt wie bei manuell betätigten Systemen mit Druckluft, die in schweren Nutzfahrzeugen zur Verfügung steht.

Die mechanischen Teile, die im wesentlichen von den manuell betätigten form-schlüssigen Kupplungsteilen nicht abweichen, müssen folgende Anforderungen erfüllen:

- Schaltbarkeit bei Differenzdrehzahl zwischen den beiden Kupplungsteilen,
- erhöhte Schaltfrequenz für die bewegten Teile,
- erhöhtes Drehmomentenkollektiv durch den Einschaltschlag.

Die Funktion dieser Systeme ist vom optimalen Zusammenspiel von Elektronik und Mechanik abhängig.

Die Aufgabe der Elektronik ist es, das Einschaltkriterium sicher und schnell zu erkennen. Die Druckluftversorgungsanlage muß für schnellen Aufbau des Druckes in den Betätigungszyllindern und gemeinsam mit den mechanischen Bauteilen der Kupplungen für möglichst kurze Einrückzeit sorgen.

Bestandteil von ADM ist auch eine vom elektronischen Steuergerät überwachte synchronisierte Schaltung der Gänge mehrstufiger Verteilergetriebe. Vorteil gegenüber herkömmlichen Verteilergetriebebeschaltungen, die aufgrund von Klauenschaltungen bisher nur bei stillstehendem Fahrzeug geschaltet werden konnten, ist die aufgrund der Schaltbarkeit während der Fahrt erhöhte Mobilität sowie erhöhte Sicherheit durch Absicherung gegen Fehlbedienung.

Dieses Antriebsstrangmanagement mit elektronischer Steuerung eröffnet die Möglichkeit, alle neuen Entwicklungen am Nutzfahrzeugsektor mitzugehen und zu nutzen. Das elektronische Steuergerät ist fähig, über CAN-Bus mit allen anderen elektronischen Systemen des Fahrzeuges Daten auszutauschen.

Die Entwicklung von Betätigungen mit anderen Medien als Druckluft, wie Unterdruck, Hydraulik und elektrischer Strom, ermöglichen uns in Zukunft, dieses Antriebsstrangmanagement einer breiteten Anwendung zuzuführen, die vom PKW bis zur Baumaschine reichen kann.

Computer - Aided Mobility Prognosis of Vehicles in the Field

EDV - unterstützte Bodenbefahrbarkeitsprognosen

Dipl.-Ing. A. Handke, Dipl.-Ing. M. Bütikofer
Sieber Cassina + Handke AG
Chur, Schweiz

Es wird ein EDV-System präsentiert, welches eine rasche, genaue und flexible Beurteilung der Geländebefahrbarkeit ermöglicht. Die Einschätzung eines bestimmten Geländeausschnittes ist je nach Fahrzeugtyp und je nach Wetterereignissen unterschiedlich.

Grundlage bilden einerseits Simulationsmodelle, welche die Interaktion zwischen verschiedenen Fahrzeugtypen und dem Boden, sowie den Zustand des Bodens infolge unterschiedlicher Wetterereignisse beschreiben.

Andererseits wird eine Datenbank mit den wesentlichen Geländemerkmale wie Bodentyp, Geländeneigung und Hindernisse (Besiedelung, Wald, etc.) verwendet.

Die Simulationsmodelle und die Datenbank werden schließlich in ein geographisches Informationssystem (ARC - INFO) eingebunden. Damit wird die Darstellung der Befahrbarkeitsinformationen zusammen mit geografischen Elementen, die zur Orientierung dienen, als Karte ermöglicht.

Das System findet Anwendung, wenn es um die quantitative Beurteilung der Mobilität eines Fahrzeuges oder um den Vergleich verschiedener Fahrzeuge ziviler oder militärischer Natur geht. Da die konstruktiven Elemente der Fahrzeuge stark gewichtet werden, kann das System auch als Hilfsmittel für die Entwicklung von Fahrzeugen und Reifen eingesetzt werden.

Theoretical Concepts in Soil-Wheel Interactions

Theoretische Konzepte für die Wechselwirkung zwischen Boden und Rad

Dr. D.R.P.Hettiaratchi

Department of Agricultural & Environmental Science
The University of Newcastle upon Tyne,
Newcastle upon Tyne, NE1 7RU, U.K.

Der Artikel präsentiert einen ersten Versuch einige vor kurzem entwickelte theoretische Konzepte in die Berechnung von Boden-Rad Wechselwirkungen einzubeziehen. Die Mechanik der Entstehung von Spurfurchen wird durch Ausdrücke mit meßbaren Bodenkonstanten im kritischen Zustandsmodell und durch die ursprüngliche Volumsdichte (oder spezifisches Volumen) des Bodens quantifiziert. Eine neue Art von Druck-Einsink-Funktion wird vorgestellt.

Die Abmessungen der Aufstandsfläche können aus der bekannten Spurtiefe berechnet werden. Schleudern oder Schlupf bestimmt die Kinematik der Bewegung dieser Oberflächen und diese beeinflußt die Form der Schlupflinie auf dieser Fläche. Die Art in der daher die Spannungsverteilung zwischen Rad und Boden bestimmt ist wird diskutiert und mit experimentellen Veröffentlichungen verglichen.

Die Entwicklung von statisch zulässigen Lösungen der Schlupflinien für die Abschätzung von Boden-Rad Kräften wird aufgezeigt. Dies stellt die theoretische Basis für Simulationen von Boden-Rad Verhalten in Abhängigkeit von Bodenparametern dar, welche in standardisierten Labortests gewonnen werden können. Die erforderlichen mathematischen Modelle können aus einfachen, geschlossenen algebraischen und trigonometrischen Ausdrücken entwickelt werden.

The Interaction between the Rolling Tyre and the Soft Soil - FEM-Simulation by VENUS and Validation

Die Wechselwirkung des rollenden Reifens auf nachgiebigem Boden - FEM-Simulation mit VENUS und Verifizierung

Dipl.-Ing. Thomas Aubel

Institut für Kraftfahrwesen und Kolbenmaschinen
Universität der Bundeswehr Hamburg, BR Deutschland

Die Fahrzeugbeweglichkeit im Gelände wird im wesentlichen durch die Phänomene im Kontaktbereich zwischen Reifen und nachgiebiger Fahrbahn beeinflusst. Insbesondere sind dies die Radlast, der Reifentyp, der Reifeninnendruck, die Bodenfestigkeit sowie die Form und die Größe der Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden. Zur Untersuchung der sich abspielenden Phänomene erscheint die Simulation ein geeigneter Weg zu sein, insbesondere der Einsatz der *Finite Elemente Methode*.

Hier soll ein neues FEM-Simulationsverfahren vorgestellt werden, welches aus einem Reifenmodell, einem Bodenmodell und einem Wechselwirkungsmodell aufgebaut ist.

Das Reifenmodell berücksichtigt die elastischen Eigenschaften eines Reifens in Abhängigkeit des Innendruckes. Anhand gemessener Federkennlinien und Aufstandsflächen kann gezeigt werden, daß das Reifenmodell in der Lage ist, die realen Verhältnisse genau wiederzugeben.

Das Bodenmodell basiert auf einem Materialgesetz zur Beschreibung des elastoplastischen Last-Verformungsverhaltens eines Bodens. Als Eingabedaten sind die charakteristischen Bodenparameter Reibungswinkel und Kohäsion erforderlich. Am Beispiel des Platteneindrucksversuchs wird gezeigt, daß der gemessene Bodenwiderstand durch die Simulation mit guter Übereinstimmung berechnet werden kann.

Beide Submodelle werden zum *Wechselwirkungsmodell* gekoppelt. Zur Überprüfung der qualitativen Modellfunktionalität sind Simulationen mit dem stehenden und dem rollenden Rad durchgeführt worden. Durch Variationen der Radlast, des Reifeninnendruckes und der Bodenart kann nachgewiesen werden, daß das neue Simulationsverfahren die Verhältnisse am rollenden Reifen auf der nachgiebigen Fahrbahn realitätsgetreu nachbilden kann.

Zur *Verifizierung* des Wechselwirkungsmodells wurden Reifeneindrucksversuche durchgeführt. Hierzu war es erforderlich, einen neuen Prüfstand zu konzipieren und aufzubauen. Mit einer speziellen Meßeinrichtung war es möglich, neben der Reifeneinfederung und der Bodeneinsenkung die Kontur der Kontaktfläche am eingedrunge- nen Reifen zu vermessen. Im Rahmen des Vortrags werden diese Meßergebnisse vorgestellt und mit Simulationsergebnissen verglichen. Es wird gezeigt werden, daß VENUS ein gut geeignetes Simulationswerkzeug zur Untersuchung der Wechselwirkungsphänomene zwischen dem rollenden Reifen und der nachgiebigen Fahrbahn darstellt.

Ground Vehicle Performance Optimization Using the Genetic Algorithm

Leistungsoptimierung von Landfahrzeugen mit Hilfe genetischer Algorithmen

James L. Overholt, Ashraf A. Zeid & Mikell K. Eiler
U.S. Army TARDEC
Mobility Technology Center
Warren, MI 48397-5000

Die meisten Fahrzeugsysteme haben beeinflussbare Parameter, die einen wesentlichen Einfluß auf die Gesamtleistung des Fahrzeuges haben.

Wenn eine meßbare Leistung besteht, dann entspricht es dem natürlichen Verständnis, einige nichtlineare Optimierungsschemata anzuwenden, um den Raum herauszufinden, der durch diese variablen Parameter abgedeckt wird. Theoretisch findet man durch dieses Vorgehen wenigstens einen örtlichen Extrempunkt, aber in der Praxis erweist es sich als äußerst schwierig wegen der komplexen Umhüllung dieser großen Systeme.

Ein "Genetic Classifier System" (GCS) versucht dieses Problem zu lösen, indem es mit hunderten Lösungen beginnt und dann durch einen Prozeß der "natürlichen Auslese" Lösungen eliminiert und neue Kandidaten einführt. Dieses Vorgehen mit dem "Überleben des Stärksten"-Prozesses erfordert, daß für jede potentielle Lösung ein Leistungsmaßstab errechnet wird. Nachdem der Wert jedes Mitglieds der Population eingeschätzt wurde, erhält jede Lösung eine Wichtung entsprechend ihrer Leistung.

Neue Lösungskandidaten werden durch Zufallsauswahl zweier Eltern aus der verfügbaren Population generiert, die gepaart werden, um neue Nachkommen zu schaffen. Die Absicht hinter dieser Methode ist, die guten Eigenschaften hoch gewichteter Lösungen an die "Kinder" weiter zu geben.

Diese Methode wird für die Feinabstimmung eines adaptiven Radaufhängungsalgorithmus eines generischen Geländefahrzeugs genutzt. die Bewertungskriterien für die Auswahl adaptiver Kontrollroutinen basieren auf Minimierung der absorbierten Energie in verschiedenen Geländeformen und verschiedenen Geschwindigkeiten.

Die GCS-Methode kann dazu genutzt werden, Physikalische Fahrzeugparameter und Befestigungspunkte für Sensoren zu optimieren, während gleichzeitig die Kontrollalgorithmen gebildet werden.

The Simulation of the Phenomena between Tyre and Terrain with the Simulation System ORIS

Die Simulation der Phänomene zwischen Rad und Boden mit dem Simulationssystem ORIS

Dipl.-Ing. Klaus Ruff

Universität der Bundeswehr Hamburg

Institut für Kraftfahrzeugtechnik und Kolbenmaschinen

Das Programmsystem ORIS (Off Road Interactive Simulation) simuliert die Beweglichkeit von Kraftfahrzeugen im Gelände interaktiv und besteht aus miteinander verknüpften Untermodellen, die folgende Module beschreiben:

- interaktive Schnittstelle Fahrer-Fahrzeug-Gelände
- Motor
- Antrieb
- Wechselwirkung Rad-Boden
- Fahrzeug (Kräfte und Bewegungen)
- Gelände

In der interaktiven Schnittstelle gibt der Bediener des Rechners als Fahrer Motor-drehmoment, Übersetzung und Fahrtrichtung vor, die aktuellen Bewegungsgrößen des Fahrzeuges wie z. B. Geschwindigkeit und Motordrehzahl werden berechnet und angezeigt. Für die Simulation wird ein allradgetriebener LKW zugrunde gelegt, der mit Wandler-Schaltkupplung, Schaltgetriebe, Planetenverteilergetriebe und Radplanetenachsen ausgestattet ist.

Im Untermodell Rad-Boden können alternativ das Rad-Bodenmodell des starren Rades, ein davon abgeleitetes Modell mit Parabel- statt Kreisgeometrie einschließlich Multipass-Verhalten oder das Parabelmodell des elastischen Reifens verwendet werden. Die quasistatischen Radlasten sowie der Schlupf an den einzelnen Rädern werden berechnet, wobei die Schlupfeinsenkung als Fräswirkung des profilierten Rades berücksichtigt wird. Auf einem Monitor werden die Bewegung des Fahrzeuges in der Geländekarte sowie seine Position im Raum dargestellt. Der Aufbau der Geländedatenbank wird erläutert.

Simulationsergebnisse werden vorgestellt und diskutiert.

Calculated and Experimental Simulation of Off Road Trucks

Rechnerische und experimentelle Simulation von Geländefahrzeugen

Dipl.-Ing. Dr. Wilfried Eichlseder, Dipl.-Ing. Gottfried Raab
Steyr Daimler Puch AG
Technologiezentrum
A-4400 Steyr, Österreich

Es werden Simulationen für die Entwicklung von Geländefahrzeugen beschrieben, die vor der Geländetestphase durchgeführt werden. Die analytischen und experimentellen Methoden sind

- Finite Elemente Berechnungen
- Lebensdauervorhersage bei Ermüdung
- Prozeß-Simulation, als Fahrsimulation
- Felddatenmessung und Verarbeitung
- Servo-hydraulische Tests wesentlicher Teile und Untergruppen

Mit den Mitteln der angeführten Methoden und deren systematischer Anwendung können Entwicklungszeit und -kosten gespart werden und die Gewichte minimiert werden. In vielen Projekten wurden diese Methoden bereits vom Steyr-Daimler-Puch/Technologiezentrum für die Entwicklung von Lastkraftwägen eingesetzt. Auf diesen Erfahrungen aufbauend konnte in sehr kurzer Zeit eine neue Flotte von geländegängigen Lastkraftwagen entwickelt werden. In dieser Zeit konnten nur die Belastungen der Einzelkomponenten des Fahrzeugs ermittelt werden, für ausgedehnte Ermüdungstest auf dem Testgelände blieb keine Zeit. Die besonderen Anforderungen an die Fahrzeuge konnten nur durch die umfassende Anwendung von computerunterstützten Methoden erfüllt werden, welche die Simulation des Systems, die Dimensionierung der Einzelteile und das effiziente Testen von Komponenten und Untergruppen ermöglichen.

Investigations on Tractor Tyres Test Stands and Results

Untersuchungen an Ackerschlepperreifen Versuchseinrichtungen und Ergebnisse

Prof. Dr.-Ing. Heinz Dieter Kutzbach

Technische Universität Hohenheim, Deutschland
Institut für Landtechnik

Am Institut für Landtechnik konzentrieren sich die Forschungsaktivitäten auf Untersuchungen an Ackerschleppern und deren Reifen, die auf harten und weichen Oberflächen abrollen. Um die Dämpfungskoeffizienten und die Federkonstanten der bewegten Reifen, welche Sicherheit und Fahrkomfort im Betrieb bei höheren Geschwindigkeiten beeinflussen, festzustellen, ist ein Flachband-Prüfstand vorhanden. Das Vertikalverhalten der Reifen kann durch ein nichtlineares Modell präzise dargestellt werden. Für eine genaue Beschreibung des horizontalen Reifenverhaltens ist die Kenntnis vom Verhältnis zwischen Lateral- und Longitudinalkräften, Schlupf und Schlupfwinkeln notwendig. Die Lateralkräfte am bewegten Reifen werden mit einem einachsigen Anhänger mit schräggestellten Rädern gemessen. Mit einem Einzelradtester werden die Untersuchungen auf angetriebene und gebremste Räder ausgeweitet. Um die Bodenbeschaffenheit festzustellen wurde ein Kegel-Penetrometer und ein linearer Schubtester entwickelt. Die Prüfstände und einige allgemeine Resultate werden in diesem Artikel dargestellt.

Forces Acting on Driven Tractor Tyres with Stationary and Instationary Slip Angles

Kräfte an angetriebenen stationär und instationär schräglaufenden Ackerschlepperreifen

Dipl. Ing. Thomas Barreilmeyer

Technical University of Hohenheim, Germany
Institut für Landtechnik

Am Institut für Landtechnik der Universität Hohenheim wurde ein Einzelradteststand entwickelt um die Kraftübertragung von Traktorreifen auf den Boden untersuchen zu können. Für die Beschreibung des horizontalen Reifenverhaltens sind vier Hauptparameter von Interesse. Diese vier Werte sind Längs- und Querkraft des Reifens, Schlupf und Schräglaufwinkel. Die Ergebnisse werden als Flächendiagramme dargestellt. Schließlich wird die Anwendbarkeit von horizontalen Reifenmodellen diskutiert.

Longitudinal Dynamics of Agricultural Tyres

Untersuchungen der Längsdynamik an Ackerschleppreifen

Dipl.-Ing. Joachim Plesser
Universität Hohenheim, Deutschland
Institut für Landtechnik

Die zunehmende Geschwindigkeit von landwirtschaftlichen Fahrzeugen stellt eine problematische Situation bezüglich Fahrsicherheit und Fahrkomfort dar. Mit einem Flachband-Prüfstand, der an der Universität von Hohenheim entwickelt wurde, ist es möglich das dynamische Verhalten von Ackerschlepperreifen speziell in Vertikal- und Longitudinalrichtung zu untersuchen.

Der Reifen und das gesamte Fahrzeug werden durch Schwingungen erregt, die von der Unebenheit der Fahrbahn und den Abweichungen des Reifenumfangs von der Kreisform herrühren. Das dynamische Verhalten wird demonstriert und die Wechselwirkung zwischen Vertikal- und Longitudinalschwingungen wird diskutiert.

Durch Bremsung des Testreifens ist es möglich Längskräfte in der Kontaktfläche zu übertragen. Die daraus folgende Dynamik wird bei unterschiedlichem Reifendruck, Fahrgeschwindigkeit, Vertikalbelastung und Reifentemperatur untersucht.

Effect of Reduced Tire Inflation Pressure in Agricultural Tires

Auswirkung einer Luftdruckverminderung bei landwirtschaftlichen Reifen.

Prof. Dr. Ing. H. Schwanghart
Technische Universität München, Deutschland

Durch die zunehmenden Gewichte der landwirtschaftlichen Maschinen und Traktoren in den letzten Jahrzehnten wird der Ackerboden immer mehr verdichtet. Dabei besteht die Gefahr, daß die Ernteerträge zurückgehen und daß das Regenwasser nicht mehr in den Untergrund dringen kann.

Die für größere Geschwindigkeiten auf der Straße stark aufgepumpten Reifen sinken beim Fahren im Feld tief in den lockeren Ackerboden ein, was zu erhöhtem Rollwiderstand, geringerer Zugkraft und großer Bodenverdichtung führt. Bei gleicher Last kann bei langsamer Geschwindigkeit auf dem Feld der Luftdruck moderner Reifen meist um ca. 1 bar gesenkt werden. Dies ergibt größere Auflageflächen bei ab-

nehmendem Kontaktflächendruck, höhere Zugkraft, geringere Einsinkung und damit kleineren Rollwiderstand und geringere Bodenverdichtung. Messungen und deren Ergebnisse werden aufgezeigt. Zur schnellen Reifendruckveränderung auf dem Feld sind sogenannte Luftdruckverstellanlagen in Fahrzeugen notwendig. Über die derzeitig verfügbaren Anlagen wird berichtet.

Design and Performance of Central Tire Inflation Systems

Ausführung und Leistung von Reifendruckregelanlagen

Dipl.-Ing. H.-P. Schlechter

Der folgende Artikel zeigt den Einfluß der Reduktion des Reifendrucks auf die Geländegängigkeit von Radfahrzeugen aufgrund von Messungen und rechnerischen Ergebnissen. Charakteristische Eigenschaften und die Unterschiede von verschiedenen zentralen Reifendruckregelanlagen aus Serienproduktionen und Prototypen werden vorgestellt. Befüllungs- und Abbläszeiten der Steuergeräte dienen als Vergleichsmaß für einen Systemvergleich.

Influence of Progressive Drive Train Technology on Mobility in Off-Road Terrain, Determined with the 8x8 Experimental Vehicle

Einfluß fortschrittlicher Fahrwerkstechnologie auf die Mobilität im Gelände, ermittelt mit dem Experimentalfahrzeug 8x8

Dipl.-Ing. W. Sünkel
Mercedes-Benz AG
Stuttgart, Deutschland

Zum Nachweis hoher Mobilität wurde 1986 ein Experimentalfahrzeug 8x8 mit einem Gesamtgewicht von 32 t gebaut. Seitdem wird dieses Fahrzeug für Grundsatzuntersuchungen eingesetzt.

Das Experimentalfahrzeug ist gekennzeichnet durch ein neuartiges allradgelenktes Fahrwerk mit Einzelrad-Führung für große Federwege und Arbeitsaufnahme, hohe

spezifische Antriebsleistung und neuer Reifentechnologie in Verbindung mit einer leistungsfähigen Reifendruckregelanlage.

Auf der Grundlage der charakteristischen Daten des Experimentalfahrzeugs wurde mit dem erweiterten NATO-Referenz-Mobilitäts-Modell (NRMM) auf einem definierten Gelände-Referenzkurs die Mobilität ermittelt, In gleicher Weise wurde die Mobilität eines modernen Kettenfahrzeugs beurteilt und die Ergebnisse miteinander verglichen.

Verifikationsfahrten auf dem definierten Gelände-Referenzkurs bestätigten die Simulationsergebnisse. Die Abweichungen zwischen den simulierten und gefahrenen Zeiten auf dem Gelände-Referenzkurs liegen unter 10 %.

Mit dem Experimentalfahrzeug 8x8 ist nachgewiesen, daß Radfahrzeuge mit fortschrittlicher Fahrwerkstechnik- in Verbindung mit neuer Reifentechnologie und Reifendruckregelanlage sowohl in der Bodenbefahrbarkeit als auch in der schnellen Geländequerung zu modernen Kettenfahrzeugen gleichwertig sind und bauartbedingt bei höheren Bodenfestigkeiten Vorteile aufweisen.

Dynamic Simulation - Cost Benefits and Design Advantages

Dynamische Simulation - Kosteneinsparung und verbesserte Konstruktion

S. F. Storey
Simatics Limited
Little Thatford, UK

Dynamische Simulationen sind kostengünstige Methoden zur Entwurfsoptimierung technischer Systeme. Es gibt drei wesentliche Vorteile der Simulation gegenüber experimentellen Methoden bei der Entwicklung.

- 1) **Kosteneinsparungen** - Die Kosten für die Versuchsauslegung, Material, Personal und Versuchsplätze belaufen sich oft auf vierstellige Dollarbeträge, bzw. übersteigen sogar \$ 100.000.-. In der Regel sind mehrere Versuche erforderlich, um einen Entwurf, bzw. eine Entwurfsänderung zu prüfen. Bei Verwendung von Simulationen wird die Zahl der erforderlichen Versuche reduziert, oft ist sogar nur mehr die Überprüfung des Entwicklungsergebnisses erforderlich.
- 2) **Risikominimierung** - Es ist gewöhnlich schwierig, die Grenzen der Betriebsbedingungen zu ermitteln, denen ein System ausgesetzt werden kann, ehe ein Fehler auftritt. Mittels Simulation können Systemgrenzen unter sicheren Bedingungen überschritten und Fehlermechanismen ohne experimentelle Einschränkungen studiert werden. Damit kann auch ein umfassendes Systemverständnis erreicht werden.

- 3) **effizientere Entwicklung** - Vor der Herstellung von Hardware und der Durchführung von Designänderungen kann das Betriebsverhalten und die Funktion von Komponenten, Baugruppen und kompletter Fahrzeuge eingehend mittels Simulation getestet werden. Nach der grundsätzlichen Entscheidung, die Vorteile von Simulationsrechnungen zu nutzen, muß das spezielle Verfahren ausgewählt werden.

Es gibt zwei Varianten, eine eigenständige Entwicklung oder der Einsatz von am Markt verfügbarer Software.

- I) Bei eigenständiger Entwicklung unterliegt die Erstellung eines brauchbaren Simulationsprogrammes den durch Zeit und Kosten gesetzten Grenzen. Das so entwickelte Simulationsprogramm ist daher oft unzureichend kommentiert, schwierig zu handhaben und in seiner Anwendbarkeit eingeschränkt.
- II) Am Markt erhältliche Softwarepakete sind entweder umfassend oder angewandt. Die Lieferanten solcher Softwarepakete bieten zusätzlich zur Benützungslizenz oftmals Softwareentwicklung und Beratung an. Alle umfassenden Programmpakete sind für einen weitreichenden Anwendungsbereich ausgelegt. Sie benötigen Zeit für Einschulung, und Einsatz und Änderungen können eine Neumodellierung von Grund auf erfordern. Angewandte Softwarepakete sind üblicherweise für kurze Einschulung und raschen Einsatz ausgelegt, da das Erfordernis, Systemmodellierungen von Grund auf durchführen zu müssen, weitgehend entfällt. Dies deshalb, da bereits Strukturen als Grundlage für die spezielle Anwendung angeboten werden. Viele Studien von Designänderungen können innerhalb einiger Stunden durchgeführt werden.

Ride Dynamics of Terrain Vehicles

Fahrdynamik geländegängiger Fahrzeuge

Prof. Dr.-Ing. Horst Göhlich

Technische Universität Berlin, Deutschland

Institut für Landwirtschaft und Maschinenkonstruktion

Die Optimierung des dynamischen Verhaltens von Geländefahrzeugen verfolgt im wesentlichen zwei Ziele. Diese sind die Erhöhung des Fahrkomforts und der Fahr-sicherheit.

Beim Befahren einer Straße oder von Gelände treten Schwingungen am Fahrzeug auf, die meist durch die Unebenheiten des Untergrundes bedingt sind. Diese Schwin-gungen werden über das Fahrzeug auf den Fahrer übertragen, der dadurch großen Belastungen ausgesetzt sein kann.

Das dynamische Verhalten von ungefederten Fahrzeugen hängt von vielen Faktoren ab. Die Fahrzeuggeometrie, die Beschaffenheit der Reifen und das Feder- und Dämpfungsverhalten dieser Reifen sind von entscheidender Bedeutung für Fahr-sicherheit und Fahrkomfort. Die Ermittlung von Federwegen, Kräften, Beschleunigun-gen usw. ist erforderlich um das Fahrverhalten eines Fahrzeuges zu beschreiben.

Controlled Suspensions for Off-Road Vehicles

Gesteuerte Fahrwerke für Geländefahrzeuge

Prof. Dr. D.A. Crolla

Department of Mechanical Engineering

University of Leeds

Leeds LS2 9JT

In den letzten zehn Jahren gab es in der Anwendung von aktiven Baugruppen bei Fahrwerken wesentliche Fortschritte. Obwohl die Aufmerksamkeit vor allem auf Rennfahrzeuge und Personenkraftwagen der Luxusklasse konzentriert war, dürfte die Technologie gerade für Geländefahrzeuge große Vorteile bieten. Dieser Artikel untersucht mögliche Vorteile in Abhängigkeit von verschiedenen komplizierten Systemen der aktiven Radaufhängung und vergleicht diese mit den jeweils anfallenden Kosten.

Bei Geländefahrzeugen treten spezielle Probleme im Zusammenhang mit der Radaufhängung auf, vor allem die Notwendigkeit von extrem großen Federwegen und Beweglichkeit des gesamten Fahrzeugs, zusammen mit der Fähigkeit große Lasten zu transportieren und sich sowohl im Gelände als auch auf der Straße bewegen zu können. Diese besonders komplizierten Kompromisse, die der Fahrwerkkonstrukteur zu schließen hat, können bis zu einem gewissen Grad durch verschiedene aktive oder adaptive Aktuatoren und Dämpfer in der Radaufhängung bewältigt werden. Die derzeit vorhandene Technologie wird vorgestellt, Methoden für den Reglerentwurf werden vorgestellt und zukünftige Gebiete der Fahrwerksentwicklungen für Geländefahrzeuge werden diskutiert.

Latest Developments In Superstructures for All-Terrain Logistic Support Trucks

Neue Aufbausysteme für geländegängige Versorgungs-LKW

Dkfm- Dr. E. PRANCKL, Ing. W. WIESER
STEYR Nutzfahrzeuge AG

Mit dem Streben nach vereinfachten Transportlösungen und der auch beim Militär weltweit durchgeführten Rationalisierungsmaßnahmen sowohl in bezug auf Mannschaftsstärke als auch bei Beschaffung von Rüstungsgütern ist bei der militärischen Versorgung ein eindeutiger Trend in Richtung Wechselaufbauten auf geländegängigen Militär-LKW zu erkennen.

Erfahrungen aus dem Golf-Krieg und anhand bereits realisierter eigener Projekte sollen die gesteigerten Transportkapazitäten, die einfache und sichere Handhabung, Einsparungen an Mannschaft, Material und Zeit und die Vorteile der direkten Versorgung im Einsatzfall aufzeigen.

Voraussetzung dafür sind geländegängige Versorgungs-LKW und für den militärischen Einsatz adaptierte Wechselsysteme die im nachfolgenden näher beschrieben werden.

The New MAN Transfer Cases for Deployment in On-Road and Off-Road Vehicles

Die neuen MAN-Verteilergetriebe für den Einsatz in Baustellen und Geländefahrzeugen

Dr.-Ing. K. V. Schaller
MAN Nutzfahrzeuge AG,
München, Deutschland

Zahnradfabrik Friedrichshafen (ZF) und MAN Nutzfahrzeuge AG schlossen 1988 einen Vertrag zur Entwicklung einer neuen Verteilergetriebefamilie für Nutzfahrzeuge. Das erste Seriengetriebe lief Ende 1992 vom Band.

Die Getriebefamilie besteht aus vier Baugrößen, die sich an den MAN-Fahrzeugreihen orientieren:

Das G 500 (Nennmoment 5.000 Nm) für die L-2000-Reihe, das G 1000 (9.000 Nm) für M 90, das G 1700 (16.000 Nm) für F 90 sowie das G 2500 (22.000 Nm) für Schwerlasteinsätze.

Ziele der Entwicklung waren Kostenreduzierung, Leistungssteigerung, Gewichtsreduzierung, niedriger Geräuschpegel und geringe Durchtriebsverluste.

Durch neueste Techniken in Konstruktion (z. B. Gehäuseberechnung mit FEM), Erprobung (z. B. holographische Untersuchung der Geräuschabstrahlung) und Fertigung (Reib- und Elektronenstrahlschweißen) konnten alle Entwicklungsziele erreicht werden. Der Entwicklungsverlauf wird im Vortrag dargestellt.

Bis heute sind mehr als 4.000 Getriebe im Fahrzeug eingebaut.

Development and Experimental Evaluation of All-Wheel Steer on a 6x6 Off-Road Vehicle

Entwicklung und experimentelle Ergebnisse einer Allradlenkung bei einem 6x6 Geländefahrzeug

Dr. S. Nell, Pr. Eng., Manager: Test, Evaluation & Technology
Ermetek, Postfach 8323, Elandsfontein
Südafrika 1406

Dieser Artikel beschreibt Entwicklung, Ausführung und experimentelle Erprobung der Allradsteuerung eines schweren 6x6 Geländefahrzeuges. Die Untersuchung war notwendig um den Einfluß der Allradsteuerung auf die Stabilität bei hohen Geschwindigkeiten und die Manövrierfähigkeit bei niedrigen Geschwindigkeiten festzustellen, da sich die Arbeiten auf dem Gebiet der Allradsteuerung bisher hauptsächlich auf 4x2 Personenfahrzeuge konzentriert haben.

Die zweite und dritte Achse des Fahrzeugs werden durch hydraulische Antriebe gesteuert, die von einem Computer im Fahrerabteil angesteuert, woraus ein "steer by wire" System erster Ordnung resultiert. Alle Räder können in die gleiche Richtung eingeschlagen werden oder die Räder der Vorder- bzw. Hinterachse werden in entgegengesetzte Richtungen eingeschlagen. Zusätzlich wurden einfache Strategien eingesetzt um Stabilität und Handling bei großen Geschwindigkeiten zu verbessern.

Der ISO Spurwechsel-Test wurde gewählt um das Handling festzustellen, während zur Überprüfung der Beweglichkeit bei geringer Geschwindigkeit eine neue Methode entwickelt wurde und eine spezielle Fahrbahn sowohl auf Sand als auch auf Beton verwendet wurde. Versuche zeigen, daß der Wendekreis des Fahrzeugs um 71% reduziert werden konnte, während die Stabilität bei hohen Geschwindigkeiten und die Beweglichkeit bei niedrigen Geschwindigkeiten deutlich verbessert wurde.

Optimization of Excavator Booms - Operating Loads, Structural Dynamics

Optimierung von Baggerauslegern - Betriebslasten, Strukturdynamik

**Dipl.-Ing. Ertugrul Güner, Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Poppy,
Dipl.-Ing. Matthias Weid**

**Konstruktion von Baumaschinen
Technische Universität Berlin
D-10623 Berlin, Deutschland**

Die hydraulisch betätigten Arbeitseinrichtungen von Hydraulikbaggern werden noch überwiegend mit statistisch unzureichend gesicherten Lastannahmen bemessen. Über- und Unterdimensionierungen können bei dieser Vorgehensweise nicht zuverlässig ausgeschlossen werden.

Für eine betriebsfeste und zugleich leichtbauorientierte Bemessung der Arbeitseinrichtungen müssen Lastkollektive unter realen Einsatzbedingungen ermittelt und Strukturanalysen bereits während der Konstruktionsphase durchgeführt werden. Grundlagen dafür wurden in enger Zusammenarbeit mit mehreren Herstellern in dem Bestreben entwickelt, Ergebnisse in einer allgemein übertragbaren Form zu erzielen. Voraussetzung war die Entwicklung geeigneter mechanischer Modelle und Methoden für die Ableitung der Bemessungskollektive. Umfassende Untersuchungen zur Strukturoptimierung bezogen sich auf die Kinematik, die Tragfähigkeit, das Schwingungsverhalten und die Betriebsfestigkeit der Arbeitseinrichtung sowie auf die Standicherheit der gesamten Maschine.

Ground Vibration by Motion of Construction Vehicles

Bodenschwingungen hervorgerufen durch Baufahrzeuge

K. Kogure, M. Aoyama and Y. Miyata

**Department of Civil Engineering, National Defense Academy
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka, Kanagawa, Japan**

Der Artikel beschreibt die Schwingungen von weichen Torfböden beim Befahren mit Muldenkippern und Schaufelbaggern. Auf dem weichen Torfboden wurden eine Schotterstraße, eine Straße mit Stahlplanken und eine provisorische Asphaltstraße für Testfahrten errichtet. Die Messungen zeigten, daß die Fahrgeschwindigkeiten und das Fahrzeuggewicht einen starken Einfluß auf die Bodenschwingungen von weichen

Torfböden haben. Die stärksten Schwingungen wurden auf der Schotterstraße gemessen, gefolgt von der Straße mit Stahlplanken und jener mit provisorischem Asphalt.

Compaction Effect of Vibratory Soil Compactors - Modeling, Simulation, Operating Tests

Verdichtungswirkung von Vibrationswalzen - Modellbildung, Simulation, Betriebsmessungen

Dipl.-Ing. Michael Tettke, Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Poppy
Konstruktion von Baumaschinen
Technische Universität Berlin
D-10623 Berlin, Deutschland

Bei der Bodenverdichtung können Leistungssteigerungen durch Automatisierung des Walzenbetriebs und durch eine automatische Verdichtungskontrolle in situ erreicht werden. Hierfür wurden grundlegende theoretische und praktische Untersuchungen durchgeführt.

Um den Einfluß der für die Verdichtung wesentlichen Parameter auf das Schwingungsverhalten und die Verdichtungswirkung einer Walze analysieren zu können, reichen empirische Untersuchungen an marktüblichen Vibrationswalzen nicht aus, denn die Parameter lassen sich nur unzureichend einzeln variieren.

Für das Schwingungssystem Vibrationswalze/Boden wurde deshalb ein Simulationsmodell entwickelt, mit dem das dynamische Verhalten der Vibrationswalze in Wechselwirkung mit dem Boden dargestellt werden kann. Die mathematische Beschreibung der Abhängigkeiten zwischen dem Betriebsverhalten der Vibrationswalze und dem Verdichtungszustand des Bodens ermöglicht eine detaillierte Analyse der Verdichtungsparameter.

Zur Verifizierung der Systemparameter wurden Verdichtungsversuche unter Baustellenbedingungen durchgeführt. Da bei handelsüblichen Vibrationswalzen eine flexible Einstellung von Unwuchtamplitude, Erregerdrehzahl und Massenverteilung nicht vorgesehen ist, wurde eine maßstäblich verkleinerte Anhänger-Versuchswalze gebaut, deren Maschinenparameter in einem großen Bereich variiert werden können.

Die Gegenüberstellung von Versuch und Simulation zeigt, daß sich das komplexe Schwingungssystem Vibrationswalze/Boden unter Berücksichtigung des elastoplastischen Verformungsverhaltens des Bodens und des nichtlinearen Schwingungsverhaltens der Walze mit dem entwickelten Modell realitätsnah nachbilden läßt.

Die Simulationsergebnisse bilden die Grundlage für eine systematische und ziel-sichere Auslegung von Vibrationswalzen bereits vor dem Bau eines Prototypen. Rahmen- und Walzkörpermasse, Walzkörperaufhängung, Unwucht und Betriebsfrequenz können optimal aufeinander abgestimmt werden. Kritische Betriebszustände im Sprungbetrieb können in Abhängigkeit von der Bodensteifigkeit berechnet und beim Einsatz der Walzen berücksichtigt werden. Reglerstrukturen für eine automatische Anpassung der einstellbaren Betriebsparameter an den Verdichtungszustand können mit Hilfe der Simulation erprobt und optimiert werden.

The FEA Way to the Design Optimization of an Extended Octagonal Ring Transducer

Die Finite-Elemente-Methode zur Konstruktionsoptimierung eines ausziehbaren Octogonal Ring-Meßgerätes

G. Ferretti, R. Paoluzzi, G. Rigamonti, CEMOTER - C.N.R.
Institute for Earth-Moving Machinery and Off-Road Vehicles of the
Italian National Research Council Via Canal Bianco,
28 44044 CASSANA-FERRARA, ITALIEN

Bei Ackerbaustudien ist die Messung des auf den Pflug wirkenden Kraftsystems von großer Bedeutung. Dieses auf den Pflug während des Pflügens wirkende Kraftsystem besteht aus zwei Kräften und einem in der selben Ebene wirkenden Moment. Für die Messung kann eine Reihe von einzelnen Kraftmeßgeräten, oder aber ein ausziehbares Octogonal Ring-Meßgerät verwendet werden. In den meisten Fällen bietet die Verwendung des Octogonal Ring-Meßgeräts Vorteile, da durch die Einkomponentenbauweise die Probleme verringert werden, welche durch die Aufhängung der Kraftmeßgeräte entstehen, und außerdem eine gleichzeitige Aufzeichnung der auftretenden Kräfte ermöglicht.

Die Bauweise dieses Meßgeräts ist durch die octogonale Form und durch die Montage von Dehnungsmeßgeräten an festen Positionen gekennzeichnet. Der Zweck dieser Arbeit ist die Optimierung der Form des Meßgerätes selbst, um bei der Messung einer Kraftkomponente den Einfluß der anderen Komponente und des Momentes auf die Spannung zu verringern. Die Finite-Elemente-Methode ist der geeignete Weg um diese Optimierung auszuführen, welche acht Entwurfsgrößen als Variable verwendet, und den globalen Fehler, der sich als Summe der Fehler bei verschiedenen Lastfällen ergibt, als kombinierte Kostfunktion benutzt. Entwurfs-einschränkungen, die aus der Geometrie der Konstruktion selbst stammen, aus der Notwendigkeit der rein elastischen Beanspruchung des Materials und aus offensichtlichen Größenbeschränkungen.

Vorteile und Nachteile des Optimierungsschemas werden unter Bezugnahme auf die berechneten Entwurfsänderungen diskutiert.

Reliability and Maintainability Evaluation of Off-Road Vehicles

Zuverlässigkeits- und Instandsetzungsbewertung von Geländefahrzeugen

**Lwn K. Jokubaitis, Director, Reliability Programs
U.S. Army Tank-Automotive Command
Warren, Michigan, U.S.A.**

Dieser Artikel präsentiert eine neue Vorgangsweise zur Bestimmung der Zuverlässigkeit und Instandsetzbarkeit von sowohl Ketten- als auch Radfahrzeugen, welche beim Tank Automotive Command, United States of America angewandt wird. Diese Methode vereint die Konstruktionsberechnungen der Fahrzeuge mit den Stoß- und Schwingungsergebnissen, welche in dynamischen Tests erhalten wurden, um schließlich quantitative Vorhersagen über Zuverlässigkeit und Instandsetzbarkeit machen zu können. Die Methode ist kostensparend, da nur ein einziges Testfahrzeug verwendet wird, die Testdauer sehr kurz ist und geringe Investitionen notwendig sind. Bei Fremdgerät ist die Methode von besonderem Nutzen, wenn nur ein einziges Exemplar ohne genügend Ersatzteile für die Überprüfung zur Verfügung steht. Die Ergebnisse der Berechnungen sind für Konstrukteure bei der Verbesserung von bestehendem Material hilfreich und ebenso für militärische Fallstudien, wo die Zuverlässigkeit und Instandsetzbarkeit von fremden Material als Parameter in die Modelle eingehen.

Der Artikel beinhaltet aktuelle Beispiele von zwei Fällen, die mit dieser Methode behandelt wurden. Einer ist der russische Kampfpanzer T-72, der zweite ist der tschechoslowakische Lastkraftwagen TATRA 815 8x8.

Off Road Vehicles Marketing

Geländefahrzeugmarketing

Helmut Moser

4WD-Magazin, Wels, Austria

Der Artikel beinhaltet einen Überblick über die historische Entwicklung sowohl des internationalen, als auch des nationalen Geländefahrzeugmarktes und -marketings. Anhand der österreichischen Situation wird aufgezeigt, wie sich die Marketingmaßnahmen der einzelnen Hersteller bzw. Importeure auf die heutige Marktsituation ausgewirkt haben. Als besonders effektiv haben sich dabei die praktische Vorführungen der einzelnen Fahrzeuge erwiesen. Es werden auch Vorschläge für zukünftige Marketingstrategien dargestellt.

Stability of Tracked Vehicles on Inclined Ground

Stabilität von Kettenfahrzeugen auf geneigtem Gelände

Prof. Dr.-Eng. M. KITANO, K. WATANABE and T. KAKINO

Department of Mechanical Engineering

The National Defense Academy

Hashirimizu Yokosuka, Japan

Fahrverhalten und Stabilität auf geneigtem Untergrund werden stark von der Lateral-komponente der Gewichtskraft und den Geländebedingungen beeinflusst. Gegenstand dieses Artikels ist die Entwicklung eines numerischen Modells für die Rutschbewegung eines Kettenfahrzeugs quer zu Höhenlinien, und die Verbesserung des Fahrverhaltens auf Hängen. Ein analytisches Modell, das Boden-Kette Wechselwirkung, Fahrbedingungen und Fahrzeugparameter enthält, wie die Position des Schwerpunkts, Streckungsverhältnis und Federungsparameter, wird vorgeschlagen und durch Experimente mit maßstäblichen Modellen bestätigt. Unter Verwendung des dynamischen Berechnungsmodells werden Rutsch- und Fahrverhalten auf einem Hang für ein Beispielkettenfahrzeug analysiert, und die optimalen Steuerbefehle um das Fahrzeug auf einer Höhenlinie zu halten werden angegeben.

Transmission Systems for Tracked Vehicles Yesterday - Today - Tomorrow

Getriebesystem für Kettenfahrzeuge Gestern - Heute - Morgen

Dipl.-Ing. Stefan Bollmann
ZF Friedrichshafen, Deutschland

GESTERN:

- Kettenfahrzeuge 1935 - 1944
- Getriebetechnologie

HEUTE:

- Aufbau der heutigen Getriebegeneration
- Anforderungsprofil
 - Steigfähigkeit
 - Kühlanlage
 - Zugkräfte
- Einbausituationen
- Modulartechnik
 - Schaltgetriebe, Vieligängigkeit
Planeten-Vorgelegebauweise
 - Lenkgetriebesysteme
 - Bremssysteme
- Systemvergleich existierender Getriebe

MORGEN:

- Erhöhung der Leistungsdichte
 - Motor-Getriebe Kombination
 - Stufenlose Getriebe
elektrisch mechanisch / hydrostatisch mechanisch
 - Dieselelektrische Antriebe

On Constitutive Equations Used at Analysis of Steering of Tracked Vehicles

Grundlegende Gleichungen für die Analyse der Lenkkräfte von Kettenfahrzeugen

Prof. Dr. Eng. Sc. Mart Mägi
Machine and Vehicle Design
Chalmers University of Technology
S-412 96 GÖTEBORG, Schweden

Die Steuerung von Kettenfahrzeugen beruht auf Reibungs- oder Schubkräften zwischen der Kette und dem Boden. Solche Kräfte hängen von der lokalen Relativbewegung zwischen Kette und Boden ab, die von einem stationären Bezugssystem aus beschrieben wird. Diese Beziehungen bilden ein System von grundlegenden Gleichungen für die Kette-Boden Wechselwirkung. Diese grundlegenden Gleichungen sind ihrer Natur nach Hypothesen und ihre Richtigkeit oder Anwendbarkeit kann nur auf der Basis von experimentellen Ergebnissen beurteilt werden.

In der internationalen Literatur über die Steuerung von Kettenfahrzeugen wurden bisher vor allem zwei verschiedene Arten von grundlegenden Gleichungen für die Kette-Boden Wechselwirkung mit erstaunlich geringer gegenseitiger Referenzierung angegeben. Jede der beiden Arten hat ihre Vorteile und Grenzen. Die Eigenarten dieser Gleichungen werden beschrieben und ihre Entwicklung wird beleuchtet. Die Vorteile und Einschränkungen werden ausgeführt. Schließlich wird eine vielversprechende zukünftige Entwicklungsmöglichkeit diskutiert, die ein einheitliches, realistisches System von grundlegenden Gleichungen zum Ziel hat, welches die Vorteile der zwei vorhandenen Systeme vereint und immer noch einen vertretbaren numerischen Aufwand hat.

Postersession

Robot-Motion in Unstructured Environment

Roboterbeweglichkeit im freien Gelände

**Manfred B. Bartha, Dr. Max Elbert, Dr. Peter Lux,
Dr. Christian H. Schaefer**

**DASA - Dornier, Verteidigung und Zivile Systeme
D-88039 Friedrichshafen**

Einen Roboter im freien Gelände zu steuern ist eines der schwierigsten Probleme in der Robotik. Da es nicht möglich ist, ein hochauflösendes Modell des freien Geländes und schon gar nicht des Kampfbereiches zu erstellen, muß ein Roboter fähig sein, seine Bewegung den Gegebenheiten der realen Welt anzupassen. Im Deutschen Experimentalprogramm " Roboter für den Kampfbereich" ist daher die Echtzeit-erkennung und -vermeidung von Hindernissen eine Schlüsselfunktion. In Verbindung mit einem Gyro-System und einem optischen Sensor sichert diese Funktion die Geländefahrt auf einem festgelegten Weg unter Beachtung der realen Gegebenheiten. Mittels eines aktiven (Laufzeit) Laser-Scanners wird ein 3D-Bild bestehend aus 128 x 64 Voxels einmal in der Sekunde aufgebaut und in Echtzeit in eine 2D-Hinderniskarte umgewandelt. Diese Karte wird vom Navigationscomputer verwendet um Hindernissen auszuweichen und gleichzeitig dem vorgegebenen Pfad so genau als möglich zu folgen.

Ein Prototyp diese Systems wurde bereits unter realen Bedingungen in Feldversuchen getestet.

Application of Intelligent Systems in Modern Bucket Loaders

Anwendung der Intelligenten Systeme an modernen Radladern

Piotr Dudzinski, Kazimierz Pieczonka, Zenon Wystouch
Institute of Machine Design and Operations Research
Technical University of Wroclaw, Poland

Der Beitrag präsentiert Lösungen, die die automatische Steuerung des Füllvorgangs einer Laderschaufel mit schwerabbaubarem Schüttgut und Positionierung des Arbeitsorgans im Arbeitszyklus betreffen. Es wird das intelligente automatische Prozeßsteuerungssystem vorgestellt, dessen Tauglichkeit in Feldversuchen bestätigt wurde. Der Beitrag stellt auch das Konzept des automatischen Standsicherheits-systems und damit verbundene Verbesserung der Sicherheit und der Effektivität von Lenk- und Antriebsanlagen dar.

***Parallel Tests with a
6- and 7-Road-Wheel Tracked vehicle***

**Parallelversuche mit einem
6- bzw. 7-Laufrollen-Kettenfahrzeug**

Colonel Dipl.Ing. Andrä Engeler
Military Technology Agency, Austria

Im Rahmen der Entwicklungsarbeiten für den Kampfschützenpanzer ASCOD (Austrian Spanish Cooperation Development) führte das Amt für Wehrtechnik im Herbst '93 eine Mobilitäts-Vergleichserprobung der beiden Prototypen PT2 (mit 6 Laufrollen) und PT3 (mit 7 Laufrollen) durch. Das Erprobungsziel war, die Vorteile eines siebten Laufrollenpaares nachzuweisen.

Testbestandteile:

- Konfiguration
- Abmessungen
- Gewicht und Druck
- Geländegängigkeit
- Geschwindigkeit und Bremsvermögen
- Steuerung
- Traktion
- Rollwiderstand
- Geräuschentwicklung
- Laufruhe des Fahrwerks.

***FE-Simulation of Tyre-Profile-Effects on Terrain
Mobility of Vehicles***

**FE-Simulation der Reifenprofileinflüsse auf die
Fahrzeugbeweglichkeit im Gelände**

Dipl.-Ing. C. Wolfgang Fervers
Institut für Kraftfahrwesen und Kolbenmaschinen (IKK)
Universität der Bundeswehr Hamburg, Deutschland

Die Fahrzeugbeweglichkeit im Gelände kann durch die freie Triebkraft, die erforderliche Umfangskraft und den Rollwiderstand charakterisiert werden. Außer von den Boden- und Reifenparametern hängen diese Werte vom Radschlupf und im entscheidenden Maß vom Reifenprofil ab.

Neuerdings hat sich die Finite-Elemente-Methode als geeignetes Mittel zur Simulation der Wechselwirkung Rad-Boden herausgestellt. Vorrangig ist hier das am IKK entwickelte Simulationsmodell "VENUS" zu nennen, welches große Fortschritte gebracht hat. Der Reifenprofileinfluß blieb bisher aber unberücksichtigt.

Aufbauend auf dieses Modell wird zur Zeit ein FE-Simulationsverfahren entwickelt, welches auch den Einfluß von Reifenprofil und Radschlupf auf nachgiebigem Boden berücksichtigt. Hierbei kommt für den Boden ein elastisch-plastisches Materialgesetz zur Anwendung. Die Nachbildung des profilierten Reifens erfolgt hier zunächst durch eine gleichförmig gezahnte Scheibe.

Es werden erste Simulationsergebnisse dargestellt, die sich einerseits mit der Bodenverformung befassen und andererseits die charakteristischen Größen freie Triebkraft, Umfangskraft und Rollwiderstand in Beziehung zum Radschlupf setzen. Außerdem wird eine Aussage über die Schlupfeinsenkung getroffen.

Smart Electromechanical AWD x AWB x AWA Intelligent Main Battle Tank

Elegante elektromechanische AWD x AWB x AWA Lösungen für intelligente Kampfpanzer

Prof. Dr. Bogdan T. Fijaikowski

Technische Universität Krakau, Krakau, Polen

Institut für Krafffahrzeuge & Verbrennungskraftmaschinen

Automotive Mechatronics Institution

Der derzeitige Stand und zukünftige Entwicklungen des elektromechanischen Allradantriebes (All-Wheel-Driven: AWD), Allradbremsung (All-Wheel-Braked: AWB) und aktive Radaufhängung (All-Wheel-Activated: AWA) für intelligente Kampfpanzer (Intelligent-Main-Battle-Tanks: IMBT) werden in diesem Artikel vorgestellt. Die Verwendung dieser neuen Konzepte von AWD-Antrieb, AWB-Bremsung und AWA-Federung für Kettenfahrzeuge eröffnet viele Möglichkeiten zur Verringerung von Treibstoffverbrauch bei fossilen und nicht-fossilen Kraftstoffen, Senkung von Anschaffungs- und Wartungskosten von Spurketten, Schutz des Bodens und bessere Verteilung der Antriebskräfte (Gesamtzugkraft) sowie Herabsetzung der gesamten Bewegungswiderstände der Spurkette und der Spurtiefe. Dies wird nicht nur durch die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit erreicht, sondern auch durch die Verringerung der Rollwiderstände aller elektromechanisch angetriebenen Stütz-, Lauf- und Spannrollen.

Ceramic Components In Tracks for Constraction Equipment

Keramikbauteile in Gleisketten für Baumaschinen

Karl-Friedrich Fischer, Dr. Michael Ketting, Mathias Woydt
Intertechnik AG;
Gevelberg, Deutschland

Der Gesamtverschleiß einer an kettengetriebenen Baumaschinen eingesetzten (ölgeschmierten) Gleiskette wird im wesentlichen durch den Verschleiß zwischen Kettenbuchse und Zahn des Antriebsrades bestimmt. Im allgemeinen kann man, insbesondere bei Dozer- und Lader-Anwendungen (z.B. Planierdraupe, Kettenlader), davon ausgehen, daß der Buchsenverschleiß - in Abhängigkeit vom Einsatzfall sowie dem Abrasivmedium - zwei- bis dreifach höher ist als z.B. der Verschleiß der Kettenglieder. Aus diesem Grund werden in der Praxis häufig Ketten umgebucht, d.h. die Buchsen der Ketten erfahren eine Mehrfachverwendung bzw. es werden in bereits gelaufene und partiell verschlissene Ketten neue Buchsen eingesetzt.

Um den Buchsenverschleiß der Kette um den Faktor der Verschleißbeständigkeit der Kettenglieder zu erhöhen, wurde *erstmal*s versucht, auf dem Gebiet der Baumaschinentechnik, die bisherigen Stahlbuchsen der Laufwerksketten durch Alternativmaterialien aus Keramik zu substituieren. Hierzu sind neueste Werkstoffqualitäten, z.B. Siliziumnitrid (Si_3N_4) in einem praxisnahen Verschleißtest mit einem - speziell für Verschleißuntersuchungen an Kettenlaufwerksbuchsen entwickelten - Prüfstand getestet worden.

Neben der Verschleißintensität unterschiedlicher Stahl-Keramik-Paarungen wurde, als kritischer Parameter, die Bruchlast der Keramikbuchsen ermittelt.

Außerdem galt es, im wesentlichen aufgrund der unterschiedlichen Elastizitätskoeffizienten der Werkstoffe Stahl (Kettenglied) und Keramik (Buchse), die Preßpassungen durch genauere Modellbildung (FEM-Analyse) zu optimieren, und zwar in bezug auf

- die technologische Sicherheit beim Verpressen des Kettenstranges,
- die Gewährleistung einer funktionsseitig ausreichend dimensionierten Preßverbindung zwischen Buchse und Kettenglied, sowie
- die Vermeidung des Aufbaues zusätzlicher Spannungen in den Keramikbauteilen.

Die ersten Versuchs- und Berechnungsergebnisse hierzu werden vorgestellt und diskutiert.

Off-Road Tyres with Emergency Capabilities

Geländereifen mit Notlaufeigenschaften

H. Haas

Hutchinson Industrie Produkte

Mannheim, Deutschland

Der Anwendungsbereich von gepanzerten Räderfahrzeugen hat sich in der Vergangenheit ständig ausgeweitet und umfaßt heute Aufgaben wie

- Aufklärung
- Mannschaftstransport
- Materialtransport
- Fliegerabwehr
- Brückenbau
- Raketenträger
- Kampffahrzeuge...

Die Erfahrungen aus verschiedenen Krisenherden haben gezeigt, daß es von größter Bedeutung ist auch bei völligem Druckverlust mit dem Fahrzeug aus dem Gefahrenbereich zu kommen. Dabei sind als Hauptursachen für ein mögliches Reifenversagen Beschuß und ungünstige Bodenbeschaffenheit zu nennen.

Als bewährte Sicherheitssysteme stehen Hutchinson VFI / VPPV zur Verfügung, welche beide die obengenannten Anforderungen erfüllen. Aufgrund der vielfältigen Vorteile dieser Systeme verwenden viele Armeen weltweit diese Produkte als Standardausrüstung für ihre Räderfahrzeuge.

Um bei geländegängigen Fahrzeugen mit Reifendruckregelanlagen die sichere Fixierung des Reifens in der Felge zu gewährleisten, bietet Hutchinson Bänder an, die wegen ihrer Funktionssicherheit die einzigen von der U.S. Army verwendeten sind. Außerdem wurden nunmehr spezielle Bänder für Straßenfahrzeuge entwickelt, die den Reifen nur einseitig in der Felge fixieren, und daher mit herkömmlichen schlauchlosen Reifen und einteiligen Felgen verwendet werden können. Wegen der ausgereiften Konstruktion werden alle Anforderungen, die an ein modernes Sicherheitssystem gestellt werden, erfüllt.

The Prediction of Soil Strength on the Basis of Climate Data as Criterion of Off-Road Mobility

Die Vorhersage der Bodenfestigkeit als Kriterium der Geländegängigkeit auf Basis von klimatischen Daten

D. Hinze

IKK- University of German Armed Forces
Hamburg, Deutschland

Die Mobilität eines Fahrzeuges auf einem bestimmten Boden hängt von der Bodenbeschaffenheit ab. Die Bodenbeschaffenheit hängt vom Bodentyp und den Parametern trockene Dichte und Feuchtigkeitsgehalt ab. Auf natürlichen Böden stellen innerhalb eines bestimmten Bereiches der Bodentyp und die Bodendichte praktisch konstante Parameter dar. Im Gegensatz dazu ist der Feuchtigkeitsgehalt nicht konstant aber von entscheidendem Einfluß auf die Bodenfestigkeit. Es ist von großer Bedeutung für die Beurteilung der Geländeeigenschaften, daß die Bodenfestigkeit indirekt proportional zum Feuchtigkeitsgehalt ist.

Bis jetzt mußte die Bodenfestigkeit jeden Tag von neuem gemessen werden, da keine Berechnung wegen des unbekanntem Parameters - dem Wetter - möglich war. Dieser Beitrag befaßt sich mit der Berechnung eines zukünftigen Feuchtigkeitswertes auf der Basis des bekannten aktuellen Feuchtigkeitswertes und dem Verlauf klimatischer Daten. In einem physikalischen und mathematischen Modell wird der Zusammenhang zwischen Bodenfestigkeit und Feuchtigkeitsgehalt beschrieben. Außerdem wird eine Änderung des Feuchtigkeitsgehaltes als Ergebnis der Wettersituation diskutiert. Die Beziehungen zwischen Klimadaten - Feuchtigkeitsgehalt - Bodenfestigkeit - Geländegängigkeit werden entwickelt, mathematisch beschrieben und auf verschiedenen Bodentypen verifiziert.

***Experimental and Theoretical Analysis of a Cohesive
Soil Shoving Process
(the Optimisation of the Process)***

**Experimentelle und theoretische Analyse kohesiven
Erdreichs beim Verschiebungsvorgang
(Optimierung des Vorganges)**

A. Jarzebowski, J. Maciejewski, D. Szyba, W. Trampczynski
Institut of Fundamental Technology Research
Polish Academy of Sciences, Poland

Erdverschiebungsarbeiten durch schweres Gerät wie Bagger und Raupen bei Bauarbeiten sind energetisch ineffizient und ihre Optimierung kann viel Energie einsparen. Obwohl der Erdverschiebungsprozeß selbst von größter Bedeutung bei diesem Problem ist, gibt es bis heute keine genaue Erklärung und Beschreibung.

Viele Anstrengungen wurden unternommen um solche Prozesse mit Hilfe der Plastizitätstheorie zu erklären, und mehrere theoretische Lösungen (für Statik und Kinematik) wurden unter der Annahme von starr-ideal plastischem Materialverhalten gewonnen. Obwohl eine Anzahl von Randwertproblemen auf diese Weise gelöst werden konnte, gibt es etliche Einschränkungen speziell im Fall komplizierterer Erdbewegungen.

Ein anderer Ansatz basierend auf kinematisch möglichen Mechanismen wurde später vorgeschlagen und in der Beschreibung von komplizierteren Erdbewegungen verwendet. Obwohl mehrere experimentell beobachtete Effekte damit beschrieben werden konnten, wurden keine aufwendigeren experimentellen Untersuchungen durchgeführt.

Der Zweck des hier vorgestellten Programms war die Ausführung von Experimenten betreffend die fortgeschrittene Phase der Erdbewegungsprozesse, um die so erhaltenen Ergebnisse mit den kinematisch verträglichen Lösungen der Plastizitätstheorie zu vergleichen und eine Optimierung der Prozesse vorschlagen zu können.

A New Type of Off-Road Tire, -Bionic Camel Foot Tire-

Ein neuer Geländereifen, -Kamelfußreifen-

Zhuang Jide, Qiu Xiding and Ji Xuewu
Department of Automobile Engineering,
Jilin University of Technology, Chang Chun, China

Basierend auf einer vergleichenden Studie über die Wechselwirkung eines Kamelfusses und Sand werden in diesem Artikel die Eigenschaften des Kamelfusses beim Gehen in der Wüste zusammengefaßt und ein neuer Typ von Geländereifen vorgestellt - Kamelfußreifen ("Bionic Camel Foot Tire" - BCFT), der die Vorteile des Kamelfusses aufweist. Außerdem werden die Traktionseigenschaften des BCFT mit konventionellen Reifen verglichen. Das Ergebnis zeigt, daß BCFT beim Fahren in der Wüste effizienter ist als konventionelle Bereifung.

Numerical Simulation of the Dynamic Behaviour of Agricultural Tractors

Numerische Simulation des fahrdynamischen Verhaltens von Traktoren

C. Kaplick
Technische Universität Berlin,
Institut für Maschinenkonstruktion,
Institutsbereich Landtechnik und Baumaschinen

Über Jahrzehnte hinweg war die Neuentwicklung und fahrdynamische Optimierung landwirtschaftlicher Traktoren verbunden mit einer überaus kostspieligen Prototypenfertigung sowie entsprechend langwierigen Prüfstands- und Feldversuchen. Durch den zunehmenden Einsatz numerischer Simulationsverfahren konnten parameterabhängige Änderungstendenzen im Fahrzeugverhalten schneller erkannt werden, untaugliche Lösungsansätze bereits vor dem Prototypenstadium verworfen und der Aufwand für Fahrversuche deutlich reduziert werden.

Dessen ungeachtet weist der rein numerische Ansatz noch immer Defizite hinsichtlich der quantitativen Vorhersagegenauigkeit auf. Spätestens in der industriellen Anwendung reicht es in der Regel nicht aus, lediglich Tendenzen zu erkennen, sondern hier ist die Rentabilität einer konstruktiven Maßnahme davon abhängig, daß die erzielte

Verbesserung ein ganz bestimmtes Maß erreicht, das vom Käufer subjektiv nachvollziehbar ist und entsprechend honoriert wird.

Es ist unumstritten, daß trotz bedeutender Fortschritte auf diesem Gebiet keineswegs alle Effekte im Reifen bzw. in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn abschließend erforscht und folglich mit den bislang existierenden Traktormodellen auch nicht vollständig abgedeckt sind. Der Versuch jedoch, alle nur denkbaren Effekte zu berücksichtigen, erscheint im übrigen wenig sinnvoll, da dies zu - im strengen Sinne der Mechanik - "schlechten" Modellen führen, die ohnehin kritische Parameterversorgung weiter erschweren und die Rechenzeiten beträchtlich erhöhen würde.

Einen grundsätzlich anderen Ansatz stellt die Anpassung der vorhandenen Modelle und Parameter an die Ergebnisse experimenteller Vergleichsuntersuchungen dar. Dies ist zweifellos zulässig, wenn es gelingt, aus entsprechenden Versuchsdaten eine empirische Anpassungsvorschrift abzuleiten und deren Allgemeingültigkeit - zumindest für eine bestimmte Fahrzeug-Klasse - auf einer breiten Basis von Versuchsdaten abzustützen.

Der vorliegende Beitrag beschäftigt sich mit Fragen der Modellanpassung an experimentelle Versuchsergebnisse und berichtet über neue Ansätze zur symbolischen Modellbeschreibung und Ergebnisinterpretation mittels CA-basierter Darstellungs- und Animationsverfahren.

Environmental Friendly Fuel for Diesel Engines in Off Road Vehicles

Umweltfreundliche Kraftstoffe für Dieselmotoren in Geländefahrzeugen

W. E. Kiehtreiber

Altfettmethylester Produktionsges. m.b.H.

Margarethen am Moos, Austria

Der Beitrag präsentiert die Anwendungsgebiete, die Erzeugung und die Eigenschaften eines umweltfreundlichen Kraftstoffes. Mobilität im Gelände sollte nicht nur den Boden schonen, sondern auch durch leicht abbaubare Kraftstoffe und geringe Abgasemissionen die Umwelt möglichst wenig belasten, insbesondere in ökologisch sensiblen Gebieten.

State of the Art Report of the Mobility Research in Hungary

Bericht über die bisherigen "Mobilitätsforschungen" in Ungarn

Lajos Laib

associate professor

University of Agricultural Sciences, Gödöllő, Hungary
Department of Automotive and Thermal Technology

Der Autor veröffentlicht erstmalig eine detaillierte Beschreibung des Ungarischen Armee Mobilitätsmodell (HAMM). Verschiedene Organisationen und Behörden haben in den letzten Jahren in zunehmenden Maß dieses Modell als Hilfsmittel verwendet um ihre Fahrzeugflotten zu erneuern. Der Artikel beschreibt das Modell selbst und zeigt zusätzlich, wie es angewandt wird um das Verhalten einiger Fahrzeuge zu bewerten.

Tractive Performance of a Four Wheel Drive Vehicle Moving up a Sloped Weak Terrain

Zugkrafteigenschaften eines Vierradfahrzeuges auf geneigtem schweren Gelände

T. Muro

Ehime University of Japan, Matsuyama, Japan

Das Prinzip der Zugkraftübertragung eines 5.88 [kN] schweren, zweiachsigen und allradgetriebenen Fahrzeugs beim Befahren eines geneigten, sandigen schweren Geländes wird theoretisch untersucht. Bei gegebenen Abmessungen des Fahrzeugs und Gelände-Reifen Systemparametern werden die Beziehungen zwischen Zugkraftaufwand des Fahrzeuges, Einsinkung der Vorder- und Hinterräder sowie Schlupf anhand einer Simulationsmethode untersucht. Der optimale Zugkraftaufwand und die Schwerpunktlage des Fahrzeuges um die maximale effektive Zugkraft zu erreichen, können mit dem analytischen Simulationsprogramm erklärt werden. Die Ergebnisse der Studie zeigen, daß die optimale Exzentrizität e_{opt} bei einer Krafteinleitungshöhe von $H=14$ [cm] immer bei -0.20 und -0.25 für einen Hangwinkel von $\beta=\pi/36$ [rad] bzw. $\beta=\pi/18$ [rad] liegen sollte. die optimale Höhe der Krafteinleitung H sollte immer bei 14 [cm] liegen, bei einer Exzentrizität der Schwerpunktlage von $e=-0.20$ und einem Neigungswinkel von $\beta=\pi/36$ [rad].

***Terramechanical Experiments in Soil Bins -
The ISTVS Publications Review (1984-1993)***

**Terramechanische Versuche in Erdwannen.
Übersicht der Veröffentlichungen von ISTVS
(1984-1993)**

Dr. M. M. Poncyliusz, A. Mastalinski
Technische Universität Warschau

Im Referat wurde die Rolle der mit losem Medium ausgefüllten Wannen, Kanälen und Kisten als Hauptkomponenten der Versuchsstände besprochen. Diese Versuchsstände wurden in den Forschungsversuchen verwendet, welche in den Veröffentlichungen von ISTVS beschrieben worden sind, grundsätzlich im Journal of Terramechanics, als auch in europäischen und internationalen Konferenzunterlagen. In der Übersicht wurden über 700 Veröffentlichungen aus den letzten 10 Jahren betrachtet.

***The Turning Resistance of Tracked Vehicles,
influenced by Lateral Elasticities of the
Running Gear and the Tracks***

**Der Einfluß von Querelastizitäten in Laufwerk und
Kette auf das Wendeverhalten von
Gleiskettenfahrzeugen**

Dipl.-Ing. Stefan Pott
Institut für Krafftahwesen und Kolbenmaschinen
Universität der Bundeswehr Hamburg, Deutschland

Zusätzlich zu den Fahrwiderständen bei Geradeausfahrt tritt während der Kurvenfahrt von Gleiskettenfahrzeugen, bedingt durch das seitliche Gleiten der Ketten, der Wendewiderstand auf. Dabei werden seitlich Reibungskräfte an den Ketten induziert, die das Wendewiderstandsmoment verursachen. Dem halten bei Kurvenfahrt sehr hohe Triebbradmomente das Gleichgewicht. Bisherige analytische Modelle zur Beschreibung des Wendewiderstands berücksichtigen den komplexen Reibungszustand nur unzureichend, sie basieren entweder auf dem Prinzip der isotropen Coulomb'schen Reibung oder auf empirischen Untersuchungen.

Das am Institut für Krafftahwesen und Kolbenmaschinen der Universität der Bundeswehr Hamburg neu entwickelte analytische Modell MEMOKET (MEchanisches ErsatzMOdell für das Wenden von KETtenfahrzeugen) benötigt keine

empirischen Messungen mit dem Gesamtfahrzeug mehr. Konstruktive Laufwerksparameter wie Reibungseigenschaften der Gummilaufpolster und insbesondere die Querelastizitäten von Gummilaufpolster, Gleiskette und Laufwerksaufhängungen mit ihren seitlichen Federraten werden bei der Simulation berücksichtigt. Der Modellaufbau wird vorgestellt, wichtige Ergebnisse wie Parametervariationen zur konstruktiven Minderung des Wendewiderstands können diskutiert werden.

Einen anderen Weg zur umfassenden kinematischen und dynamischen Untersuchung beschreitet SIMKET (SIMulation der Fahrdynamik eines KETtenfahrzeugs) unter Benutzung des Starrkörpersimulationsprogramms ADAMS.

Sowohl mit MEMOKET als auch mit SIMKET können aufwendige Feldmessungen mit dem Gesamtfahrzeug künftig weitgehend vermieden werden, Ergebnisse beider Modelle werden mit Feldmessungen und bisherigen analytischen Modellen verglichen. Ein Überblick der weiteren Entwicklungsmöglichkeiten dieser Modelle wird gegeben.

Mobility has reached a new Dimension - The Bv 206

Die Beweglichkeit hat eine neue Dimension hinzugewonnen - Der Bv 206

Wulf Rinke

Hägglands Vehicle GmbH

Am Beginn der Entwicklung des Bv 206 stand die Forderung des Materialamtes der Schwedischen Armee nach einem Fahrzeug, das jeden Ort Schwedens zu jeder Jahreszeit erreichen kann. Das Fahrzeug wurde daher sowohl für rasche Straßenfahrten als auch für steinigtes Gelände und im Speziellen für Sümpfe, Schnee und kurze Schwimmstrecken im Wasser ausgelegt. Dabei wurde besonderes Augenmerk auf niedrige Erhaltungskosten gelegt.

Diese hohe Beweglichkeit wird durch ein zweiteiliges, gelenkig verbundenes Fahrzeug erreicht, das vier breite, angetriebene Ketten mit konventionellen Differentialen besitzt. Diese Konstruktion ermöglicht volle Zugkraft auch bei engen Kurvenfahrten. Der modulare Aufbau besteht aus leichtem GFK oder Stahl und ermöglicht eine Vielzahl von funktionellen Fahrzeugvarianten.

Die gepanzerte Version, der Mannschaftstransporter Bv 206 S weist bei hohem Schutzvermögen geringstes Gewicht auf, was durch eine Reduzierung sowohl des Gesamtvolumens als auch der Zuladung erreicht werden konnte. Das Fahrzeug gewährt Schutz gegenüber Infantrieschoßen, Tretminen und Splintern und bleibt auch bei Beschädigung einer Kette manövrierfähig. Wegen der verringerten Bauhöhe kann das Fahrzeug nun auch in den schweren Transporthubschraubern CH 47 Chinook und CH 53 verladen werden.

Neben dem militärischen Verwendungszweck wird das Fahrzeug wegen seiner ausgezeichneten Geländegängigkeit auch von Hilfsorganisationen wie Feuerwehren und Katastrophenschutz eingesetzt. Auch für die Überwachung und Wartung von Pipelines und Stromleitungen, für Forschung und Erkundung sowie Umweltschutz und Tourismus eignet sich der Bv 206 hervorragend.

The Bucher-DURO - a Vehicle Concept for the Future

Der Bucher-DURO - ein Fahrzeugkonzept für die Zukunft

H. Sasse

Bucher - Guyer A.G., Zürich, Schweiz

Der Bucher-DURO wird von einem Sechszylinder-Dieselmotor mit Abgasaufladung angetrieben. Wesentlich ist die Anordnung als Mittelmotor, die niedrigen Schwerpunkt, gute Gewichtsverteilung und modularen Aufbau ermöglicht. Für die Kraftübertragung wird ein Viergang-Automatikgetriebe mit hydraulischer Schaltung verwendet, das ebenso wie die Verteiler- und Differentialgetriebe vor der Hinterachse liegt. Um die auftretenden Momente im Antriebsstrang möglichst gering zu halten, werden in den Radnaben aller Räder die gleichen Untersetzungsgetriebe eingesetzt.

Als Radaufhängung wurde eine verbesserte De-Dion - Aufhängung verwendet, die zusammen mit der nunmehr gefederten Bremsenmasse eine deutlich verbesserte Dynamik aufweist. Eine gute Anpassung des Fahrwerks an den Untergrund wurde durch große Federwege und geringe Rollsteifigkeit erreicht, deren nachteilige Auswirkungen im Straßenbetrieb durch patentierte Stabilisatoren ausgeglichen werden. Der torsionssteife Rahmen aus geschweißten Stahlprofilen erlaubt eine Vielfalt von Aufbauten und eine problemlose Verbindung mit der Fahrerkabine.

Die Fahrerkabine ist eine Aluminiumkonstruktion, die Gewicht spart und für mittlere Produktionsserien kostengünstig ist. Die Palette möglicher Aufbauten reicht vom Mannschaftstransporter über den Kommandowagen bis hin zum Universaltransporter. Die Zeitdauer für den Wechsel des Aufbautyps beträgt lediglich 20 Minuten.

The new Dornier Foldable Bridge DOFB

Die neue Dornier Faltbrücke DoFB

Peter Schmidt, Siegfried Bäumel
Eurobridge, Mobile Brücken GmbH

In allen Phasen einer Militäroperation ist die Truppenbeweglichkeit ein kritischer Punkt. Die Anforderungen an die Beweglichkeit der dabei verwendeten Fahrzeuge hat kontinuierlich zugenommen. Wenn jedoch natürliche oder künstliche Gräben sowie zerstörte Brücken nicht überwunden werden können wird auch die Beweglichkeit von modernen Fahrzeugen nutzlos. Aus diesem Grund sollte bei militärischen Einsätzen entsprechendes Gerät wie mobile Brücken bereits bei der Planung berücksichtigt werden.

Grundsätzlich kann gesagt werden, daß die Bedeutung der Beweglichkeit von transportablen Brücken auf der Straße und im Gelände aufgrund von taktischen Erfordernissen ständig zugenommen hat. Das selbe gilt für die Anforderungen an kürzere Errichtungszeiten wegen der zunehmenden Fortbewegungsgeschwindigkeiten der Truppen.

Das vorliegende Beispiel der Dornier Faltbrücke (DoFB) zeigt wie die beiden anscheinend widersprechenden Erfordernisse der hohen Beweglichkeit und der kurzen Errichtungsdauer durch Optimierung der Brückenbauteile erfüllt werden konnten. Außerdem werden die Fähigkeiten zur Erhöhung der Beweglichkeit durch die neue Konstruktion dargestellt.

Steyr 8090 & Seppi M. Miniforst Assembly at silvicultural Work

Steyr 8090 & Seppi M. Miniforst Aggregat bei waldbaulichen Arbeiten

S. Sever, D. Horvat, K. Jelcic
Universität Zagreb, Kroatien

Die Stieleichenwälder sind die wertvollsten Forstbestände in Kroatien, so daß ihrer natürlichen Verjüngung und Pflege eine ganz besondere Aufmerksamkeit gewidmet wird. Viele waldbaulichen Arbeiten beim Jungbestandaufbau von Eichenwäldern müssen mechanisiert werden, unter anderem auch wegen Mangel an Arbeitskräften - ein Problem, das in diesen Zeiten der wirtschaftlichen Umwandlung und sozialer Umbrüche besonders deutlich hervortritt. Dieser Beitrag beschäftigt sich mit dem Forstmulchgerät Seppi M. Miniforst und dem in diesem Falle als Antriebs-, bzw. Trägerfahrzeug eingesetzten Steyr 8090 Schlepper. Der Schlepper trägt die Werkzeugmaschine und treibt sie an, wobei er unter bestimmten Umständen auch andere Beiträge zur Verwirklichung von technologischen Aufgaben leistet.

Dieses Aggregat hat **zwei verschiedene Einsätze:**

1. Bildung und Aufrechterhaltung von Schneisen, die das Jungbestand feiner aufteilen und gleichzeitig als Transportnetz in dem selben dienen.

2. Waldbodenvorbereitung bei der natürlichen Bestandsverjüngung.

Diese Ziele werden gewöhnlich auf drei verschiedene Weisen verwirklicht:

- A1 - Jungbestandzerkleinerung oberhalb einer gewissen Höhe vom Waldboden gerechnet (z.B. 20 30 cm) beim ersten Durchgang.
- A2 - Finale Waldbodenvorbereitung beim zweiten Durchgang; Holzzerkleinerung mit Zerstörung des Wurzelsystems bis zu einer bestimmten Tiefe im Waldboden (z.B. 2 3 cm) - es ist kennzeichnend für die Bodenvorbereitung zur natürlichen Verjüngung der mit dickeren Pflanzen bewachsenen Flächen.
- B - Jungbestandzerkleinerung bis zur Waldbodenoberfläche - typisch für Bildung von waldbaulichen Schneisen
- C - Jungbestandzerkleinerung mit der gleichzeitigen Waldbodenvorbereitung bei einem einzelnen Durchgang - wie bei A, aber für Flächen, die mit dünneren Pflanzen bewachsen sind. Auf diese Weise ist es möglich, die waldbaulichen Wege teilweise zu erneuern.

Wegen technischer Probleme, die an den Transmissionselementen auftraten, wurden für die o.g. Verfahren Drehmomente an der PTO-Welle gemessen.

In den Tabellen 1 und 2 sind einige charakteristische Ergebnisse angeführt:

Tabelle 1: Versuchsfläche Slavir, Schneisenbau

VERFAHREN	ARBEITSBEDINGUNGEN										
	SEHR SCHWER		SCHWER		MITTEL		LEICHT		SEHR LEICHT		
	GESCHWINDIGKEIT, m/s										
	0,076	0,186	0,093	0,145	0,2	0,214	0,328	0,23	0,78	0,15	0,885
DREHMOMENTDURCHSCHNITTWERTE, Nm											
A1	202	358		228	282	200	344				
A2	297	516		300	517	470					
B						511	389				
C			470	470			367	475	336	250	257

Tabelle 2: Versuchsfläche Otocke sume, Waldbodenvorbereitung

VERFAHREN	ARBEITSBEDINGUNGEN							
	SEHR SCHWER		MITTEL		LEICHT		Wegen rekonstru.	
	GESCHWINDIGKEIT, m/s							
	0,103	0,152	0,145	0,286	0,308	0,678	0,14	0,308
DREHMOMENTDURCHSCHNITTWERTE, Nm								
A1	300	358	135	150	100	131		
A2	440		305	383	415			
B								
C							300	490

In der Abhängigkeit von den Arbeitsbedingungen und -verfahren können grundsätzlich folgende Schlußfolgerungen gezogen werden:

- leichtere Arbeitsbedingungen ermöglichen es, mit grösseren Geschwindigkeiten zu arbeiten;
- beim Eindringen des Mulchgerätwerkzeugs in den Waldboden treten, ungeachtet um welchen Durchgang (ersten oder zweiten) es sich handelt, hohe Drehmomente auf;
- beim Eindringen des Mulchgerätwerkzeugs in den Waldboden sind die Drehmomente wesentlich von der Bewegungsgeschwindigkeit des Aggregats abhängig;
- durch den Einbau von Fliehkraftsicherheitskupplung wird kein Schutz der Schleppertransmission von Spitzenstoßbelastungen gegeben.

A Single Track Module in Multi-Body Systems Sense for Simulation of Steering of a Vehicle on Hard Ground

Ein Einzelkettenmodul im Mehrkörpersystem zur Simulation des Lenkens eines Fahrzeuges auf harter Fahrbahn

M. Sc., Ph.D. candidate Dag Thuvesen

Machine and Vehicle Design

Chalmers University of Technology GÖTEBORG, Schweden

Das seit kurzem vorhandene Angebot an Software für Mehrkörpersysteme (Multi-Body Systems - MBS) eröffnet neue Möglichkeiten für die Berechnung von transienter und nichtlinearer Fahrzeugdynamik. Zu diesem Zweck muß ein Modul für eine Einzelspur entwickelt werden, welches bei Straßenfahrzeugen das Reifenmodell ist, um eine aussagekräftige Simulation der Lenkdynamik von Kettenfahrzeugen zu ermöglichen.

Das Einzelkettenmodul muß die momentane Normalbelastung berücksichtigen, und zwar sowohl den Betrag als auch den Angriffspunkt, welche längs der Kette aber nicht notwendigerweise quer dazu veränderlich sind. Die Lastverteilung längs der Kette hat eine realistische Voreinstellung, die jedoch geändert werden kann. In einem ersten Schritt wurde ein Modul für ebenen, harten Boden entwickelt. Die Ketten-Boden Wechselwirkung wird dann durch konsistente grundlegende Gleichungen beschrieben, die auch anisotrope Coulomb-Reibung zulassen.

Die ebene Relativbewegung zwischen Kette und Boden, welche als Rotation um einen Momentanpol beschrieben wird, ist die bewegungsabhängige Eingangsgröße für das Modul. Diese Bewegung bewirkt ebene Reibungskräfte, die zu einer resultierenden Kraft auf einer bestimmten Wirklinie zusammengefaßt werden können. Der Betrag der Kraft und die Richtung bzw. Orientierung der Wirklinie sind die Ausgangsgrößen des Moduls.

Für die oben beschriebenen Berechnungen wurden Algorithmen entwickelt und ausgeführt, die mit anderer MBS-Software wie ADAMS oder DADS gekoppelt werden können.

***Effect of the Way the Load Applies
on the Bearing Capacity of Dry-Loose Sand***

**Einfluß der Art der Lastenaufbringung auf die
Tragfähigkeit von trockenem lockerem Sand**

Ji Xuewu, Zhuang Jide and Qiu Xiding
Department of Automobile Engineering,
Jilin University of Technology, Chang Chun, China

Die Tragfähigkeit von trockenem, losem Sand stellt eines der Schlüsselprobleme beim Fahren von Fahrzeugen in der Wüste dar. Diese Tragfähigkeit wird stark von der Art der Lastaufbringung beeinflusst. Auf der Grundlage von Einsink-Tests mit Platten werden die Auswirkungen von zwei unterschiedlichen Lastaufbringungsarten auf die Tragfähigkeit im losen Sand untersucht. Zuerst wird die Platte horizontal gehalten und die Richtung des Lastangriffs gemessen an der Normalen wird zwischen 0° und 30° variiert. Dann wird die Last immer normal auf die Platte nachgeführt, während der Winkel zwischen Platte und Sandoberfläche zwischen 0° und 30° verändert wird. Die Ergebnisse zeigen, daß die Tragfähigkeit im ersten Fall größer ist als im letztgenannten.

*Ground Vehicle Performance Optimization
Using the Genetic Algorithm*
**Leistungsoptimierung von Landfahrzeugen
mit Hilfe genetischer Algorithmen**

James L. Overholt, Ashraf A. Zeid & Mikell K. Eiler
U.S. Army TARDEC
Mobility Technology Center
Warren, MI 48397-5000

Der vollständige Beitrag ist nicht eingelangt.

A single track module in multibody systems sense for simulation of steering of vehicles on hard ground

Dag Thuvesen

Machine and Vehicle Design
Chalmers University of Technology
S-412 96 Göteborg, Sweden

Abstract

Recently available Multibody Systems (MBS) software has opened new and powerful opportunities for analysis of transient and non-linear vehicle dynamics. In order to enable versatile simulation of steering dynamics of tracked vehicles, a module for a single track has to be created, cf. the tire model for road vehicles.

The track module must take into account the instantaneous normal load: both its magnitude and the point of resulting action, which may vary along, but not across, the track. The load distribution along the track has been given a realistic default shape, which, however, may be modified. In a first step a module has been developed for flat, rigid ground. The track-ground interface is then modeled by consistent constitutive equations, allowing for anisotropic Coulomb friction.

The 2D relative motion between track and ground, interpreted in terms of rotation about a specified spin pole, is the motion related input to the module. This gives rise to 2D frictional forces. The resulting action of the frictional forces, which is a single force, acts along some specific line. The force magnitude and its action line are the output quantities from the module.

Algorithms have been developed for the above mentioned type of analysis, especially fitted to interact with MBS software, such as ADAMS or DADS.

1 Introduction

Modern Multibody Systems (MBS) software, like ADAMS or DADS, has opened powerful opportunities for analysis of non-linear vehicle dynamics. In order to enable versatile simulation of road vehicles (wheeled vehicles), the software companies already have developed a module for a tire, referred to as a tire module. Similar in-house modules have also been developed by most major car manufacturing companies. A module for a single track, referred to as a track module, compared to that of a tire, is yet to be created. This paper deals with the basic ideas of such a track module.

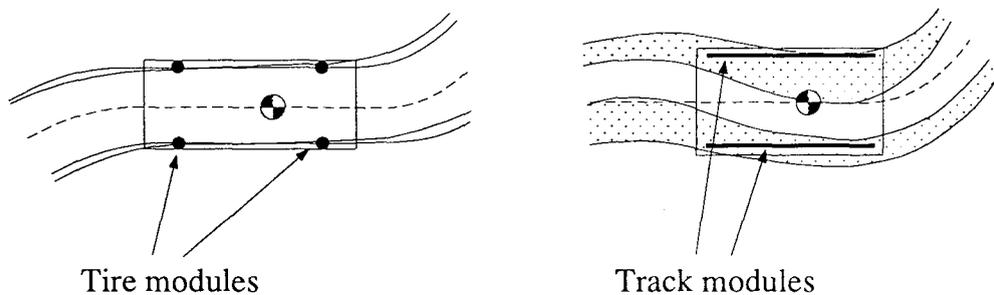


Fig. 1 Wheeled vehicle compared to a tracked vehicle in a transient steering maneuver

In order to simulate a steering maneuver, MBS software could be used to model all relevant parts of the vehicle, every link in the track, the suspension system etc. This would require a whole lot of work. Instead, dividing the system into different modules, as done when analyzing wheeled vehicles, would be more appropriate. The chassis of the vehicle, as one module, connected to four tire modules, see Fig. 1, would make a sufficient model in the most simple analysis.

The tire module obtains its input in terms of motion of the chassis and it will calculate the forces between the ground and the tire. The output from the module is the forces and moments from the tire back to the chassis. This system has four contact points and it would therefore seem to be statically overdetermined. This is solved by having vertical elasticity in each tire module. Using the same kind of modular approach when simulating a tracked vehicle, two track modules, instead of the four tire modules, connected to the chassis, would make a simple but sufficient model, cf. Fig. 1. This system, with two contact on the ground,

would seem to be an underdetermined system, or with two line contacts, rigidly connected to the chassis, the system would be overdetermined. To solve this, the contact between the ground and the track is modeled by a joint that only allow translations in the ground plane. In the connection between the chassis and the track there is a revolute joint with a torque spring. This modular thinking would make the modeling and the analysis an easy task.

Noticeable is that the points of contact of the wheeled vehicle generate contact lines, while the tracked vehicle with line contacts generates paths of some width, when turning, cf. Fig. 1.

When regarding the track as a simplified module, some information will inevitably be lost. This will, referring to earlier results [1] [2], not influence the analysis of the steering behavior noticeably. However, motion resistance and slip might be affected.

The track module, described in this paper, will be restricted to hard ground and the assumption of a stiff track, originally applied by Merritt [3] and Jakobsson [1].

The present paper is based on the work done by Gerbert and Olsson presented in a paper 1982 [2] and on Jakobsson's dissertation 1947 [1]. Jakobsson analyzed vehicle tracks in a steady-state motion in a curve. Gerbert and Olsson presented a more general analysis of motion of tracked vehicles including transient steering.

The intention with this paper is to present the concept of a track module and describe the theories upon which this track module is based. Future work is planned to treat:

- a. a realistic vehicle model and a steering transmission, used on hard ground
- b. the prediction of a vehicle path when the vehicle performs a transient steering maneuver
- c. the verification of the predicted vehicle path via experiment
- d. the selection of a 2D ground model to allow tangential deformable ground
- e. items a – c with deformable ground (if possible)

2 Requirements on the track module

The main purpose of creating the track module is to enable versatile analysis of a transient steering maneuver. The module is to be used in conjunction with an MBS program package, like ADAMS or DADS.

The track-vehicle system consisting of separate modules, will seem to produce a statically underdetermined system. This has to be prevented. The track module has to allow for dynamical equilibrium.

3 The module interfaces

The module should be connected to the surroundings to create a track vehicle system, used for the analysis. The following parts should interface with the module:

- chassis
- drive shaft
- ground

The interface between the module and the chassis is easily modeled by components already defined in the MBS programs. So is the drive shaft interface. The ground interface has to be modeled by special algorithms, discussed later.

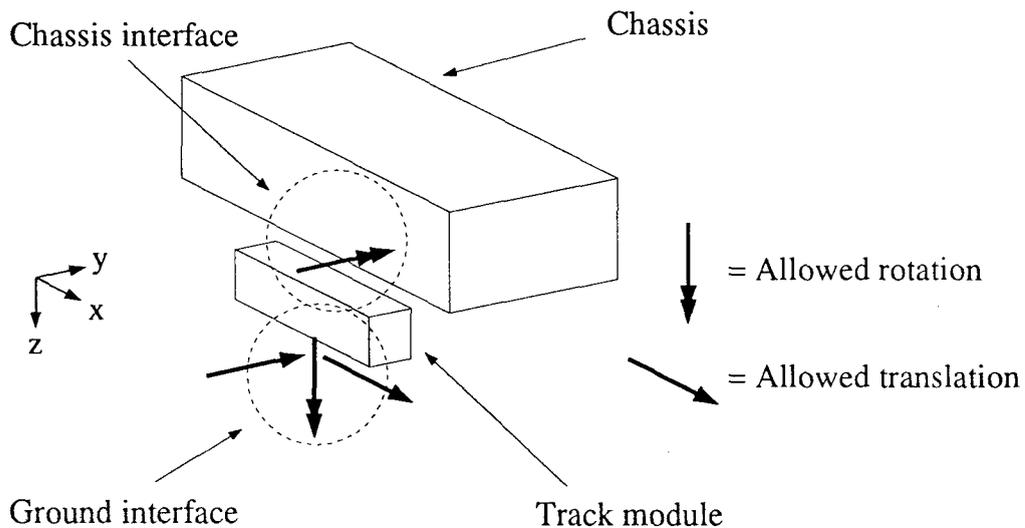


Fig. 2 The ground and the chassis interfaces and their allowed degrees of freedom

4 The chassis interface

There are various ways to model the interface between the module and the surroundings. Using an MBS program, joints are defined between bodies or modules. Joints allow different degrees of freedom, depending on which kind of joint that is to be used. The interface between the chassis and the module is modeled with a joint that only allow one degree off freedom, the rotation about the y-axis, see Fig. 2. This will allow the

chassis to tilt relative to the track module. The other two rotational and the three translational degrees of freedom will not be permitted. There also has to be a relatively stiff torque spring to control the rotation of the chassis.

5 The drive shaft interface

The drive shaft interface has to allow for equilibrium between the longitudinal track forces and the torque from the drive shaft. This equilibrium must not include vertical forces like normal load.

6 The track-ground interface

The track-ground interface is modeled with a joint that allows translation in the ground plane and rotation about the vertical axis, see Fig. 2.

Since the ground is only two dimensional, the forces in the track-ground interface could be separated into the vertical and the horizontal forces.

6.1 The vertical forces

To simplify the track module, compared to a real track, the distribution of the normal load across the track is disregarded. The resulting action may shift location along the track due to vehicle geometry. Vehicle dynamics, arising from acceleration or steering, will also affect the normal load. The load distribution along the track has been given a realistic default shape, in this case linear, see Fig. 3. The default shape may be modified. The track module must take into account the instantaneous normal load, both its magnitude and the point of resulting action.

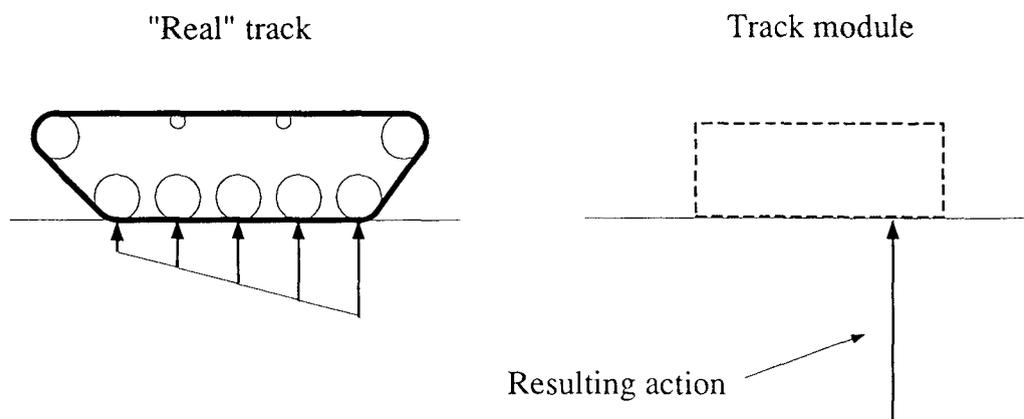


Fig. 3 Default shape of the normal load distribution and the resulting action on the module

6.2 The horizontal forces

Assuming the ground and the track as stiff, the frictional forces could then be described by Coulomb friction. This module will use isotropical Coulomb friction but can easily be modified to anisotropical friction.

The track motion comes from two components. First the track motion in the ground plane is the same as for the chassis (motion other than in the ground plane is not permitted). Secondly the track moves relative to the chassis. This gives rise to a two dimensional motion/rotation in the ground plane.

The module treats motion on the basis of the concept of spin poles. In a point, at some distance from the track (could also be on the track), there is no sliding velocity relative to the ground, but only a rotational speed, see Fig. 4. Thus, it is the instantaneous center of the track. This point is referred to as the spin pole (according to reference [4]). Using this spin pole, the normal load distribution and assuming friction being counterdirected the relative motion, the resulting frictional force can be calculated.

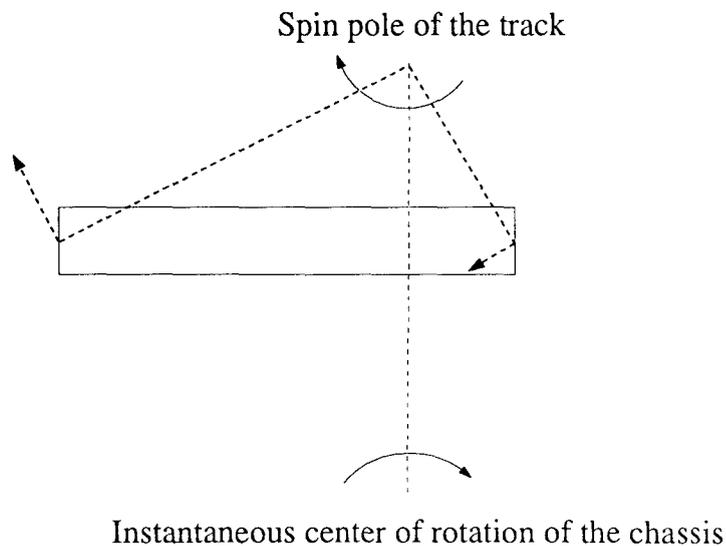


Fig. 4 Spinpole of a track in a curve

The calculation gives the force magnitude and its unique action line. The location/orientation of the action line makes it possible to define a force pole, see Fig. 5. The force pole has to be defined referring to some point of reference.

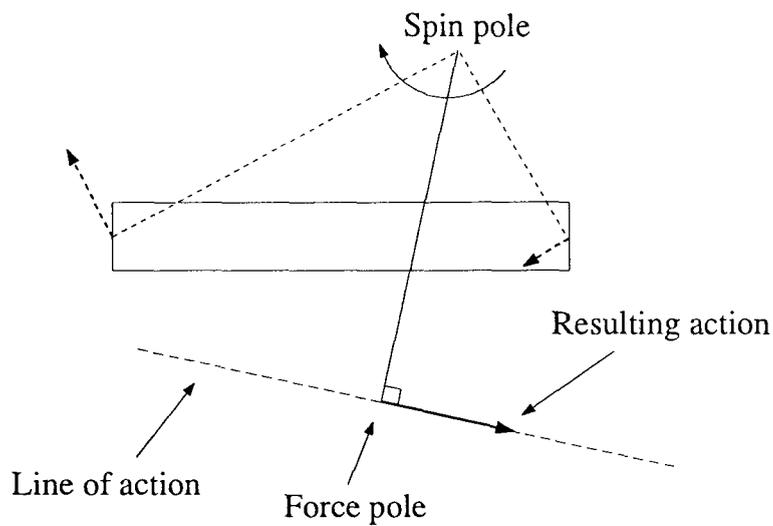


Fig. 5 Action line, spin pole and a possible definition of force pole of a track

7 User defined input

In order to model a specific track, the user has to define some basic characteristics. One of these inputs has to be the length of the track. To model a different normal load distribution than the default shape, the user has to, at least, define the number of road wheels.

The mass properties of the module and the sprocket radius also have to be assigned.

The ground property is defined by assigning the coefficient of dry friction.

8 Conclusion

Since the dynamical behavior of a tracked vehicle is complicated, this track module is a versatile and timesaving tool for the analysis and prediction of the steering performance of the vehicle. An analysis of this kind will give numerous data indispensable in the early stages of the design process of tracked vehicles.

The track module, in its first generation, is now under evaluation considering numerical accuracy and computer efficiency.

References

- [1] Jakobsson B. Styrning av bandfordon (On steering of tracked vehicles). Dissertation (in Swedish), 1947. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- [2] Olsson K.-O. Gerbert G. On track vehicles running through curves. Division of Machine Elements, Chalmers University of Technology, Lund Technical University, 1982.
- [3] Merritt H. E. Some considerations influencing the design of high-speed track-vehicles. *The Inst. of Automobile Engineers*, pages 398–430, 1939.
- [4] Mägi M. On efficiencies of mechanical coplanar shaft power transmissions. Dissertation, 1974. Division of Machine Elements, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.

MOBILITY HAS REACHED A NEW DIMENSION

- THE Bv 206 -

Wulf Rinke
HÄGGLUNDS VEHICLE GmbH

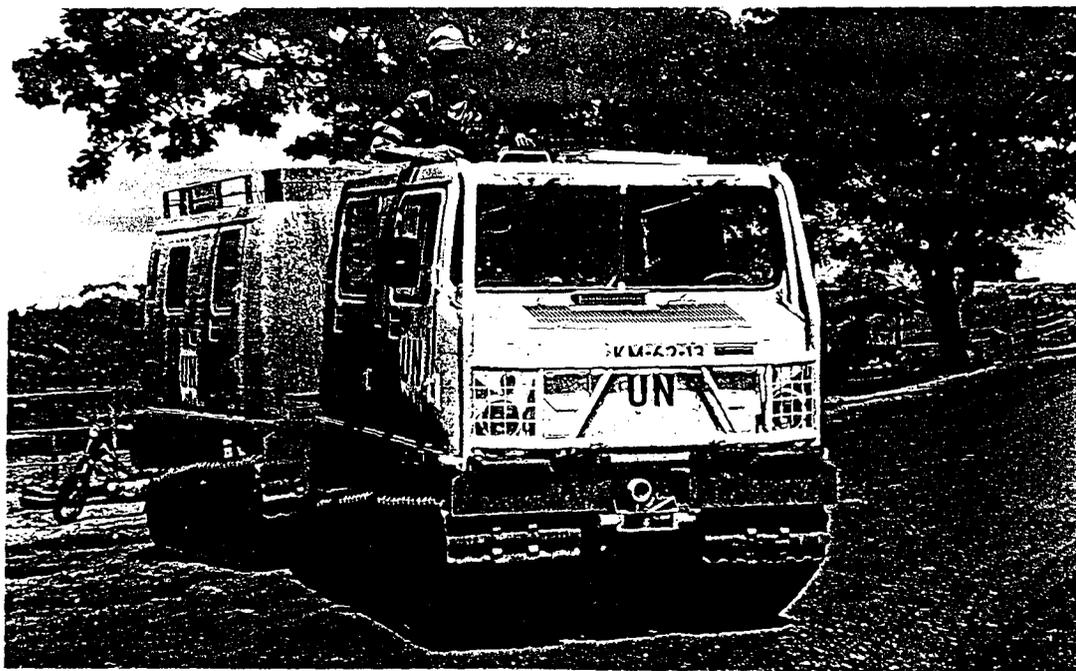
In the seventies the Swedish Army Material Administration demanded shortly and precisely from the vehicle manufacturers that it must be possible to reach every destination in Sweden at every time of the year.

This demand, however, is more complex than it might seem at first sight: the vehicle must not only be able to drive speedily on roads, it must also be able to overcome swamps, to swim through stretches of water, to climb over rock debris and it must be absolutely suitable for snowy conditions.

There was also a very high requirement on reliability, availability and maintainability.

On top of this there was a requirement that the maintenance cost for the vehicle was to be stated in the tender and to be tested on production vehicles and have a considerable influence on the price of the vehicle.

The concept presented by Hägglunds Vehicle AB met all these demands.

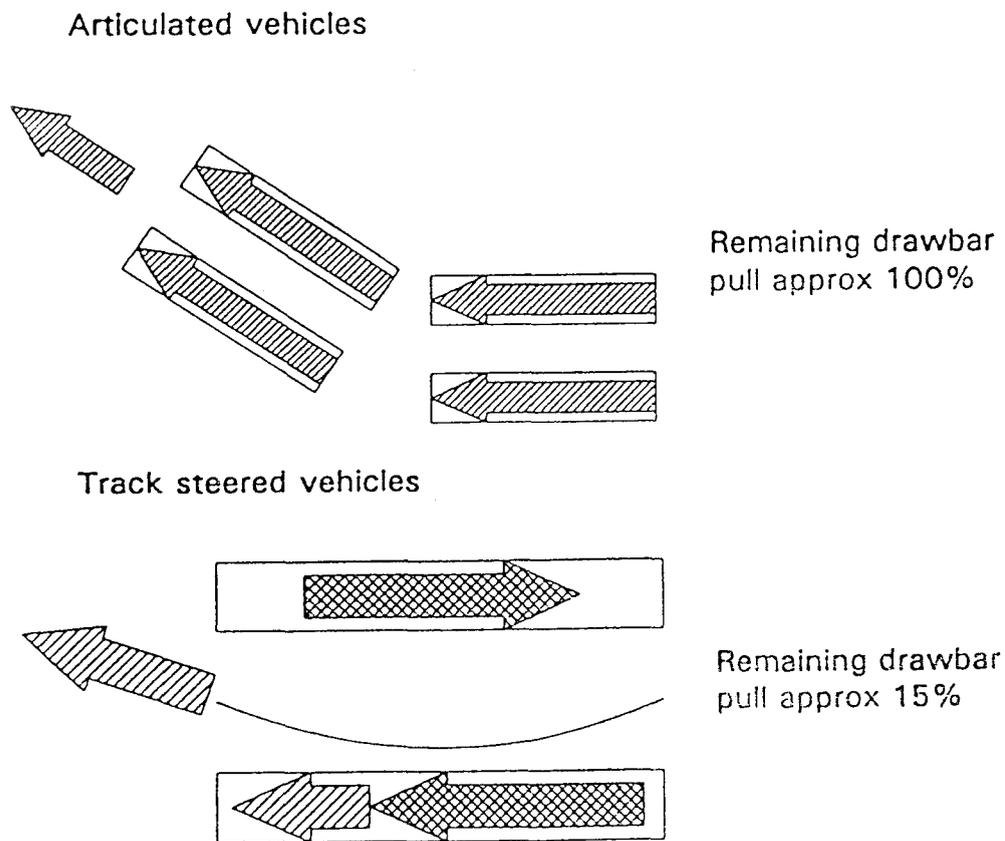


In the beginning of the eighties the vehicle was finally ready to go into production, after demanding tests under the most difficult conditions had been conducted.

So far more than 10.000 vehicles have left the factory and are being used in 24 countries including 8 NATO nations.

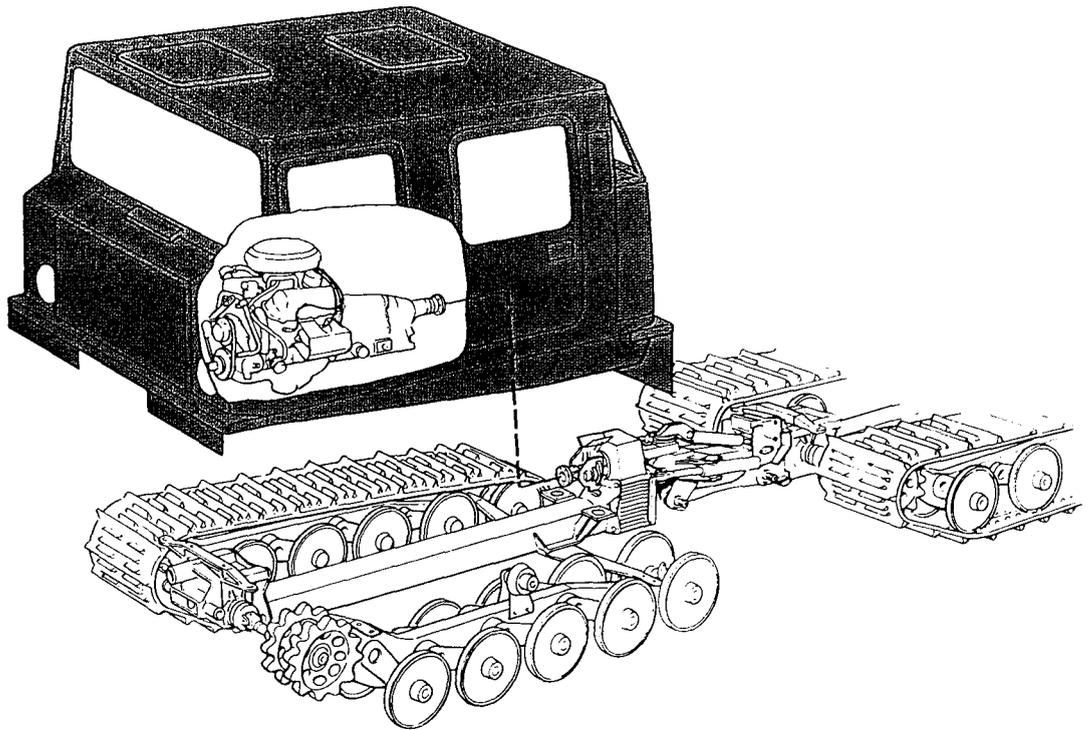
How was this new dimension of mobility technically possible?

The Bv 206 is a two-piece vehicle equipped with an articulated-vehicle steering and with drive at all four chains. Conventional differentials in both the front and rear part of the vehicle make low shear forces possible and, unlike the one-piece vehicles, the entire traction force is maintained at cornerings.

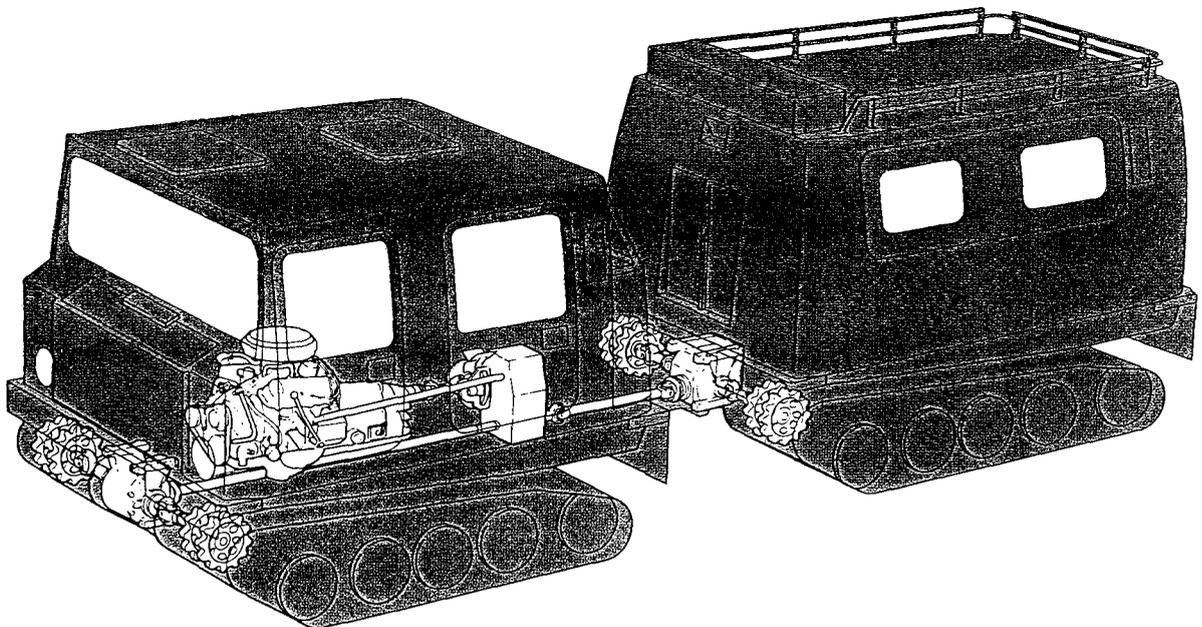


The Bv 206, which is propelled by a 6 cylinder turbo charged Diesel engine from the passenger car series by Mercedes Benz and which is also equipped with an automatic transmission by Mercedes Benz reaches 52 kilometers per hour when being used on the road and 4 km/h when swimming through water.

DESIGN FEATURES



DETAILS FOR UNDER-CARRIAGE



BASIC DRIVE-LINE

The endless 620 mm wide rubber chains are lead safely by a double row of rollers and they reach a mean performance of 10.000 kilometres.

The low ground load of only 0,12 Kp/cm², which is not even half the pressure a human foot would cause, was achieved by using light but high-strenght materials.

This low ground pressure in combination with the articulated steering gives the vehicle a very high degree of mobility over soft grounds such as swamps and snow. It is also amphibious without preparation, propelled in water by the tracks and steered by the articulation.



The Bv 206 can, fully loaded enter and emerge from water banks sloping up to 25°.

Gradeability is only restricted by the friction between tracks and ground. Theoretical max. drawbar pull is 65.000 N. Practical max. drawbar pull on dry asphalt is 43.000 N. The Bv 206 is equipt to tow an 2,5 t trailer.

The vehicle is design to be an all terrain- and all weather carrier, which means that is shall withstand a large spectrum of ambient temperatures and humidities.

The US Army has tested the Bv 206 for hot, dry climate desert test at Yuma Proving Ground, Arizona, as well as for hot, wet climate in Panama Tropical Test Center.

The vehicle can be used with small modifications and preparations in ambient temperatures between - 46 °C up to + 46 °C.

It should be noted that the term MOBILITY generally consists of two elements:

1. Cross-country capability
2. Transportability

The Bv 206 can be transported by aircrafts, helicopters, trailers and trains. To fulfil secure transport requirements it hat been equipped with lifting and tie down provisions.

And if needed it can be dropped from an aircraft and landed with help of recovery parachutes, type LVAD (Low velocity airdrop).

Air transportability for example

C-160	Transall	2 x Bv 206
C-130	Herkules	2 x Bv 206
C-141	Starlifter	3 x Bv 206
C-5	Galaxy	16 x Bv 206

Helicopter

C-53	1 x Bv 206	
C-47	Chinook	1 x Bv 206

slinglifted or Bv 206 S also inside of the helicopter.

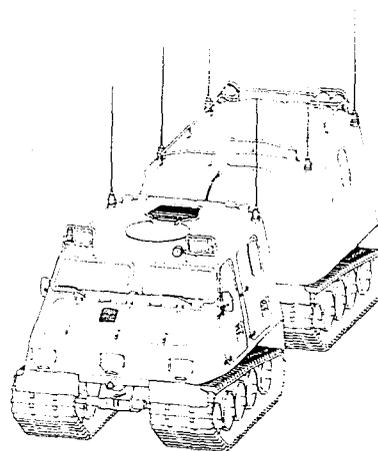
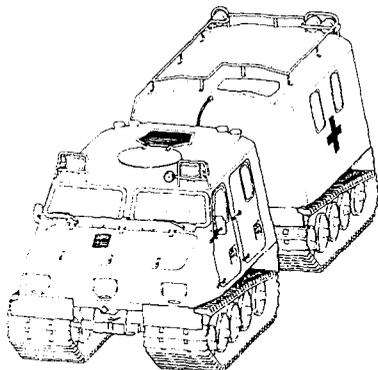
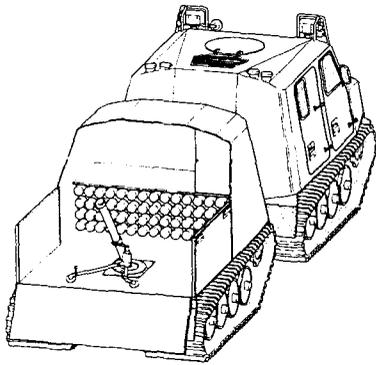
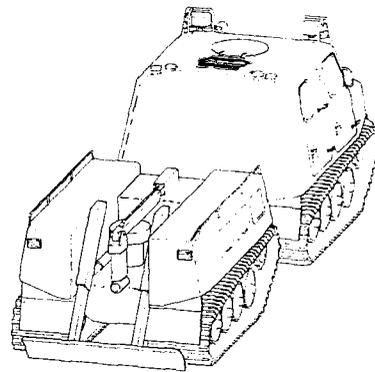
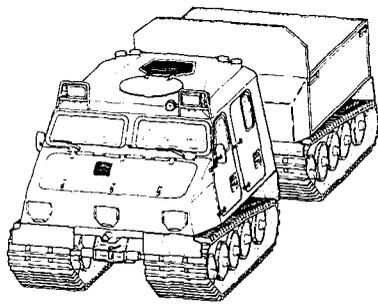


Versatile design

The carrier's basic design incorporates a self supporting GFK or armoured steel body and separate chassis.

This makes it extremely simple to build a whole range of variants for military or civil use all with the same basic components such as the powertrain, steering and track drive.

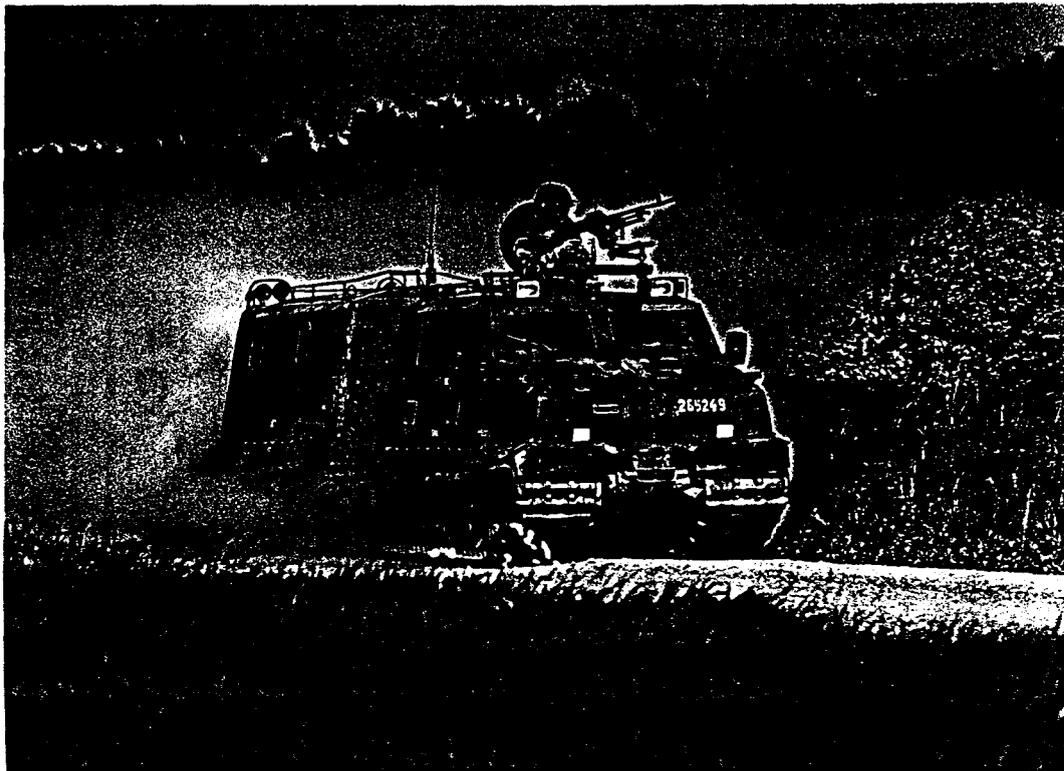
The engine unit can be fitted with a hydraulic power take-off for continuous operation off different applications, for example, a hydraulic crane, or generators.



Bv 206 S Armoured Personnel Carrier,

is the armoured version of the Bv 206 - All Terrain Carrier. It has been designed for the highest level of protection within a low weight.

In order to achieve the same favourable mobility for the here presented - S - model, it was necessary to reduce both, the volume of the body parts and the maximum load capacity.



Due to the low total vehicle height of 1890 mm (2300 mm), the reduction of the seating capacity from 17 seats (incl. driver) to 12 seats (incl. driver) and the reduction of the maximum payload from 2200 kg to 1600 kg it was possible to achieve protection from infantry projectiles or fragments

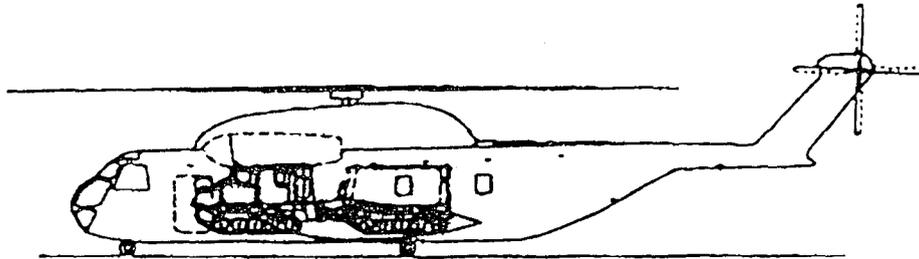
- 5,56 AP Nato, at point blank range
- 7,62 Ball, at point blank range
- 7,62 AP Nato (250 m without inner-liner)

and anti-personnel mines and it is still mobile if one track is damaged.

This is especially demanded by UN-units.

By reducing the silhouette of the Bv-S the mobility was further improved.

The vehicle can now be transported as interior load inside the widely used heavy-lift helicopter CH 47 Chinook and CH 53.

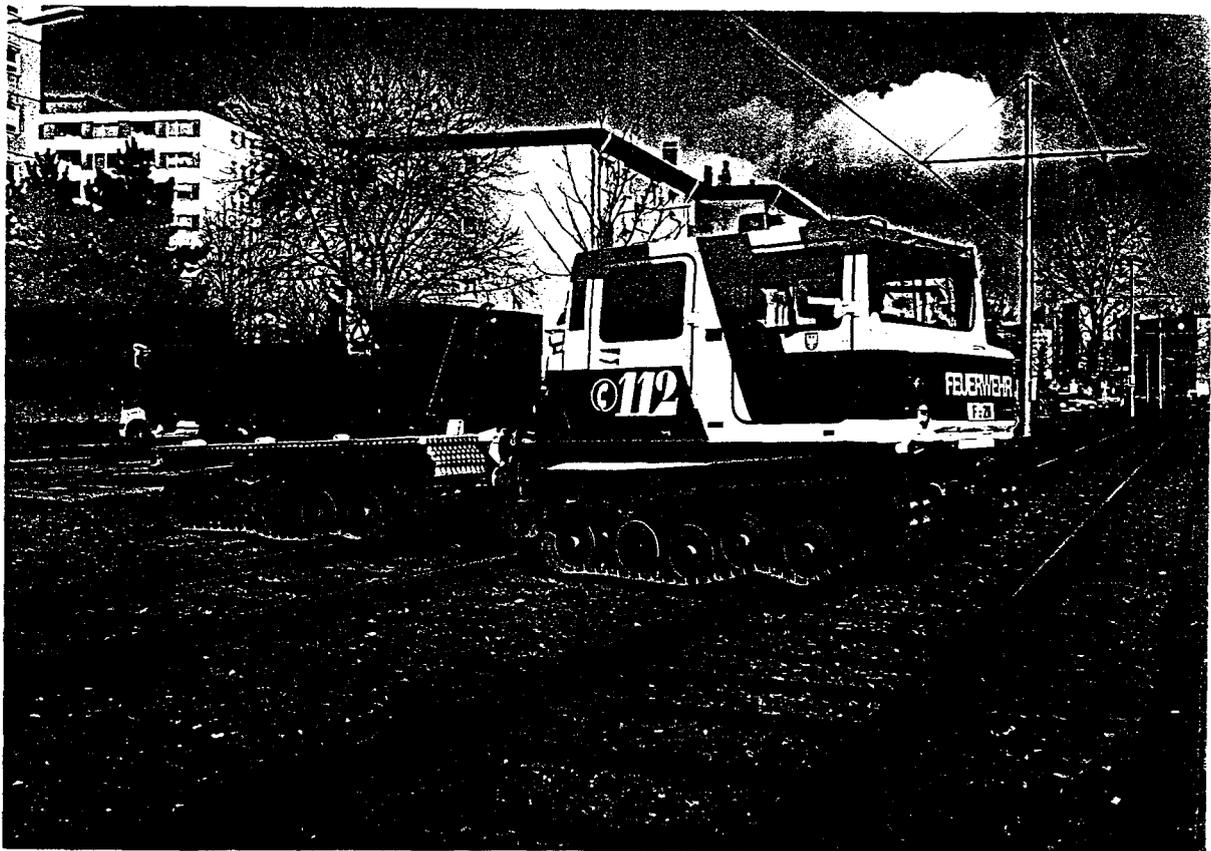


Bv 206 - civil applications

Apart from its military usability, the special off-road features are appreciated by various other users, especially by relief organisations like fire-brigades and disaster relief organisations.

Worth mentioning is particular the careful transport of injured persons in rough terrain.

Other fields of applications are pipeline maintenance services, explorations, power supply works, protection of the environment and tourism.



Technical Data

Bv 206



Weight and payload

	Front car*	Rear car**	Total
Curb weight	2710 kg (5974 lbs)	1620 kg (3571 lbs)	4330 kg (9545 lbs)
Payload	580 kg (1279 lbs)	1670 kg (3682 lbs)	2250 kg (4961 lbs)
Grossweight	3290 kg (7253 lbs)	3290 kg (7253 lbs)	6580 kg (14506 lbs)
Passengers	5(6)	11	16(17)
Cargo space	2.5 m ³ (88ft ³)	5.5 m ³ (194ft ³)	8 m ³ (283ft ³)

* Driver 70 kg (154 lb) included in payload

**Maximum 200 kg (441 lb) of the payload can be carried on the roof rack

Maximum trailer weight	2500 kg	5500 lbs
Specific ground pressure		
Front /Rear car	11.6/13.6 kPa	1.68/1.97 PSI
0.2/0.05 m sinkage		

Performance

Max. speed, on roads	50 km/h (31 m.p.h.)
in water	3 km/h (2 m.p.h.)
Gradeability, hard surface	60% (31°)
deep snow	30% (17°)
(Operating) range, on roads	300 km (186 miles) incl. 2 jerrycans
Operating temperature range	-46°C - +35°C -10°C - +43°C
	For other operations. Please contact manufacturer for information.

Engine

Make and type	Mercedes-Benz OM 603.950
Swept volume	2996 cc (183 cuin)
Power	100 kW(136 HP)/4600 r.p.m.
Torque	255 Nm(187 lbft)/2400 r.p.m.

Gearbox

Make	Daimler-Benz W4A 040
Type	Automatic 4-step forward, 1 reverse
Transfer gearbox manufacturer	Hägglunds Vehicle AB
Gear ratios	High 1.28:1, Low 2.11:1

Steering system

Type	Hydrostatic, articulated
Swept diameter	16 m (52 ft)
Emergency steering	Standard

Tracks

Type	Moulded rubber with cord
Width	620 mm (24.4 in)
	Four track drive

Electrical system

Voltage	24 V DC
Alternator	55 A
Batteries	105 Ah, 2x12 V

Bodles

Material	Glassfibre reinforced plastic with PVC foam insulation
----------	--

Technical Data

Bv 206 S



Weight and payload	Front car*	Rear car**	Total
Curb weight	3100 kg (6828 lbs)	2300 kg (5066 lbs)	5400 kg (11894 lbs)
Payload	400 kg (881 lbs)	1200 kg (2643 lbs)	1600 kg (3524 lbs)
Grossweight	3500 kg (7709 lbs)	3500 kg (7709 lbs)	7000 kg (15418 lbs)
Passengers	4 (with driver)	8	12
Cargo space	0.5 m ³ (18ft ³)	2.5 m ³ (88ft ³)	3 m ³ (106ft ³)

* Driver included in payload

**Maximum 200 kg (441 lb) of the payload can be carried on the roof

Maximum trailer weight	2500 kg	5500 lbs
Specific ground pressure	12.3/14.5 kPa	1.78/2.1 PSI
Front /Rear car		
0.2/0.05 m sinkage		

Performance	
Max. speed, on roads	52 km/h (32 m.p.h.)
in water forward	4.3 km/h (2.7 m.p.h.)
Gradeability, hard surface	100% (45°) Limited by friction
deep snow	30% (17°) 1 m snow
Range, on roads	300 km (186 miles) incl. 2 jerrycans
Operating temperature max	+43°C (109°F)
	-46°C (-51°F)
	For other operations. Please contact manufacturer for information.

Engine	Make and type	Mercedes-Benz OM 603.950
Swept volume		2996 cc (183 cuin)
Power		100 kW(136 HP)/4600 r.p.m.
Torque		255 Nm(187 lbft)/2400 r.p.m. DIN

Automatic Gearbox	Make	Mercedes-Benz W4A 040
	Type	Automatic 4-step forward, 1 reverse
Other gearboxes	Make	Hägglands Vehicle AB

Steering system	Type	Hydrostatic, articulated
	Swept diameter	16 m (52 ft) (12 m (40 ft) option)
	Emergency steering	Standard

Tracks	Type	Moulded rubber with cord
	Width	620 mm (24.4 in)
		Four track drive

Electrical system	Voltage	24 V DC
	Alternator	100 A
	Batteries	56 Ah, 2x12 V 800CCA 120 min. RC

Bodies	Material	Welded armour steel
--------	----------	---------------------

A model system and computer program for prediction of a tyre sinkage and light soil compaction in the rut

Z.S. Błaszkiwicz

Institute of Agricultural Engineering, Agricultural Academy, Poznań, Poland

Summary

A model system and computer program have been worked out for simulation and prediction of the wheel sinkage (rut depth), dry density and the porosity of light soil in the rut caused by tyres in various soil conditions. The method is based on the theory concerned with the relationship between pressure and plate sinkage, which was adapted to study the spatial contact area of the tyre with a soft ground. The developed model of the tyre-soil system takes into account many tyre and ground parameters and relationships among them. The methods of modelling empirical systems were used to construct this model of the system and its operational model too. The structure of the developed model provides an explanation of complex relationships existing between the tyre and soft ground. For this purpose a number of new measurement methods and apparatuses were designed.

1. Introduction

Adverse physical and technical effects of soil compaction by tyres of agricultural tractors and farm machinery pose a serious problem for the development of farming technology. Soil compaction can be limited by the selection of tyres whose technical parameters are adjusted to specific soil conditions and by proper conditioning of soil.

To make these measures effective, it is necessary to build models relating parameters of tyres and soil. Such models would greatly facilitate the decision-making process by making it possible to quickly carry out even complicated calculations on a personal computer.

The problem of anticipating soil compaction by agricultural tyres is, however, very complicated and has not been fully explained yet. In the literature on the problem one can come across research results that claim, for instance, that an increase in the wheel load does not cause any changes in the rut depth and soil compaction, or that it causes them to increase, or that it makes the rut depth and soil compaction first drop and then grow again (8, 12). An attempt to establish a direct relationship between the changes in the rut depth or soil compaction and the mean unit pressure of the tyre on the ground is a great simplification that does not explain any of the above mentioned problems. A similarly critical opinion is justified with respect to the usefulness of available models of anticipating soil compaction for explaining these relationships. The existing theories of anticipating the sinkage of wheels of cross-country and military vehicles into soft ground are not always precise enough when applied to movement on soil (9). Moreover, these theories have not been modified yet to encompass the anticipating of soil compaction under deflecting agricultural tyres.

2. Assumptions and construction of the tyre-soil model

To explain the relationships taking place between the tyre and soil the present author made use of the Bernstein theory of 1913 (4), which was later developed by Bekker (1,2,3) and Reece (10). The theory is concerned with the dependence of the sinkage of a rectangular plate on the pressure applied to it. The theory was selected because it takes account of the fact that when the plate is pressed into soil, the resistance and compaction of the soil under the plate change together with the sinkage. This is very similar to the situation under the tyre. The change is taken account of in the form of constant soil moduli. This is of vital importance for the model being built by the present author. The Bernstein's theory was developed mainly by Bekker and then by Reece to be subsequently applied to the anticipation of tyre sinkage and rolling resistance. The authors determined tyre sinkage assuming that the contact surface of the tyre with the ground was flat and resembled the plate. They took into consideration only the width or diameter of the tyre and the parameters of soil n , k_c , k_ϕ , which are determined on the basis of the examination results of the pressure-sinkage relationship. Soltyński (11) in his formula describing the pressure-sinkage relationship takes into account the parameters of similarity between the bevameter and the tyre. The equations of the above mentioned authors often do not give satisfactorily precise figures for tyre sinkage, nor do they permit to determine soil compaction under tyres.

The present author elaborates on the above works, in particular, by taking into account the complex curvature of the contact surface of the tyre with soil. This makes for the greater precision of the model and explains the empirical relationships between the rut depth and technical parameters of tyres. The author modifies the parameters in order to anticipate soil compaction in the rut. The author assumes that the sinkage and the bulk density of soil in the rut depend on partial contact surfaces across the spatial contact area of deflecting tyres and on resistance forces acting on them at different depths, which are in turn dependent on the technical parameters of tyres and on the physical and resistance parameters of soil.

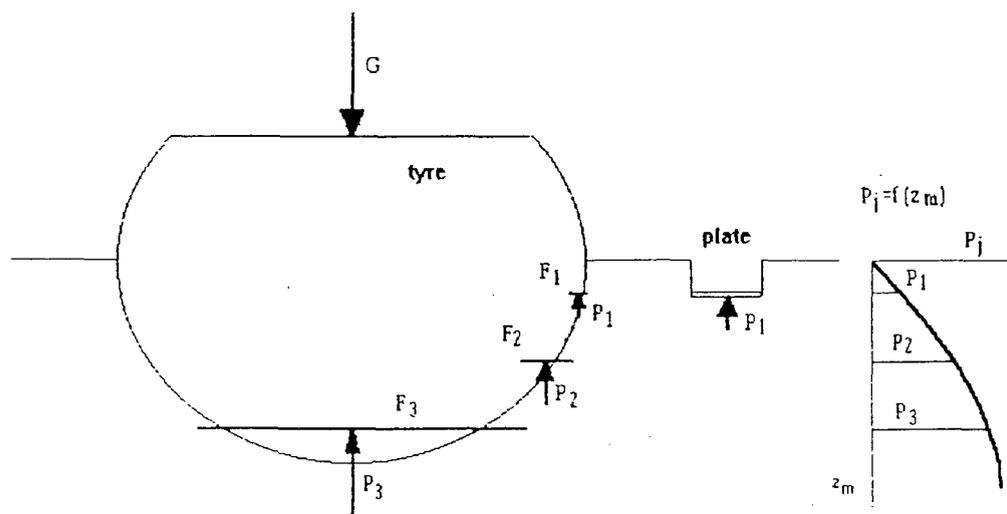


Fig.1 Application of pressure-sinkage relationship to partial contact areas and soil resistance forces across the spatial contact area of the tyre with the ground

where:

- ρ - bulk density of the soil, g/cm^3
- N - total porosity of the soil, %
- q - unit pressure on the soil, kPa
- a, b - constant coefficient of the soil

In order to make the model more universal and widen its possible applications, many interrelated and relevant parameters of the tyre and soil have been included. The method of modelling empirical systems has proven to be very helpful and effective in the execution of this task. Two objects have been included: the tyre and the soil. Their characteristics and relations among the characteristics in the objects and between them have been determined. Thus, a graphic model of the empirical system has been created to be called in this work the tyre-soil model. (fig. 2).

The model has included:

- technical and operational parameters of tyres (load G , inflation pressure p_w , forward speed v),
- radial r_d and lateral b_d tyre deflection,
- tyre size (diameter $2r$, height h , width b , height to the widest spot of the tyre H),
- initial physical properties of the soil (bulk density ρ_0 , humidity w),
- parameters characterizing traction properties of the soil (n, k),
- parameters of similarity of the tyre and measuring instruments (x, λ).

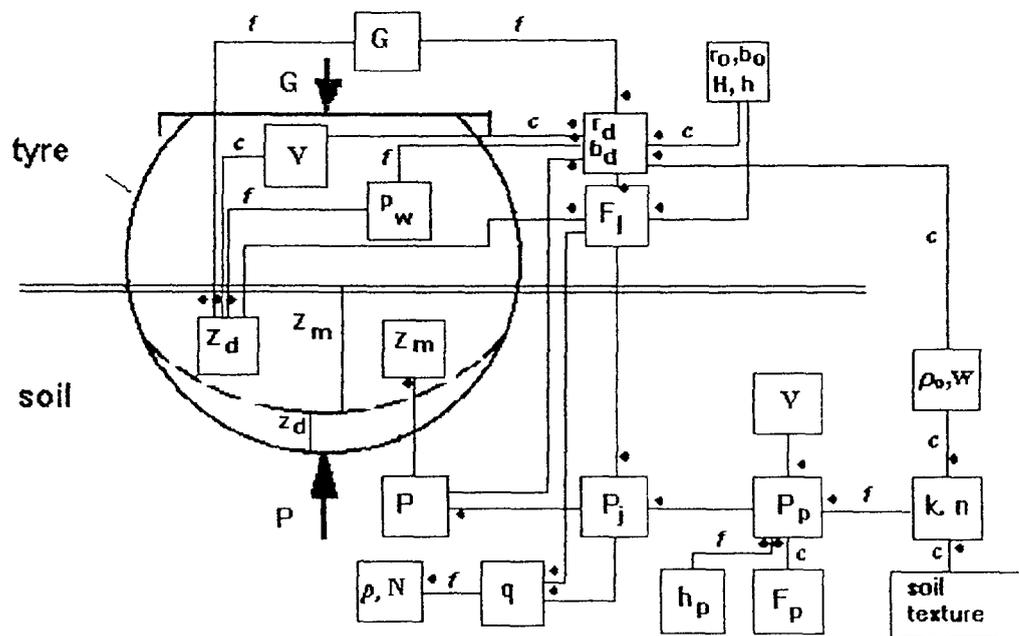


Fig.2 Objects, their characteristics and relations between them in an empirical tyre-soil system.

In the developed model of the system, numerous simplifications, used by other authors, have been replaced with the following amendments:

- tyre sinkage depends on the distribution of vertical soil resistance forces at various depths, which is characterized by parameters n and k , and on the size of partial areas within the spatial contact area of the tyre with the ground, which these forces act on.
- the spatial contact area of the tyre with the ground is a surface of complex curvature

Wheel sinkage is calculated from the equilibrium equation of the wheel load and vertical forces acting on the spatial contact area of the tyre and soil. The present author assumes that a unit pressure that the tyre exerts on the ground through the partial contact areas (fig. 1) corresponds to the pressure of the bevameter plate at a given depth. Taking into account the parameters of similarity of the tyre and plate, in formula 1, this relationship can be defined as follows:

$$\frac{P_j}{F_j} = k \lambda^{(x-2)} \left[\frac{z_m}{b_p} \right]^n \quad (1)$$

where:

z_m - vertical soil deformation - plate sinkage, cm

b_p - width of the plate, cm

k - modulus of soil deformation, kPa

n - exponent of deformation, (-)

λ - parameter characterizing scale of the plate surface and tyre surface,

x - exponent characterizing scale of forces, (-)

P_j - partial resistance force, in kN

F_j - partial contact area, in cm

Having calculated from the above formula partial forces P_j , the formula defining their sum P , counterbalancing tyre load G , can be written as follows:

$$P = \sum_{j=1}^j \left[F_j k \lambda^{(x-2)} \left[\frac{z_m}{b_p} \right]^n \right] = G \quad (2)$$

The mathematical models used to describe the complex curvature of the spatial contact area of the tyre with soil (5) called for the application of numerical methods in order to determine the parameters of the curvature, e.g. partial contact areas F_j . Consequently, tyre sinkage z_m was calculated from equation 2 also with the use of numerical methods.

The condition of global soil resistance force P and wheel load G counterbalancing each other being met, the author proceeds to determine soil density in the rut for unit pressures of the tyre on the rut bottom. These pressures are calculated from two variables determined earlier: the lowest partial contact area and values of soil resistance forces acting on it. The unit pressure being thus determined, the bulk density of soil and total porosity in the rut are established from the soil consolidation characteristic of the pressure-soil deformation system:

$$\rho = a \ln q + b \quad (3)$$

$$N = a e^q + b \quad (4)$$

(fig. 3),

- the shape of this surface under static conditions is different from that determined under dynamic conditions,
- the shape of the spatial contact area in soil is different from that determined on a hard surface,
- the shape of the spatial contact area depends on the soil type and soil parameters like humidity and bulk density,
- the bulk density and overall porosity of soil depend on the unit pressure of the tyre on the rut bottom.

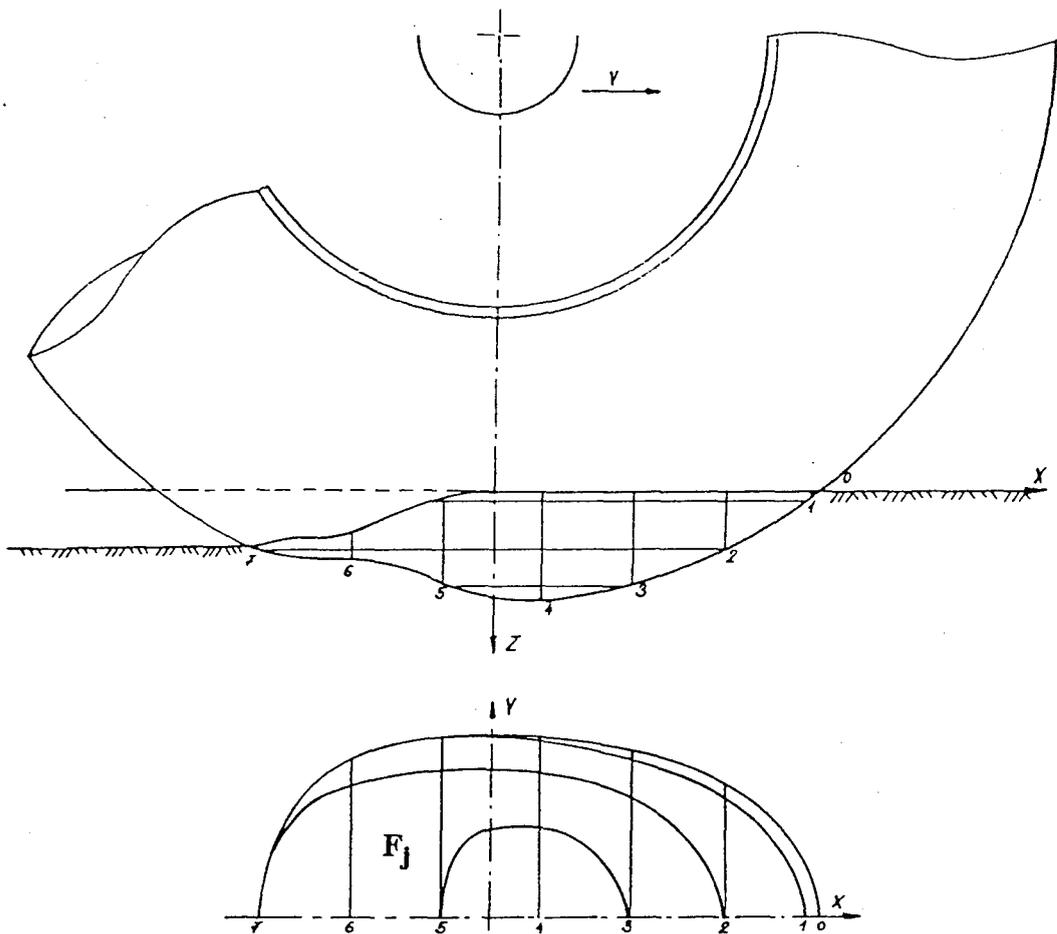


Fig. 3. A view of the partial contact area F_j and the spatial contact area the tyre and the soft ground in dynamic conditions.

The graphic model of the system and corrected relationships between its characteristics have served as the basis for the development of an abstract and then of an operational model. For the operational model a numeric algorithm has been developed. It has been described by a numerical program to be used on a personal computer.

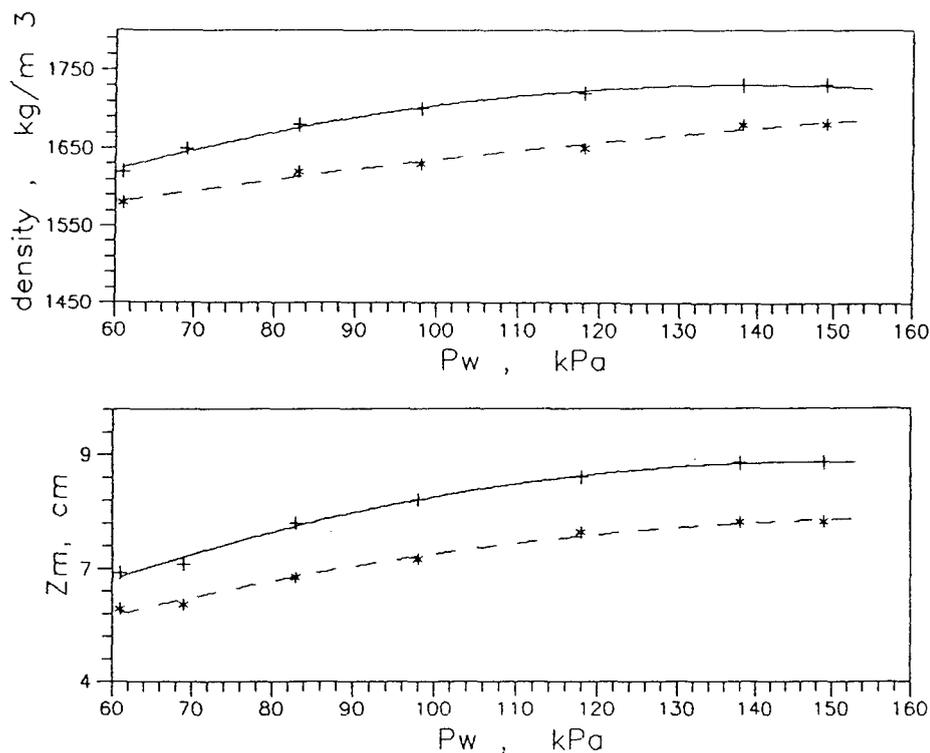


Fig. 4 Anticipating light soil compaction (dry density in the rut - ρ and rut depth - z_m) by an agricultural tyre at different inflation pressures P_w (+ - eksperimental, * - model)

While applying the load to the wheel, relationships 1 and then 2 and 3 may occur in the initial phase of the load application. In the initial phase of the load application an increase in the tyre sinkage may take place due to, for instance, the considerable rigidity of the tyre and its small deflections, a small increment in partial contact areas resulting from the geometric shape of the tyre, or finally because of low soil resistance. With a further increase in the load, the rut depth may change very little (explanation 2) because of larger deflections of the tyre or an increment in the contact area resulting from the geometric shape of the tyre. A still further increase in the load may cause so great deflections of the tyre that the rut and the bulk density of soil in it will decrease (explanation 3).

Which of the above situations will occur and in what combination depends simultaneously on many parameters included in the developed model of the tyre-soil system. The impact of other parameters on the rut depth and the soil density in the rut may be determined in a similar manner.

A model system and computer program allows to quickly simulation and prediction the rut depth and the bulk density of soil in the rut for varying parameters of agricultural tyres and soil. It is also possible to determine soil parameters when the rut depth is the smallest or the soil compaction caused by tyres is the most appropriate e.g. for soil conservation or for maximal crop yield.

It is possible to anticipate the tyre sinkage of cross-country and military vehicles with the use of the model presented here for any tyre size, inflation pressure and load. These are parameters that can be easily adjusted for various soft ground conditions.

5. References

- 1) Bekker M. G. *Theory of Land Locomotion*. Ann Arbor: University of Michigan Press. 1956
- 2) Bekker M.G. *Off the Road Locomotion*. Ann Arbor: University of Michigan Press. 1960
- 3) Bekker M.G. *Introduction to Terrain-Vehicle Systems*. Ann Arbor: University of Michigan Press. 1969
- 4) Bernstein R. *Probleme exp. Motorpflugmech.* 1913, 16.
- 5) Błaszkiwicz Z. *A method for the determination of the contact area between a tyre and the ground*. J. of Terramechanics, 1991, Vol.27, No. 4, pp. 263-282
- 6) Błaszkiwicz Z. *Metody i wyniki pomiarów odkształceń dynamicznych opony i podłoża miękkiego. (Methods and investigations results of measurements the tyre and soil dinamic deflections)*. Zeszyty Naukowe Akademii Rolniczej im. H. Kołłątaja w Krakowie. 1992, N. 268. 10 119-131
- 7) Błaszkiwicz Z. *Metoda pomiaru odkształceń bocznych opony. (A methods for the determination of the lateral tyre deflection)*. Zeszyty Naukowe Akademii Rolniczej im. H. Kołłątaja w Krakowie. 1992, N. 268. 10 105-117
- 8) Koger J.L., Burt E.C. Trowse A.C. *Multiple pass effects of Skidder tires on soil compaction*. Transaction of the ASAE. 1985, 11-16.
- 9) Plackett C.W. *A review of force prediction methods for off-road wheels*. J. agric. Engng. Res. 1985, No. 31, 1-29
- 10) Reece A. R. *Principles of soil vehicle mechanics*. Proc. Auto. Div. Inst. Mech. Engrs, 180 2A2
- 11) Sołtyński A. *Traction parameters of soil*. Zeszyty Problemowe Postępów Nauk Rolniczych. 1977, Z.183. S. 131-147.
- 12) Smith D.L.G., Dickson J.W. *Contributions of vehicle weight and ground pressure to soil compaction*. J. agric. Engng. Res. 1990, 46, 13-29.

The Effect of Dynamic Characteristics of Beech and Larch Root Strength on Trafficability

Juhua Liu

Soil Tillage Laboratory, Wageningen Agricultural University
Diedenweg20, 6703 GW, Wageningen, The Netherlands

Agricultural vehicle multi-passes result in the time-dependant strength of soil-root system. Time-dependant characteristics of root strengths were studied by cycle load tests, which lower the strength of roots. Beech roots show a more stable characteristics on dynamic load. When upper stresses of cycle loads are about 75% of root strength, beech roots generally fail after 10 - 15 cycles loads, and larch roots fail more easily after 6 - 8 cycles. The accumulation of root strain may be the main reason of failure at dynamic load. Permanent deformation of larch roots after unloading is larger than of beech roots. The effect of dynamic loads on larch roots will sustain for a longer time after unloading.

1. Introduction

Agricultural field operation of mechanization induces the repeated loading on tracked road on field or on forest floor. According to Abebe, Tanaka and Yamazaki¹, research conducted in the past to study agricultural soil compaction showed that the compaction capacity of a running device is a function of amount, rate, form and duration of applied compressive stress to the soil and the change in soil physical and mechanical properties; they concluded that surface and sub-surface soil deformation characteristics which were taken as indicative values of soil compactability strongly indicated that largest part of the compaction process occurred during the first three passes of a loaded wheel and pointed out that the optimization of traffic with minimum compaction risk could be achieved if the load was controlled according to the strength of the soil. Repeated traffic at different soil strength induces compaction which is a primary problem of both power utilization and productivity of the soil^{2,3,4} (Bekker, 1969; Taylor, Trowse, Burt and Bailey, 1982; Koger, Burt and Trowse, 1985). For soil-root system, Root strength plays a very important role in reinforcement of soil strength with respect to agricultural vehicle trafficability. The maximum increase in soil strength due to roots will depend on the tensile strength of roots; the average form and material modulus of elasticity and the tensile strength of live Douglas-fir roots were 185, 503 and 17 MPa⁵. A number of researchers have studied the root static strength and demonstrated the root reinforcement of soil and increase of the strength of soil^{6,7,8}. The tensile strength of Douglas-fir roots without bark was 20-50 MPa^{9,10}.

Liu¹¹ (1994) pointed out that the tensile strengths of beech and larch roots are about 24 ± 1.578 MPa and 18.45 ± 2.25 MPa, that their maximum relative elongations are $16.38 \pm 1.44\%$ and $15.13 \pm 1.24\%$, respectively. The initial elasticity modulus of a root is much higher than the final elasticity modulus; the formers of beech and of larch root are 527 ± 49.87 and 293 ± 61.42 ; their later 61.95 ± 9.9 and 53.88 ± 7.6 , respectively. The stress-strain relationship may be expressed by $\sigma = \sigma_1 * (1 - \exp(-\epsilon/K_1)) + E_2 * \epsilon * (1 - \exp(-\epsilon/K_2))$.

But in practice, roots in soil or in forest floor are loaded by dynamic load or by repeated load when a vehicle with multi-axles passes through same track or it repeat travels in same track. Heij and Koolen¹² studied the influence of roots on the stress transmission in forest soils and pointed out that during the first passage of a vehicle the roots are able to absorb part of the load so that less pressure is transmitted than in comparable arable soil and that after more passage (6 times) the effect of the roots seems to be vanished and then roots do not have influence on the transmission of stress any more, and the forest soil behaves like agricultural soils.

The paper mainly studies the time-dependant characteristic of root strength in order to study the effect of a vehicle repeated passing on root strength or on its stress-strain relationship.

Notation

$\Delta l_h(i)$	the elongation of <i>i</i> th cycle at upper stress, mm;
$\Delta l_l(i)$	the elongation of <i>i</i> th cycle at lower stress, mm;
E_h, ε_h	upper strain corresponding to the upper stress;
E_l, ε_l	strain corresponding to the lower stress;
E_h', ε_h'	$E_h(i+1)-E_h(i)$ the difference between the upper strains of two adjacent cyclic loads;
E_l', ε_l'	$E_l(i+1)-E_l(i)$ the difference between the lower strains of two adjacent cyclic loads;
<i>i</i>	the order number of cycle load ($i=1,2,\dots,n$);
ε_k	strains corresponding to $\varepsilon(i), \varepsilon'_h$ and ε'_l when $k=1,2,3$, respectively;
n_k	strains coefficient
n_k	cycle coefficient.
σ'_i	stress recovery after <i>i</i> th cycle as the function of time;
ε'_i	residue of strain after <i>i</i> th cycle;
<i>t</i>	time, s
T_i	time constant <i>i</i> th cycle;

2. Method and material

2.1 Sampling of tree roots

Beech and larch are two common tree species in forestry in the Netherlands. On October 18, 1993¹⁰, beech roots were collected from compartment "106-g", SPRIELDER BOS, in an old beech stand on a brown forest soil, and larch roots from compartment 85, Veluwuhul, on a podzolic sandy soil both at about 35 meters above sea level. Those root samples were collected for measuring root stress-strain relationship.

Beech root samples were collected in an area between two beech trees about 80-100 years old, about 3.5 m away from both trees, at a depth *h* of about 0 - 30 cm. Larch roots were collected in an area about 3 m away from a tree, 40 years old, from the 0 - 25 cm layer.

We selected zones with little other plants and young trees, removed the top humus layer and dug a pit with a length and a width of about 1 m. Most roots occurring in the pits were cut by a clipper and collected, and immediately put into plastic bags, which were sealed after collection was finished. Here, it should be pointed out that roots should not be pulled but be cut, in order to prevent any pre-stress effect. Roots in the plastic bags were kept in a loose state to prevent excessive bending.

In the laboratory, the roots were inspected and suitable samples were put in different bags. The diameters of the root samples were about 0.8 mm - 6 mm. In order to keep water content of roots at a normal level, free water was added to the plastic bags. The bags were sealed and stored inside a refrigerator at 5 °C.

Some of beech and larch root samples were randomly selected and then their water contents were measured by drying roots in oven at 105 °C for 24 hours. Before and after root samples were dried, they were weighted and the measured water contents are : beech roots 123.96% and larch roots 129.5%.

According to material Mechanics, stress concentration occurs in a zone where a tested material is clamped. So in order to prevent clamps from influencing experimental results, the test samples must have enough length and be suitably prepared. In general, the axial dimension of a sample should be as 8-10 times as its lateral dimension. Because root diameters below 5 mm are of interest in this study and the effect of sample length on elongation is subject of study, effective sample length (grip to grip separation) of 50 mm and 100 mm were realized. So, the real length of a root sample should be the root sample effective length plus two additional lengths (clamp width). The real lengths of the root samples were 90 mm corresponding to the effective length of 50 mm or 140 mm corresponding to the 100 mm effective length.

2.2 Equipments

The experiments in this work were conducted by the *Zwick PC Software 7007 (7047.7b)*¹² in a **ZWICK 1455 Universal Material Testing Machine** (Zwick GmbH & Co., Ulm FRG, 1992), whose diagram is shown

in Fig. 1. A Form A load cell was used in the tests, measuring range: 20 - 20,000 N. 7007 is suited for hysteresis tests with constant force or extension limits, relaxation tests with constant force and retardation tests with constant travel etc. 7007 may automatically execute a test, following this prescribed testing procedure, calculated and evaluated results, store data, etc.

2.3 Clamps and installation of a sample

Problems: Clamps, as very important parts, are not available for installing roots in the Zwick Universal Material Testing Machine. During testing, it was found that the clamped ends of a root sample were easily damaged if clamp forces were too high, or that root sample ends were slipping out of clamps if clamp forces were too low.

Design of clamps: In order to solve above problems, we developed special methods. The connection of clamps to the Zwick machine is not a serious problem. The key of a clamp is the pair of parts which holds two ends of a root sample. After many trials, two different types of wood pieces were adopted in holding beech root and larch root, respectively. One, which is rather hard, was used to hold beech roots and another one, which is softer to hold larch root.

The detailed structure of a clamp is shown at "A-A" in Fig. 1. The holder of a root sample end is made of two pieces of wood in each end with a slit. The two pieces of wood are inserted between two metal plates of a clamp. In order to increase the friction between two pieces of wood and two metal clamp plates, thin pieces of rubber were glued on the metal clamp plates, respectively. As moving parts of the clamps are moved by adjustable screws, the wood pieces clenched the root sample ends.

Glue: Although above method was used, it was still very difficult to measure thin root samples, which were more easily damaged by clamps. A glue *Loctite 454* with strong glue capacity and fast dry capacity has been used to further improve installing thin root samples. The procedure is:

- match two ends of a root sample on the slits in wood pieces;
- put a thin glue layer on two ends of a root sample and on the slits, and clench immediately both pairs of wood pieces;
- let the glue dry for twenty minutes and begin to test.

Installation of a sample: Each end of a prepared root sample was matched with and put into holes formed by the slits of two pieces of wood. The root samples were positioned as vertical as possible, with its axis coincident with the load cell axis. This was done by visual inspection. Then the clamp forces were applied by adjusting clamp screws. The available clamping forces were learned by experience.

Correction: During dynamic testing, it is more difficult to know whether root slippage to clamps occurs than in static testing. However the following procedure is available to check the existence of root slippage¹¹:

- after a sample was preloaded, two points at two sides of a sample were marked and the distance L_{prel} between two points was measured by hand;
- after the sample was broken, lower clamp returned to original position and two points marked were checked. The distance L_{max} between the marks was measured again;
- comparing the elongation on the screen with real $\Delta = L_{max} - L_{prel}$, slippage may be detected and error may be corrected.

2.4 Measuring programme

When vehicle wheels pass through some place and compact the soil, roots in thin layer of forest floor may be bent and pulled by wheel ruts or track. In order to simplify the acted force on roots, suppose the roots are only pulled. In addition, roots corresponding to axial stress play a basic role in soil reinforcement by roots strength with respect to fresh, thin (0-0.5 cm diameter) tree roots.

The objectives of these tests mentioned below were to try to simulate four probable cases in laboratory to get the information about time-dependent characteristics of roots pulled. All beech root samples were with barks and larch root samples were debarked during testing.

Tests 1 in which root elongation is stopped before failure is reached, and elongated length is kept constant during a period of time after that stop (Fig. 2(a)). During that period, the force variation with time is measured. This test simulates root forces when a permanent rut is formed in the field.

Tests 2 in which a complete root loading cycle is realized, at stresses lower than the failure stress (Fig. 2(b)). The cycle includes a loading and an unloading part, and a period after complete unloading during

which creep at zero load is measured. This test simulates root forces and strains that occur when some immediate rut recovery occurs behind a rut forming tyre because of the resilience of many and/ or thick roots.

Tests 3 with repeated loading smaller than failure load, and with waiting periods between successive loadings during which periods root length is kept constant (Fig. 3(a)). This test simulates root forces and strains that occur when a rut depth increases due to repeated wheel passes.

Tests 4 with repeated complete loading cycles and with waiting periods between successive cycles, during which periods force is zero (Fig. 3(b)). This test simulates root forces and strains when wheel passes are repeated, and root forces have turned to zero between successive wheel passes.

Main parameters in parameter set are number of cycles, lower stress point and upper stress point. In additional, "dwell time" can be set for dwell time of test as well. Output of results evaluated by z7007 are low value and high value of elongation in each cycle, duration time of each cycle, F_{max} , travel at F_{max} and condition travel. Test speed is 10 mm/min.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1 Test curves and result

In general, a vehicle operating in forest floor does not directly result in roots being broken but makes often roots deformation like tensile and bending through soil compaction with the max-stress less than root strength except vehicle wheels directly acting on the roots. So in order to study the characteristics of roots under the condition of different amount of loading, certain tests were conducted with upper stress (upper reversal point) of 20, 16, 14 and 12 MPa, which are corresponding to about 83, 66.67, 58 and 50% of beech root strength and to about 98, 86.7, 75.8 and 65% of larch root strength¹¹, respectively and with lower stress 1 MPa or zero.

The Fig. 4 is the experimental curves of a larch root with upper stress 16 MPa, and 20 MPa with 20 seconds of dwell time, respectively. The relative elongation(strain) increases with increase of cycles. Although the latter upper stress is 20 MPa, the strain raises a little. It should be pointed out that dwell time at upper stress influences the lower value and high value of the strain. After both 7 cyclic loads with upper stress 20 MPa and 8 cyclic loads with upper stress 16 MPa, root was broken.

When the upper stress in cyclic loads is about 50% of strength, root almost presents the linear deformation with time(in Fig. 5). The strain increases slightly with the numbers of cycles.

Fig. 6 demonstrates the characteristics of larch root with upper stress 20 MPa (> strength of larch root on August). It is very obvious that strain increases with cycles. The root sample was broken at 8th cyclic load. Fig. 6(b) shows the stress-strain relationship in cyclic loads and Fig. 6(c) the change of high value(E_h) and low value (E_l) of strain, the difference E_h' of high values and the difference E_l' of low values between adjacent two cycles. $E_h - E_l$, the difference of between E_h and E_l at same cycle, decreases with increase of numbers of cycle load. E_h' and E_l' decreases to almost same value finally.

Fig. 7 presents the experimental curves of a beech root with upper stress 20 MPa and with the 10 seconds dwell time when the strain was kept at constant. The stress relaxes while the strain was kept at constant during dwell time. The strain increases with increase of cycles. Stress during unloading decreases faster than stress relaxation during dwell time. The root sample had not been broken after 9th cyclic load.

Fig. 8 is a typical curve of a beech root in cyclic loads. Test was terminated at the breakage of roots at 9th cycle when strain reached 16.58%. Fig. 8(c) presents $E_h - E_l$, E_h' and E_l' with increase of cycles. E_h' decreases faster than E_l' , that means that the net strain during a cycle will tends to constant. At 8th cycle, E_h' approaches E_l' .

Fig. 9 and Fig. 10 are the experimental curves of beech root and larch root with both the upper stress 16 MPa and dwell time 60 seconds at lower stress point, respectively. The stress recovers during dwell time; and the stress of beech root recovers more than that of larch root. The change of the beech root strain is larger than that of larch root, comparing Fig. 6(b) with Fig. 7(b). Although two samples were tested at same conditions, test duration of beech root is longer than that of larch root.

3.2 Fatigue failure in cyclic load

In general, cyclic load will lower the material strength and result in the fatigue failure. In this study, although upper stress in cyclic test is less than the root strength, root still failed at the strain about corresponding to the strain of static max-stress after 8-10 cycles when the 80% load of root strengths were applied to a root sample. The less the upper stress of cyclic test, the more the number of cyclic loads when root was rupture. Stress-strain curves (Fig. 4-Fig. 10) show that the strain at reversal stress point (upper stress or lower stress) increases with cycle numbers. According to test curves, the loading-path of stress-strain curves differs in unloading path although the test speed is all 10 mm/min during both load and unload.

Although upper stress point and low stress point were set in certain value in a cyclic test, Eh and El increase with increase of cycle number, that shows that the plastic deformation occurs. Particularly, the interesting results are the difference $Eh-El$ during each cycle, Eh' and El' between two adjacent cycles. In fact, they may be considered as the function of the number i of cycles. Because

$$\varepsilon(i) = Eh - El = \varepsilon_h - \varepsilon_l = \frac{\Delta l_h(i) - \Delta l_l(i)}{l} \quad (1)$$

$$Eh' = \varepsilon_h' = \frac{\Delta l_h(i+1) - \Delta l_h(i)}{l} \quad (2)$$

$$El' = \varepsilon_l' = \frac{\Delta l_l(i+1) - \Delta l_l(i)}{l} \quad (3)$$

Fig. 6(c) and Fig. 8(c) show that $Eh-El$, Eh' and El' decrease with increase of cycle numbers. As the number of cyclic loads increases, the deformation capacity of root decreases. The first four cyclic loads show the more significance to the change of strain. The $Eh-El$, Eh' and El' during testing may be considered as the function of the number i of cycle loads, that is

$$\varepsilon_k = \varepsilon_k^* * \exp\left(-\frac{i}{n_k}\right) \quad (4)$$

There may be two available criterion to be able to evaluate the failure of root loaded by cyclic loads:

1. when $\varepsilon(i+1) = \varepsilon(i)$, net strain does not change during two adjacent cycle any more and a root will be broken.
2. The reason that the root fails in cyclic loads less than root strength may be assumed as max-strain of root. That mean when the strain of a root sample are accumulated to a certain value for example max-strain, root fails at cycle loads although the upper stress is less than root strength. Its criteria condition may be expressed as below

$$\sum_{i=0}^n \varepsilon_h' \geq \varepsilon_{\max} \quad (5)$$

When the accumulation of strains $= >$ max-strain of root, root fails.

3.3 Dwell time

When a root sample was pulled so as to reach the upper stress, root tensile stress will relax while the relative elongation is kept at constant during dwell time; however its tensile stress will recovery at the lower stress = 1 MPa during dwell time, comparing Fig. 5 and Fig. 9 and Fig. 10. In fact, although the root tensile stress reached the lower stress point during unloading, a root has still some residue of elastic deformation and will continues contracting during dwell time because the test speed is faster than that of the root contraction. According to Liu¹¹, because beech root has better elasticity, its more stress recovery is understandable. However, when root system is considered as the part of soil-root system with respect to the vehicle trafficability, root stress recovery does not influence significantly the trafficability because a vehicle contacts to soil for a short time but the stress relaxation at upper stress is benefit to root system and to trafficability. The stress recovery of i th cycle as the function of dwell time is expressed as below

$$\sigma'_i = E_1 * \epsilon'_i * (1 - \exp(-t/T_i)) \quad (6)$$

4. Conclusion

Time-dependant characteristics of root strengths were studied by cycle load tests. Beech roots show a more stable characteristic on dynamic load, but the recovery of beech root is fast than that of larch roots. Cyclic loads lower the strength of root and result in the fatigue failure of root. When the upper stress of cycle loads is about 75% of root strength, beech root generally fails after 9- 15 cyclic loads, and larch root fails more easily after 6 - 8 cyclic loads.

It is very obvious that strain increases with cycles, that means that the upper value(Eh) and lower value (El) of strain increase with increase of cycle numbers. The difference Eh' of high values of strain, the difference El' of low values of strain between adjacent two cycles and Eh-El, the difference between Eh and El at same cycle, decrease with increase of numbers of cycle load. Eh' and El' decreases to almost same value at rupture finally.

The accumulation of root strain may be the main reason of failure at dynamic load, which means that when the accumulation of strains at repeated loads or at cyclic load equals to the maximum strain of root, a root will rupture.

Larch root are more sensitive to loading. Permanent deformation of larch roots after unloading is larger than of beech roots. Larch trees will be more easily affected by traffic. The effect of dynamic loads on larch roots will sustain for a longer time after unloading.

The reinforcement of soil by roots needs to be considered in a soil-root system approach; the further theoretical analysis of roots reinforcing soil needs to be carried out by FEM or other method. The test method needs to be improved and modified.

Acknowledgements

The author wishes to express his gratitude to "the Van Rumpft Foundation" for financial support, to Dr. A. J. Koolen and Ir. W. Heij for useful discussions on the thesis work and for their suggestions.

References

1. Abebe, T. C., Tanaka, T. and Yamazaki Soil compaction by multiple passes of a rigid wheel relevant for optimization of traffic J. of Terramechanics 1989 Vol. 26, No. 2 pp139-148
2. Bekker, M.G. Introduction to Terrain-Vehicle Systems. The University of Michigan Press, 1969.
3. Taylor, James H.; Trowse, Albert C.; Burt, Eddie C. and Bailey, Alvin C. Multipass behavior of a pneumatic tire in tiled soils Transactions of the ASAE Vol. 25, No. 5 1982, pp 1229-1231.
4. Koger, Jerry L.; Burt, Eddie C. and Trowse, Albert C. Multiple pass effects of skidder tire on soil compaction Traction of the ASAE 1985, Vol. 28 No. 1, pp11-16.
5. Commandeur, P.R. and Pyles, M.R. Modulus of elasticity and tensile strength of Douglas-fir roots. Canadian J. of Forestry Research 1991, Vol. 21, pp48-52.
6. Waldron, L. J. The Shear resistance of root-permeated homogenous and stratified soil Soil Science of Society of American J. 1977, Vol. 41, pp 843-849.
7. Waldron, L.J. and Suren Dakessian Soil reinforcement by roots : calculation of increased soil shear resistance from root properties. Soil Science, 1981, Vol. 132, No.6, pp427-435.
8. Waldron, L.J. and Dakessian, S. Effect of grass, legume, and tree roots on soil shearing resistance. Soil Science Society of American J. 1982, Vol. 46, pp894-899.
9. Wåsterlund, I. Strength components in the forest floor restricting maximum tolerable machine forces. J. Terramechanics 1989, Vol. 26, No.2 pp. 177-182.

10. Wåsterlund, I., Soil strength in forestry measured with a new kind of test rig. Proceedings of 10th ISTVS, 1990, Kobe, Japan.
11. Liu, Juhua Roots reinforcing soil MSc thesis of Wageningen Agricultural University, 1994, The Netherlands
12. Heij, W. and Koolen, A.J. The influence of roots on stress transmission in forest soil. Proceeding IUFRO meeting S3.0.4, 1992, Auburn, Alabama, University NB, Canada.
13. Zwick GmbH & Co., Ulm FRG, 1992. Operator's manual for the Zwick-PC-Software-System (7047.7b).

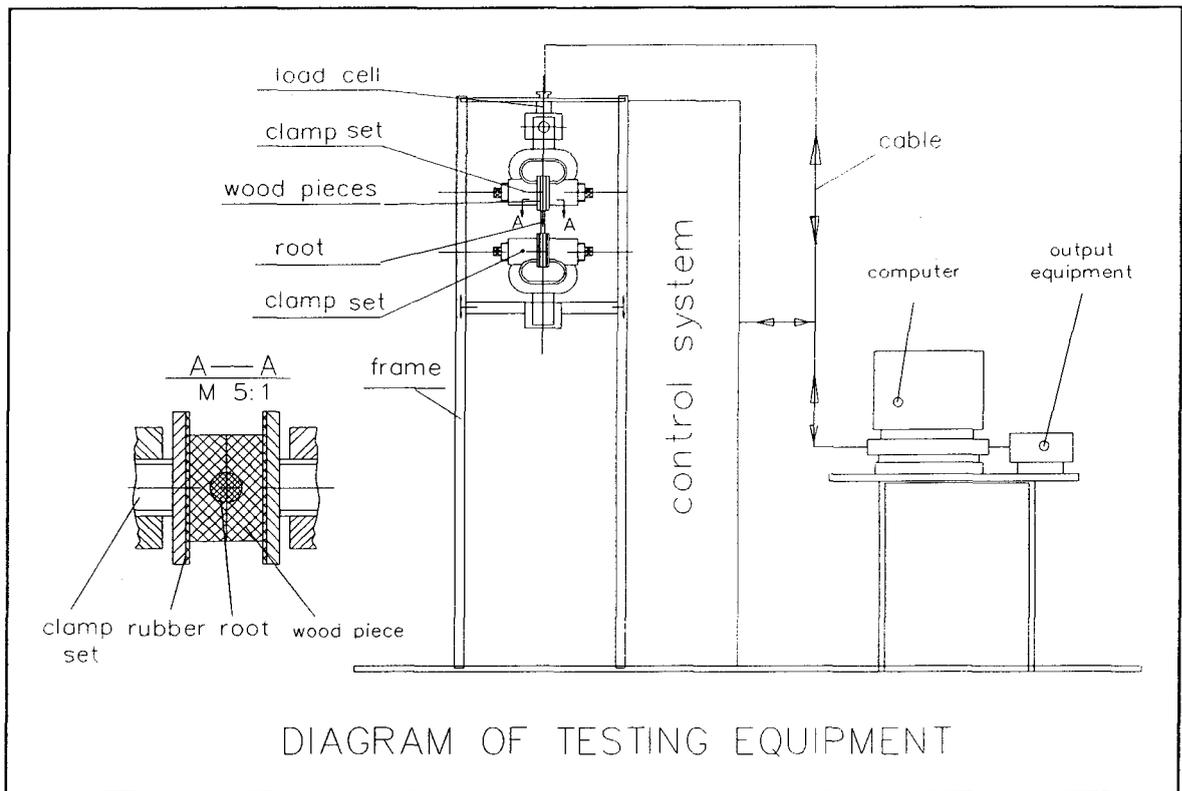


Fig. 1 Diagram of test equipment

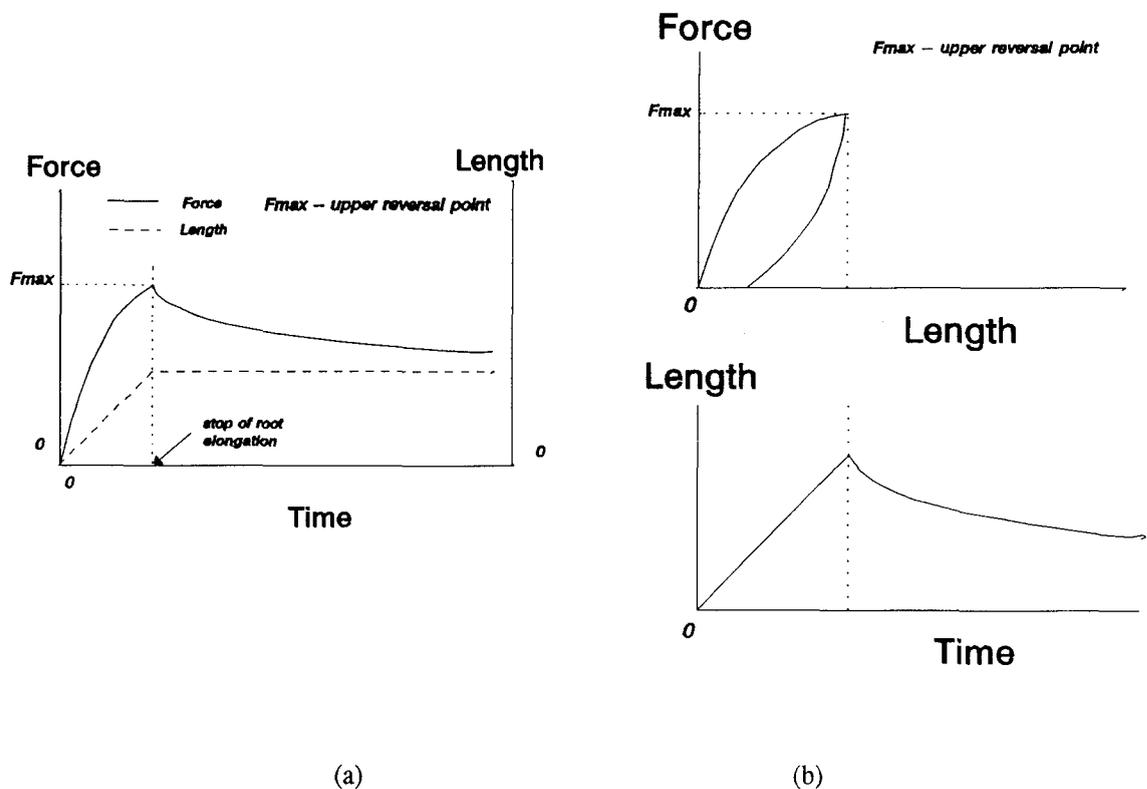
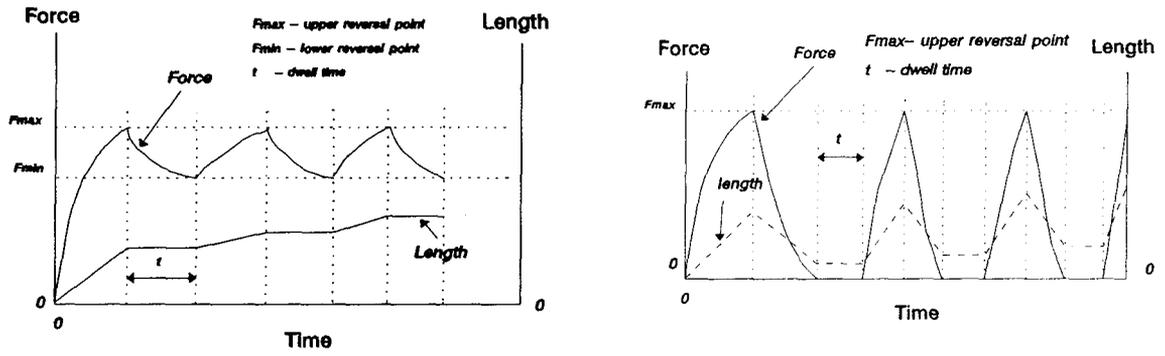


Fig. 2 Characteristic curves of roots tensile with dynamic loads

(a) relaxation test; (b) cyclic load test with elongation recovery

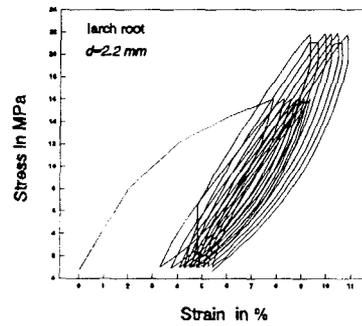
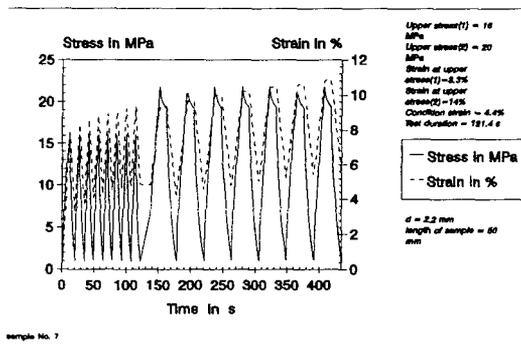


(a)

(b)

Fig. 3 Characteristic curves of repeated loads on roots
(a) with dwell times at zero force; (b) with dwell times at constant length

Cycle load test
larch root



(a)

(b)

Fig. 4 Test curves of a larch root at cycle loads

Cycle load test
larch root

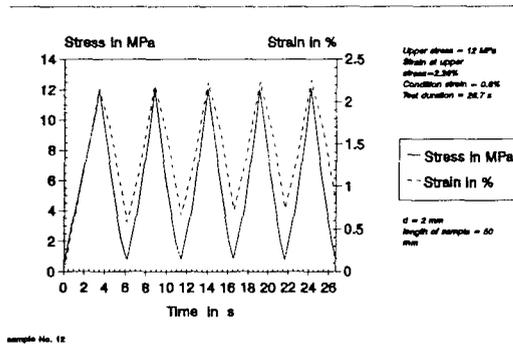
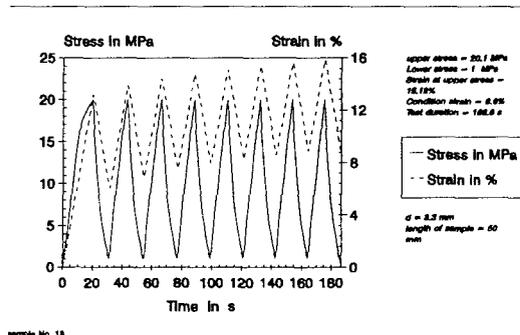
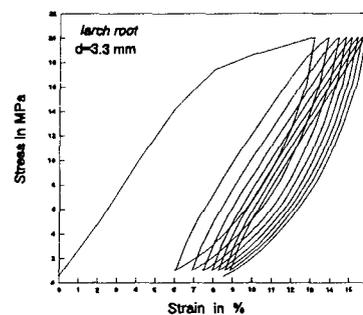


Fig. 5 Test curves of cycle loads

Cycle load test
larch root

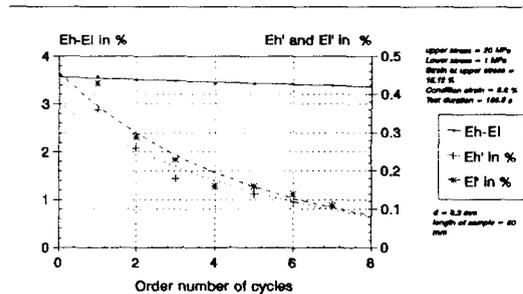


(a)



(b)

Cycle load test
larch root

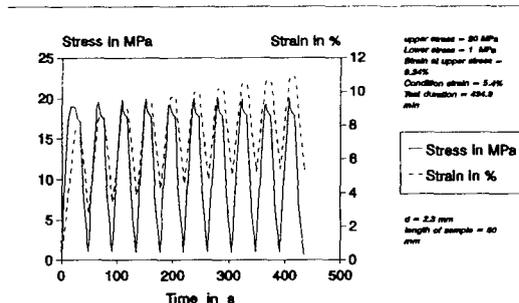


(c)

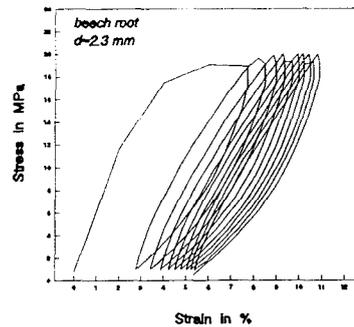
Fig. 6 Test curve and results of root at cycle loads

larch

Cycle load test
beech root

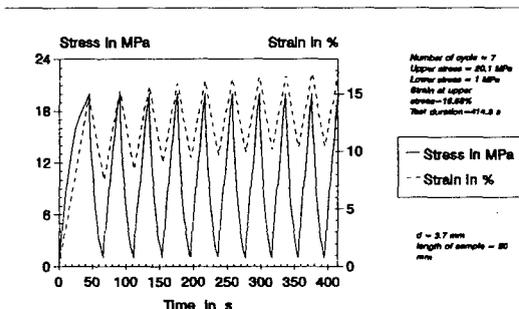


sample No. 18
Dwell time 10 seconds after upper reversal point

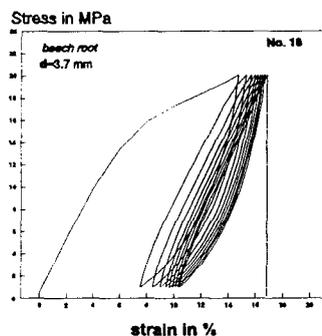


(a) (b)
Fig. 7 Test curve of beech root at cycle loads

Cycle load test
beech root

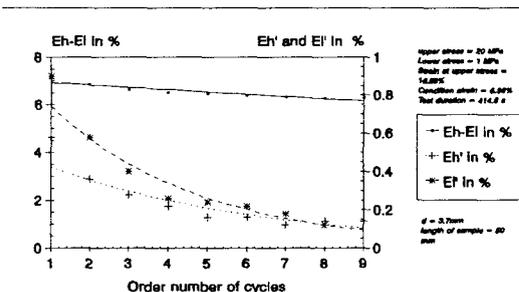


sample No. 18



(a) (b)

Cycle load test
beech root

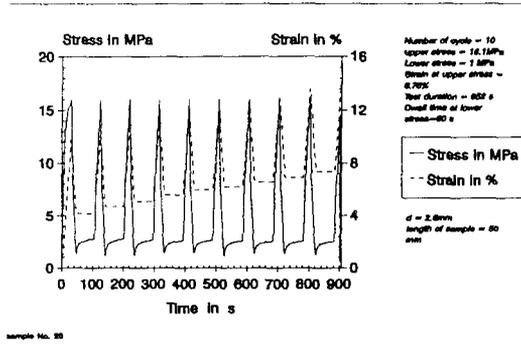


sample No. 18
Eh and EI are high and low value of elongation, respectively
Eh' and EI' are difference between adjacent cycle

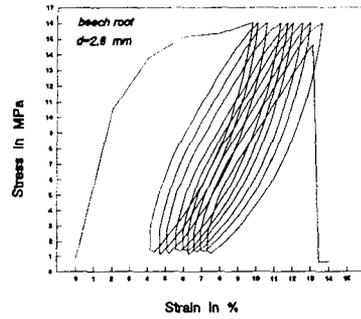
(c)

Fig. 8 Test curve and result of beech root at cycle loads with dwell time

Cycle load test
beech root



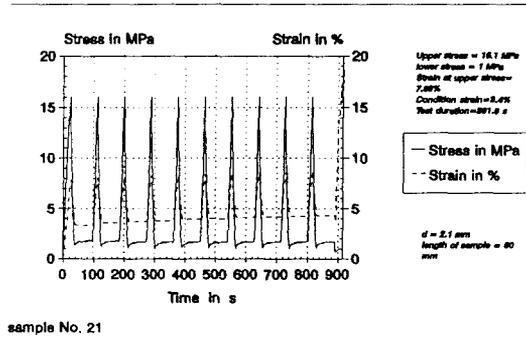
(a)



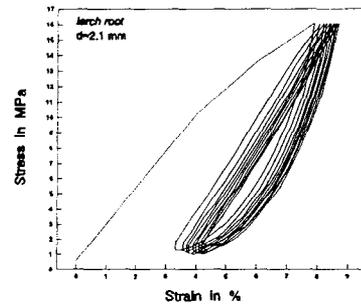
(b)

Fig. 9 Test curve of cycle loads

Cycle load test
larch root



(a)



(b)

Fig. 10 Stress-strain relationships in cyclic loads