

СССР — МПС — ГУУЗ

Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта

МОРДВИНКИН Н. А.

ИССЛЕДОВАНИЯ ТРЕХОСНЫХ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск

1965

НТБ
ДНУЖТ

Публичная защита диссертации состоится на заседании
Ученого Совета «22» *июня* 1965 г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или прислать свои отзывы о работе по адресу: Днепропетровск, Университетская, 2, Институт инженеров железнодорожного транспорта.

Дата отправления автореферата «29» *мая*. 1965 г.

НТБ
ДНУЖТ

МОРДВИНКИН Н. А.

ИССЛЕДОВАНИЯ ТРЕХОСНЫХ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель —
доктор технических наук,
профессор В. А. ЛАЗАРЯН

Днепропетровск

1965

НТБ
ДНУЖТ

2517a

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском институте вагоностроения (г. Москва), экспериментальная часть выполнена на Закавказской железной дороге, исследования на электронной модели проведены в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта.

НТБ
ДНУЖТ

Наиболее реальным и экономичным решением задачи повышения веса поездов в целях освоения постоянно растущих грузопотоков на железнодорожном транспорте является строительство большегрузных полувагонов, в том числе и шестиосных.

Применение шестиосных полувагонов дает возможность формировать поезда весом до 6500 т при существующей длине приемоотправочных путей (850 м). Вес поездов в этом случае возрастает на 30% по сравнению с поездами такой же длины, но сформированными из четырехосных полувагонов.

Широкое внедрение шестиосных полувагонов, таким образом, отодвигает проблему развития станционных путей, что позволит значительные денежные и материальные средства, потребные на удлинение путей, обратить на другие более срочные нужды.

Уже сейчас шестиосные полувагоны стоятся крупными партиями и только отсутствие хорошей, надежной, обладающей необходимыми динамическими качествами, и особенно приемлемой по своему воздействию на путь, трехосной тележки задерживало внедрение их на железнодорожном транспорте.

Проведенные научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в настоящее время завершились созданием трехосной тележки, пригодной для серийного производства, обладающей всеми необходимыми качествами (тележка УВЗ-9м), что дает возможность осуществить полный переход на строительство шестиосных полувагонов, взамен четырехосных.

Настоящая работа содержит: уточненные расчеты технико-экономических преимуществ шестиосных полувагонов; анализ развития конструкций трехосных тележек; изложение результатов экспериментальных исследований тележек УВЗ-9м, проведенных Всесоюзным научно-исследовательским институтом вагоностроения под руководством автора, совместно с другими институтами (ЦНИИ, ДИИТ) и вагоностроительными заводами; теоретические исследования вынужденных плоских колебаний шестиосных полувагонов с

определением сил взаимодействия колесных пар полувагона и рельсового пути, выполненных автором.

I. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПРЕИМУЩЕСТВА ШЕСТИОСНЫХ ПОЛУВАГОНОВ

Технико-экономические исследования, проведенные автором по методике ВНИИ вагоностроения с частичным использованием приемов, примененных в диссертационной работе В. В. ЛУКИНА для технико-экономической оценки восьмиосных полувагонов.

Сравнение велось с четырехосным полувагоном серийного производства с увеличенным объемом кузова и улучшенными технико-экономическими показателями.

Себестоимость перевозки грузов рассчитана с применением метода расходных ставок и отчетных данных железных дорог о выполнении измерителей. Себестоимость перевозки 10 ткм грузов в полувагонах при обоих современных прогрессивных видах тяги приведена в таблице I.

Т а б л и ц а I

Наименование операций	Четырехосный полувагон	Шестиосный полувагон
Начальная и конечная	0,1653	0,1196
Транзитная	0,1631	0,1481
Передвижения	0,6636	0,6248
Общая себестоимость перевозок	0,9920	0,8925

Таким образом, себестоимость перевозки грузов в шестиосных полувагонах оказывается ниже, чем в четырехосных на 10%.

Общие изменения экономических показателей при переходе от четырехосных к шестиосным полувагонам при выполнении грузооборота в 100 млрд ткм нетто в год составляют:

Экономия от снижения себестоимости перевозок в млн. руб.	9,95
Экономия капитальных вложений в млн. руб. для развития пропускной способности железных дорог в вагонный парк	19,0
Экономия в расходе металлопроката в тыс. т	12,0

Экономия электроэнергии поездными электро- возами в млн. квт. час	30,0
Экономия условного топлива поездными тепло- возами в тыс. т	7,0

II. АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ТРЕХОСНЫХ ТЕЛЕЖЕК

Первая трехосная тележка КВЗ-1 была разработана Крюковским вагоностроительным заводом в 1954—1955 гг. для шестиосного полувагона грузоподъемностью 93—95 т. Устраняя выявленные в процессе испытаний и опытной эксплуатации недостатки, завод создал ряд ее модификаций — тележки КВЗ-2, КВЗ-2м и КВЗ-1м.

Несколько позднее, с 1958 г. Уральский вагоностроительный завод начал разработку конструкции трехосных тележек и построил тележки с центральным рессорным подвешиванием УВЗ-9 и с надбуксовым подвешиванием УВЗ-7.

Далее усилиями обоих вагоностроительных заводов на базе тележек КВЗ-2м и УВЗ-9 была создана новая тележка КУВЗ, Уральский вагоностроительный завод построил также новую тележку с надбуксовым подвешиванием УВЗ-10м.

Проведенные ЦНИИ совместно с ДИИТ, при участии НИБ вагоностроения испытания тележек КУВЗ и УВЗ-10м выявили, что эти тележки имели динамические качества лучше, чем тележка ЦНИИ-ХЗ-0.

Однако, на основании испытаний их по воздействию на путь, проведенных путевой лабораторией ДИИТ, Министерство Путей Сообщения ограничило скорости движения шестиосных полувагонов из-за превышения норм напряжений на основной площадке земляного полотна и потребовало от вагоностроителей увеличения базы тележек до 3500—3800 мм.

В результате технической дискуссии, проведенной в 1961—1962 гг. журналом «Железнодорожный Транспорт» по статье автора «О широком внедрении шестиосных полувагонов» выяснились основные требования и конструктивные улучшения, которые должны быть учтены при создании перспективной трехосной тележки.

На основе накопленного опыта эксплуатации, рекомендаций научно-исследовательских организаций и инженерно-технической общественности, вагоностроительные заводы создали в 1962 г. новые образцы трехосных тележек КВЗ-1м, КВСЗ, УВЗ-9м, УВЗ-10м и УВЗ-9к. В работе приводятся основные характеристики всех трехосных тележек и производится сопоставление их с двухосными тележками.

III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРЕХОСНЫХ ТЕЛЕЖЕК

Комплексные динамические (ходовые) и путевые испытания новых трехосных тележек в сравнении с ранее строившимися трехосными и двухосными тележками под полувагонами проведены в 1962 г. на Закавказской железной дороге. Испытания проводились: ЦНИИ МПС под руководством проф. М. Ф. ВЕРИГО и к. т. н. Л. О. ГРАЧЕВОЙ (трехосные тележки КВСЗ и четырехосные тележки с базой 3200 и 3600 мм), ДИИТ МПС под руководством проф. В. А. ЛАЗАРЯНА и к. т. н. А. А. ЛЬВОВА (трехосные тележки КВЗ-1м, УВЗ-10м с базой 3500 мм и двухосные тележки ЦНИИ-ХЗ-0 и МТ-50) и ВНИИ вагоностроения под руководством автора и Н. Н. ПИВОВАРОВА) трехосные тележки УВЗ-9м, УВЗ-9к и УВЗ-10м с базой 3030 мм).

Испытания проводились на участке Келасури—Очемчири (ходовые испытания), протяженностью 50 км с кривыми радиусом от 576 до 2500 м и на перегоне Хашури—Ахалдаба (ходовые и путевые испытания) с кривыми радиусом 250 и 730 м. Путь с рельсами Р50 с деревянными шпалами имел хорошее состояние и позволял следовать со скоростью до 120 км в час. Общее количество опытных поездок составило 1227, показания приборов, определяющих динамические качества тележек, регистрировались на одиннадцати осциллографах в трех вагонах-лабораториях и показания приборов, измеряющих деформации и напряжения в элементах пути—на осциллографах в двух вагонах-лабораториях.

Комплексные испытания тележек такого большого масштаба проводились впервые.

Основные показатели оценки динамических качеств тележек, полученные при испытаниях: динамические добавки вертикальных нагрузок обрессоренных и необрессоренных элементов тележки $K_{до}^в$ и $K_{дн}^в$, горизонтальные (поперечные) силы, действующие на колесные пары тележек H_p , вертикальные и горизонтальные (поперечные) ускорения кузова полувагона $U_{кп}^в$ и $U_{кп}^г$, вертикальные динамические прогибы рессорных комплектов z_a , колебания кузова относительно рельсового пути (подпрыгивание — z_k , поперечный относ — u_k , продольная качка — φ_k , боковая качка — Θ_k и влияние — Ψ_k).

Полученные при опытах одновременно действующие значения максимальной горизонтальной (поперечной) силы и максимального коэффициента динамического обезгруживания колесных пар позволили определить коэффициенты запаса устойчивости вагонов от схода.

Оценка воздействия полувагонов на путь производилась

по следующим показателям: напряжения (изгиба и кручения) в кромках подошвы рельсов — σ_p , боковые силы, передаваемые от рельса на шпалы — $H_{ш}$, величина боковых отжатий рельсов — δ_p , вертикальные давления от рельса на шпалы — P и напряжения на основной площадке земляного полотна — σ_n .

Сопоставление качества тележек с использованием указанных показателей дало следующие результаты.

Тележки УВЗ-9М имеют как на прямых, так и на кривых участках пути, наилучшие показатели динамических добавок вертикальных нагрузок обрессоренных элементов и наименьшие величины горизонтальных (поперечных) сил, действующих на колесные пары, и превосходят по этим показателям двухосные тележки ЦНИИ-ХЗ-0. Величина динамических добавок вертикальных нагрузок необрессоренных элементов для этих тележек примерно на 10% выше, чем для тележек КВСЗ и двухосных тележек ЦНИИ-ХЗ-0. По величинам вертикальных и горизонтальных ускорений кузова полувагона, измеренных на пятнике, они мало отличаются от других трехосных тележек и двухосных тележек ЦНИИ-ХЗ-0. Тележки УВЗ-9м оказались лучшими и по воздействию на путь, особенно по величине напряжений на основной площадке земляного полотна и вертикальным нагрузкам на шпалы. Тележки УВЗ-9м, так же как и двухосные тележки ЦНИИ-ХЗ-0, по устойчивости от схода обладают лучшим коэффициентом запаса и обеспечивают безопасное движение полувагонов на пути хорошего состояния со скоростью до 120 км/ч как в груженом, так и в порожнем состоянии. Ценным преимуществом тележки УВЗ-9м является применение в ее рессорном подвешивании типовых пружин двухосных тележек ЦНИИ-ХЗ-0, имеющих на всех пунктах технического осмотра железных дорог.

Тележки КВСЗ с амортизаторами УВЗ имели лучшие динамические качества, чем с амортизаторами КВЗ. Но и они заметно уступали тележкам УВЗ-9м по величине горизонтальных (поперечных) сил, в связи с чем коэффициент запаса устойчивости их достигает единицы при скорости движения 110 км/ч.

Тележки УВЗ-10м имели наилучшую динамику необрессоренных масс (из-за наличия надбуксового рессорного подвешивания), примерно равные с тележкой УВЗ-9м показатели динамики обрессоренных масс, но заметно уступали по величине горизонтальных сил тележкам УВЗ-9м и КВСЗ. В порожнем состоянии полувагон на тележках УВЗ-10м по коэффициенту запаса устойчивости от схода обеспечивает безопасное движение только до скорости 80 км/ч. Динамические показатели и воздействие на путь для тележек

УВЗ-10м с базой 3500 мм и 3030 мм примерно одинаковы. Эти показатели тележек УВЗ-10м несколько уступают показателям тележки УВЗ-9м, но превосходят показатели других тележек, в том числе и тележки ЦНИИ-ХЗ-0.

Тележки УВЗ-9к не показали никаких преимуществ в сравнении с другими новыми трехосными тележками, и в связи с неудовлетворительным качеством изготовления фрикционных клиньев, вызывавшем неравномерный их износ, срывы и неустойчивость в работе, не были допущены к испытаниям по воздействию вагонов на путь.

Тележки ЦНИИ-ХЗ-0, использованные в качестве эталона, уступали по всем динамическим показателям и воздействию на путь всем трехосным тележкам, за исключением КВЗ-1м.

Тележки КВЗ-1м имели все показатели по воздействию на путь не превышающие показатели для тележек ЦНИИ-ХЗ-0, но заметно уступали этим тележкам и всем остальным трехосным тележкам по всем показателям динамики вагонов. По коэффициенту запаса устойчивости от схода тележки КВЗ-1м обеспечивают безопасность движения до скорости 80 км/ч. Причиной такой неудовлетворительной работы этих тележек является плохое качество амортизаторов КВЗ, которые Крюковский завод изготавливал без соответствующей термической обработки.

Большие трудности возникают перед исследователями при комплексной оценке качества тележек и выборе наилучшей конструкции по всей сумме показателей накопленной в процессе опытов. Предлагается, разработанная автором, методика оценки качества тележек грузовых вагонов по всей сумме показателей, характеризующих динамику вагона и воздействие его на путь.

Методика предложена в двух вариантах.

Первый вариант. Величина каждого показателя для максимальной скорости движения и близкой к ней и для различных участков пути сравнивается для всех тележек, подвергавшихся испытаниям, и оценивается соответствующим баллом. Число баллов принимается по числу сравниваемых тележек и лучший принимается за 1. При равных показателях для двух—трех тележек все они получают два—три соответствующих балла. Далее определяется средняя величина балла по всем показателям и тележка, имеющая наименьшую величину балла, признается лучшей. Тележки, имеющие недопустимую величину отдельных показателей, если эти пределы установлены, из сравнения исключаются.

Второй вариант. По результатам испытаний тележек является наибольшая (в смысле наихудшая) величина пока-

зателя, независимо при какой скорости она получена. При сравнении этих показателей для различных тележек наилучший показатель принимается за 100%, показатели остальных тележек выражаются также в %, отнесенных к показателю лучшей тележки. Лучшей тележкой по всему комплексу показателей будет тележка имеющая наименьшую средне-арифметическую величину показателя, выраженную в %.

По результатам проведенных экспериментальных исследований тележка УВЗ-9м признана наилучшей и рекомендована для серийного производства.

IV. ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ ПЛОСКИХ КОЛЕБАНИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНЫХ ПАР ШЕСТИОСНЫХ ПОЛУВАГОНОВ И РЕЛЬСОВОГО ПУТИ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ ЕГО НЕРОВНОСТЕЙ

Экспериментальные исследования трехосных тележек позволили установить, что решающими факторами для выбора типа и конструкции тележек шестиосных вагонов и их качественного сопоставления с широко применяемыми двухосными тележками являются динамические характеристики и воздействие на путь, а также, что динамические характеристики трехосных тележек являются более высокими, чем двухосных тележек.

Однако, по оценке воздействия на путь при испытаниях 1960 и 1962 гг. были получены разноречивые результаты.

В 1960 г. утверждалось, что воздействие на путь трехосных тележек значительно превышает воздействие двухосных тележек, и на основе этого требовалось ограничение скоростей движения шестиосных полувагонов, а у новых тележек считалось обязательным увеличение их базы до 3500—3800 мм.

В 1962 г. более обстоятельные и хорошо подготовленные путевые испытания установили, что воздействие на путь трехосных тележек более благоприятно, чем двухосных тележек ЦНИИ-ХЗ-0, а влияние изменения базы тележки в пределах 3000—3500 мм не оказало существенного влияния.

Но и в этом случае оценка напряжений на основной площадке земляного полотна была сделана на основе устойчивого показания весьма малого числа приборов на очень коротком участке пути и на основе весьма корректного пересчета их с использованием экспериментально полученных динамических характеристик вагонов, и распространена на участки большого протяжения.

НТБ
ДНУЖТ
9

В связи с этим появилась необходимость аналитически определить силы взаимодействия, которые возникают при прохождении неровностей пути шестиосными полувагонами и сопоставить их с силами взаимодействия четырехосных вагонов.

Поэтому автором предприняты теоретические исследования вынужденных колебаний шестиосных полувагонов и поставлена задача определения дополнительных составляющих сил взаимодействия колесных пар шестиосного вагона с рельсовым путем при различных характеристиках вагона и пути.

В технической литературе достаточно подробно исследованы собственные и вынужденные колебания двух- и четырехосных вагонов.

В настоящей работе исследованы вынужденные колебания шестиосного полувагона в вертикальной плоскости при прохождении неровностей пути и дан метод определения, возникающих при этом сил взаимодействия между колесами и рельсами.

Полувагон рассматривается как система, состоящая из 7 абсолютно твердых тел, соединенных упругими связями и демпферами (рис. 1).

Для исследований колебаний шестиосных полувагонов, подобно тому как это сделано в работах В. А. ЛАЗАРЯНА для четырехосных грузовых вагонов, использованы уравнения ЛАГРАНЖА II рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i \quad (1)$$

За обобщенные координаты приняты величины, связанные определенными соотношениями с абсолютными перемещениями и углами поворота твердых тел, входящих в систему.

При составлении выражения кинетической энергии, для приведения его к диагональной форме, использован алгоритм ЛАГРАНЖА с переходом к новым обобщенным координатам.

Первые члены в уравнениях ЛАГРАНЖА будут иметь вид:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{s}_i} = a_{ii} \ddot{s}_i \quad (2)$$

Выражение потенциальной энергии имеет вид:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum c_{ii} s_i^2 + \frac{1}{2} \sum c_{ik} s_i s_k + \frac{1}{2} \sum h_{ij} \eta_j s_i \quad (3)$$

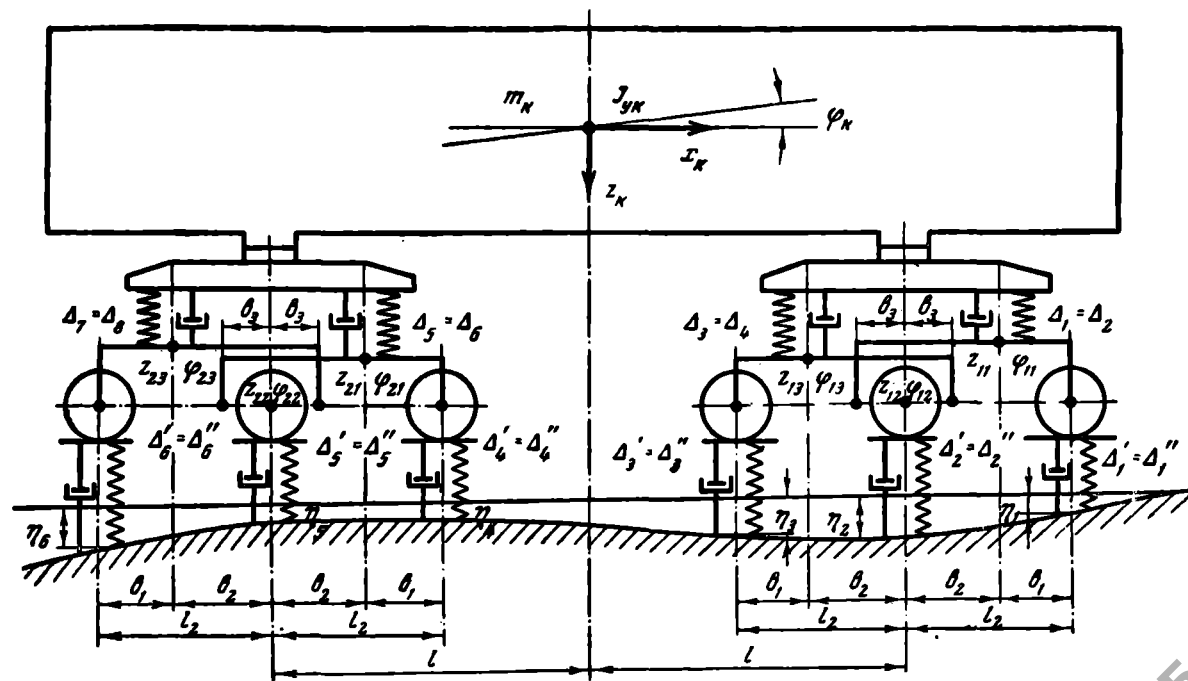


Рис. 1

НТБ
ДНУЖТ

Функция рассеивания в системе с вязким трением имеет вид аналогичный выражению потенциальной энергии (3):

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum f_{ii} \dot{s}_i^2 + \frac{1}{2} \sum f_{ik} \dot{s}_i \dot{s}_k + \frac{1}{2} \sum p_{ij} \dot{\eta}_j \dot{s}_i \quad (4)$$

Используя найденные выражения в уравнениях ЛАГРАНЖА получим одиннадцать дифференциальных уравнений колебаний шестиосного полувагона вида:

$$a_{ii} \ddot{s}_i + \sum 2c_{ii} s_i + \sum c_{ik} s_i s_k + \sum h_{ij} \eta_j s_i + \sum 2f_{ii} \dot{s}_i + \\ + \sum f_{ik} \dot{s}_i \dot{s}_k + \sum p_{ij} \dot{\eta}_j \dot{s}_i = 0 \quad (5)$$

Анализ системы уравнений показывает, что только одно одиннадцатое уравнение, выражающее продольные перемещения:

$$a_{11} \ddot{s}_{11} = 0$$

отделяется, остальные 10 уравнений представляют собой систему связанных дифференциальных уравнений двадцатого порядка.

Решение уравнений проведено на электронной модели МПТ-9м в лаборатории ДИИТ при участии инж. В. А. МУЗЫКИНА.

Вводя машинные переменные X_i (электрические напряжения), масштабные множители N_i и N_{10+1} машинное время t_m , машинные переменные η_{jm} переходим к машинным уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_1 &= \frac{N_{10+1}}{N_1} N_0 N_{10+1} \\ \dot{X}_{10+i} &= - \frac{N_0}{a_{11}} \left(\frac{N_i}{N_{10+1}} c_{ii} X_i + \sum \frac{N_k}{N_{10+1}} c_{ik} X_k + \right. \\ &\quad \left. + f_{ii} X_{10+i} + \sum \frac{N_{10+k}}{N_{10+1}} f_{ik} X_{10+k} \right) - \sum \Theta_{ij} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где Θ_{ij} новые переменные, представляющие собой сумму воздействия на систему ординат неровностей η_j и их производных $\dot{\eta}_j$:

$$\Theta_{ij} = (hN_0 \eta_{jm} + p_{ij} \dot{\eta}_{jm}) \frac{N_{21}}{a_{11}} \quad (8)$$

Блок-схема решения приведена на рис. 2.

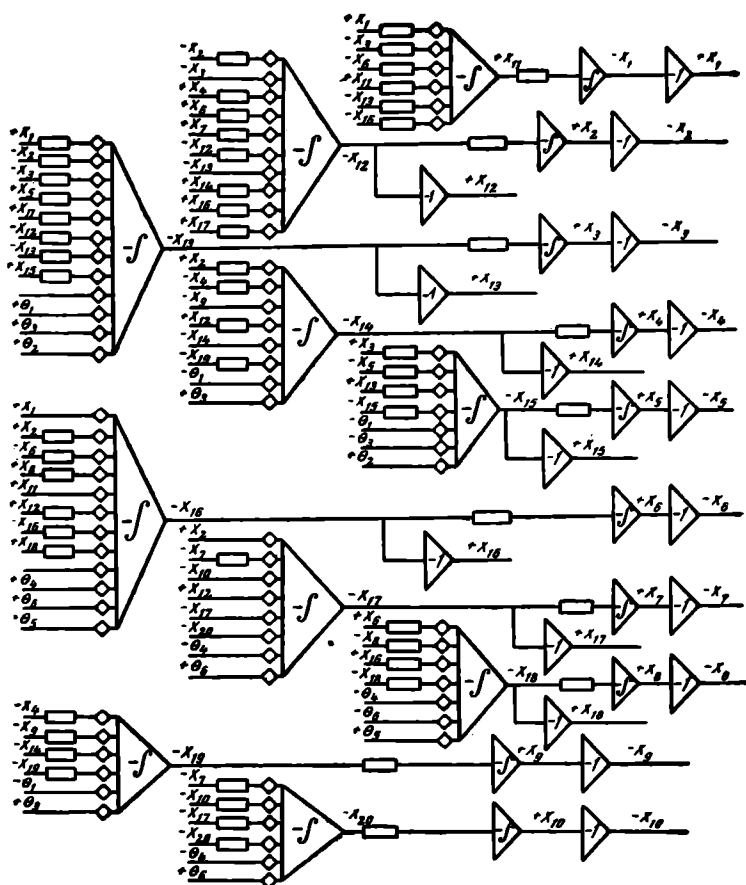


Рис. 2

Для получения дополнительной составляющей силы взаимодействия колесных пар полувагонов, необходимо просуммировать, получаемые в процессе решения на модели X_1 . Дополнительные составляющие сил взаимодействия, отнесенных к колесной паре, определяются выражением:

$$Q_j = k_1 (\Delta'_j + \Delta''_j) + \beta (\Delta'_j + \Delta''_j) \quad (9)$$

Для шестиосного полувагона на тележках с центральным рессорным подвешиванием УВЗ-9м приняты следующие величины:

$$m_k = 11,3 \frac{\text{т сек}^2}{\text{м}}; m_{11} = m_{13} = m_{21} = m_{23} = 0,273 \frac{\text{т сек}^2}{\text{м}};$$

$$m_{12} = m_{22} = 0,164 \frac{\text{т сек}^2}{\text{м}}; I_{yk} = 194 \text{ тмсек}^2; I_{y12} = I_{y22} = 0,33 \text{ тмсек}^2$$

$$I_{y11} = I_{y13} = I_{y21} = I_{y23} = 0,250 \text{ тмсек}^2; I = 0,010 \text{ тмсек}^2;$$

$$r = 0,475 \text{ м}; n = 6; b_1 = 0,73 \text{ м}; b_2 = 1,02 \text{ м}; b_3 = 0,52 \text{ м};$$

$$l = 5,22 \text{ м}; k = 327 \frac{\text{т}}{\text{м}} \text{ (на один рессорный комплект);}$$

$$\beta = 11,5 \frac{\text{тсек}}{\text{м}}; k_1 = 2275 \frac{\text{т}}{\text{м}} \text{ (на одну рельсовую нитку);}$$

$$\beta_1 = 81 \frac{\text{тсек}}{\text{м}}.$$

Для исследования принята неровность пути косинусоидальной формы (рис. 3), аналитическое выражение такой неровности принято в виде:

$$\eta = \frac{d}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right) \quad (10)$$

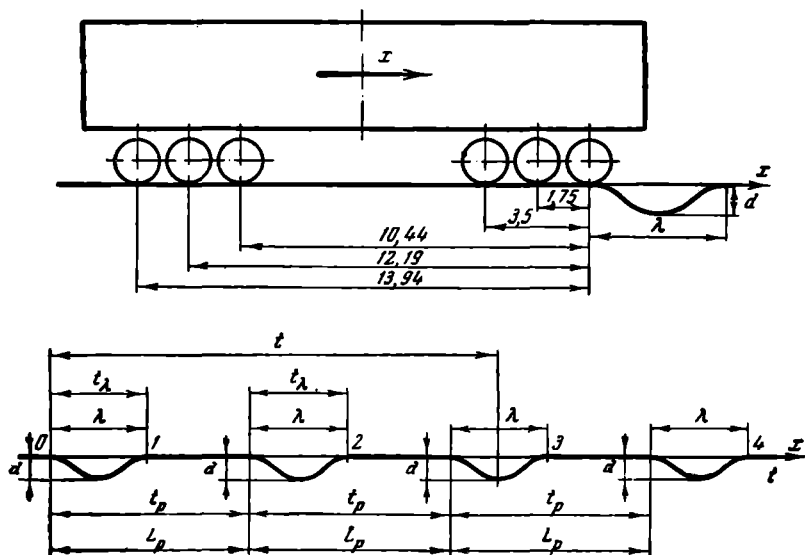


Рис. 3

Функцию η_j для j -го колеса при прохождении серии таких неровностей можно аппроксимировать выражением:

$$\eta_j = \frac{d}{2} [1 - \cos \omega(t - \tau_j)] \sigma_0 - \frac{d}{2} \left[1 - \cos \omega \left(t - \tau_j - \frac{2\pi}{\omega} \right) \right] \sigma_0^* \quad (11)$$

производная этой функции будет:

НТБ
ДНУЖТ

$$\dot{\eta}_j = \frac{d}{2} \omega \sin \omega(t - \tau_j) \sigma_0 - \frac{d}{2} \omega \sin \omega\left(t - \tau_j - \frac{2\pi}{\omega}\right) \sigma_0^* \quad (12)$$

В выражения (10, 11, 12) входят величины:

d — наибольшая глубина неровности;

λ — длина неровности;

x — текущая координата пути;

$$\omega = \frac{2\pi V}{\lambda};$$

V — равномерная скорость движения вагона;

$j = 1, 2, 3, 4, 5, 6$ — порядковый номер колесной пары;

τ_j — время запаздывания j -ой колесной пары;

t — текущая координата времени;

σ_0 — единичная функция такая, что при $t \leq \tau_j$ $\sigma_0 = 0$
и при $t > \tau_j$ $\sigma_0 = 1$;

σ_0^* — единичная запаздывающая функция такая, что

$$\text{при } t \leq t_\lambda + \tau_j \quad \sigma_0^* = 0$$

$$t \geq t_\lambda + \tau_j \quad \sigma_0^* = 1$$

t_λ — время прохождения колесом неровности.

При решении системы уравнений на электронной модели МПТ-9м внешние возмущения Θ_{ij} , моделирующие воздействие неровностей пути η_j и их производных $\dot{\eta}_j$, подавались от специального генератора, собранного из решающих элементов. Практически для этой цели использовались блоки электронной модели ЭМУ-8. Для ввода функций Θ в электронную модель МПТ-9м в процессе решения системы машинных уравнений соответственно прохождению колес шестиосного полувагона по неровностям пути применялось специальное устройство, сконструированное и изготовленное в лабораториях ДИИТ, состоящее из ряда переключающих ячеек и реле.

Дополнительные составляющие сил взаимодействия Q_j колесных пар полувагона с рельсовым путем, возникающие при прохождении неровностей пути, выражаются следующими зависимостями от машинных переменных X_i и X_{10+i}

$$\left. \begin{aligned} \frac{N_p}{2k_1} Q_1 &= -1,207X_3 + X_4 + 0,4751X_5 + X_9 - \\ &- 2,912X_{13} + 2,335X_{14} + 0,7674X_{15} + 1,359X_{19} + 4,78\Theta_1 \\ - \frac{N_p}{2k_1} Q_2 &= -0,563X_3 - X_5 - 1,38X_{13} - \\ &- 1,61X_{15} + 2,53\Theta_2 \\ - \frac{N_p}{2k_1} Q_3 &= -1,207X_3 - X_4 + 0,4751X_5 - X_9 - \\ &- 2,912X_{13} - 2,335X_{14} + 0,7674X_{15} - 1,359X_{19} + 5,32\Theta_3 \end{aligned} \right\} (13)$$

$$\left. \begin{aligned} -\frac{N_p}{2k_1} Q_4 &= -1,207X_5 + X_7 + 0,4751X_8 + X_{10} - \\ &- 2,912X_{16} + 2,335X_{17} + 0,7674X_{18} + 1,359X_{20} + 4,78\theta_4 \\ -\frac{N_p}{2k_1} Q_5 &= -0,563X_6 - X_8 - 1,38X_{16} - 1,61X_{18} + 2,53\theta_5 \\ -\frac{N_p}{2k_1} Q_6 &= -1,207X_6 - X_7 + 0,4751X_8 - X_{10} - \\ &- 2,912X_{16} - 2,335X_{17} + 0,7674X_{18} - 1,359X_{20} + 5,32\theta_6 \end{aligned} \right\} (13)$$

Суммирование слагаемых для определения дополнительных составляющих сил взаимодействия производилось на той же электронной модели непосредственно в процессе решения задачи и результат записывался на ленте осциллографа.

Масштаб сил N_c определялся из отношения: $N_c = \frac{2k_1}{N_p}$.

Исследования на электронной модели проводились при следующих условиях:

- 1) Прохождение короткой изолированной неровности вида $\eta = \frac{d}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right)$ и серии таких неровностей;
- 2) Скорость прохождения неровностей V км/ч 60, 80, 100, 120 и 140;
- 3) Глубина неровности $d = 0,001$ м;
- 4) Длина неровности $\lambda = 3$ м;
- 5) Расстояние между смежными неровностями соответствует длине рельса $L_p = 25$ м.

На ленте осциллографа (рис. 4) записывались последова-

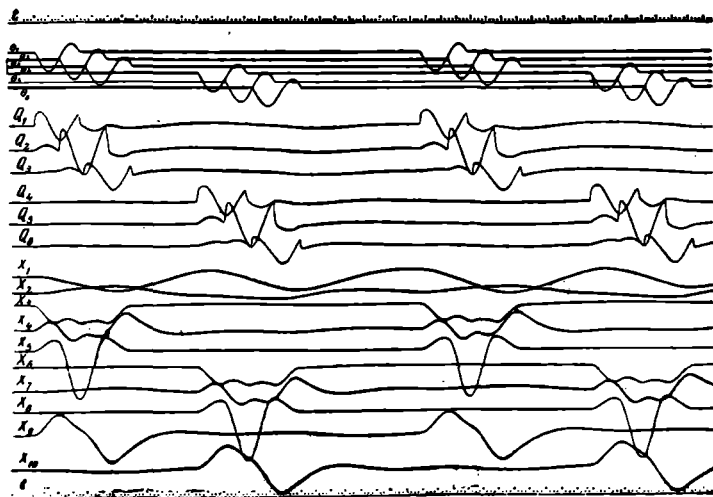


Рис. 4

тельно (сверху вниз): отметки времени 0,5 и 2 сек; внешние воздействия $\Theta_1—\Theta_6$; дополнительные составляющие сил взаимодействия $Q_1—Q_6$; машинные переменные: X_1 (подпрыгивание кузова), X_2 (угол поворота галопирования кузова), $X_3—X_{10}$ и снова отметки времени.

Получены следующие максимальные значения дополнительных составляющих сил взаимодействия в кг.

V км/ч	60	90	100	120	140
Q_1	—284 +213	—298 +298	—395 +395	—535 +510	—648 +648
Q_2	—210 +250	—300 +363	—470 +560	—737 +850	—900 +1080
Q_3	—178 +182	—136 +340	—210 +490	—326 +607	—512 +745
Q_4	—222 +227	—365 +250	—490 +326	—560 +466	—700 +605
Q_5	—178 +231	—365 +342	—512 +536	—790 +830	—930 +1070
Q_6	—192 +192	—91 +369	—186 +512	—335 +652	—512 +745

График зависимости максимальных значений дополнительных составляющих сил взаимодействия от скорости приведен на рис. 5.

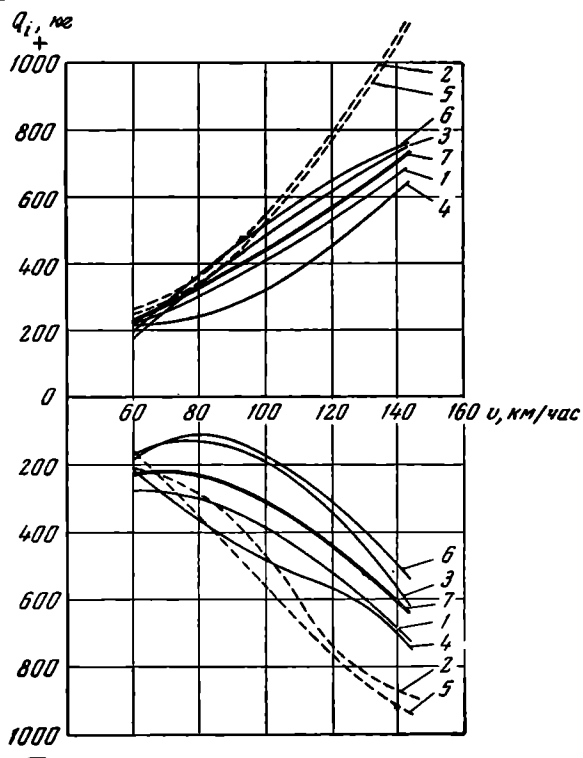


Рис. 5

Анализ полученных осциллограмм показывает, что:

1) Наибольшая величина дополнительной составляющей силы взаимодействия колесной пары и рельсового пути достигается при прокатывании колесной пары по неровности;

2) После выхода из неровности колесной пары величина дополнительной составляющей силы ее взаимодействия с рельсовым путем резко снижается, изменение ее в малых пределах обуславливаются влиянием соседних колесных пар и колебаниями кузова;

3) Характер изменения дополнительной составляющей силы взаимодействия колесной пары в процессе прокатывания ее по неровности таков, что в начальный момент наступает разгрузка, потом происходит перегрузка, а затем вновь — разгрузка, после чего остаются слабые колебания силы или она приходит к нулю;

4) Величина нагружающих и разгружающих дополнительных составляющих сил взаимодействия у средних колесных пар обеих тележек несколько выше, чем у крайних (при высоких скоростях движения). Это подтверждается результатами проведенных путевых испытаний.

5) С увеличением скорости движения дополнительные составляющие сил взаимодействия существенно возрастают. Наибольшее значение нагружающей силы при прохождении неровности при скорости 120 км/ч достигает для средних осей тележек 850 кг и для крайних осей 652 кг, и для разгружающей силы соответственно 790 и 560 кг.

6) Наибольшие величины сил взаимодействия при прохождении серии неровностей при всех скоростях движения остаются на том же уровне, что и при прохождении изолированной неровности того же типа и размера.

Дополнительные исследования вынужденных колебаний полувагона проведены при прохождении серии неровностей при резонансных скоростях при наличии трения в рессорном подвешивании или его отсутствии ($\beta = 0$).

Критические скорости, определенные по формуле:

$$V_{кр} = \frac{3,6 L_p}{T} \left| \frac{\kappa_m}{\kappa} \right|$$

для рельсов длиной 25 м оказались для подпрыгивания $V_{крп} = 202$ км/ч при $\beta = 11,5$ и $V_{крп} = 210$ км/ч при $\beta = 0$ и для галопирования:

$V_{кр2} = 250$ км/ч при $\beta = 11,5$ и $V_{кр2} = 261$ км/ч при $\beta = 0$.

Такие высокие скорости практически не будут реализованы при грузовых перевозках, поэтому представляет интерес провести исследования при $\frac{1}{2} V_{крп}$ когда можно ожидать увеличения амплитуд колебаний. Исследования проведены при следующих скоростях $\frac{1}{2} V_{крп} = 101$ км/ч; $\frac{1}{2} V_{кр2} = 125$ км/ч и $V_{крп} = 210$ км/ч.

Анализ полученных осциллограмм показывает, что:

1) При наличии трения в рессорном подвешивании и в пути величина дополнительных составляющих сил взаимодействия при скоростях движения вагона равной половине критической скорости по подпрыгиванию и галопированию существенно не отличается от величин сил взаимодействия близких к ним скоростей $V = 100$ и $V = 120$ км/ч.

2) Существенно возрастают дополнительные составляющие сил взаимодействия при резонансной скорости $V = 210$ км/ч, как при прохождении изолированной неровности, так и серии неровностей, когда они достигают величин 2300—2500 кг для средней колесной пары каждой тележки и 1300—2100 кг для крайних колесных пар.

3) При отсутствии трения в рессорном подвешивании вагона при скоростях движения равных резонансной и половине ее величины существенно возрастают амплитуды колебаний подпрыгивания и галопирования кузова; дополнительные составляющие сил взаимодействия в момент прохождения неровности несколько возрастают, и особо существенно возрастают в промежутках между неровностями.

4) При отсутствии трения в пути величина дополнительных составляющих сил взаимодействия существенно возрастает в момент прохождения неровности, изменение их носит гармонический характер со слабой степенью затухания колебаний из-за влияния трения в рессорном подвешивании. Резонансных явлений в колебаниях кузова не наблюдается, так как трение в рессорном подвешивании оставлено.

Разработанная система дифференциальных уравнений плоских вынужденных колебаний шестиосного полувагона и метод определения сил взаимодействия колесных пар и рельсового пути при прохождении неровностей, а также способ решения их на электронных моделях позволяют получать конкретные решения и для других типов шестиосных вагонов, для других характеристик рельсового пути и любых неровностей пути, симметричных для обоих рельсовых нитей, которые могут быть заданы в аналитической или табличной форме.

Полученные на электронной модели для трехосной тележки величины дополнительных составляющих сил взаимодействия сопоставлены с величинами дополнительных составляющих сил взаимодействия при прохождении такой же неровности пути двухосной тележки ЦНИИ-ХЗ-0, полученной на той же электронной модели В. А. ЛАЗАРЬНОМ и Л. А. МАНАШКИНЫМ (Труды ДИИТ, 1963 г., вып. 44).

Несмотря на некоторые отличия в характеристиках пути, принятых при исследованиях колебаний шести- и четырехосных полувагонов, сопоставление показывает, что средний уровень максимальных значений дополнительных состав-

ляющих сил взаимодействия колесных пар шестиосного полувагона примерно соответствует уровню сил четырехосного полувагона.

Исследование динамических свойств шести- и четырехосных вагонов проведено также в условиях плоских свободных колебаний, при следовании полувагона по абсолютно жесткому прямому пути. Колебания подпрыгивания и галопирования кузовов в этом случае описываются дифференциальными уравнениями вида:

$$\begin{aligned}\ddot{z}_k + 2h_n\dot{z}_k + p_n^2 z_k &= 0 \\ \varphi_k + 2h_z\varphi_k + p_z^2\varphi_k &= 0\end{aligned}\tag{14}$$

Решениями таких уравнений будет:

$$z_k = e^{-h_n t}(C_1 \cos p_{1n} t + C_2 \sin p_{1n} t)$$

где

$$p_{1n} = \sqrt{p_n^2 - h_n^2}$$

$$\varphi_k = e^{-h_z t}(C_3 \cos p_{1z} t + C_4 \sin p_{1z} t)$$

где

$$p_{1z} = \sqrt{p_z^2 - h_z^2}\tag{15}$$

Исследование уравнений свободных колебаний и их решений показало, что при наличии трения в рессорном подвешивании периоды колебаний шестиосного полувагона несколько меньше периодов колебаний четырехосного полувагона, а декременты затухания колебаний значительно выше, т. е. динамические характеристики шестиосных полувагонов лучше, чем у четырехосных.

ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

1. Широкое внедрение шестиосных полувагонов на железнодорожном транспорте является весьма эффективным и важным народнохозяйственным мероприятием.

2. Тележка УВЗ-9м, принятая к серийному производству по результатам настоящего исследования и усовершенствованная в процессе ее доработки Уральским вагоностроительным заводом, обладает заметными преимуществами перед другими трехосными тележками, а также превосходит типовую двухосную тележку ЦНИИ-ХЗ-0 по всем динамическим характеристикам и показателям воздействия на путь.

3. Рекомендовано снятие ограничений скорости движения шестиосных полувагонов на всех типах тележек по сравнению с четырехосными и для полувагонов на тележ-

ках УВЗ-9м как в порожнем, так и в груженом состоянии установлена возможность безопасной работы со скоростями движения до 120 км в час.

4. Наличие хорошей серийной тележки типа УВЗ-9м снимает все препятствия к полному переходу от строительства четырехосных полувагонов к постройке шестиосных полувагонов, а также для разработки и других типов шестиосных вагонов (цистерны, платформы, хоперы, думпкары и другие типы промышленных вагонов).

5. Опытами установлено, что изменения длины базы трехосных тележек в пределах 3000—3500 мм не оказывает существенного влияния на уровень воздействия шестиосных полувагонов на верхнее строение пути и основную площадку земляного полотна. Доказана возможность в процессе дальнейшего совершенствования трехосных тележек и улучшения их динамических свойств применять тележки с базой менее 3500 мм. Поэтому оптимальная величина базы тележки при хороших ее динамических качествах должна определяться из условий размещения рессорных комплектов и удобства обслуживания тележек в эксплуатации.

Выяснена нецелесообразность дальнейшего увеличения базы до 3800 мм, как это требовалось рядом специалистов.

6. Установлена возможность судить об относительной степени воздействия на путь различных типов вагонов при разнообразных тележках по результатам динамических (ходовых) испытаний их без производства в каждом случае дорогостоящих путевых испытаний.

7. Рекомендуются при проектировании новых и модернизации старых тележек, а также для оценки тележек при их испытаниях использовать нормативы динамических показателей, рекомендованные в работе:

- | | |
|---|----------------|
| а) коэффициент динамических добавок вертикальных нагрузок обрессоренных элементов | не более 0,6 |
| б) то же необрессоренных элементов | не более 0,75 |
| в) горизонтальные (поперечные) силы, действующие на колесную пару | не более 5,6 т |
| г) вертикальные ускорения кузова, измеренные у пятника | не более 0,4 g |
| д) горизонтальные (поперечные) ускорения, измеренные у пятника | не более 0,3 g |

8. При проведении работ по дальнейшему совершенствованию тележки УВЗ-9м рекомендуется использовать ряд мер по снижению неподдрессоренного веса (подшипники диамет-

ром 230 мм, полые оси с облегченными колесами, неметаллические тормозные колодки, резиновые прокладки между потолком буксы и опорной плоскостью боковин или балансиров).

9. Для объективной оценки различных тележек по всем показателям, полученным в процессе динамических и путевых испытаний рекомендуется использовать, предложенную в данной работе, методику оценки качества тележек грузовых вагонов по всему комплексу динамических характеристик и воздействия вагонов на путь.

10. Для решения ряда задач, возникающих в процессе проектирования вагонов, а также исследования вертикальных плоских колебаний шестиосных вагонов на тележках с центральным рессорным подвешиванием и определения сил взаимодействия колесных пар и рельсового пути при прохождении неровностей, целесообразно использовать системы дифференциальных уравнений колебаний и метод решения их на электронных моделях.

Проведение подобных теоретических расчетов и электронного моделирования позволяет, используя проектные характеристики тележек получить сравнительную качественную оценку ожидаемого воздействия на путь и более правильно отобрать конструктивные варианты для последующего осуществления опытных образцов тележек и экспериментальной их проверки.

Кроме того, наличие результатов теоретических расчетов и электронного моделирования позволит усовершенствовать методику экспериментальных исследований тележек и правильно оценивать достоверность полученных экспериментальных материалов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих источниках:

1. Н. А. МОРДВИНКИН. О широком внедрении шестиосных полувагонов. «Железнодорожный Транспорт», 1961 г., № 9.

2. Н. А. МОРДВИНКИН. Трехосные тележки грузовых вагонов большой грузоподъемности. ЦИНТИАМ. Москва, 1964 г.

3. Н. А. МОРДВИНКИН. Исследование сил взаимодействия шестиосных полувагонов и рельсового пути. «Транспортное Машиностроение», 1965 г., № 1.

Содержание работы по исследованию сил взаимодействия шестиосных полувагонов и рельсового пути с использованием электронных моделей доложено на Совещании по некоторым проблемам динамики сооружений и машин в г. Днепрпетровске в 1964 году.

НТБ
ДНУЖТ

Л 52056 от 11/V 1965 г.

Заказ 507

Тираж 200

Типография № 32 «Главполиграфпрома», Москва, Цветной бульвар, 26

Сканировала Камянская Н.А.

НТБ
ДНУЖТ