

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Московский государственный университет путей сообщения»  
МГУПС (МИИТ)

*На правах рукописи*

Котуранов Василий Андреевич

**Обоснование показателей, характеризующих новационность конструкций  
поглощающих аппаратов автосцепки в условиях маневровых соударений**

Специальность 05.22.07 –  
Подвижной состав железных дорог,  
тяга поездов и электрификация

Диссертация  
на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель –  
доктор технических наук,  
профессор  
Петров Геннадий Иванович

Москва – 2014

## Оглавление

Введение .....	4
<i>1 Краткий обзор работ по проблемам защиты вагонов от воздействия продольной ударной нагрузки .....</i>	<i>15</i>
1.1 Роль научных школ ВНИИЖТ, ВНИИВ, БГТУ, МИИТ в развитии теории и конструкций поглощающих аппаратов автосцепки и динамики вагонов.....	15
1.2 Перспективные направления развития поглощающих аппаратов и новые подходы к исследованию их характеристик .....	20
Выводы по главе 1 .....	24
<i>2 Расчетные схемы и модели маневрового соударения вагонов, анализ рабочих показателей, влияющих на уровень новационности поглощающих аппаратов автосцепки .....</i>	<i>26</i>
2.1 Расчетные схемы и модели маневрового соударения вагонов .....	26
2.2 Моделирование процессов соударения вагонов, оснащенных различными типами аппаратов по схеме удар в упор. Анализ рабочих характеристик аппаратов .....	29
Выводы по главе 2 .....	41
<i>3 Моделирование рабочих качеств поглощающих аппаратов при различных схемах соударения. Рейтинговая оценка рабочих качеств поглощающих аппаратов, характеризующих новационность их конструкций .....</i>	<i>43</i>
3.1 Моделирование рабочих качеств поглощающих аппаратов при ударе в упор. Построение сводных двумерных диаграмм и их интерпретация ...	43
3.2 Моделирование соударения вагонов, оборудованных различными типами поглощающих аппаратов. Построение одномерных и двумерных диаграмм, отражающих рабочие качества аппаратов и их интерпретация.....	50
3.3 Рейтинговая оценка рабочих качеств поглощающих аппаратов характеризующих новационность их конструкций .....	86
Выводы по главе 3 .....	98

<i>4 Анализ направлений повышения энергоемкости эластомерного поглощающего аппарата АПЭ -120И в случае предполагаемого увеличения усилия закрытия</i> .....	102
4.1 Принципы и теоретические подходы изменения характеристик аппарата .....	102
4.2 Исследование модернизированного аппарата АПЭ-120И-М при различных режимах маневровых соударений .....	119
Выводы по главе 4 .....	139
<i>5 Анализ направлений повышения энергоемкости пружинно-фрикционного поглощающего аппарата ПМК-110А в случае предполагаемого увеличения усилия закрытия</i> .....	143
5.1 Принципы и теоретические подходы повышения энергоемкости. Результаты моделирования для случая удара в упор .....	143
5.2 Модернизация поглощающего аппарата ПМК-110А другим способом...	154
Выводы по главе 5 .....	169
Заключение .....	171
Список литературы .....	175

## Введение

Вагонный парк относится к числу важнейших технических средств железнодорожного транспорта. В доперестроечный период на него приходилась одна треть стоимости основных фондов этой отрасли и примерно треть штата сотрудников железных дорог было задействовано на эксплуатации и техническом содержании вагонов. Производство вагонов занимает заметное место в отечественном машиностроении. Исходя из этого можно сделать вывод, что принятие различных инновационных решений в области вагонного хозяйства и вагоностроения будет существенным образом влиять на инновационность всего железнодорожного транспорта. Поэтому целесообразно обозначить схему того, какими элементами инновационность содержится в каждом техническом решении, принимаемом при разработке узлов вагона, в этом есть как научный, так и практический интерес. Без этого трудно обозначить инновационность всей конструкции вагона.

Как известно [1, 2, 3] любой вагон состоит из четырёх основных узлов: кузова вагона, ходовых частей (тележек), ударно-тяговых приборов и автотормозного оборудования. Главный узел вагона - это его кузов; он определяет тип конструкции, его техническое оформление соответствует той структуре грузооборота, которая будет реализовываться этим вагоном. Устройство кузова должно обеспечивать сохранность перевозимых грузов и удобство выполнения грузовых операций.

Существуют алгоритмы выбора оптимальных линейных размеров кузова с учётом ограничений, которые накладываются на вагон габаритами подвижного состава, допускаемыми уровнями осевых и погонных нагрузок, ограничениями по проходу вагоном кривых участков путей, горбов горок и обеспечению автоматической сцепляемости в нормативных кривых [2, 3]. В нашей работе [58] были сформулированы направления по оценке инновационности узлов вагона. Явной инновацией для кузова можно было бы назвать использование в их конструкции новых материалов, благодаря которым уменьшалась бы масса кузова, повышалась его прочность и достигалось бы уменьшение расходов на поддержание необходимого технического состояния кузовов. Такая явная, на первый взгляд, инновация

может привести к недопустимому удорожанию конструкции, неприемлемому для собственников вагонного парка. Необходим глубокий экономический анализ, подтверждающий приемлемость такой явной инновации.

Можно назвать очень большое число технических решений по кузовам вагонов, которые можно отнести к частным, не очень явно соответствующим инновационному уровню, но в то же время, представляющим его. Например, изменение конструкции концевой части рамы вагона, где располагаются элементы ударно-тяговых устройств, и которая наиболее часто повреждается. Решение, обеспечивающее устранение этих повреждений, будет представлять заметную инновацию. Похожим инновационным решением будет изменение узла крепления боковых стоек кузовов полувагонов. Основываясь на этих примерах, можно сказать, что у абсолютного большинства кузовов вагонов можно найти большое число возможных технических решений, которые будут представлять частные инновации. Судя по литературным источникам [1, 2, 3, 4, 5, 6] глобальным, но не явным инновационным техническим решением, будет создание кузова любого вагона с такими линейными размерами, которые, для определённой номенклатуры грузов, обеспечат получение такого объёма кузова, когда погонная нагрузка нетто будет достигать максимального значения.

Использование вагонов с такой погонной нагрузкой позволит получить существенное приращение провозных способностей железных дорог, без заметного расхода дополнительных средств на решение такой задачи. Необходимо иметь в виду, что собственный вес кузова вносит главный вклад в такой показатель вагона, как его тара (собственный вес конструкции).

Другой очень важный узел вагона, от которого в существенной мере зависит его инновационность - ходовые части вагона. У современных вагонов они оформляются в виде тележек. Элементы ходовых частей, так же как и элементы кузова, учитывают ограничения по габаритам, осевым и погонным нагрузкам и любая инновация в области ходовых частей должна отражать это обстоятельство. В ходовых частях тоже можно найти явные инновационные технические решения, например, по конструкции рамы тележки, колёсных пар, буксовых узлов, по эле-

ментам рессорного подвешивания. К неявным признаками инновационности следует отнести показатели качества хода такие, как коэффициенты динамики, плавность хода, устойчивость от вкатывания колеса на головку рельса, устойчивость от опрокидывания. Они, естественно, в большой мере зависят от характеристик кузова.

В области тормозного оборудования имеется большое число предложений по явным инновациям в области создания устройств осуществляющих управление тормозными процессами. Тормоза подвижного состава - особая область, которая в одинаковой мере имеет отношение к тяговому и нетяговому подвижному составу, поэтому мы не будем останавливаться на подробном их рассмотрении.

В предлагаемой диссертационной работе внимание уделяется основным элементам ударно-тяговых устройств вагонов - их поглощающим аппаратам.

*Актуальность работы.* Сохранность вагонов и грузов, которые в них перевозятся, в значительной мере зависит от нагрузок, действующих на подвижной состав. Очень часто эти нагрузки относятся к числу ударных, обусловленных резким изменением скоростей движущихся вагонов при маневровой работе и при переходных режимах (торможение, трогание с места) движения поездов.

Как известно, противоударная амортизация единиц подвижного состава осуществляется с помощью поглощающих аппаратов автосцепки.

Существует большое число различных типов конструкций этого важного узла, устанавливаемого на тяговых и нетяговых единицах железнодорожного транспорта.

Аппараты имеют два функциональных компонента. Упругий компонент преобразует часть кинетической энергии удара в потенциальную энергию упругой деформации рабочих узлов, а диссипативный, поглощает и рассеивает другую часть энергии. Когда поглощающий аппарат автосцепки не справляется с этой задачей в условиях маневровой и поездной работы, он закрывается. В частности, закрытие аппарата может происходить и при его квазистатическом сжатии в поезде (плавное трогание поезда с места), когда упругий компонент не имеет необходимого усилия сопротивления (гидравлические аппараты). Поэтому вся кинетиче-

ская энергия возможного толчка воспринимается металлоконструкцией кузовов и подвижностью грузов.

Способность поглощающих аппаратов защищать конструкции подвижного состава и грузы при маневровой работе и различных режимах движения иногда называют многорежимностью.

Различие аппаратов обусловлено тем, как технически реализуется два вышеназванных компонента. Эти компоненты обуславливают рабочие качества поглощающих аппаратов.

Таким образом, рабочие качества поглощающих аппаратов автосцепки можно охарактеризовать как непревышение допустимого хода рабочего органа – нажимного устройства при различных условиях эксплуатации (работы) и допустимого значения продольных сил в случае нормированного скачка скорости движения.

Если рабочие характеристики аппарата обеспечивают выполнение названных условий, а также при предельных изменениях скорости движения при ударе в упор (наиболее неблагоприятный случай изменения скорости движения) и аппарат востребован потребителем, то можно считать, что конструкция его практически отвечает современным требованиям. Но более значимым показателем современных конструкций поглощающих аппаратов автосцепки является их новационность.

*Под новационностью поглощающего аппарата автосцепки* – автор понимает наличие в аппарате нововведений, признанных в стране и за рубежом: качественно новых технических решений, новой конфигурации, новых материалов, новых способов гашения энергии или новых технологий, обеспечивающих его существенное преимущество по показателям применения в условиях маневровой и поездной работы.

Акцентирование внимания на обеспечении заданного уровня сил и хода при заданном значении скачка скорости имеет большую актуальность, так как от этого во многом зависит решение задач безопасности эксплуатации подвижного состава на сети железных дорог. Эти качества базировались на традиционных

оценках (силовая характеристика, энергоёмкость, коэффициент полноты силовой характеристики, коэффициент поглощения энергии). В сравнении с ними предложенные показатели более понятны потребителю и при равных условиях по стабильности и надёжности поглощающих аппаратов в полной мере отражают их работоспособность.

*Степень разработанности темы.* Степень разработанности вопросов, относящихся к области поглощающих аппаратов автосцепки, очень велика. Над ними работали авторитетные научные школы и крупные ученые и изобретатели БГТУ, ВНИИЖТ, ВНИИВ, ПГУПС, МИИТ, ОАО «РЖД» и др. На базе этих исследований созданы теория, методы расчета и испытаний, нормативная база для конструирования поглощающих аппаратов автосцепки. Одной из первых серьёзных публикаций по поглощающим аппаратам была монография д.т.н., профессора Никольского Л.Н. [5]. Хотя эта книга посвящена фрикционным амортизаторам удара, она определила направления, которыми следует руководствоваться при исследовании работоспособности поглощающего аппарата любого конструктивного исполнения. Идеи, изложенные в монографии [5], получили дальнейшее развитие в монографии [6] Никольского Л.Н. и Кеглина Б.Г. Результаты этой работы заключаются в создании различных поглощающих аппаратов, перспективных и оригинальных конструкций, в развитие теории проектирования этих устройств [7, 8, 9, 10, 11, 12]. Интересные работы в области создания новых конструкций амортизаторов удара и связанных с ними теоретических обобщений выполнены в БГТУ Болдыревым А.П. [13, 14]. В БГТУ были выполнены работы по развитию техники противоударной защиты вагонов и рядом других специалистов, эти работы значительно обогатили инженерное и научное развитие исследований в рассматриваемой области совершенствования подвижного состава железных дорог [16, 17, 18].

Приоритет разработки и применения гидравлики в поглощающих аппаратах принадлежит кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» МИИТ. Группа сотрудников этой кафедры во главе с доцентом, к.т.н. Каракашьяном З.О. (состав группы: Болотин М.М., Першин В.Я., Хусидов В.Д. и другие) теоретически обоснова-

ли и экспериментально отработали конструкции гидрогазовых поглощающих аппаратов ГА-100 и ГА-500, рабочие характеристики которых исключительно высокие и стабильно обеспечиваются в любых условиях эксплуатации [19, 20, 21, 22, 23].

Профессор Филиппов В.Н. добился крупных результатов в разработке поглощающих аппаратов эластомерного типа [24, 25]. Вместе с тем, указанные и другие работы, нуждаются в дальнейшем развитии применительно к современным условиям и требованиям к поглощающим аппаратам, новым способам гашения энергии, новым материалам и технологиям, новым подходам к оценке их рабочих характеристик.

В научно-технический обиход введен целый ряд понятий, относящихся к оценке рабочих качеств аппаратов автосцепки. Наиболее значимый из них - энергоемкость (количество энергии, воспринимаемой аппаратом при полном его ударном сжатии). Создается впечатление, что этим показателем ограничиваются все оценки. Большая энергоемкость - хороший аппарат, меньшая - хуже.

В мировой практике оценки качества противоударной защиты производятся по максимально допустимому ходу  $\delta_{max}$ , максимально допустимой силе  $F_{max}$ , максимально допустимой скорости  $v_{max}$  столкновения. Иными словами:

$$F_{max} \cdot \delta_{max} \geq 0,5 \cdot m \cdot (v_{max})^2,$$

где  $m$  - масса ударяющего тела.

Эти качества более понятны потребителю, чем энергоемкость. Очевидна полезность проведения разработок, расширяющих круг традиционных оценок ударной амортизации.

Компьютерное моделирование позволило получить большой объем информации общепризнанной в практике оценки рабочих качеств поглощающих аппаратов (например, динамические силовые характеристики). Кроме того, получен еще больший объем дополнительных сведений, повышающих уровень обеспеченности оценки новационности конструкции (например, диаграммы зависимости максимальных реакций от скорости и массы вагонов, зависимости реакций и хода от скорости соударений и т.д.). Введение дополнительных оценок и получение

ние их численных значений, сформированных в виде графиков, подтверждает достаточно высокую степень дальнейшего развития теоретических исследований в области совершенствования поглощающих аппаратов автосцепки и оценки их характеристик.

*Объект исследования.* Поглощающие аппараты автосцепки железнодорожного подвижного состава, наиболее распространенные на рынке этой техники.

*Предмет исследования.* Компьютерное моделирование процессов соударения вагонов, формирование на основе их результатов информационно-методического обеспечения процессов выбора конкретных типов аппаратов для заданного вагона и математическое обоснование показателей, характеризующих новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки.

*Цель работы* – обосновать номенклатуру показателей, характеризующих новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки, разработать критерии уровня рабочих качеств аппаратов, произвести оценку характеристик аппаратов на основе компьютерного анализа моделей маневрового соударения вагонов.

*Задачи исследования.* Для реализации цели работы поставлены и решены следующие задачи:

- модернизировать существующую на кафедре "Вагоны и вагонное хозяйство" МГУС (МИИТ) программу расчета рабочих качеств поглощающих аппаратов автосцепки, с учетом применения в исследовании трех схем маневрового соударения;

- построить с учетом определенных в результате моделирования жесткостных и диссипативных параметров поглощающих аппаратов их динамические силовые характеристики;

- построить с использованием, полученных в результате моделирования силовых характеристик, графики зависимости сил удара от скорости соударения; зависимости сил соударения от массы; графики накапливаемой аппаратами энергии от скорости соударения; зависимости накапливаемой энергии от максималь-

ного усилия; диаграммы, отражающие зависимость максимального значения усилий от скорости и массы соударяющихся вагонов;

- обосновать номенклатуру показателей, характеризующих новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки, разработать критерии уровня рабочих качеств аппаратов;

- создать информационную базу для обеспечения заказчиков, владельцев вагонов и специалистов, обслуживающих этот подвижной состав, полной информацией о рабочих качествах поглощающих аппаратов, для объективного выбора конструкций и формирования требований к ним при осуществлении заказа.

*Научная новизна заключается в следующем:*

- *модернизации*, имеющейся в МГУПС (МИИТ) компьютерной программы для оценки рабочих качеств поглощающих аппаратов автосцепки путем введения в модель в удобном формате технологии перехода к различным схемам маневрового соударения, к изменениям параметров жесткости, вязкости, скачков усилий при численном решении дифференциальных уравнений;

- *впервые* получены двумерные диаграммы изменения сил в зависимости от массы и скорости соударения, построены графики зависимостей сил и хода от скорости;

- впервые методами экспертных оценок обоснованы наиболее значимые показатели, характеризующие новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки;

- предложены интегральные рейтинговые критерии количественной оценки уровня новационности конструкций поглощающих аппаратов, учитывающие научно обоснованные показатели качества их работы.

*Теоретическая и практическая значимость работы.*

Впервые введено понятие новационности поглощающих аппаратов автосцепки, методами экспертных оценок выбраны наиболее значимые показатели, характеризующие их новационность, предложены интегральные критерии количественной оценки уровня новационности конструкций поглощающих аппаратов, использующие рейтинговый подход.

Разработана технология моделирования маневрового соударения вагонов позволяющая сравнительно просто переходить от одной схемы соударения к другой, изменяя при этом параметры жесткости, вязкости, скачков усилий при численном решении дифференциальных уравнений, описывающих динамику процессов соударений.

На основании анализа разносторонней информации и с учётом предполагающегося изменения требований по уровню сил закрытия аппаратов, предложены варианты модернизации двух типов аппаратов АПЭ-120-И и ПМК-110А.

*Методология и методы исследования.* Материалы исследования основаны на трудах отечественных и зарубежных ученых в области динамики вагонов, теории и практики конструирования и испытаний поглощающих аппаратов автосцепки, теории упруго-вязкого удара, научных принципах математического анализа, а также теоретических и практических подходах к моделированию процессов соударения вагонов. В качестве методов исследования использованы: методы математического описания процессов соударения вагонов и методы решения дифференциальных уравнений; методы экспертных оценок и математической статистики.

*Положения, выносимые на защиту:*

- 1) Сводные двумерные диаграммы зависимости реакций от скорости и массы, включающие области допустимых и недопустимых значений; зависимости поглощаемой аппаратами энергии от скорости соударения; зависимости энергоемкости поглощающих аппаратов от максимальной реакции, полученные впервые для совокупности конструкций поглощающих аппаратов автосцепки для трех схем соударения вагонов на основе компьютерного моделирования.
- 2) Совокупность наиболее значимых показателей, характеризующих новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки, полученную на основе методов экспертных оценок и методов математической статистики.
- 3) Интегральные рейтинговые критерии количественной оценки уровня новационности конструкций поглощающих аппаратов, учитывающие научно обоснованные показатели качества их работы.

*Вклад автора в полученные результаты:*

- модернизация, имеющейся в МГУПС (МИИТ) компьютерной программы для оценки рабочих качеств поглощающих аппаратов автосцепки, за счет создания технологии оперативного перехода к различным схемам маневрового соударения вагонов с учетом изменений параметров жесткости, вязкости, скачков усилий при численном решении дифференциальных уравнений;

- разработка сводных двумерных диаграмм изменения сил в зависимости от массы и скорости соударения, позволяющих определять величину реакции при заданной скорости соударения и массы вагонов для различных конструкций поглощающих аппаратов автосцепки;

- научно обоснованы наиболее значимые показатели, характеризующие новаторность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки с помощью методов экспертных оценок и методов математической статистики;

- непосредственное участие в проведении многочисленных численных экспериментов по моделированию процессов соударения вагонов, построении графиков, в апробации и интерпретации полученных результатов;

- подготовка основных публикаций по выполненной работе.

*Степень достоверности результатов работы подтверждается тем, что:*

- работа выполнена с использованием программного продукта, который прошёл длительную апробацию, использованы современные методики сбора и обработки исходной информации, теория построена на известных, проверяемых данных, обобщении передового опыта;

- результаты моделирования сходятся с расчётными и экспериментальными данными, полученными другими исследователями;

- результаты экспертных оценок проверены совокупностью различных критериев, коэффициентом конкордации и критерием Пирсона.

*Апробация работы.* Основные положения диссертации докладывались на семинарах кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство».

*Публикации.* Основные результаты исследований опубликованы в 5 печатных работах, в том числе 5 – в изданиях рекомендованных ВАК России. Общий объем публикаций составляет 1,85 п.л., авторских – 0,8 п.л.

# **1 Краткий обзор работ по проблемам защиты вагонов от воздействия продольной ударной нагрузки**

## **1.1 Роль научных школ ВНИИЖТ, ВНИИВ, БГТУ, МИИТ в развитии теории и конструкций поглощающих аппаратов автосцепки и динамики вагонов**

Импульсивные продольные нагрузки, действующие на вагон, относятся к числу наиболее неблагоприятных, вызывающих повреждения несущих элементов конструкции. Этот вид нагружения способствует возникновению дополнительных ускорений, которые нежелательны для грузов и пассажиров. Ограничения негативных последствий, вызываемых импульсивными продольными нагрузками достигается тем, что вагоны оборудуются амортизаторами удара - поглощающими аппаратами. Существует большое количество технических решений по конструкциям поглощающих аппаратов [4], но неизменно в них присутствует два компонента: упругие элементы и элементы, поглощающие энергию, либо элемент обладающий одновременно упругими свойствами и свойствами поглощения. Чаще всего упругость обеспечивается цилиндрическими пружинами, затем это может быть сжатый нейтральный газ. Поглощение энергии может быть достигнуто посредством работы сил сухого трения или дросселирования жидкости через каналы. В резино-металлических амортизаторах удара и упругость и поглощение обеспечивается свойствами резины. В эластомерных аппаратах рабочее тело - эластомер, обладает, как и резина, упругими и поглощающими свойствами. Кроме того в них поглощение энергии достигается дросселированием.

Количество работ экспериментального и теоретического характера, посвящённых поглощающим аппаратам очень велико. Поимённо перечислить и проанализировать все публикации в этой области невозможно. Интегрально их можно причислить к двум взаимодополняющим направлениям. Одно из них обусловлено оценками рабочих качеств аппаратов в условиях маневровой работы. Другое ориентировано на оценку влияния параметров аппарата на продольную динамику поезда, т.е. на поездную эксплуатацию вагона. Надо отметить, что нормативные документы предписывают выбор таких рабочих характеристик, кото-

рые соответствуют предельным воздействиям на вагон. Они больше определяются маневровыми операциями. При переходных режимах движения работа поглощающих аппаратов в поезде может мало отличаться от условий, обусловленных маневровыми операциями.

Очевидно, одной из первых серьёзных публикаций по поглощающим аппаратам была монография д.т.н., профессора Никольского Л.Н. [5]. Хотя эта книга посвящена фрикционным амортизаторам удара, она определила направления, которыми следует руководствоваться при исследовании работоспособности поглощающего аппарата любого конструктивного исполнения.

Идеи, изложенные в монографии [5], получили дальнейшее развитие в небольшой, но содержательной монографии [6] Никольского Л.Н. и Кеглина Б.Г., надо отметить целесообразную и эффективную работу профессора Кеглина Б.Г., продолжателя школы БГТУ, созданной Никольским Л.Н.. Результаты этой работы заключаются в создании различных поглощающих аппаратов, перспективных и оригинальных конструкций, в развитие теории проектирования этих устройств [7, 8, 9, 10, 11, 12]. Интересные работы в области создания новых конструкций амортизаторов удара и связанных с ними теоретических обобщений выполнены в БГТУ Болдаревым А.П. [13, 14]. Им в этой области защищена докторская диссертация [15].

В БГТУ были выполнены работы по развитию техники противоударной защиты вагонов и рядом других специалистов, эти работы значительно обогатили инженерное и научное развитие исследований в рассматриваемой области совершенствования подвижного состава железных дорог [16, 17, 18].

Следует отметить, что приоритет разработки и применения гидравлики в поглощающих аппаратах принадлежит кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» МИИТ. Группа сотрудников этой кафедры во главе с доцентом, к.т.н. Каракашьяном З.О. (состав группы: Болотин М.М., Першин В.Я., Хусидов В.Д. и другие) теоретически обосновали и экспериментально отработали конструкцию гидрогазовых поглощающих аппаратов ГА-100 и ГА-500, рабочие характеристики которых исключительно высокие и стабильно обеспечиваются в любых условиях

эксплуатации [19, 20, 21, 22, 23].

К сожалению, различные межведомственные интересы затормозили широкое внедрение этой инновационной техники на железных дорогах страны. Сотрудники названной кафедры вели работы по конструкциям амортизаторов удара с фрикционным способом поглощения энергии (доценты Чернышёв В.М., Максимов В.Н.). Профессор Филиппов В.Н. добился крупных результатов в разработке поглощающих аппаратов эластомерного типа [24, 25]. С большой долей вероятности можно сказать, что этот вид амортизаторов удара, в конечном счёте, может вытеснить все другие известные конструкции, с другими упругими и диссипативными компонентами. Эластомеры обладают и теми и другими свойствами. Они обеспечивают технические решения, связанные с поглощением энергии не только за счёт особых свойств самого материала, но и за счёт возможного дросселирования рабочего тела через каналы и зазоры.

Интересную исследовательскую работу выполнил в МИИТе Андриянов С.С. [27] в этой работе автор исследовал вопросы относящиеся к оценке уровня продольных сил при оборудовании вагонов эластомерными поглощающими аппаратами, она базировалась на материалах диссертации профессора Беспалько С.В. [28].

Учитывая, что продольная амортизация взаимодействующих единиц подвижного состава оказывает большое влияние на их сохранность и безопасность движения, такие ведущие научно-исследовательские отраслевые организации, как ВНИИЖТ, ВНИИВ проводили активные исследования, связанные с разработкой амортизаторов удара, поэтому появились публикации, определяющие направления поисков эффективных конструкций [29]. Постановочный характер имела работа [30]. Она ориентировала на поиск параметров амортизаторов удара для усложняющихся условий эксплуатации вагонов. Работа [31] посвящена изысканиям, связанным с применением современного материала - эластомера в амортизаторах удара грузовых вагонов, перекликается с этой работой выполненная УрГУПС Горячевым С.А. диссертация [32].

Теперь остановимся на другом направлении исследований в области оцен-

ки работы амортизаторов удара. Оно посвящено влиянию этих устройств на процессы, происходящие в поезде при любых режимах движения - трогания с места, установившегося движения, режимов торможения, состояние подвижного состава на различных профилях и планах пути, на стрелочных переводах и т.д. Очевидно, эта область продольной динамики подвижного состава наиболее глубоко и фундаментально разработана специалистами школы, созданной в Днепропетровске, академиком академии наук Украины, д.т.н., профессором Лазаряном В.А. [33, 34, 35]. Известными продолжателями и соратниками академика Лазаряна В.А., Блохиным Е.П., Монашкиным Л.А. и др. выполнен огромный объём теоретических и экспериментальных работ по оценке влияния поглощающих аппаратов на работу подвижного состава в поездных условиях. Эти исследования отражены в ряде изданий, например, монографии [36], трудах ДИИТ [37, 38], диссертации [39].

В 60 годах прошлого столетия проблемами динамики поездов с учётом характеристик связей занимался во ВНИИЖТ д.т.н., профессор Вершинский С.В. [40, 41]. Можно предположить, что его работы, а прежде всего работы Жуковско-го Н.Е. [42] стали основой науки о продольной динамике поездов. Необходимо отметить в этом обзоре, что во ВНИИЖТ вопросы продольной динамики исследовались к.т.н. Черкашиным Ю.М., известна его публикация [43].

Приведённый обзор показывает, что пик работ по продольной амортизации подвижного состава железных дорог, по оценкам влияния её на работу вагонов и локомотивов в поезде, приходился на доперестроечные годы. Работы интенсивно велись, когда осваивалась перевозка грузов в тяжеловесных и длинносоставных поездах, когда железные дороги испытывали дефицит провозных способностей, когда создавался подвижной состав, ориентированный на преодоление этого дефицита. Результаты проведённых исследований отражённые в перечисленных работах, и ещё большего числа, необозначенных в этом разделе, получили обобщение в руководящем документе [44], на который ориентируются при создании противоударных устройств и в настоящее время. Кроме того, имеются директивные документы в виде технических требований [45]. Обратим внимание на то, что в «Нормах» [44] предписывается создавать аппараты с энергоёмкостью не ниже:

$$\mathcal{E} = \frac{mV^2}{8} \quad (1.1)$$

Эта величина получена исходя из того, что при не вполне упругом ударе происходит потеря кинетической энергии, которая [46] равна кинетической энергии соответствующей потерянными скоростям. При соударении вагонов со скоростями  $V_1$  и  $V_2$  ( $V_1 > V_2$ ), потерянная энергия  $T$  при одинаковой массе вагонов  $m$ , будет составлять:

$$T = \frac{m \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{4} \quad (1.2)$$

Эта энергия воспринимается поглощающими аппаратами вагонов и на один аппарат приходится половина от  $T$ .

Авторы работы [47] обращают внимание на то, что противоударная амортизация должна иметь параметры ограниченные требованиями по ходу (величине предельного сжатия), по максимально допустимой продольной силе и по максимально допустимой скорости соударения. Эти требования учитываются при разработке поглощающих аппаратов.

Основываясь на вышеперечисленных работах можно сказать, что к наиболее распространённым поглощающим аппаратам относятся модификации пружинно-фрикционных конструкций. Основное их преимущество - простота конструкции и низкая стоимость изготовления и обслуживания, но они имеют и больше число недостатков. Основной из них обусловлен тем, что из-за зазоров в упряжи при поездных условиях работы возможно возникновение продольных усилий превышающих допустимый уровень. Аппараты в поезде на затяжных подъёмах и спусках, находясь в сжатом состоянии, плохо реагируют на повторное нагружение, что приводит к жёстким ударам. Из-за высоких сил начальной затяжки при малых продольных нагрузках аппараты не работают.

При маневровой работе возможны случаи «схватывания» трущихся элементов, что приводит к срывному характеру их движения, ухудшающему процесс гашения кинетической энергии соударяющихся вагонов. Перечисленные недостатки говорят о том, что у аппаратов этого типа рабочие характеристики не стабильны. Известны модификации аппаратов, в которых повышается уровень рабо-

тоспособности за счёт обеспечения устойчивых сил трения путём введения дополнительных устройств, повышающих стабильность коэффициентов трения.

Резинно-металлические аппараты отличаются заметными колебаниями силовой характеристики в зависимости от состояния окружающей среды.

Результаты исследований, гидрогазовых аппаратов, о которых говорилось выше, показывает, что эти устройства обладают исключительно стабильными характеристиками в маневровой и поездной работе вагонов, они обеспечивают в этой работе необходимый уровень сил и снижают динамические воздействия на конструкции вагонов и грузов, которые в этих вагонах перевозятся. Они действительно, как отмечается в статье [4], являются эталоном. Однако, изготовление их и обслуживание требует высокой культуры производства. Обеспечить этот уровень культуры на вагоностроительных и вагоноремонтных предприятиях сложно, хотя, если судить по описанным материалам теоретических и экспериментальных исследований, внедрение амортизаторов удара этого типа полностью решило бы проблемы продольной динамики. Дороговизна изготовления и обслуживания затормозили процесс массового использования гидрогазовых поглощающих аппаратов.

## **1.2 Перспективные направления развития поглощающих аппаратов и новые подходы к исследованию их характеристик**

Наиболее вероятно, перспективный путь развития противоударных амортизаторов сопряжён с использованием объёмно-сжимаемых жидкостей, получивших название эластомеры. Известно много поглощающих аппаратов, в которых используется такое рабочее тело, которое обладает упругими и диссипативными свойствами, способно дросселироваться по малым каналам, рассеивая энергию удара. Аппараты указанного типа по рабочим качествам мало отличаются от гидравлических и, в тоже время, при изготовлении их и обслуживание возникает меньше осложнений. Главными требованиями, которые должны быть удовлетворены для обеспечения стабильности работы этих устройств, заключается в том, чтобы коэффициенты вязкости и модули объёмной упругости, используемой в эла-

стомерных аппаратах жидкости, мало реагировали на атмосферные воздействия, скорость деформации и другие эксплуатационные факторы. Иными словами, должна обеспечиваться стабильность работы в любых, возможных при эксплуатации, условиях.

Следует обратить внимание на то, что карман в консольной части хребтовой балки для поглощающего аппарата имеет стандартный размер, т.е. независимо от типа поглощающего аппарата, вида его рабочих органов, он должен иметь стандартные размеры, обеспечивая взаимозаменяемость. Поскольку разные вагоны и разные грузы могут по экономическим соображениям иметь разную степень защиты от продольных воздействий разного уровня, на основе перечисленных выше исследований, был разработан типо-размерный ряд аппаратов. Он приведён в нижеследующей таблице.

Таблица 1.1 - Типо-размерный ряд поглощающих аппаратов

Наименование показателя	Типы аппаратов			
	Т-1	Т-2	Т-3	Т-4
Номинальная энергоёмкость, кДж (не менее)	60-80	100-120	140-160	200-400
Максимальная энергоёмкость, кДж (не менее)	80-110	130-160	190-220	400-800
Ход аппарата, мм	70-120	90-120	120	250-500
Рекомендуемые типы вагонов	полувагоны, платформы, крытые для грузов общего назначения, маршрутные поезда	Цистерны, крытые для ценных и экологически опасных грузов	Газовые и химические цистерны для особо опасных грузов	Специализированные вагоны

Целесообразно привести и другую информацию, относящуюся к эксплуатируемым и опытным поглощающим аппаратам. Она приведена в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Характеристики поглощающих аппаратов

Тип аппарата	Конструктивный ход	Энергоёмкость при столкновении вагонов массой 100Т, кДж	Скорость соударения вагонов массой 100т, км/ч	Статистическая сила сжатия, МН
Ш-1 ТМ	70	20	6	не нормируется
Ш-2-В	90	46	7,9	не нормируется
Ш-6-ТО-4	120	60	9	не нормируется
ПМК-110	110	60	9,7	не нормируется
73 ZW	90	110	10	0,85
73 ZW 12 М	120	135	12	1,85
АПЭ-120-М	120	160	14	1,7
АПЭ-120	120	140	13	1,8
АПЭ-95-УВЗ	95	130	10	1,15

Значительная доля исследований в области отработки поглощающих аппаратов приходится на эксперимент. Объективность таких исследований высока, но математическое моделирование и применение вычислительной техники позволяет получить при меньших затратах гораздо больше информации по оценке рабочих качеств поглощающих аппаратов.

В основе разработки математических моделей лежат решения задач по теории удара, к базовой литературе, в которой рассматриваются эти вопросы, следует отнести книги [48, 49, 50, 51, 52, 53]. На наш взгляд, приведенная в книгах [53, 54] форма адаптации к вязкому трению других форм поглощения энергии (через коэффициент поглощения энергии  $\psi = \mathcal{E}_{\text{рас}} / \mathcal{E}_{\text{упр}}$ , где  $\mathcal{E}_{\text{рас}}$  - рассеянная энергия,  $\mathcal{E}_{\text{упр}}$  - энергия накопленная упругими элементами) очень интересна для разработки оценочных подходов к расчёту характеристик аппаратов, интересны решения задачи по обеспечению стыковки летательных аппаратов, которые приведены

в книге [55]. Книга [55] содержит интересные и полезные данные для построения моделей удара при вязком гашении энергии.

Ознакомление с техническими решениями в области поглощающих аппаратов позволяет констатировать, что для стандартного кармана консольной части хребтовой балки вагона достаточно приемлемыми могут быть аппараты с ходом около 110 мм. и, вероятно, следует стремиться к тому, чтобы силовые характеристики таких аппаратов обеспечивали достаточную энергоёмкость. Имеется интерес к обеспечению повышения энергоёмкости за счёт исправления силовых характеристик в применяемых поглощающих аппаратах. В предлагаемой работе на основе компьютерного моделирования решается такая задача примирительно к поглощающим аппаратам АПЭ-120-И (рисунок 1.1; [http://aviaagregat-samara.com/?page\\_id=44](http://aviaagregat-samara.com/?page_id=44)) и ПМК-110-А (рисунок 1.2; [http://www.pomogala.ru/konstrukt/konstrukt\\_45.html](http://www.pomogala.ru/konstrukt/konstrukt_45.html)).

Новизна предлагаемого подхода в том, что ставится задача не по созданию новой, а по улучшению рабочих качеств существующей техники, не требующей затрат на отработку конструкции и подготовку нового производства. Исследования в этой области, связанные с исправлением силовых характеристик и влиянием этих исправлений на работоспособность аппаратов выполнены нами, а результаты опубликованы в работах [56, 57, 58].

Следует отметить, что и работа [59] относится к области моделирования динамических процессов. Все эти работы отражают основное содержание диссертации, дополнительно к ним имеется публикация [60], которая представляет общий характер вопросов относящихся к теме диссертации.

Исходя из анализа публикаций, представляется, что следует шире использовать возможности компьютерного моделирования и дополнительно получить ответы на слабо раскрытые особенности различных поглощающих аппаратов. Целесообразно расширить число показателей, которые используются в литературе [2,5], обратив внимание на понятность их потребителям аппаратов.

К таким показателям относятся принятые в практике оценки ударной амортизации [47] такие величины, как максимально допустимый ход, максималь-

но допустимая сила соударения, максимально допустимая скорость при заданных массах соударяющихся объектов. В частности, целесообразно подробнее [глава вторая работы] рассмотреть их динамические силовые характеристик. Знание их позволит решить вопрос о расчете других параметров, оценивающих рабочие качества аппаратов. Чтобы оценить технические решения, необходимо найти новые наглядные формы иллюстрации инновационного уровня аппаратов [глава третья работы]. На базе этого отыскать способы улучшения их рабочих качеств без дорогостоящих перенастроек производства аппаратов. Решению этих задач посвящены главы четыре и пять работы.

### **Выводы по главе 1**

- 1) Показана роль научных школ, ученых и изобретателей в области развития динамики подвижного состава, моделирования работы аппаратов в поезде и маневровых соударениях, разработке методов их расчета. Отмечается, что наиболее распространенными поглощающими аппаратами являются пружинно-фрикционные аппараты благодаря простоте их конструкций и низкой стоимости их изготовления. Однако их основной недостаток заключается в том, что они не обладают достаточной энергоемкостью и плохо реагируют на повторное нагружение в поезде, а также характеризуются нестабильностью работы.
- 2) Изложены причины, сдерживающие внедрение поглощающих аппаратов, имеющих существенную новационность, определены пути дальнейшего совершенствования конструкций противоударных амортизаторов на основе применения объемно-сжимаемых материалов.
- 3) Предложен новый подход совершенствования аппаратов, заключающийся в улучшении рабочих качеств существующей техники, что не требует затрат на отработку конструкции и подготовку нового производства.
- 4) Определены основные задачи исследования и методы их решения.

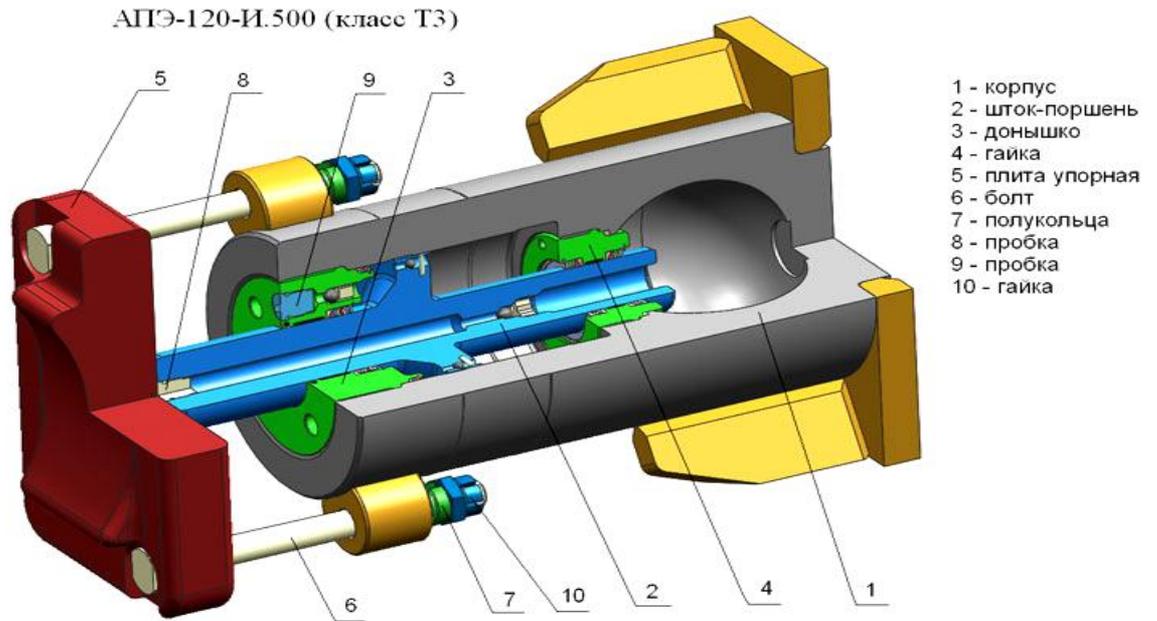


Рисунок 1.1 Эластомерный поглощающий аппарат АЭП -120-И

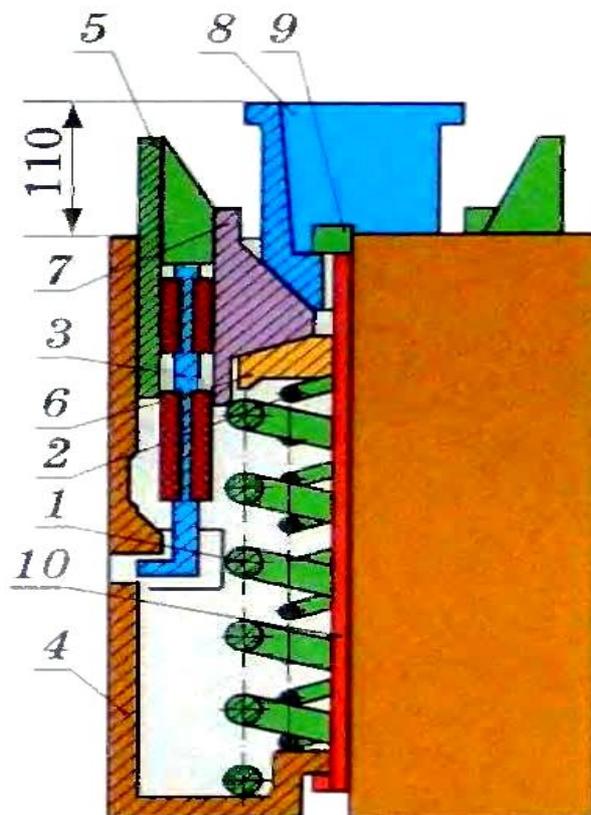


Рисунок 1.2 Пружинно-фрикционный поглощающий аппарат ПМК-110А:

1,2 – пружины; 3 – неподвижные пластины; 4 – корпус; 5 – подвижные пластины;  
6 – опорная пластина; 7 – фрикционные клинья; 8 – нажимной конус; 9 – гайка;  
10 – стяжной болт

## **2 Расчетные схемы и модели маневрового соударения вагонов, анализ рабочих показателей, влияющих на уровень новационности поглощающих аппаратов автосцепки**

### **2.1 Расчетные схемы и модели маневрового соударения вагонов**

Процесс маневрового соударения вагонов, оборудованных поглощающими аппаратами автосцепки различных типов, рассматривается для трех характерных схем маневрового соударения:

- удар вагона-бойка в упор, который производится, в частности, при динамических испытаниях вновь созданных вагонов-цистерн; эта же схема может применяться и при моделировании удара в заторможенный сцеп вагонов;
- удар вагона-бойка в подпертый вагон (через промежуточный вагон в упор), что можно также использовать в качестве схемы удара вагона-бойка в сцеп стоящих вагонов;
- удар вагона-бойка в свободно стоящий вагон, что также часто имеет место при маневровых работах.

Схемы взаимодействия вагонов приведены на рисунке 2.1.

Модели заимствованы из работы [28] и предполагают применение одно-массовых расчетных схем для каждого вагона, участвующего в соударении. Принято, что груз неподвижен. Очевидно, что эти упрощения идут "в запас" при оценке хода и сил соударения. Они применимы в настоящей работе, так как в данном случае интерес представляют максимальные величины усилия, возникающие в автосцепке и максимальный ход. Упругость кузова условно моделируется линейной пружиной.

При моделировании силовых характеристик пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов были также использованы исходные данные, полученные на основе эксперимента, проведенного во ВНИИЖТе, которые приведены в работе [28].

Рассматриваются режимы удара вагона-бойка в упор, в подпертый вагон, в свободностоящий вагон. Приводятся расчётные схемы и математические аналоги этих расчётных схем, они показаны на рисунке 2.1.

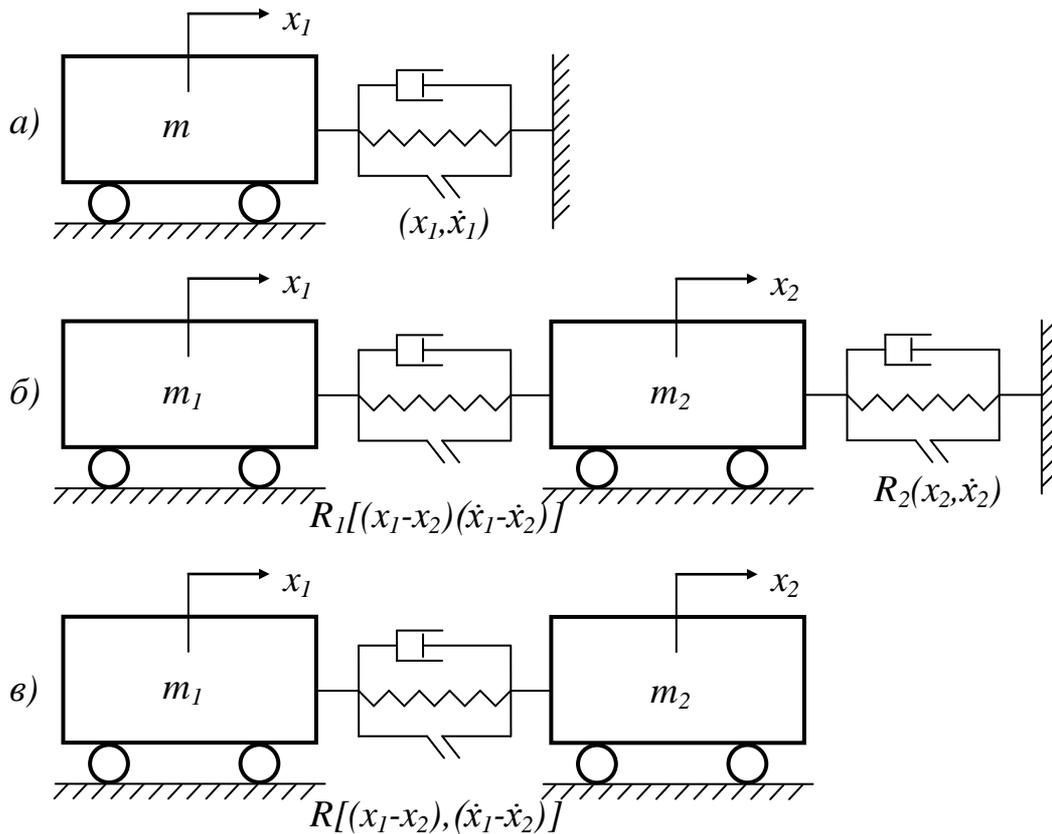


Рисунок 2.1 Схемы соударения вагонов

На рисунке 2.1 (а) представлена схема расчета удара вагона в упор. Моделирующее уравнение этого случая соударения имеет вид:  $m\ddot{x}_1 + R(x_1, \dot{x}_1) = 0$ ;

На рисунке 2.1 (б) показана схема удара в подпертый вагон. Моделирующее уравнение для этого расчетного случая имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + R_1[(x_1 - x_2), (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - R_1[(x_1 - x_2), (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] + R_2(x_2, \dot{x}_2) &= 0 \end{aligned} \right\};$$

На рисунке 2.1 (в) показана схема удара в свободно стоящий вагон. Моделирующее уравнение для этого расчетного случая имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + R[(x_1 - x_2), (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - R[(x_1 - x_2), (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] &= 0 \end{aligned} \right\}.$$

Начальные условия: при  $t=0$   $x_1=0$ ,  $\dot{x}_1=V$ , для схем (б) и (в) дополнительно  $x_2=0$ ,  $\dot{x}_2=0$ .

Развернутую форму моделирующих уравнений, сведенную к системам уравнений первого порядка, целесообразно привести в матричном виде, который будет удобен при численном интегрировании по методу Эйлера (задача с начальными условиями).

$$\bar{a} = [c]\bar{b} + \bar{q},$$

где  $\bar{a} = \left( \frac{dv_1}{dt} \quad \frac{dv_2}{dt} \quad \frac{dx_1}{dt} \quad \frac{dx_2}{dt} \right)^T$  - вектор производных от искомым функций;

$\bar{b} = (x_1 \quad x_2 \quad v_1 \quad v_2)^T$  - вектор искомым функций (компоненты вектора могут быть в степенях при нелинейных задачах);

$$[c] = \begin{vmatrix} -\frac{c}{m_1}(1 + \text{sign}v_1\varphi) & \frac{c}{m_1}(1 + \text{sign}v_2\varphi) & -\frac{\beta}{m_1}v_{1i}^{n-1} & \frac{\beta}{m_1}v_{2i}^{n-1} \\ \frac{c}{m_2}(1 + \text{sign}v_1\varphi) & -\frac{2c}{m_2}(1 + \text{sign}v_2\varphi) & \frac{\beta}{m_2}v_{1i}^{n-1} & -\frac{2\beta}{m_2}v_{2i}^{n-1} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{vmatrix} - \text{матрица коэффициен-}$$

тов жесткости и демпфирования, в общем случае зависящих от времени и от скорости в нелинейных задачах. В линейных показатель степени скорости  $n=1$ ;  $\varphi$  - коэффициент передачи усилия;

$\bar{q} = \left( -\frac{Q_1}{m_1} \quad \frac{Q_2}{m_2} \quad 0 \quad 0 \right)^T$  - вектор суммы усилий начальной затяжки  $Q$  и сил посто-

янного сухого трения  $\text{sign} v_{1,2} \cdot F$ , в котором можно отразить скачки усилий на каждом шаге интегрирования.

Система уравнений написана для случая удара в подпертый вагон, поскольку этот случай наиболее общий. Эту систему просто адаптировать для двух других случаев маневрового соударения. Для каждого  $i+1$  шага интегрирования принята формула:

$$\bar{b}_{i+1} = \{ ([e] + \Delta t[c])\bar{b}_i + \Delta t \cdot \bar{q}_i \}$$

где  $[e]$  - единичная матрица, порядок которой равен порядку матрицы  $[c]$ ;

$\Delta t$  - шаг интегрирования.

На каждом шаге интегрирования можно отслеживать скачки и изменения параметров модели. В частности, если  $|([e] + \Delta t[c])\bar{b}_i| \leq |\Delta t \cdot \bar{q}_i|$ , то в векторе  $\bar{b}_{i+1}$  первые две компоненты, относящиеся к перемещениям, обнуляются. Если в векторе  $\bar{b}_{i+1}$  первые две компоненты больше  $\delta$  - хода аппарата  $(x_{1(i+1)} \quad x_{2(i+1)})^T \geq (\delta \quad \delta)^T$ , то в матрице  $[c]$  в элементах, где есть жесткости  $c_1, c_2$  в первой и второй строке, надо подставлять  $c_k/m$ , где  $c_k$  - жесткость рамы кузова вагона. С использованием пере-

численных моделей был модернизирован программный комплекс, реализованный в среде программирования Borland C++ Builder. В модернизированном комплексе учтены три схемы соударения, показанные на рисунке 2.1. Комплекс позволяет выполнять расчеты по анализу процесса маневрового соударения для различных схем при варьировании параметров: тип поглощающего аппарата, скорость соударения, масса вагонов.

## **2.2 Моделирование процессов соударения вагонов, оснащенных различными типами аппаратов по схеме удар в упор.**

### **Анализ рабочих характеристик аппаратов**

С помощью модернизированного программного комплекса были выполнены многовариантные расчеты маневрового соударения с целью оценки параметров, определяющих рабочие качества поглощающих аппаратов различных типов. Базовые параметры маневрового соударения: вагоны - четырехосные; масса каждого вагона - 100 т (что соответствует повышенному значению осевой нагрузки 25 тс/ось); скорость соударения - 1,39 м/с (5 км/ч - допускаемая скорость, в соответствии с "Правилами технической эксплуатации..."); все поглощающие аппараты, участвующие в процессе соударения, принимаются одного типа.

Были получены различные зависимости, оценивающие рабочие качества, рассматриваемых поглощающих аппаратов, позволяющие выполнить их сравнительный анализ, ориентированный на качественную оценку новационности. К ним относятся: зависимость реакции в автосцепке от времени; динамическая силовая характеристика поглощающего аппарата (зависимость реакции от деформации, т.е. хода); зависимость максимального значения реакции для вагонов с заданной массой от скорости соударения; зависимость максимальной реакции от массы. Рассмотрим удар вагона в упор. Этот вариант маневрового соударения, применяемый при испытаниях вновь спроектированных вагонов, является наиболее опасным с точки зрения нагруженности вагонов. На рисунке 2.2 приведен график зависимости реакции в автосцепке от времени для двух моделей поглощающих аппаратов автосцепки: пружинно-фрикционного ПМК-110-А и эластомерного АПЭ-120-И при скорости соударения 2,5 м/с.

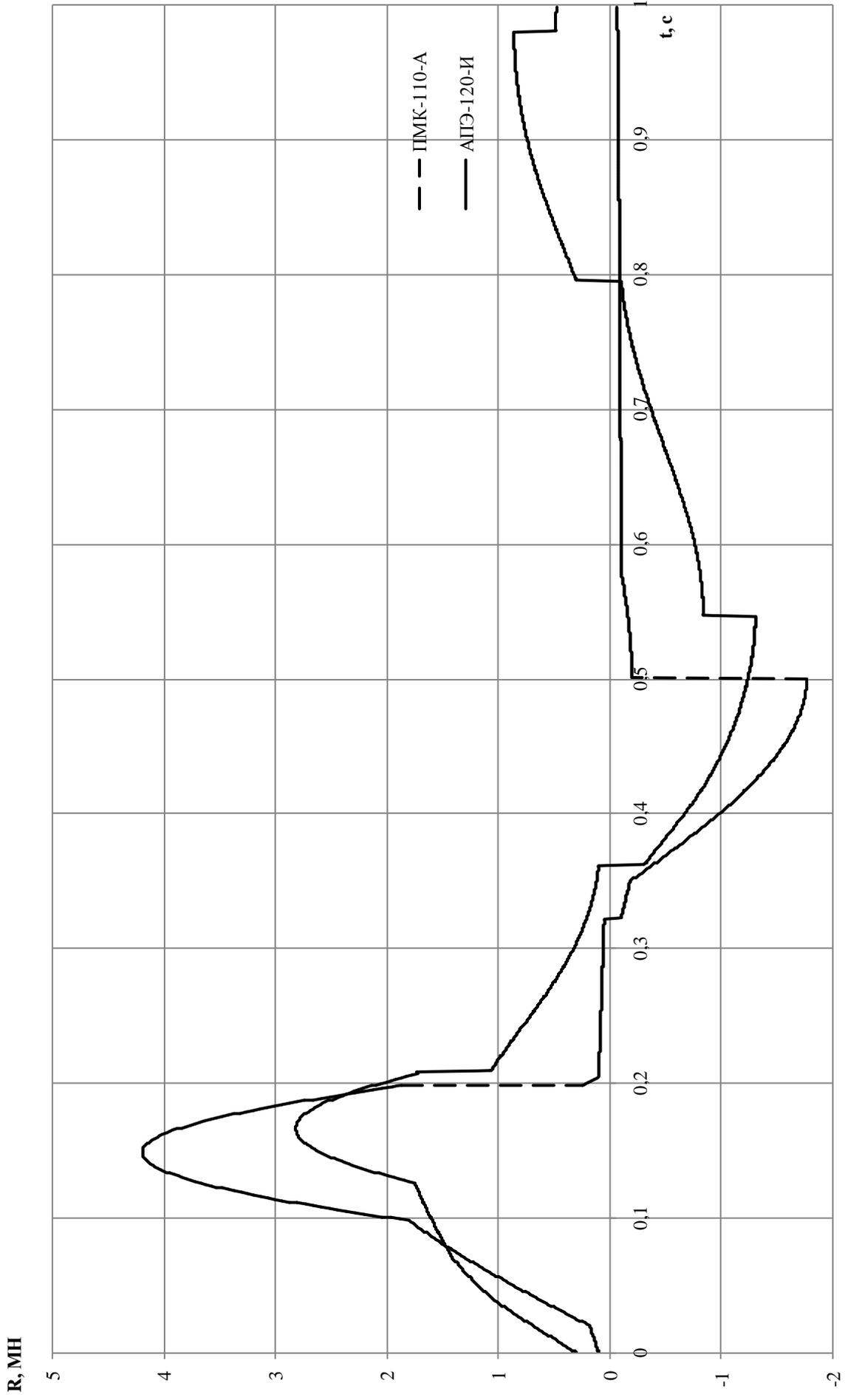


Рисунок 2.2 Зависимость реакции в автоцепке от времени. Удар вагона в упор

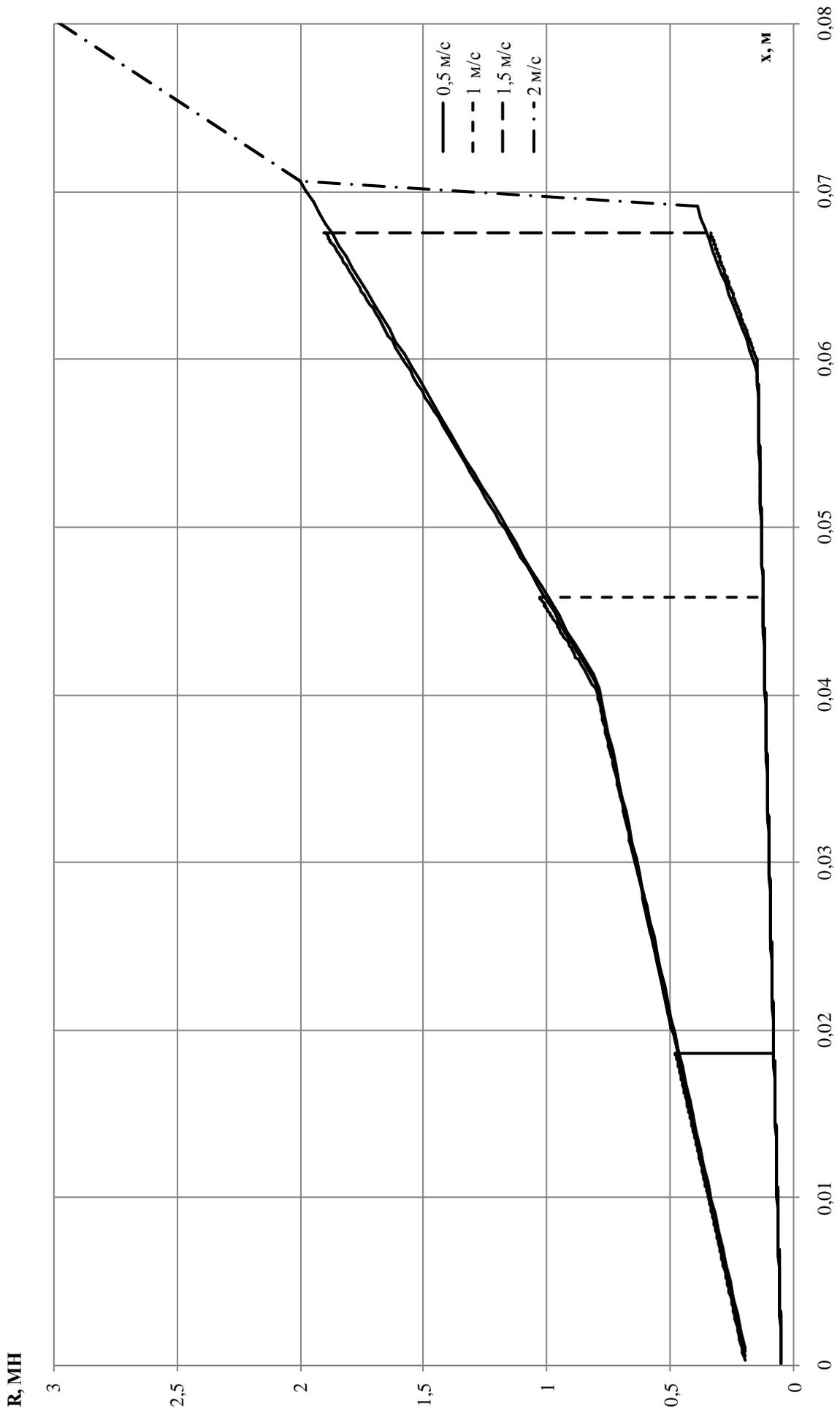


Рисунок 2.3 Силовая характеристика аппарата Ш-1-ТМ. Удар вагона в упор

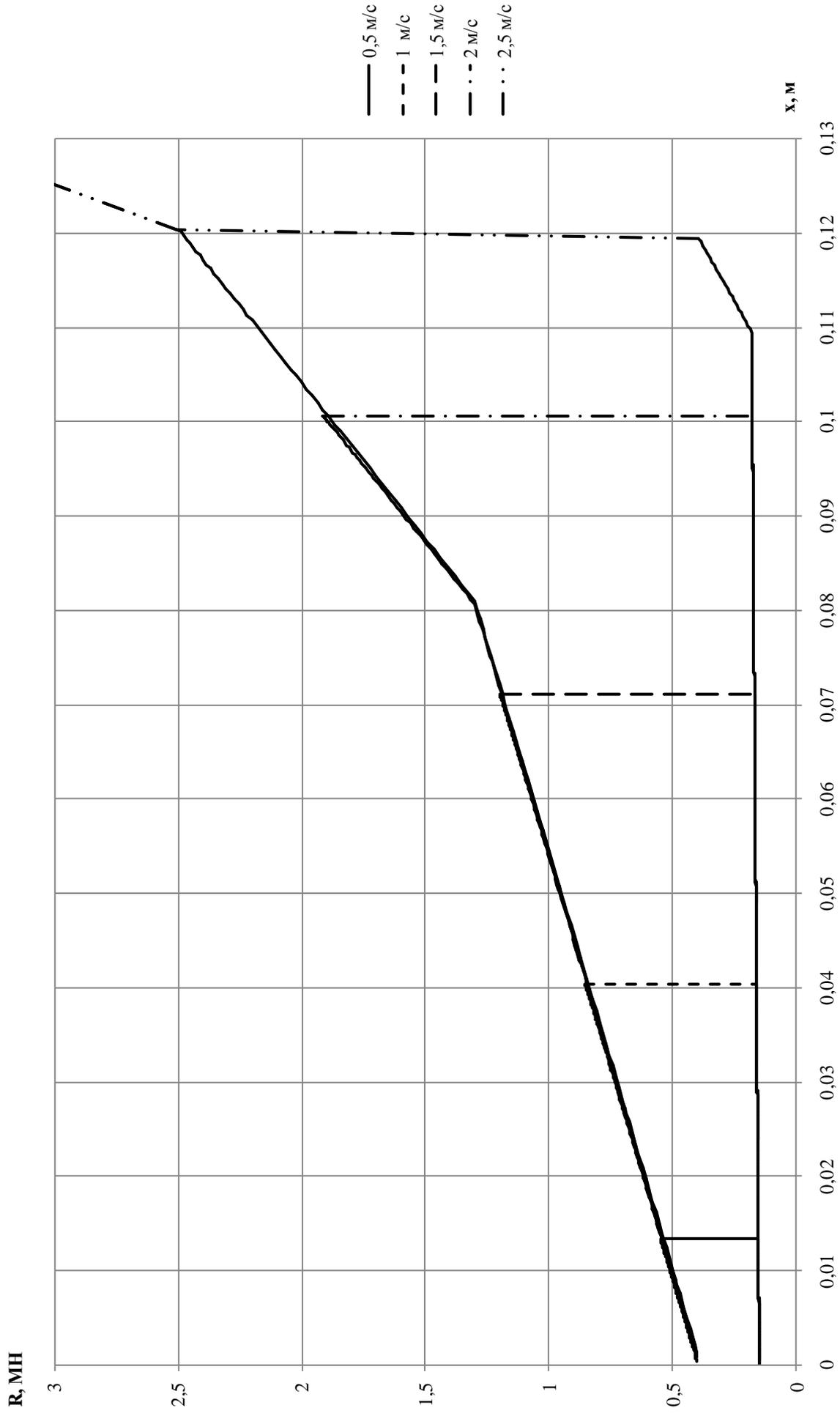


Рисунок 2.4 Силовая характеристика аппарата Ш-6-ГО-4. Удар вагона в упор

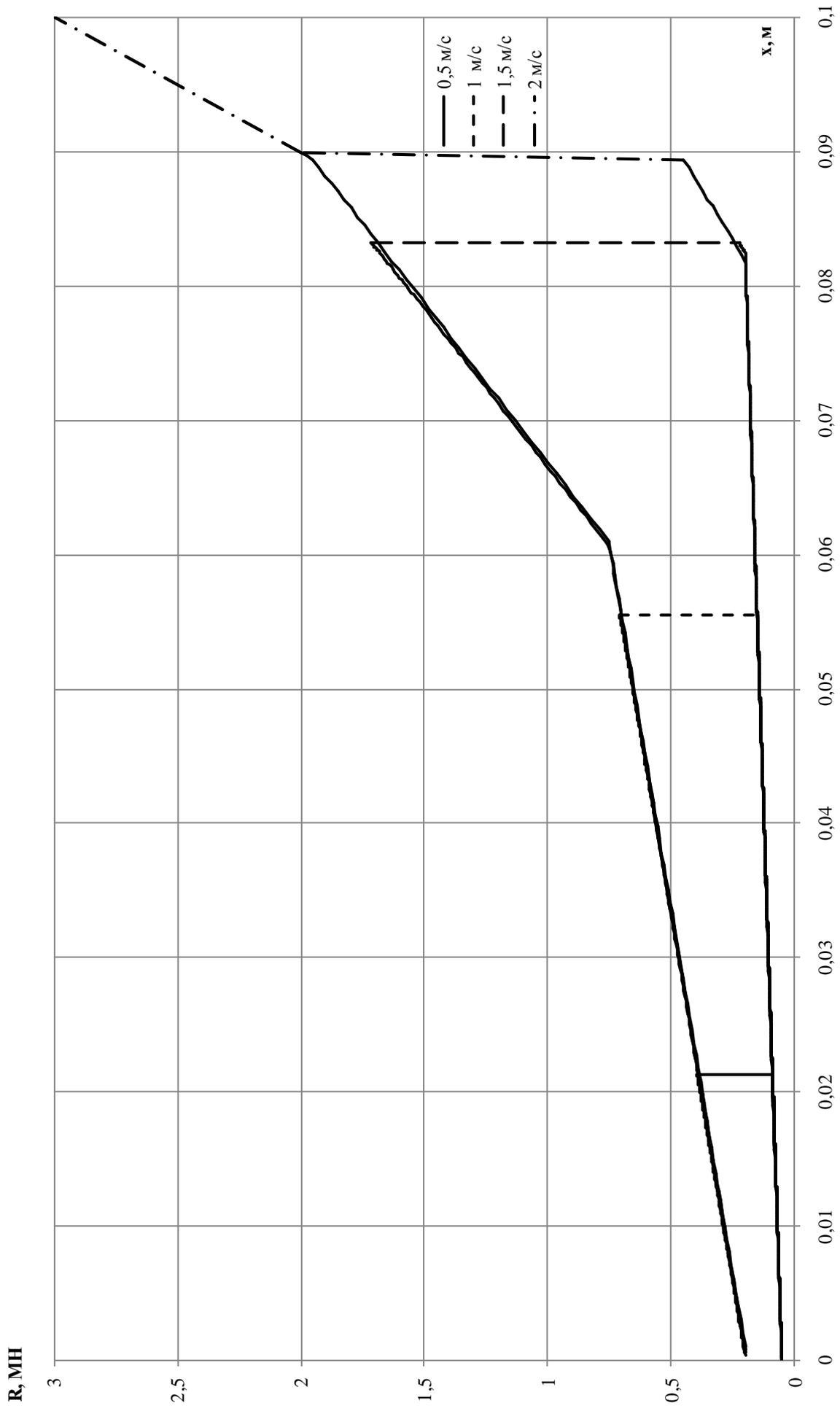


Рисунок 2.5 Силовая характеристика аппарата Ш-2-В. Удар вагона в упор

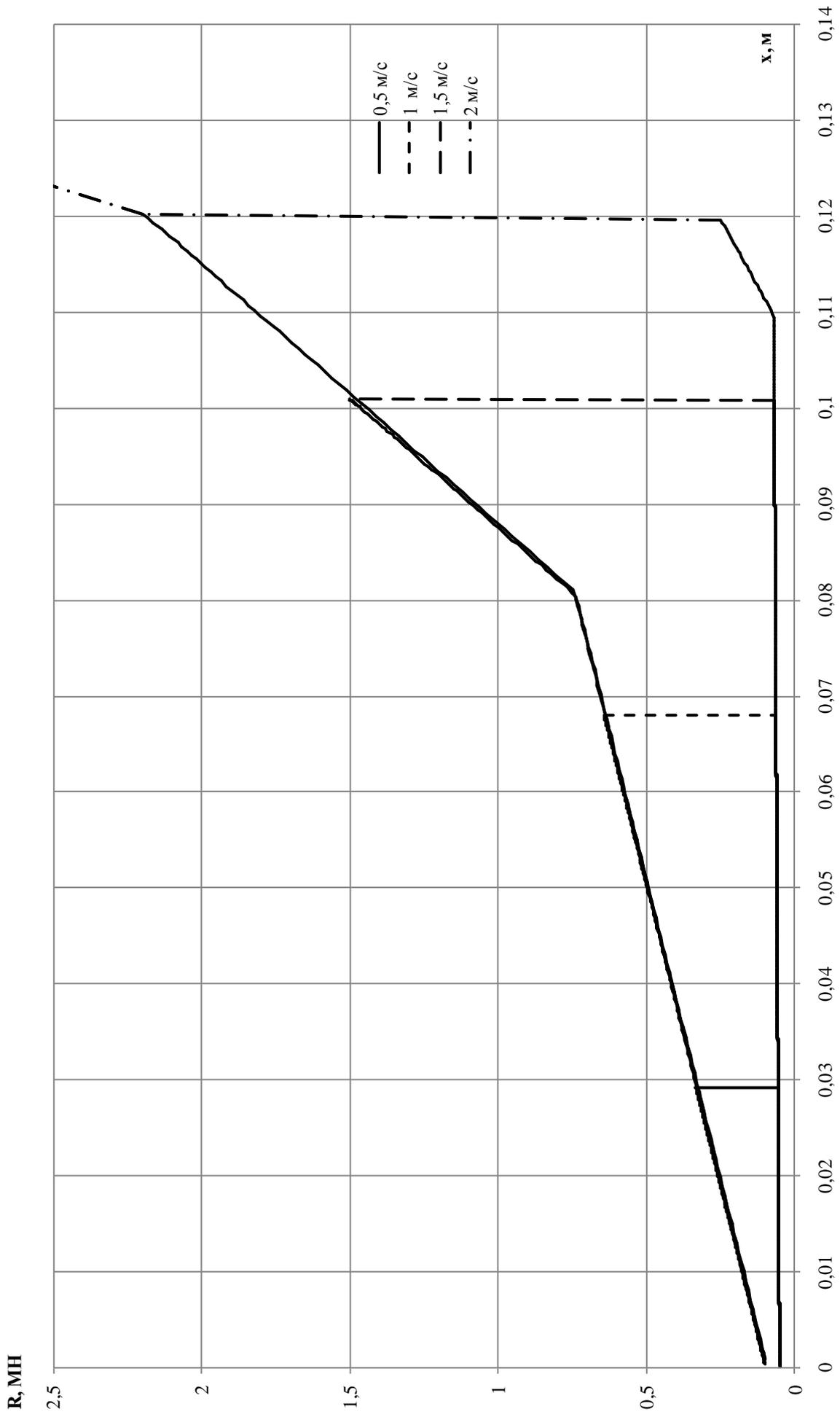


Рисунок 2.6 Силовая характеристика аппарата ПГФ-4. Удар вагона в упор

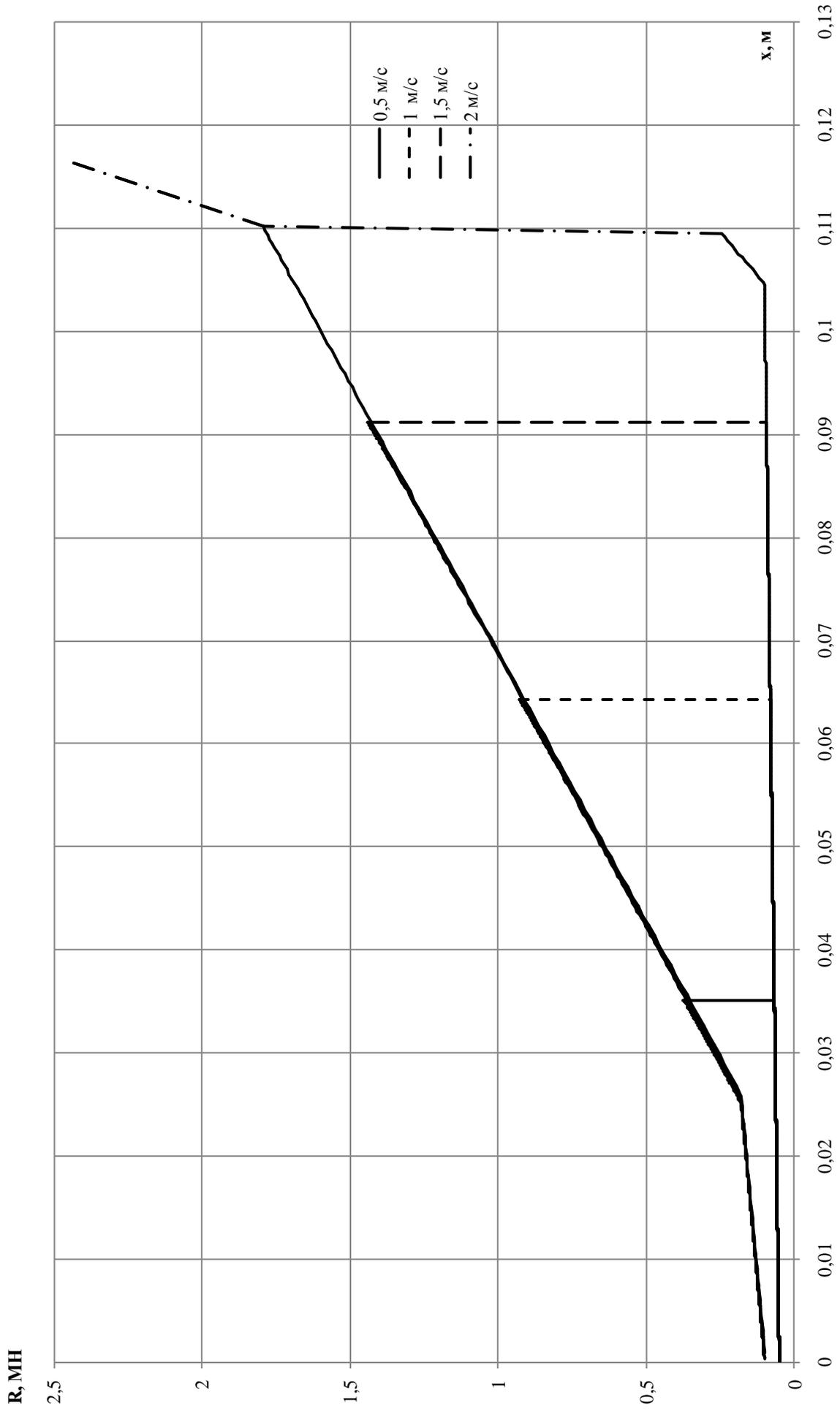


Рисунок 2.7 Силовая характеристика аппарата ПМК-110-А. Удар вагона в упор

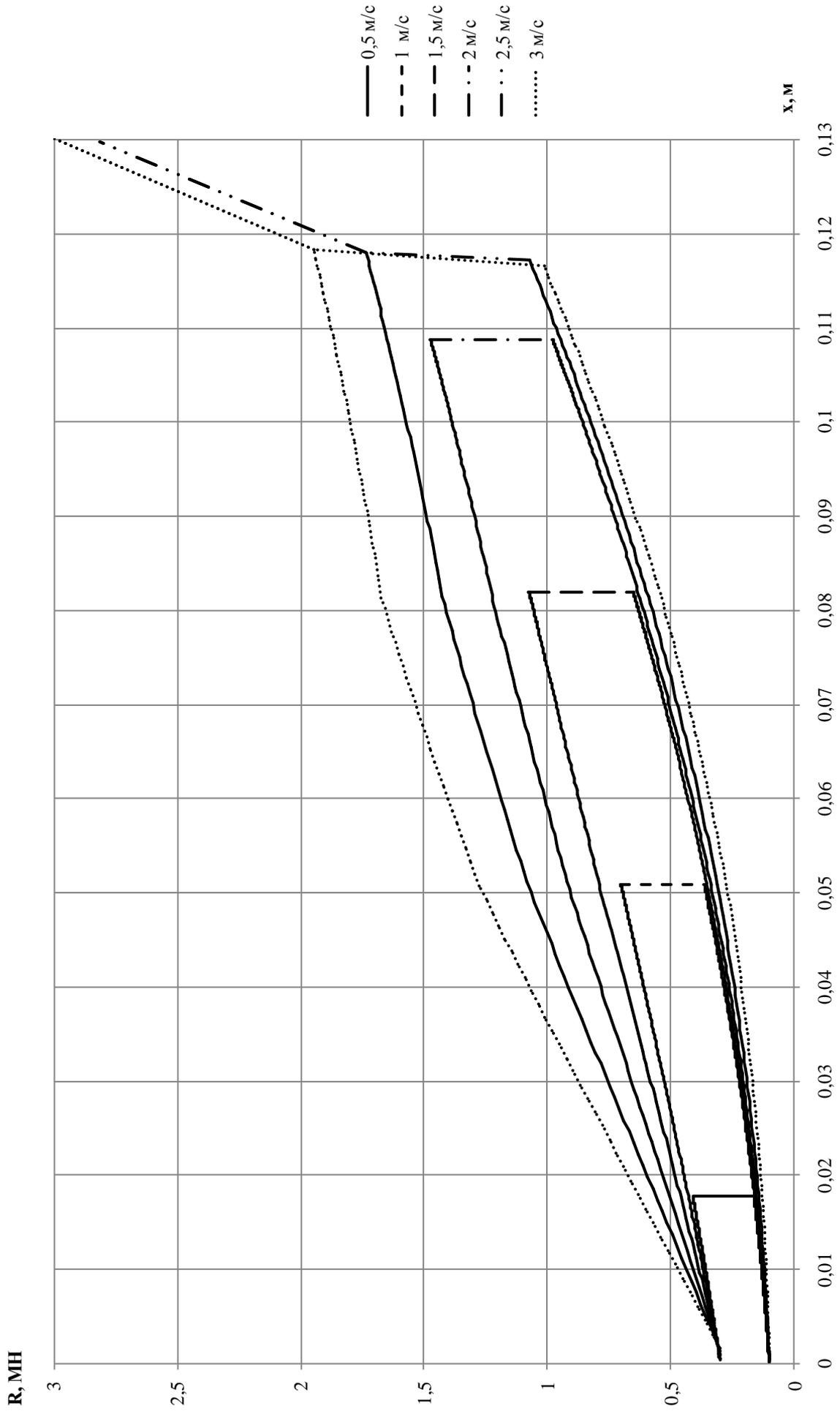


Рисунок 2.8 Силовая характеристика аппарата АПЭ-120-И. Удар вагона в упор

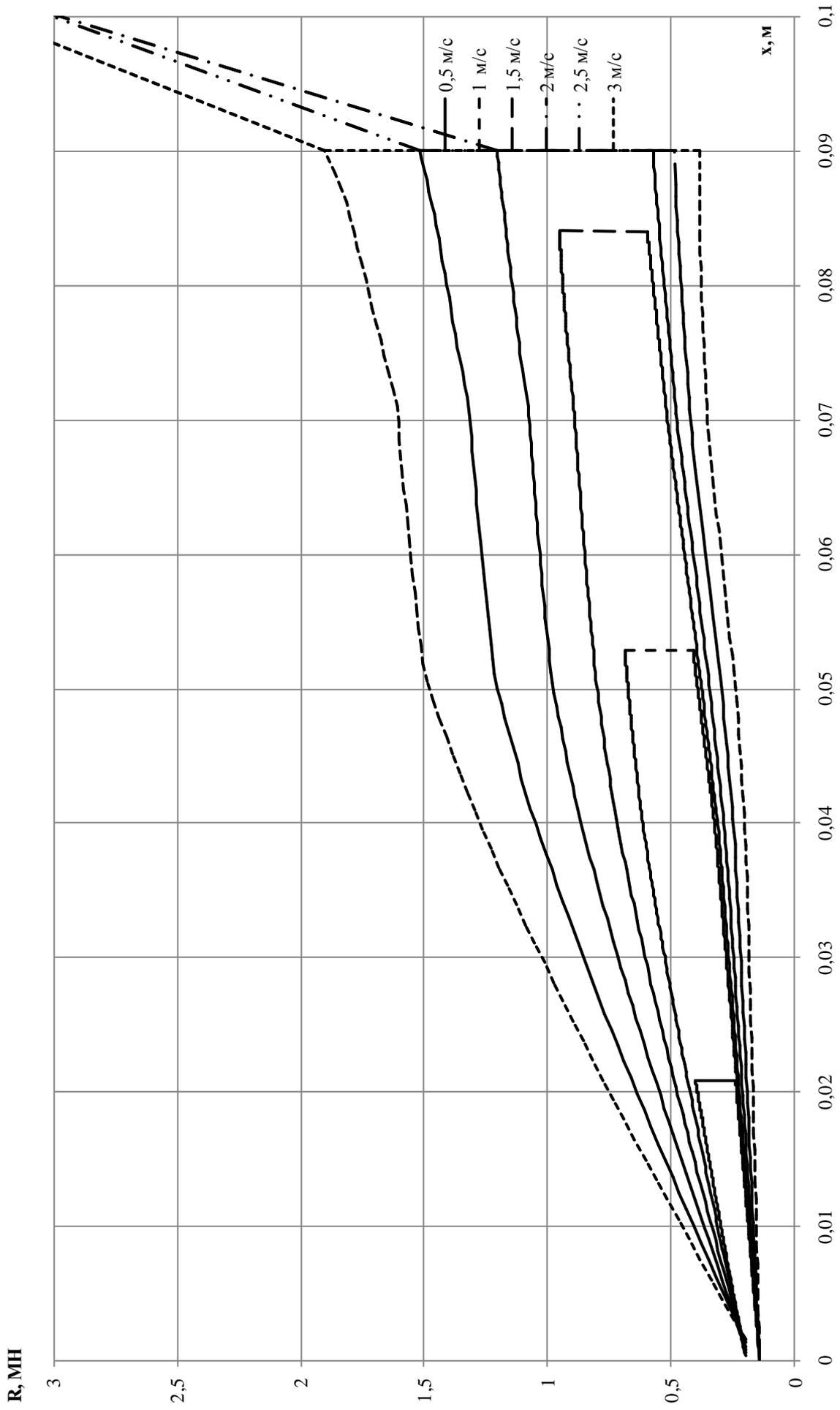


Рисунок 2.9 Силовая характеристика аппарата 73-ZW. Удар вагона в упор

Из графиков (рисунка 2.2) видно, что в начальный период процесса удара реакция резко возрастает, достигая максимума, значение которого зависит от типа поглощающего аппарата. Затем, на обратном ходе автосцепка переходит в режим растяжения, при этом уровень максимальных растягивающих усилий существенно ниже. Это объясняется поглощением энергии через работу сил трения в аппарате. Процесс имеет характер затухающих колебаний с высоким декрементом затухания. После нескольких колебаний процесс практически останавливается, чему на графиках, полученных расчетным путем, соответствуют скачки реакции на уровне значений начальной затяжки.

На рисунках 2.3-2.9 показаны динамические силовые характеристики поглощающих аппаратов различных типов (Ш-1-ТМ, Ш-6-ТО-4, Ш-2-В, ПГФ-4, ПМК-110А, АПЭ-120-И, 73ZW) при различных значениях скорости соударения. Из графиков видно, что для пружинно-фрикционных аппаратов параметры характеристики практически не зависят от скорости, что характеристика в целом носит вогнутый характер, что, в отличие от эластомерного аппарата, не позволяет обеспечить высокие значения коэффициента полноты характеристики и энергоемкости. Вогнутый вид зависимости на прямом ходе обусловлен усреднением эмпирической динамической силовой характеристики, имеющей срывной характер. В качестве же первопричины этого можно полагать снижение коэффициента сухого трения в аппарате при увеличении скорости.

Эластомерные аппараты (см. рисунки 2.8, 2.9) лишены этих недостатков. Их динамическая характеристика зависит от скорости, причем при более высоких скоростях соударения уровень реакции выше, выше и величина поглощаемой энергии. Для других вариантов маневрового соударения эти особенности выражены еще более явно. При низких скоростях деформации, что имеет место в переходных режимах движения в составе поезда, характеристика мягкая, близкая к статической.

На рисунке 2.10 показана зависимость максимальной реакции в автосцепке от скорости соударения, а на рисунке 2.11 - от массы вагона брутто.

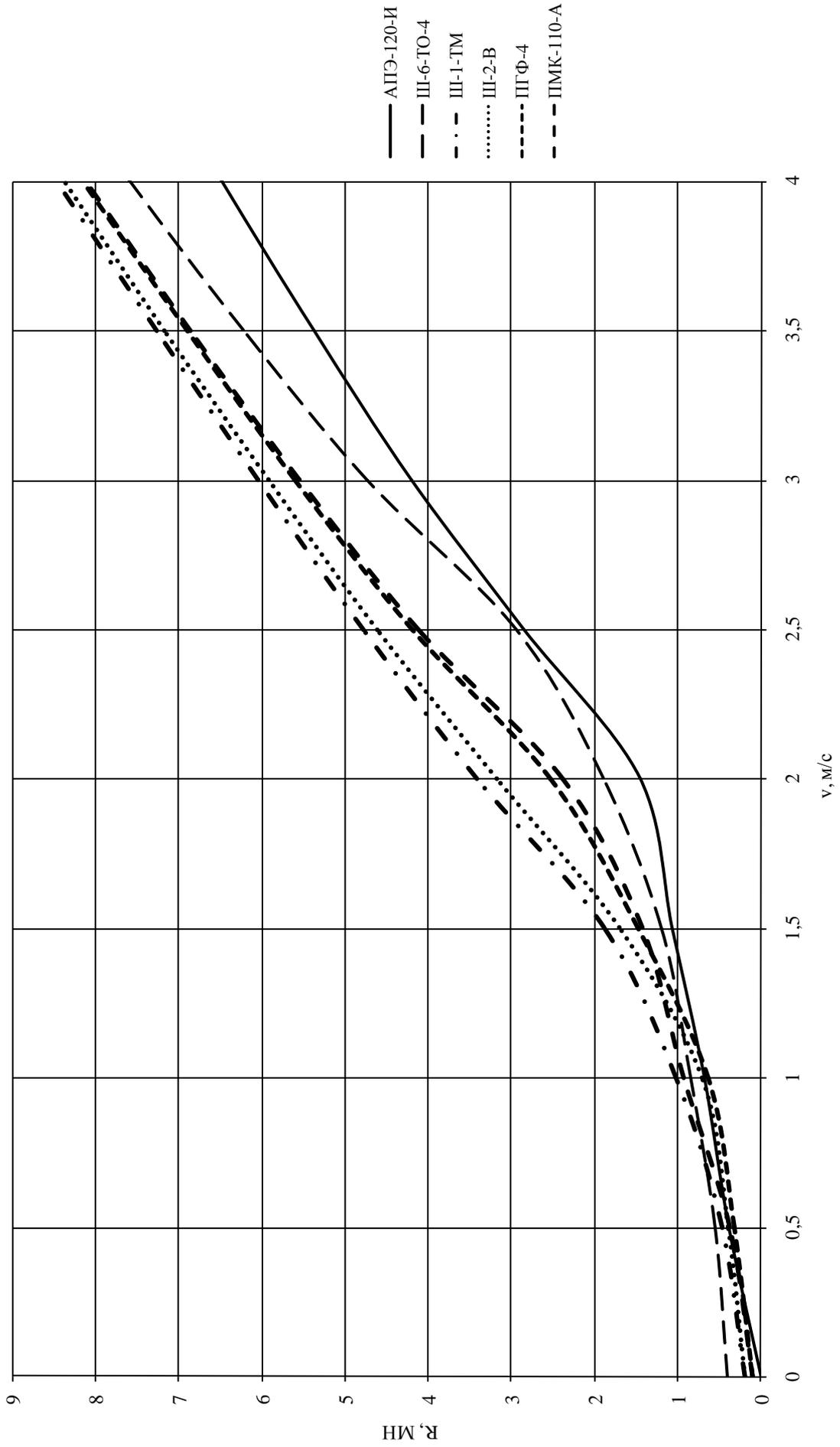


Рисунок 2.10 Зависимость максимального значения реакции от скорости. Удар в упор, масса 100 т.

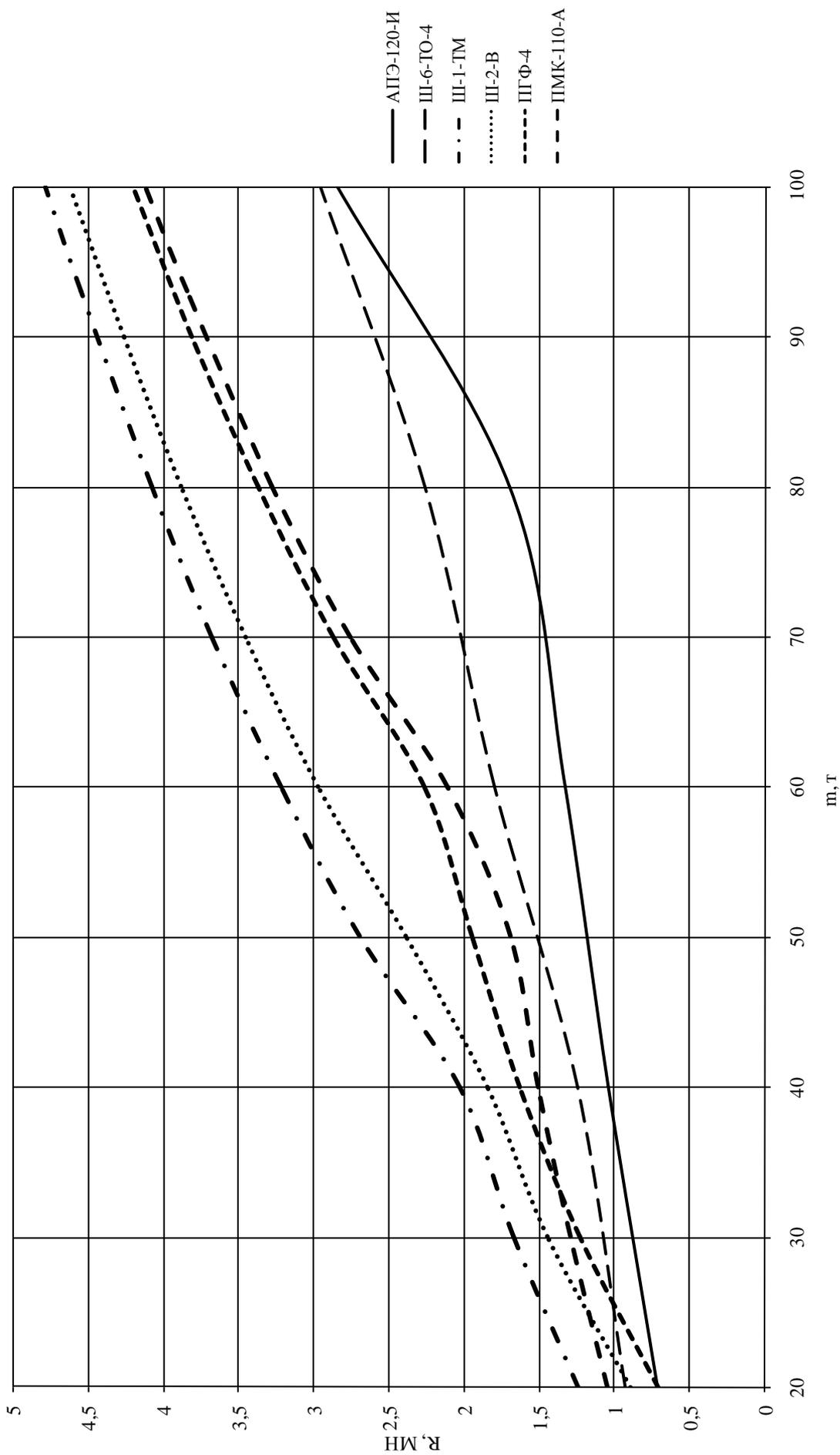


Рисунок 2.1.1 Зависимость максимального значения реакции от массы вагона. Удар в упор, скорость 2,5 м/с

Из графиков видно, что максимальное значение реакции при увеличении, как скорости, так и массы нелинейно возрастает, причем после закрытия поглощающего аппарата реакция начинает возрастать более круто. Последний факт объясняется тем, что продольная жесткость вагона много больше жесткости поглощающего аппарата.

Точка перелома по каждой зависимости обозначает две характеристики поглощающего аппарата: максимальный ход (деформацию аппарата) и усилие закрытия аппарата. Причем для пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов значения статического и динамического усилий закрытия можно считать одинаковыми. Динамическое усилие закрытия эластомерного аппарата зависит от величины скорости деформации в момент закрытия.

Максимальное же значение усилия в автосцепке обуславливается видом силовой характеристики, то есть величиной энергоемкости поглощающего аппарата, так как именно эта величина выражает ту часть кинетической энергии вагона-бойка, которая воспринимается одним аппаратом. Оставшаяся часть кинетической энергии переходит после закрытия поглощающего аппарата в потенциальную энергию продольной деформации элементов кузова вагона.

## **Выводы по главе 2**

- 1) Модернизирован программный комплекс, реализованный в среде программирования Borland C++ Builder, путем введения в модель в удобном формате технологии перехода к различным схемам маневрового соударения с учетом изменения параметров жесткости, вязкости, скачков усилий при численном решении дифференциальных уравнений
- 2) Получены различные зависимости, оценивающие рабочие качества поглощающих аппаратов (АПЭ-120-И, ПМК-110А, Ш-1-ТМ, Ш-6-ТО-4, Ш-2-В, ПГФ-4, 73ZWW), позволяющие выполнить их сравнительный анализ, ориентированный на качественную оценку новационности. К ним относятся: зависимость реакции в автосцепке от времени; динамическая силовая характеристика поглощающего аппарата (зависимость реакции от деформации, т.е. хо-

- да); зависимость максимального значения реакции для вагонов с заданной массой от скорости соударения; зависимость максимальной реакции от массы.
- 3) Установлено на основе анализа данных рисунков 2.3-2.9, что для пружинно-фрикционных аппаратов параметры динамической характеристики практически не зависят от скорости, характеристика носит вогнутый характер, что не позволяет получать высокие значения коэффициента полноты диаграммы.
  - 4) Показано, что динамические характеристики эластомерных аппаратов зависят от скорости, причем при более высоких скоростях соударения уровень реакции выше, выше и величина поглощенной энергии.
  - 5) Установлено, что максимальное значение реакции при увеличении как скорости, так и массы нелинейно возрастает, причем после закрытия аппарата реакция начинает возрастать более круто.
  - 6) Показано, что точка перелома по каждой зависимости обозначает две характеристики поглощающего аппарата – максимальный ход и усилие закрытия аппарата.
  - 7) Отмечено, что максимальное значение усилия в автосцепке обуславливается видом силовой характеристики – энергоемкостью поглощающего аппарата.

### **3 Моделирование рабочих качеств поглощающих аппаратов при различных схемах соударения. Методические подходы к оценке новационности конструкций аппаратов**

#### **3.1 Моделирование рабочих качеств аппаратов при ударе вагона-бойка в упор. Построение сводных двумерных диаграмм и их интерпретация**

В этом разделе приводятся дополнительные оценки рабочих качеств различных поглощающих аппаратов.

Компьютерное моделирование позволило получить расширенную информацию, формирующую объективную оценку поглощающих аппаратов автосцепки. Иллюстративный материал, показанный ниже, либо не встречается в литературе, либо отражается не полно. Поэтому, по нашему мнению, новые формы представления дополнительной информации можно отнести к числу инновационных. Информация содержит: сводные двумерные диаграммы зависимости реакций от скорости и массы, зависимости максимальных реакций от кинетической энергии вагона-бойка, зависимости поглощаемой аппаратами энергии от скорости соударения, зависимости энергоемкости поглощающих аппаратов от максимальной реакции. Последние две зависимости наиболее полно характеризуют эффективность поглощающих аппаратов и позволяют определить пути их совершенствования. Диаграммы, построенные для различных типов аппаратов (Ш-1-ТМ, Ш-2-В, ПГФ-4, ПМК-110А, Ш-6-ТО-4, АПЭ-120-И), приведены на рисунках 3.1-3.6, на которых показаны кривые – линии уровней реакции. Неокрашенные области диаграмм соответствуют усилиям, не превышающим допустимого значения (3,5 МН), в соответствии с "Нормами...". Отсчет производится по возрастанию сил слева на право, а по условной шкале снизу вверх. Темно-серым выделены области диаграммы, соответствующие недопустимому сочетанию скорости и массы брутто вагона-бойка. Полученные кривые могут служить справочным материалом для определения допустимых режимов маневрового соударения. Справа от диаграмм показаны характеристики усилий в МН.

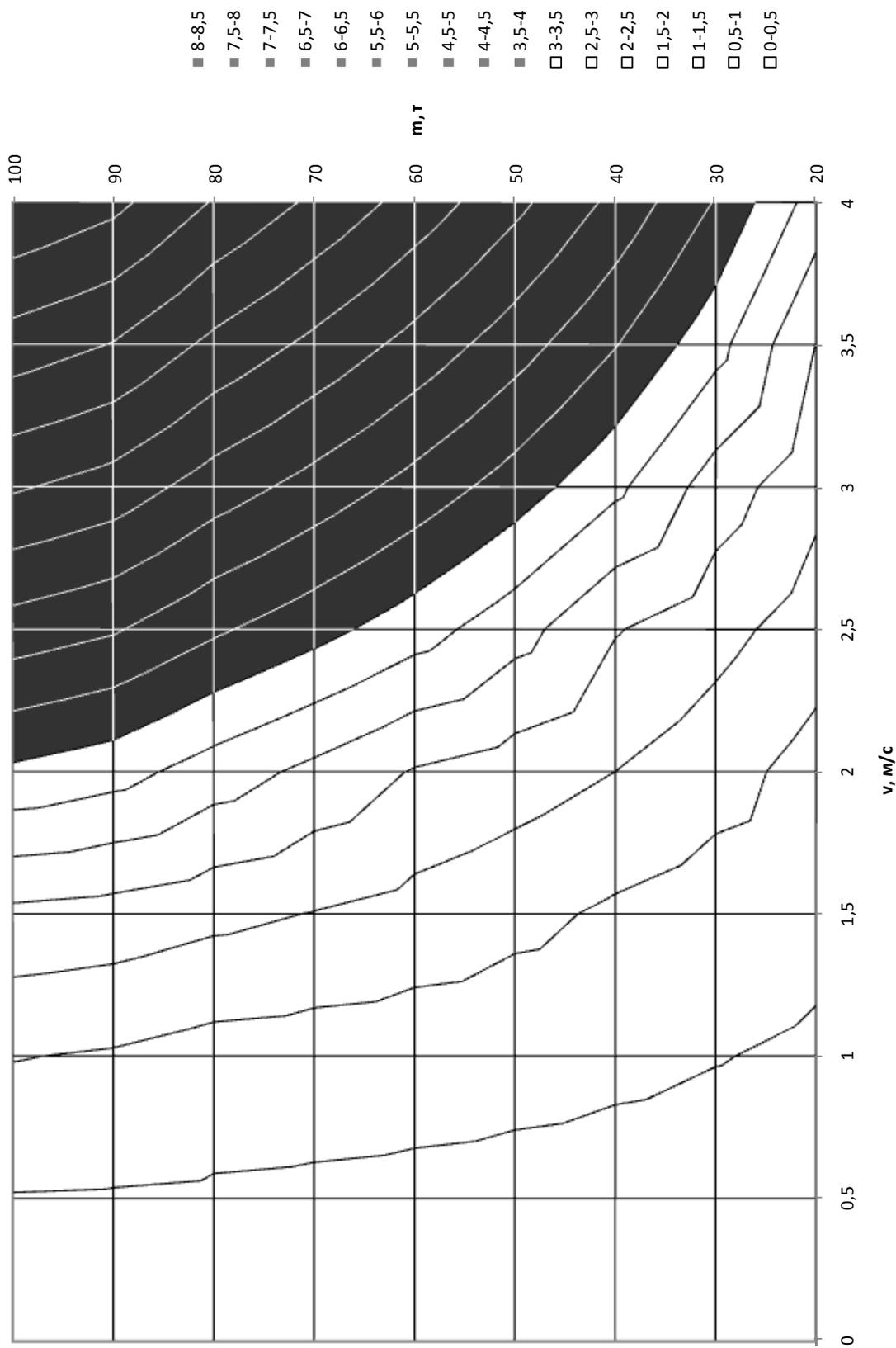


Рисунок 3.1 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-1-ТМ. Удар в упор

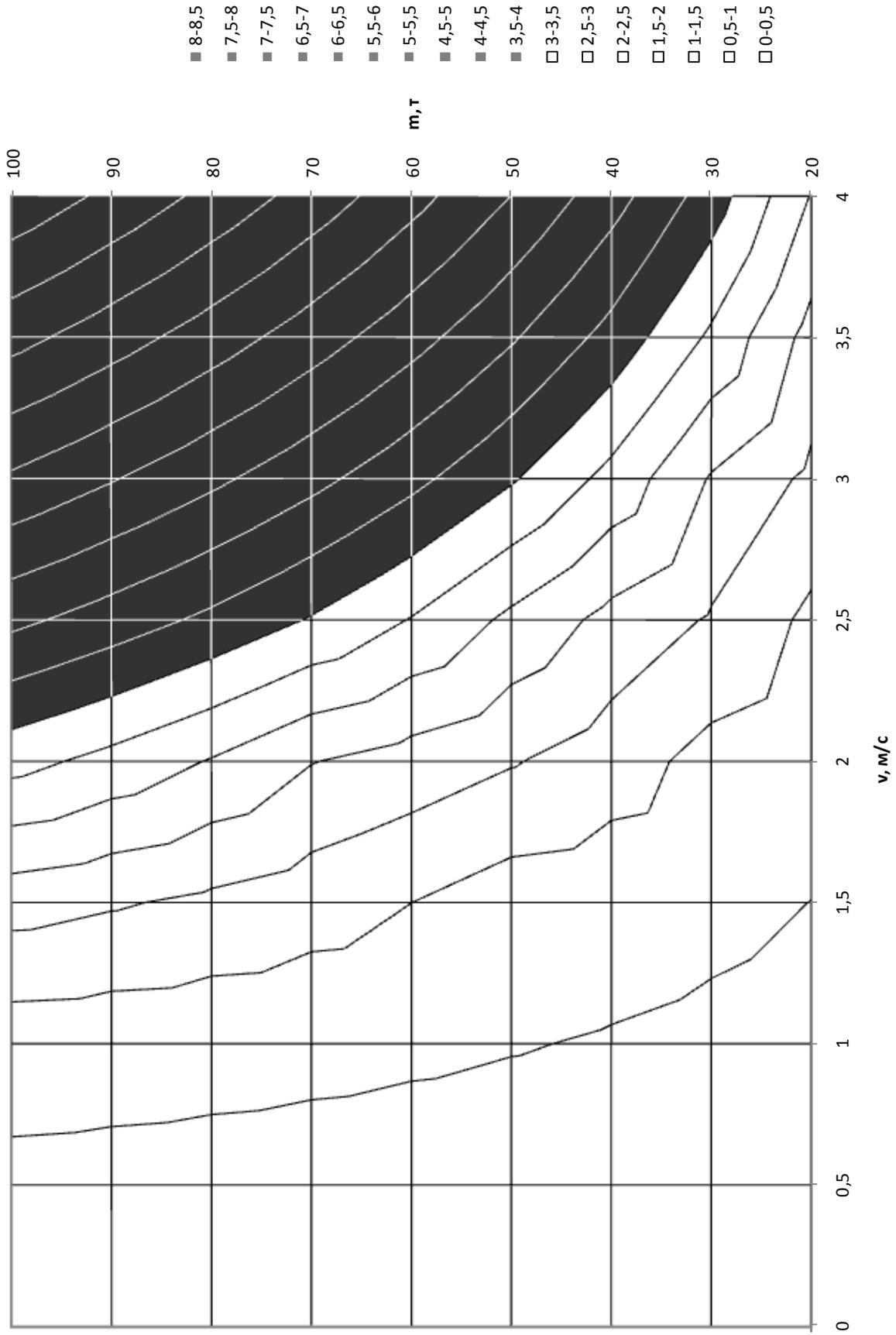


Рисунок 3.2 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-2-В. Удар в упор

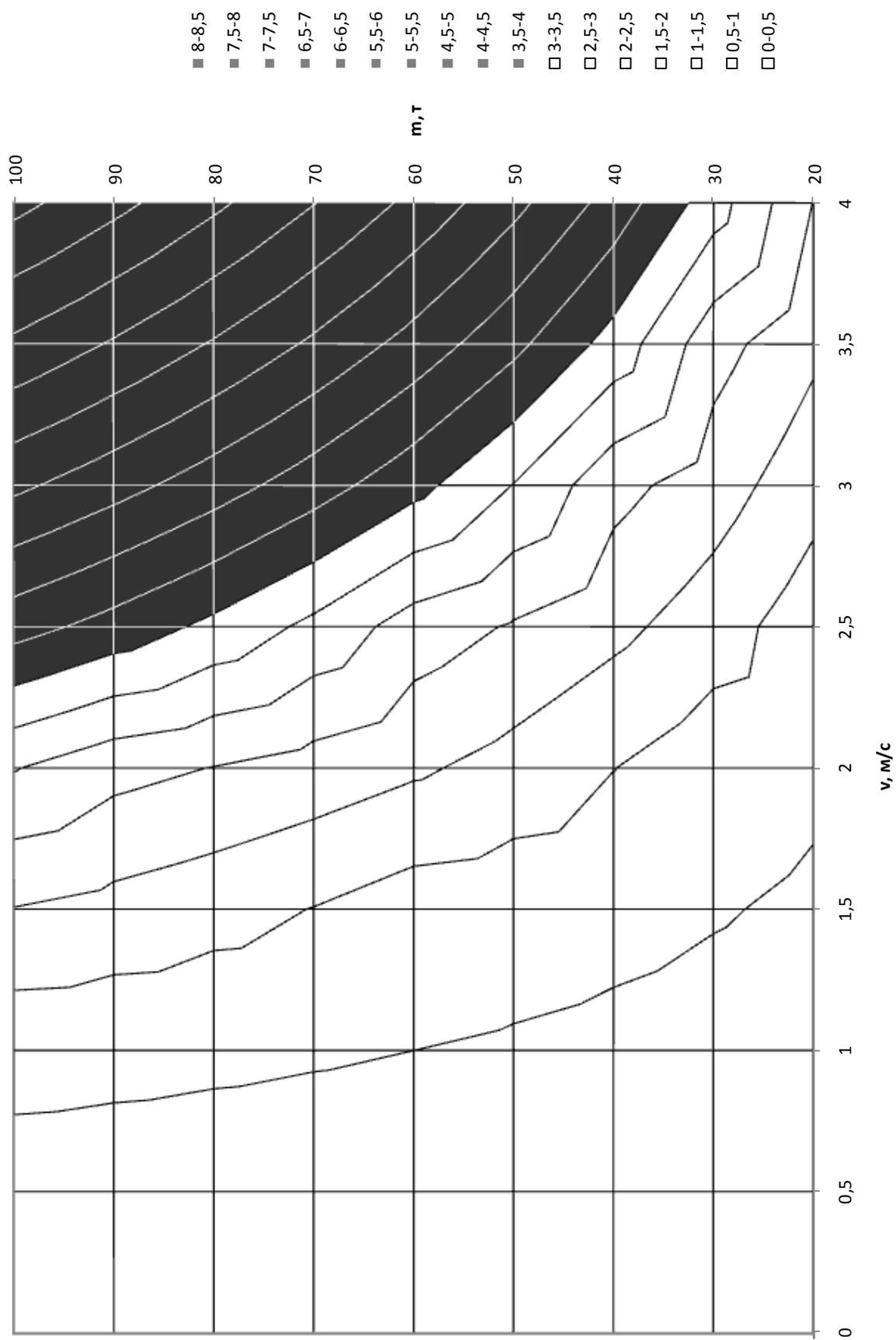


Рисунок 3.3 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. ПГФ-4. Удар в упор

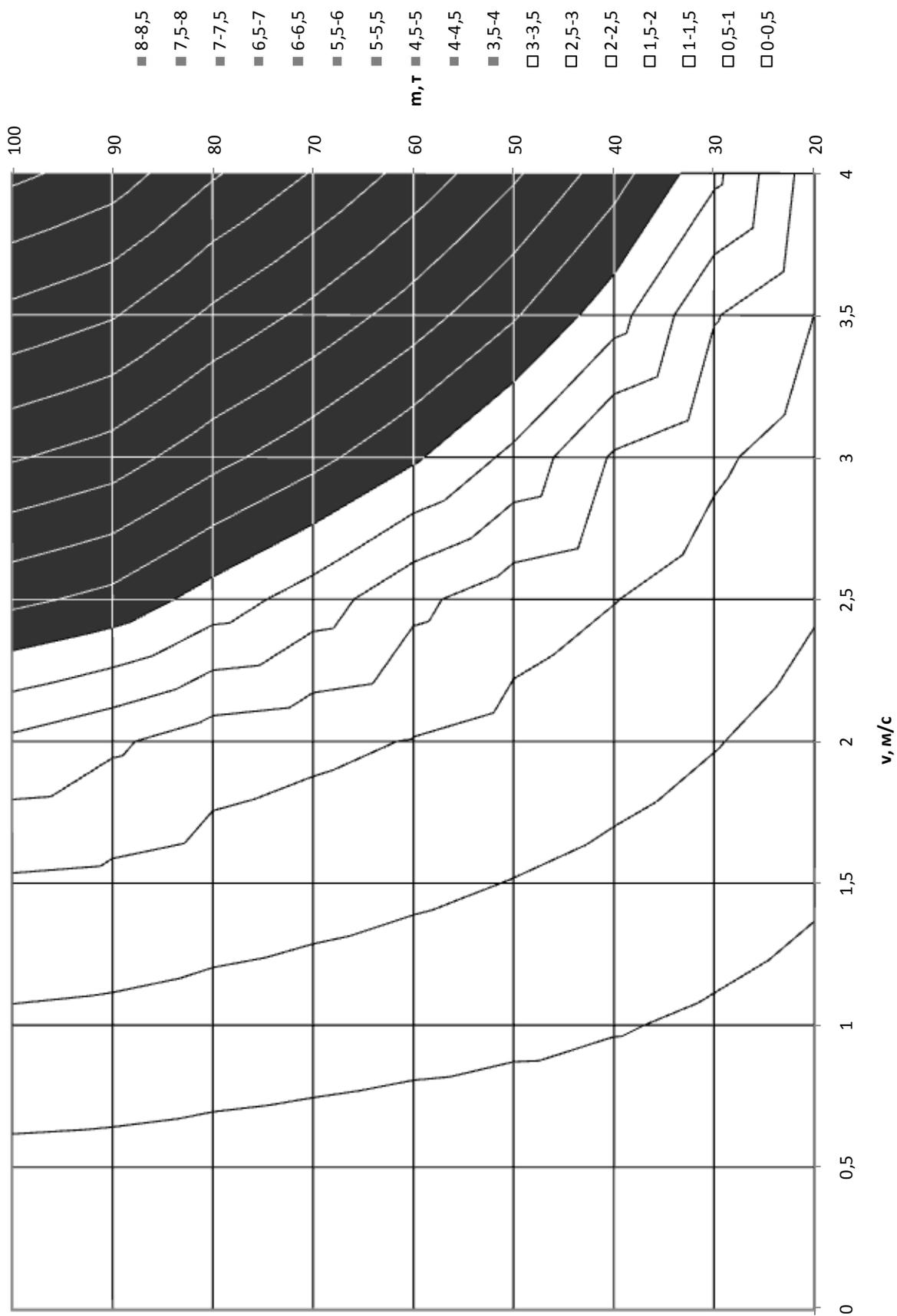


Рисунок 3.4 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. ПМК-110-А. Удар в упор

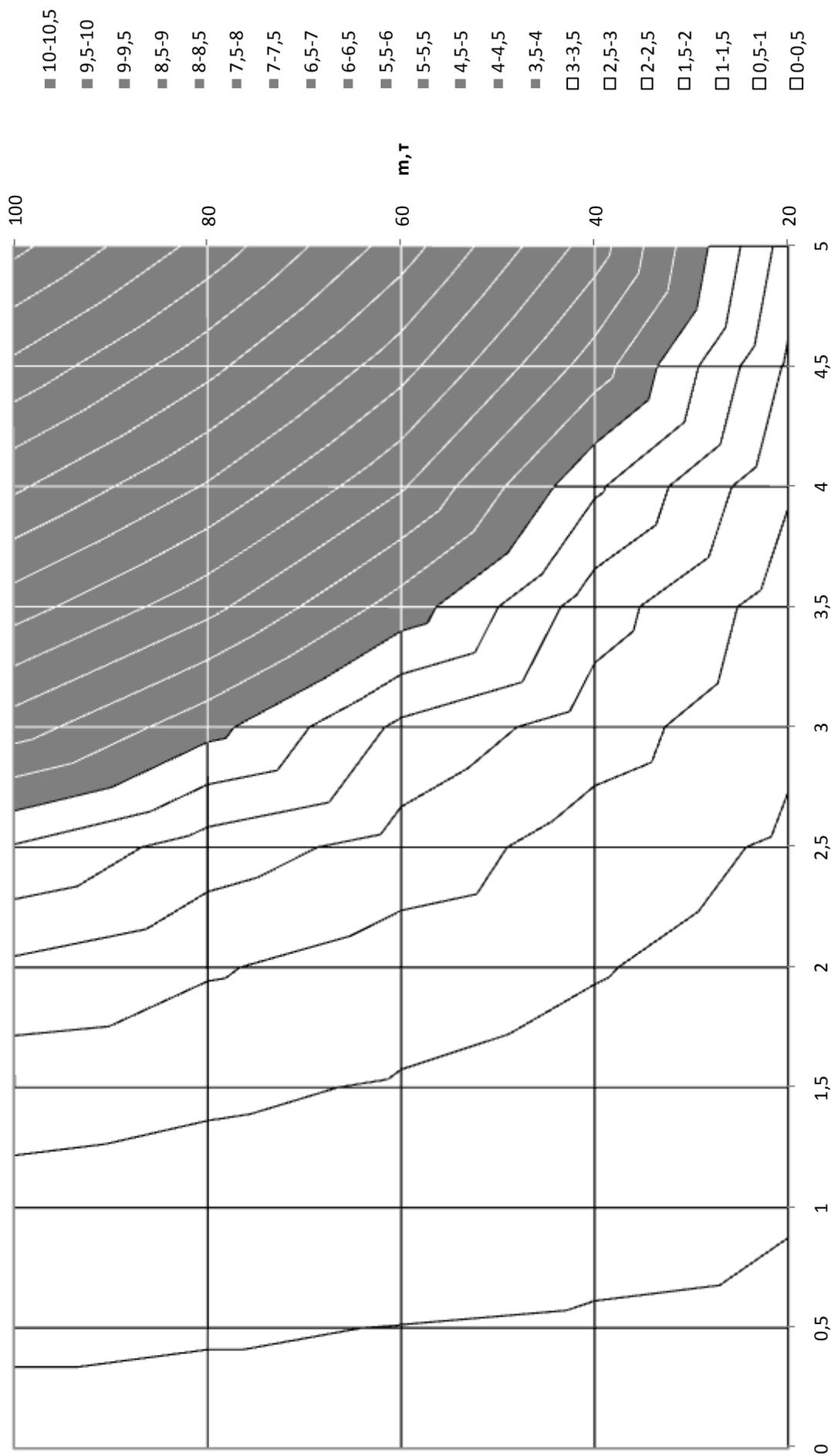


Рисунок 3.5 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-6-ГО-4. Удар в упор

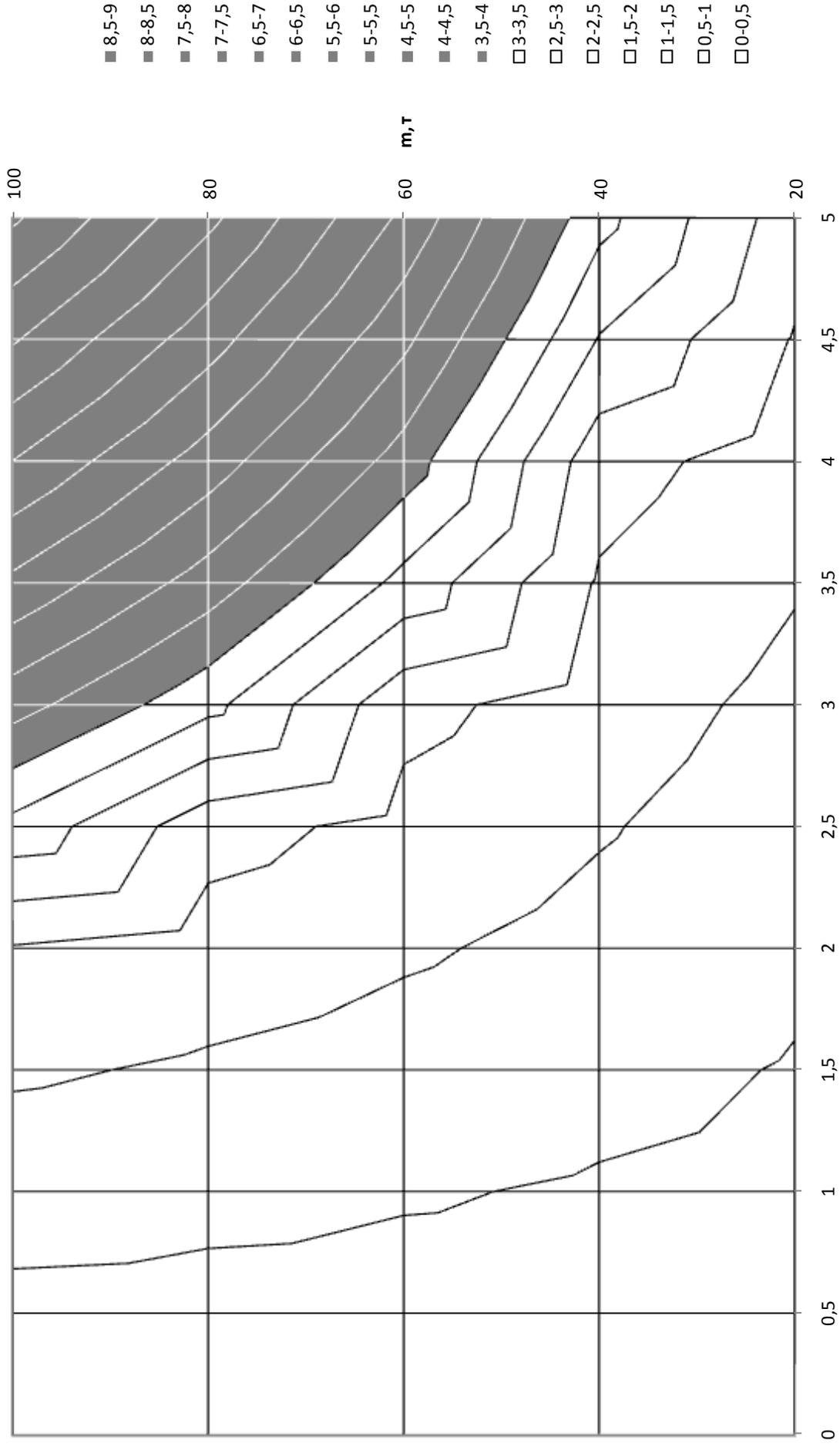


Рисунок 3.6 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. АПЭ-120-И. Удар в упор

### **3.2 Моделирование соударения вагонов, оборудованных различными типами поглощающих аппаратов. Построение одномерных и двумерных диаграмм, отражающих рабочие качества аппаратов и их интерпретация**

На основе результатов моделирования были построены обобщенные зависимости максимального значения реакции в автосцепке от кинетической энергии вагона-бойка, приведенные на рисунке 3.7 для двух из исследованных моделей аппаратов, имеющих наибольшую энергоемкость (АПЭ-120-И, Ш-6-ТО-4). При построении данных зависимостей были по каждому варианту определены значения кинетической энергии, после чего пары значений (кинетическая энергия; максимальная реакция) были отсортированы по значениям энергии. Полученные в результате зависимости оказались немонотонными, что объясняется различным характером колебаний при различных величинах массы вагона. При получении окончательного вида графиков на рисунке 3.7 каждая зависимость окончательно заменялась линией тренда, построенной по полиномиальному закону с показателем степени 4. В процессе многовариантных расчетов подсчитывалась также энергоемкость поглощающего аппарата по каждому варианту маневрового соударения. На рисунке 3.8 приведены зависимости энергоемкости различных конструкций аппаратов от скорости удара при постоянной массе вагона 100 т.

Представляется, что наиболее полно амортизирующие свойства поглощающих аппаратов выражают зависимость накапливаемой ими энергии от максимального усилия. Из графиков на рисунке 3.9 видно, что до закрытия аппарата энергия практически линейно возрастает с увеличением реакции. После достижения значения усилия закрытия аппарата энергия пружинно-фрикционных аппаратов остается неизменной. Для эластомерного аппарата график возрастает нелинейно, причем, поскольку усилие закрытия может достигаться до полного хода аппарата, продолжает возрастать и при превышении максимальной реакцией усилия закрытия аппарата. Это связано с тем, что динамическая характеристика и накапливаемая энергия эластомерного поглощающего аппарата зависят от скорости.

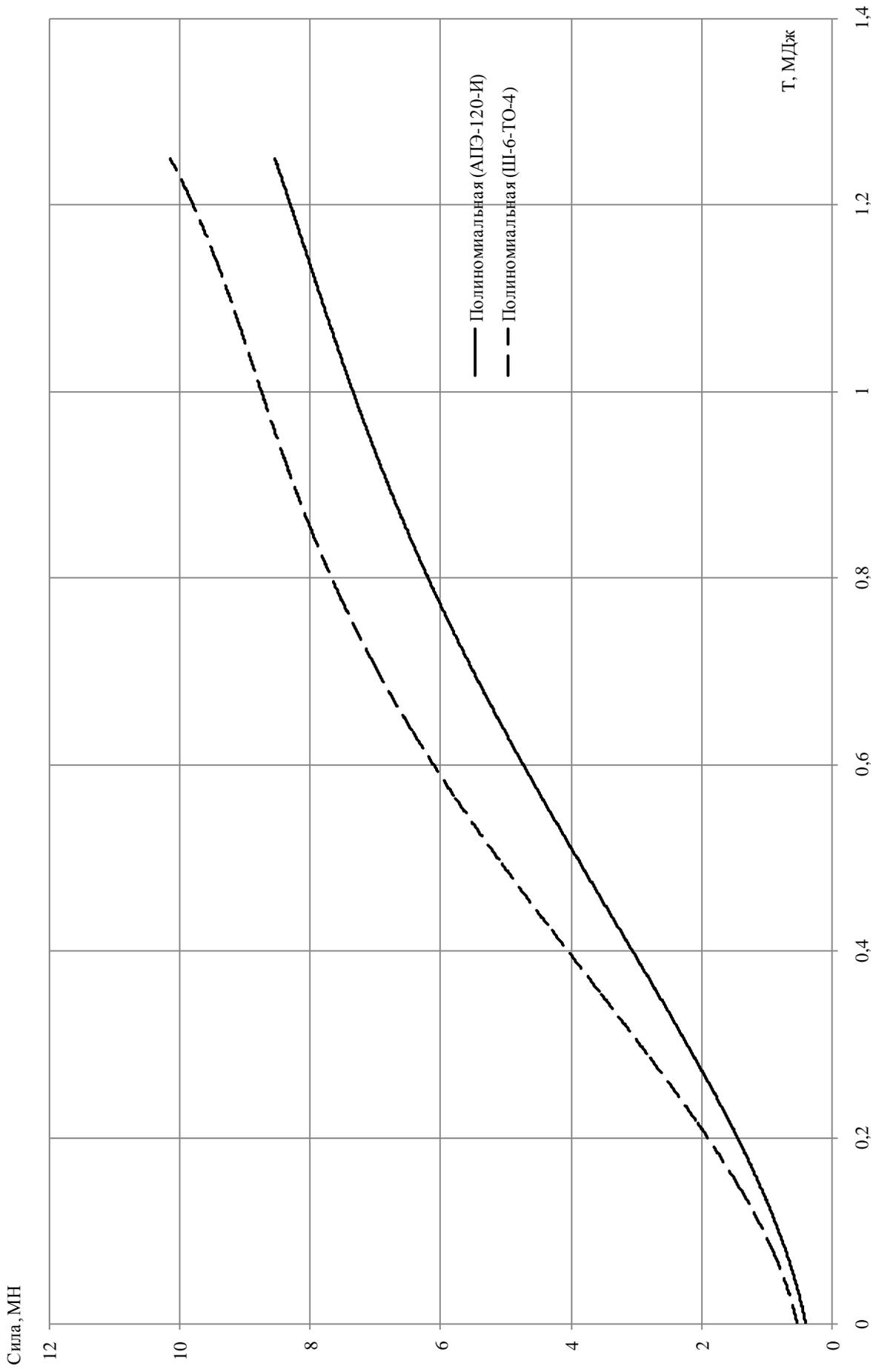


Рисунок 3.7 Зависимость максимального усилия от кинетической энергии набегающего вагона. Удар в упор

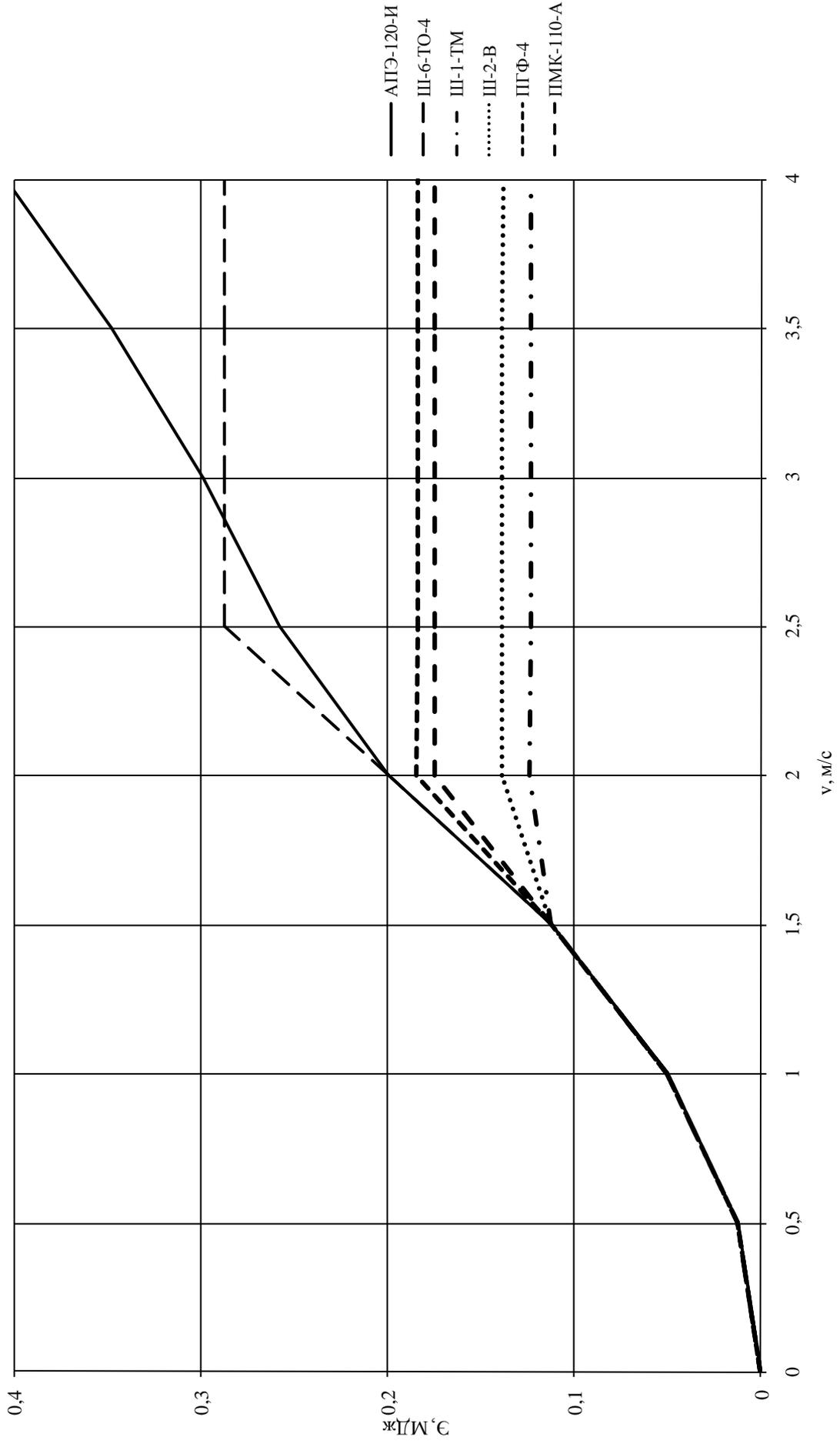


Рисунок 3.8 Зависимость накапливаемой аппаратом энергии от скорости. Удар в упор, масса 100 т.

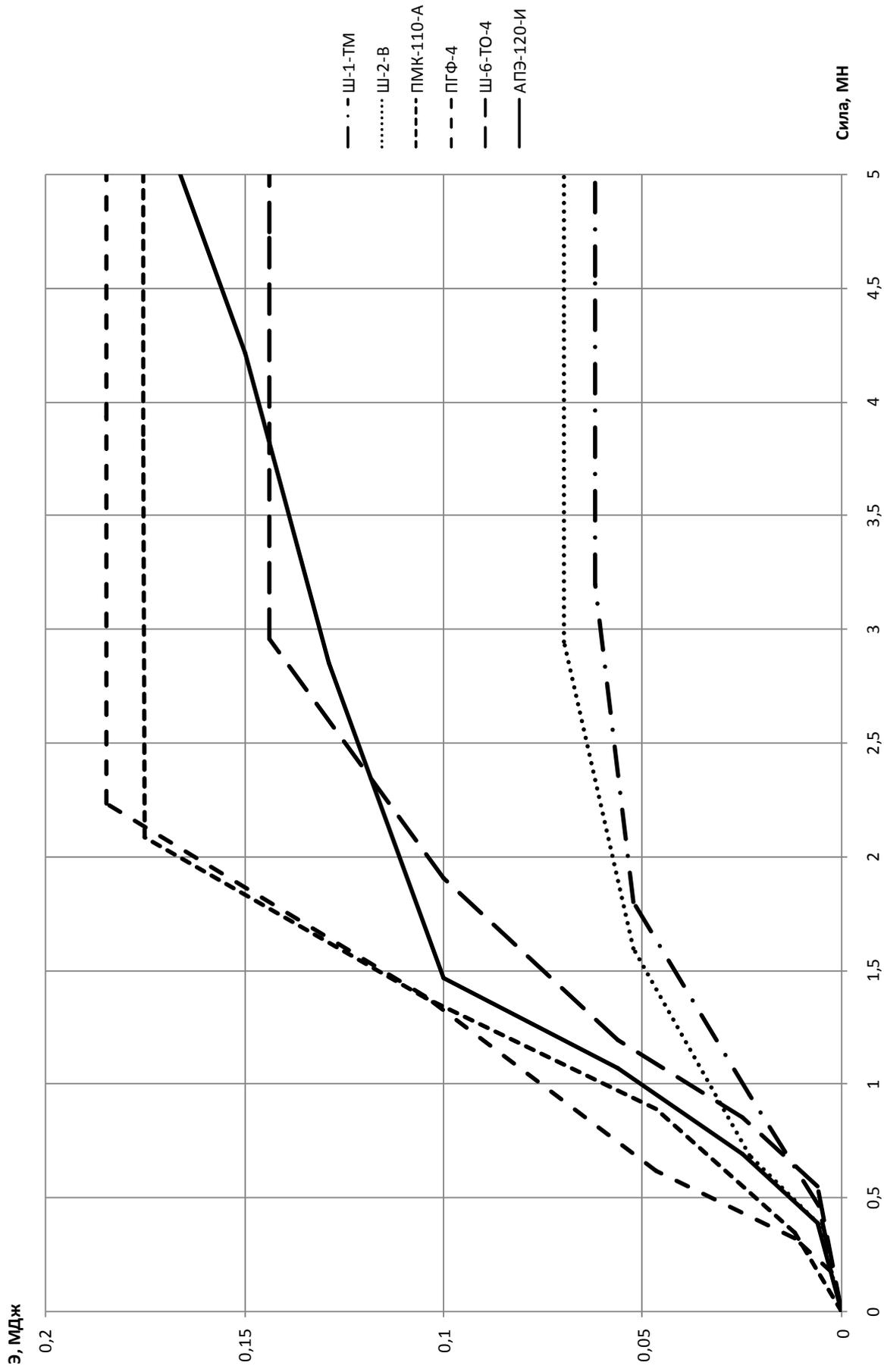


Рисунок 3.9 Зависимость накапливаемой аппаратом энергии от максимального усилия. Удар в упор, масса 100 т.

Аналогичным образом были получены результаты исследования схем маневрового соударения в подпертый и в свободно стоящий вагон. Зависимости реакции в автосцепке от времени и силовые характеристики аппаратов имеют аналогичный вид, что и при ударе в упор, но отличаются меньшим уровнем реакции.

Сводные результаты расчетов для случая удара в подпертый вагон приведены на рисунках 3.10-3.20. Общий характер всех зависимостей аналогичен описанным выше для случая удара в упор, но по всем вариантам имеет место более низкий уровень значений реакции в автосцепке.

Результаты расчетов при моделировании случая маневрового удара в свободно стоящий вагон приведены на рисунках 3.21-3.31. Уровень значений реакции в этом случае самый низкий из всех схем маневрового соударения.

По нашему мнению, более наглядное сравнение качеств аппаратов обеспечивается двумерными диаграммами зависимостей максимального усилия от скорости соударения и массы вагона. Они более информативные для потребителя. Дополнение этих диаграмм двумерными графиками зависимости максимальных реакций и хода от скорости для аппаратов Ш-2-В, Ш-1-ТМ, Ш-6-ТО-4, ПМК-110А, ПГФ-4, АПЭ-120-И, 73ZW более наглядно демонстрирует для заказчиков качества аппаратов (рисунки 3.32-3.38).

На основании результатов всех выполненных исследований можно сделать вывод, что эластомерные поглощающие аппараты значительно превосходят пружинно-фрикционные практически по всем рассчитанным вариантам.

Из всех пружинно-фрикционных аппаратов наилучшими свойствами обладает аппарат Ш-6-ТО-4. Этот аппарат имеет наибольшую энергоемкость, что объясняется наиболее высокой величиной усилия его закрытия. Поэтому большая часть кинетической энергии соударения воспринимается аппаратом, и в результате при высоких скоростях уровень максимальной реакции оказывается наиболее низким из всех исследованных моделей пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов.

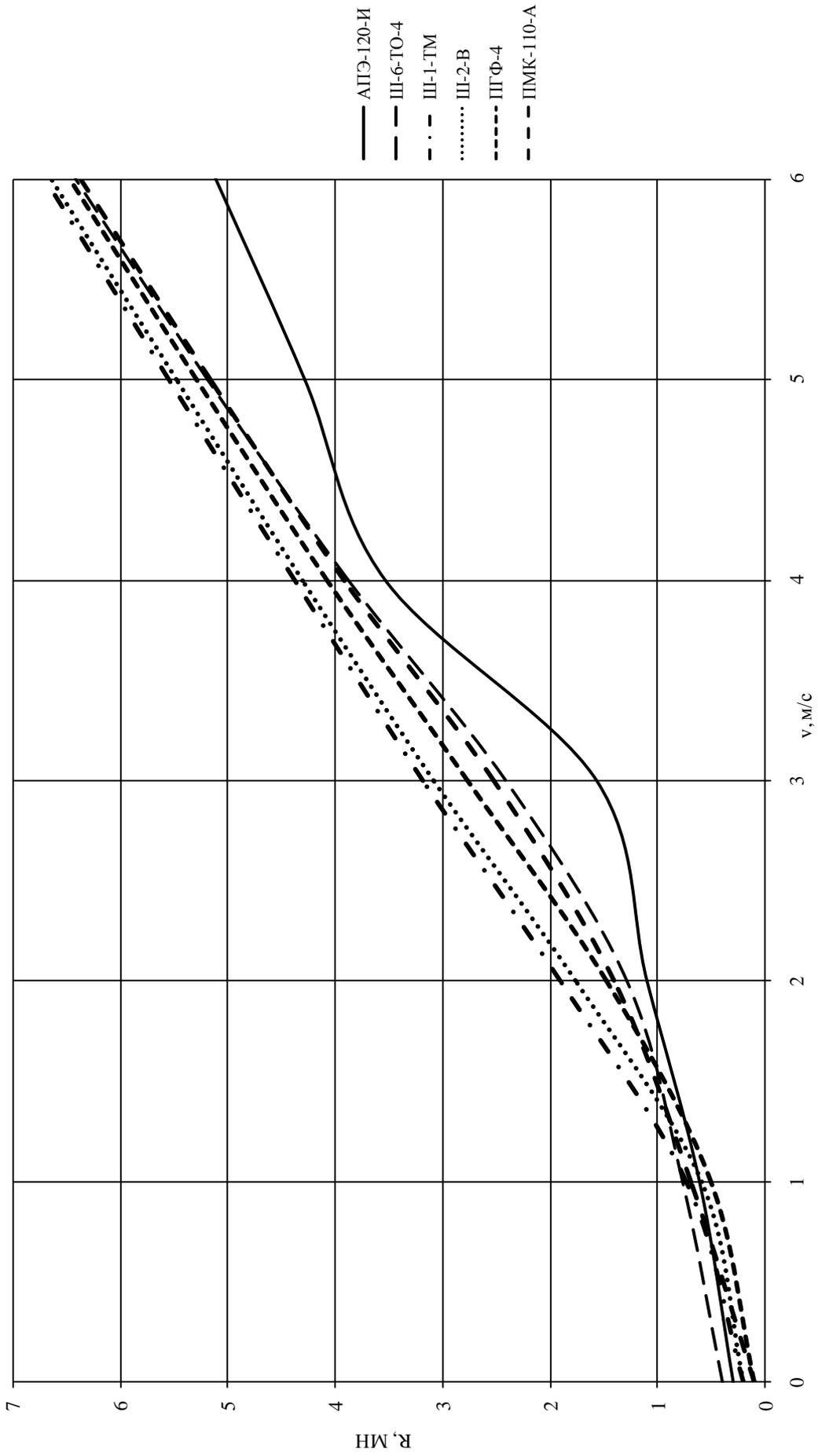


Рисунок 3.10 Зависимость максимального значения реакции от скорости. Удар в подпертый вагон, масса 100 т.

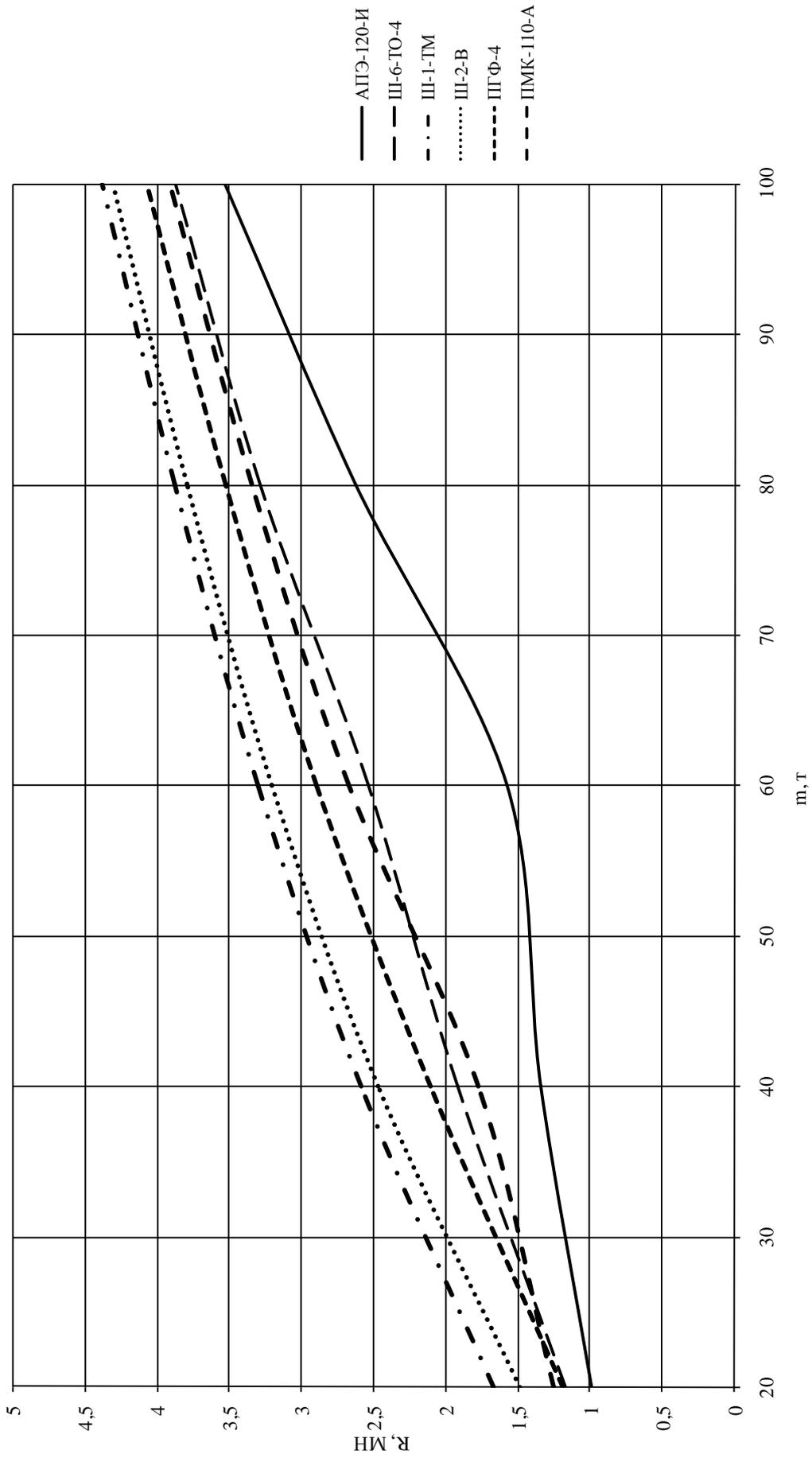


Рисунок 3.1.1 Зависимость максимального значения реакции от массы вагона.  
Удар в подпертый вагон, скорость 4 м/с

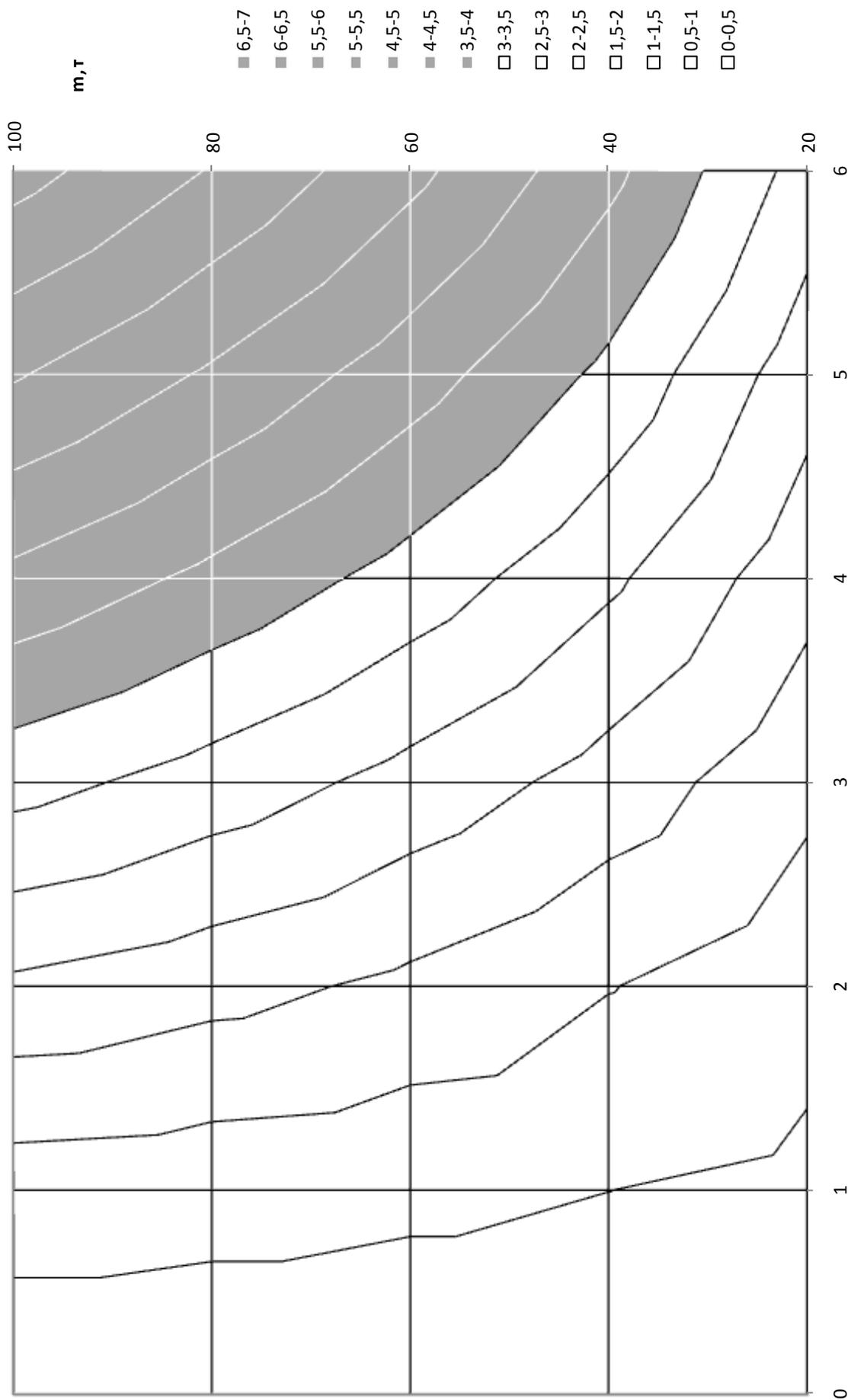


Рисунок 3.12 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-1-ТМ. Удар в подпертый вагон

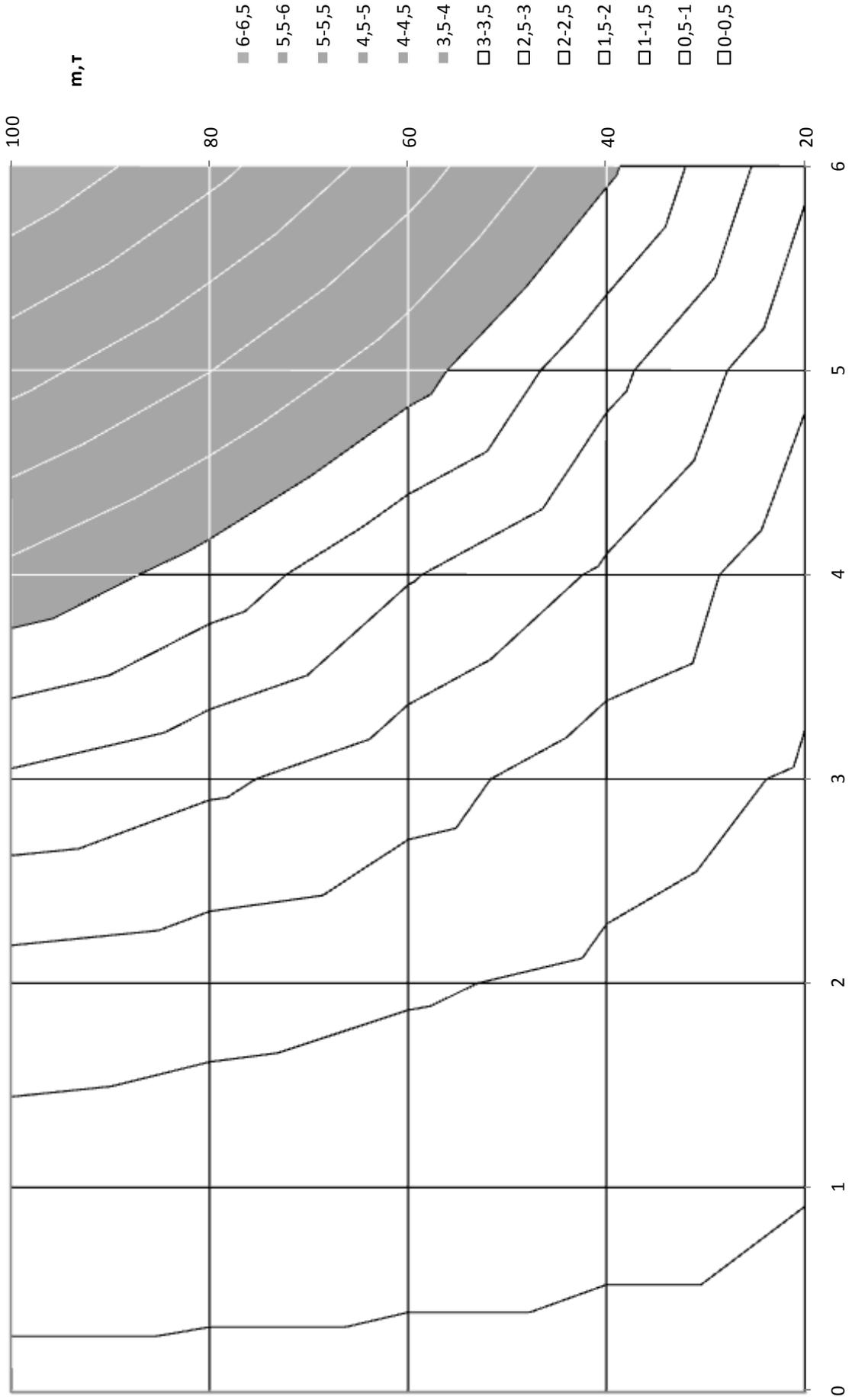


Рисунок 3.1.3 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-6-ГО-4. Удар в подпертый вагон

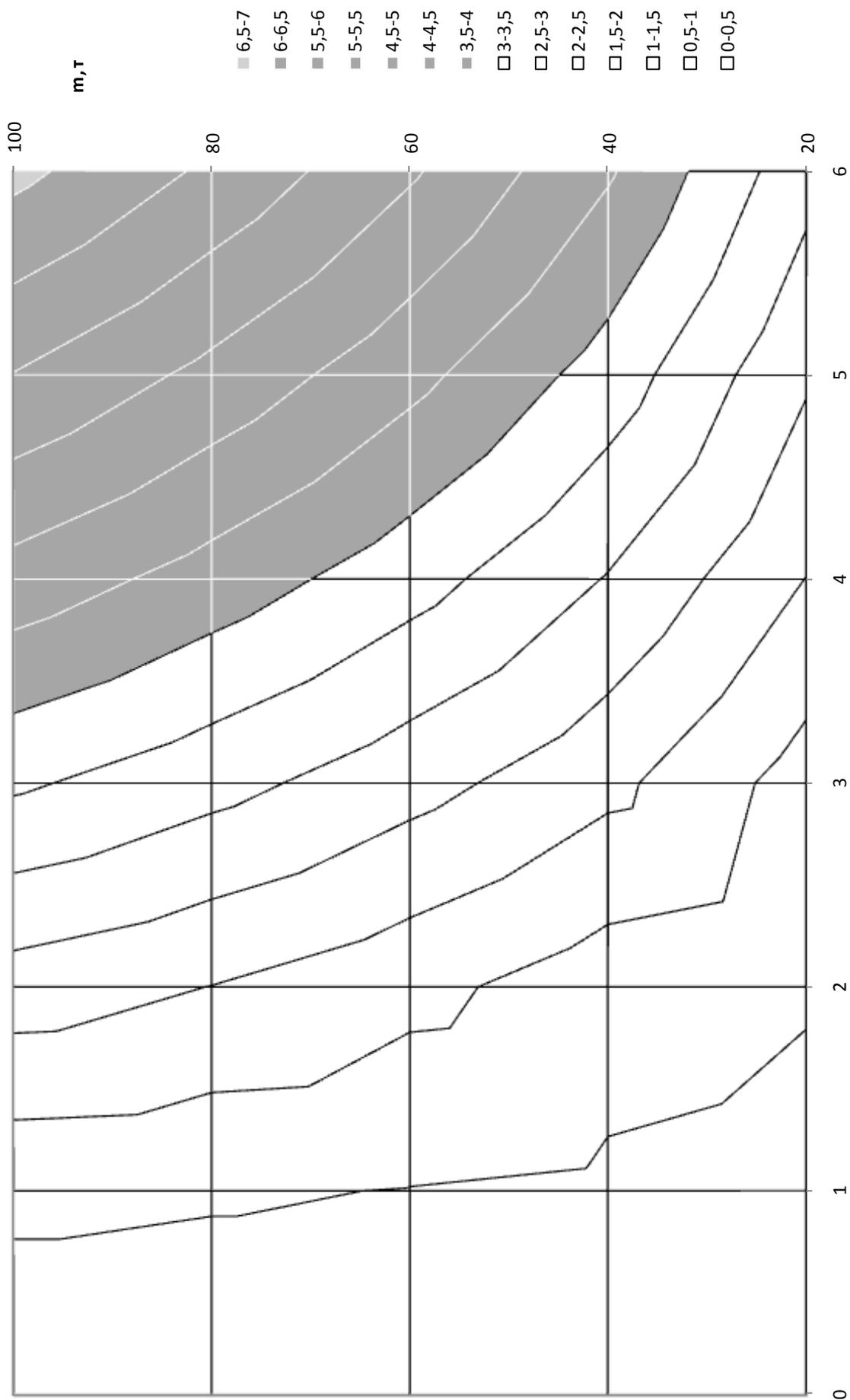


Рисунок 3.14 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-2-В. Удар в подпертый вагон

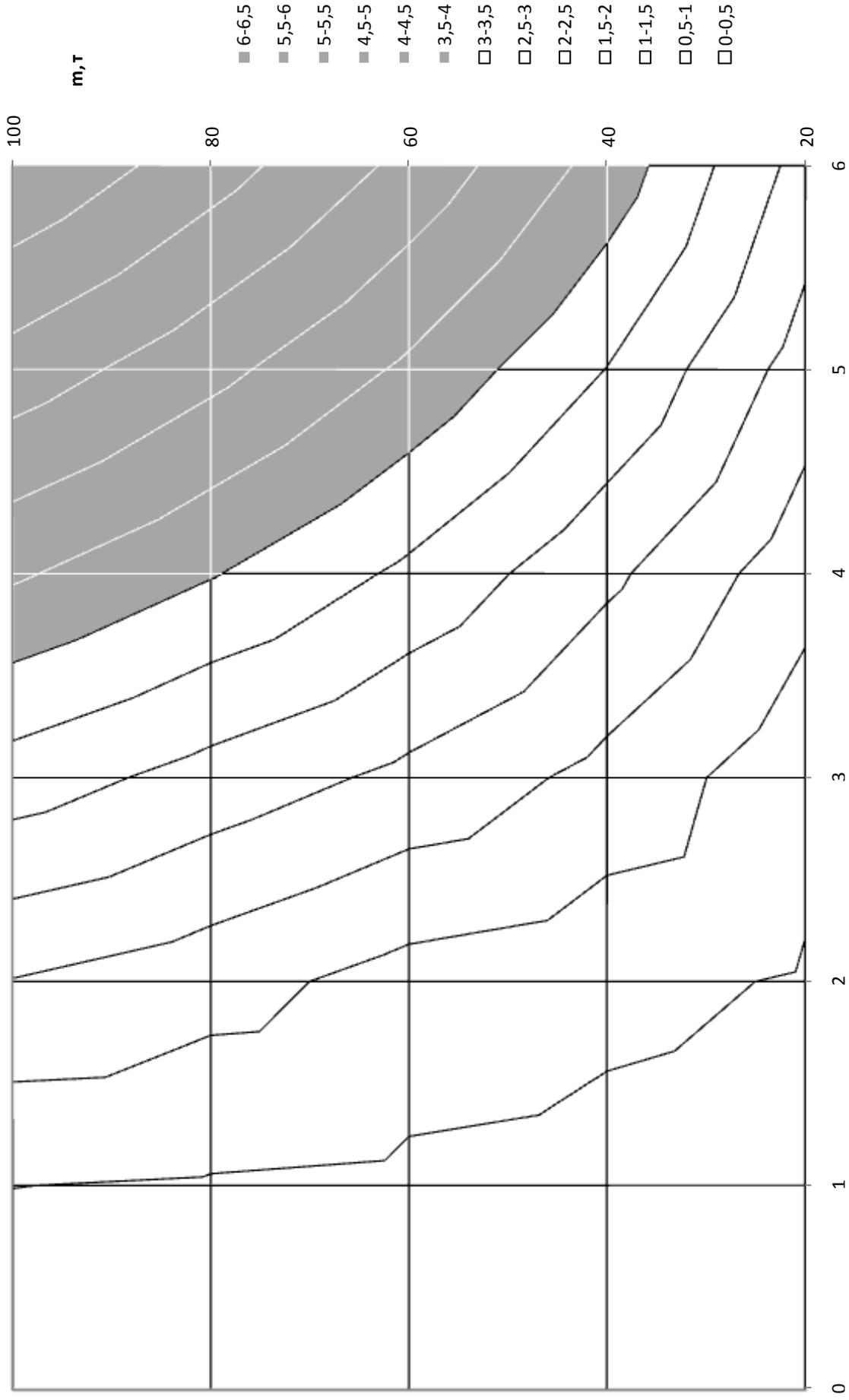


Рисунок 3.15 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. ППФ-4. Удар в подпертый вагон

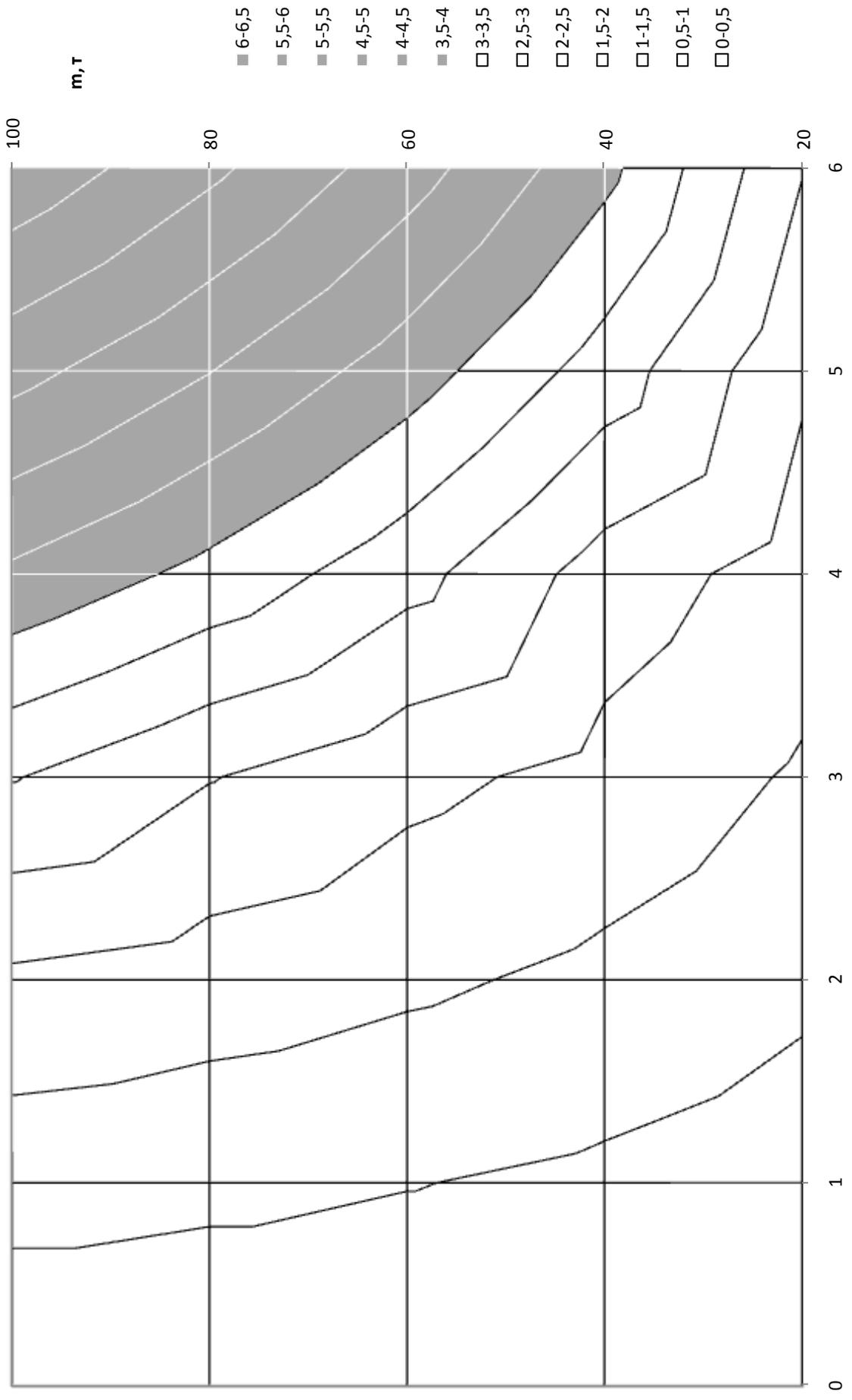


Рисунок 3.16 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. ПМК-110-А. Удар в подпертый вагон

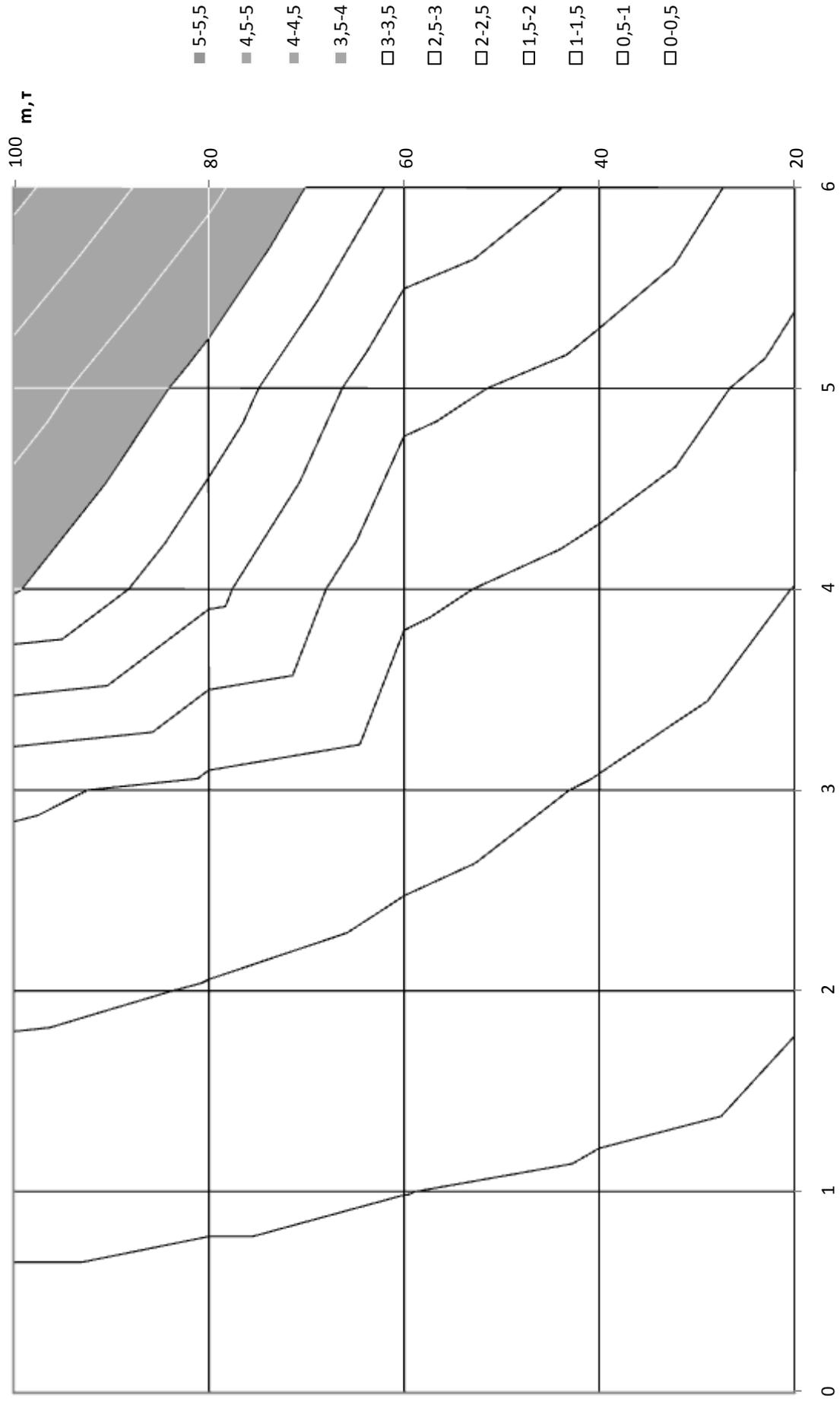


Рисунок 3.17 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. АПЭ-120-И. Удар в подпертый вагон

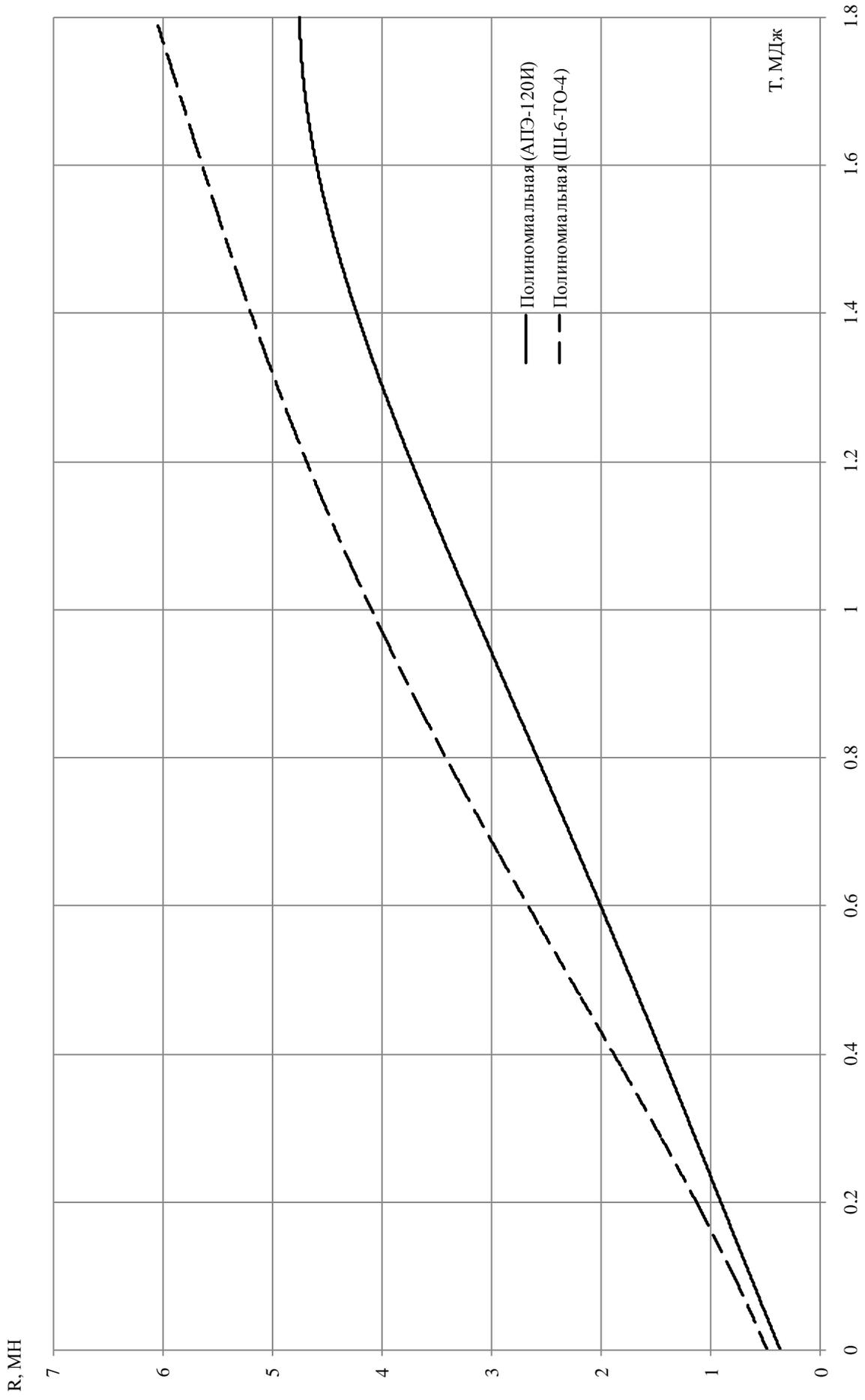


Рисунок 3.18 Зависимость максимального усилия от энергии удара. Удар в подпертый вагон

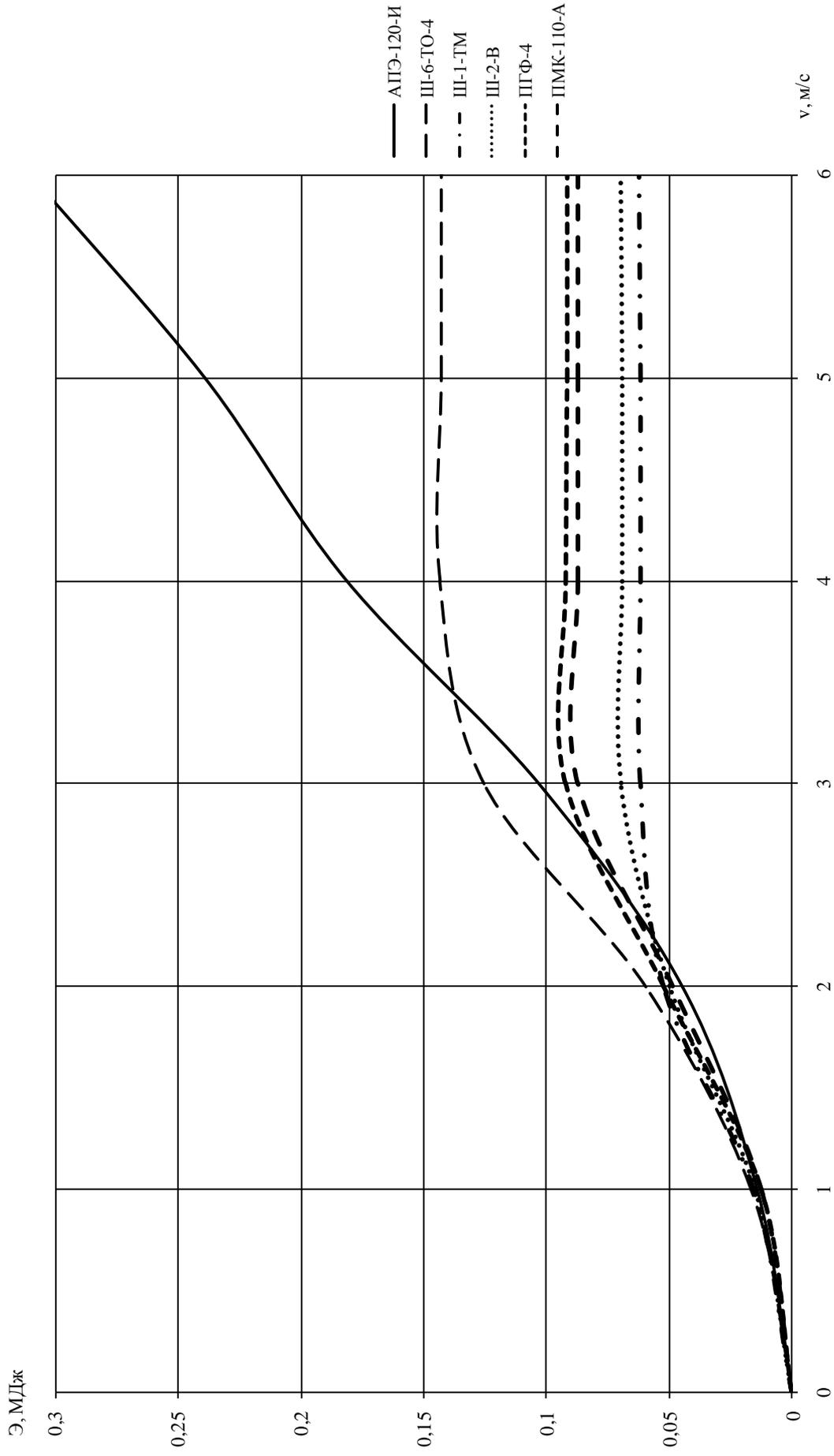


Рисунок 3.19 Зависимость накапливаемой аппаратом энергии от скорости. Удар в подпертый вагон, масса 100 т.

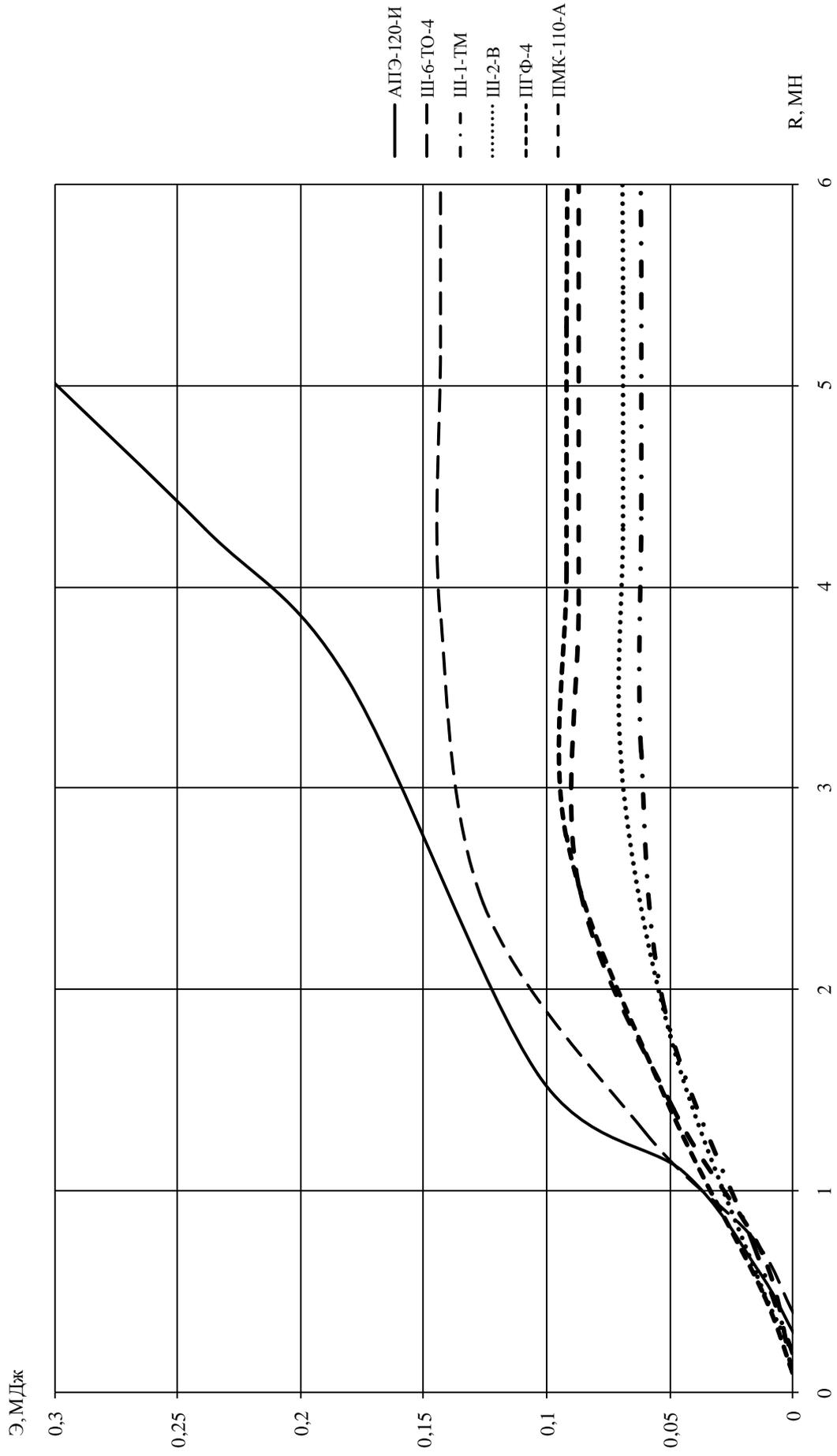


Рисунок 3.20 Зависимость накапливаемой аппаратом энергии от максимального усилия. Удар в подпертый вагон, масса 100 т.

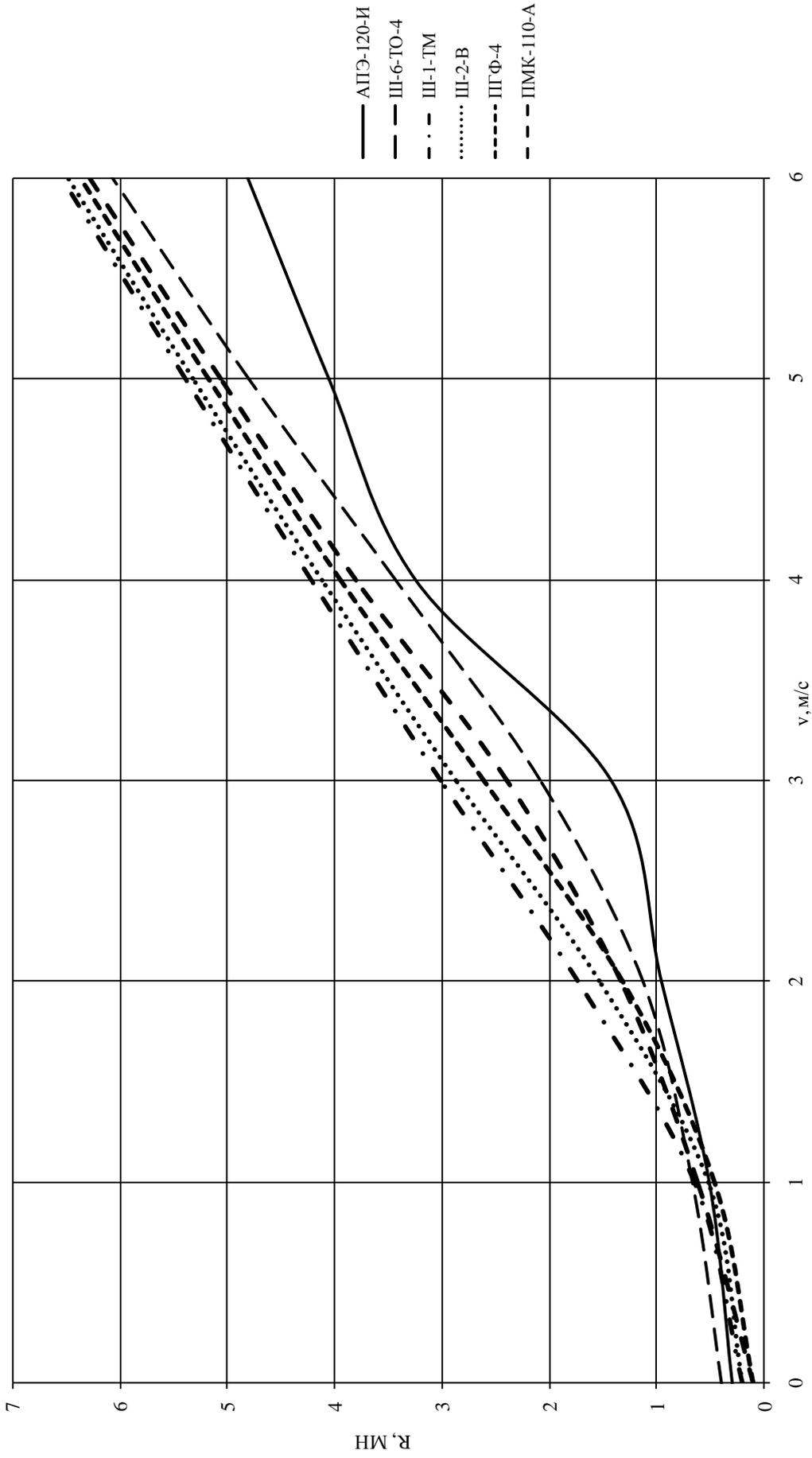


Рисунок 3.21 Зависимость максимального значения реакции от скорости. Удар в свободно стоящий вагон, масса 100 т.

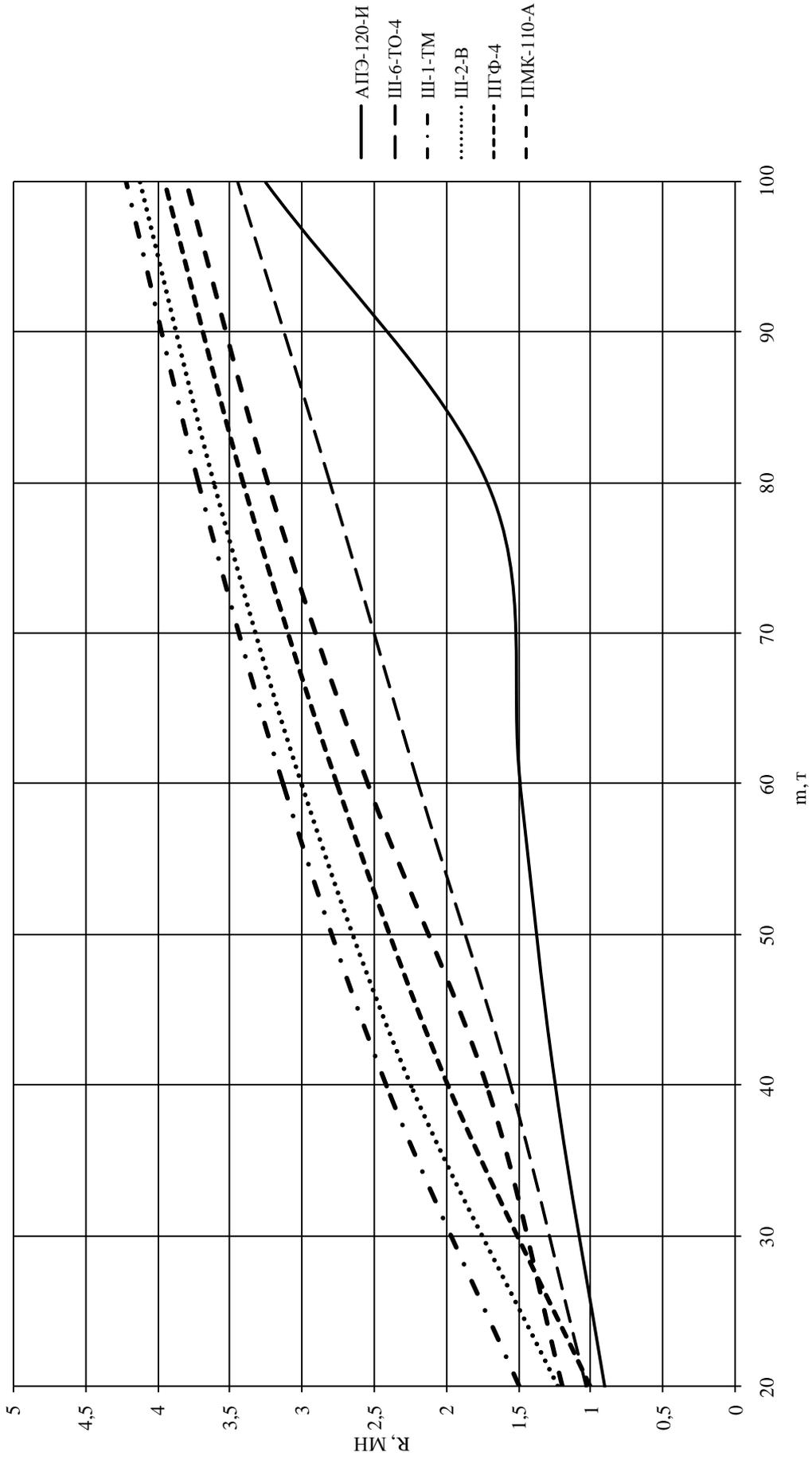


Рисунок 3.22 Зависимость максимального значения реакции от массы вагона. Удар в свободно стоящий вагон, скорость 4 м/с

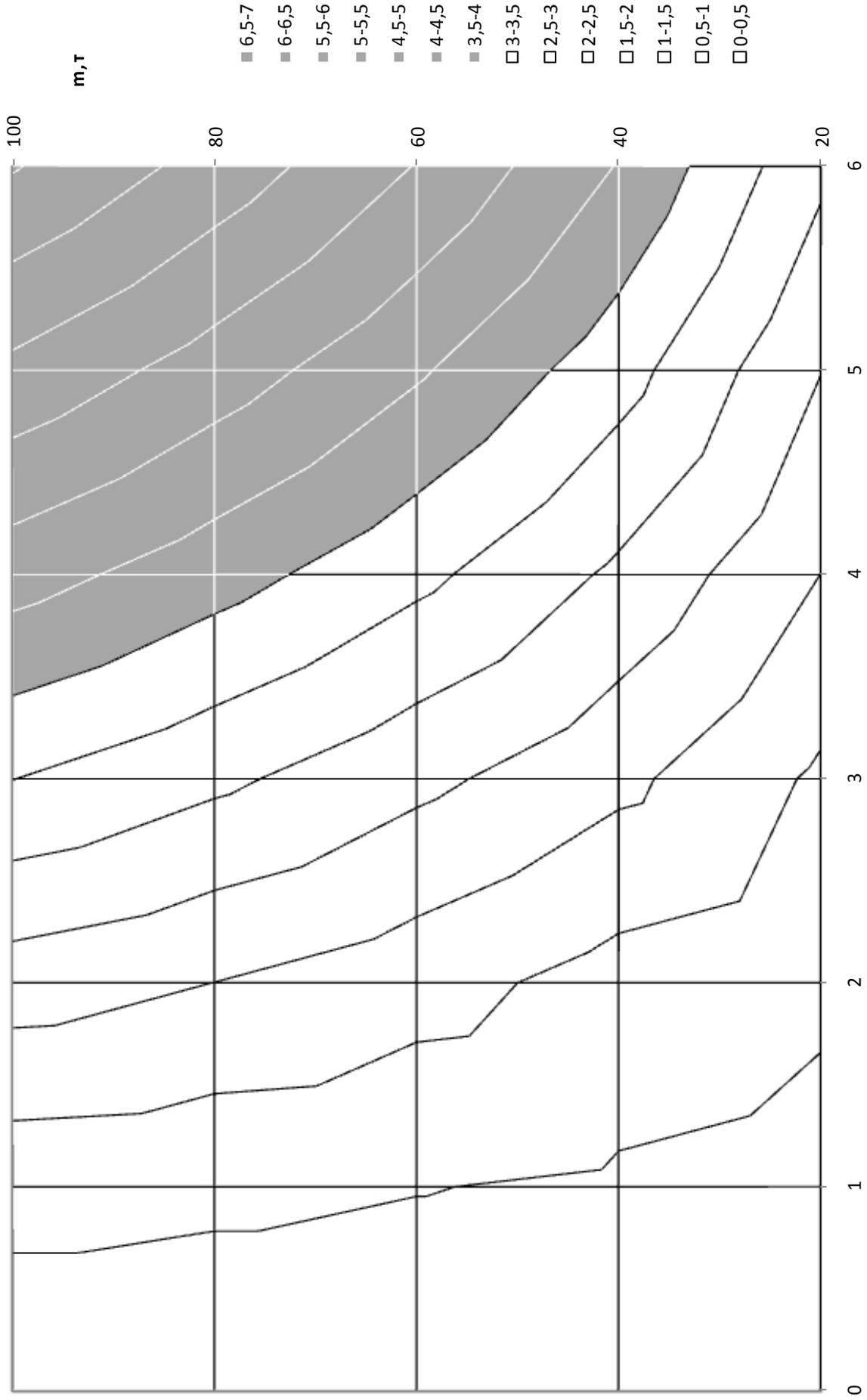


Рисунок 3.23 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-1-ГМ. Удар в свободно стоящий вагон

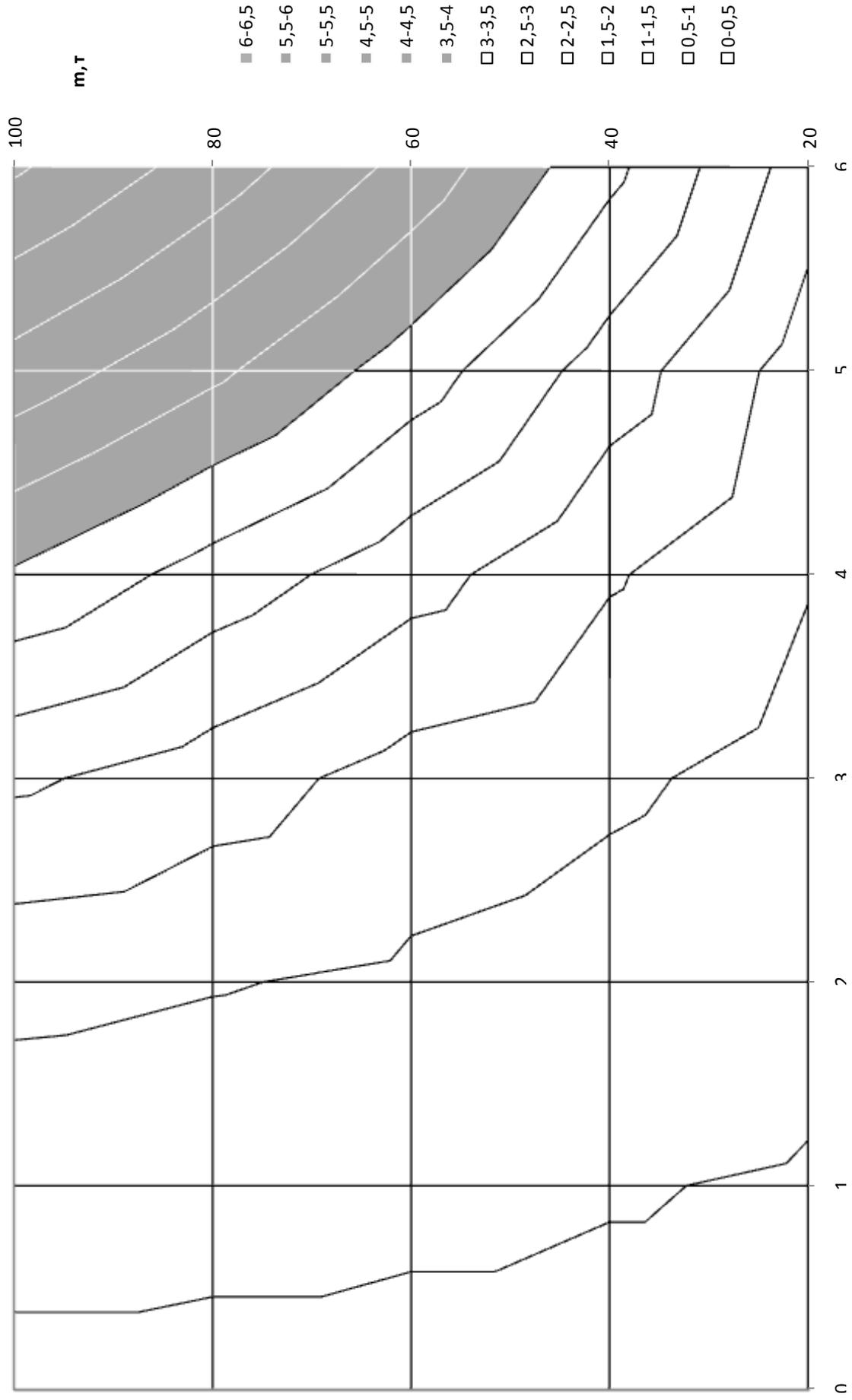


Рисунок 3.24 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-6-ГО-4. Удар в свободно стоящий вагон

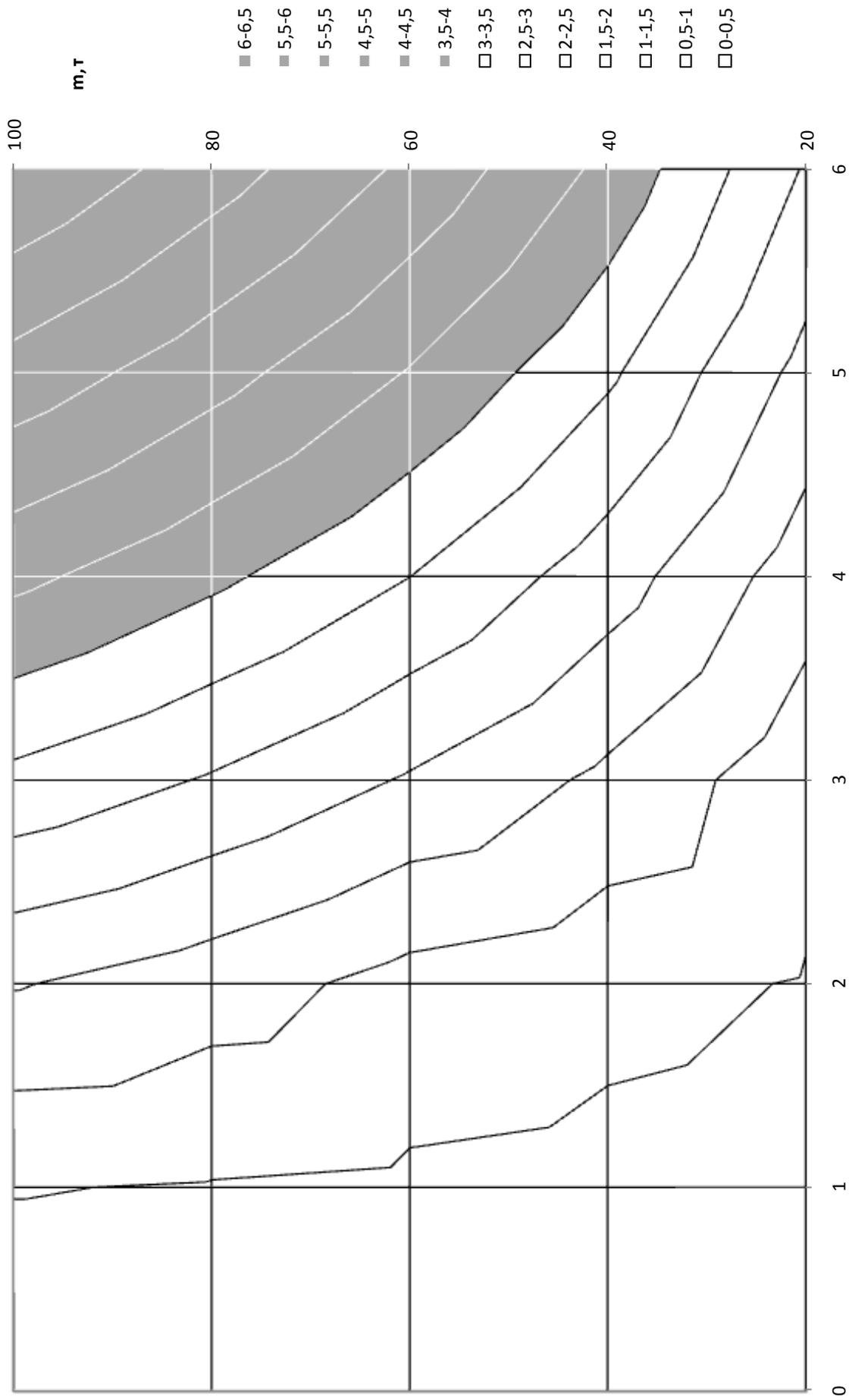


Рисунок 3.2.5 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Ш-2-В. Удар в свободно стоящий вагон

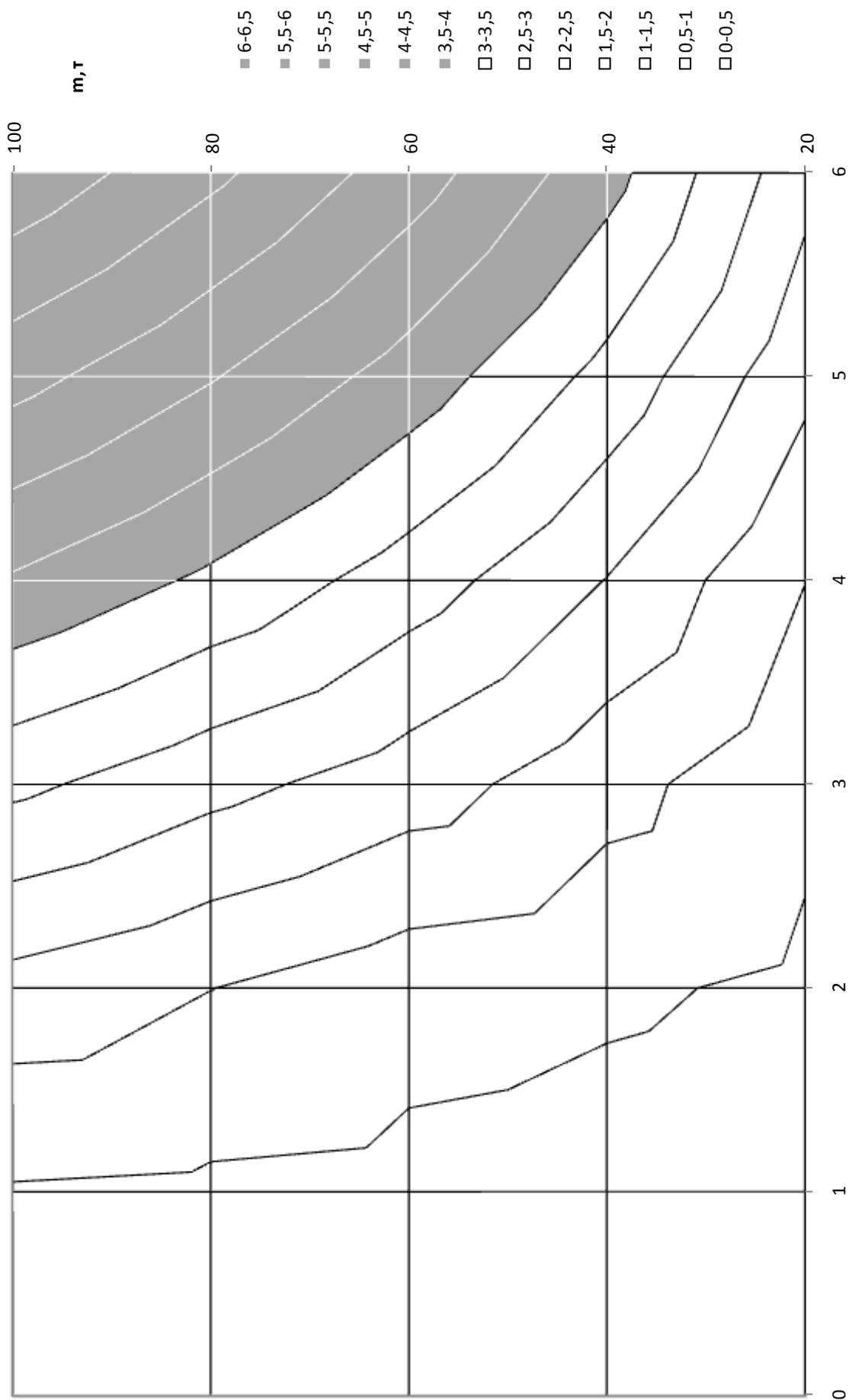


Рисунок 3.26 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. ПГФ-4. Удар в свободно стоящий вагон

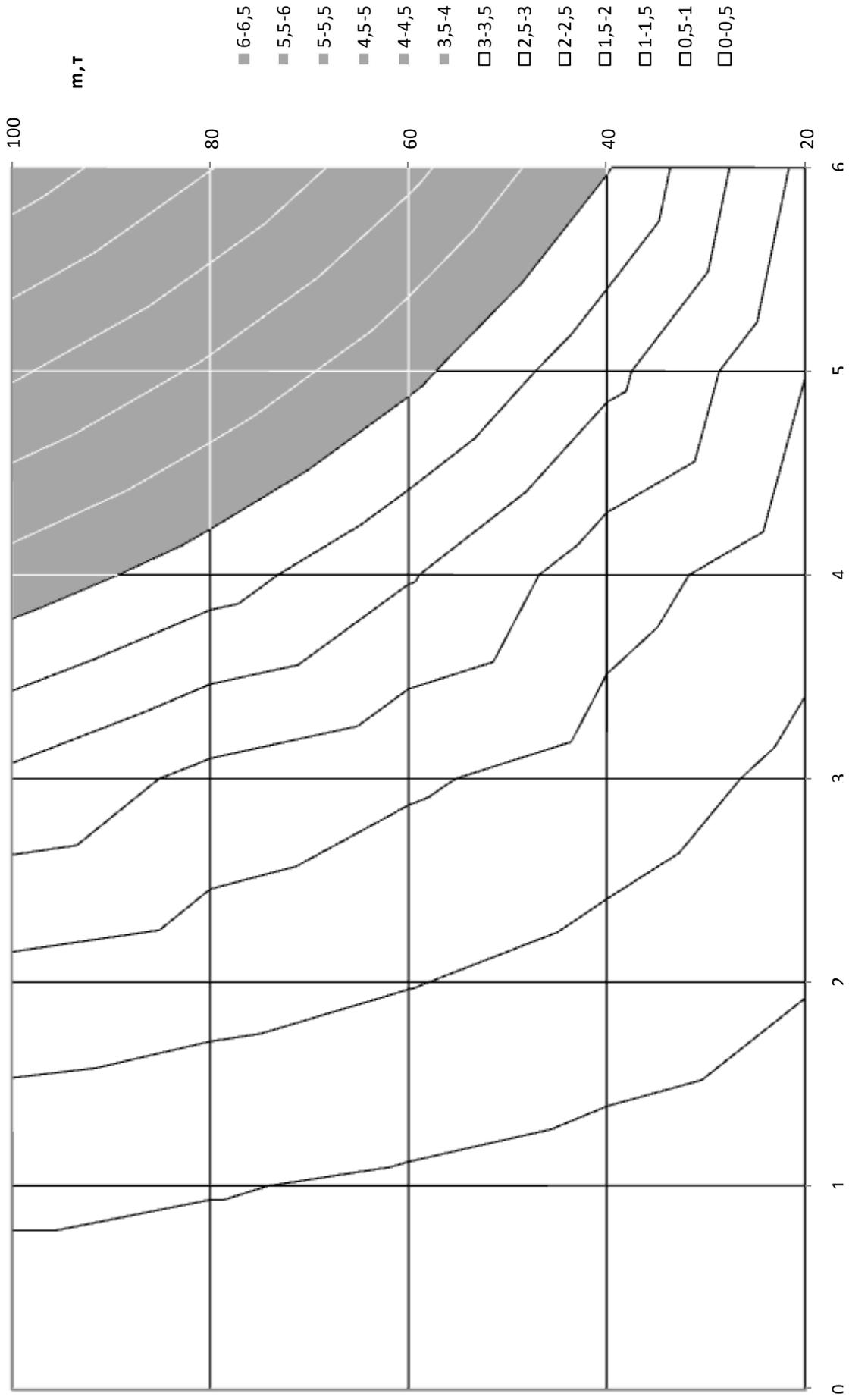


Рисунок 3.27 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. ПМК-110-А. Удар в свободно стоящий вагон

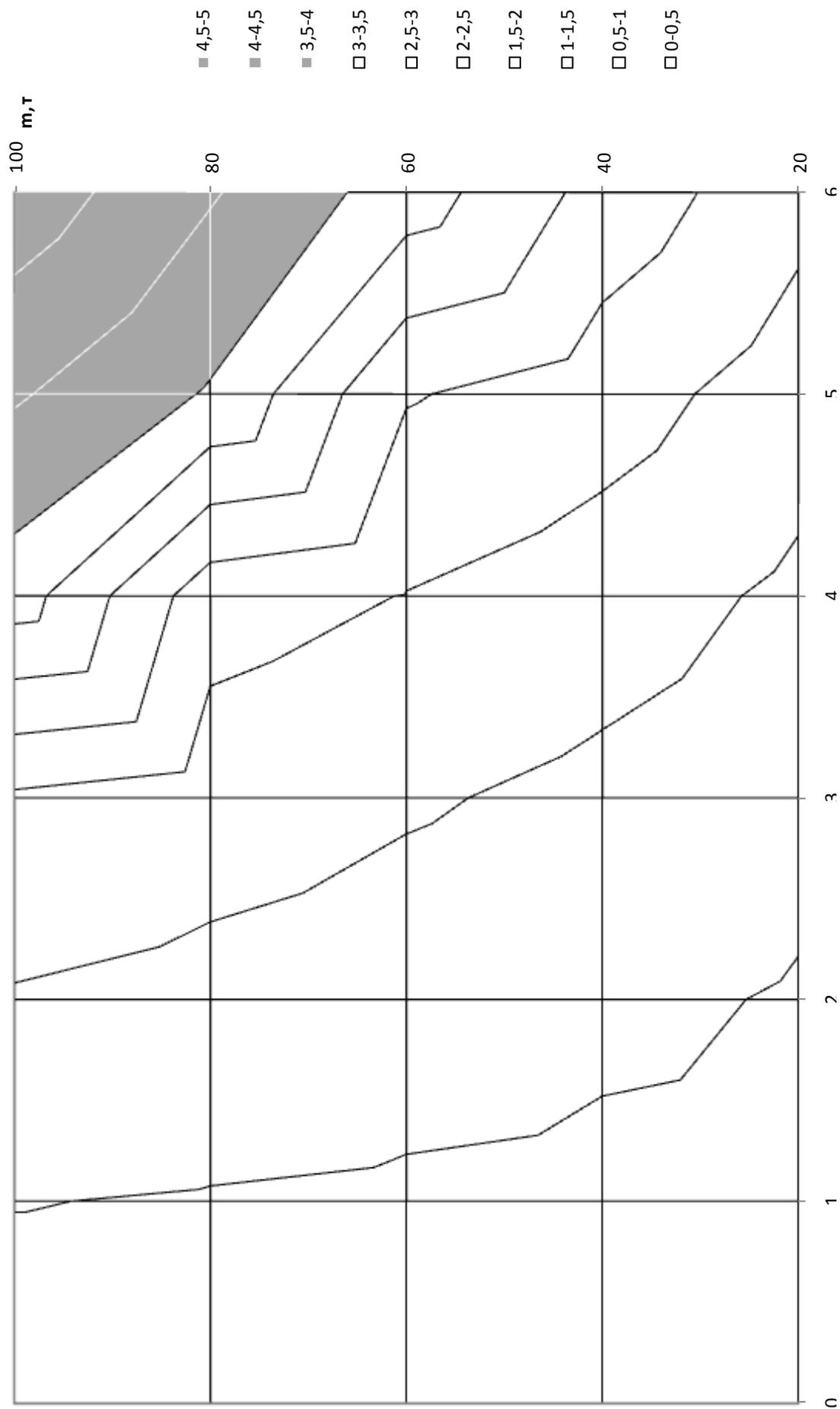


Рисунок 3.28 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. АПЭ-120-И. Удар в свободно стоящий вагон

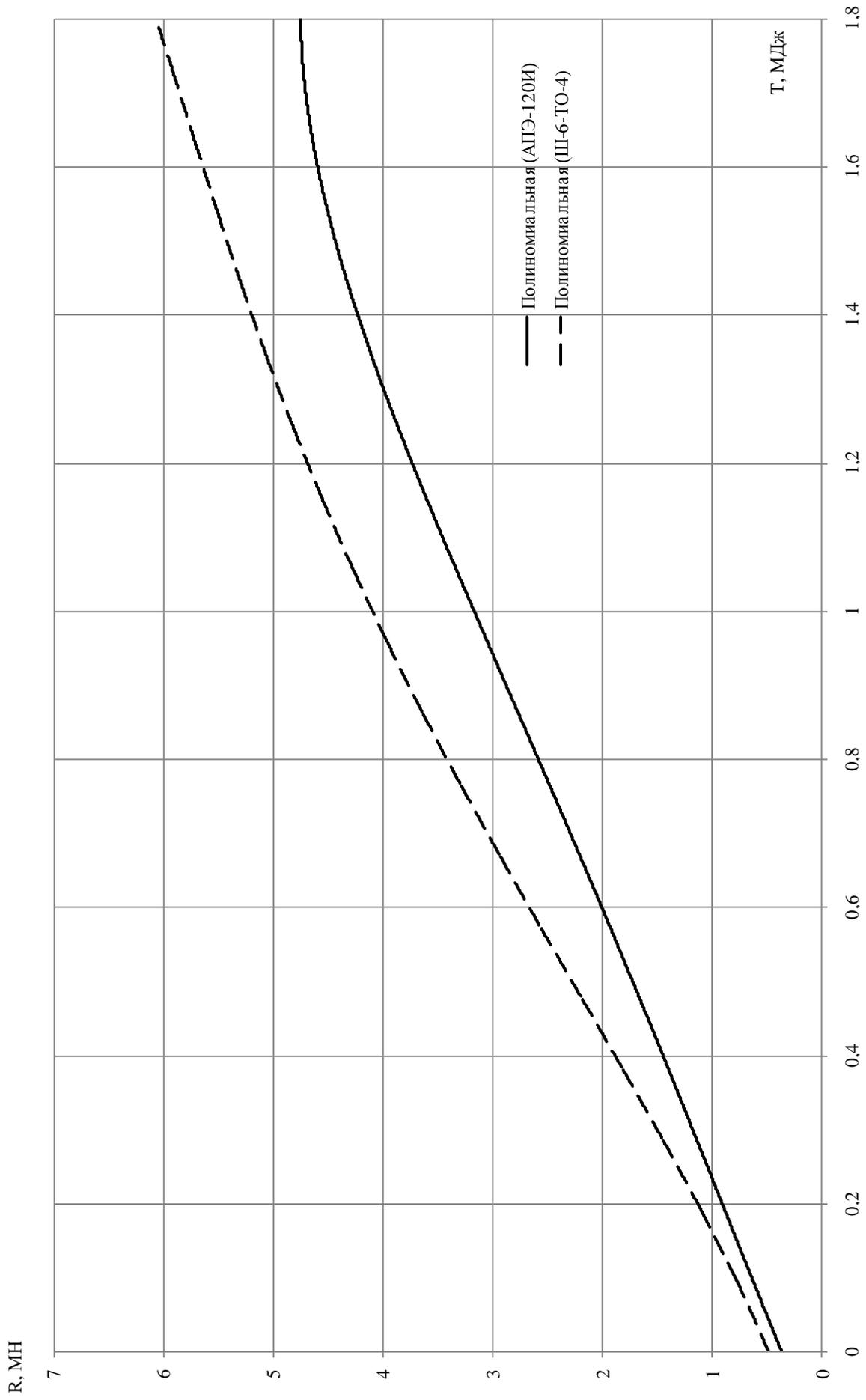


Рисунок 3.29 Зависимость максимального усилия от кинетической энергии бойка. Удар в свободно стоящий вагон

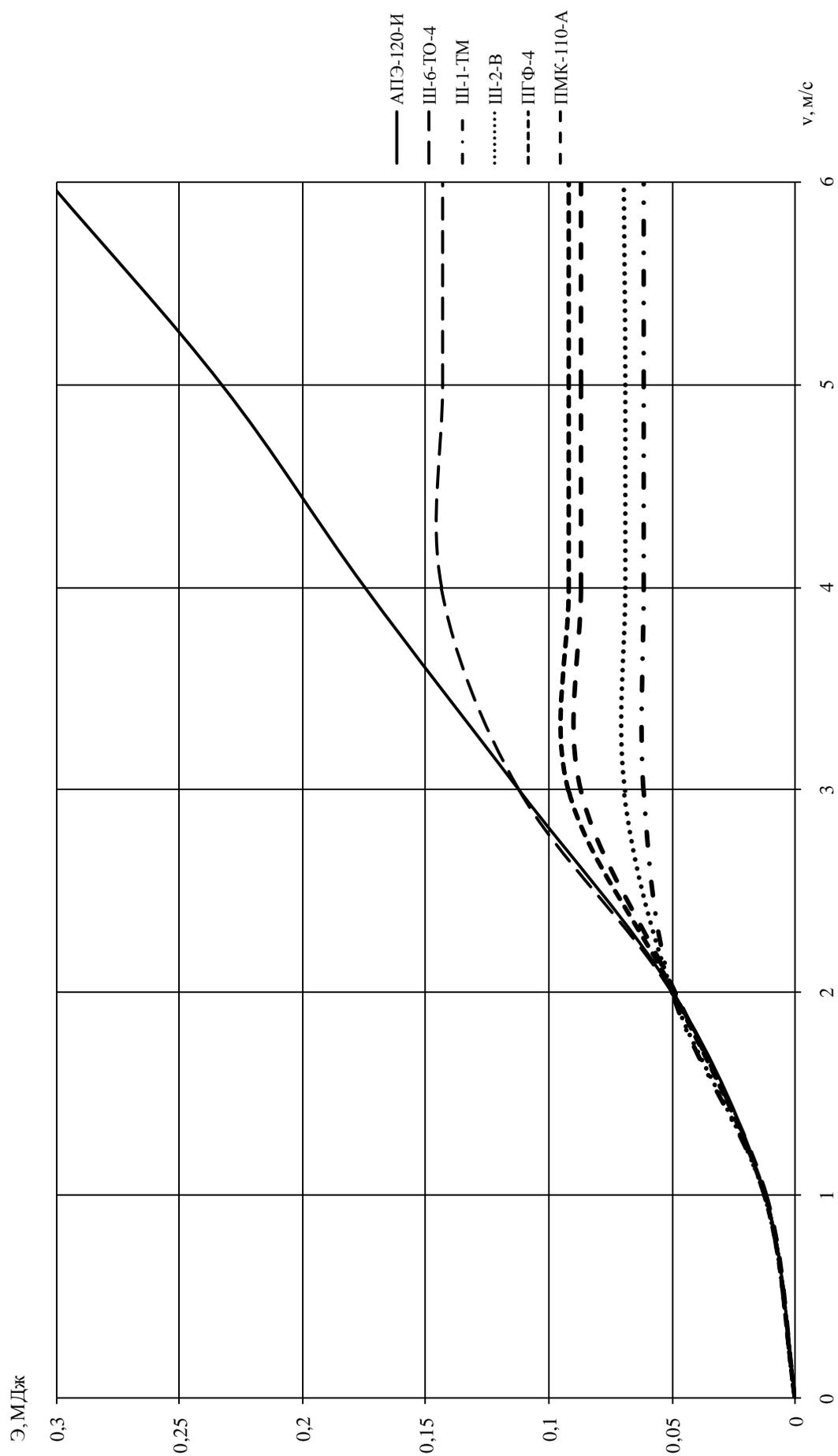


Рисунок 3.30 Зависимость накопленной аппаратом энергии от скорости. Удар в свободно стоящий вагон, масса 100 т.

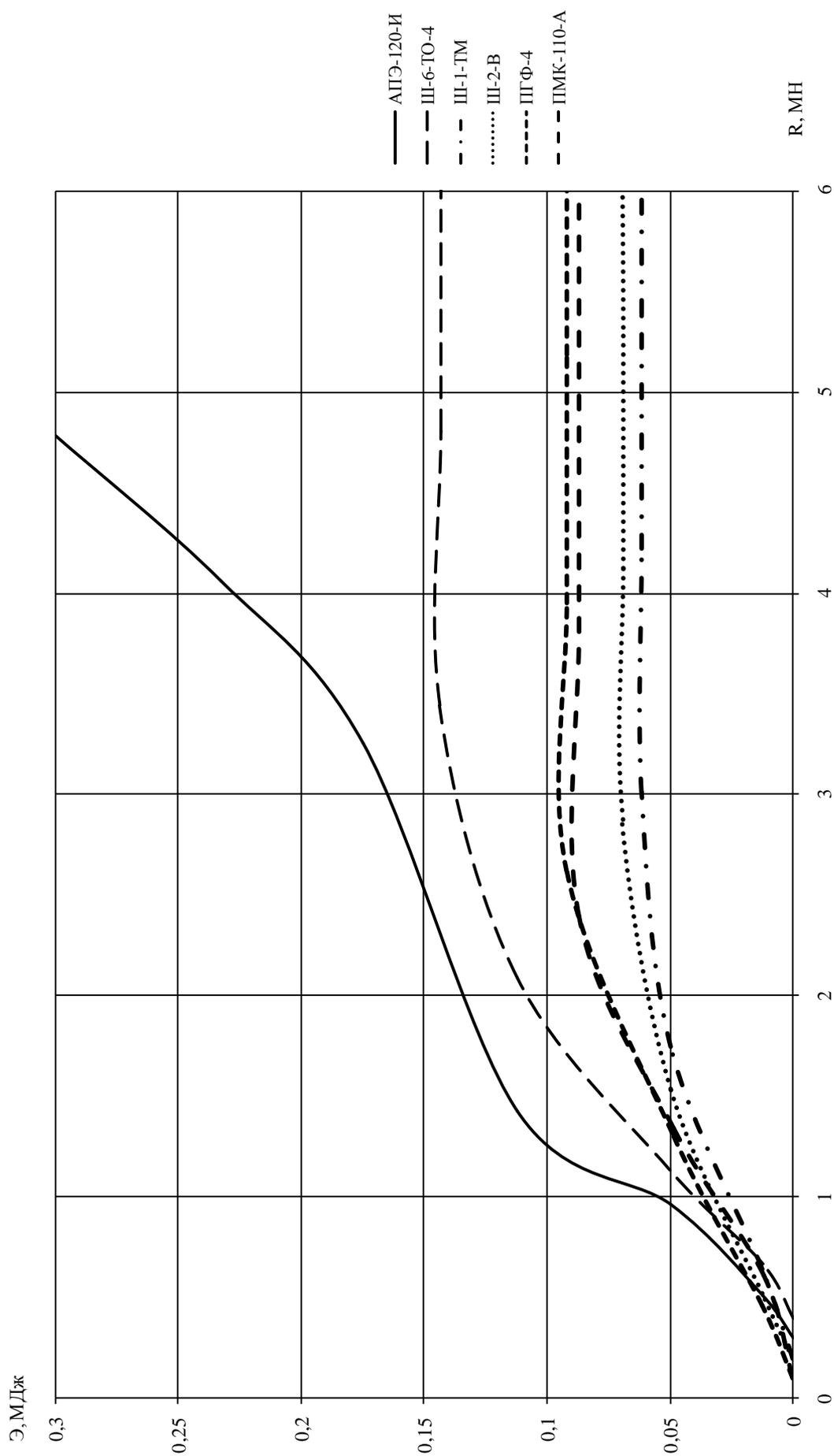


Рисунок 3.31 Зависимость накопленной аппаратом энергии от максимального усилия. Удар в свободно стоящий вагон, масса 100 т.

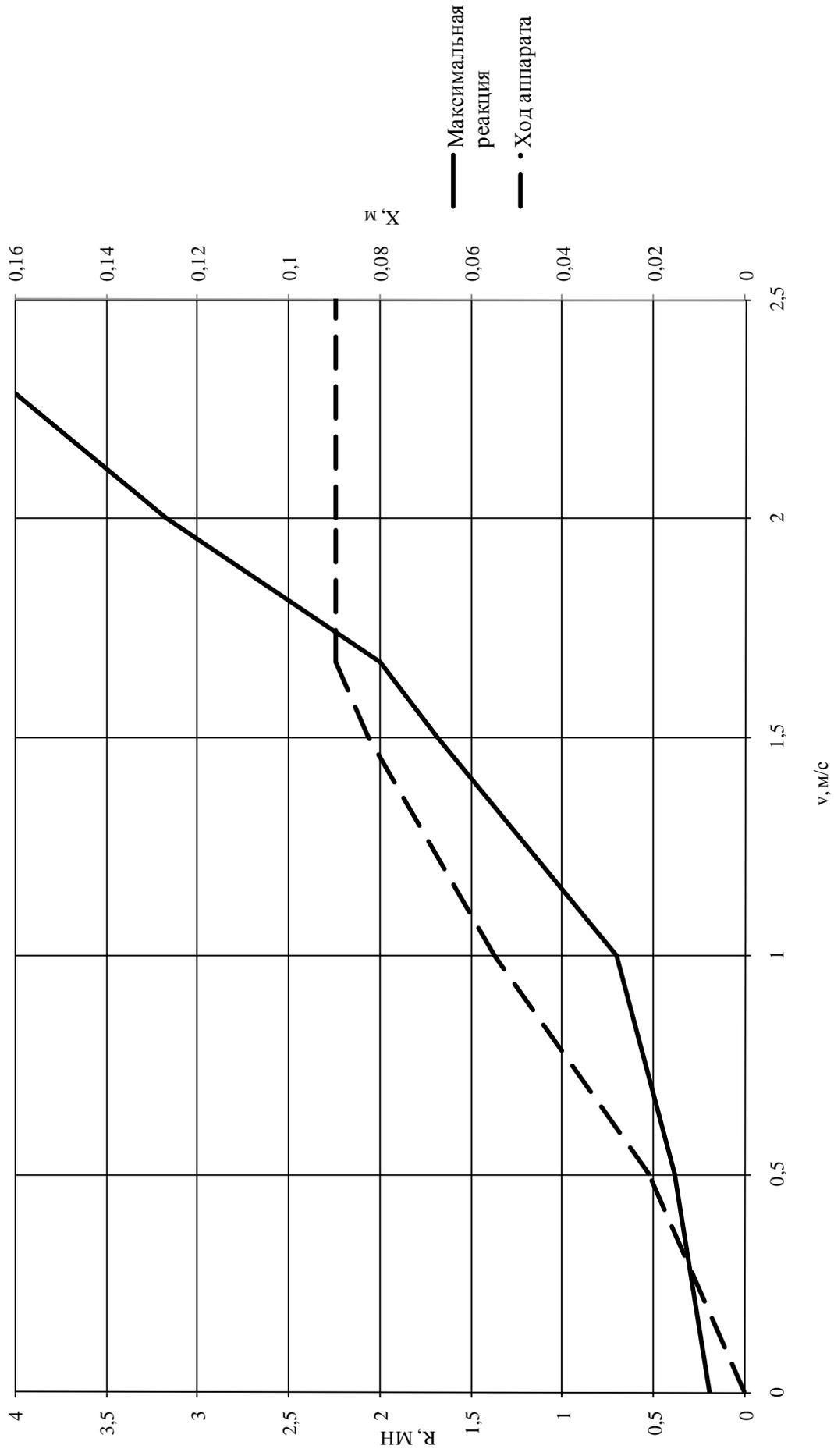


Рисунок 3.32 Зависимость максимальной реакции и хода аппарата Ш-2-В от скорости

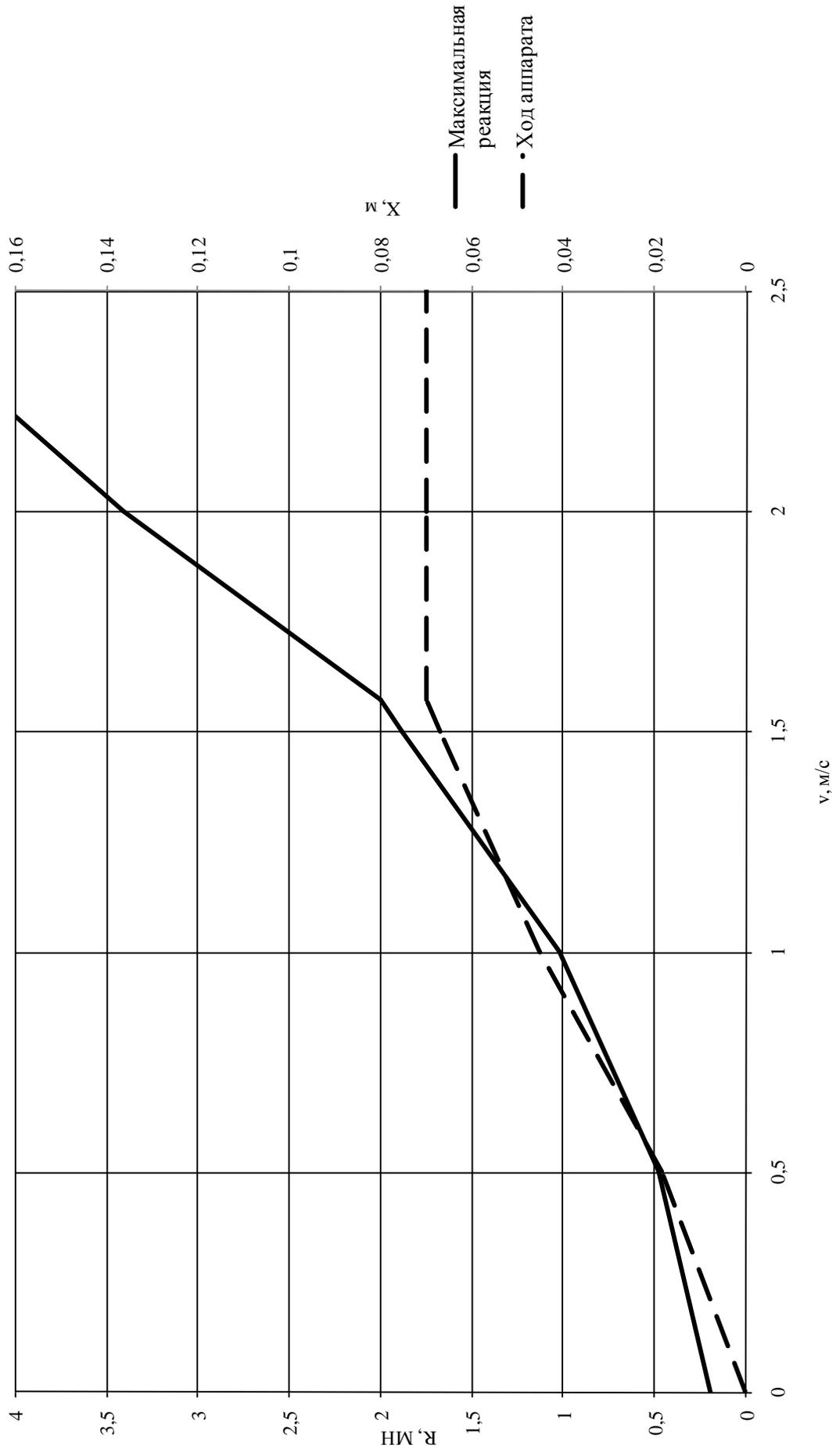


Рисунок 3.33 Зависимость максимальной реакции и хода аппарата Ш-1-ТМ от скорости

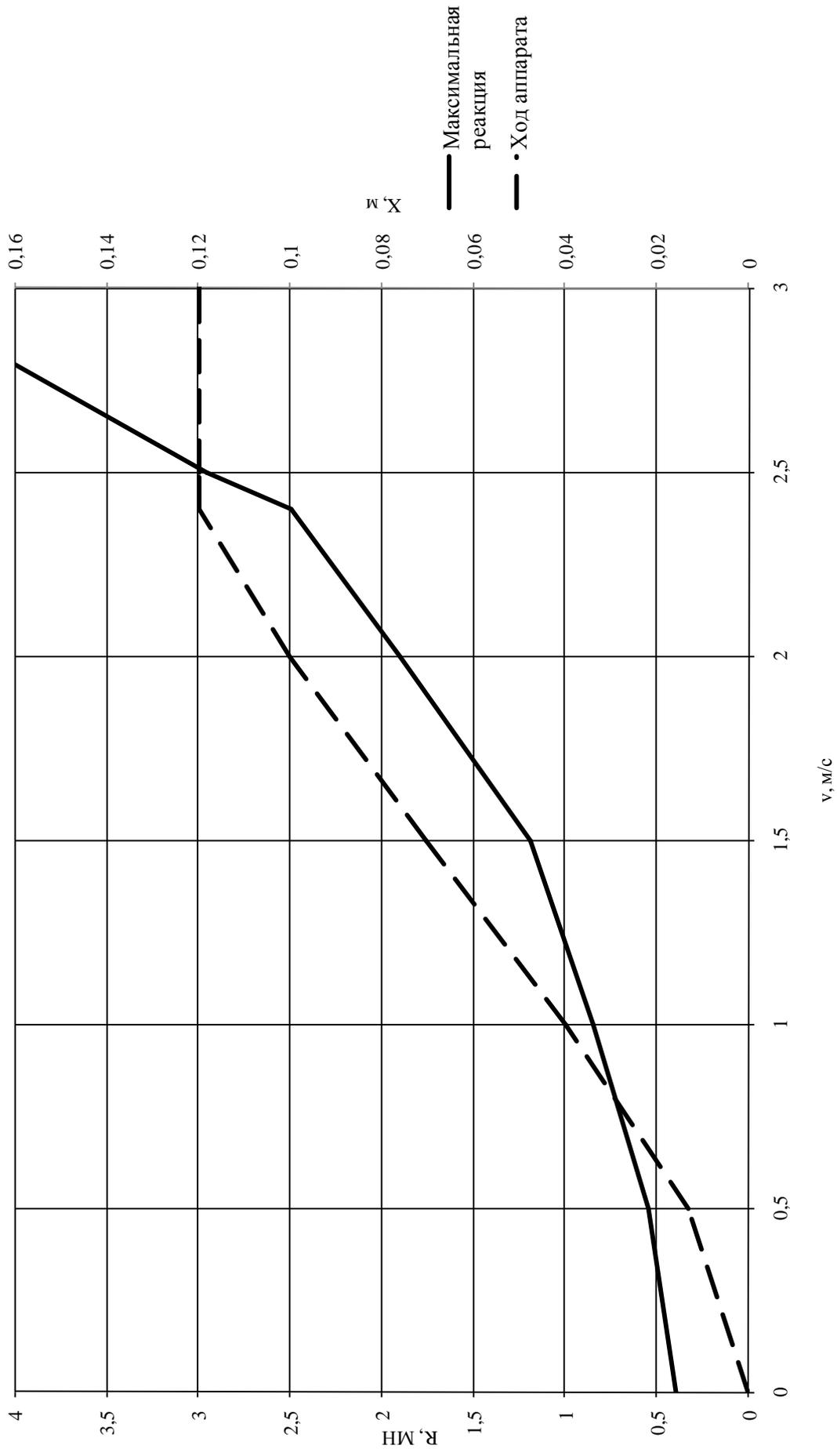


Рисунок 3.34 Зависимость максимальной реакции и хода аппарата Ш-6-ГО-4 от скорости

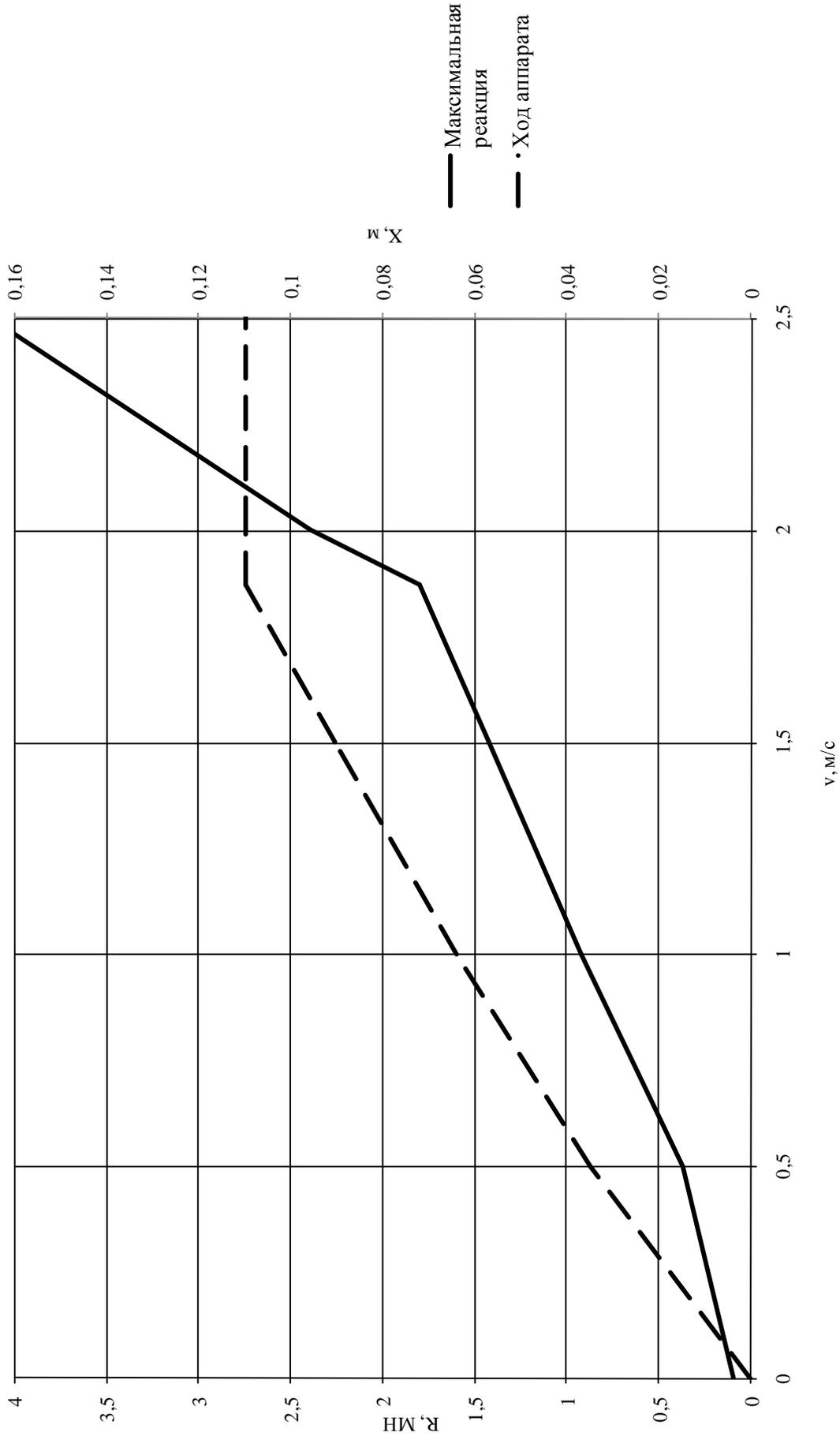


Рисунок 3.3.5 Зависимость максимальной реакции и хода аппарата ПМК-110-А от скорости

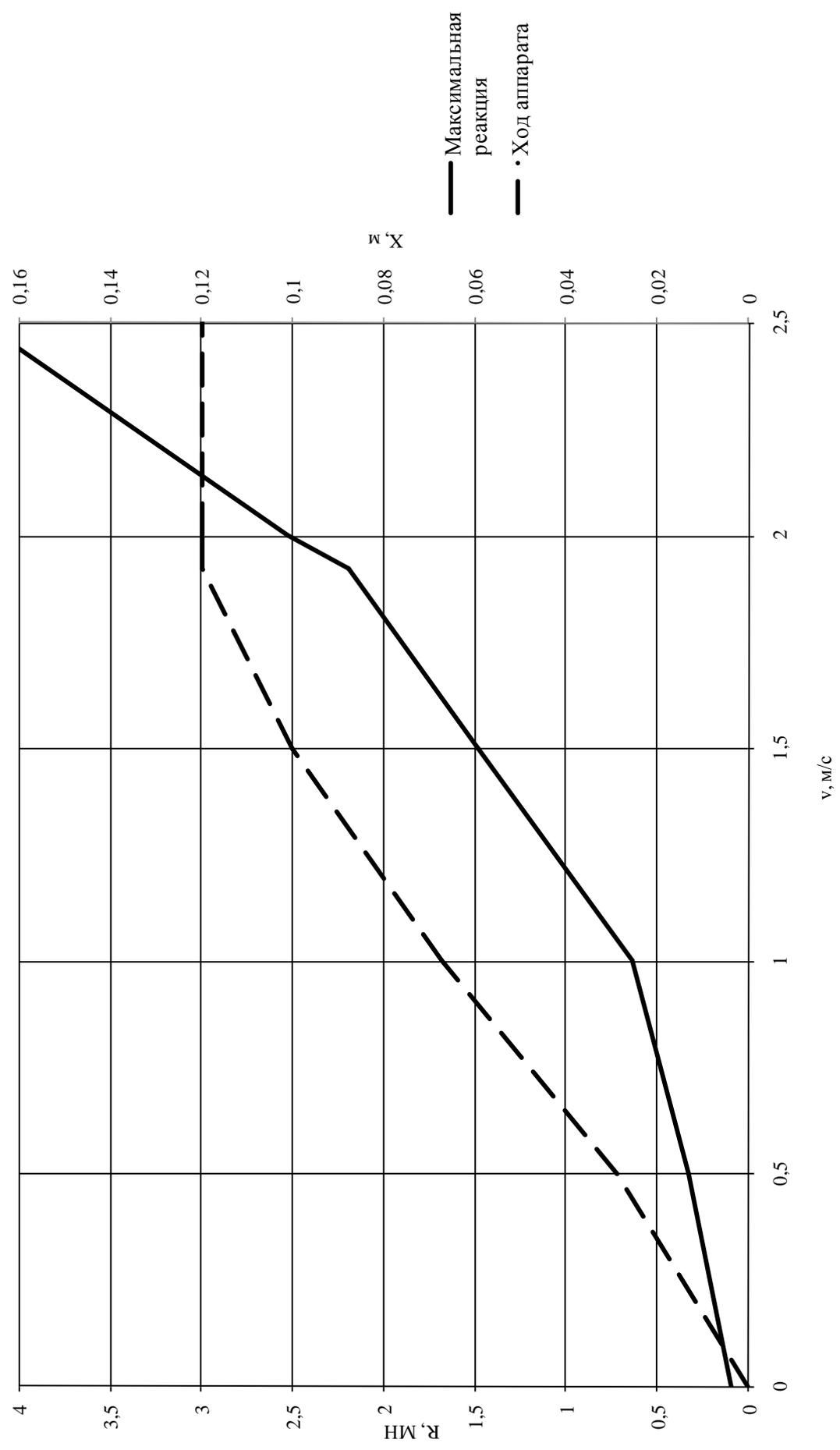


Рисунок 3.36 Зависимость максимальной реакции и хода аппарата ПГФ-4 от скорости

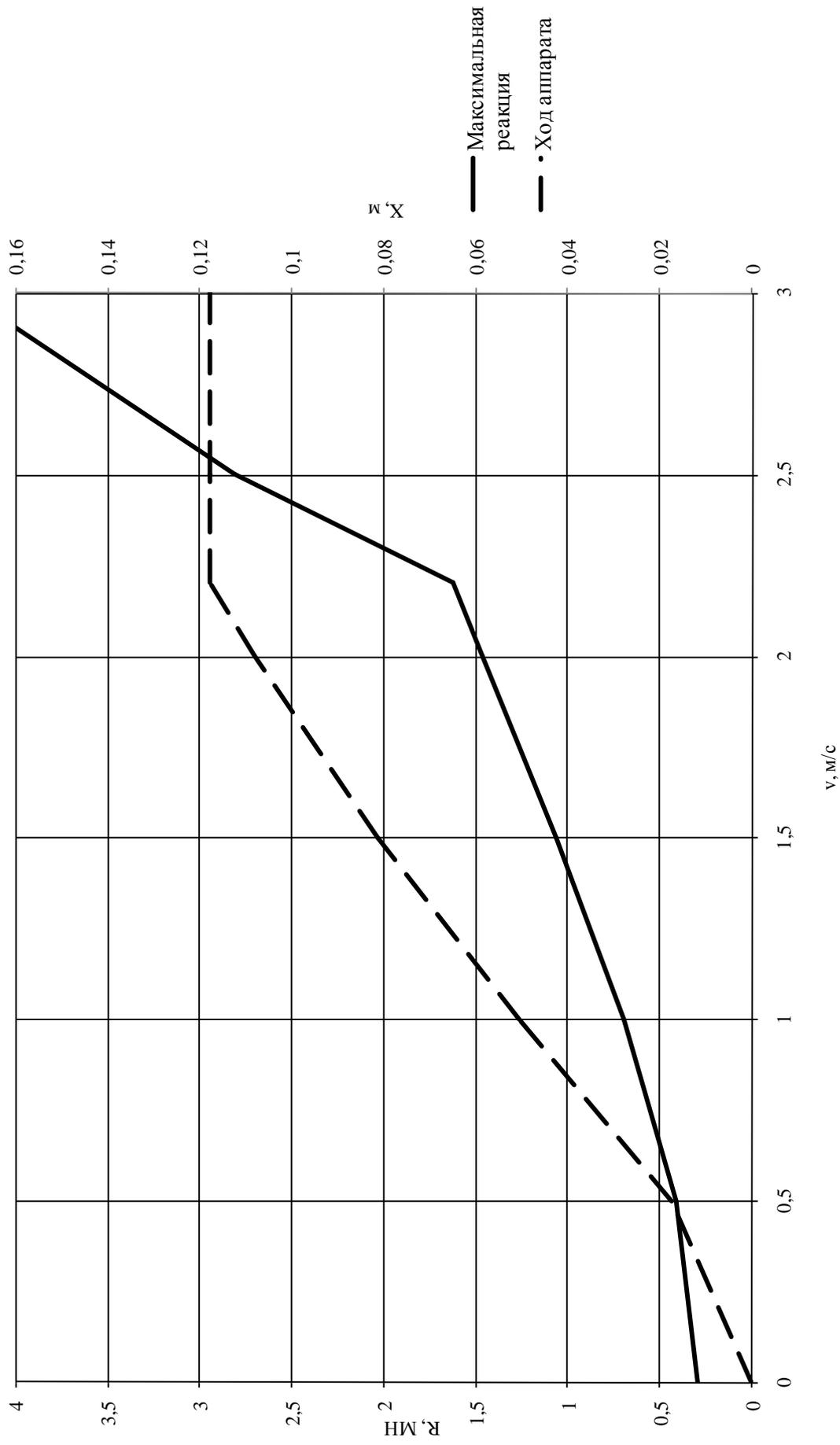


Рисунок 3.37 Зависимость максимальной реакции и хода аппарата АПЭ-120-И от скорости

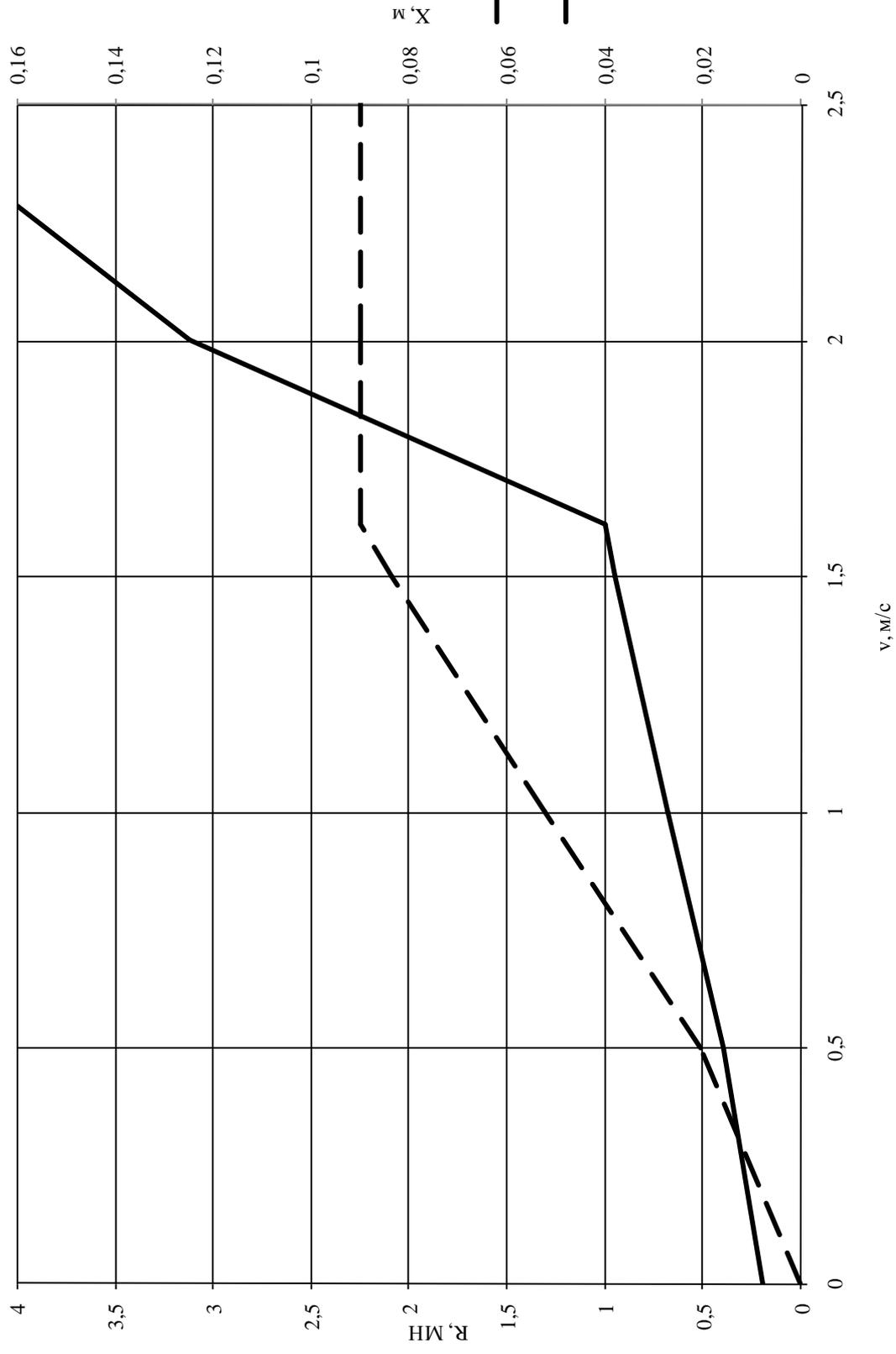


Рисунок 3.38 Зависимость максимальной реакции и хода аппарата 73-ZW от скорости

Следует отметить, что динамическая силовая характеристика у пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов имеет срывной характер, что объясняется снижением коэффициента сухого трения при увеличении скорости и возникновением автоколебаний. Это вызывает нестабильность работы аппарата, повышенный износ трущихся поверхностей и снижение энергоемкости.

Аппарат модели ПМК-110-А, хотя и отличается более стабильной динамической силовой характеристикой при сжатии, имеет относительно низкую энергоемкость и существенно уступает эластомерным поглощающим аппаратам.

Результаты расчетов процесса соударения вагонов с эластомерными аппаратами показали следующее. Расчетами подтверждено, что силовая характеристика эластомерного поглощающего аппарата обладает важными преимуществами по сравнению с характеристиками пружинно-фрикционных аппаратов.

Во-первых, форма силовой характеристики имеет выпукло-вогнутый вид кривой прямого хода, что, как отмечалось в работе [23], позволяет обеспечить высокую энергоемкость аппарата. Это выражается в высоком значении коэффициента полноты силовой характеристики.

Во-вторых, форма силовой характеристики зависит от скорости соударения, давая жесткую характеристику при высоких скоростях относительного движения вагона, (что имеет место при маневровом соударении) и мягкую характеристику при низких скоростях относительного движения, (что характерно для изменения режимов движения вагонов в составе поезда).

В-третьих, стабильный характер динамической силовой характеристики по сравнению с характеристикой пружинно-фрикционных аппаратов обеспечивает стабильно высокие значения энергоемкости.

Вместе с тем, из силовых характеристик эластомерных аппаратов можно увидеть и некоторые несовершенства работы их конструкций, что позволяет наметить пути их улучшения. В частности, усилие закрытия аппарата существенно ниже допускаемого "Нормами..." значения. Поэтому при высоких скоростях аппарат до своего закрытия успевает аккумулировать относительно небольшую долю

от кинетической энергии ударяющего вагона.

Из сравнения зависимостей энергоемкости от максимального усилия для эластомерных аппаратов и пружинно-фрикционного аппарата Ш-6-ГО-4 при ударе в упор (см. рисунке 3.19) видно, что при уровне сил, близком к допускаемому значению (3,5 МН) аппарат Ш-6-ГО-4 позволяет реализовать более высокую энергоемкость. Это объясняется тем, что последний имеет более высокое значения усилия закрытия (2,5 МН) и при определенных условиях это оказывается важнее, чем даже относительно низкое значение коэффициента полноты силовой характеристики.

Предложенная нами иллюстрация рабочих качеств поглощающих аппаратов в виде двумерных диаграмм и зависимостей сил соударения и хода от скорости инновационна. Она наглядно представляет информацию, которая требуется заказчику поглощающих аппаратов. Поэтому силовые характеристики аппаратов полезно дополнять графиками силы и хода в зависимости от скорости. Потребитель должен владеть информацией о параметрах ударной амортизации и убеждаться в том, что силы и ход аппарата укладываются в требования нормативной документации и требованиям нормативов по допустимым скоростям соударения. Учитывая, что наблюдается тенденция ужесточения работы вагонов на сортировочных горках, целесообразно формулировку энергоемкости аппаратов [26] скорректировать. Например, "Эффективность - это кинетическая энергия, воспринимаемая поглощающим аппаратом автосцепки при полном его ударном сжатии в случае столкновения вагона с неподвижным упором".

Потребную энергоемкость было бы желательно определять как  $\frac{mV^2}{4}$  [46].

Завершая изложение подходов к оценке рабочих качеств поглощающих аппаратов в абсолютных показателях, можно предложить их рейтинговую оценку. Она учитывает, в том числе и поездную работу аппаратов автосцепки. С этой целью в диссертации предлагается ввести понятие коэффициента уровня рабочих качеств этого узла вагона, в котором отражаются основные абсолютные показатели.

### **3.3 Рейтинговая оценка рабочих качеств поглощающих аппаратов, характеризующих новационность их конструкций**

Прежде всего, необходимо обосновать номенклатуру показателей, характеризующих новационность конструкций аппаратов. В последние годы осуществляется активная разработка новых конструкций поглощающих аппаратов автосцепки и модернизация существующих. Все современные поглощающие аппараты автосцепки должны амортизировать продольные динамические силы, возникающие при маневровых соударениях и поездной работе.

Можно с уверенностью сказать, что бурное развитие конструкций поглощающих аппаратов автосцепки с использованием новых принципов конструирования, новых материалов, новых способов гашения энергии в условиях поездной и маневровой работы, началось благодаря созданию гидрогазовых поглощающих аппаратов в МИИТ в 1965-1975 гг. Новационность этих аппаратов признана в стране и мировом сообществе, что подтверждается авторским свидетельством СССР и патентами США, Канады, Англии, Франции, Германии, Японии и Индии.

Эффективность применения гидрогазовых аппаратов, в особенности ГА-500-120, была доказана многочисленными ударными и поездными испытаниями, использованием в стойках шасси самолетов. Наиболее подробно технические характеристики, новизна, особенности и возможности гидрогазовых поглощающих аппаратов изложены в работах [4; 61].

Созданию новых конструкций эластомерных (73ZW-90, 73ZW-110, АПЭ-90, АПЭ-95-УВЗ, АПЭ-120-И, ЭПА-120), гидрополимерных (ГП-120А), фрикционно-полимерных (РТ-120, ПМКП-110 и др.) поглощающих аппаратов автосцепки также способствовал отраслевой стандарт ОСТ 32.175-2001, в котором было проведено разделение поглощающих аппаратов на классы по основным техническим показателям, определяемых силовой характеристикой аппарата: конструкционный ход, статическая энергоемкость, номинальная и максимальная энергоемкость, усилие начальной затяжки, сила сопротивления при статическом сжа-

тии на максимальный рабочий ход аппарата, коэффициент необратимого поглощения энергии и др.

Кроме того большое значение имели научные разработки по теории поезда и методам расчета новых конструкций поглощающих аппаратов Кеглина Б.Г., Белоусова А.Г., Беспалько С.В., Болдырева А.П., Ступина Д.А., Фатькова Э.А., Феоктистова И.Б., Филиппова В.Н. и др.

Вместе с тем сложные теории, математические модели и методы расчета поглощающих аппаратов автосцепки, разрабатываемые в рамках докторских и кандидатских диссертаций, не в полной мере могут быть использованы инженерно-техническими работниками и собственниками вагонов при выборе конкретных моделей аппаратов и их характеристик для соответствующих типов вагонов, оценки их новационности и способности защитить конструкции вагонов и перевозимые грузы в условиях эксплуатации.

С этой целью актуальной становится задача создания доступной для операторов и инженеров-вагонников технологии научно обоснованного выбора номенклатуры показателей, характеризующих новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки, критериев сравнения их технических характеристик и создания соответствующего информационного обеспечения для решения таких задач с помощью соответствующих методов и компьютерного моделирования. Автор для обоснования номенклатуры показателей, характеризующих новационность поглощающих аппаратов, выбрал методы и технологии экспертных оценок.

*Методы экспертных оценок* – это коллективные методы количественных и порядковых оценок процессов и явлений, основанные на суждениях специалистов, методы организации работы со специалистами и обработки их мнений (экспертных решений) [62, с. 291]. Коллективные методы экспертных оценок применяют в соответствии с ГОСТ 23554.0-79, ГОСТ 23554.2-81 и др.

Наиболее простым и достоверным инженерным методом экспертных оценок является метод простого ранжирования (упорядочения) признаков, когда

каждый эксперт располагает анализируемые признаки в порядке возрастания или убывания какого-либо присущего им свойства [63, с. 39]. При этом каждому признаку присваивается свой ранг в общей их последовательности. Ранги должны обозначаться порядковыми числительными  $1, 2, 3, \dots, n$ , где  $n$  – количество анализируемых признаков. При ранжировании признаков ранг 1 присваивается наиболее значимому признаку, ранг 2 следующему по значимости признаку и т.д.

Преимущество этого способа заключается в сравнительной простоте реализации и достаточной достоверности экспертизы – получения необходимых результатов [63, с. 51].

При коллективной экспертизе под групповой оценкой понимают результат объединения индивидуальных мнений специалистов о порядке предпочтительности анализируемых признаков (в нашем случае показателей, характеризующих новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки) в единую оценку. При этом полагается, что мнение группы специалистов надежнее, чем мнение отдельного эксперта [63, с. 83].

### **Технология проведения экспертных оценок**

1. Определяется количество анализируемых показателей (признаков), характеризующих новационность поглощающих аппаратов и формируется анкета для опроса экспертов.

Анкета должна содержать перечень показателей, указанных в алфавитном порядке, цель экспертизы – выстроить признаки в порядке предпочтения, требования к экспертам – не допускать одинаковые ранги для различных признаков и осуществлять заполнение анкеты индивидуально (анонимно).

Из анализа материалов отраслевого стандарта ОСТ 32.175-2001, приведенных выше и другой литературы [4; 61], установлено, что возможное число показателей, характеризующих новационность конструкций аппаратов может составить 10 признаков:

- конечное усилие статического сжатия;
- коэффициент необратимо поглощенной энергии;
- коэффициент полноты силовой характеристики;

- масса аппарата;
- отдача аппарата;
- продольное ускорение кузова;
- стабильность работы;
- усилие начальной затяжки;
- ход аппарата;
- энергоемкость аппарата.

Для опроса специалистов сформирована анкета, представленная в таблице 3.1.

Таблица 3.1 Анкета опроса специалистов о номенклатуре показателей аппаратов (анкета заполняется анонимно; признаки располагаются в порядке предпочтения; не допускается присвоение одинаковых рангов разным признакам; цель экспертизы – сформировать наиболее значимые показатели, характеризующие прогрессивность конструкций аппаратов)

Показатели	Конечное усилие статического сжатия	Коэффициент необратимо поглощенной энергии	Коэффициент полноты силовой характеристики	Масса аппарата	Отдача аппарата	Продольное ускорение кузова	Стабильность работы	Усилие начальной затяжки	Ход аппарата	Энергоемкость аппарата
Ранг эксперта	3	6	10	5	9	8	7	4	2	1

В таблице 3.1 указаны ранги показателей одного из экспертов, участвующих в экспертизе.

2. Определяется необходимое число экспертов  $m$ . Для выбора необходимого числа экспертов применен принцип, предусматривающий, что число экспертов  $m$  должно превосходить количество анализируемых признаков  $n$  на единицу, т.е.  $m = n + 1 = 11$ . На практике применяются и другие методы определения числа экспертов.

3. Формируется группа экспертов (специалистов в соответствующей области деятельности).

Численность группы должна соответствовать п. 2. Эксперты, включаемые в группу должны понимать цель экспертизы, иметь высшее профессиональное образование по специальности «Вагоны» или ученую степень доктора (кандидата) технических наук по специальности 05.22.07 – Подвижной состав железных до-

рог, тяга поездов и электрификация. В составе группы по решению поставленной задачи участвовали доктора и кандидаты технических наук по специальности 05.22.07 в количестве 11 человек.

4. На основании данных анкет формируется сводная таблица установленной формы, приведенной в таблице 3.2.

Таблица 3.2 Сводные данные анкет опроса специалистов

Показатели	Ранги экспертов											S	Di	Di <sup>2</sup>
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11			
Конечное усилие статического сжатия	3	3	4	3	3	4	3	3	4	3	3	36	24,5	600
Коэффициент Необратимо погашенной энергии	6	6	10	7	10	7	6	6	9	6	6	79	-18,5	342
Коэффициент полноты силовой характеристики	10	10	5	6	9	10	7	10	8	10	10	95	-34,5	1190
Масса аппарата	5	5	6	5	5	6	4	5	3	5	5	54	6,5	42
Отдача аппарата	9	4	9	8	8	9	8	9	10	9	9	92	-31,5	992
Продольное ускорение кузова	8	8	7	10	7	5	9	8	7	8	8	85	-24,5	600
Стабильность аппарата	7	7	8	9	6	8	10	7	6	7	7	82	-21,5	462
Усилие начальной затяжки	4	9	2	4	4	2	5	4	5	4	4	47	13,5	182
Ход аппарата	2	2	3	2	1	1	2	2	2	2	2	21	39,5	1560
Энергоемкость	1	1	1	1	2	3	1	1	1	1	1	14	46,5	2162
Итого												605		8134

5. По данным сводной таблицы определяют по каждому признаку суммарный ранг признака:

$$S_i = \sum_{j=1}^m x_{ij}, \quad (3.1)$$

где  $m$  - число экспертов;

$x_{ij}$  - ранг по  $i$ -му признаку у  $j$ -го эксперта.

6. Определяется сумма суммарных рангов признаков

$$S_c = \sum_{i=1}^n S_i. \quad (3.2)$$

7. Проводится математическая оценка достоверности экспертизы.

Для математической оценки достоверности экспертизы автором применены три вида критериев: коэффициент согласованности мнений экспертов (коэффициент конкордации)  $W$ , который может изменяться от 0 до 1; коэффициент вариации  $\bar{V} < 0,5$ ; частость – статистическая вероятность  $\bar{\mu} > 0,5$  [64; 65, с. 55; 65, с. 34-35]. Коэффициент вариации (среднее значение) определяется из соотношения

$$\bar{V} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{n}, \quad (3.3)$$

где  $V_i = \frac{\sigma_i}{\bar{x}}$  – коэффициент вариации для  $i$ -го признака;

$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{m}}$  – среднее квадратическое отклонение рангов экспертов от среднего значения;

$\bar{x}$  – среднее арифметическое значение рангов;

$m$  - число специалистов, участвующих в экспертизе.

Средняя статистическая вероятность появления события, когда максимальное число экспертов устанавливают одинаковый ранг для какого-либо признака, определяется из соотношения [65, с. 55]

$$\bar{\mu} = \frac{\sum_{i=1}^n \binom{m}{i} \frac{i}{m}}{n}, \quad (3.4)$$

где  $m_{imax}$  - максимальное число экспертов, установивших одинаковый ранг для  $i$ -го признака;

$n$  - количество, исследуемых признаков.

При значении коэффициента конкордации 1, среднего коэффициента вариации  $\bar{V} < 0,5$  или средней статистической вероятности  $\bar{\mu} > 0,5$  экспертиза считается абсолютно достоверной, так как эксперты одинаково ранжируют признаки, следовательно, в расчетах численное значение коэффициента конкордации должно быть достаточно близко к единице. Значимость этого показателя определяется по критерию Пирсона (критерий  $\chi^2$ ). Если коэффициент конкордации значим, то мнение экспертов считается согласованным, а экспертиза – достоверной [63, с. 137-138]. Наилучшим будет считаться решение, когда достоверность экспертизы подтверждается тремя или хотя бы двумя предложенными критериями.

Коэффициент конкордации (согласованности мнений экспертов) определяют (ГОСТ 23554.2-81) по формуле [63, с. 137]:

$$W = \frac{12 \cdot S(d^2)}{m^2 \cdot (n^3 - n)}, \quad (3.5)$$

где  $S(d^2) = \sum_{i=1}^n D_i^2$ ;  $D_i = 0,5 \cdot m \cdot (n+1) - S_i$  – отклонение суммарного ранга от среднего значения;  $n$  – количество исследуемых признаков (см. таблицу 3.2);  $m$  – число экспертов. Оценку значимости коэффициента конкордации производят по критерию Пирсона согласно [ГОСТ 23554.2-81; 63, с. 138]:

$$\chi_p^2 = m \cdot (n-1) \cdot W > \chi_{T(\nu, \alpha)}^2, \quad (3.6)$$

где  $\chi_p^2$  – расчетное значение критерия Пирсона;  $\chi_T^2$  – табличное значение критерия Пирсона;  $\nu = n-1$  – число степеней свободы;  $\alpha = 0,05$  – уровень значимости.

Табличные значения критерия Пирсона для уровня значимости  $\alpha = 0,05$  приведены в таблице 3.3 [65, с. 396].

Таблица 3.3 Табличные значения критерия Пирсона

Число степеней свободы $\nu$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\chi_T^2$	3,8	6,0	7,8	9,5	11,1	12,6	14,1	15,5	16,9	18,3	19,7	21,0	22,4	23,7

С целью автоматизации процессов обработки экспертных решений и оценки достоверности экспертизы была разработана «Программа обработки данных» с использованием программных средств электронных таблиц Excel. Фрагмент этой программы по первичной обработке экспертных решений, соответствующий данным таблицы 3.2 приведен на рисунке 3.39.

Программа обработки экспертных решений выбора показателей аппаратов															
показатели	ранги экспертов											Σранг			
эксперты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	S	Di	Di <sup>2</sup>	
Конечное усилие стат. сжатия	3	3	4	3	3	4	3	3	4	3	3	36	24,5	600,25	
Коэфф. необр. погл. энергии	6	6	10	7	10	7	6	6	9	6	6	79	-18,5	342,25	
Коэфф. полноты сил. характ.	10	10	5	6	9	10	7	10	8	10	10	95	-34,5	1190,3	
Масса аппарата	5	5	6	5	5	6	4	5	3	5	5	54	6,5	42,25	
Отдача аппарата	9	4	9	8	8	9	8	9	10	9	9	92	-31,5	992,25	
Продольное ускорение кузова	8	8	7	10	7	5	9	8	7	8	8	85	-24,5	600,25	
Стабильность работы аппарата	7	7	8	9	6	8	10	7	6	7	7	82	-21,5	462,25	
Усилие начальной затяжки	4	9	2	4	4	2	5	4	5	4	4	47	13,5	182,25	
Ход аппарата	2	2	3	2	1	1	2	2	2	2	2	21	39,5	1560,3	
Энергоемкость аппарата	1	1	1	1	2	3	1	1	1	1	1	14	46,5	2162,3	
проверка	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	605		8134,5	
													W	0,8075	
													X <sup>2</sup>	79,946	
													X <sup>2</sup> табл.	16,9	
													Экспертиза достоверна		

Рисунок 3.39 – Фрагмент программы первичной обработки экспертных решений по данным таблицы 3.2

Из данных фрагмента программы следует, что коэффициент конкордации  $W=0,8075$ , расчетное значение критерия Пирсона равно  $79,94$  при табличном значении  $16,9$ . Эти данные свидетельствуют о значимости коэффициента конкордации и достоверности экспертных решений по этому критерию.

Фрагмент программы расширенной обработки экспертных решений с применением других критериев достоверности экспертизы (частотный критерий и коэффициент вариации) приведен на рисунке 3.40.

В данной части программы обработки экспертных решений применены специальные функции Excel для упорядочивания данных, определения весовых коэффициентов, медианы весовых коэффициентов, статистической вероятности и

коэффициентов вариации. Весовые коэффициенты в данных исследованиях определялись по данным экспертных решений по следующим зависимостям [66, с. 105].

$$A_i = \frac{\varepsilon_i}{\sum_1^{10} \varepsilon_i},$$

где  $\varepsilon_i = \frac{S_c}{S_i}$  – абсолютный вес  $i$ -того коэффициента ( $i = 1-10$ ).

Для отбора наиболее важных показателей новационности конструкций поглощающих аппаратов автосцепки применен метод медиан.

*Медианой* называют значение признака, приходящееся на середине ранжированного ряда наблюдений [65, с.28].

Для случая четного числа наблюдений в качестве медианы принимают среднюю арифметическую значений параметра при  $i = 5$  (для нашего случая, когда  $n = 10$ ) и  $i = 5 + 1$  [65, с. 29]:

$$M_e = (x_i + x_{i+1})/2. \quad (3.7)$$

Медиана делит ранжированный ряд пополам. Значения исследуемых параметров (в нашем случае весовых коэффициентов исследуемых признаков – показателей новационности поглощающих аппаратов) расположенные выше медианы считаются наиболее значимыми.

Из приведенных данных на рисунке 3.40 следует, что среднее значение коэффициента вариации равно 0,25, а статистической вероятности 0,6. Это свидетельствует о достоверности проведенной экспертизы и по этим критериям. Численное значение медианы позволяет выделить наиболее значимые показатели поглощающих аппаратов автосцепки, характеризующих их новационность. К таким показателям относятся все показатели, имеющие численные значения весовых коэффициентов выше медианы.

К ним относятся: *энергоемкость, ход аппарата, конечное усилие статического сжатия, усилие начальной затяжки, масса аппарата.*

### Оценка коэффициентов (критериев) рабочих качеств поглощающих аппаратов

С этой целью в диссертации предлагается ввести понятие коэффициента уровня рабочих качеств этого узла вагона, в котором отражаются основные установленные выше абсолютные показатели, характеризующие новационность поглощающих аппаратов автосцепки.

Наиболее значимые показатели			весовой	$V_i$	$\lambda_i$
упорядоченный ряд	место		коэфф.		
<b>14 Энергоемкость аппарата</b>	<b>1</b>	43,21429	0,291981	0,143	0,72727
<b>21 Ход аппарата</b>	<b>2</b>	28,80952	0,194654	0,231	0,54545
<b>36 Конечное усилие стат. сжатия</b>	<b>3</b>	16,80556	0,113548	0,215	0,54545
<b>47 Усилие начальной затяжки</b>	<b>4</b>	12,87234	0,086973	0,169	0,63636
<b>54 Масса аппарата</b>	<b>5</b>	11,2037	0,075699	0,187	0,54545
79 Коэфф. необр. погл. энергии	6	7,658228	0,051743	0,165	0,45455
82 Стабильность работы аппарата	7	7,378049	0,04985	0,163	0,45455
85 Продольное ускорение кузова	8	7,117647	0,048091	0,433	0,54545
92 Отдача аппарата	9	6,576087	0,044432	0,283	0,72727
95 Коэфф. полноты сил. характ.	10	6,368421	0,043029	0,508	0,81818
		148,0038	1	<b>0,25</b>	<b>0,6</b>
		<b>медиана</b>	<b>0,06372</b>		

Рисунок 3.40 – Фрагмент программы расширенной обработки экспертных решений

Введем формулу:

$$K_{\text{ап}} = 1 + \frac{\mathcal{E}_{\text{ф}} \cdot S \cdot P_{\text{сжф}} \cdot P_{\text{он}} \cdot \bar{G}}{\mathcal{E}_{\text{н}} \cdot L \cdot P_{\text{сжн}} \cdot P_{\text{оф}} \cdot G} > 1, \quad (3.8)$$

где  $\mathcal{E}_{\text{ф}}$  – фактическая номинальная энергоемкость поглощающего аппарата, кДж;

$\mathcal{E}_{\text{н}} = \frac{mv^2}{8}$  – нормированная документом [44] энергоемкость поглощающих ап-

паратов для заданной массы  $m$  и скорости соударения  $v$  вагонов, кДж;

$S$  – конструктивный ход поглощающего аппарата, мм;

$L$  – длина поглощающего аппарата, мм;

$P_{сжф}$  – конечное фактическое усилие статического сжатия аппарата, МН;

$P_{сжн}$  – конечное нормированное ОСТ 32.175-2001 усилие статического сжатия аппарата, 1,5 МН;

$P_{он}$  – нормированное ОСТ 32.175-2001 усилие начальной затяжки, 0,4 МН;

$P_{оф}$  – фактическое усилие начальной затяжки исследуемого аппарата, МН;

$\bar{G}$  – средняя масса рассматриваемых поглощающих аппаратов, кг.

$G$  – масса конкретного поглощающего аппарата, кг.

Из формулы (3.8) следует, что наиболее эффективным будет считаться аппарат, имеющий максимальное значение показателя  $K_{ап}$ .

В приведенной формуле, первое соотношение ( $\partial_{\phi}/\partial_n$ ) характеризует эффективность аппарата при маневровой работе, второе – конструктивное совершенство аппарата с позиций максимизации его хода при заданной длине аппарата, третье и четвертое – эффективность работы аппарата в поезде, пятое – соотношение средней массы рассматриваемых аппаратов к массе конкретного аппарата, характеризует принцип снижения массы конструкций при их проектировании.

Формулу (3.8) можно представить также в виде интегрального безразмерного критерия, учитывающего весовые коэффициенты соответствующих соотношений.

$$K'_{ап} = \alpha_1 \frac{\partial_{\phi}}{\partial_n} + \alpha_2 \frac{S}{L} + \alpha_3 \frac{P_{сжф}}{P_{сжн}} + \alpha_4 \frac{P_{он}}{P_{оф}} + \alpha_5 \frac{\bar{G}}{G}, \quad (3.9)$$

где  $\alpha_i = \frac{\beta_i}{\sum_1^5 \beta_i}$  – весовые коэффициенты [66, с. 23];

$\beta_i = \frac{i}{2^i}$  – абсолютный вес  $i$ -того коэффициента ( $i = 1, 2, 3, 4, 5$ );

2 – эмпирический коэффициент, означающий, что два первых показателя будут иметь одинаковый вес.

Формула (3.9) построена с учетом экспертных оценок значимости суммируемых показателей, характеризующих новационность конструкций поглощающих аппаратов, которые установлены выше. В качестве третьего коэффициента

(критерия) оценки рабочих качеств поглощающих аппаратов можно применять показатель удельной энергоемкости аппарата, представляющего собой отношение энергоемкости аппарата к его массе

$$K_{\text{ап}}'' = \frac{\mathcal{E}}{G}. \quad (3.10)$$

Коэффициенты рабочих качеств поглощающих аппаратов											
ИД	га500	пмк110	ПМКП1	73zw90	73zw110	рт120	апэ-120	эпа-120			
Роф, МН	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3			
Рон, МН	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4			
Рсжф, МН	2	0,4	0,65	1,6	1,6	0,53	1,7	1,7			
Рсжн, МН	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5			
Эф, кДж	140	65	70	110	140	80	150	145			
Эн, кДж	80	80	80	80	80	80	80	80			
S, мм	120	110	110	90	100	120	120	120			
L, мм	568	568	568	625	625	625	625	625	средняя масса		
G, кг	125	158	150	214	214	120	155	150	161		
									макс		
Кап	2,693	1,0855	1,15763	1,318	1,4494	1,18	1,84759	1,56443	2,69315	мин	
α1	0,28										
α2	0,28										
α3	0,21										
α4	0,14										
α5	0,09										
Σ	1								макс	мин	
Кап(1)		1,318	0,7094	0,76683	0,997	1,1065	0,81	1,19024	1,08253	1,31841	0,70943
Кап(2)		1,12	0,4114	0,46667	0,514	0,6542	0,67	0,96774	0,96667	1,12	0,41139

Рисунок 3.41 Программа расчета коэффициентов рабочих качеств аппаратов

Для апробации предложенных коэффициентов рабочих качеств поглощающего аппарата автосцепки были сформированы примерные характеристики современных устройств амортизаторов удара, применяемых на вагонах, которые даны в программе расчета, приведенной на рисунке 3.41.

По данным рисунка 3.41 построена сравнительная таблица 3.4 коэффициентов рабочих качеств лучшей пятерки из рассматриваемых поглощающих аппаратов автосцепки. Результаты расчетов по всем трем предложенным критериям сходятся, что свидетельствует об их достоверности. Также достоверность предложенных критериев подтверждается данными работы [4], где был применен иной подход к оценке показателей уровня рабочих качеств поглощающего аппарата автосцепки.

Таблица 3.4 Лучшая пятерка из рассмотренных аппаратов

Коэффициенты Рабочих качеств аппаратов	ГА500	АПЭ120	ЭПА120	73ZW110	73ZW90
$K_{ап}$	2,69	1,847	1,564	1,449	1,318
$K_{ап(1)}$	1,318	1,19	1,08	1,106	0,997
$K_{ап(2)}$	1,12	0,968	0,966	0,654	0,514

### Выводы по главе 3

1) Компьютерное моделирование позволило получить расширенную информацию, формирующую объективную оценку рабочих качеств поглощающих аппаратов автосцепки. Иллюстративный материал, приведенный в данной главе, либо не встречается в литературе, либо отражается не полно. Поэтому, по мнению автора, новые формы представления информации о качествах аппаратов в виде двумерных и одномерных диаграмм, можно отнести к числу инновационных. Информация содержит: сводные двумерные диаграммы зависимости реакций от скорости и массы, зависимости максимальных реакций от кинетической энергии вагона-бойка, зависимости поглощаемой аппаратами энергии от скорости соударения, зависимости энергоемкости поглощающих аппаратов от максимальной реакции. Последние две зависимости наиболее полно характеризуют эффективность поглощающих аппаратов и позволяют определить пути их совершенствования.

2) Сводные двумерные диаграммы, построенные для различных типов аппаратов (Ш-1-ТМ, Ш-2-В. ПГФ-4, ПМК-110А, Ш-6-ТО-4, АПЭ-120-И) отражают линии уровней реакции. Неокрашенные области диаграмм соответствуют усилиям, не превышающим допустимого значения (3,5 МН), в соответствии с "Нормами...". Отсчет производится по возрастанию сил слева на право, а по условной шкале снизу вверх. Темно-серым цветом выделены области диаграммы, соответствующие недопустимому сочетанию скорости и массы брутто вагона-бойка. Полученные кривые могут служить справочным материалом для определе-

ния допускаемых режимов маневрового соударения. Справа от диаграмм показаны характеристики усилий в МН.

3) На основе моделирования были также построены обобщенные зависимости максимального значения реакции в автосцепке от кинетической энергии вагона-бойка для аппаратов АПЭ-120-И, Ш-6-ТО-4, имеющих наибольшую энергоемкость. Полученные в результате зависимости оказались немонотонными, что объясняется различным характером колебаний при различных величинах массы вагона. Поэтому каждая зависимость была заменена линией тренда, построенной по полиномиальному закону с показателем степени 4.

4) В процессе многовариантных расчетов подсчитывалась также энергоемкость поглощающего аппарата по каждому варианту маневрового соударения. На основе этих расчетов были построены (рисунок 3.8) зависимости энергоемкости от скорости удара при постоянной массе вагона 100 т. Установлено, что наиболее полно амортизирующие свойства поглощающих аппаратов выражают зависимость накапливаемой ими энергии от максимального усилия. Из этих графиков следует, что до закрытия аппарата энергия практически линейно возрастает с увеличением реакции. После достижения значения усилия закрытия аппарата энергия пружинно-фрикционных аппаратов остается неизменной. Для эластомерного аппарата график возрастает нелинейно, причем, поскольку усилие закрытия может достигаться до полного хода аппарата, продолжает возрастать и при превышении максимальной реакцией усилия закрытия аппарата. Это связано с тем, что динамическая характеристика и накапливаемая энергия эластомерного поглощающего аппарата зависят от скорости. Аналогичным образом были получены результаты исследования схем маневрового соударения в подпертый и в свободно стоящий вагон. Зависимости реакции в автосцепке от времени и силовые характеристики аппаратов имеют аналогичный вид, что и при ударе в упор, но отличаются меньшим уровнем реакции.

5) По мнению автора, более наглядное сравнение качеств аппаратов обеспечивается двумерными диаграммами зависимостей максимального усилия от скорости соударения и массы вагона. Они более информативные для потребителя.

Дополнение этих диаграмм графиками зависимости максимальных реакций и хода от скорости более наглядно для заказчиков аппаратов (рисунки 3.32-3.38).

б) На основании результатов всех выполненных расчетов можно сделать вывод, что эластомерные поглощающие аппараты значительно превосходят пружинно-фрикционные практически по всем рассчитанным вариантам.

Из всех пружинно-фрикционных аппаратов наилучшими свойствами обладает аппарат Ш-6-ТО-4. Этот аппарат имеет наибольшую энергоемкость, что объясняется наиболее высокой величиной усилия его закрытия. Поэтому большая часть кинетической энергии соударения воспринимается аппаратом, и в результате при высоких скоростях уровень максимальной реакции оказывается наиболее низким из всех исследованных моделей пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов. Но следует отметить, что динамическая силовая характеристика у пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов имеет срывной характер, что объясняется снижением коэффициента сухого трения при увеличении скорости и возникновением автоколебаний. Это вызывает нестабильность работы аппарата, повышенный износ трущихся поверхностей и снижение энергоемкости.

Аппарат модели ПМК-110-А, хотя и отличается более стабильной динамической силовой характеристикой при сжатии, имеет относительно низкую энергоемкость и существенно уступает эластомерным поглощающим аппаратам.

7) Результаты расчетов процесса соударения вагонов с эластомерными аппаратами показали, что силовая характеристика эластомерного поглощающего аппарата обладает важными преимуществами по сравнению с характеристиками пружинно-фрикционных аппаратов: форма силовой характеристики имеет выпукловогнутой характер, что позволяет получить высокую энергоемкость и высокое значение коэффициента полноты диаграммы; форма силовой характеристики зависит от скорости соударения, давая жесткую характеристику при высоких скоростях относительного движения вагона, (что имеет место при маневровом соударении) и мягкую характеристику при низких скоростях относительного движения, (что характерно для изменения режимов движения вагонов в составе поезда); динамическая силовая характеристик эластомерного аппарата имеет стабильный

характер.

Вместе с тем, из силовых характеристик эластомерных аппаратов можно увидеть и некоторые несовершенства их конструкции работы, что позволяет наметить пути их улучшения. В частности, усилие закрытия аппарата существенно ниже допускаемого "Нормами..." значения. Поэтому при высоких скоростях аппарат до своего закрытия успевает аккумулировать относительно небольшую долю от кинетической энергии ударяющего вагона.

8) Предложенная в работе иллюстрация рабочих качеств поглощающих аппаратов в виде двумерных диаграмм и зависимостей сил соударения и хода от скорости инновационна. Она наглядно представляет информацию, которая требуется заказчику поглощающих аппаратов. Поэтому силовые характеристики аппаратов полезно дополнять графиками силы и хода в зависимости от скорости.

9) Разработаны методологические подходы, технология и программы для обоснования номенклатуры показателей, характеризующих новационность поглощающих аппаратов автосцепки на основе методов экспертных оценок и методов математической статистики. Установлено пять наиболее значимых показателей рабочих качеств современных поглощающих аппаратов: энергоемкость, ход, конечное усилие статического сжатия, усилие начальной затяжки, масса аппарата.

10) Предложены интегральные критерии количественной оценки новационности аппаратов. Доказана их эффективность и достоверность.

## 4 Анализ направлений повышения энергоемкости эластомерного поглощающего аппарата АПЭ-120-И в случае предполагаемого увеличения усилия закрытия

### 4.1 Принципы и теоретические подходы изменения характеристик аппарата

По результатам предыдущих исследований (глава 3) было установлено, что поглощающий аппарат АПЭ-120-И имеет наиболее лучшие показатели по накопленной аппаратом энергии в зависимости от скорости соударения (рисунок 3.30) и наиболее высокий рейтинг (после гидрогазового аппарата ГА-500-120) среди других аппаратов равный 1,85 (рисунок 3.41). Результаты исследований эффективности работы поглощающих аппаратов автосцепки, описание которых содержится выше, позволили выявить определенные несовершенства их характеристик. Для величины энергоемкости любого поглощающего аппарата определяющим фактором является линия сжатия на силовой характеристике, так как значение энергоемкости вычисляется как интеграл от усилия в аппарате по значениям деформации на прямом ходе.

$$\mathcal{E} = \int_0^{x_{\max}} R dx, \quad (4.1)$$

где  $\mathcal{E}$  - энергоемкость;

$x$  - деформация аппарата;

$R$  - усилие (реакция) аппарата;

$x_{\max}$  - предельный ход аппарата.

Как следует из вида силовой характеристики поглощающего аппарата и формулы (4.1), энергоемкость ограничивается следующими параметрами, изменяя каждый из которых теоретически возможно повышение энергоемкости аппарата: максимальное значение деформации (ход аппарата), значение усилия начальной затяжки аппарата, значением усилия при закрытии аппарата, форма линии сжатия аппарата. Однако практически реализуемы не все из названных направлений.

Увеличение хода амортизатора удара ограничивается габаритными размерами, связанными с возможностью размещения аппарата в стандартном кармане хребтовой балки вагона. Этот путь повышения энергоемкости очевиден и, как

правило, реализуется в первую очередь. Техническая документация определяет требования к значению этого параметра.

Увеличение усилия начальной затяжки, хотя и позволяет повысить энергоемкость аппарата, но не может быть слишком значительным, что определено в «Нормах...» [44]. Это связано с необходимостью обеспечивать работу аппарата не только в условиях маневрового соударения с относительно высокими скоростями, но и при изменении режимов движения в составе поезда. В последнем случае уровень реакции в автосцепке должен быть относительно низким, а он зависит от начальной затяжки.

Усилие в поглощающем аппарате любого типа в целом складывается, во-первых, из силы упругости, реализуемой разными способами в аппаратах различных типов, и во-вторых, из сил рассеивания энергии, которые могут иметь разную природу. Поэтому повышение энергоемкости путем увеличения усилия закрытия теоретически может быть достигнуто как повышением жесткости упругих элементов, так и повышением сил трения. Возможности повышения уровня сил ограничиваются величиной допускаемого усилия в автосцепке, задаваемого "Нормами..." [44].

Остановимся на форме линии сжатия аппарата силовой характеристики как факторе, влияющем на энергоемкость. Для пружинно-фрикционных аппаратов максимально возможная энергоемкость реализуется в статической характеристике, которая имеет прямолинейную зависимость силы при сжатии аппарата. Динамическая же характеристика имеет срывной характер, вызванный нестабильностью коэффициента сухого трения и явлением автоколебаний. Как следствие, усредненная динамическая характеристика пружинно-фрикционного аппарата имеет вогнутый характер, и его энергоемкость снижается по сравнению со статическим значением.

Поэтому в случае пружинно-фрикционного аппарата изменение формы силовой характеристики возможно только путем обеспечения стабильности характеристики, приближения ее к статическому виду.

В случае эластомерного поглощающего аппарата форма силовой характеристики зависит от скорости соударения, так как в общее усилие вносит вклад и сила вязкого трения. Это обеспечивает выпукло-вогнутый характер линии прямо-

го хода, что, как известно, позволяет обеспечить наиболее высокую энергоемкость. Таким образом, для эластомерных аппаратов повышение энергоемкости через изменение формы характеристики может быть достигнуто путем увеличения силы вязкого трения. Это может быть достигнуто посредством уменьшения суммарной площади отверстий (зазоров), через которые перетекает эластомер между камерами аппарата при прямом ходе.

Следует отметить, что сила вязкого трения влияет и на значение максимального усилия при закрытии аппарата. При выборе параметров следует стремиться к тому, чтобы аппарат закрывался в момент, когда скорость его деформации становится равной нулю. Тогда поглощающие аппараты воспринимают всю кинетическую энергию маневрового соударения. При снижении скорости до нуля сила вязкого трения также становится равной нулю, и значение усилия получает значение статической характеристики. Поэтому при варьировании силой вязкого трения ее прямое влияние на значение усилия закрытия аппарата не учитывалось.

Рассмотрим вариант изменения силовой характеристики аппарата АПЭ-120-И. В работе [27] была предложена математическая модель эластомерного поглощающего аппарата, основанная на характере сил, возникающих в нем.

$$R = R_{н.з.} + F_{упр.} + \text{sign} \dot{x} \cdot F_{с.тр.} + F_{в.тр.}, \quad (4.2)$$

где  $R_{н.з.}$  - величина усилия начальной затяжки;

$F_{упр.} = cx$  - сила упругости, создаваемая объемным сжатием эластомера;

$x$  - перемещение нажимного устройства;

$c$  - жесткость;

$F_{с.тр.}$  - сила сухого трения, обусловленная движением эластомера и трением его о стенки камер;

$F_{в.тр.} = \beta \cdot V^2$  - сила вязкого трения, обусловленная сопротивлением протеканию эластомера через отверстия и зазоры между камерами;

$\beta$  - коэффициент вязкого трения;

$V$  - скорость деформации аппарата.

Значения параметров аппарата  $R_{н.з.}$ ,  $c$ ,  $F_{с.тр.}$ ,  $\beta$  были подобраны автором работы [27] на основе данных о статической и динамической характеристиках аппарата АПЭ-120-И, полученных по результатам испытаний, причем, последние три параметра являются функциями деформации аппарата.

На основе данной математической модели были смоделированы три ранее показанные схемы маневрового соударения и выполнены многовариантные расчеты, в которых варьировались жесткость и коэффициент вязкого трения аппарата. Для удобства последующей реализации усовершенствования аппарата как жесткость, так и коэффициент трения увеличивались пропорционально их исходным зависимостям во всем диапазоне их изменения:

$$\begin{cases} c_{\text{мод}} = k_c \cdot c; \\ \beta_{\text{мод}} = k_\beta \cdot \beta, \end{cases} \quad (4.3)$$

где  $c_{\text{мод}}$  - значение жесткости модернизированного аппарата;

$\beta_{\text{мод}}$  - значение коэффициента вязкого трения модернизированного аппарата;

$k_c$  - коэффициент увеличения жесткости;

$k_\beta$  - коэффициент увеличения силы вязкого трения.

Полученные по формулам (4.3) измененные значения  $c_{\text{мод}}$  и  $\beta_{\text{мод}}$  подставлялись в качестве значений жесткости и коэффициента вязкого трения в формулу (4.2) для вычисления усилия.

### **Алгоритм и результаты моделирования в случае маневрового удара вагона-бойка в упор**

Первоначально производилось варьирование коэффициентом увеличения жесткости  $k_c$  как определяющим значение усилия закрытия аппарата. Для каждого варианта определялось значение скорости удара, при которой вся кинетическая энергия переходит в энергию сжатия аппаратов (скорость закрытия аппарата), а также соответствующие значения усилия и энергоемкости аппарата.

На рисунке 4.1 показаны зависимости этих величин от  $k_c$  в случае маневрового удара вагона-бойка массой 100 т в упор. Из графиков видно, что каждая из этих величин возрастает по закону, близкому к линейному. В качестве рекомендуемого варианта выберем тот, при котором значение усилия закрытия становится равным допускаемому значению 3 МН, в соответствии с "Нормами..." [44]. Следует отметить, что, хотя "Нормы..." устанавливают значение 3,5 МН в качестве допускаемого максимального продольного усилия в автосцепке, для поглощающих аппаратов автосцепки дополнения к "Нормам..." определяют допускаемое значение в 3 МН. Этому значению соответствует вариант с коэффициентом  $k_c=2,14$ .

На рисунке 4.2 приведены аналогичные результаты варьирования коэффициентом увеличения силы вязкого трения  $k_\beta$ . Из графиков видно, что и скорость, и энергоемкость практически линейно возрастают при увеличении  $k_\beta$ , а максимальное усилие аппарата изменяется немонотонно.

Последний факт объясняется тем, что при изменении силы вязкого трения реакция аппарата может иметь одно из двух максимальных значений: а) значение в момент остановки аппарата в конце прямого хода и б) максимум (как экстремум) в пределах хода аппарата, вызванный выпуклостью кривой силовой характеристики. На начальном участке достигается максимум в конце сжатия аппарата (случай "а"), и его значение при возрастании  $k_\beta$  снижается, вследствие увеличения энергоемкости аппарата. Однако, начиная со значения около  $k_\beta=1,7$ , максимум реакции достигается до полной остановки (случай "б"). Это значение, естественно, возрастает с ростом силы трения.

Из этих же результатов можно сделать и вывод о том, что одного повышения  $k_\beta$  недостаточно для обеспечения повышенной энергоемкости, так как при значительном росте  $k_\beta$  реакция после достижения своего максимума в дальнейшем значительно снижается, не позволяя этим повысить энергоемкость. Таким образом, в качестве наилучшего варианта целесообразно обеспечить приблизительное равенство обоих максимумов (случаи "а" и "б") на уровне 3 МН, что невозможно без одновременного повышения и коэффициента жесткости  $k_c$ .

С этой целью были проведены дополнительные расчеты с варьированием коэффициентом  $k_\beta$  при постоянном значении  $k_c=2,14$ , результаты которых приведены на рисунке 4.3. Расчеты показали, что скорость и энергоемкость возрастают практически линейно с увеличением  $k_\beta$ , а максимальное значение реакции имеет на графике два участка: участок постоянного значения примерно до  $k_\beta=2,46$  и дальнейший участок линейного возрастания. Постоянное значение реакции при  $k_\beta \leq 2,46$  представляет собой то значение, по которому и определялась начальная скорость деформации  $V$ . Дальнейшее повышение реакции обусловлено возрастанием первого максимума выше уровня 3 МН.

Таким образом, для схемы удара вагона в упор были приняты следующие значения коэффициентов, обеспечивающих максимально возможную энергоемкость:  $k_c = 2,14$ ;  $k_\beta = 2,46$ .

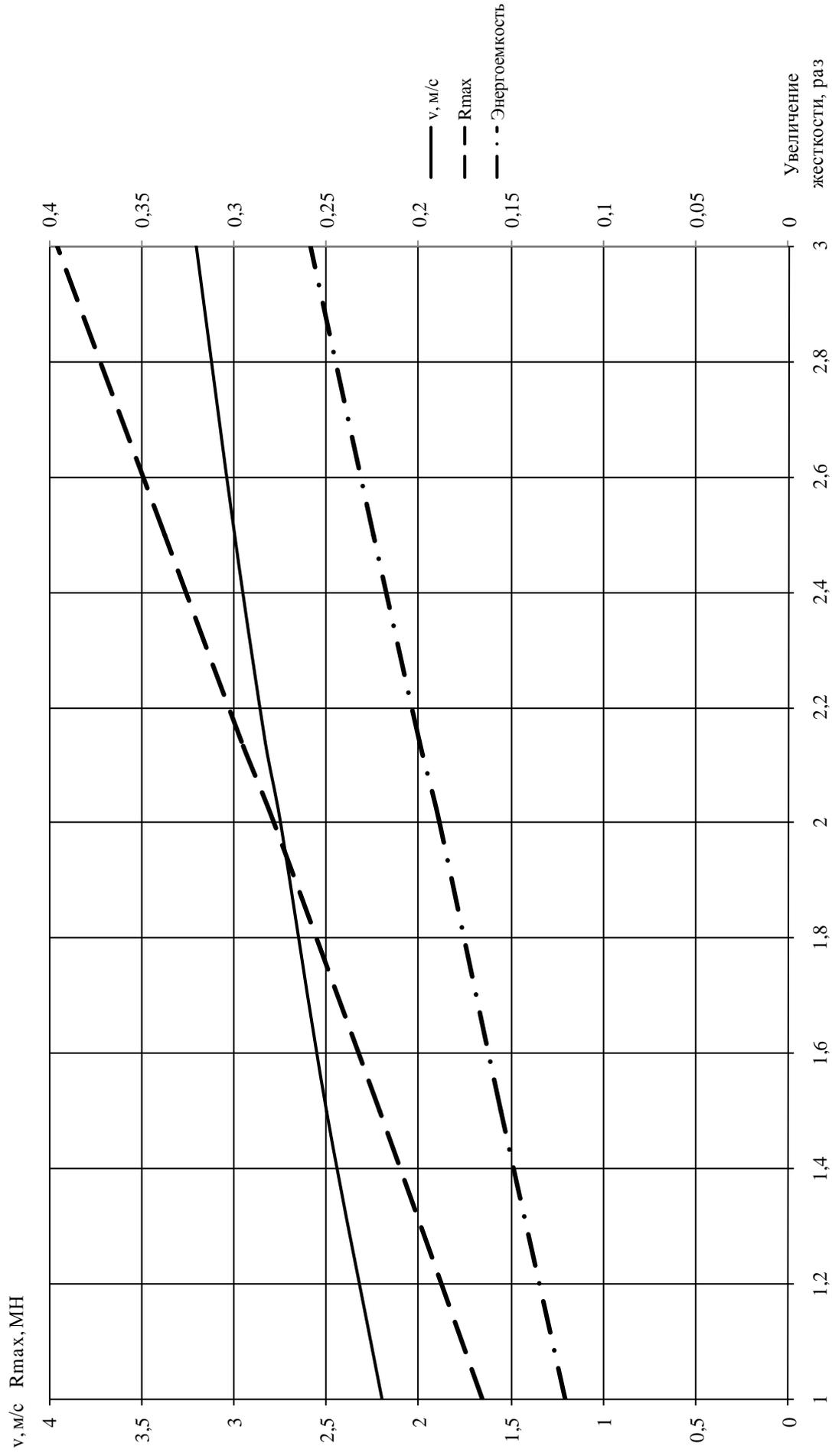


Рисунок 4.1 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоёмкости от увеличения жесткости аппарата АПЭ-120-И. Удар в упор

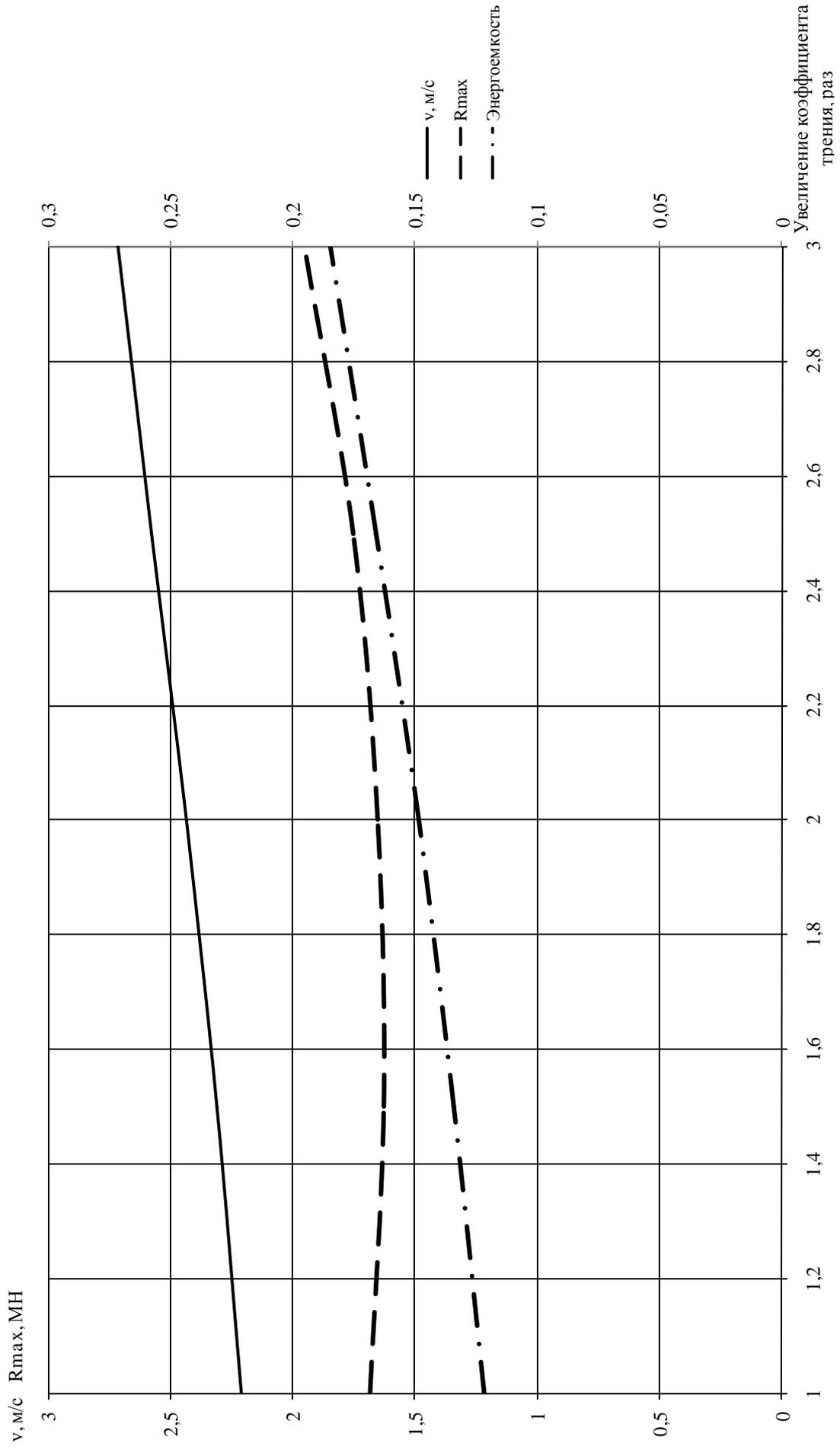


Рисунок 4.2 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоемкости от увеличения коэффициента вязкого трения аппарата АПЭ-120-И. Удар в упор

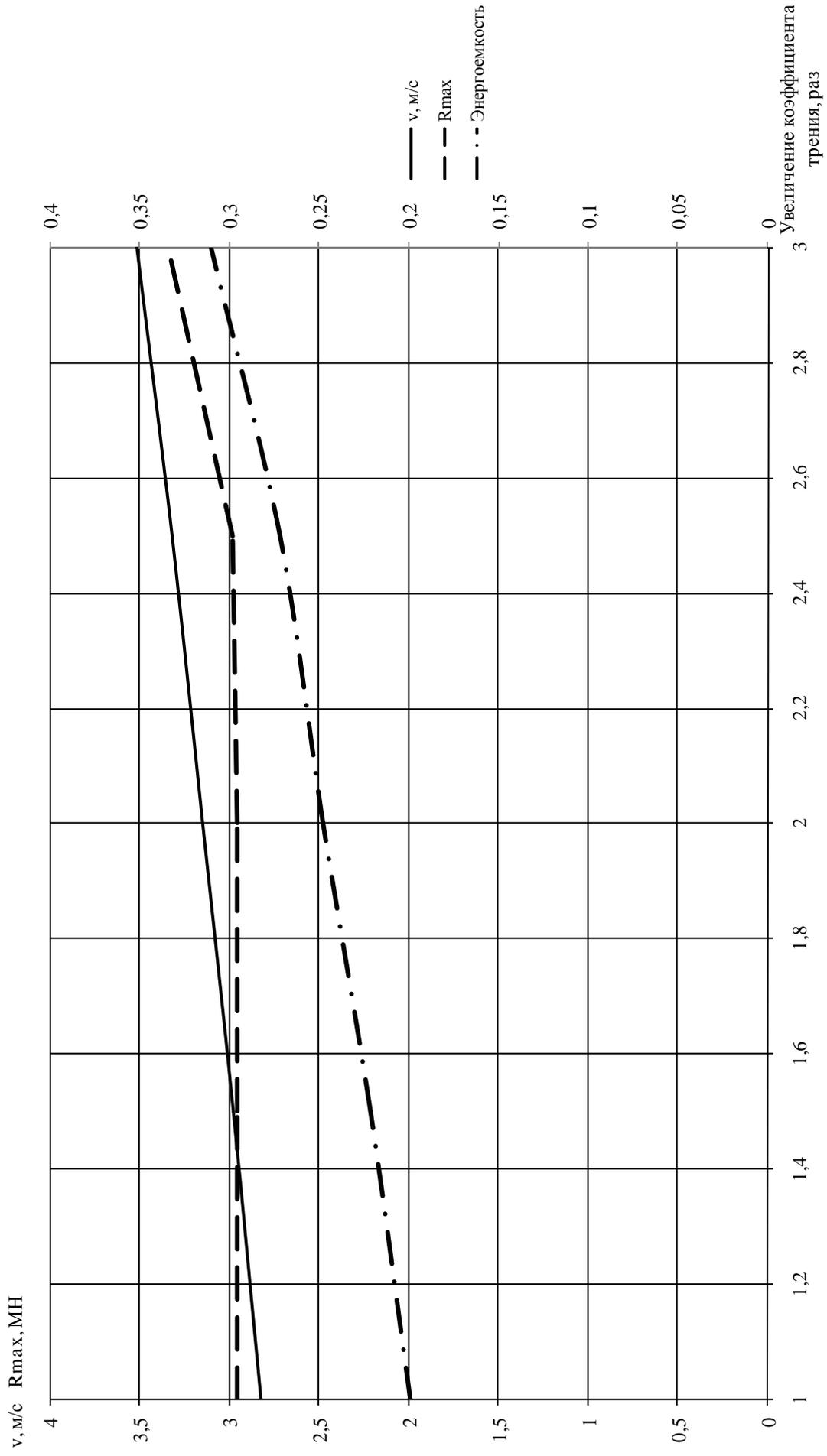


Рисунок 4.3 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоемкости от увеличения коэффициента вязкого трения аппарата при повышенной жесткости аппарата АПЭ-120-И. Удар в упор

## Результаты моделирования в случае удара вагона-бойка в подпертый вагон

По алгоритму, примененному выше, были подобраны коэффициенты увеличения жесткости  $k_c$  и силы вязкого трения  $k_\beta$  для схемы маневрового соударения вагона-бойка с подпертым вагоном.

На рисунке 4.4 приведены зависимости скорости  $V$ , реакции  $R$  и энергоемкости  $\mathcal{E}$  поглощающего аппарата от коэффициента  $k_c$  для данного варианта соударения. Зависимость скорости и реакции, при которых закрывается аппарат, близки к линейному виду. Зависимость энергоемкости нелинейна, что объясняется колебаниями стоящего вагона и работой поглощающих аппаратов связи стоящего вагона с упором. При определенных условиях энергоемкость этой связи начинает приходиться большая доля общей кинетической энергии соударения. Реакция достигает допустимого значения 3 МН при значении  $k_c = 2,14$ .

На рисунке 4.5 изображены аналогичные зависимости, полученные при варьировании коэффициентом  $k_\beta$ . Зависимость скорости имеет практически линейный характер, а реакция и энергоемкость изменяются нелинейно. Это объясняется тем, что при начиная со значения  $k_\beta \approx 1,5$  первый максимум реакции (до закрытия аппарата) начинает превалировать над значением усилия закрытия аппарата.

На рисунке 4.6 приведены результаты одновременного изменения обоих коэффициентов, при которых варьировался коэффициент  $k_\beta$  при повышенном значении  $k_c = 2,14$ . Зависимости скорости и энергоемкости имеют практически линейный характер, а график изменения реакции имеет два характерных участка: постоянный (при значениях  $k_\beta \leq 1,37$ ) и участок возрастания по закону, близкому к линейному (при  $k_\beta > 1,37$ ), который соответствует максимальным значениям реакции, возникающим до закрытия аппарата.

Таким образом, для схемы удара в подпертый вагон были приняты следующие значения коэффициентов, обеспечивающих максимально возможную энергоемкость:  $k_c = 2,14$ ;  $k_\beta = 1,37$ .

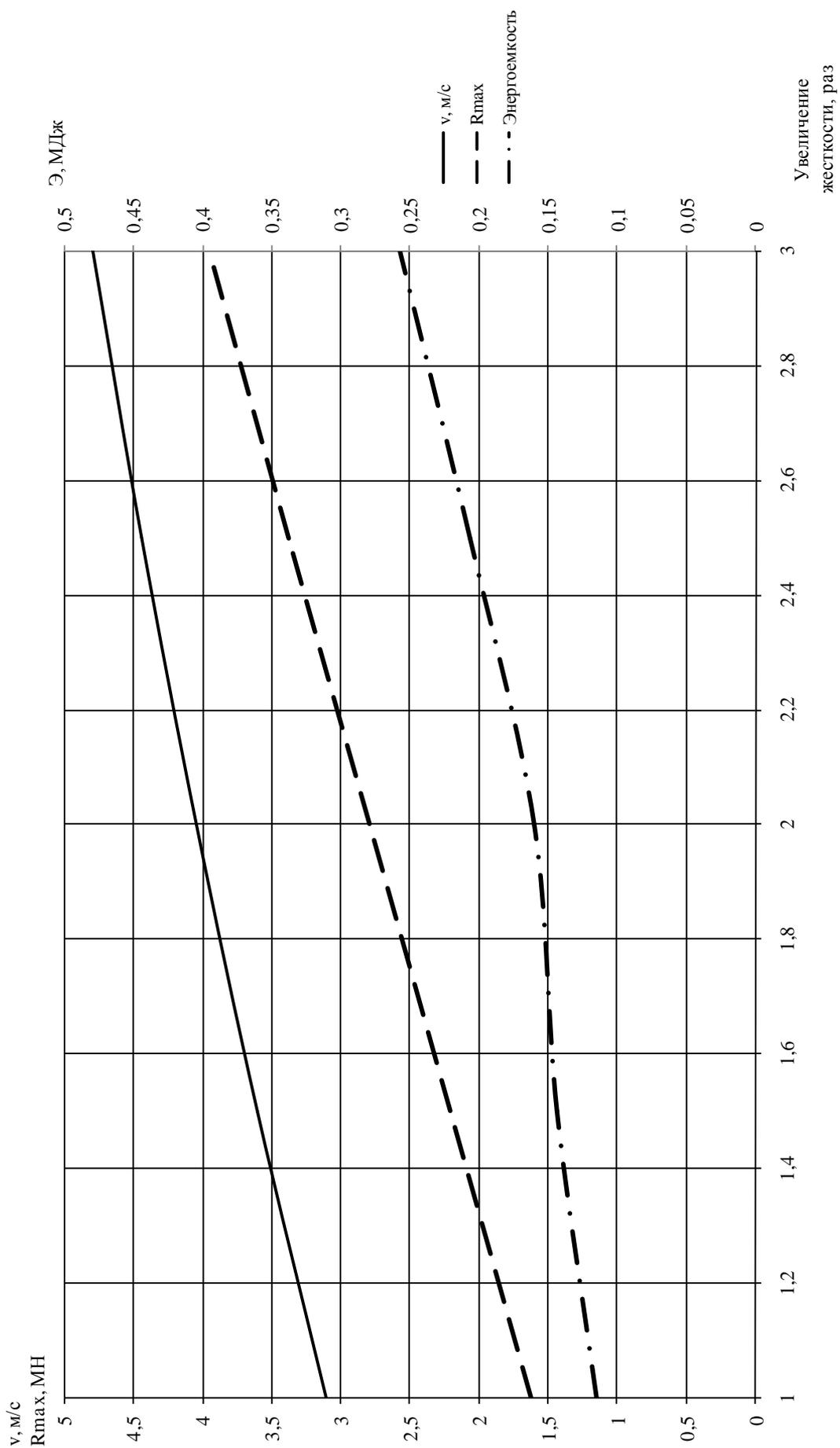


Рисунок 4.4 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоемкости от увеличения жесткости аппарата АПЭ-120-И. Удар в подпертый вагон

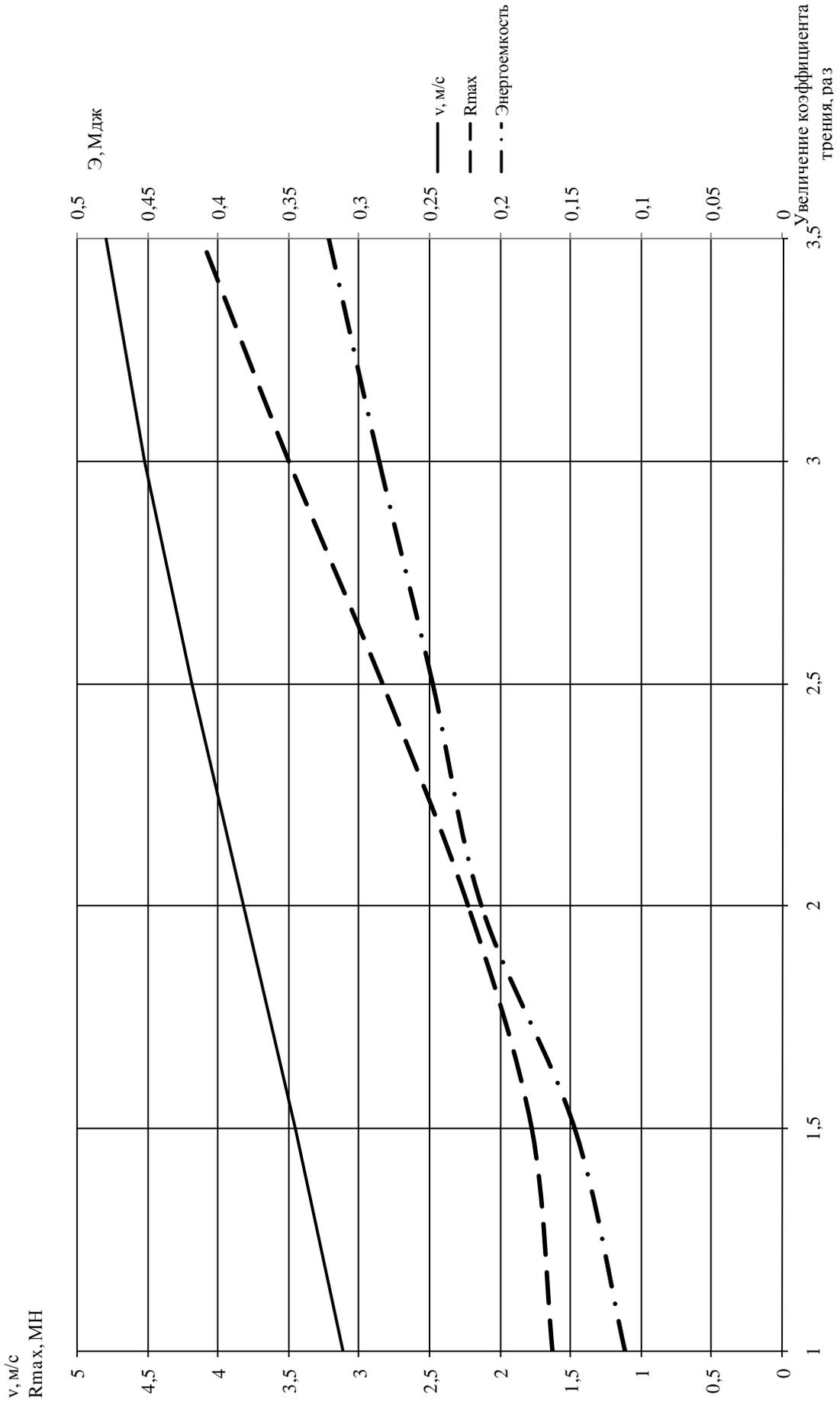


Рисунок 4.5 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоемкости от увеличения коэффициента вязкого трения аппарата АПЭ-120-И. Удар в подпертый вагон

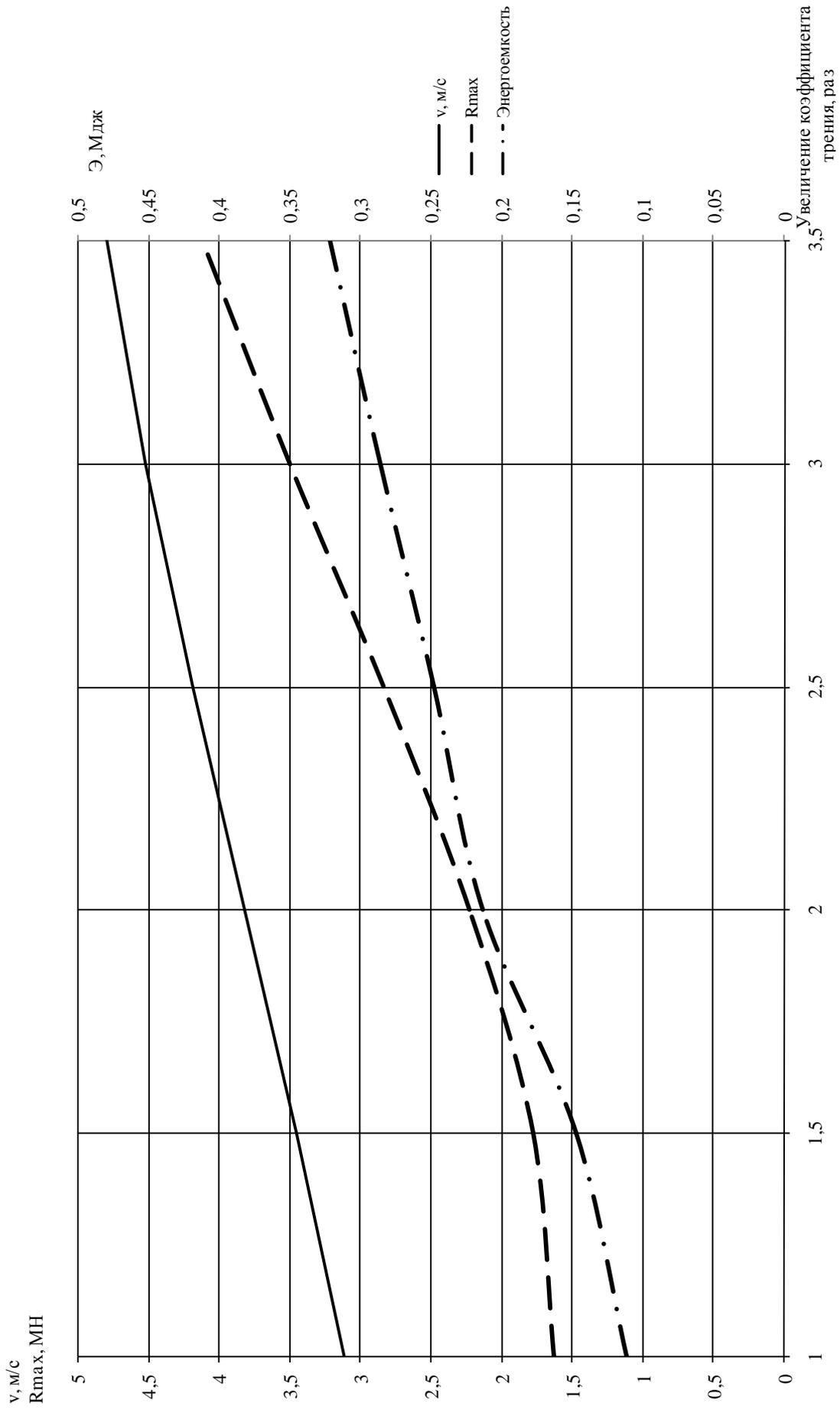


Рисунок 4.6 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоемкости от увеличения коэффициента вязкого трения аппарата при повышенной жесткости аппарата АПЭ-120-И. Удар в подпертый вагон

### **Результаты моделирования в случае удара вагона-бойка в свободно стоящий вагон**

Сначала варьировался коэффициент увеличения жесткости, результаты расчетов приведены на рисунке 4.7. Зависимости имеют близкий к линейному характер, так как при увеличении жесткости практически пропорционально увеличивается и реакция. Хотя в значение реакции внося свой вклад и усилие начальной затяжки, и сила сухого трения, их вклад практически мало заметен по сравнению с силой упругости и силой вязкого трения.

На основе полученных результатов выбрано значение коэффициента  $k_c=2,174$ , при котором реакция достигает допустимого значения 3 МН.

На рисунке 4.8 приведены результаты варьирования коэффициентом увеличения силы вязкого трения. Полученные зависимости имеют нелинейный характер. Усилие достигает допустимого значения 3 МН при значении  $k_\beta=2,22$ .

Были проведены расчеты с одновременным изменением обоих коэффициентов, в которых при постоянном значении  $k_c=2,174$  варьировался коэффициент  $k_\beta$ . Результаты показаны на рисунке 4.9. Результаты показывают, что при практически линейном возрастании скорости удара, соответствующей началу закрытия аппарата максимальная реакция и энергоемкость возрастают нелинейно. Выделяется первоначальный участок постоянной реакции (при  $k_\beta \leq 1,206$ ), для которого характерно максимальное значение реакции в момент закрытия аппарата. При дальнейшем повышении силы вязкого трения определяющим становится максимальное значение реакции, имеющее место на кривой сжатия до закрытия аппарата.

Таким образом, для случая удара в свободно стоящий вагон приняты следующие значения коэффициентов:  $k_c=2,174$ ,  $k_\beta=1,206$ .

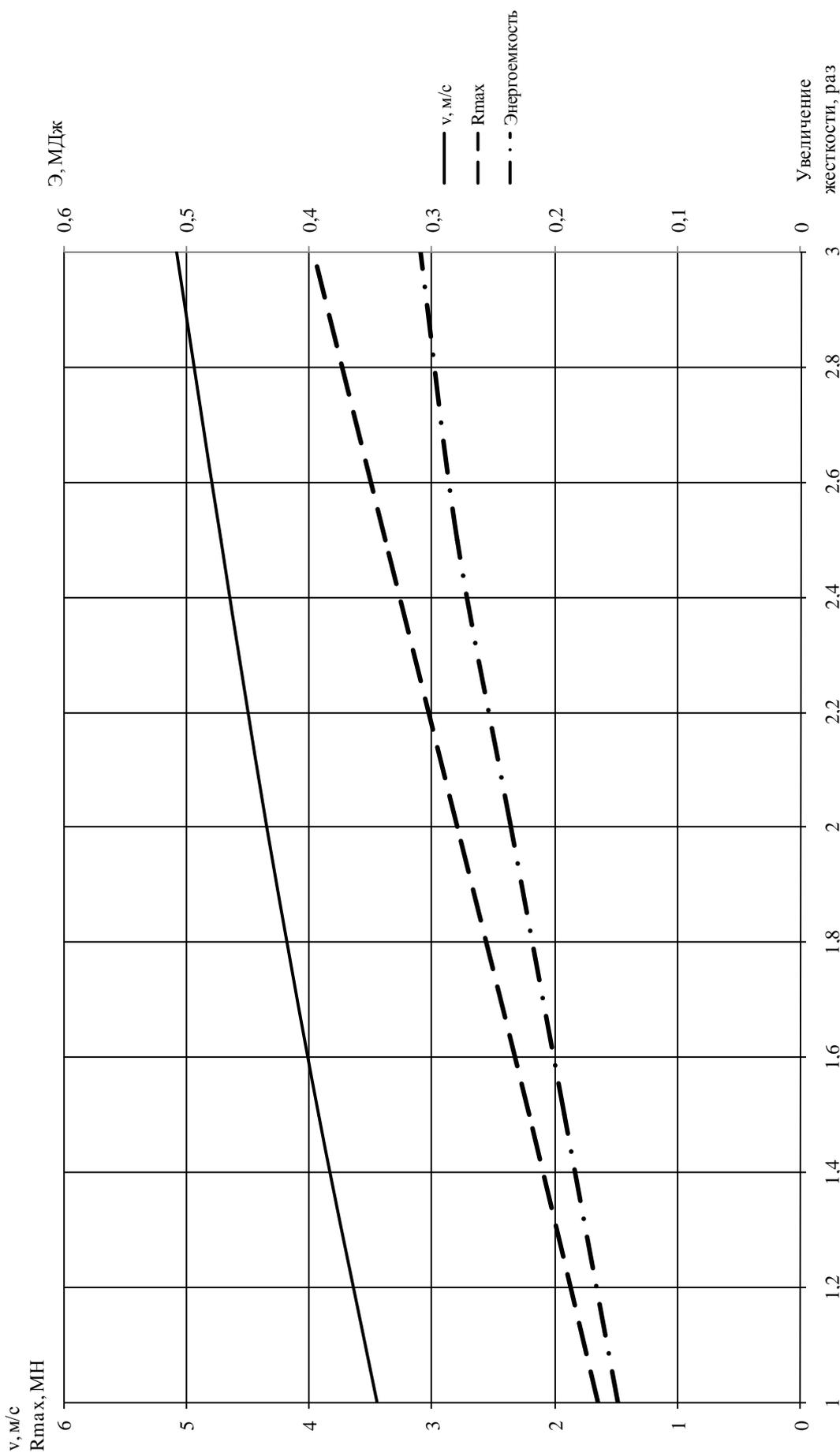


Рисунок 4.7 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоемкости от увеличения жесткости аппарата АПЭ-120-И. Удар в свободно стоящий вагон

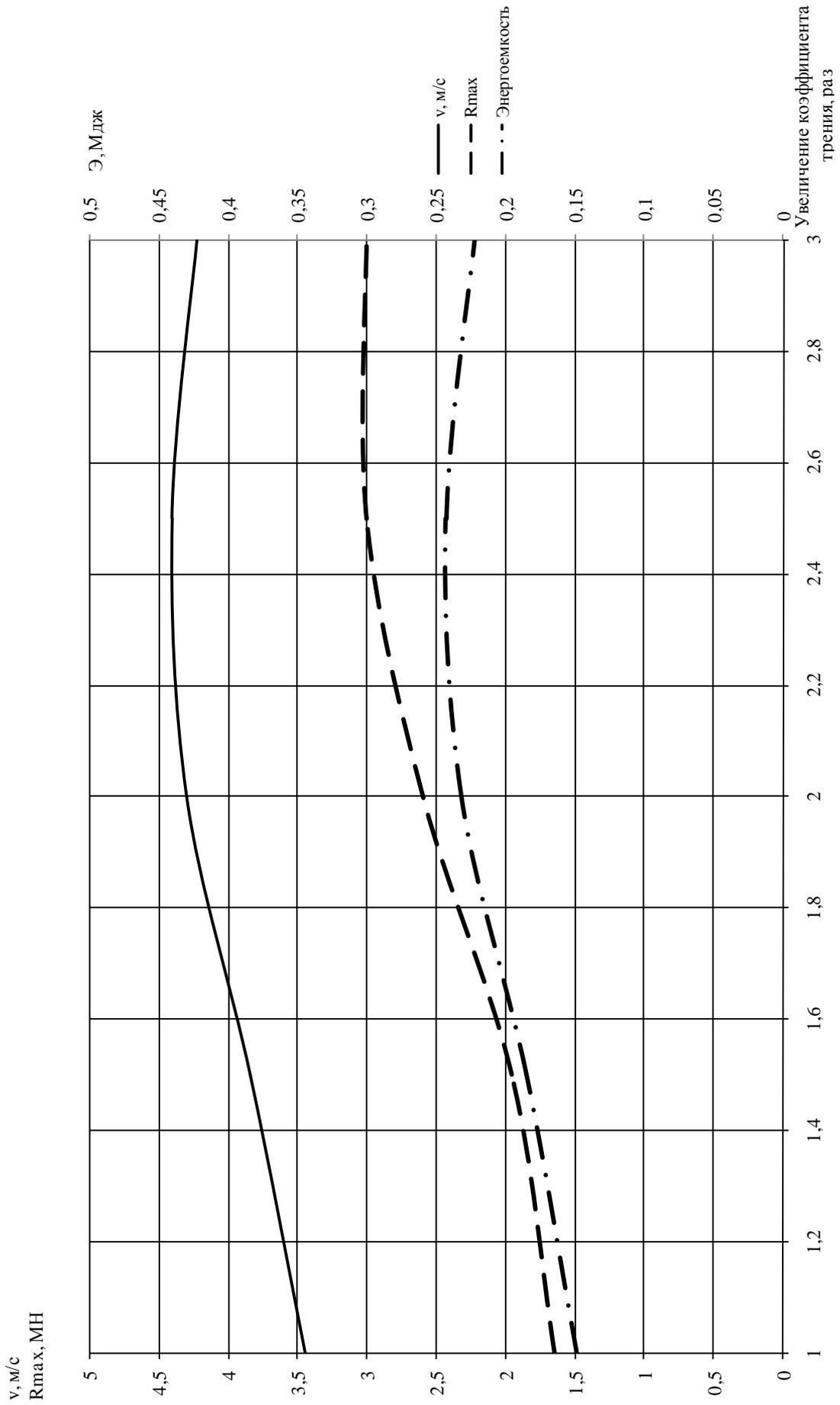


Рисунок 4.8 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоемкости от увеличения коэффициента вязкого трения аппарата АПЭ-120-И. Удар в свободно стоящий вагон

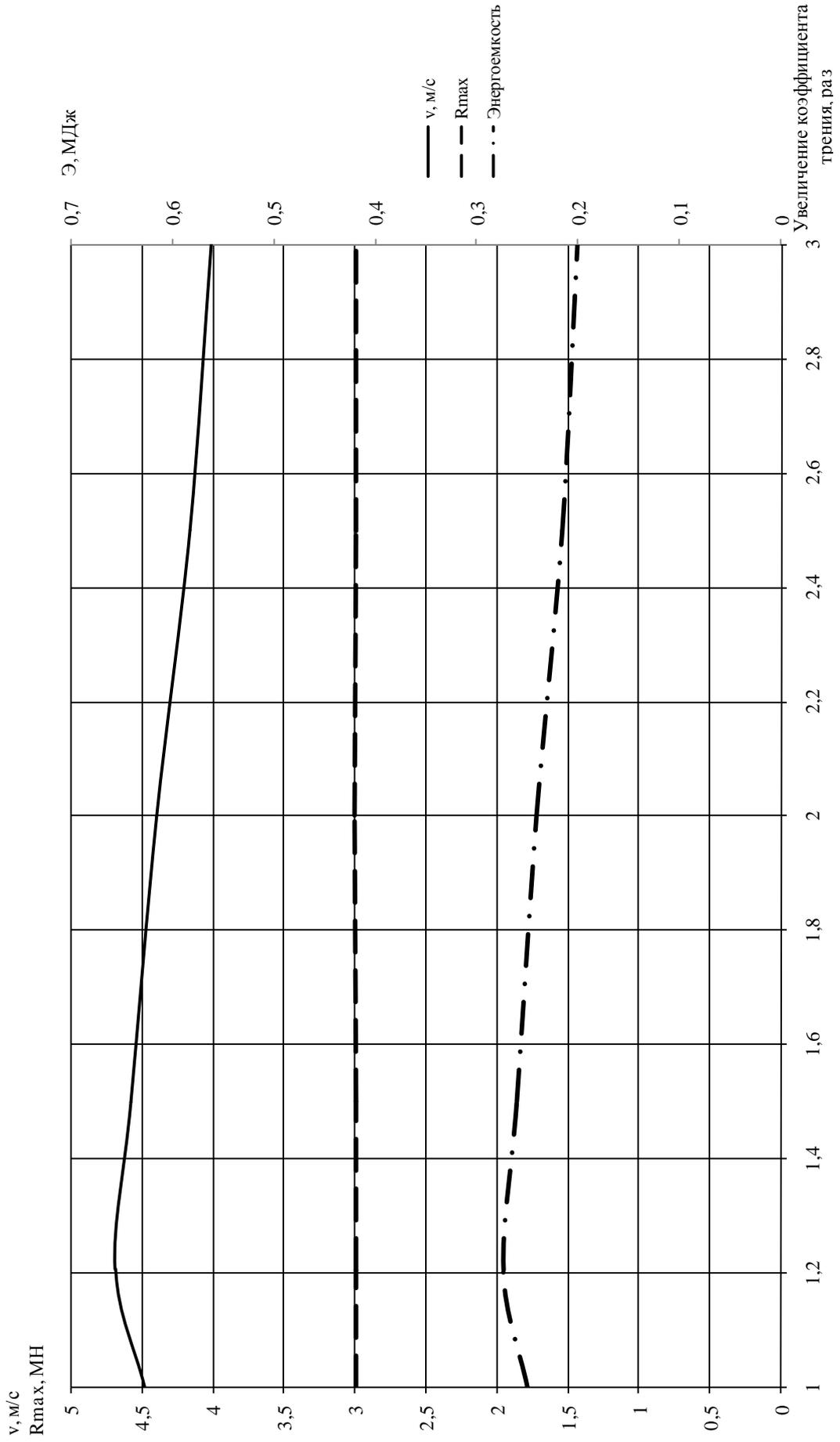


Рисунок 4.9 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоёмкости от увеличения коэффициента вязкого трения аппарата при повышенной жесткости аппарата АПЭ-120-И. Удар в свободно стоящий вагон

Итоговые параметры, принятые по результатам исследований всех схем маневрового соударения сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 - Сводная таблица результатов по варьированию коэффициентами жесткости и силы вязкого трения при модернизации аппарата АПЭ-120-И

Параметр	Удар в упор	Удар в подпертый вагон	Удар в свободно стоящий вагон	Окончательный вариант
$k_c$	2,140	2,140	2,174	2,140
$k_\beta$	2,460	1,370	1,206	1,206
Скорость при закрытии аппарата, м/с	3,3	4,5	4,7	-
Максимальная реакция, МН	3,0	3,0	3,0	-
Энергоемкость, МдЖ	0,275	0,277	0,274	-

Так как для аппарата должны быть приняты единые значения коэффициентов, которые бы обеспечивали максимальные значения реакции в пределах допускаемого "Нормами..." значения 3МН, окончательно рекомендуется принимать величины коэффициентов, минимальные по всем режимам, которые приведены в последнем столбце таблицы 4.1. Из данных таблицы 4.1 следует, что энергоемкость модернизированного аппарата при номинальной реакции 2 МН, начальной затяжке 0,4 МН и конечном усилии статического сжатия 3 МН может достигнуть 183 кДж. Это обеспечивает увеличение рейтинга этого аппарата до 1,91 (формула

3.8) по сравнению с типовой моделью, имеющей рейтинг 1,85 (на 3,24%). При этом энергоемкость повышается на 22%.

На основании расчетов предполагается вариант модернизации поглощающего аппарата АПЭ-120-И (общий подход справедлив для всех эластомерных аппаратов, но коэффициенты для разных моделей различны):

- увеличение жесткости аппарата во всем диапазоне его деформаций в 2,14 раза, чего можно достичь уменьшением объема камер сжатия эластомера;

- увеличением силы вязкого трения в 1,206 раза, во всем диапазоне деформаций, путем увеличения коэффициента сопротивления протеканию эластомера между камерами аппарата, чего можно добиться уменьшением площади поперечных сечений отверстий и зазоров, через которые перетекает эластомер.

Предлагаемый вариант модернизированного аппарата АПЭ-120-И был подвергнут исследованиям при различных схемах и режимах маневрового соударения.

#### **4.2 Исследование модернизированного аппарата АПЭ-120-И-М при различных режимах маневровых соударений**

На рисунке 4.10 приведены динамические силовые характеристики аппарата, полученные для случая удара в свободно стоящий вагон, при котором преимущества эластомерного аппарата особенно наглядны. Закрытие аппарата происходит при скорости соударения 4,7 м/с, а при скорости 5 м/с реакция в автоцепке не превышает значения 3,5 МН, установленного "Нормами..." в качестве максимального расчетного значения.

На рисунках 4.11-4.17 приведены сравнительные зависимости для модернизированного (штриховая линия) и существующего (прототип, сплошная линия) поглощающего аппарата АПЭ-120-И в случае схемы маневрового соударения вагона-бойка с упором. Эти зависимости позволяют сделать следующие выводы:

При уровнях кинетической энергии вагона-бойка до 0,33 МДж (чему соответствует максимальное значение реакции около 3 МН) значения реакции у модернизированного аппарата выше, чем у типовой модели. Это обусловлено повышенной жесткостью характеристики и силой вязкого трения у модернизированного аппарата и является именно тем фактором, за счет которого происходит повышение энергоемкости. При более высоких уровнях кинетической энергии реакция модернизированного аппарата становится ниже, чем у прототипа, так как большая часть энергии удара принята аппаратом до его закрытия.

Из графиков на рисунке 4.14 видно, что при уровне усилий до 2,3 МН значения энергоемкости типовой модели выше, чем у модернизированной, однако при значениях усилия выше примерно 1,7 МН типовой аппарат успевает закрыться. Модернизированная модель рассчитана на усилие закрытия 3 МН, поэтому имеет больший ресурс повышения энергоемкости. Это сказывается при возрастании реакции все более явно, и, например, при значении реакции в 3,5 МН энергоемкость модернизированного аппарата составляет 0,215 МДж и превышает энергоемкость прототипа (0,14 МДж) на 54% (в том числе за счет увеличения жесткости - на 47%). На рисунке 4.16 приведена сводная зависимость реакции от скорости и массы, которая позволяет определить допустимые режимы соударения при данной схеме.



Рисунок 4.10 Динамические силовые характеристики модернизированного поглощающего аппарата АПЭ-120-И.  
Удар в свободно стоящий вагон, массы 100 т.

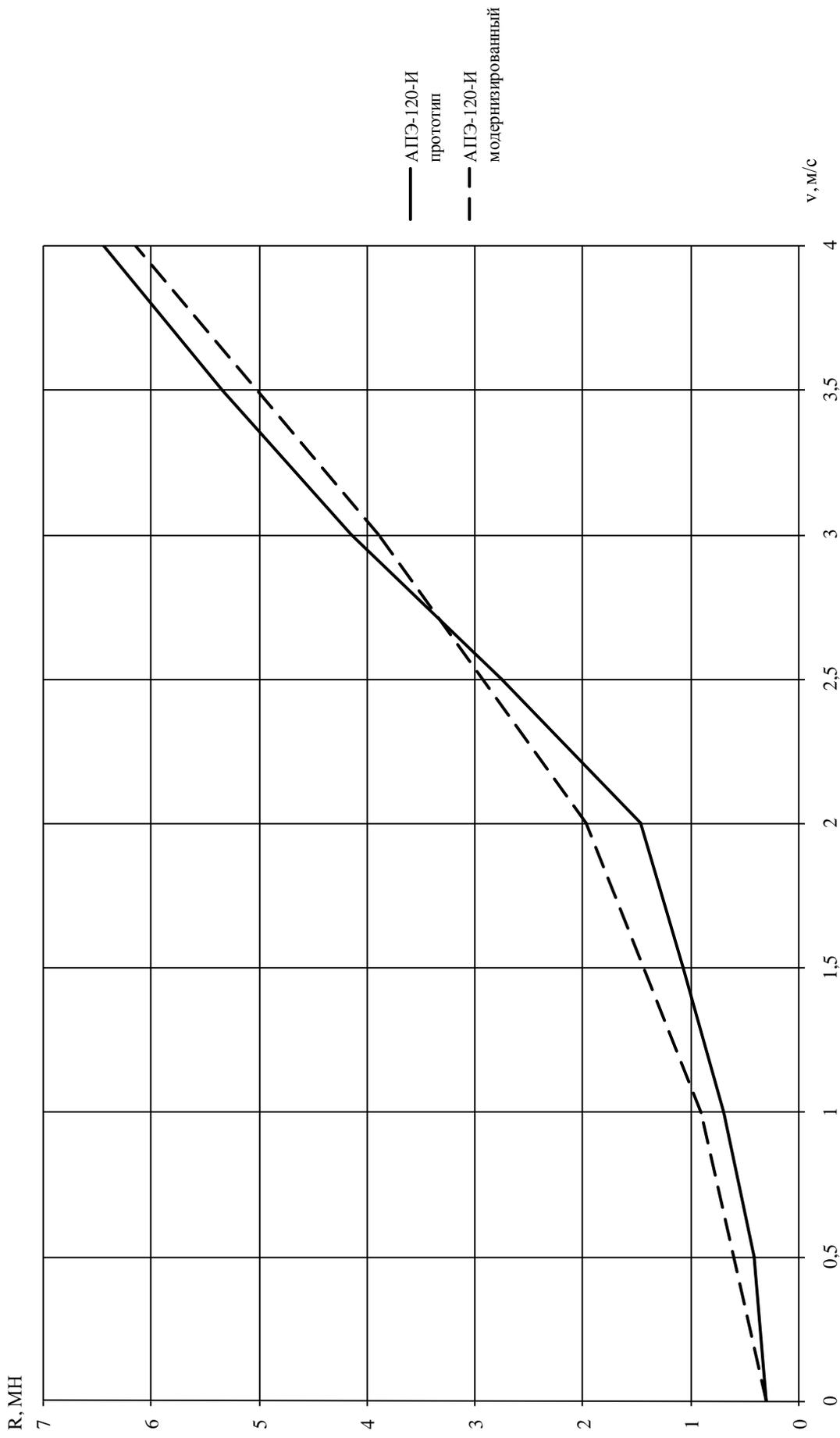


Рисунок 4.1.1 Зависимость максимального значения реакции от скорости. Удар в упор, масса 100 т.

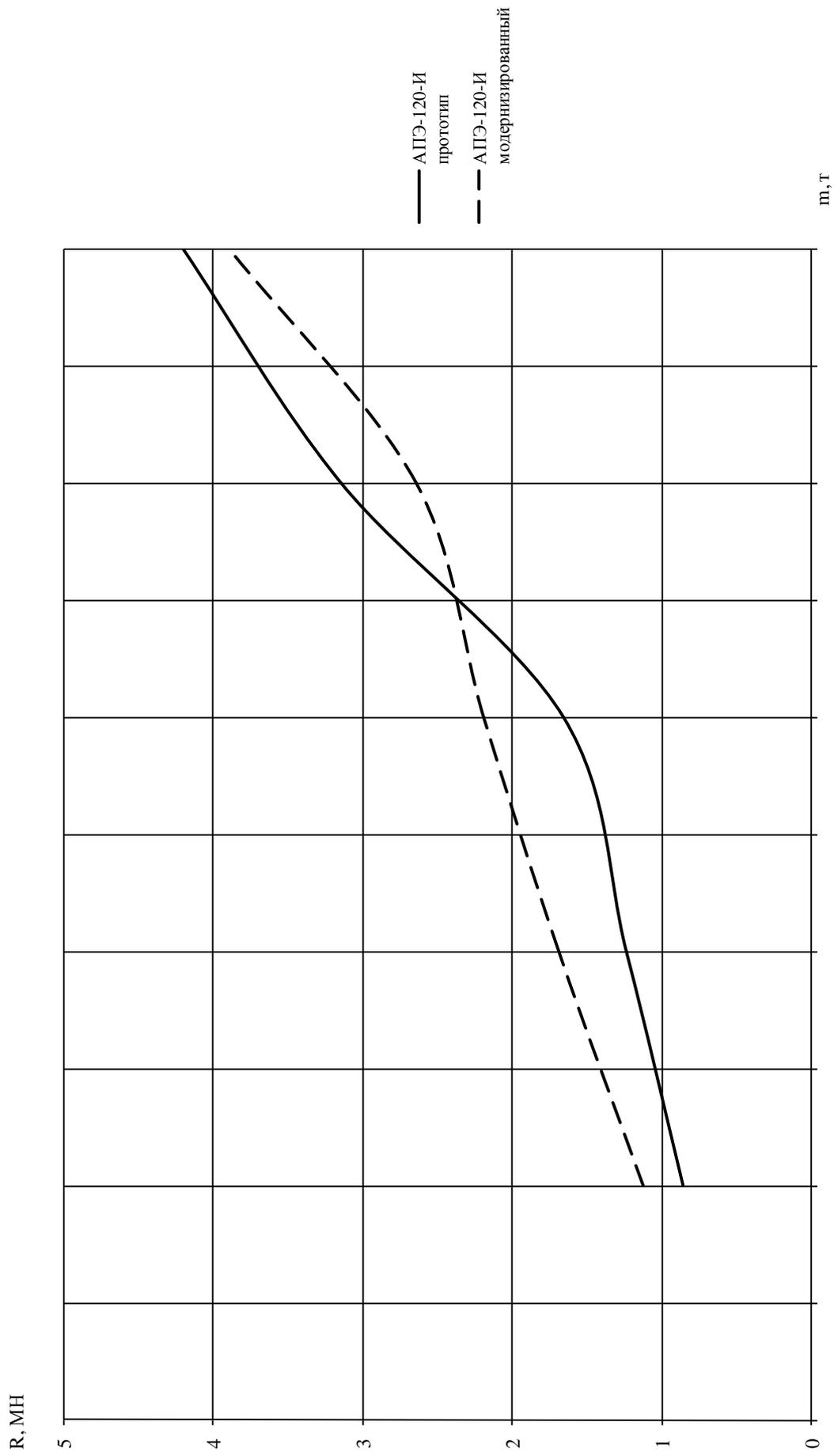


Рисунок 4.12 Зависимость максимального значения реакции от массы вагона. Удар в упор, скорость 3 м/с

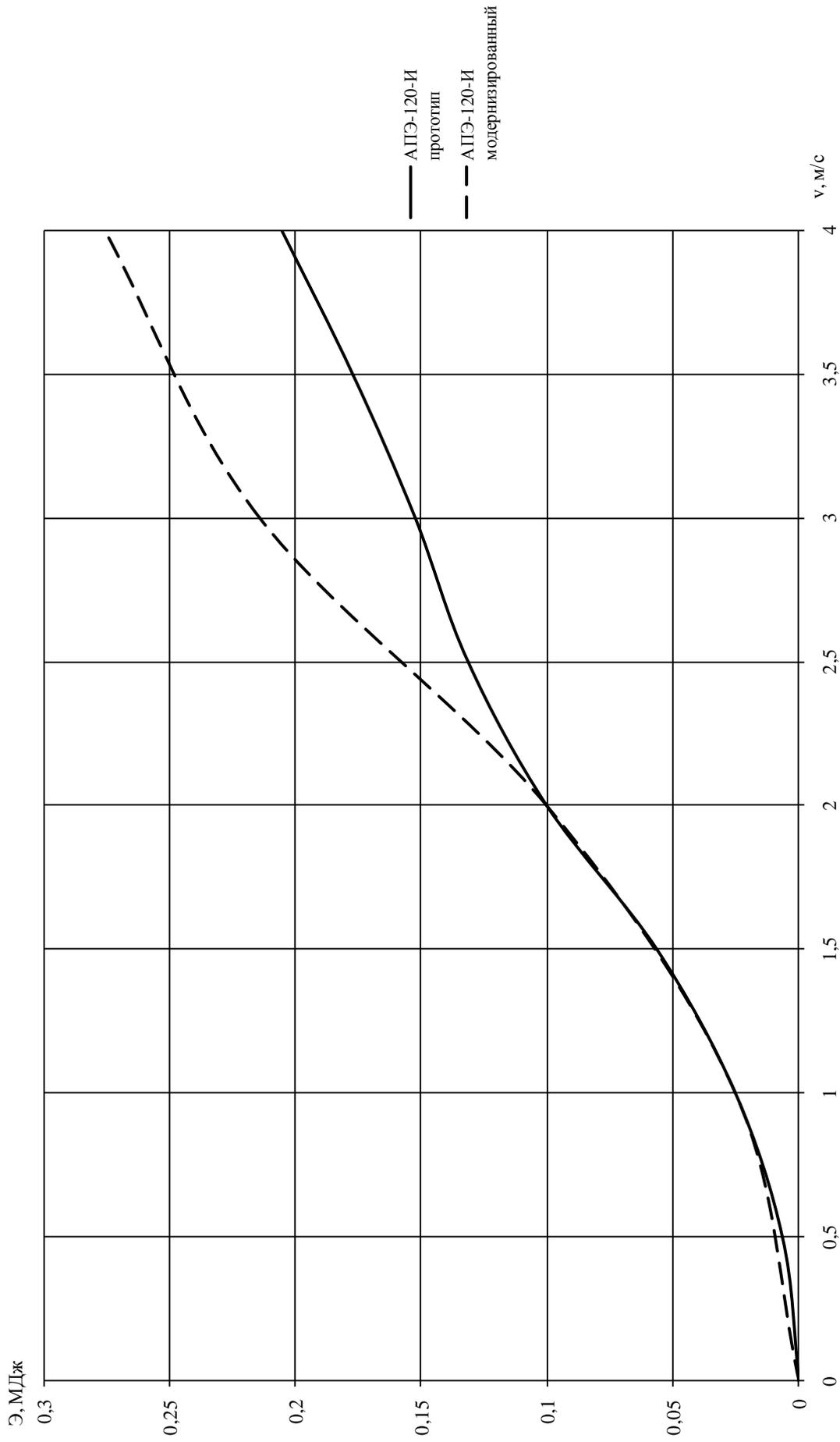


Рисунок 4.13 Зависимость энергии аппарата от скорости. Удар в упор, масса 100 т.

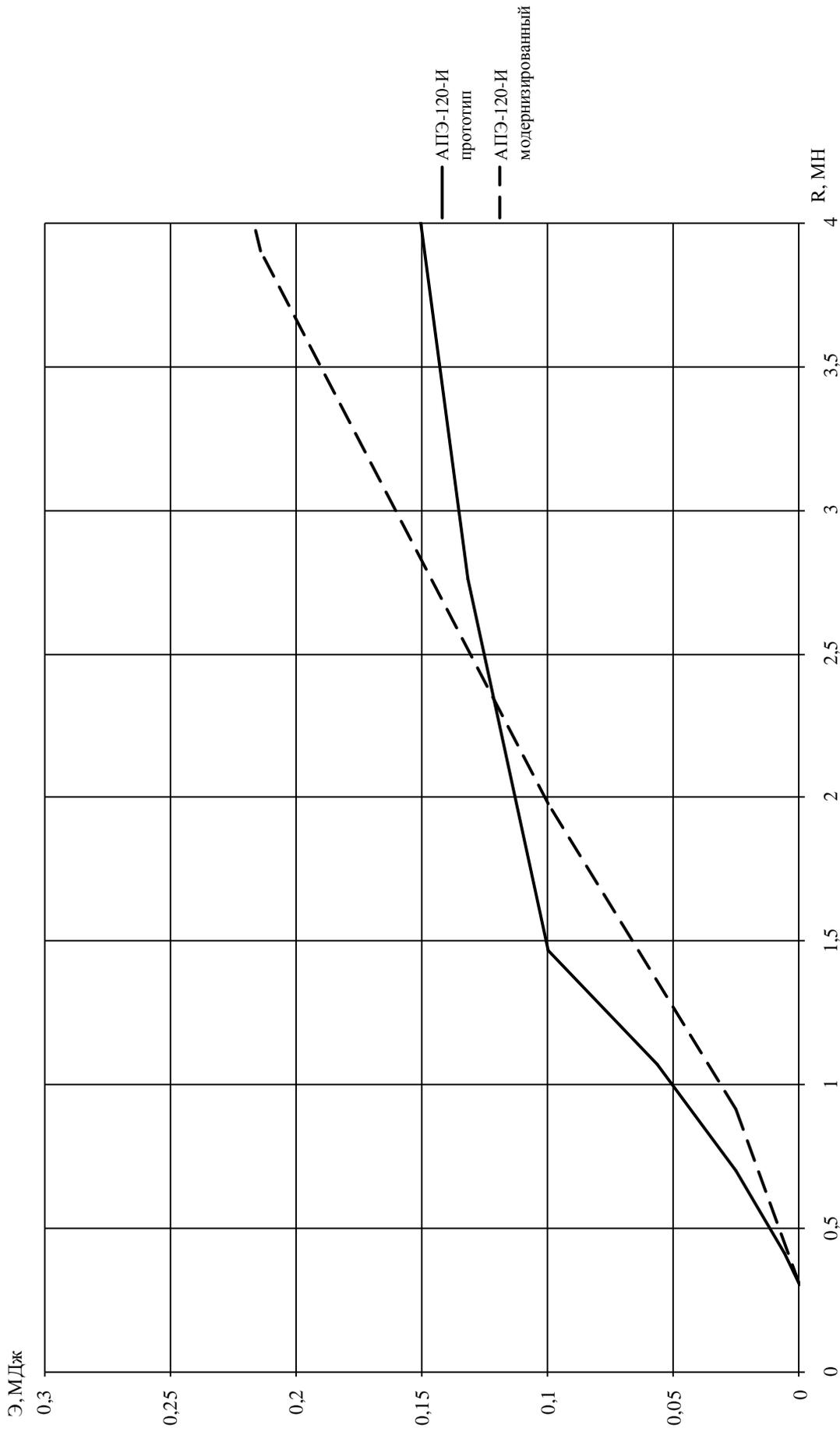


Рисунок 4.14 Зависимость энергии аппарата от максимальной реакции. Удар в упор, масса 100 т.

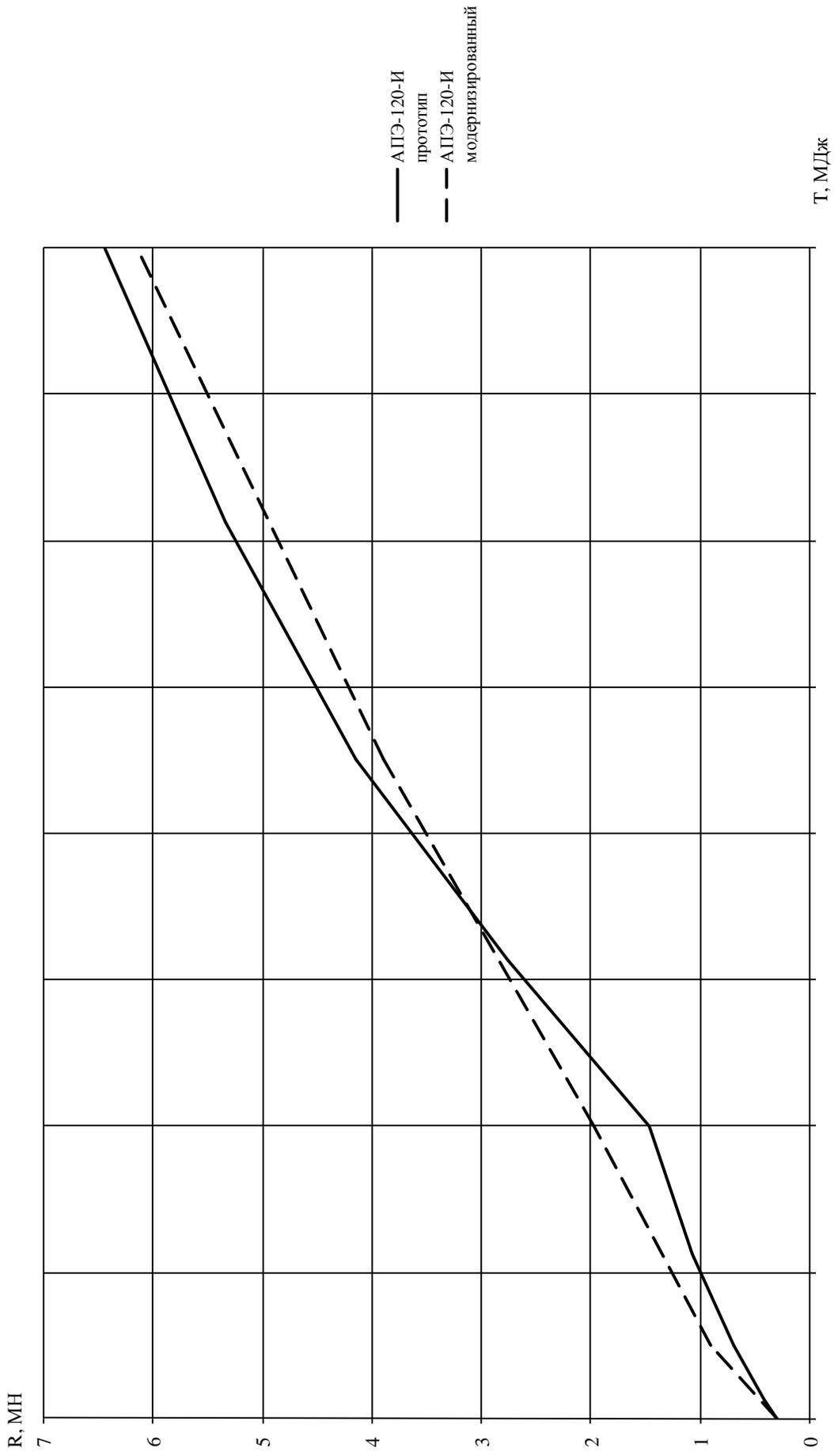


Рисунок 4.15 Зависимость максимального значения реакции от кинетической энергии вагона. Удар в упор, масса 100 т.

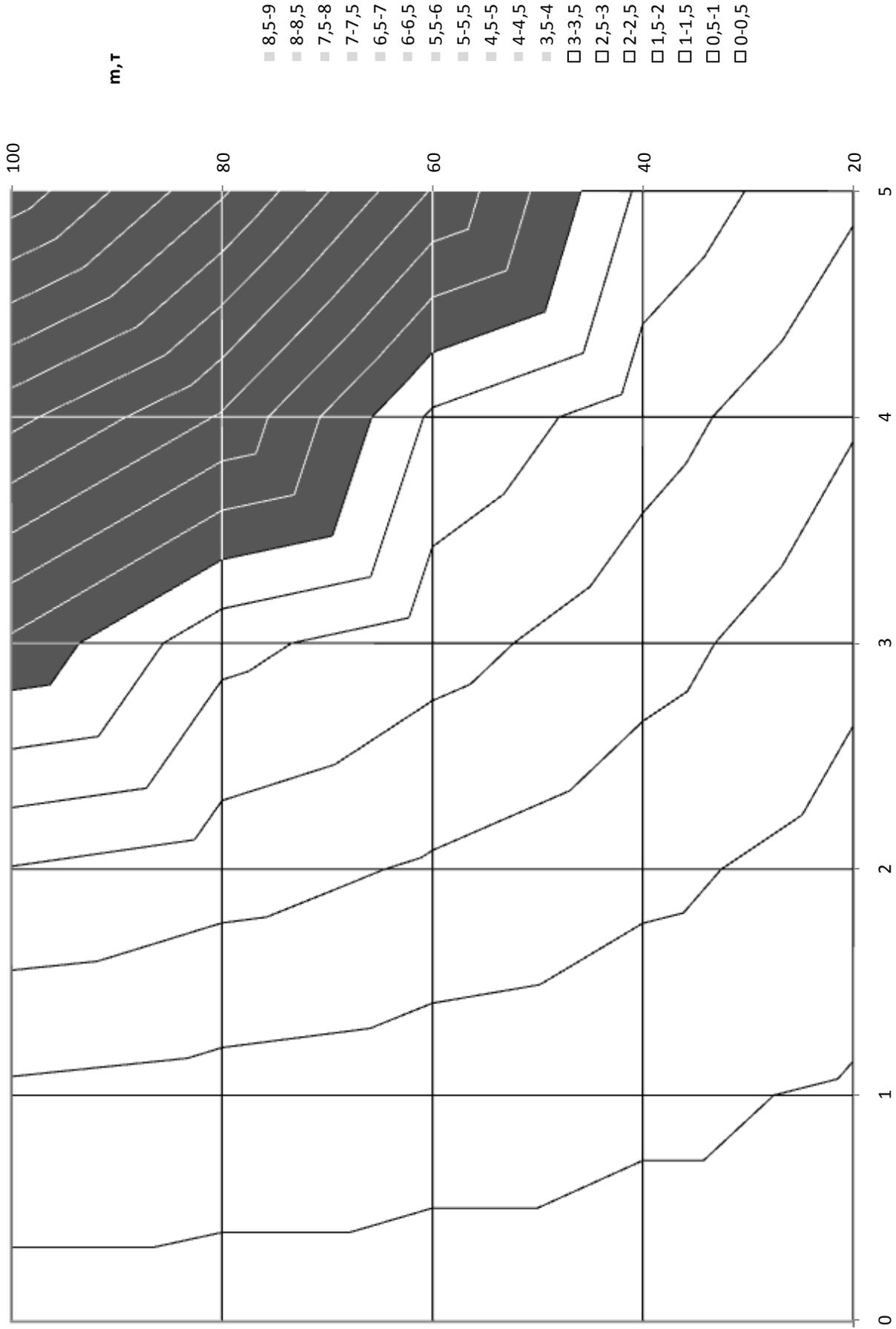


Рисунок 4.1.6 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный аппарат АПЭ-120-И. Удар вагона в упор

Результаты расчетов маневрового соударения по схеме удара в подпертый вагон с модернизированными поглощающими аппаратами АПЭ-120-И приведены на рисунках 4.17-4.21. Общие выводы аналогичны случаю удара в упор, причем повышение энергоемкости происходит при ударе в подпертый вагон еще более явно. При значении реакции 3,5 МН энергоемкость модернизированного аппарата составила 0,267 МДж, что превышает значение у типовой модели аппарата (0,209 МДж) на 27% (в том числе за счет увеличения жесткости - на 19%).

Наконец, были выполнены расчеты маневрового соударения с модернизированным аппаратом АПЭ-120-И при ударе в свободно стоящий вагон. Результаты приведены на рисунках 4.22-4.26. При данной схеме соударения преимущества модернизированного аппарата наиболее заметны, в частности, его энергоемкость даже при относительно малых скоростях не становится ниже энергоемкости типового аппарата. Отметим также, что при значении реакции 3,5 МН энергоемкость модернизированного аппарата составила 0,295 МДж, превысив значение у типового аппарата (0,117 МДж) на 77% (в том числе за счет увеличения жесткости - на 60%).

Таким образом, из полученных результатов видно, что наибольший эффект от модернизации имеет место при ударе в свободно стоящий вагон.

Основной вклад в повышение энергоемкости вносит увеличение жесткости аппарата.

Относительно невысокий процент возрастания энергоемкости в случае удара в подпертый вагон объясняется первоначально высоким значением энергоемкости прототипа для этого варианта соударения, что, в свою очередь, связано с работой аппаратов межвагонной связи между стоящим вагоном и упором, берущим на себя большую часть кинетической энергии вагона-бойка.

При наиболее "жестком" варианте соударения (удар в упор) можно было бы обеспечить гораздо большую величину энергоемкости за счет большего повышения силы вязкого трения. Однако подобный вариант модернизированного аппарата работал бы намного менее эффективно при двух других схемах соударения.

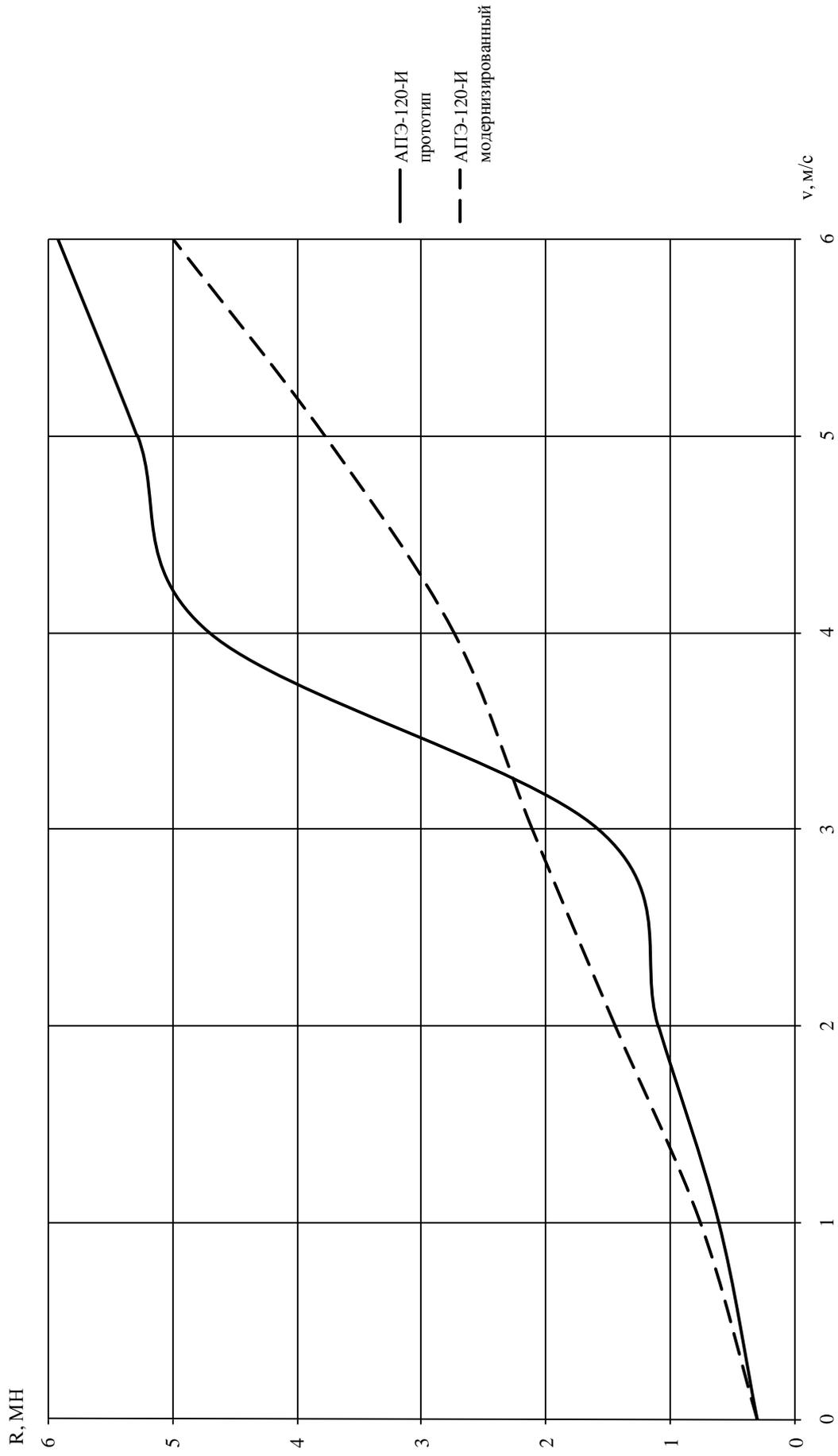


Рисунок 4.17 Зависимость максимального значения реакции от скорости. Удар в подпертый вагон, массы 100 т.

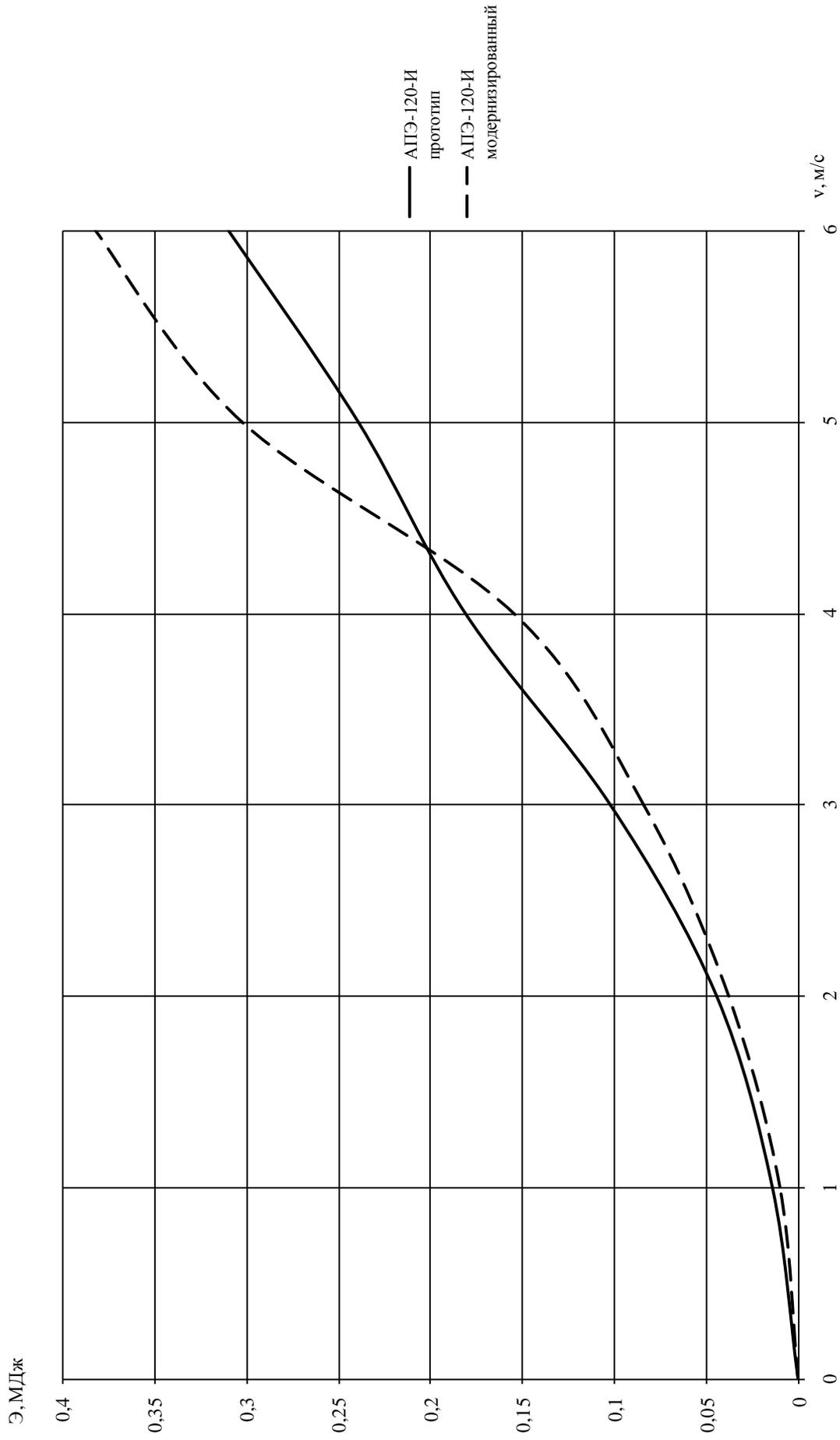


Рисунок 4.18 Зависимость энергии аппарата от скорости. Удар в подпертый вагон, массы 100 т.

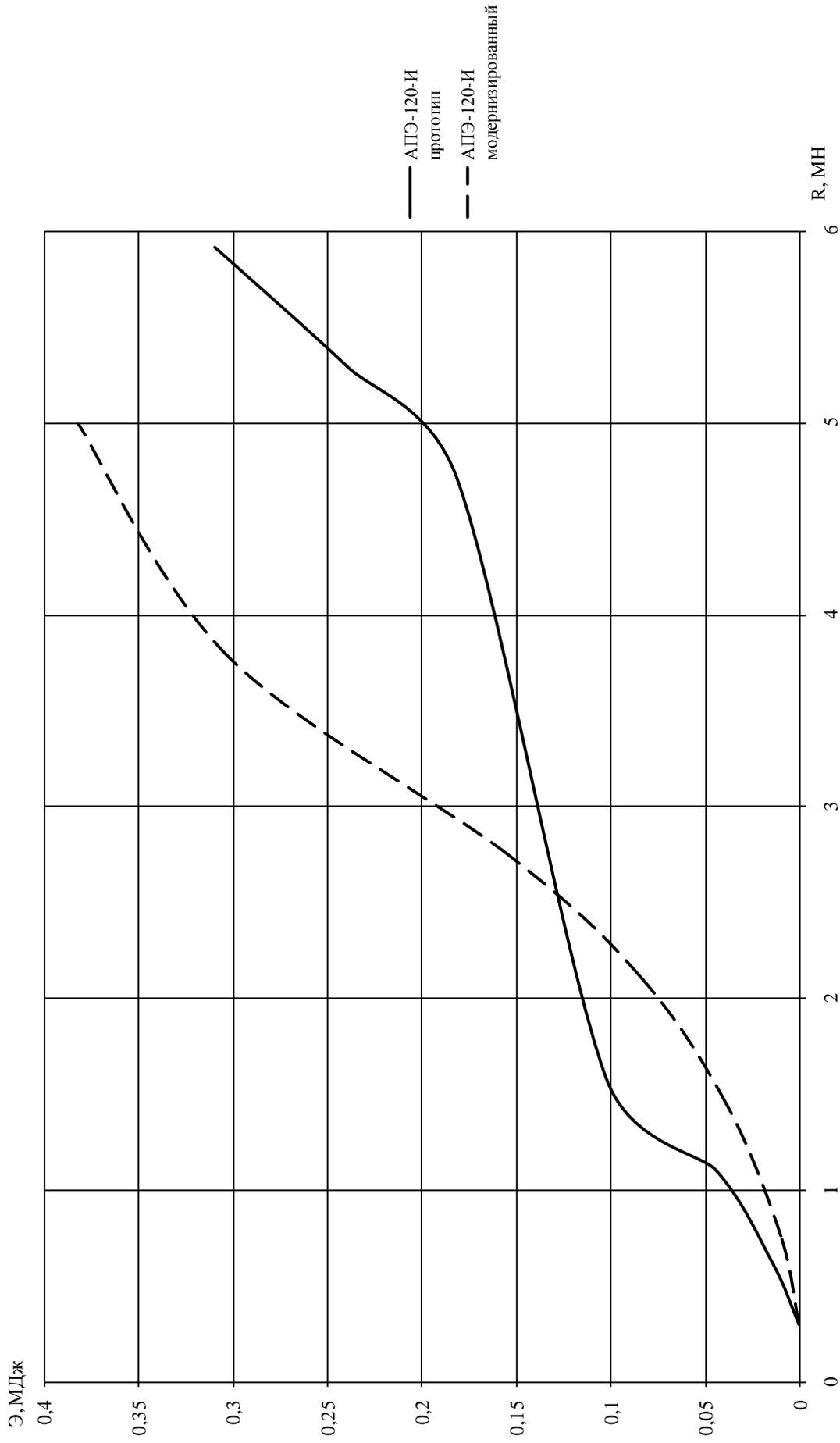


Рисунок 4.19 Зависимость энергоёмкости аппарата от максимальной реакции. Удар в подпертый вагон, массы 100 т.

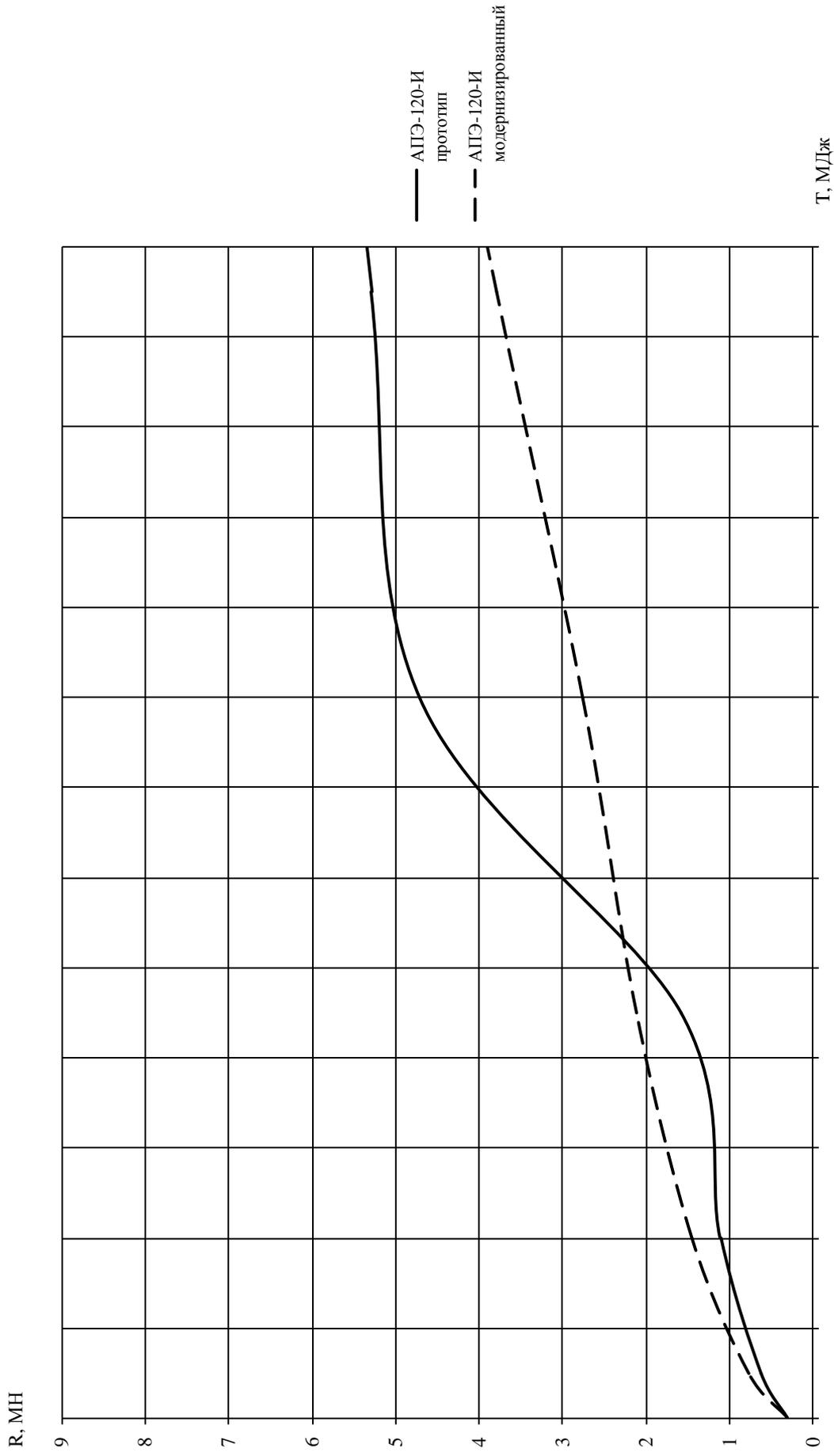


Рисунок 4.20 Зависимость максимального значения реакции от кинетической энергии вагона. Удар в подпер-  
тый вагон, массы 100 т.

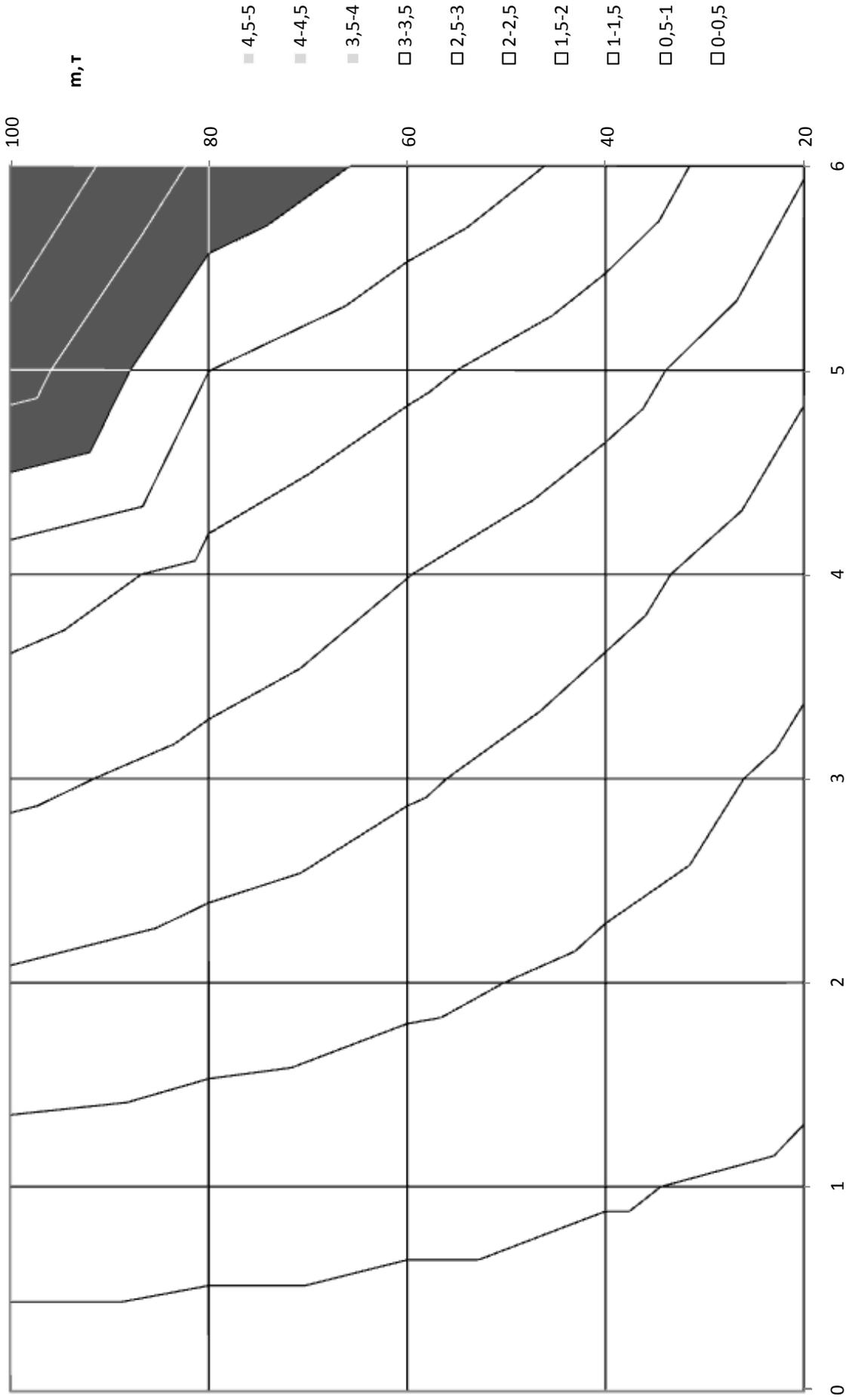


Рисунок 4.21 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный аппарат АПЭ-120-И. Удар в подпертый вагон

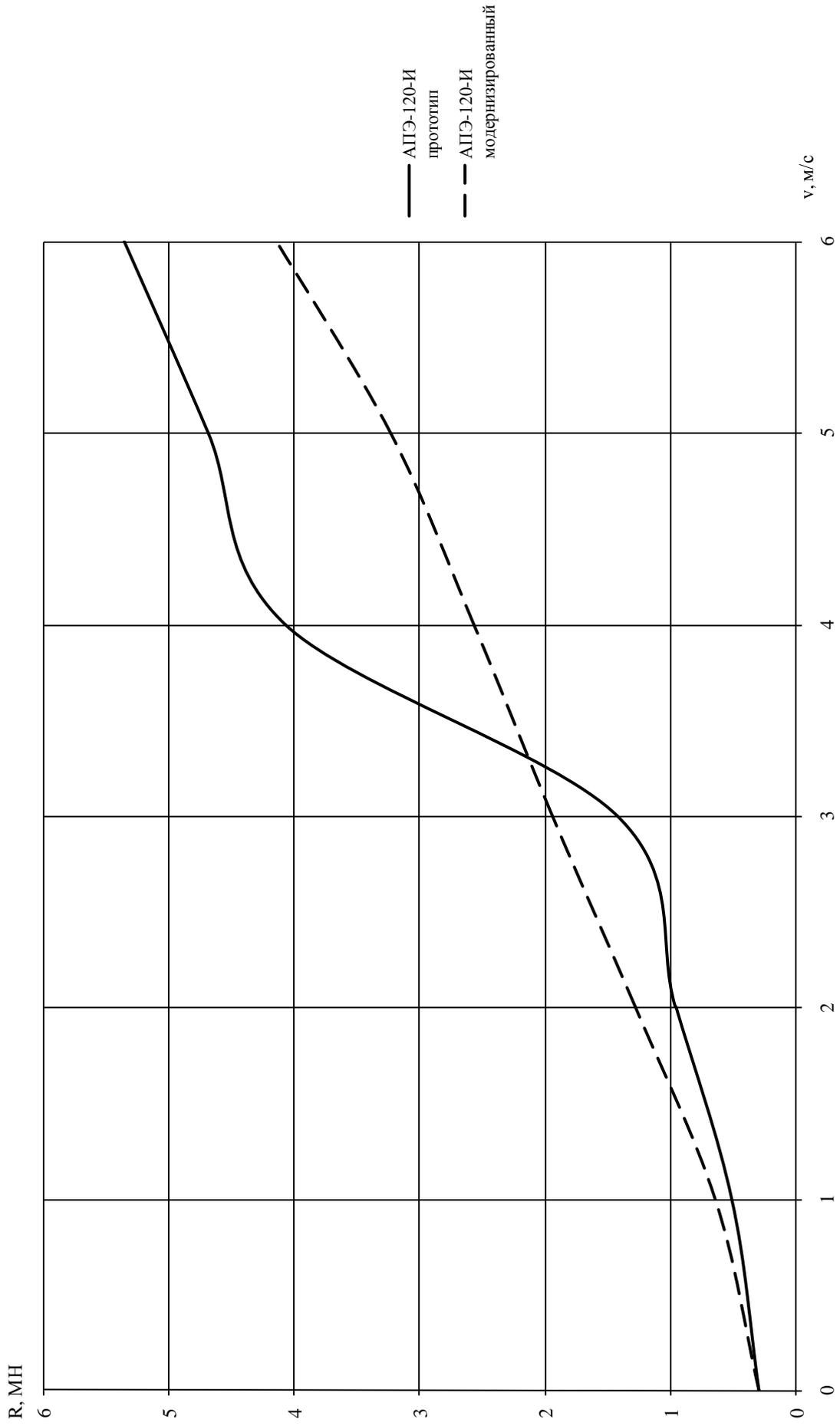


Рисунок 4.22 Зависимость максимального значения реакции от скорости. Удар в свободно стоящий вагон, массы 100 т.

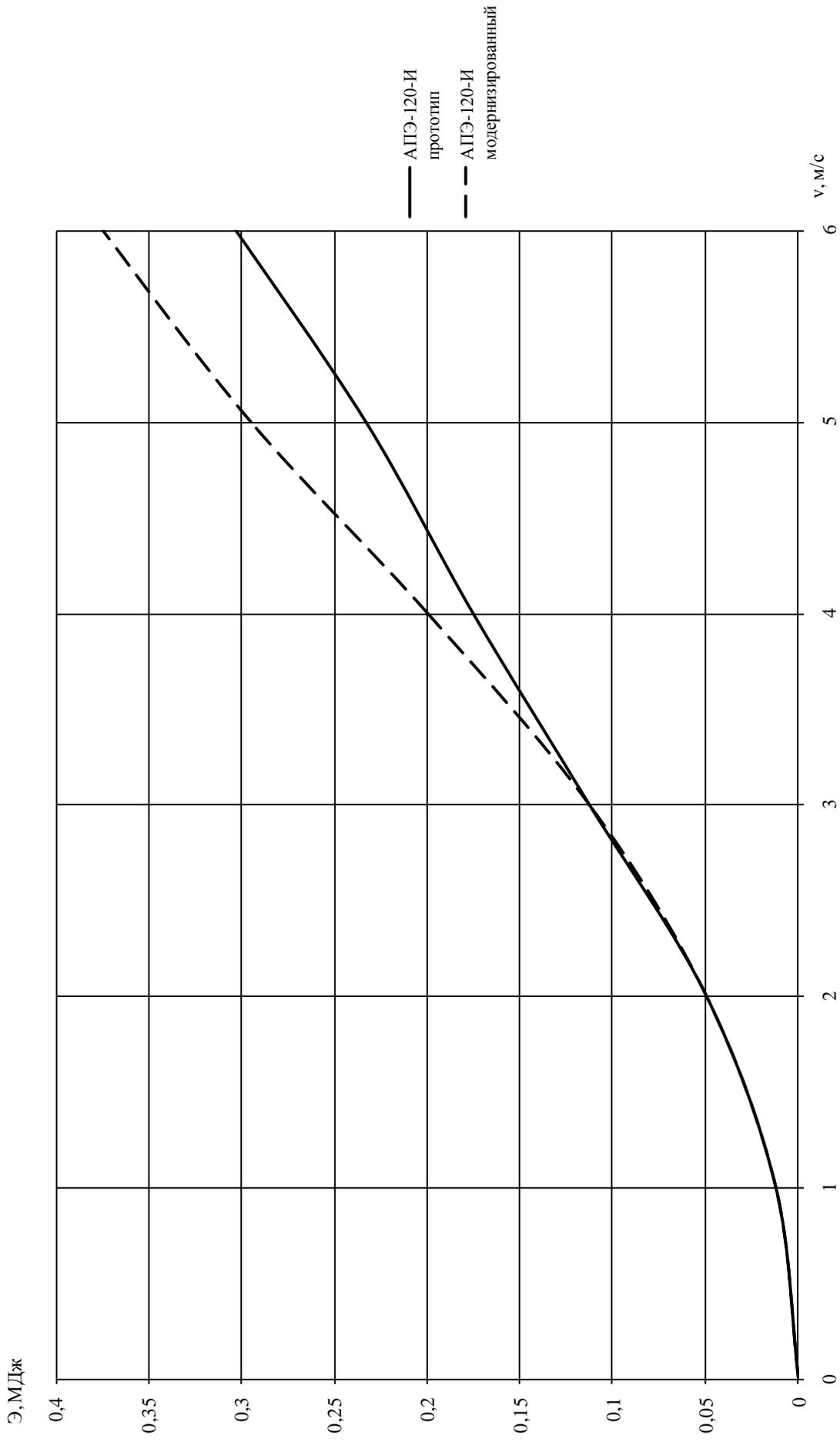


Рисунок 4.23 Зависимость энергии аппарата от скорости. Удар в свободно стоящий вагон, массы 100 т.

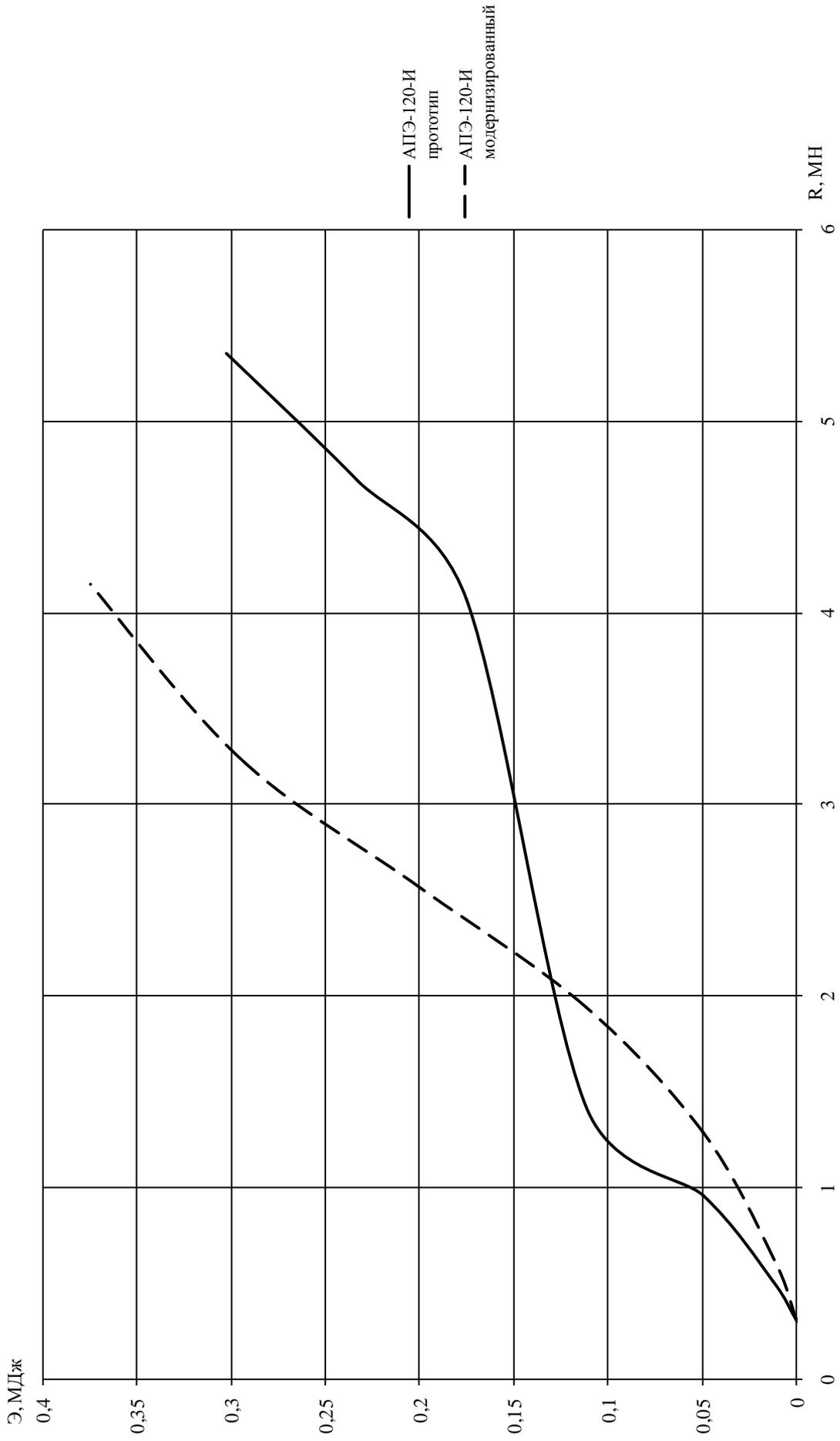


Рисунок 4.24 Зависимость энергии аппарата от максимальной реакции. Удар в свободно стоящий вагон, массы 100 т.

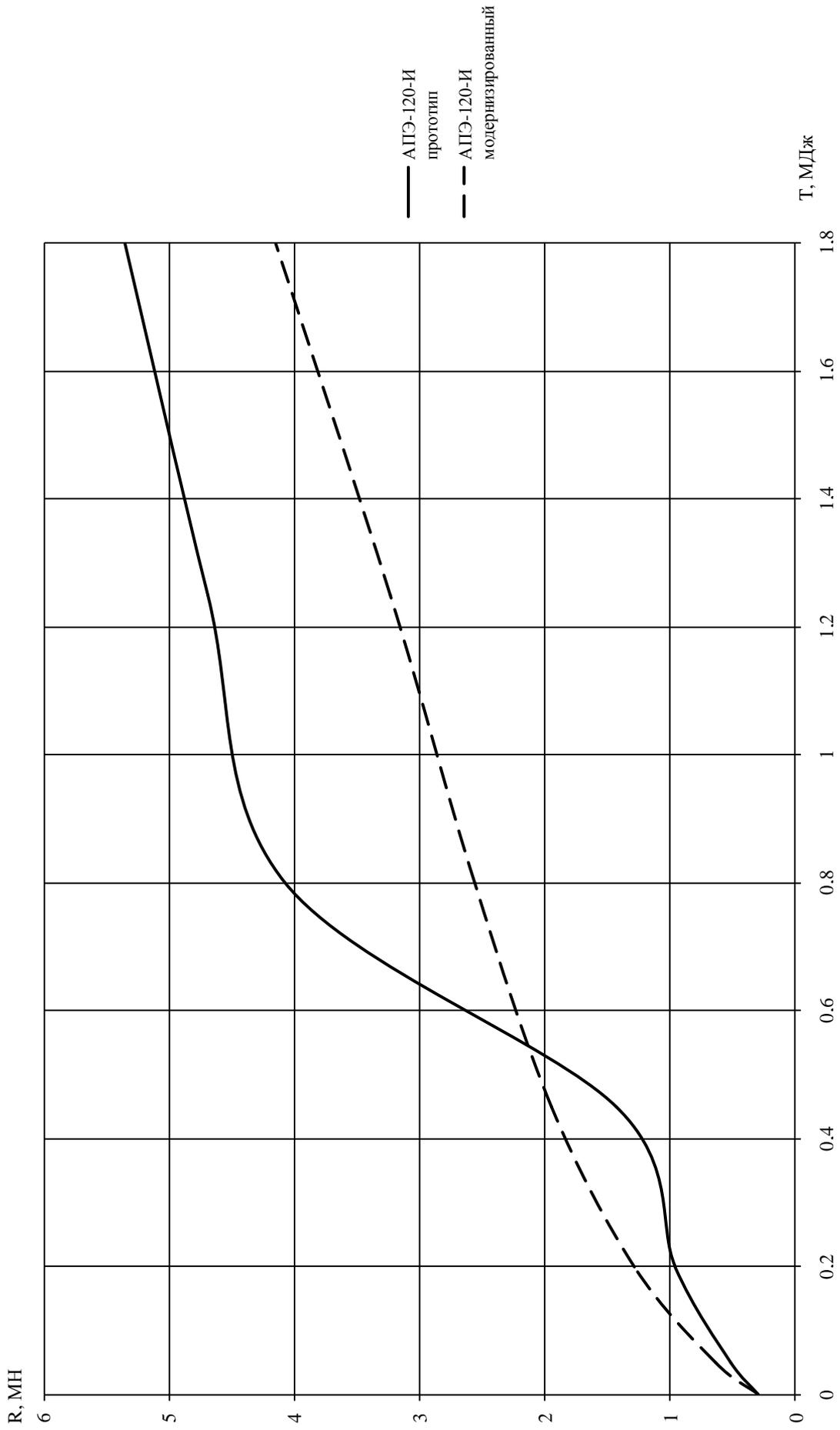


Рисунок 4.25 Зависимость максимального значения реакции от кинетической энергии вагона. Удар в свободно стоящий вагон, массы 100 т.

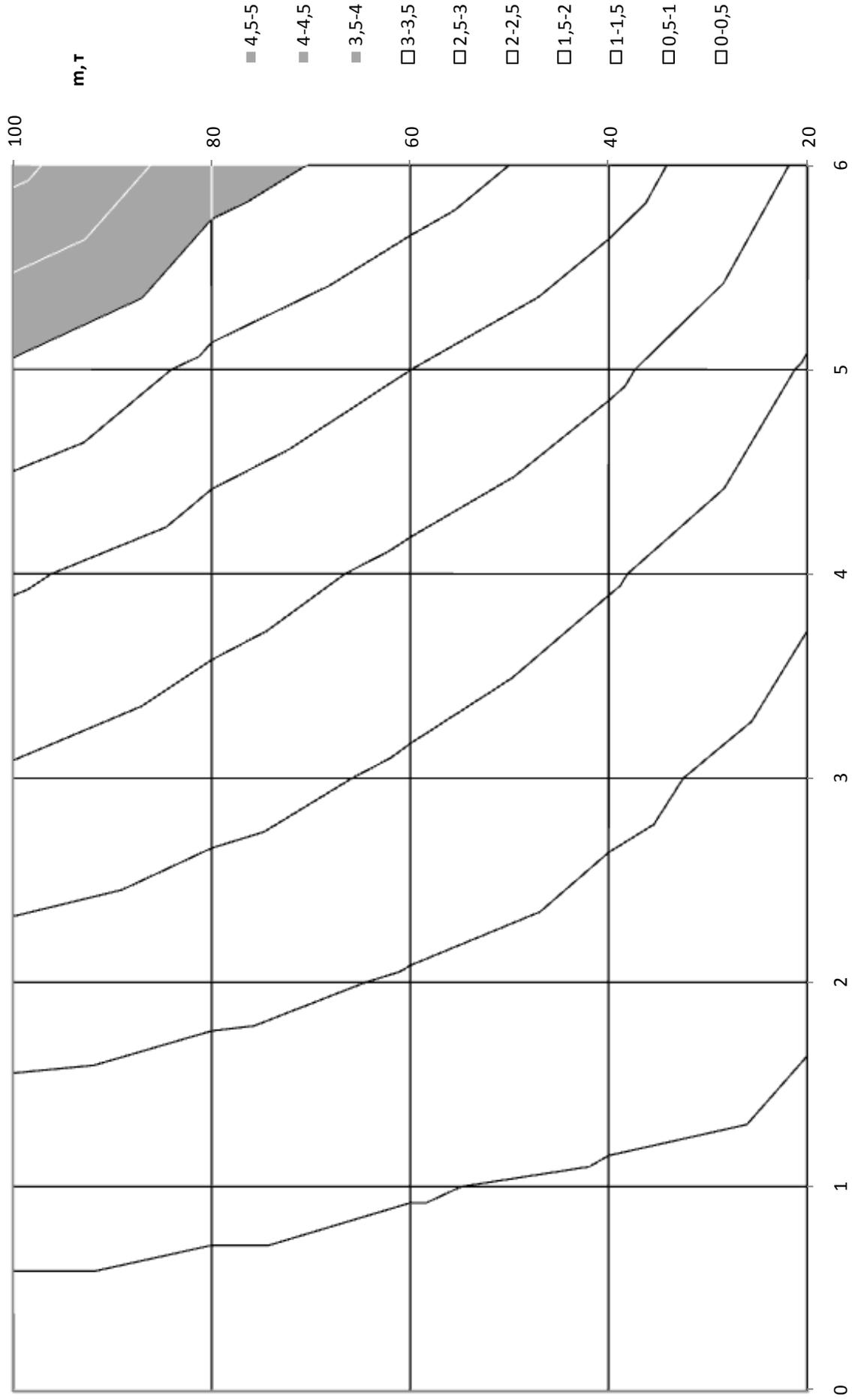


Рисунок 4.2.6 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный аппарат АПЭ-120-И. Удар в свободно стоящий вагон

Проведенные исследования для модели эластомерного аппарата АПЭ-120-И позволили определить основные направления по модернизации эластомерных аппаратов любых типов, повышающие уровень их новационности. К ним относятся:

Увеличение усилия закрытия поглощающего аппарата по статической характеристике до максимально допустимого «Нормами...» значения (в настоящее время – 3 МН). Это достигается путем повышения жесткости силовой (статической) характеристики. Конкретные конструктивные изменения могут состоять в уменьшении общего объема камер сжатия рабочего тела.

Увеличение силы вязкого трения при протекании эластомера между камерами при повышенных значениях жесткости, принятых по результатам выполнения п.1. Выбор требуемого увеличения коэффициента вязкого трения следует производить при наиболее «жесткой» схеме маневрового соударения (удар в свободно стоящий вагон). Критерием выбора служит достижение реакцией до момента закрытия аппарата максимального значения, равного значению реакции в момент закрытия (при скорости деформации, равной нулю) на уровне, утвержденном «Нормами...» (3 МН). Не изменяя свойств самого эластомера, увеличения коэффициента вязкого трения можно добиться путем уменьшением площади сечений, через которые перетекает эластомер между камерами.

Дальнейшее совершенствование эластомерного поглощающего аппарата возможно путем применения различных коэффициентов увеличения силы вязкого трения ("тонкая настройка" характеристики). Здесь следует стремиться, во-первых, к увеличению силы вязкого трения в начальной стадии деформации аппарата (при высоких скоростях). Во-вторых, в завершающей фазе деформации до закрытия аппарата целесообразно обеспечивать повышение силы вязкого трения так, чтобы значение реакции в момент закрытия приближалось к первому максимальному значению на кривой сжатия до закрытия (если такое значение существует).

## Выводы по главе 4

1) По виду силовой характеристики поглощающего аппарата и формуле (4.1) установлены возможные направления повышения его энергоемкости путем увеличения хода аппарата, значения усилия начальной затяжки, значением усилия при закрытии аппарата и формой линии сжатия аппарата. Однако увеличение хода амортизатора удара ограничивается габаритными размерами, связанными с возможностью размещения аппарата в стандартном кармане хребтовой балки вагона. Увеличение усилия начальной затяжки, хотя и позволяет повысить энергоемкость аппарата, но не может быть слишком значительным, так как этот параметр связан с необходимостью обеспечивать работу аппарата не только в условиях маневрового соударения с относительно высокими скоростями, но и при изменении режимов движения в составе поезда. В последнем случае уровень реакции в автосцепке должен быть относительно низким, а он зависит от начальной затяжки.

Повышение энергоемкости путем увеличения усилия закрытия теоретически может быть достигнуто как повышением жесткости упругих элементов, так и повышением сил трения.

Форма силовой характеристики эластомерного аппарата зависит от скорости соударения, так как в общее усилие вносит вклад и сила вязкого трения. Это обеспечивает выпукло-вогнутый характер линии прямого хода, что, как известно, позволяет обеспечить наиболее высокую энергоемкость.

Таким образом, для эластомерных аппаратов повышение энергоемкости через изменение формы характеристики может быть достигнуто путем увеличения силы вязкого трения (коэффициент увеличения силы вязкого трения  $k_\beta$  – посредством уменьшения суммарной площади отверстий (зазоров), через которые перетекает эластомер между камерами аппарата при прямом ходе) и силы трения (коэффициент увеличения жесткости  $k_c$ ).

2) Исследованиями при ударе вагона-бойка в упор установлено, что при варьировании коэффициентом увеличения силы вязкого трения  $k_\beta$  скорость и энергоемкость практически линейно возрастают при увеличении  $k_\beta$ , а максимальное усилие аппарата изменяется немонотонно. Последний факт объясняется тем, что при изменении силы вязкого трения реакция аппарата может иметь одно из двух макси-

мальных значений: а) значение в момент остановки аппарата в конце прямого хода и б) максимум (как экстремум) в пределах хода аппарата, вызванный выпуклостью кривой силовой характеристики. На начальном участке достигается максимум в конце сжатия аппарата (случай "а"), и его значение при возрастании  $k_\beta$  снижается, вследствие увеличения энергоемкости аппарата. Однако, начиная со значения около  $k_\beta=1,7$ , максимум реакции достигается до полной остановки (случай "б"). Это значение, естественно, возрастает с ростом силы трения.

Из полученных результатов можно сделать и вывод о том, что одного повышения коэффициента  $k_\beta$  недостаточно для обеспечения повышенной энергоемкости, так как при значительном росте  $k_\beta$  реакция после достижения своего максимума в дальнейшем значительно снижается, не позволяя этим повысить энергоемкость. Таким образом, в качестве наилучшего варианта целесообразно обеспечить приблизительное равенство обоих максимумов (случаи "а" и "б") на уровне 3 МН, что невозможно без одновременного повышения и коэффициента жесткости  $k_c$ . В результате установлено, что для схемы удара вагона в упор можно принять следующие значения коэффициентов, обеспечивающих максимально возможную энергоемкость:  $k_c = 2,14$ ;  $k_\beta = 2,46$ ; для случая удара в подпертый вагон –  $k_c = 2,14$ ;  $k_\beta = 1,37$ ; для случая удара в свободный вагон –  $k_c = 2,174$ ;  $k_\beta = 1, 206$ .

3) На основании исследований предложено осуществлять модернизацию поглощающего аппарата АПЭ-120-И по следующим направлениям:

- за счет увеличения жесткости аппарата во всем диапазоне его деформаций в 2,14 раза при соответствующем уменьшении объема камер сжатия эластомера;
- за счет увеличения силы вязкого трения в 1,206 раза, во всем диапазоне деформаций при увеличении коэффициента сопротивления протеканию эластомера между камерами аппарата посредством уменьшения площади проходных отверстий.

4) По результатам исследования модернизированного аппарата АПЭ-120-ИМ при различных схемах и режимах соударения по сравнению с аппаратом АПЭ-120-И установлено:

- при уровнях кинетической энергии вагона-бойка до 0,33 МДж значения реакции у модернизированного аппарата выше, чем у типовой модели; при более высоких уровнях кинетической энергии реакция модернизированного аппарата становится

ниже, чем у прототипа, так как большая часть энергии удара принята аппаратом до его закрытия;

- при уровне усилий до 2,3 МН значения энергоемкости типовой модели выше, чем у модернизированной, однако при значениях усилия выше примерно 1,7 МН типовой аппарат успевает закрыться. Модернизированная модель рассчитана на усилие закрытия 3 МН, поэтому имеет больший ресурс повышения энергоемкости;

- из полученных результатов видно, что наибольший эффект от модернизации имеет место при ударе в свободно стоящий вагон. Основной вклад в повышение энергоемкости вносит увеличение жесткости аппарата;

- при номинальной реакции 2 МН, усилия начальной затяжки 0,4 МН и конечном усилии статического сжатия 3 МН энергоемкость модернизированного аппарата может составить 183 кДж. При этих данных рейтинг (формула 3.8) данного аппарата достигает 1,91, что на 3,24% выше типовой конструкции. Энергоемкость при этом увеличивается на 22%. Приведенные данные свидетельствуют об эффективности предлагаемых технических решений по модернизации поглощающего аппарата АПЭ-120-И.

## **5 Анализ направлений повышения энергоемкости пружинно-фрикционного поглощающего аппарата ПМК-110А в случае предполагаемого увеличения усилия закрытия**

### **5.1 Принципы и теоретические подходы повышения энергоемкости. Результаты моделирования для случая удара в упор**

Пружинно-фрикционный поглощающий аппарат ПМК-110А по результатам исследований, приведенных в главе 3, характеризуется наиболее низкой величиной (рисунок 3.30) накопленной энергии и величиной рейтинга (1,08) по сравнению с другими современными аппаратами. Для пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов возможные пути повышения энергоемкости, перечисленные в главе 4, имеют некоторые особенности. Линия сжатия аппарата (линия прямого хода) определяется значениями упругой силы и силы сухого трения. Поэтому, очевидно, эта линия не может быть выпуклой без принципиального изменения конструкции аппарата. Более того, как отмечалось выше, осредненную динамическую силовую характеристику можно считать вогнутой, что ещё более ограничивает энергоемкость. Поэтому единственная возможность для повышения энергоемкости в этом случае может заключаться в обеспечении более стабильной динамической силовой характеристики. Это, в свою очередь, возможно через применение специальных материалов для трущихся поверхностей деталей аппарата. Для увеличения хода аппарата, как отмечалось выше, практически использованы все возможные ресурсы.

Модернизация (изменение) статической силовой характеристики при постоянном ходе сводится к повышению максимального усилия закрытия аппарата. Статическое усилие пружинно-фрикционного поглощающего аппарата при прямом ходе вычисляется по формуле:

$$R = R_{н.з.} + F_{упр.} + F_{с.тр.} \quad (5.1)$$

где  $R_{н.з.}$  - величина усилия начальной затяжки;

$F_{упр.} = cx$  - сила упругости, создаваемая пружинами;

$x$  - перемещение нажимного устройства;

$c$  – жесткость;

$F_{c.тр.}$  - сила сухого трения, которая находится как сумма проекций всех сил трения между деталями аппарата на продольную ось (0-х).

Следует отметить, что у модели аппарата ПМК-110-А имеет место переменная жесткость, а именно: вначале работает пружина меньшей жесткости, обеспечивающая невысокий уровень сил при небольших деформациях аппарата, что соответствует движению вагона в составе поезда. Затем в работу включается более жесткая пружина, значительно повышая жесткость аппарата при больших деформациях (что соответствует режиму маневрового соударения). С целью разработки предложений по модернизации аппарата были исследованы варианты повышения жесткости обеих пружин в одинаковое число раз во всем диапазоне деформации аппарата. Дополнительно был исследован вариант модернизации с увеличением всей жесткости до одного уровня во всем диапазоне.

Сила сухого трения пропорциональна деформации, то есть пропорциональна силе упругости и определяется выражением:

$$F_{c.тр.} = f \cdot c \cdot x, \quad (5.2)$$

где  $f$  - приведенный коэффициент сухого трения.

Подставив реакцию (5.1) с учетом (5.2) в выражение (4.1) для энергоемкости, получим, в случае статической силовой характеристики:

$$\mathcal{E} = \int_0^{x_{\max}} [R_{н.з.} + c \cdot (1 + f) \cdot x] dx, \quad (5.3)$$

или в случае постоянной жесткости:

$$\mathcal{E} = R_{н.з.} \cdot x_{\max} + \frac{c \cdot (1 + f)}{2} x_{\max}^2. \quad (5.4)$$

При этом усилие начальной затяжки вносит много меньший вклад в энергоемкость (для аппарата ПМК-110-А - 12,6%), чем сила упругости (87,4% для того же аппарата). Поэтому энергоемкость, в соответствии с (5.3), (5.4) можно примерно считать пропорциональной жесткости. Если же учесть, что усилие начальной затяжки в свою очередь пропорционально жесткости (в случае неизменной начальной деформации), то при увеличении жесткости энергоемкость будет возрастать точно пропорционально ей. Очевидно, что и усилие закрытия аппарата возрастет пропорционально. Во столько же раз повысится и величина поглощенной

энергии. Это обеспечивает наиболее простой способ повышения энергоемкости - за счет увеличения жесткости. Пределом подобного увеличения можно считать установленное "Нормами..." допускаемое значение усилия закрытия аппарата (в настоящее время - 3МН).

С помощью разработанной программы моделирования маневрового соударения были проведены многовариантные расчеты по выбору рационального варианта модернизации аппарата модели ПМК-110-А. На рисунке 5.1 приведены зависимости параметров, соответствующих закрытию аппарата при ударе вагона-бойка в упор, от коэффициента  $k_c$  увеличения жесткости. Функции практически линейно возрастают. В качестве рационального варианта было принято значение  $k_c=1,667$ , при котором максимальное усилие достигает значения 3МН, установленного "Нормами...". Это объясняется тем, что усилие закрытия аппарата, пропорциональное жесткости, должно возрасти со значения 1,8 МН до 3 МН.

Следует отметить, что указанный рациональный вариант будет таковым при любых схемах маневрового соударения, так как статическое усилие будет оставаться пропорциональным жесткости.

Далее были выполнены расчеты с применением модернизированного аппарата в сравнении с базовой моделью ПМК-110-А, результаты которых приведены на рисунках 5.2-5.6. На основании полученных результатов можно сказать, что увеличение жесткости аппарата вызывает увеличение и максимальных значений реакции модифицированного аппарата по сравнению с базовой моделью, что видно из рисунков 5.2, 5.6. Во всем диапазоне скоростей соударения энергоемкость модифицированного аппарата (см. рисунок 5.3) не ниже, чем у аппарата базовой модели. Причем при скоростях до 1,2 м/с значения энергоемкости практически совпадают, а при более высоких скоростях энергоемкость модифицированного аппарата становится выше.

Начиная с определенного значения скорости, энергоемкость по каждой модели аппарата стабилизируется, так как аппарат закрывается. Полная энергоемкость, которая реализуется в модифицированном аппарате, оказалась выше на 66,7%, что было обосновано формулой (5.4).

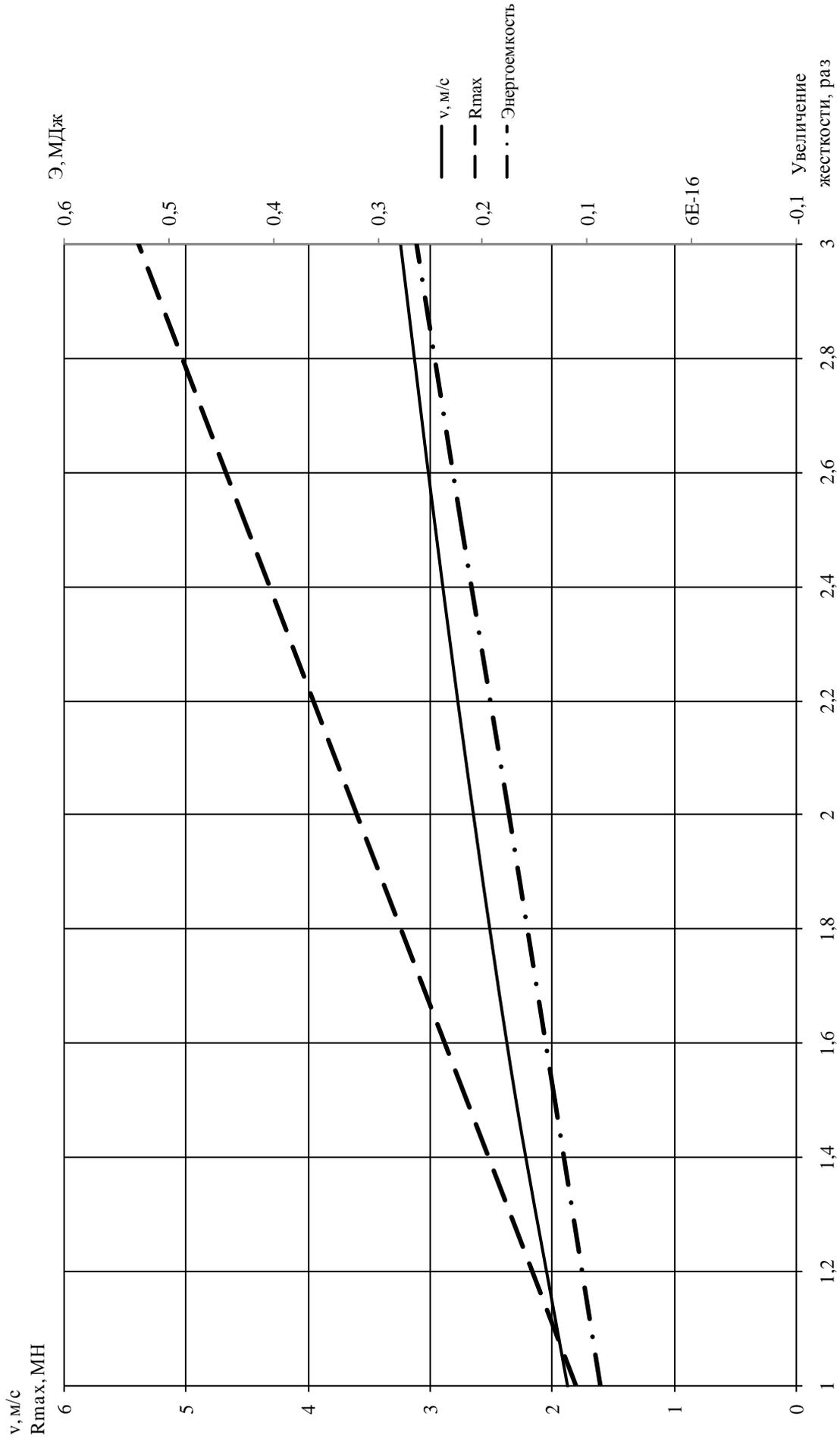


Рисунок 5.1 Зависимость скорости закрытия, максимальной реакции и энергоёмкости от увеличения жесткости аппарата ПМК-110-А. Удар в упор

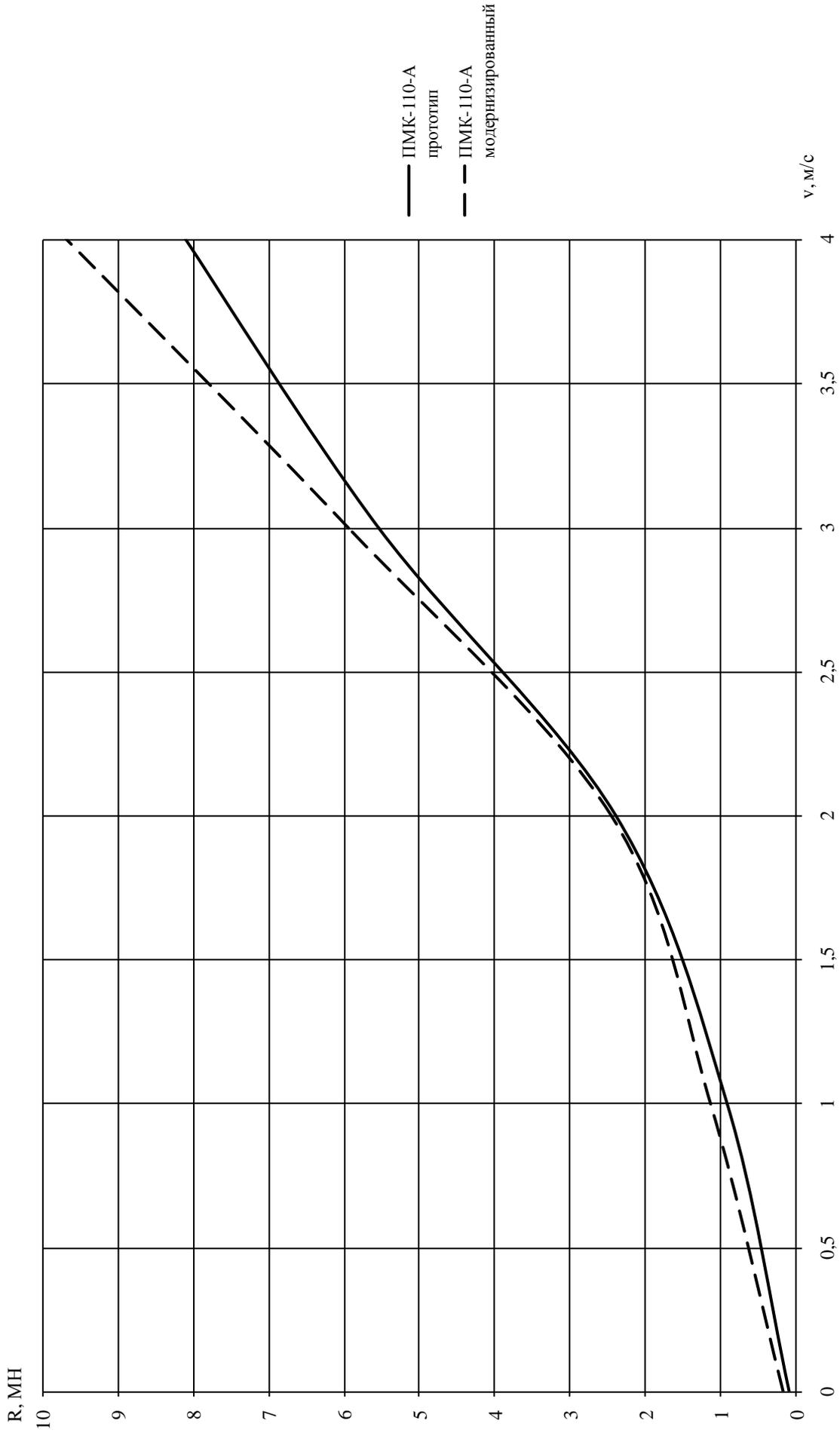


Рисунок 5.2 Зависимость максимального значения реакции от скорости. Удар в упор, массы 100 т.

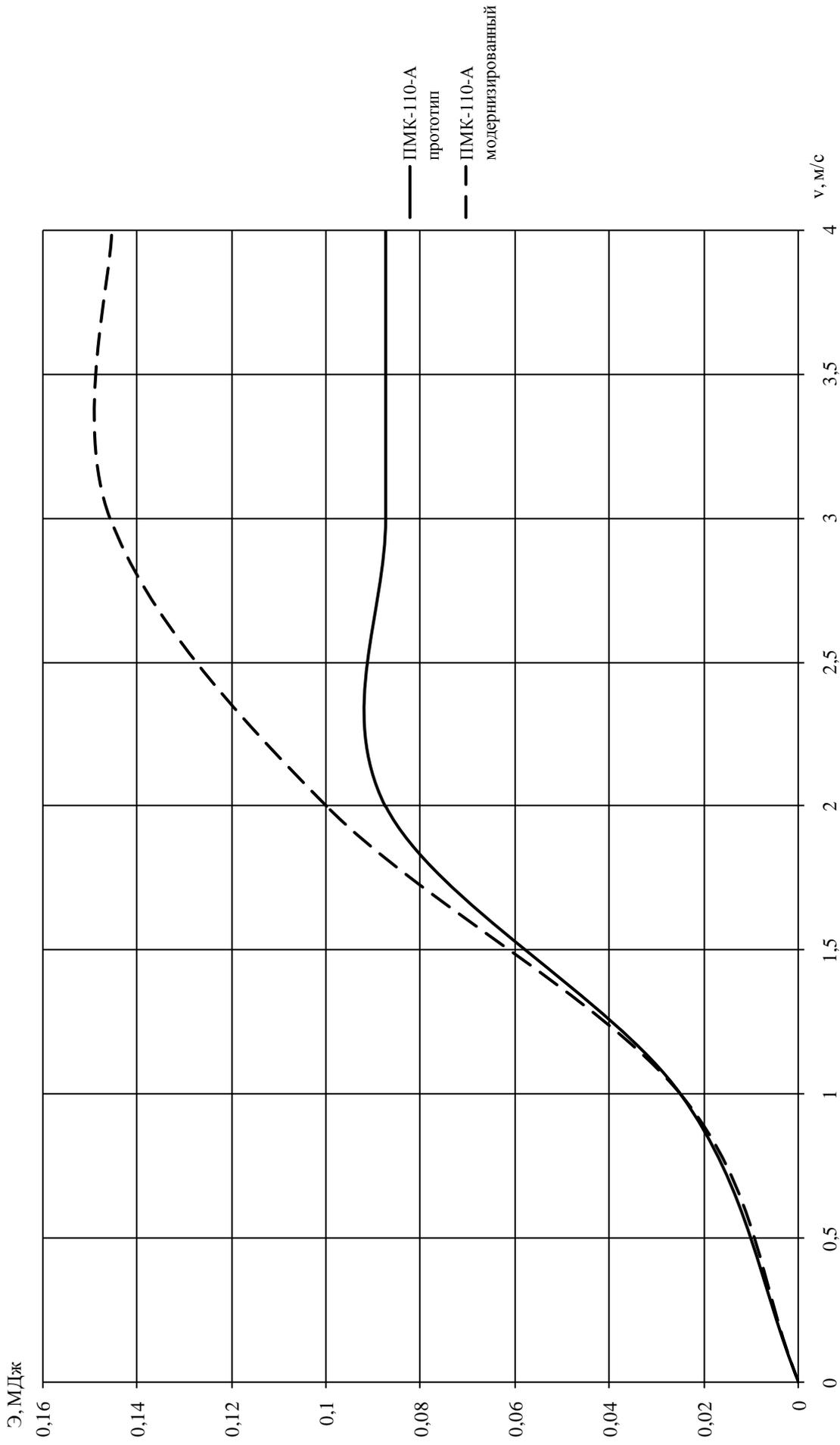


Рисунок 5.3 Зависимость энергоемкости аппарата от скорости. Удар в упор, массы 100 г.

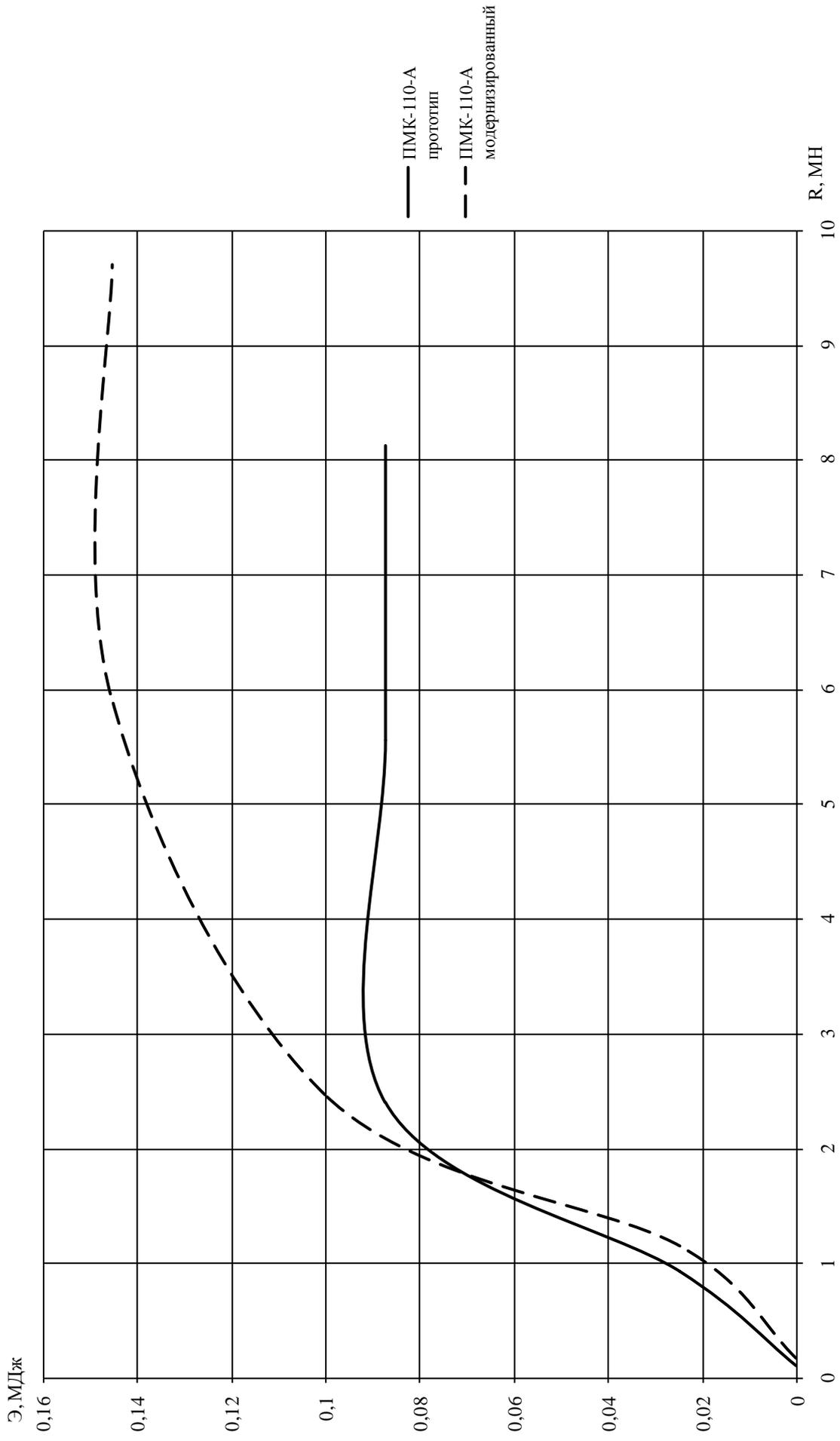


Рисунок 5.4 Зависимость энергоемкости аппарата от максимальной реакции. Удар в упор, массы 100 г.

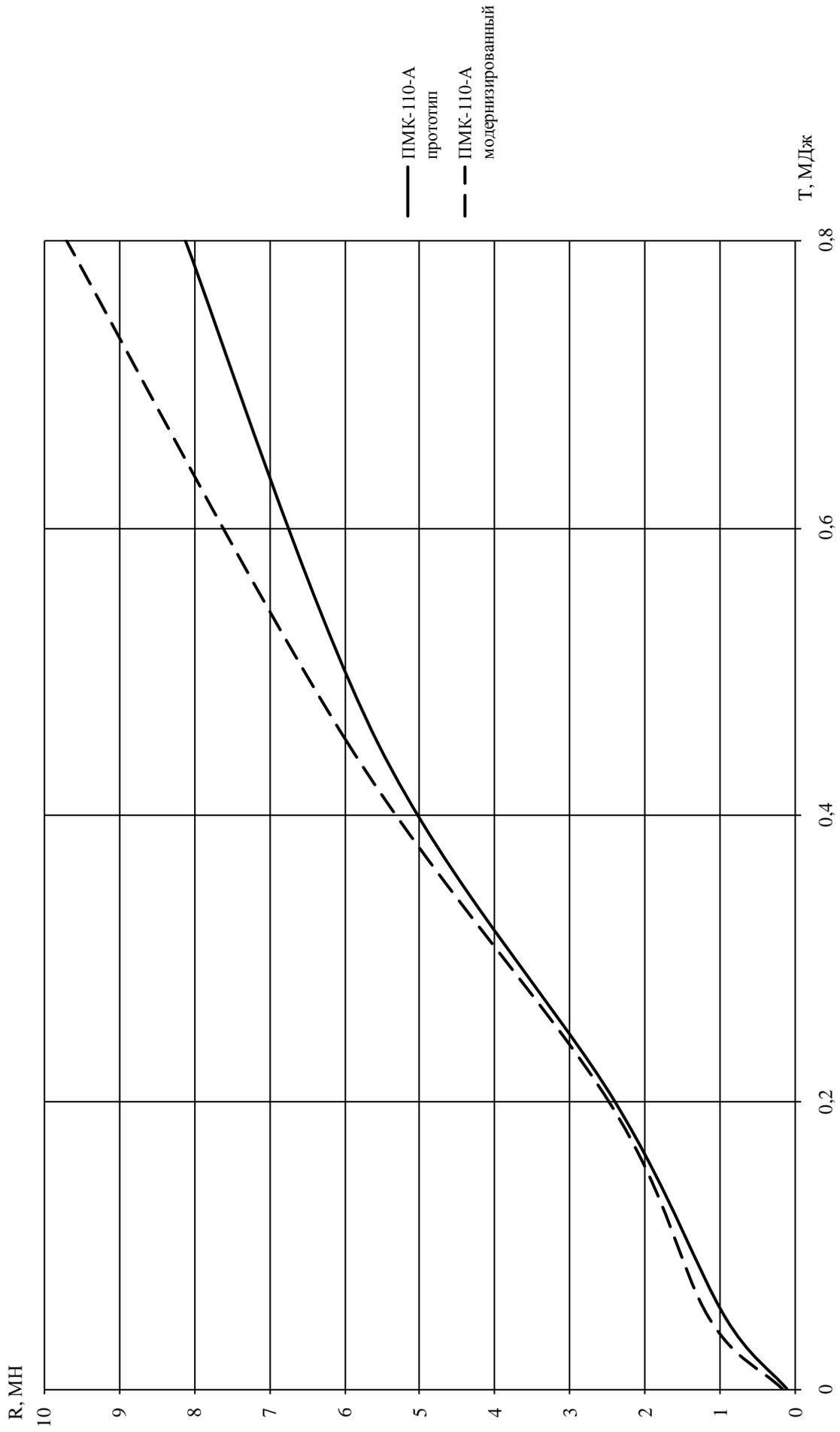


Рисунок 5.5 Зависимость максимального значения реакции от кинетической энергии ударяющего вагона. Удар в упор, массы 100 т.

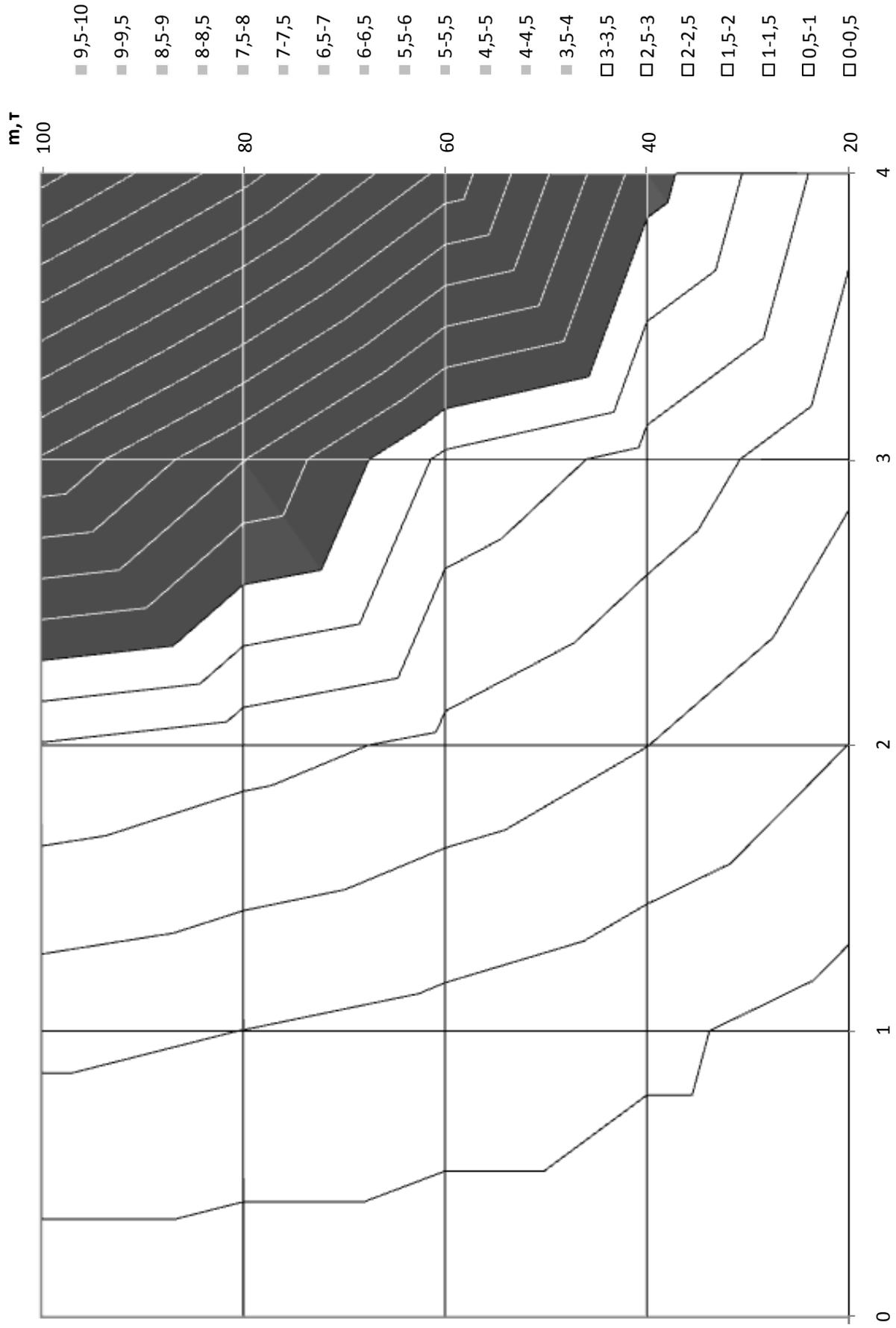


Рисунок 5.6 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный аппарат ПМК-110-А.  
Удар в упор

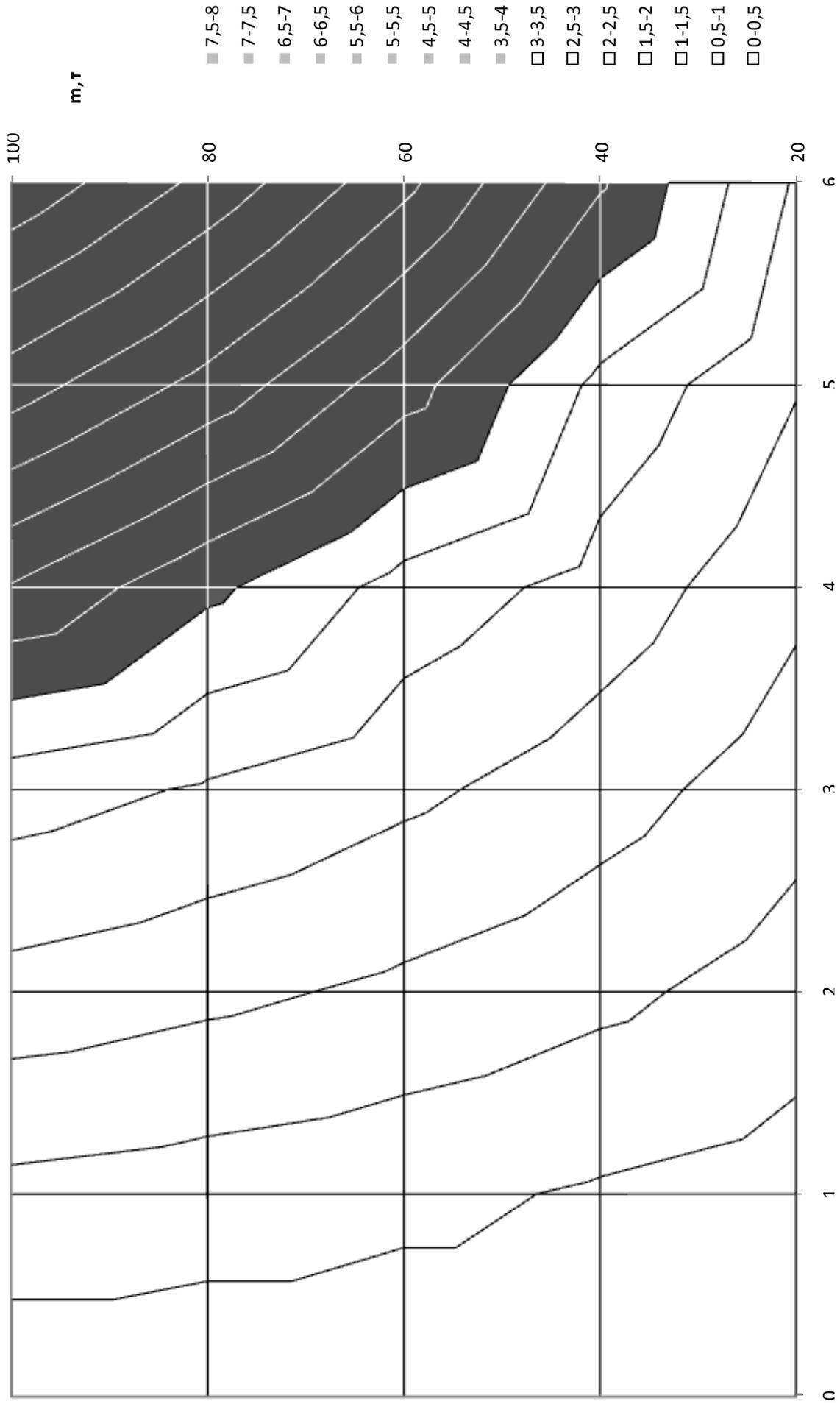


Рисунок 5.7 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный аппарат ПМК-110-А.  
Удар в подпертый вагон

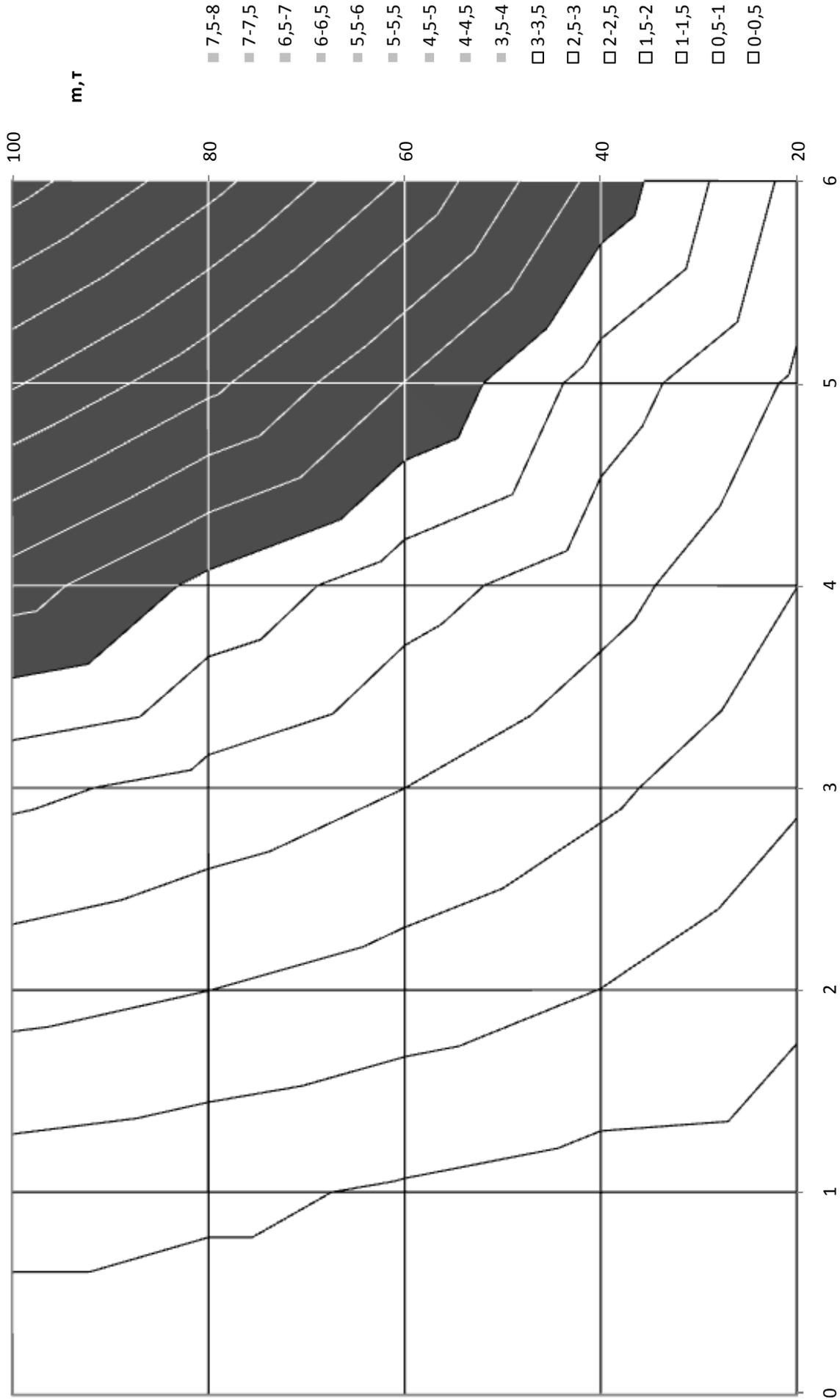


Рисунок 5.8 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный аппарат ПМК-110-А.  
Удар в свободно стоящий вагон

Расчетным путём были окончательно получены сводные диаграммы зависимости максимальной реакции от скорости соударения и массы при различных схемах маневрового соударения. На рисунке 5.6 показана диаграмма для случая удара в упор, на рисунке 5.7 – удара в подпертый вагон, на рисунке 5.8 – удара в свободно стоящий вагон. Полученные диаграммы позволяют определить допустимые режимы соударения (светлая область каждой диаграммы). Сравнение полученных диаграмм с аналогичными диаграммами, соответствующими базовой модели аппарата, говорят о том, что модификация аппарата позволяет ему воспринимать более жесткие условия маневрового соударения, и в результате повысить допустимую скорость при любом значении массы вагонов.

В существующей конструкции аппарата ПМК-110-А энергоёмкость ограничивается тем, что на начальной стадии деформирования усилие воспринимается пружиной малой жесткости, и в результате недоиспользуется ход аппарата. Реакция пружины большой жесткости совершает работу не на всем ходе аппарата (0,11 м), а лишь на части его составляющей 0,085 м.

## **5.2 Модернизация поглощающего аппарата ПМК-110А другим способом**

Был исследован способ дальнейшей модернизации силовой характеристики поглощающего аппарата ПМК-110-А, в котором предлагается:

- отказаться от пружины малой жесткости, формирующей начальный "мягкий" участок силовой характеристики;
- увеличить длину жесткой пружины для обеспечения ее работы на всем ходе аппарата 0,11 м;
- увеличить жесткость пружины до значения 26,21 МН/м для обеспечения усилия закрытия 3,0 МН;
- уменьшить предварительную деформацию пружины до 6,3 мм, обеспечивающую значение усилия начальной затяжки 0,1667 МН.

Предлагаемый способ модернизации позволяет значительно повысить энергоёмкость аппарата за счет более полного использования хода.

Были выполнены многовариантные расчеты предложенного модернизированного аппарата в сравнении с базовой моделью и с ранее модернизированным

вариантом, описанным выше. На рисунке 5.9 приведены силовые характеристики для указанных вариантов, из которых видно, что энергоемкость последнего варианта существенно выше прототипа за счет увеличения усилия закрытия. Вариант модернизации, описанный выше, имеет промежуточную характеристику, так как у него обеспечивается повышенное усилие закрытия, а с другой стороны, - нет начального "мягкого" участка характеристики.

Были также подсчитаны характерные значения скоростей вагона-бойка при различных схемах маневрового соударения. Полученные результаты расчетов приведены в таблице 5.1

Таблица 5.1 - Сравнение показателей при модернизации аппарата ПМК-110-А

Показатели	ПМК-110-А прототип	ПМК-110-А модернизированный	ПМК-110-А модернизированный жесткий
Ход, м	0,11	0,11	0,11
Усилие закрытия, МН	1,8	3,0	3,0
Усилие начальной затяжки на прямом ходе, МН	0,1	0,167	0,167
Энергоемкость, МДж	0,086	0,143	0,178
Скорость соударения, соответствующая закрытию аппарата, м/с:			
- удар в упор	1,87	2,42	2,67
- удар в подпертый вагон	2,56	3,30	3,62
- в свободно стоящий вагон	2,65	3,42	3,78
Допускаемая скорость (соответствующая усилию 3,5 МН), м/с:			
- удар в упор	2,30	2,49	2,79
- удар в подпертый вагон	3,69	3,52	3,94
- в свободно стоящий вагон	3,77	3,64	4,11

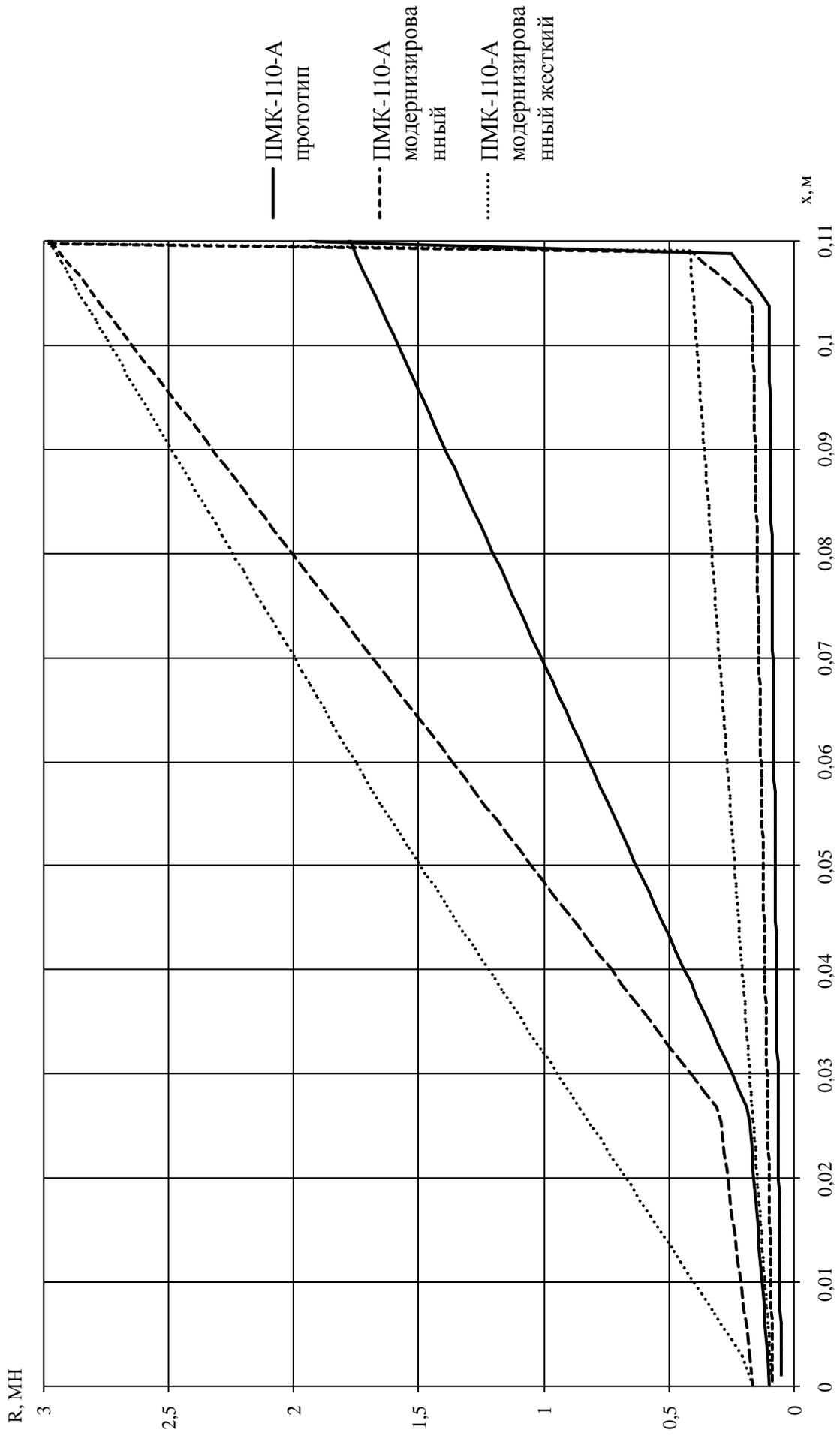


Рисунок 5.9 Модернизация силовой характеристики аппарата ПМК-110-А

Из приведенных данных видно, что предлагаемая модернизация аппарата позволит повысить его энергоемкость при первом варианте модернизации на 66%, а при втором варианте - на 107%, т.е. более, чем в два раза. Из данных таблицы 5.1 также следует, что энергоемкость этого варианта модернизации аппарата при номинальном усилии 2 МН может составить 118 кДж. Расчет по формуле (3.8) показывает, что рейтинг этого варианта модернизации может составить 1,31, т.е. увеличится на 21% по сравнению с типовым вариантом. Окончательный вариант модернизации обеспечивает более высокую энергоемкость, чем существующие эластомерные аппараты в диапазоне скоростей соударения до 3,5 м/с.

Допускаемая скорость маневрового соударения может быть повышена в окончательном варианте на 7-21%, в зависимости от схемы соударения, причем наибольшее повышение соответствует наиболее жесткому варианту - удар в упор.

Следует отметить парадоксальный результат при расчетах удара в подпертый вагон, в котором увеличение жесткости аппарата (ПМК-110-А модернизированный) приводит к уменьшению допускаемой скорости. Это объясняется наличием промежуточного вагона, участвующего в соударении. В данном случае при меньшем значении жесткости межвагонная связь промежуточного вагона с упором воспринимает большую часть кинетической энергии удара.

На рисунках 5.10-5.13 показаны сравнительные результаты при исследовании базового и модернизированных вариантов аппарата ПМК-110-А. Из зависимостей максимальной реакции от скорости соударения (см. рисунок 5.10) видно, что при скоростях, меньших примерно 2 м/с, реакция аппарата-прототипа мень-

ше, чем в модернизированных моделях. При более высоких скоростях реакция в модернизированных аппаратах оказывается меньше, что объясняется их более высокой энергоемкостью.

Зависимости энергоемкости от скорости соударения (см. рисунок 5.11) показывают, что модернизация аппарата позволяет реализовать повышенную энергоемкость во всем диапазоне скоростей, причем второй вариант модернизации обеспечивает наиболее высокие значения.

На рисунках 5.14-5.16 показаны сводные диаграммы зависимости максимальной реакции от скорости соударения и массы вагонов для окончательного варианта модернизации. Из приведенных диаграмм и графиков видно, что допускаемыми являются варианты соударения с более широким диапазоном изменения параметров (светлая область каждой диаграммы), по сравнению с соответствующими диаграммами для варианта-прототипа и варианта, относящегося к первой схеме модернизации.

На рисунках 5.17-5.19 приведены зависимости хода и усилий от скорости соударения для всех трех рассмотренных вариантов модернизации (рисунок 5.17 - АПЭ-120-И, рисунок 5.18 - первый вариант модернизации ПМК-110-А, рисунок 5.19 - второй вариант модернизации). На этих графиках отражается конечный результат модернизации, который заключается в том, чтобы для заданной скорости соударения усилие удара не превышало нормативного значения и ход аппарата соответствовал значению, предусмотренному технической документацией.

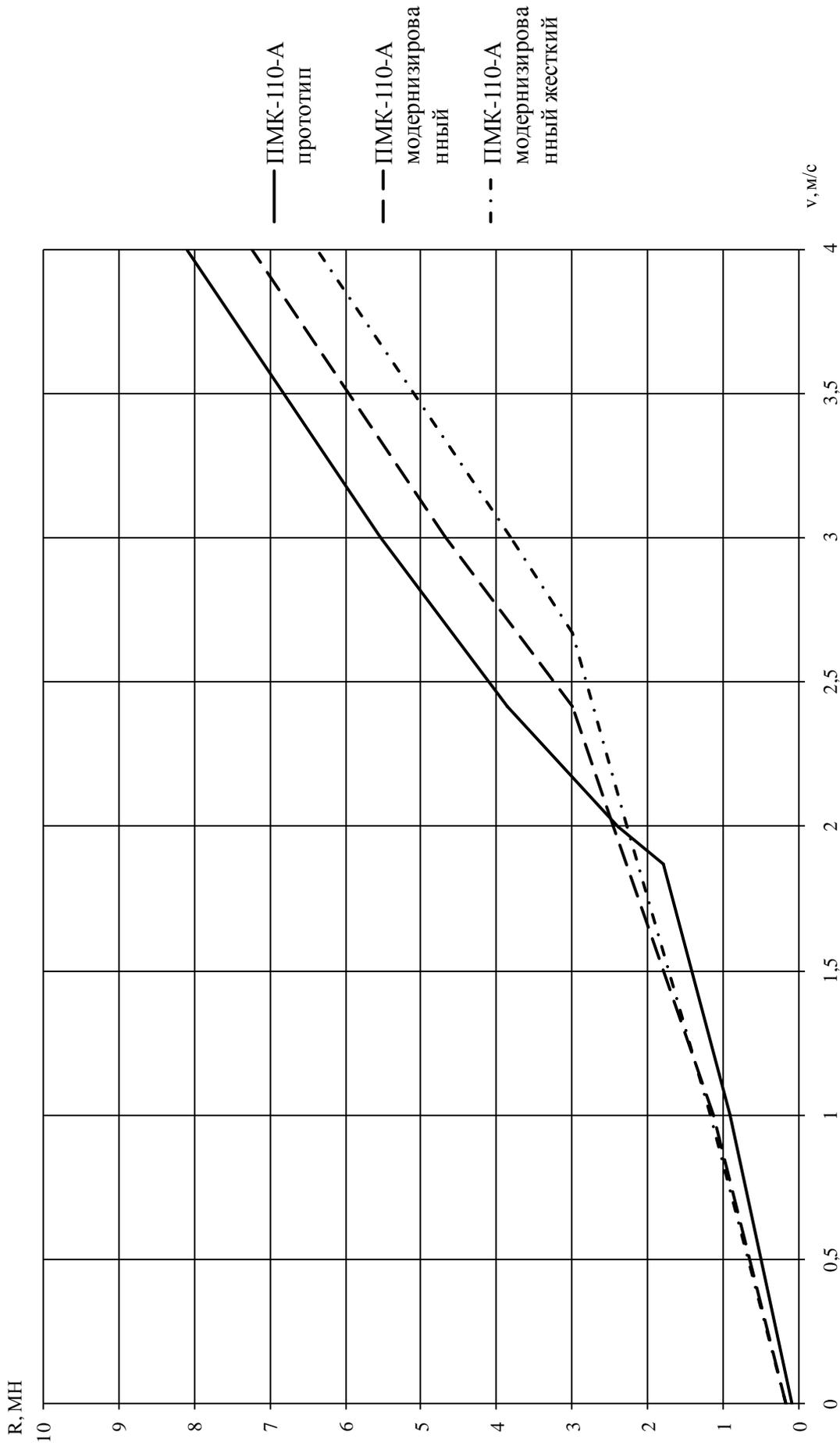


Рисунок 5.10 Зависимость максимального значения реакции от скорости. Удар в упор, масса 100 т.

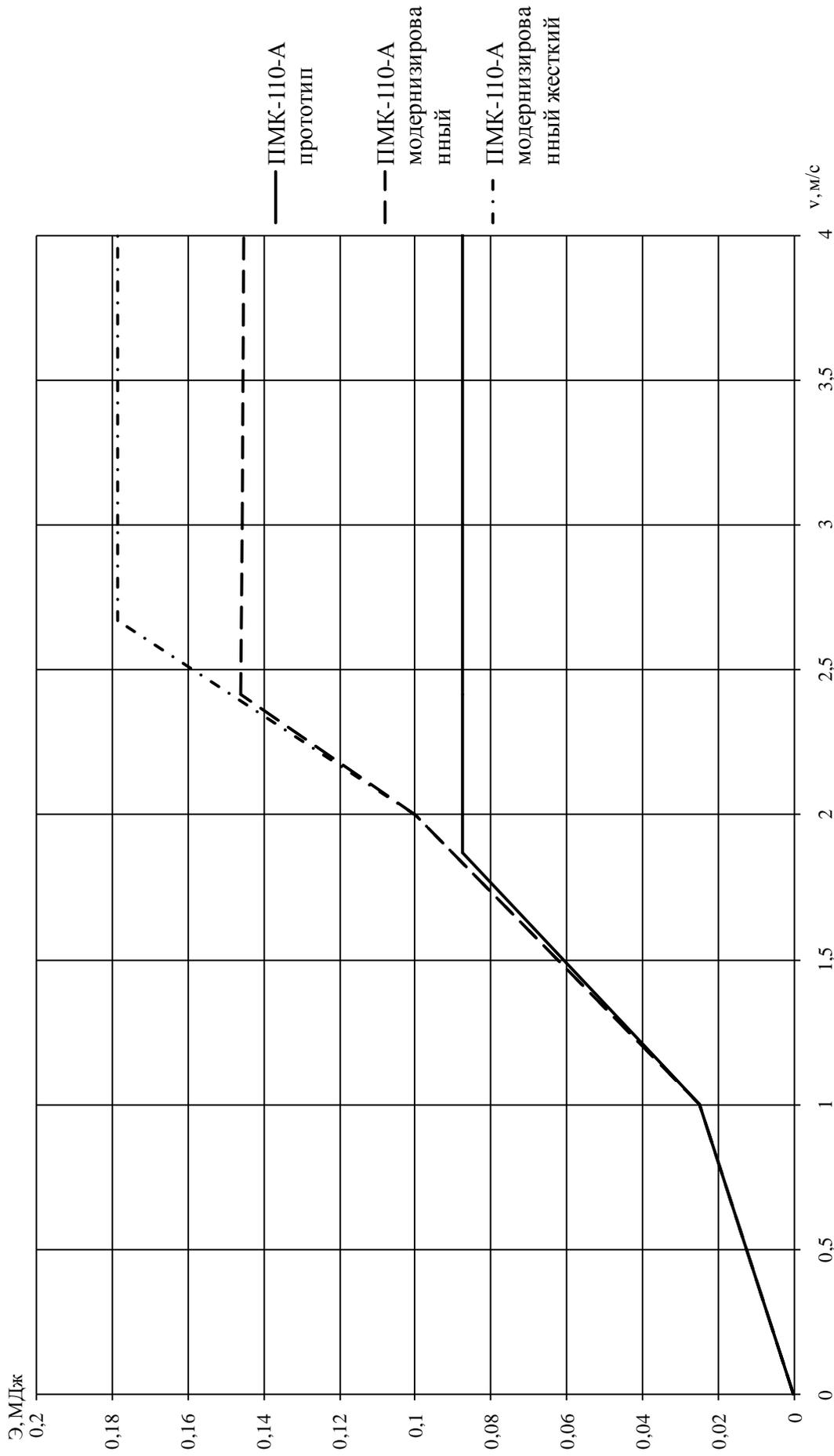


Рисунок 5.1.1 Зависимость энергии, накопленной аппаратом, от скорости. Удар в упор, масса 100 г.

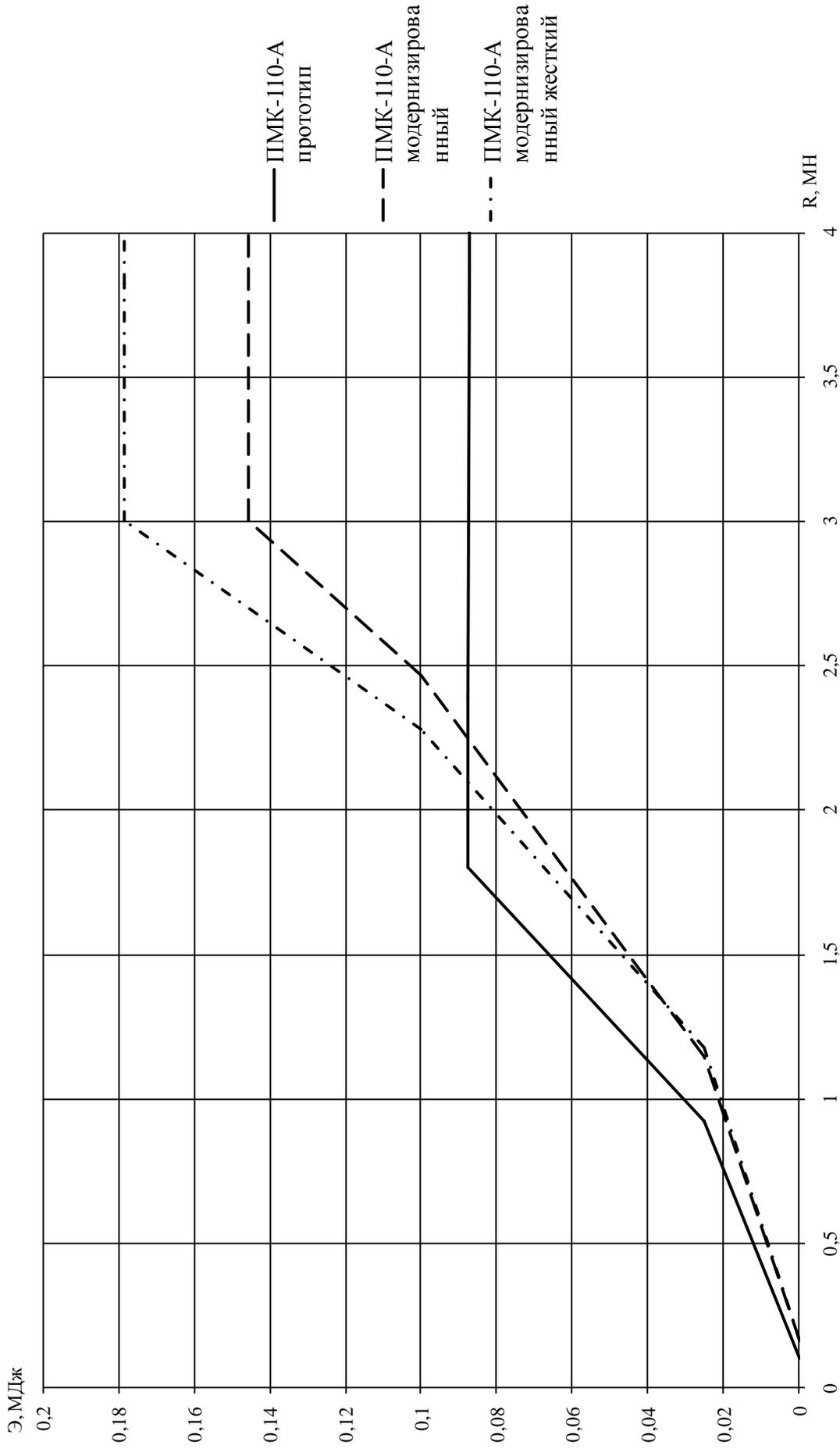


Рисунок 5.12 Зависимость энергии, накопленной аппаратом, от максимального усилия. Удар в упор, масса 100 т.

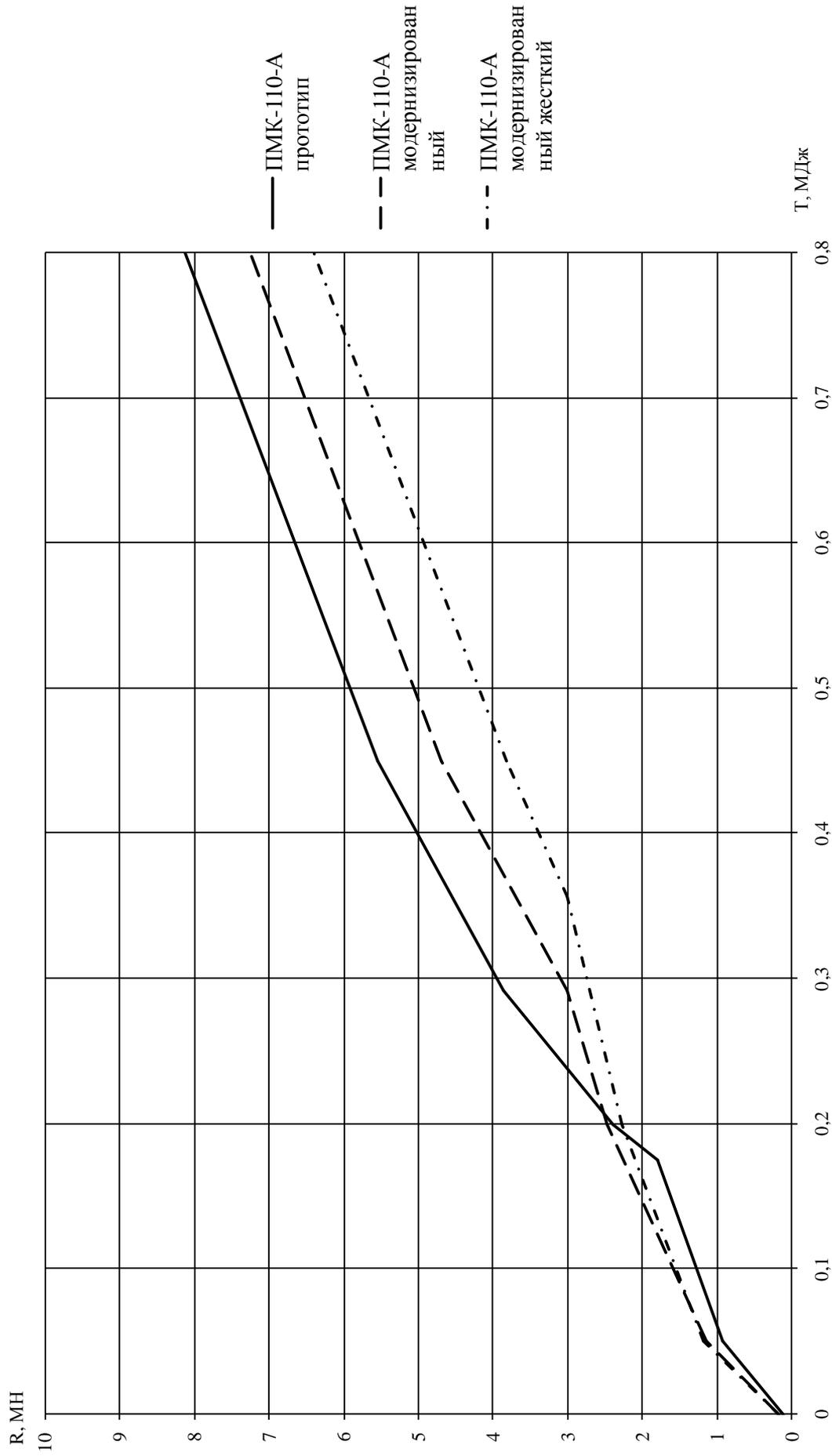


Рисунок 5.13 Зависимость максимального значения реакции от кинетической энергии вагона. Удар в упор, масса 100 т.

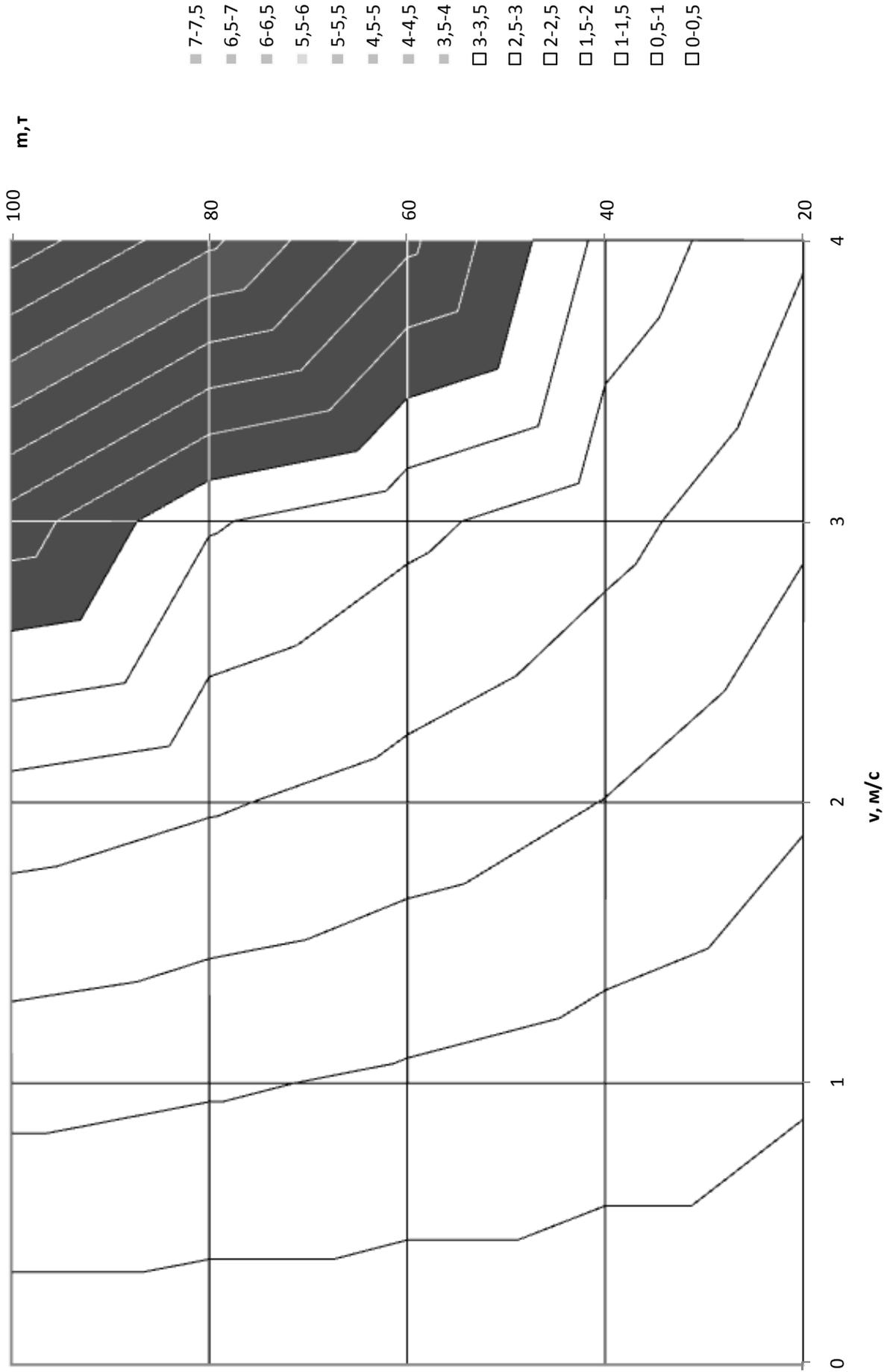


Рисунок 5.14 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный жесткий аппарат ПМК-110-А. Удар в упор

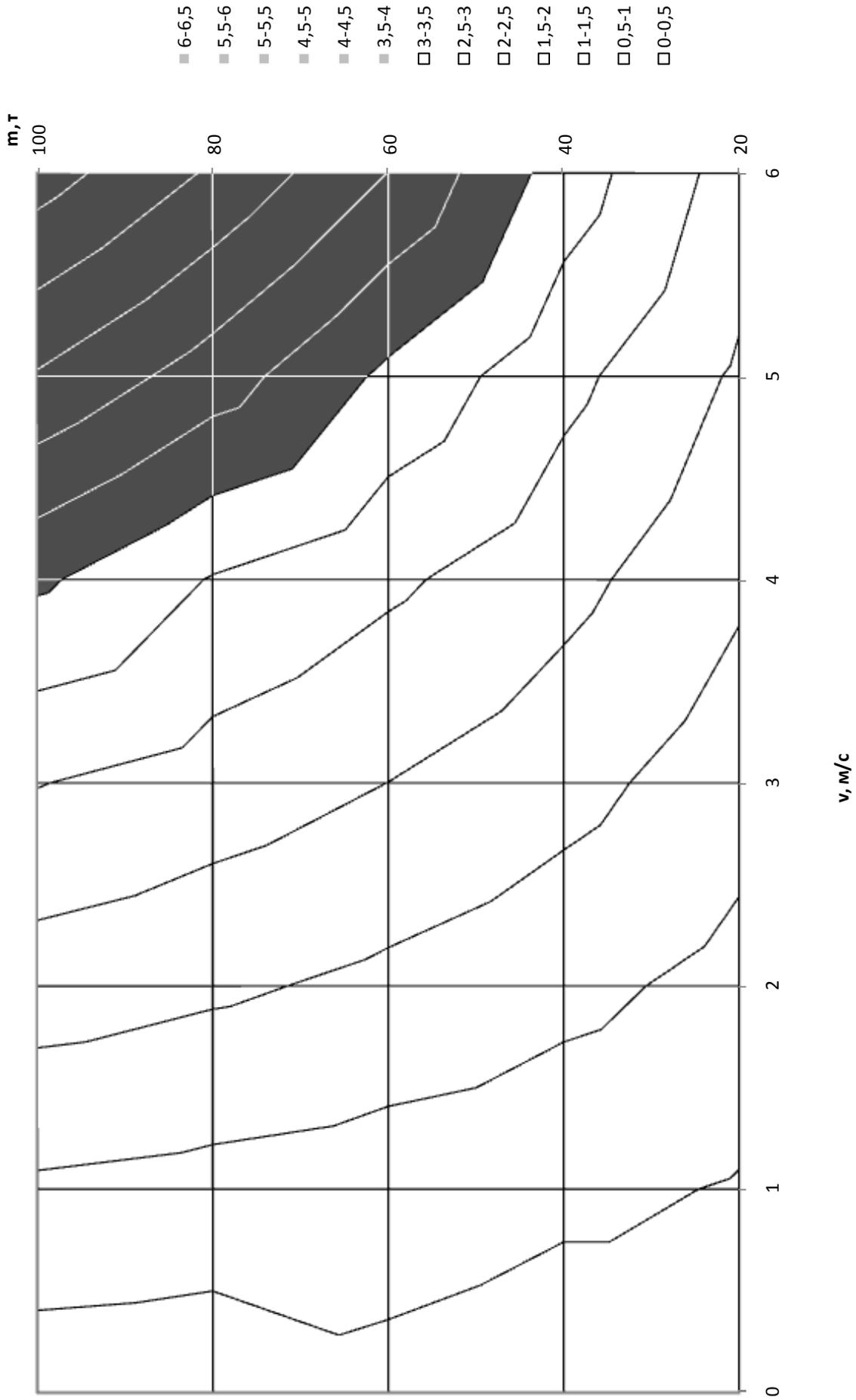


Рисунок 5.15 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный жесткий аппарат ПМК-110-А. Удар в подпертый вагон

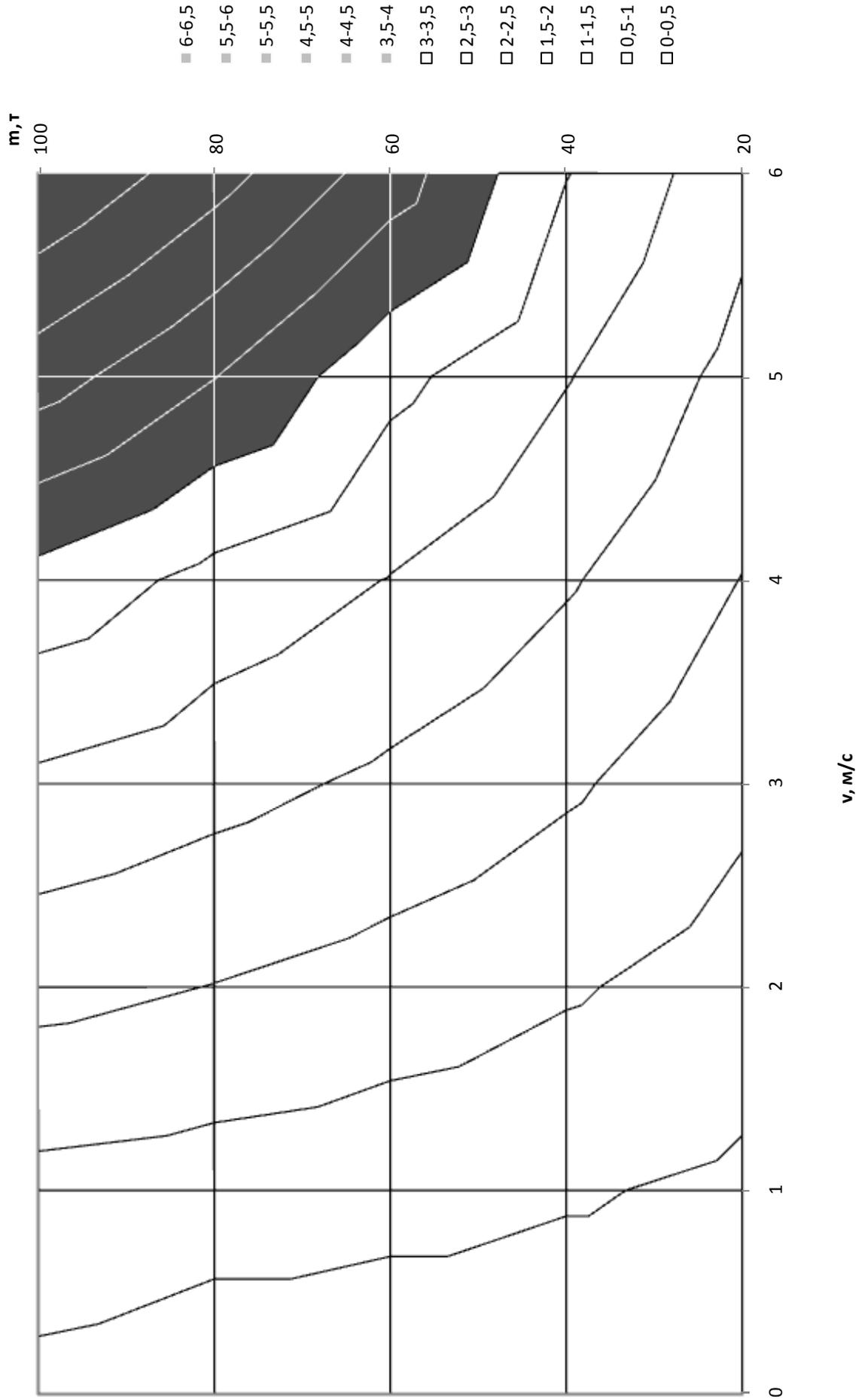


Рисунок 5.16 Зависимость максимального усилия от скорости и массы. Модернизированный жесткий аппарат ПМК-110-А. Удар в свободно стоящий вагон

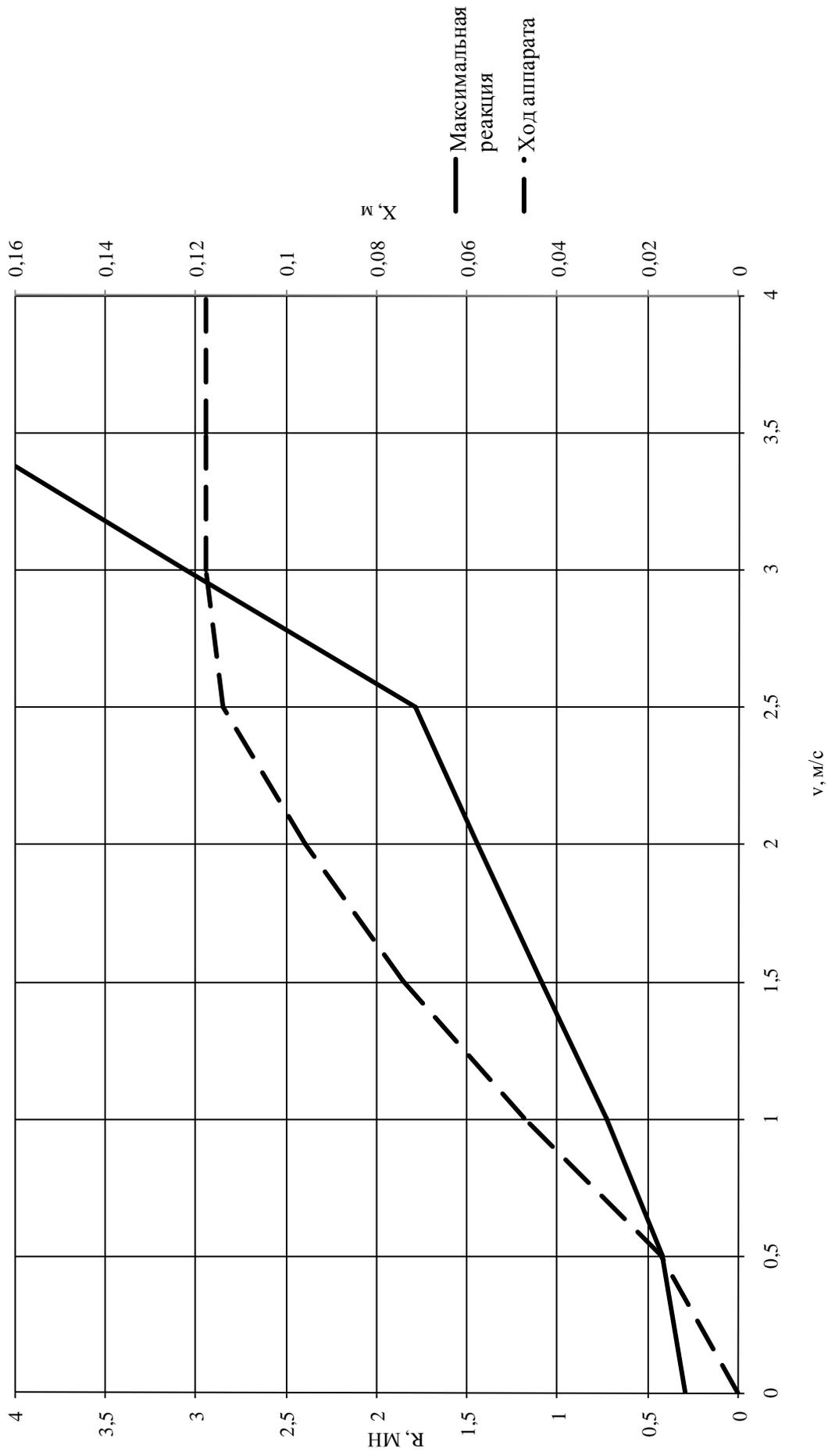


Рисунок 5.17 Зависимость максимальной реакции и хода модернизированного аппарата АПЭ-120-И от скорости

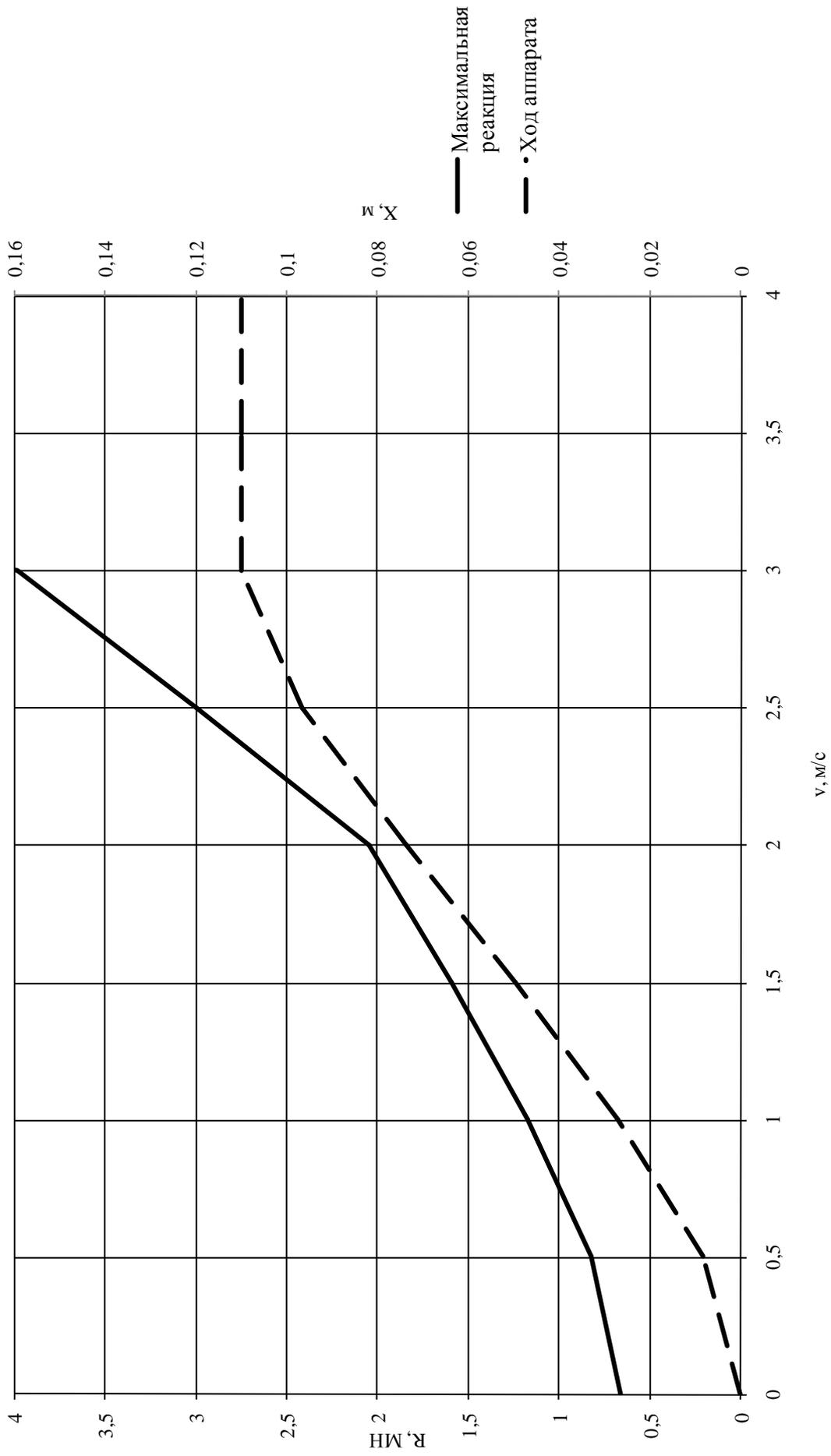


Рисунок 5.18 Зависимость максимальной реакции и хода первого варианта модернизации аппарата ПМК-110-А от скорости

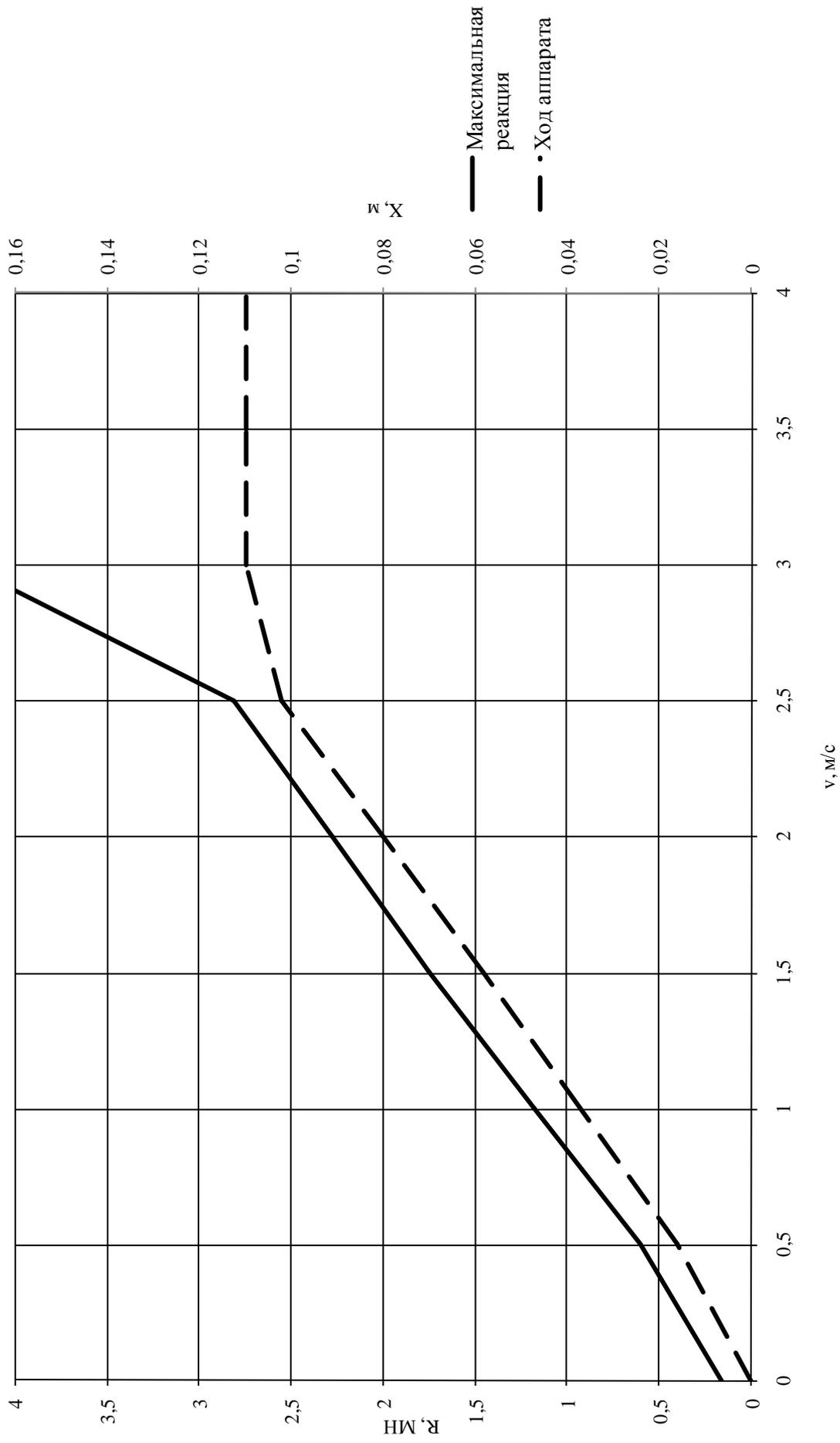


Рисунок 5.19 Зависимость максимальной реакции и хода второго варианта модернизации аппарата ПМК-110-А от скорости

## Выводы по главе 5

1) Для пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов возможные пути повышения энергоемкости, перечисленные в главе 4, имеют некоторые особенности.

Линия сжатия аппарата (линия прямого хода) определяется значениями упругой силы и силы сухого трения. Для увеличения хода аппарата, как отмечалось выше, практически использованы все возможные ресурсы. Поэтому модернизация аппарата за счет изменения статической силовой характеристики при постоянном ходе может сводиться лишь к повышению максимального усилия закрытия аппарата путем изменения жесткости. При увеличении жесткости энергоемкость будет возрастать точно пропорционально ей. Очевидно, что и усилие закрытия аппарата возрастет пропорционально. Во столько же раз повысится и величина поглощенной энергии. Это обеспечивает наиболее простой способ повышения энергоемкости - за счет увеличения жесткости.

2) По результатам моделирования установлено, что в качестве рационального варианта изменения жесткости можно принять значение  $k_c=1,667$ , при котором максимальное усилие достигает значения 3МН, установленного "Нормами...". Следует отметить, что указанный рациональный вариант будет таковым при любых схемах маневрового соударения, так как статическое усилие будет оставаться пропорциональным жесткости.

3) Сравнение модернизированного аппарата с типовым аппаратом показывает, что увеличение жесткости аппарата вызывает увеличение и максимальных значений реакции модифицированного аппарата по сравнению с базовой моделью, что видно из рисунков 5.2, 5.6. Во всем диапазоне скоростей соударения энергоемкость модифицированного аппарата (см. рисунок 5.3) не ниже, чем у аппарата базовой модели. Причем при скоростях до 1,2 м/с значения энергоемкости практически совпадают, а при более высоких скоростях энергоемкость модифицированного аппарата становится выше. Начиная с определенного значения скорости, энергоемкость по каждой модели аппарата стабилизируется, так как аппарат закрывается. Полная энергоемкость, которая реализуется в модифицированном аппарате,

оказалась выше на 66,7%, что было обосновано формулой (5.4). В существующей конструкции аппарата ПМК-110-А энергоемкость ограничивается тем, что на начальной стадии деформирования усилие воспринимается пружиной малой жесткости, и в результате недоиспользуется ход аппарата. Реакция пружины большой жесткости совершает работу не на всем ходе аппарата (0,11 м), а лишь на части его составляющей 0,085 м.

4) Исследование другого способа дальнейшей модернизации силовой характеристики поглощающего аппарата ПМК-110-А (в котором предлагается: отказаться от пружины малой жесткости, формирующей начальный "мягкий" участок силовой характеристики; увеличить длину жесткой пружины для обеспечения ее работы на всем ходе аппарата 0,11 м; увеличить жесткость пружины до значения 26,21 МН/м для обеспечения усилия закрытия 3,0 МН; уменьшить предварительную деформацию пружины до 6,3 мм, обеспечивающую значение усилия начальной затяжки 0,1667 МН) показало, что в этом случае повышение энергоемкости аппарата может составить 107%, т.е. более, чем в два раза. Из данных таблицы 5.1 следует, что энергоемкость этого варианта модернизации аппарата при номинальном усилии 2 МН может составить 118 кДж, т.е. повыситься на 37%. Расчет по формуле (3.8) показывает, что рейтинг этого варианта модернизации может составить 1,31, т.е. увеличится на 21% по сравнению с типовым вариантом.

## Заключение

В работе на основании выполненных автором научных исследований изложены новые научно обоснованные технические решения по обоснованию показателей, характеризующих новационность поглощающих аппаратов автосцепки, имеющие существенное значение для развития железнодорожного транспорта страны. Проведенные исследования позволили сформулировать следующие основные научные выводы и результаты диссертационной работы, имеющие научную новизну и практическую ценность.

- 1) Введено и дано определение понятия «новационность» для поглощающих аппаратов автосцепки. Методами экспертных оценок и методами математической статистики обоснованы наиболее значимые показатели (энергоёмкость, ход, конечное усилие статического сжатия, усилие начальной затяжки, масса аппарата), характеризующие новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки. Достоверность результатов подтверждена коэффициентами конкодации, коэффициентом вариации и статической вероятности. Результаты согласуются по всем перечисленным показателям и подтверждаются критерием Пирсона.
- 2) Предложены интегральные критерии, учитывающие установленные показатели, для оценки рабочих качеств поглощающих аппаратов автосцепки. Проведены сравнительные исследования конструкций различных поглощающих аппаратов по этим критериям. Установлены конструкции аппаратов, имеющих наиболее значимые признаки новационности ГА-500-120, АПЭ-120-И, ЭПА-120, 73ZW90, 73ZW110.
- 3) Осуществлена модернизация существующей компьютерной модели, которая позволила получить большой объем информации о рабочих качествах поглощающих аппаратов. В процессе анализа конструкций поглощающих аппаратов и данных, полученных с использованием компьютерного моделирования, были сформулированы предложения по модернизации конструкции эластомерного поглощающего аппарата АПЭ-120-И, имеющего существенные преимущества по показателям новационности и конструкции поглощающего аппарата ПМК-110А,

имеющего самые низкие показатели новационности.

4) На основании исследований предложено осуществлять модернизацию поглощающего аппарата АПЭ-120-И по следующим направлениям:

- за счет увеличения жесткости аппарата во всем диапазоне его деформаций в 2,14 раза при соответствующем уменьшении объема камер сжатия эластомера;
- за счет увеличения силы вязкого трения в 1,206 раза, во всем диапазоне деформаций при увеличении коэффициента сопротивления протеканию эластомера между камерами аппарата посредством уменьшения площади проходных отверстий.

5) По результатам исследования модернизированного аппарата АПЭ-120-ИМ при различных схемах и режимах соударения по сравнению с аппаратом АПЭ-120-И установлено:

- при уровнях кинетической энергии вагона-бойка до 0,33 МДж значения реакции у модернизированного аппарата выше, чем у типовой модели; при более высоких уровнях кинетической энергии реакция модернизированного аппарата становится ниже, чем у прототипа, так как большая часть энергии удара принята аппаратом до его закрытия;
- при уровне усилий до 2,3 МН значения энергоемкости типовой модели выше, чем у модернизированной, однако при значениях усилия выше примерно 1,7 МН типовой аппарат успевает закрыться. Модернизированная модель рассчитана на усилие закрытия 3 МН, поэтому имеет больший ресурс повышения энергоемкости;
- из полученных результатов видно, что наибольший эффект от модернизации имеет место при ударе в свободно стоящий вагон. Основной вклад в повышение энергоемкости вносит увеличение жесткости аппарата;
- при номинальной реакции 2 МН, усилие начальной затяжки 0,4 МН и конечном усилии статического сжатия 3 МН энергоемкость модернизированного аппарата может составить 183 кДж. При этих данных рейтинг (формула 3.8) данного аппарата достигает 1,91, что на 3,24% выше типовой конструкции. Энергоемкость при этом увеличивается на 22%. Приведенные данные свидетельствуют об эффективности предлагаемых технических решений по модернизации поглощающего аппарата АПЭ-120-И.

б) Исследование модернизации поглощающего аппарата ПМК-110-А (в котором предлагается: отказаться от пружины малой жесткости, формирующей начальный "мягкий" участок силовой характеристики; увеличить длину жесткой пружины для обеспечения ее работы на всем ходе аппарата 0,11 м; увеличить жесткость пружины до значения 26,21 МН/м для обеспечения усилия закрытия 3,0 МН; уменьшить предварительную деформацию пружины до 6,3 мм, обеспечивающую значение усилия начальной затяжки 0,1667 МН) показало, что в этом случае повышение энергоемкости аппарата может составить 107%, т.е. более, чем в два раза. При этом энергоемкость этого варианта модернизации аппарата при номинальном усилии 2 МН может составить 118 кДж, т.е. увеличиться на 37%. Рейтинг этого варианта модернизации может составить 1,31, т.е. увеличится на 21% по сравнению с типовым вариантом аппарата.

7) Основываясь на большом объеме информации, полученной посредством компьютерного моделирования процессов маневрового соударения вагонов, можно отметить что:

- Определены и проанализированы рабочие характеристики основных типов поглощающих аппаратов автосцепки, устанавливаемых на вагонах:
  - а) динамические силовые характеристики;
  - б) оценки значений силы удара в случае оборудования вагона массой 100 т. различными аппаратами при типичных схемах маневрового соударения;
  - в) оценки значений реакций различных аппаратов при предельной скорости набегания вагонов и при изменении их массы.

Эти характеристики дополнительно обеспечивают численную оценку новационности конструкций поглощающих аппаратов.

- Предложены двумерные диаграммы зависимости максимальных усилий от скоростей соударения и масс вагонов. Они построены для всех рассматриваемых аппаратов. Сопоставление диаграмм для разных аппаратов обеспечивает высокое качество представления их рабочих параметров.
- Для оценки рабочих качеств аппаратов предлагается:

- использовать графические зависимости усилий от кинетической энергии удара, графики накапливаемой аппаратом энергии от скорости соударения, от максимального усилия закрытия аппарата;
- дополнять силовые характеристики графиками зависимости силы и хода аппарата от скорости набегания вагонов.

8) Полученные результаты внедрены в учебный процесс МГУПС (МИИТ).

### Список литературы

1. Лукин, В. В. Вагоны. Общий курс [Текст]: учебник для вузов ж.-д. трансп. / В. В. Лукин, П. С. Анисимов, Ю. П. Федосеев; под ред. В. В. Лукина. – Москва, Маршрут, 2004. – 424 с.
2. Конструирование и расчет вагонов [Текст]: учебник для вузов ж.-д. трансп. / В. В. Лукин [и др.]; под ред. В. В. Лукина. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с.
3. Конструирование и расчёт вагонов [Текст]: учебник для вузов ж.-д. трансп. / В. В. Лукин [и др.]; под ред. П. С. Анисимова. – М.: «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2011. – 688 с.
4. Болотин, М. М. Эталонные поглощающие аппараты автосцепки [Текст] / М. М. Болотин, З. О. Каракашьян, В. Я. Першин // Мир транспорта. – 2007. – №3. – 114-123 с.
5. Никольский, Л. Н. Фрикционные амортизаторы удара [Текст] / Л. Н. Никольский. – М.: Машиностроение, 1964 г. - 167 с.
6. Никольский, Л. Н. Амортизаторы удара подвижного состава [Текст] / Л. Н. Никольский, Б. Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 1986 г. - 144 с.
7. Кеглин, Б. Г., Игнатенко Ю.В. Теоретические исследования сил удара и ускорений, действующих на рефрижераторный вагон и груз при различных типах поглощающих аппаратов [Текст] / Б. Г. Кеглин, Ю. В. Игнатенко// Труды БИТМ. – Вып. XXIV: Вопросы исследования надёжности и динамики элементов

подвижного состава железных дорог. – Брянск, 1971 г. – с. 124-129.

8. Кеглин, Б. Г. Автоколебания при соударении вагонов оборудованных фрикционными поглощающими аппаратами [Текст] / Б. Г. Кеглин// Повышение надёжности элементов подвижного состава. – Москва, НИИ «ИНФОРМТЯЖ-МАШ», 1974. – 34-38 с.

9. Кеглин, Б. Г. Оптимизация межвагонных амортизирующих устройств [Текст]: автореф. дисс. ...канд. техн. наук// Б. Г.Кеглин. – Л.: 1981. – 44 с.

10. Кеглин, Б. Г. Параметрическая надёжность фрикционных устройств [Текст] / Б. Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 1981. – 135 с.

11. Кеглин, Б. Г. Перспективы совершенствования амортизаторов удара подвижного состава [Текст] / Б. Г. Кеглин // Вопросы исследования динамики и надёжности подвижного состава и транспортных машин: сб. науч. трудов. – БИТМ, Брянск, 1988 – с. 4-6.

12. Кеглин, Б. Г. Современное состояние и основные проблемы совершенствования поглощающих аппаратов автосцепки [Текст] / Б. Г. Кеглин // Динамика прочность и надёжность транспортных машин: сб. науч. трудов. – БИТМ, Брянск, 1992. – с. 6-10.

13. Болдырев, А. П. Оптимизация параметров гидро-фрикционных поглощающих аппаратов автосцепки рефрижераторных вагонов [Текст] / А. П. Болдырев // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Повышение надёжности и совершенствование конструкции подвижного состава: тез. докл. – ДИИТ, Днепропетровск, 1988. – с. 8-9.

14. Болдырев, А. П. Шалимов П.Ю. Исследования работы гидро-фрикционных поглощающих аппаратов с гидравлическим объёмным распором [Текст] / А.П. Болдырев, П.Ю. Шалимов // Динамика вагонов: сб. науч. трудов. – ЛИИЖ, Ленинград, 1993. – с. 60-69.

15. Болдырев, А. П. Научные основы совершенствования поглощающих аппаратов автосцепки [Текст]: автореф. дис. ... док-ра техни.наук// А. П. Болдырев. – СПб 2006. – 40 с.

16. Селенский, Е. И. Исследования работоспособности фрикционных поглощающих аппаратов автосцепки с учётом особенностей их взаимодействия при ударе [Текст]: автореф. дисс... канд. техн. наук // Е. И. Селенский. – Брянск, 1973. – с. 34.
17. Селенский, Е. И. Особенности скоростного режима ударного сжатия совместно работающих поглощающих аппаратов автосцепки [Текст] / Е. И. Селенский // Транспортное машиностроение. – Москва, НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ, 1975. – с. 31-36.
18. Селенский, Е. И. Уточнённый расчёт сил взаимодействия вагонов оборудованных фрикционными аппаратами с различной степенью приработки и износа [Текст]/ Е. И. Селенский // Транспортное машиностроение. - М.: НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ, 1968. – с. 76-80.
19. Патент США №3656632. Гидропневматический поглощающий аппарат автосцепки ж.-д. подвижного состава [Текст]/ З. О. Каракашьян [и др.]: заявитель МИИТ; заявл. 18.04.1972.
20. Патент Англии №1306292. Гидропневматический поглощающий аппарат автосцепки ж.-д. подвижного состава [Текст]/ З. О. Каракашьян [и др.]: заявитель МИИТ; заявл. 07.02.1973.
21. Патент Японии № 20567. Гидропневматический поглощающий аппарат автосцепки ж.-д. подвижного состава [Текст] / З. О. Каракашьян [и др.]: заявитель МИИТ; заявл. 22.06.1973.
22. Трёхкамерный гидрогазовый аппарат автосцепки подвижного состава [Текст]/ З. О. Каракашьян [и др.]: сборник науч. трудов МИИТ, вып. 451. – Москва, МИИТ, 1975. – с. 165-168.
23. Першин, В. Я. Исследования гидрогазовых поглощающих аппаратов автосцепки с квазимягкими упругими характеристиками [Текст]: автореф. дисс... канд. техн. наук // В. Я. Першин. – Москва, 1978. – 24с.
24. Патент Россия (11) №2210514. Способ и устройство для отвода энергии удара в частности в автоматических сцепках рельсового подвижного состава

[Текст] / В. Н. Филиппов. – МПК В61G9/04, В61G11/16 20/08, 2003.

25. Патент Россия (11) №2112677. Аппарат, поглощающий энергию, в частности, для железнодорожных автоматических сцепок [Текст] / В. Н. Филиппов. – МПК В61G9/100, В61 С 11/00, 2004.

26. Расчет вагонов на прочность [Текст] / под ред. Л. А. Шадура. – Москва, Трансжелдориздат, 1960. – 360 с.

27. Андриянов, С. С. Нагруженность элементов специализированных вагонов, оборудованных амортизаторами повышенной энергоёмкости [Текст]: автореф. дисс. ... канд. техн. наук / С. С. Андриянов. – Москва, МИИТ, 2006. – с. 24.

28. Беспалько, С. В. Разработка и анализ моделей повреждающих воздействий на котлы цистерн для перевозки криогенных продуктов [Текст]: автореф. дисс. ... д-ра техн. наук / С. В. Беспалько. – Москва, МИИТ, 2000. – 36 с.

29. Беспалов, Н. Г. Поглощающие аппараты для перспективных условий эксплуатации железных дорог [Текст] // Труды ВНИИЖТ, вып. 626. – Москва, Транспорт, 1980. – с. 27-42.

30. Костин, Г. В. Определение требуемой энергоёмкости поглощающих аппаратов автосцепки для условий работы в грузовых поездах [Текст]: материалы конф. «Проблемы механики ж.-д. транспорта»; тез. докл. / Г. В. Костин, Ю.М. Черкашин. – Днепропетровск, ДИИТ, 1988. – с. 22.

31. Ступин, Д. А., Беляев В.И. Разработка российского эластомерного поглощающего аппарата для автосцепного устройства грузовых вагонов [Текст] / Д. А. Ступин, В. И. Беляев // Вестник ВНИИЖТ. – 1998. – №6. – с. 29-31.

32. Горячев, С. А. Разработка методики проектирования и выбора параметров эластомерного поглощающего аппарата грузовых вагонов [Текст]: автореф. дисс. ... канд. техн. наук // С. А. Горячев. – Екатеринбург, УрГУПС, 1999. – 26 с.

33. Лазарян, В. А. К вопросу о влиянии характеристик связей одномерных механических систем на переходные режимы движения [Текст] / В.А. Лазарян [и др.] // Труды ДИИТ, вып. 59. «Исследование переходных режимов движения по-

ездов и динамики подвижного состава». – Москва, Транспорт, 1966. – с. 3-9.

34. Лазарян, В. А. О переходных режимах движения поездов [Текст] / В. А. Лазарян // Труды ДИИТ, вып. 152. «Исследования по динамике рельсовых экипажей». – Днепропетровск, 1973. – с. 3-44.

35. Лазарян, В. А. Влияние неоднородности состава на продольные усилия в поезде [Текст] / В. А. Лазарян, В. П. Блохин, Л. В. Белик // Труды ДИИТ, вып. 120. «Применение математических машин к расчёту узлов вагонов на прочность». – Днепропетровск, 1972 – с. 21-28.

36. Блохин, Е.П. Манашкин Л.А. Динамика поезда [Текст] / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. – Москва, Транспорт, 1982. – 222 с.

37. Блохин, Е. П. О силах в автосцепках при трогании сжатого поезда, составленного из полувагонов и цистерн [Текст] / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин // Вопросы улучшения технического содержания вагонов и совершенствования ходовых частей. Межвузовский сборник научных трудов, ДИИТ, Днепропетровск. – 1982. – с. 31-34.

38. Блохин, Е. П. О влияние характеристик поглощающих аппаратов автосцепки и воздухораспределителей автотормозов грузовых и пассажирских вагонов на продольную нагруженность длинносоставных поездов [Текст] / Е. П. Блохин [и др.]: мат. конф. «Перспективы развития вагоностроения»; тез. докл. – Москва, ВНИИВ, 1988 – с. 34-35.

39. Манашкин, Л. А. Динамика вагонов, сцепов и поездов при продольных ударах [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Л.А. Манашкин. – Л: 1980. – 44 с.

40. Вершинский, С. В. Продольная динамика вагонов в грузовых поездах [Текст] / С. В. Вершинский // Труды ВНИИЖТ, 1957, вып. 143. – 263 с.

41. Динамика вагонов [Текст]; под ред. проф. С. В. Вершинского. – Москва, Транспорт, 1976. – 352 с.

42. Жуковский, Н. Е. Сборник сочинений [Текст]. Том 1 / Н. Е. Жуковский. – Москва, ГосТехИздаг. – 1948. – с. 348-405.

43. Черкашин, Ю. М. Исследования динамики цистерн с учётом колебаний жидкости [Текст]: автореф. дис.. канд. техн. наук/ Ю.М. Черкашин. Москва, ВНИИЖТ, 1971. – 22 с.
44. Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС, колеи 1520 мм. (несамоходных) [Текст]. – Москва, ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
45. Технические требования на разработку автосцепного устройства грузовых вагонов нового поколения [Текст]. № 10/31, ЦВА, МПС, 1999. – 5 с.
46. Воронков, Н. М. Курс теоретической механики [Текст] / Н.М. Воронков. – Москва, Гостехтеориздат, 1957. – 596 с.
47. Справочник по ударным нагрузкам [Текст]: под. ред. Сирил М. Харрис, Чарльз И. Крид. – Л.: Судостроение, 1980. – 360 с.
48. Гольдсмит, В. Удар, теория и физические свойства соударяющихся тел [Текст] / В. Голдсмит. – Москва, Стройиздат, 1965 – 448 с.
49. Кильчевский, Н. А. Теория соударения твёрдых тел [Текст] / Н.А. Кильчевский. – Киев, «Науковадумка», 1969. – 246 с.
50. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С.П. Тимошенко: учебник. 2-е изд. – Москва, «Наука», 1967. – 444 с.
51. Филиппов, А. П. Колебания деформируемых систем [Текст]. 2-е изд. – Москва, Машиностроение, 1970. – 734 с.
52. Батуев Г.С. Инженерные методы исследований ударных процессов [Текст] / Г. С. Батуев [и др.]. – Москва, Машиностроение, 1976. – 240 с.
53. Бидерман, В. Л. Прикладная теория механических колебаний [Текст]. – Москва, Высшая школа, 1972. – 416 с.
54. Справочник по динамике сооружений [Текст]; под ред. профессоров В. Г. Коренева и И. М. Рабиновича. – Москва, Стройиздат, 1972. – 612 с.
55. Авдонин, А. С. Расчёт на прочность космических аппаратов [Текст] / А. С. Авдонин. – Москва, Машиностроение, 1979. – 200 с.
56. Котуранов, В. А. Повышение энергоёмкости поглощающих аппара-

тов грузовых вагонов [Текст] В.А. Котуранов // Транспорт Российской Федерации. – СПб, 2013. – с. 40-42.

57. Сергеев, К. А. Определение характеристик жесткости противоударных устройств вагонов [Текст] / К. А. Сергеев, М. П. Козлов, В. А. Котуранов // Наука и техника транспорта. – 2013. – №3. – с.59-62.

58. Козлов, М.П. Расчётная оценка рабочих характеристик поглощающих аппаратов [Текст] . М.П. Козлов, В.А. Котуранов // Железнодорожный транспорт – 2014, – №2, – с.72-73.

59. Козлов, М. П. Линейные ускорения опорных точек кузова [Текст]/ М.П. Козлов, М.В. Козлов, В.А. Котуранов // Мир транспорта. 2013. – №2. – с. 38-40.

60. Сергеев, К. А. Показатели инновационности технических решений по конструкциям грузовых вагонов, имеющих численные оценки [Текст] / К. А. Сергеев, М. П. Козлов, В. А. Котуранов // Наука и техника транспорта. – 2012. – №4. – с.95-97.

61. Болотин, М. М. Гидрогазовый поглощающий аппарат автосцепки ГА-500-120 [Текст] / М. М. Болотин, В. Я. Першин, З. О. Каракашьян: Безопасность движения поездов // Труды девятой научно-практической конференции. – М.: МИИТ, 2008. – с. УП-6-УП-9.

62. Орлов, А. И. Принятие решений. Теория и методы разработки управленческих решений [Текст] / А. И. Орлов. – М.: ИКЦ «МарТ»; Ростовн/Д: Издательский центр «МарТ», 2005. – 496 с.

63. Бешелев, С. Д. Математико-статистические методы экспертных оценок [Текст] / С. Д. Бешелев, Ф. Г. Гурвич. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Статистика, 1980. – 263 с.

64. Болотин, М. М. Экспертное решение: достоверность [Текст ] / М.М. Болотин, В. Н. Глазков // Транспорт: наука, техника, управление. – 2012. – №12. – с. 9-10.

65. Математическая статистика [Текст]: учебник; под ред. А.М. Дина / В. М. Иванова [и др.]. – М.: Высшая школа, 1975. – 398 с.

66. Болотин, М. М. Автоматизированные рабочие места вагоноремонтного производства [Текст]. Часть 2. Поиск решений. Модели и экспертиза производства: учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МИИТ, 2008. – 126 с.