

СССР

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

На правах рукописи

Ю. В. ИГНАТЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГЛОЩАЮЩИХ АППАРАТОВ  
АВТОСЦЕПКИ С РЕЗИНО-МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ  
ЭЛЕМЕНТАМИ, РАБОТАЮЩИМИ ПРИ ОДНООСНОМ  
И ОБЪЕМНОМ СЖАТИИ

(433. Подвижной состав и тяга поездов)

А в т о р е ф е р а т  
диссертации, представленной на соискание  
ученой степени кандидата технических наук

Днепропетровск,  
1969

НТБ  
ДНУЖТ

Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта направляет Вам для ознакомления автореферат диссертации инженера Игнатенко Ю. В.

Просим Вас и всех заинтересованных лиц Вашего учреждения принять участие в публичной защите диссертации или прислать свой отзыв в письменном виде в 2 экземплярах, заверенных печатью Вашего учреждения, по адресу:

Днепропетровск-10, Университетская, 2, ДИИТ.

Работа выполнена в Брянском институте транспортного машиностроения.

Научный руководитель — доктор технических наук  
профессор **Л. Н. Никольский**

#### Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **Потураев В. Н.**, кандидат технических наук, ст. научный сотрудник **Манашкин Л. А.**, кандидат технических наук, доцент **Воскобойник Э. З.**

Ведущее предприятие — ВНИИВ.

Автореферат разослан **9** января 1969 г

Защита диссертации состоится **11** февраля 1969 г. на заседании совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь совета

**Ю. А. РАДЗИХОВСКИЙ.**

НТБ  
ДНУЖТ

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из важнейших условий обеспечения нормальной эксплуатации подвижного состава железных дорог является надежная работа амортизирующих устройств автосцепного оборудования. Особенно актуальной становится эта проблема в связи с решениями XXIII съезда КПСС о развитии железнодорожного транспорта и повышении веса и скоростей движения поездов.

Сложные условия работы поглощающих аппаратов автосцепки (амортизаторов удара) делают эту проблему весьма трудной. Несмотря на многочисленные исследования, выполненные в СССР и за границей, до сего времени указанная проблема не решена достаточно полно.

Как известно, разработки рациональных конструкций могут идти по пути создания аппаратов фрикционных, резиновых и гидравлических. Каждый из этих типов имеет свои достоинства и недостатки. В настоящее время большую ценность могут представить исследование и разработка аппаратов с резино-металлическими элементами. Их достоинства показаны в ряде работ и особенно в исследовании продольной динамики поездов, выполненном в ДИИТ.

При исследовании и разработке этих аппаратов возникают трудности, связанные с особенностями физико-механических свойств резины и вызванные, в значительной степени, отсутствием четкой методики расчета и исследования, которая в достаточной мере отражала бы физическую природу деформации резины.

Основные недостатки существующих методов расчета состоят в том, что они не учитывают изменения силовых характеристик от скорости деформации резины и гистерезисные явления, что не позволяет оценить необратимо поглощенную аппаратом энергию удара. Вместе с тем ряд работ академика Каргина В. А., проф. Слонимского Г. Л., проф. Бартенева

Г. М., проф. Потураева В. Н. и других, посвященных изучению физических свойств резины, а также исследования по продольной динамике поездов, выполненные член-корр. АН СССР Лазаряном В. А. и его школой; работы БИТМ, ВНИИВ, ЦНИИ МПС и других организаций дают возможность сделать очередной шаг вперед в решении задачи расчета и конструирования поглощающих аппаратов с резино-металлическими элементами.

В связи с разработкой методики расчета и исследования резиновых амортизаторов важно учесть не только упомянутые выше особенности, но и установить наиболее рациональные конструктивные схемы и принципы конструирования. Среди схем, рассмотренных в диссертации, особое внимание заслуживает амортизатор с упругим распором (термин по принятой классификации аппаратов) фрикционных элементов резиной, работающей в условиях объемного сжатия. Эта идея является новой и требует специальной теоретической и экспериментальной разработки.

Основными задачами настоящего исследования являются:

- 1) разработка методики уточненного расчета аппаратов с резино-металлическими элементами, работающими на сжатие;
- 2) сравнительный расчет и анализ существующих резиновых и резино-фрикционных аппаратов;
- 3) исследование некоторых физико-механических свойств резины при объемном сжатии применительно к работе ее в амортизаторах удара;
- 4) определение расчетных зависимостей для аппаратов с резиновыми элементами, работающими в условиях объемного сжатия, и опытная проверка результатов исследования.

## **1. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ РЕЗИНОВЫХ АМОРТИЗАТОРОВ**

До настоящего времени расчет аппаратов с резино-металлическими элементами проводился с помощью экспериментально установленной зависимости между напряжением и деформацией, в которую входит ряд опытных коэффициентов, зависящих от типа резины, размеров образца (коэффициента формы), режимов нагружения и граничных условий. Расчет аппаратов по этим зависимостям представлял известные трудности, связанные с необходимостью экспериментального определения опытных коэффициентов для каждого конкретного случая. По ним невозможно было провести проектиро-

вочный расчет без специальных опытных данных; эти расчеты недостаточно учитывали режимы нагружения и вовсе не учитывали гистерезисные явления, что нередко приводило к погрешностям при определении максимальной силы сжатия аппарата.

В этой части нашего экспериментально-теоретического исследования рассматривались следующие задачи:

а) выбор наиболее точной расчетной схемы и математической модели резинового амортизатора для условий ударного сжатия;

б) для выбранной схемы получить основные расчетные зависимости и предложить обоснованный метод расчета.

Основываясь на известных представлениях об упруго-вязком характере сил сопротивления высокоэластичных полимеров, были рассмотрены расчетные схемы и соответствующие им математические модели, представляющие резину либо как тело Кельвина, либо как тело Максвелла.

В основу расчета положена гипотеза о том, что упругая составляющая  $P(x)$  в рассматриваемых схемах определяется статической характеристикой амортизатора. Поэтому прежде всего из опытов были получены статические характеристики ряда резин.

Объектами исследования были комплекты из резино-металлических элементов прямоугольной формы, исследовались пять марок наиболее распространенных резин.

Статические испытания показали, что всем маркам испытанных резин присущ в большей или меньшей степени статический гистерезис. Например, для резины 2462-K2 необратимое поглощение энергии достигает 30%, а для резины 7842 — менее 5%. Все испытанные резино-металлические элементы обладают жесткой силовой характеристикой с существенной нелинейностью, проявляющейся при степени сжатия  $\epsilon \geq 10-15\%$ . Для испытанных резин отмечается постоянство кривой статической деформации при разных степенях сжатия.

Для аппроксимации статических характеристик резино-металлических элементов была предложена функция:

$$P(x) = (c + a \operatorname{sign} x) x + \beta x^3, \quad (1)$$

где:  $P(x)$  — усилие сжатия аппарата;

$x$  — величина сжатия;

$c, a$  и  $\beta$  — коэффициенты, зависящие от типа резины и размеров образца.

Эти коэффициенты могут быть найдены либо при обработке экспериментальных данных, либо расчетным путем:

$$C_1 = \frac{KEF}{H} \quad (2)$$

$$\beta = C_1 \left( \frac{\alpha}{\varepsilon H} \right)^2 \quad (3)$$

$$C = \frac{C_1}{1 + r}, \quad (4)$$

$$a = \frac{C_1 r}{1 + r}, \quad (5)$$

где:  $K$  — коэффициент ужесточения, зависящий от формы детали и условий крепления резины к металлу;

$E$  — статический модуль упругости, который может быть найден по имеющимся в литературе зависимостям (например,  $E = 0,25h + h^4 \cdot 10^{-6}$ )

$F$  — опорная площадь резины;

$H$  — высота резины в комплекте;

$\varepsilon$  — относительная степень сжатия;

$\alpha$  — безразмерный критерий степени нелинейности статической характеристики;

$r = \frac{a}{c}$  — коэффициент, характеризующий «статический» гистерезис резины.

Значения коэффициентов  $\alpha$  и  $r$ , найденные по результатам эксперимента, для некоторых типов резин приведены в табл. 1.

Таблица 1.

| Марка резины | НК—1 | 2959 | 7842 | 120 С—АМ | 2462 К2 |
|--------------|------|------|------|----------|---------|
| $r$          | 0,10 | 0,16 | 0,02 | 0,15     | 0,38    |
| $\alpha$     | 0,86 | 0,81 | 0,90 | 0,91     | 1,39    |

Динамическим испытаниям в специальном приспособлении на копровой установке подвергались указанные выше па-

кеты резино-металлических элементов. В процессе испытания для оценки скорости отскока груза  $v_2$  на пленке фиксировался повторный удар, при этом имелось в виду очевидное соотношение  $gt_1$ , где  $t_1$  — промежуток времени между окончанием первого и началом второго ударов. При испытаниях варьировались начальная скорость удара  $v_0$  и вес свободно падающего груза  $G$ .

Расчет проводился в соответствии с принятыми предположениями, что функция (1) описывает статическую характеристику комплекта из резино-металлических элементов, а вязкая компонента силы определялась обычной функцией  $\mu \dot{x}$ , где  $\mu$  — коэффициент вязкости — предполагаемый для заданных условий величиной постоянной и зависящей лишь от типа резины.

В этом случае удару в резиновый амортизатор некоторой массы  $m$ , движущейся со скоростью  $v_0$ , соответствуют дифференциальные уравнения:

а) для схемы Кельвина:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \mu_k C \frac{dx}{dt} + \left( C + a \cdot \text{Sig n} \frac{dx}{dt} \right) x + \beta x^3 = 0; \quad (6)$$

б) для схемы Максвелла:

$$\begin{cases} -m \frac{d^2 x}{dt^2} = \left[ C + a \cdot \text{Sig n} \frac{d(x-y)}{dt} \right] (x-y) + \beta (x-y)^3; \\ -m \frac{d^2 x}{dt^2} = \mu_m C \frac{dy}{dt} \end{cases} \quad (7)$$

Решение уравнений (6), (7), приведенное в диссертации, имеет вид:

а) для схемы Кельвина

$$x = \frac{\rho_0 e^{-\frac{\mu_{k1} t}{2}}}{\sqrt{1 - \frac{3}{8} \cdot \frac{\beta_1 \rho_0^2}{K^2} \left( 1 - e^{-\mu_{k1} t} \right)}} \cdot \text{Sin} \left\{ Kt - \frac{K}{\mu_{k1}} \ln \left[ 1 - \frac{3}{8} \cdot \frac{\beta_1 \rho_0^2}{K^2} \left( 1 - e^{-\mu_{k1} t} \right) \right] \right\}, \quad (8)$$

б) для схемы Максвелла

$$x-y = \frac{\rho_0 e^{-\frac{k^2}{\mu_{M_1}} t}}{\sqrt{1 + \frac{3}{4} \cdot \frac{\beta_1 \rho_0^2}{K^2} \left(1 - e^{-\frac{k^2}{\mu_{M_1}} t}\right) \sin \left\{ Kt - \frac{\mu_{M_1}}{2K} \ln \left[ 1 + \frac{3}{4} \cdot \frac{\beta_1 \rho_0^2}{K^2} \left(1 - e^{-\frac{k^2}{\mu_{M_1}} t}\right) \right] \right\}}} \quad (9)$$

где:

$$\rho_0 = 1,88 \frac{K}{\sqrt{\beta_1}} Sh \left( \frac{1}{3} Ar Sh \frac{1,59 v_0 \sqrt{\beta_1}}{K^2} \right)$$

$$K^2 = \frac{1}{m} \left( C + a \cdot \operatorname{Sign} \frac{dx}{dt} \right); \mu_{K_1} = \frac{\mu_K}{m}; \mu_{M_1} = \frac{\mu_M}{m}; \beta_1 = \frac{\beta}{m}$$

Расчет по уравнениям (8), (9) отличается значительной трудоемкостью, особенно при решении вариантных задач, когда по известным характеристикам процесса отыскивается значение некоторого физического параметра (например,  $\mu$ ). В связи с этим оказывается целесообразным использование для подобных задач аналоговых вычислительных машин.

В диссертации приводится машинный способ решения уравнений (6), (7) на АВМ типа МН-7. При расчете на МН-7 определялись значения коэффициентов  $\mu_K$  и  $\mu_M$ . С этой целью первоначально расчет выполнялся для удара с некоторой базовой начальной скоростью  $V_{об}$  и грузом  $G_d$  (обычно принималось  $V_{об} = 4$  м/сек и  $G_d = 84$  кг), а величина коэффициентов вязкости подбиралась в ходе расчета такой, которая обеспечивала ту же скорость отскока  $v_2$ , что и в эксперименте. Затем это же значение  $\mu$  для каждого типа резины использовалось в расчетах с другими значениями  $v_0$  и  $G$ .

В таблице 2 приведены значения коэффициента  $\mu_K$  для испытанных марок резин.

Таблица 2.

| Марка резины                   | НК-1 | 2959 | 7842 | 120С-АМ | 2462-К2 |
|--------------------------------|------|------|------|---------|---------|
| $\mu_K \cdot 10^3 \text{ сек}$ | 7,4  | 6,1  | 4,0  | 3,3     | 5,5     |

Анализ результатов расчета и эксперимента, приведенный во II главе диссертации, показал, что практически во всех случаях при исследованных режимах испытаний схема Кельвина обеспечивала лучшее соответствие результатов расчета и эксперимента, чем схема Максвелла. Согласованность расчетных (по схеме Кельвина) значений скоростей отскока  $v_2$  с экспериментальными свидетельствовала о достаточной стабильности значения  $\mu_k$  при исследованных режимах испытаний. Для испытанных типов резин различие в опытных и расчетных величинах сил  $P_{max}$  и деформаций  $x_{max}$  не превышало 5%, некоторая большая погрешность (до 15% по величине деформации) наблюдалась лишь для резины 2959. В целом расчетные динамические характеристики достаточно полно воспроизводили реальные зависимости, что дает основание считать приведенную выше математическую модель резинового амортизатора (уравнение 4) целесообразной.

Для динамического расчета резинового амортизатора удара, как видно из вышеизложенного, достаточно данных о его статической силовой характеристике и коэффициенте вязкости резины.

Для проверочного и проектировочного расчетов аппаратов с резино-металлическими элементами предложен приближенный метод, приведенный в III главе диссертации. В данном расчете было принято, что энергия удара  $\mathcal{E}_a$ , воспринимаемая аппаратом, складывается из работы упругой и вязкой составляющих сил сопротивления в резине:

$$\mathcal{E}_{a\ max} = \frac{c+a}{2} x^2_{max} + \frac{\beta}{4} x^4_{max} + \mu \zeta v_0 x_{max}, \quad (10)$$

где:  $\zeta$  — опытный коэффициент, определяемый из соотношения:

$$\int_0^{x_{max}} v dx = \zeta v_0 x_{max}.$$

Максимальная сила ударного сжатия аппарата определялась уравнением:

$$P_{max} = k_p P_{v=0}, \quad (11)$$

где:  $P_{v=0}$  — усилие сжатия аппарата в конце хода

$$(x = x_{max}; v=0);$$

$k_p$  — опытный коэффициент.

$$P_{v=0} = c_1 x_{max} + \beta x^3_{max}.$$

Расчеты и эксперименты, приведенные в III главе диссертации, показали, что для приближенного расчета аппаратов можно принимать значения  $\zeta = 0,76$  и  $k_p = 1,10—1,15$ . Погрешность при определении  $P_{max}$  и  $x_{max}$  в этом случае менее 10%.

Одним из достоинств приближенного метода расчета является то, что уже на стадии проектирования можно достаточно точно определить необходимую толщину  $\delta$  резиновых пластин для заданной характеристики аппарата ( $P_{max}$  и  $x_{max}$  или  $\mathcal{E}_{max}$ ).

Порядок проектировочного расчета следующий:

- 1) из уравнения (11) определяется значение  $P\sqrt{\sigma} = 0$ ;
- 2) из совместного решения уравнений (3) и (12) определяются параметры статической силовой характеристики  $c$  и  $\beta$  ( $C$  и  $a$  определяются по уравнениям 4 и 5);
- 3) из уравнения (2) определяется коэффициент ужесточения  $K$ ;
- 4) по аналитическим зависимостям или по графикам, приведенным в работах Бидермана В. Л. и Суховой Н. А., для найденного значения  $K$  определяется коэффициент формы

элемента  $\Phi = \frac{ab}{2(a+b)\delta}$  где  $a$  и  $b$  — размеры элемента в плане, определяемые габаритом аппарата). Зная значения  $\Phi$ ,  $a$  и  $b$ , определяется толщина пластины  $\delta$ .

Энергия удара, воспринимаемая аппаратом, определяется уравнением (10). Энергия отдачи аппарата:

$$\mathcal{E}_a = \frac{c-a}{2} x_{max}^2 + \frac{\beta}{4} x_{max}^4 - \mu c^2 v_2 x_{max}. \quad (13)$$

## II. АМОРТИЗАТОРЫ УДАРА С УПРУГИМ РАСПОРМ ФРИКЦИОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РЕЗИНЫ ПРИ ОБЪЕМНОМ СЖАТИИ

В настоящее время у нас в стране и за рубежом разработано большое количество различных типов поглощающих аппаратов автосцепки с резино-металлическими элементами. Обилие конструкций и отсутствие методики сравнительного расчета аппаратов затрудняют обоснованный выбор той или иной конструктивной схемы.

Наши исследования в этом направлении были посвящены решению следующих задач:

1) дать классификацию аппаратов с резино-металлическими элементами;

2) сделать сравнительный расчет существующих конструкций аппаратов и дать рекомендации по выбору рациональных схем.

По принципу работы аппараты с резино-металлическими элементами делятся на резиновые и резино-фрикционные. Резиновые аппараты различают по виду деформации резины на амортизаторы сжатия, сдвига и сжатия — сдвига. Резино-фрикционные амортизаторы делятся на аппараты с клиновым распором и с упругим распором фрикционных элементов.

Расчет аппаратов с деформацией резины на сжатие производился приближенным методом. Толщина пластины определялась из условия получения максимальной эффективности аппарата при существующих габаритах и  $P_{max} = 200$  т.

Аппараты с работой резины при деформации сдвига и резино-фрикционные рассчитывались по имеющимся в литературе расчетным зависимостям.

Сравнительный расчет аппаратов показал, что при ограниченных габаритах наиболее рациональной является схема резинового амортизатора сжатия. Аппараты с резино-металлическими элементами, работающими при деформации сдвига, не обеспечивают требуемой жесткости из-за малой величины модуля сдвига. Наличие же фрикционной секции уменьшает высоту комплекта резино-металлических элементов, что приводит к уменьшению максимальной величины сжатия (при одинаковых габаритах и степени сжатия) и при равных максимальных силах — к уменьшению эффективности аппарата. Вместе с тем расчет и многочисленные испытания показали, что резиновые и резино-фрикционные аппараты существующих конструкций и стандартных размеров имеют недостаточную энергоемкость для тяжеловесных составов железных дорог ( $\Delta a < 5000$  кгм).

При ограниченных габаритах аппаратов для повышения энергоемкости является целесообразным использование резины в качестве средства для распора фрикционных элементов. В этом случае могут быть обеспечены:

- а) сравнительно высокая энергоемкость;
- б) мягкая силовая характеристика с коэффициентом полноты  $P > 0,5$ ;
- в) высокая стабильность работы аппарата.

Анализ возможных конструкций аппаратов с распором резиной при объемном сжатии показал, что наиболее рацио-

нальной является конструкция пластинчатого аппарата типа ПМК.

Работа аппарата состоит из 4 последовательных этапов, в результате чего достигается выпуклая силовая характеристика с коэффициентом полноты  $\Pi > 0,5$ .

Для конструирования и расчета аппаратов по заданной схеме необходимо было решить следующие задачи:

1) исследовать зависимость бокового давления  $q_\delta$  от опорного  $q_0$  для разных типов резин;

2) определить характер распределения бокового давления по высоте образца при разных режимах нагружения;

3) установить расчетную зависимость для определения распорного усилия  $N_\pm$ .

В связи с этим были проведены экспериментальные исследования на образцах цилиндрической формы из трех типов резин. Исследованиями, результаты которых приведены в IV главе диссертации, установлено, что боковое давление падает с увеличением твердости резины. Например, для резины 2462-K2 с твердостью по ТМ-2  $h=71-75$  ед. боковое давление на 15—20% меньше опорного. Характер изменения бокового давления по высоте практически не зависит от размеров образца, а зависит от режимов нагружения и граничных условий (трение резины о металл).

Установлено, что боковое давление интенсивно уменьшается лишь в диапазоне скоростей удара до  $v_0=1,0$  м/сек ( $q_\delta$  на 10÷15% меньше, чем при статическом сжатии). При  $v_0 > 1,0$  м/сек боковое давление практически постоянно.

В результате исследования была получена расчетная зависимость для определения распорного усилия:

$$N_1 = k_g K_n \frac{F_\delta}{F_0} \cdot \frac{\mu_n}{1 - \mu_n} P \quad (14)$$

где  $F_0$  — опорная поверхность резинового блока;

$F_\delta$  — боковая поверхность давления резины на клин;

$k_g$  — коэффициент, учитывающий влияние начальной скорости удара ( $k_g = 0,85-0,90$ );

$K_n$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения бокового давления по высоте образца ( $K_n = 0,90$ );

$\mu_n$  — коэффициент Пауссона для резины при объемном сжатии.

Для определения величины  $\mu_n$  для разных типов резин были проведены специальные исследования на образцах. Ме-

тодика определения коэффициента  $\mu_n$  для резины при объемном сжатии приведена в диссертации. Исследованиями установлена зависимость коэффициента Пауссона от твердости резины (например, для резины с  $h=40$  ед. по ТМ-2 коэффициент  $\mu_n = 0,495$ , а при  $h=80$  ед. —  $\mu_n = 0,46$ ).

Используя полученные зависимости, был рассчитан и изготовлен опытный аппарат.

Испытаниями установлено, что силовые характеристики опытных аппаратов стабильны и имеют коэффициент полноты  $\Pi=0,6—0,7$ . Приведенные в диссертации расчеты показывают, что конструкция опытного аппарата менее чувствительна к изменениям коэффициента трения, чем существующие фрикционные аппараты. Так, например, критерий стабильности

$K_1 = \frac{dP}{df} \cdot \frac{1}{P_{\max}}$ , где  $f$  — коэффициент трения, для

опытного аппарата в 2—6 раз меньше, чем у аппаратов ПМК-1, двухсекционного и Ш-1-Т. Эффективность аппарата может достигать 10000—11000 кгм при силе  $P_{\max} = 140—160$  т.

Испытания аппарата подтвердили правильность принятых предпосылок и методов расчета.

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана методика уточненного расчета амортизаторов с резино-металлическими элементами, работающими при ударном сжатии. В отличие от существующих методов расчета она учитывает скорость деформации резины, гистерезисные явления и позволяет более точно описать процесс удара. В диссертации приведены аналитический и машинный способы расчета по предлагаемой методике.

2. Для проектировочного и проверочного расчетов предлагается приближенный способ, который дает возможность достаточно точно определить размеры резино-металлических элементов для заданной характеристики аппарата (погрешность при определении  $P_{\max}$  и  $x_{\max}$  меньше 10%).

3. Сравнительный расчет существующих конструкций резиновых и резино-фрикционных аппаратов показал, что наиболее рациональной схемой (из числа рассмотренных) является амортизатор с резино-металлическими элементами, работающими на сжатие. Вместе с тем расчеты и испытания аппаратов типа Р-2П и Р-4П выявили их недостаточную энергоемкость для тяжеловесных вагонов ( $\Delta a < 5000$  кгм).

4. При ограниченных габаритах аппаратов для повышения энергоемкости целесообразной является идея использования резины в качестве средства для распора фрикционных элементов. Для расчета этих аппаратов были исследованы некоторые физико-механические свойства резины при объемном сжатии (коэффициент Пауссона, характер распределения бокового давления по высоте образца и т. д.). Установлена зависимость для определения распорного усилия в резиновом блоке, необходимая для расчета аппаратов.

Полученные расчетно-экспериментальные зависимости пригодны для расчета не только поглощающих аппаратов автосцепки, но и для всех амортизаторов и деталей из резины, работающих в условиях объемного сжатия.

5. Копровые испытания опытных аппаратов с распором фрикционных элементов резиной показали их хорошую энергоемкость ( $\Sigma a = 10000 - 11000$  кгм), достаточно высокую стабильность и подтвердили правильность принятых предположений и расчетов.

6. Основные результаты исследования могут быть рекомендованы для практических расчетов при конструировании различных амортизаторов с резино-металлическими элементами, работающими при одноосном и объемном сжатии.

Отдельные разделы диссертации и вся работа в целом докладывались:

на Всесоюзном совещании «Резина—конструкционный материал современного машиностроения». Москва, октябрь 1965 г.;

на научных конференциях БИТМ, 1966, 1967 и 1968 гг.;

на семинаре секции строительной механики ДИИТ, Днепропетровск, июнь 1968 г.;

на расширенном заседании семинара отдела динамики и прочности горных машин Института геотехнической механики АН УССР, лаборатории динамики машин и вибрационной техники ДГИ. Днепропетровск, декабрь 1968 г. и опубликованы в следующих работах:

1. Игнатенко Ю. В., Виницкий Л. Е. «Физико-механические свойства резины при объемном сжатии применительно к условиям работы в амортизаторах удара».

Тезисы доклада на Всесоюзном совещании «Резина — конструкционный материал современного машиностроения». Москва, октябрь, 1965 г.

2. Игнатенко Ю. В., Виницкий Л. Е. «Механические свой-

ства резины при объемном сжатии в амортизаторах удара». Сб. «Резина — конструкционный материал современного машиностроения». Химия, 1967 г.



Сканировала Юнаковская В. В.